

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

ANEXOS

Autor

Martín Mur Mur

Director

Javier Oscar Abad Blasco

Titulación del autor

Grado en Ingeniería Mecánica

Contenido

ANEXO A:	1
A.1. Objetivos y metodología:	2
A.2. Fórmulas para la obtención de las coordenadas de cada punto:	6
A.2.1. Cilindro 1	6
A.2.2. Conjunto brazo	6
A.2.3. conexiones del cilindro 2:	7
A.2.4. Conjunto cazo:	8
A.3. Tabla posiciones de cada punto según su posición:	9
A.4. Representación del conjunto en sus 8 posiciones:	13
A.4.1. Posición 1:	15
A.4.2. Posición 2:	15
A.4.3. Posición 3:	16
A.4.4. Posición 4:	16
A.4.5. Posición 5:	17
A.4.6. Posición 6:	17
A.4.7. Posición 7:	18
A.4.8. Posición 8:	18
ANEXO B:	1
B.1. Objetivo y metodología:	2
B.2. Diagramas de sólido libre y sus ecuaciones:	3
B.2.1. Conjunto cazo:	3
B.2.2. Cilindro 2:	4
B.2.3. Orejeta cilindro 2:	5
B.2.5. Soporte cilindro 2:	6
B.2.6. Conjunto brazo:	7
B.2.7. Cilindro 1:	8
B.2.8. Conjunto bancada:	9
B.2.9. Conjunto global, fuerzas externas:	10
B.3. Diagramas de esfuerzos en cada barra:	13

ANEXOS:

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

B.3.1. Diagramas de esfuerzo, Posición 1; $L_{cilindro1} = 840 \text{ mm}$:	14
B.3.2. Diagramas de esfuerzo, Posición 2; $L_{cilindro1} = 920 \text{ mm}$:	17
B.3.3. Diagramas de esfuerzo, Posición 3; $L_{cilindro1} = 1020 \text{ mm}$:	20
B.3.4. Diagramas de esfuerzo, Posición 4; $L_{cilindro1} = 1120 \text{ mm}$:	23
B.3.5. Diagramas de esfuerzo, Posición 5; $L_{cilindro1} = 1220 \text{ mm}$:	26
B.3.6. Diagramas de esfuerzo, Posición 6; $L_{cilindro1} = 1320 \text{ mm}$:	29
B.3.7. Diagramas de esfuerzo, Posición 7; $L_{cilindro1} = 1420 \text{ mm}$:	32
B.3.8. Diagramas de esfuerzo, Posición 8; $L_{cilindro1} = 1520 \text{ mm}$:	35
B.4. Representación esfuerzo más solicitante:	37
B.4.1. Barra 1:	38
B.4.2. Barra 2:	39
B.4.3. Barra 4:	39
B.4.4. Barra 5:	40
B.4.5. Barra 6:	40
B.4.6. Barra 7:	41
B.4.7. Barra 41:	41
B.4.8. Barra 48:	42
ANEXO C:	1
C.1. Modelado de la pala cargadora:	2
C.2. Posición 1:	4
C.2.1. Modelo:	4
C.2.2. Esfuerzos resultantes:	5
C.3. Posición 2:	8
C.3.1. Modelo:	8
C.3.2. Esfuerzos resultantes:	9
C.4. Posición 3:	12
C.4.1. Modelo:	12
C.4.2. Esfuerzos resultantes:	13
C.5. Posición 4:	16
C.5.1. Modelo:	16
C.5.2. Esfuerzos resultantes:	17
C.6. Posición 5:	20

ANEXOS:

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

C.6.1. Modelo:.....	20
C.6.2. Esfuerzos resultantes:	21
C.7. Posición 6:	24
C.7.1. Modelo:.....	24
C.7.2. Esfuerzos resultantes:	25
C.8. Posición 7:	28
C.8.1. Modelo:.....	28
C.8.2. Esfuerzos resultantes:	29
C.9. Posición 8:	32
C.9.1. Modelo:.....	32
C.9.2. Esfuerzos resultantes:	33
ANEXO D:.....	1
D.1. Objetivo y metodología:	2
D.2. Selección de perfiles:	2
D.2.1. Selección del perfil de las barras 2 y 22:	2
D.2.2. Selección de perfil de las barras 1, 21 y 40:	5
D.2.3. Selección de perfil de las barras 4 y 24:	6
D.2.4. Selección de perfil de las barras 7 y 27:	9
D.2.5. Selección de perfil de las barras 41 y 42:	11
ANEXO E:	1
E.1. Selección cilindros hidráulicos:.....	2
E.1.1. Cilindro 1:	2
E.1.2. Cilindro 2:	6
ANEXO F:.....	1
F.1. Selección elementos de unión:	2
F.1.1. Uniones por pasador:.....	2
F.1.2. Uniones por pasador con orejetas:.....	8
ANEXO G:.....	1
G.1. Modelado del cazo:	2
G.2. Metodología a seguir para el modelado:	3
G.2.1. Conjunto bancada:.....	3
G.2.2. Conjunto brazos:	3

ANEXOS:

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

G.2.3. Conjunto cazo:	4
G.3. Metodología a seguir para el ensamblaje:	4
G.5.1. Resultados posición 1	5
G.5.2. Resultados posición 6	5
G.5.3. Resultados posición 8	6
G.4. Metodología a seguir para el estudio estático:	7
G.5. Resultados de los diferentes estudios estáticos:	10
G.5.1. Resultados posición 1	10
G.5.2. Resultados posición 6	13
G.5.3. Resultados posición 8	16
G.5.3. Resultados posición 8, distribución de carga asimétrica:	19

Trabajo Fin de Grado

Cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora en un vehículo agrícola, sometida a una carga máxima en su posición más desfavorable

ANEXO A:

GEOMETRÍA DE LA PALA

CARGADORA

A.1. Objetivos y metodología:

El objetivo es realizar el cálculo estructural de la pala cargadora, es primordial conocer la geometría de los elementos que componen la estructura.

Para poder realizar un análisis total, es necesario realizar un estudio estático en todas las posiciones posibles que tenga la pala cargadora. En este caso vamos a analizar 8 posiciones; las cuales, se organizan según la longitud del cilindro 1, a partir del cual, determinamos el resto de las posiciones. Para obtenerlas elegimos como posición 1, la de mínima extensión del cilindro y como posición 8 la de su máxima longitud de carrera, obteniendo así la posición máxima y mínima. El resto de las posiciones intermedias: son la extensión progresiva del cilindro con una variación constante de 100 mm entre una y otra.

Previamente, precisamos realizar un proceso de medición de todos los elementos que componen la pala cargadora, obteniendo sus longitudes, anchuras, alturas, espesores, ... Con todos estos datos diseñamos una versión simplificada del conjunto, otorgando números de identificación a cada punto y a cada barra.

Una vez definidas, es necesario que tomemos un punto de referencia de altura para cada posición, ya que, por medio de la trigonometría podemos relacionar la extensión del cilindro 1 con la altura a la que se eleva el cazo. Utilizaremos como referencia el punto final del brazo, P12, porque como consideración principal, establecemos que el cazo permanece siempre paralelo al suelo, provocando que sea el punto más desfavorable para la estructura, puesto que es la posición más alejada del vehículo agrícola que se puede tener.

Elegimos diferentes conjuntos de barras y puntos para facilitar la nomenclatura de las barras, siendo estos:

- CONJUNTO BANCADA: (barras con número rojo)
- CILINDROS (barras de color verde claro)
- CONJUNTO BRAZO: (barras con número azul)
- SOPORTE CILINDRO 2: (verde)
- CAZO: (negro)

ANEXOS:

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 1: Tractor referencia, con los números identificativos de cada barra

Tras el proceso de medición obtenemos estas longitudes:

Dist. Puntos	(P1-P3)	(P3-P5)	(P3-P8)	(P5-P6)	(P9-P4)	(P10-P11)	(P11-P9)
Longitud (mm)	300,0	650,0	1320,0	688,4	1250,0	840,0	400,0
Dist. Puntos	(P9-P12)	(P9-P17)	(P9-P22)				
Longitud (mm)	1850,0	800,00	1440,00				
Dist. Puntos	(P12-P13)	(P13-P21)	(P21-P19)	(P19-P16)	(P16-P14)	(P14-P15)	(P15-P21)
Longitud (mm)	300,0	135,0	237,7	574,9	810,0	371,0	307,3
Dist. Puntos	(P17-P47)	(P22-P42)	(P18-P48)	(P48-P20)	(P20-P50)	(P50-P19)	
Longitud (mm)	920,0	920,0	65,0	932,71	50	595	

TABLA 1: Distancias obtenidas entre puntos mediante medición in situ

Con estas dimensiones pasamos a utilizar relaciones trigonométricas para conseguir las coordenadas de cada punto respecto del punto 1, el que consideraremos 0,0,0. Para ello es necesario conocer los ángulos de cada barra, en cada posición, lo cual conseguimos mediante la toma de fotografías para cada posición desde un mismo punto y con la misma perspectiva. Una vez con la instantánea en el ordenador mediante el software gratuito Measure, desarrollado por Baron Roberts, bajo su empresa C Thing Software, que es un programa para conocer la posición de los píxeles de una imagen, colocamos dos puntos en cada barra y este nos indica el ángulo exacto en el que se encuentra. Los ángulos están referenciados a la horizontal, como se aprecia en la imagen:

ANEXOS:

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

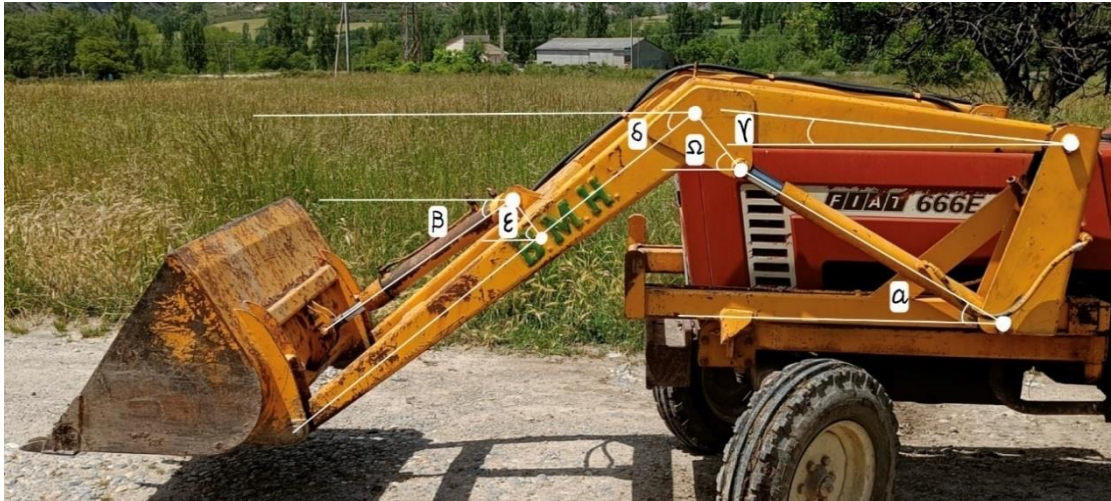


IMAGEN 2: Tractor referencia, con los ángulos identificativos de cada barra

Obteniendo para las diferentes barras los siguientes ángulos, para cada posición:

ANEXOS:

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

	Barra 4 (P4-P9)			Barra 5-Cilindro1 (P10-P11)		
	Distancia	Rotación γ		Distancia total	Rotación α	
	(mm)	(°)	(Rad)	(mm)	(°)	(Rad)
Posición 1	1250,0	-6,00	-0,10	840,0	23,00	0,40
Posición 2		6,00	0,10	920,0	30,00	0,52
Posición 3		13,00	0,23	1020,0	36,00	0,63
Posición 4		23,00	0,40	1120,0	43,00	0,75
Posición 5		36,00	0,63	1220,0	53,00	0,93
Posición 6		47,00	0,82	1320,0	60,00	1,05
Posición 7		60,00	1,05	1420,0	68,00	1,19
Posición 8		72,00	1,26	1520,0	75,00	1,31
	Barra 11 (P18-P48)			Barra 12 Cilindro (P48-P20)		
	Distancia	Rotación ϵ		Distancia total	Rotación β	
	(mm)	(°)	(Rad)	(mm)	(RAD)	(°)
Posición 1	65,0	41,00	0,72	932,7	-0,71	-40,45
Posición 2		49,00	0,86	947,5	-0,57	-32,42
Posición 3		56,00	0,98	975,0	-0,44	-24,93
Posición 4		65,00	1,13	1011,6	-0,27	-15,64
Posición 5		78,00	1,36	1064,8	-0,05	-2,79
Posición 6		89,00	1,55	1108,5	0,13	7,60
Posición 7		101,00	1,76	1152,9	0,32	18,54
Posición 8		113,00	1,97	1192,7	0,51	29,12
	Barra 7 (P9-P12)			Barra 7 (P9-P17)		
	Distancia	Rotación δ		Distancia	Rotación δ	
	(mm)	(°)	(Rad)	(mm)	(°)	(Rad)
Posición 1	1850,0	-49,00	-0,86	800,0	-49,00	-0,86
Posición 2		-41,00	-0,72		-41,00	-0,72
Posición 3		-34,00	-0,59		-34,00	-0,59
Posición 4		-25,00	-0,44		-25,00	-0,44
Posición 5		-12,00	-0,21		-12,00	-0,21
Posición 6		-1,00	-0,02		-1,00	-0,02
Posición 7		11,00	0,19		11,00	0,19
Posición 8		23,00	0,40		23,00	0,40
	Barra 7 (P9-P22)			Barra 6 (P9-P11)		
	Distancia	Rotación δ		Distancia	Rotación Ω	
	(mm)	(°)	(Rad)	(mm)	(Rad)	(°)
Posición 1	1440,0	-49,00	-0,86	400,0	0,60	34,32
Posición 2		-41,00	-0,72		0,90	51,35
Posición 3		-34,00	-0,59		1,02	58,56
Posición 4		-25,00	-0,44		1,21	69,30
Posición 5		-12,00	-0,21		1,36	78,02
Posición 6		-1,00	-0,02		1,56	89,66
Posición 7		11,00	0,19		-1,34	103,12
Posición 8		23,00	0,40		-1,08	118,01

TABLA 2: Longitudes y rotaciones de cada barra en las diferentes posiciones

ANEXOS:

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 conocida ya toda la geometría mediante las siguientes fórmulas obtenemos las coordenadas de cada punto, dado que la pala cargadora tiene un eje de simetría central las coordenadas de los puntos que se encuentran a una distancia del eje son de componente X y componente Y iguales, mientras que barras como el cilindro 2, que se encuentran en el eje, no tendrán simetría.

Los puntos 1,2,3,4,5,6,7,8 y 10 son de medición directa.

A.2. Fórmulas para la obtención de las coordenadas de cada punto

Como nomenclatura a seguir durante el trabajo; las posiciones determinadas están determinadas por sus componentes X, Y y Z, escritas como subíndice del número del punto al que se refiere.

A.2.1. Cilindro 1

- Punto 11:

$$11_x = 10_x + L_{cilindro1} * \cos(\alpha)$$

$$11_y = 10_y + L_{cilindro1} * \sin(\alpha)$$

$$11_z = 1_z$$

A.2.2. Conjunto brazo

- Punto 9:

$$9_x = 4_x + L_{barra4} * \cos(\gamma)$$

$$9_y = 4_y + L_{barra4} * \sin(\gamma)$$

$$9_z = 1_z$$

- Punto 12:

$$12_x = 9_x + L_{barra7(P12)} * \cos(\delta)$$

$$12_y = 9_y + L_{barra7(P12)} * \sin(\delta)$$

$$12_z = 1_z$$

ANEXOS:

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

- Punto 17:

$$17_x = 9_x + L_{barras7(P17)} * \cos(\delta)$$

$$17_y = 9_y + L_{barras7(P17)} * \sin(\delta)$$

$$17_z = 1_z$$

- Punto 22:

$$22_x = 9_x + L_{barras7(P22)} * \cos(\delta)$$

$$22_y = 9_y + L_{barras7(P22)} * \sin(\delta)$$

$$22_z = 1_z$$

A.2.3. conexiones del cilindro 2:

- Punto 18:

$$18_x = 17_x$$

$$18_y = 17_y$$

$$18_z = -460mm$$

- Punto 48:

El ángulo ε , está relacionado con γ , que determina la rotación de la barra 7, de forma que ε forma 90° con la barra 7 por lo que:

$$\varepsilon = \gamma + 90^\circ$$

$$48_x = 18_x$$

$$48_y = 18_y$$

$$48_z = 18_z$$

- Punto 20:

$$20_x = 18_x + L_{cilindro\ 2} * \cos(\beta)$$

$$20_y = 18_y + L_{cilindro\ 2} * \cos(\beta)$$

$$20_z = 18_z$$

ANEXOS:

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.2.4. Conjunto cazo:

- Punto 13:

$$13_x = 12_x + L_{barra4} * \cos(\gamma)$$

$$13_y = 12_y$$

$$13_z = 1_z$$

- Punto 21:

$$21_x = 13_x$$

$$21_y = 13_y$$

$$21_z = 1_z + 135 \text{ mm}$$

- Punto 50:

$$50_x = 20_x + L_{barra48}$$

$$50_y = 20_y$$

$$50_z = 18_z$$

- Punto 19:

$$50_x = 20_x$$

$$50_y = 20_y$$

$$19_z = 21_z$$

- Punto 14:

$$14_x = 13_x + 675 \text{ mm}$$

$$14_y = 13_y - 45 \text{ mm}$$

$$14_z = 21_z$$

- Punto 15:

Punto inferior del cazo donde su coordenada X se encuentra el punto vertical más alto.

$$15_x = 14_x - 371 \text{ mm}$$

$$15_y = 14_y$$

$$15_z = 21_z$$

ANEXOS:

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

- Punto 16:

$$16_x = 15_x$$

$$16_y = 15_y + 720 \text{ mm}$$

$$16_z = 21_z$$

Los puntos del 31 hasta el 52 son puntos paralelos de iguales coordenadas X e y, pero a -920 mm de 1_z , excepto los puntos 48 y 50 que se encuentran en el eje, los cuales componen el cilindro 2, y los puntos extremos que componen el cazo, los cuales se encuentran a 135 mm sus respectivos brazos.

Con todo ello tenemos determinadas las posiciones en función del ángulo del cilindro 1. Y, por consiguiente, tenemos las 8 posiciones con su geometría determinada.

A.3. Tabla posiciones de cada punto según su posición:

- Los puntos del de un lado van desde el 1 hasta al 22 y sus simétricos del 31 al 52, a excepción de los puntos 18, 20, 48 y 50 (sombreados en color rojizo), los cuales carecen de pareja simétrica
- Las casillas sombreadas en color amarillo son posiciones cuyas coordenadas no dependen de la posición, permanecen constantes.

ANEXOS:

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

PUNTOS	POSICIÓN 1			POSICIÓN 2			POSICIÓN 3		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	75,0	0,0	0,0	75,0	0,0	0,0	75,0	0,0	0,0
3	300,0	0,0	0,0	300,0	0,0	0,0	300,0	0,0	0,0
4	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0
5	300,0	600,0	0,0	300,0	600,0	0,0	300,0	600,0	0,0
6	637,5	0,0	0,0	637,5	0,0	0,0	637,5	0,0	0,0
7	1145,0	0,0	0,0	1145,0	0,0	0,0	1145,0	0,0	0,0
8	1620,0	0,0	0,0	1620,0	0,0	0,0	1620,0	0,0	0,0
9	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0
10	490,0	0,0	0,0	490,0	0,0	0,0	490,0	0,0	0,0
11	490,0	0,0	0,0	490,0	0,0	0,0	490,0	0,0	0,0
12	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0
13	480,0	650,0	0,0	480,0	650,0	0,0	480,0	650,0	0,0
14	1155,0	605,0	135,0	1155,0	605,0	135,0	1155,0	605,0	135,0
15	784,0	605,0	135,0	784,0	605,0	135,0	784,0	605,0	135,0
16	784,0	1325,0	135,0	784,0	1325,0	135,0	784,0	1325,0	135,0
17	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0
18*	300,0	650,0	-460,0	300,0	650,0	-460,0	300,0	650,0	-460,0
19	420,0	880,0	135,0	420,0	880,0	135,0	420,0	880,0	135,0
20*	370,0	880,0	-460,0	350,0	880,0	-460,0	350,0	880,0	-460,0
21	480,0	650,0	135,0	480,0	650,0	135,0	480,0	650,0	135,0
22	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0
31	0,0	0,0	-920,0	0,0	0,0	-920,0	0,0	0,0	-920,0
32	75,0	0,0	-920,0	75,0	0,0	-920,0	75,0	0,0	-920,0
33	300,0	0,0	-920,0	300,0	0,0	-920,0	300,0	0,0	-920,0
34	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0
35	300,0	600,0	-920,0	300,0	600,0	-920,0	300,0	600,0	-920,0
36	637,5	0,0	-920,0	637,5	0,0	-920,0	637,5	0,0	-920,0
37	1145,0	0,0	-920,0	1145,0	0,0	-920,0	1145,0	0,0	-920,0
38	1620,0	0,0	-920,0	1620,0	0,0	-920,0	1620,0	0,0	-920,0
39	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0
40	490,0	0,0	-920,0	490,0	0,0	-920,0	490,0	0,0	-920,0
41	490,0	0,0	-920,0	490,0	0,0	-920,0	490,0	0,0	-920,0
42	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0
43	480,0	650,0	-920,0	480,0	650,0	-920,0	480,0	650,0	-920,0
44	1155,0	605,0	-1053,0	1155,0	605,0	-1053,0	1155,0	605,0	-1053,0
45	784,0	605,0	-1053,0	784,0	605,0	-1053,0	784,0	605,0	-1053,0
46	784,0	1325,0	-1053,0	784,0	1325,0	-1053,0	784,0	1325,0	-1053,0
47	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0
48*	300,0	650,0	-460,0	300,0	650,0	-460,0	300,0	650,0	-460,0
49	420,0	880,0	-1053,0	420,0	880,0	-1053,0	420,0	880,0	-1053,0
50*	420,0	880,0	-460,0	420,0	880,0	-460,0	420,0	880,0	-460,0
51	480,0	650,0	-1053,0	480,0	650,0	-1053,0	480,0	650,0	-1053,0
52	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0

TABLA 3: Coordenadas X, Y, Z de cada punto en las posiciones 1,2 y 3, en milímetros

ANEXOS:

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

PUNTOS	POSICIÓN 4			POSICIÓN 5			POSICIÓN 6		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	75,0	0,0	0,0	75,0	0,0	0,0	75,0	0,0	0,0
3	300,0	0,0	0,0	300,0	0,0	0,0	300,0	0,0	0,0
4	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0
5	300,0	600,0	0,0	300,0	600,0	0,0	300,0	600,0	0,0
6	637,5	0,0	0,0	637,5	0,0	0,0	637,5	0,0	0,0
7	1145,0	0,0	0,0	1145,0	0,0	0,0	1145,0	0,0	0,0
8	1620,0	0,0	0,0	1620,0	0,0	0,0	1620,0	0,0	0,0
9	1450,6	1138,4	0,0	1311,3	1384,7	0,0	1152,5	1564,2	0,0
10	490,0	0,0	0,0	490,0	0,0	0,0	490,0	0,0	0,0
11	1309,1	763,8	0,0	1224,2	974,3	0,0	1150,0	1143,2	0,0
12	3127,3	356,6	0,0	3120,8	1000,1	0,0	3002,2	1531,9	0,0
13	3307,3	356,6	0,0	3300,8	1000,1	0,0	3182,2	1531,9	0,0
14	3982,3	311,6	135,0	3975,8	955,1	135,0	3857,2	1486,9	135,0
15	3611,3	311,6	135,0	3604,8	955,1	135,0	3486,2	1486,9	135,0
16	3611,3	1031,6	135,0	3604,8	1675,1	135,0	3486,2	2206,9	135,0
17	2175,7	800,3	0,0	2093,8	1218,4	0,0	1952,4	1550,2	0,0
18*	2175,7	800,3	-460,0	2093,8	1218,4	-460,0	1952,4	1550,2	-460,0
19	3247,3	586,6	135,0	3240,8	1230,1	135,0	3122,2	1761,9	135,0
20*	3177,3	586,6	-460,0	3170,8	1230,1	-460,0	3052,2	1761,9	-460,0
21	3307,3	356,6	135,0	3300,8	1000,1	135,0	3182,2	1531,9	135,0
22	2755,7	529,8	0,0	2719,8	1085,3	0,0	2592,3	1539,1	0,0
31	0,0	0,0	-920,0	0,0	0,0	-920,0	0,0	0,0	-920,0
32	75,0	0,0	-920,0	75,0	0,0	-920,0	75,0	0,0	-920,0
33	300,0	0,0	-920,0	300,0	0,0	-920,0	300,0	0,0	-920,0
34	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0
35	300,0	600,0	-920,0	300,0	600,0	-920,0	300,0	600,0	-920,0
36	637,5	0,0	-920,0	637,5	0,0	-920,0	637,5	0,0	-920,0
37	1145,0	0,0	-920,0	1145,0	0,0	-920,0	1145,0	0,0	-920,0
38	1620,0	0,0	-920,0	1620,0	0,0	-920,0	1620,0	0,0	-920,0
39	1450,6	1138,4	-920,0	1311,3	1384,7	-920,0	1152,5	1564,2	-920,0
40	490,0	0,0	-920,0	490,0	0,0	-920,0	490,0	0,0	-920,0
41	1309,1	763,8	-920,0	1224,2	974,3	-920,0	1150,0	1143,2	-920,0
42	3127,3	356,6	-920,0	3120,8	1000,1	-920,0	3002,2	1531,9	-920,0
43	3307,3	356,6	-920,0	3300,8	1000,1	-920,0	3182,2	1531,9	-920,0
44	3982,3	311,6	-1053,0	3975,8	955,1	-1053,0	3857,2	1486,9	-1053,0
45	3611,3	311,6	-1053,0	3604,8	955,1	-1053,0	3486,2	1486,9	-1053,0
46	3611,3	1031,6	-1053,0	3604,8	1675,1	-1053,0	3486,2	2206,9	-1053,0
47	2175,7	800,3	-920,0	2093,8	1218,4	-920,0	1952,4	1550,2	-920,0
48*	2203,1	859,2	-460,0	2107,3	1282,0	-460,0	1953,5	1615,2	-460,0
49	3247,3	586,6	-1053,0	3240,8	1230,1	-1053,0	3122,2	1761,9	-1053,0
50*	3247,3	586,6	-460,0	3240,8	1230,1	-460,0	3122,2	1761,9	-460,0
51	3307,3	356,6	-1053,0	3300,8	1000,1	-1053,0	3182,2	1531,9	-1053,0
52	2755,7	529,8	-920,0	2719,8	1085,3	-920,0	2592,3	1539,1	-920,0

TABLA 4: Coordenadas X, Y, Z de cada punto en las posiciones 4,5 y 6, en milímetros

ANEXOS:

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

PUNTOS	POSICIÓN 7			POSICIÓN 8		
	X	Y	Z	X	Y	Z
1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	75,0	0,0	0,0	75,0	0,0	0,0
3	300,0	0,0	0,0	300,0	0,0	0,0
4	300,0	650,0	0,0	300,0	650,0	0,0
5	300,0	600,0	0,0	300,0	300,0	0,0
6	637,5	0,0	0,0	0,0	637,5	0,0
7	1145,0	0,0	0,0	1145,0	0,0	0,0
8	1620,0	0,0	0,0	1620,0	0,0	0,0
9	925,0	1732,5	0,0	686,3	1838,8	0,0
10	490,0	0,0	0,0	490,0	0,0	0,0
11	1021,9	1316,6	0,0	883,4	1468,2	0,0
12	2741,0	2085,5	0,0	2389,2	2561,7	0,0
13	2921,0	2085,5	0,0	2569,2	2561,7	0,0
14	3596,0	2040,5	135,0	3244,2	2516,7	135,0
15	3225,0	2040,5	135,0	2873,2	2516,7	135,0
16	3225,0	2760,5	135,0	2873,2	3236,7	135,0
17	1710,3	1885,2	0,0	1422,7	2151,4	0,0
18*	1710,3	1885,2	-460,0	1422,7	2151,4	-460,0
19	2861,0	2315,5	135,0	2509,2	2791,7	135,0
20*	2791,0	2315,5	-460,0	2439,2	2791,7	-460,0
21	2921,0	2085,5	135,0	2569,2	2561,7	135,0
22	2338,5	2007,3	0,0	2011,8	2401,5	0,0
31	0,0	0,0	-920,0	0,0	0,0	-920,0
32	75,0	0,0	-920,0	75,0	0,0	-920,0
33	300,0	0,0	-920,0	300,0	0,0	-920,0
34	300,0	650,0	-920,0	300,0	650,0	-920,0
35	300,0	600,0	-920,0	300,0	300,0	-920,0
36	637,5	0,0	-920,0	0,0	637,5	-920,0
37	1145,0	0,0	-920,0	1145,0	0,0	-920,0
38	1620,0	0,0	-920,0	1620,0	0,0	-920,0
39	925,0	1732,5	-920,0	686,3	1838,8	-920,0
40	490,0	0,0	-920,0	490,0	0,0	-920,0
41	1021,9	1316,6	-920,0	883,4	1468,2	-920,0
42	2741,0	2085,5	-920,0	2389,2	2561,7	-920,0
43	2921,0	2085,5	-920,0	2569,2	2561,7	-920,0
44	3596,0	2040,5	-1053,0	3244,2	2516,7	-1053,0
45	3225,0	2040,5	-1053,0	2873,2	2516,7	-1053,0
46	3225,0	2760,5	-1053,0	2873,2	3236,7	-1053,0
47	1710,3	1885,2	-920,0	1422,7	2151,4	-920,0
48*	1697,9	1949,0	-460,0	1397,3	2211,2	-460,0
49	2861,0	2315,5	-1053,0	2509,2	2791,7	-1053,0
50*	2861,0	2315,5	-460,0	2509,2	2791,7	-460,0
51	2921,0	2085,5	-1053,0	2569,2	2561,7	-1053,0
52	2338,5	2007,3	-920,0	2011,8	2401,5	-920,0

TABLA 5: Coordenadas X, Y, Z de cada punto en las posiciones 7 y 8, en milímetros

ANEXOS:

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.4. Representación del conjunto en sus 8 posiciones:

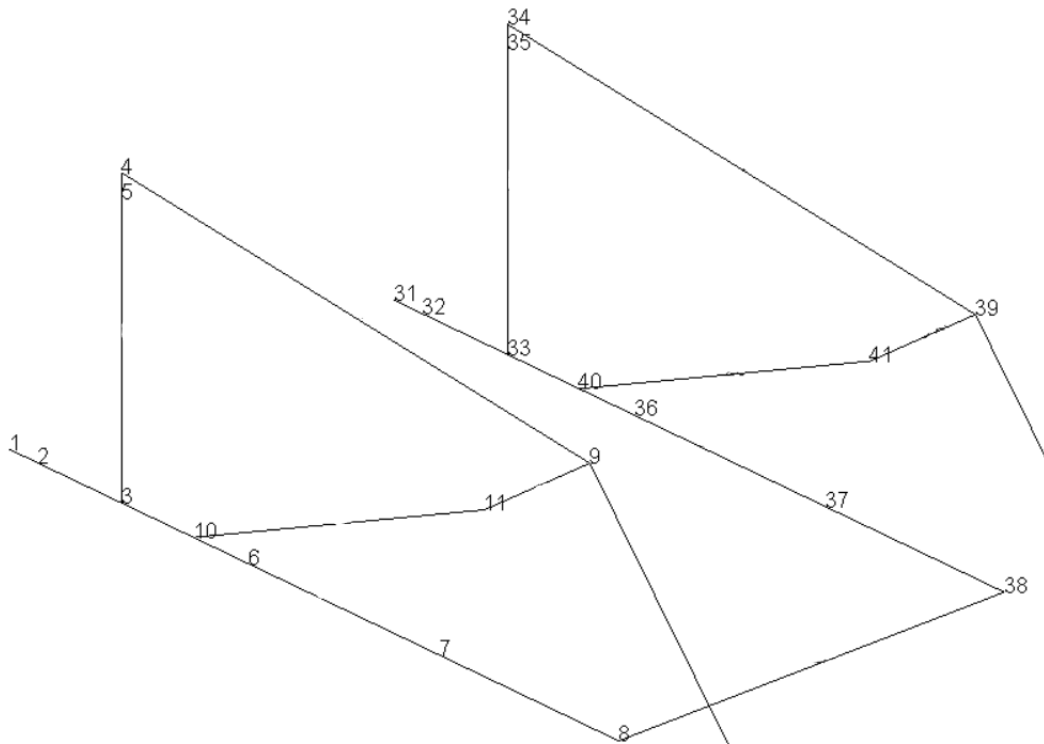


IMAGEN 3.1: Puntos significativos pala cargadora

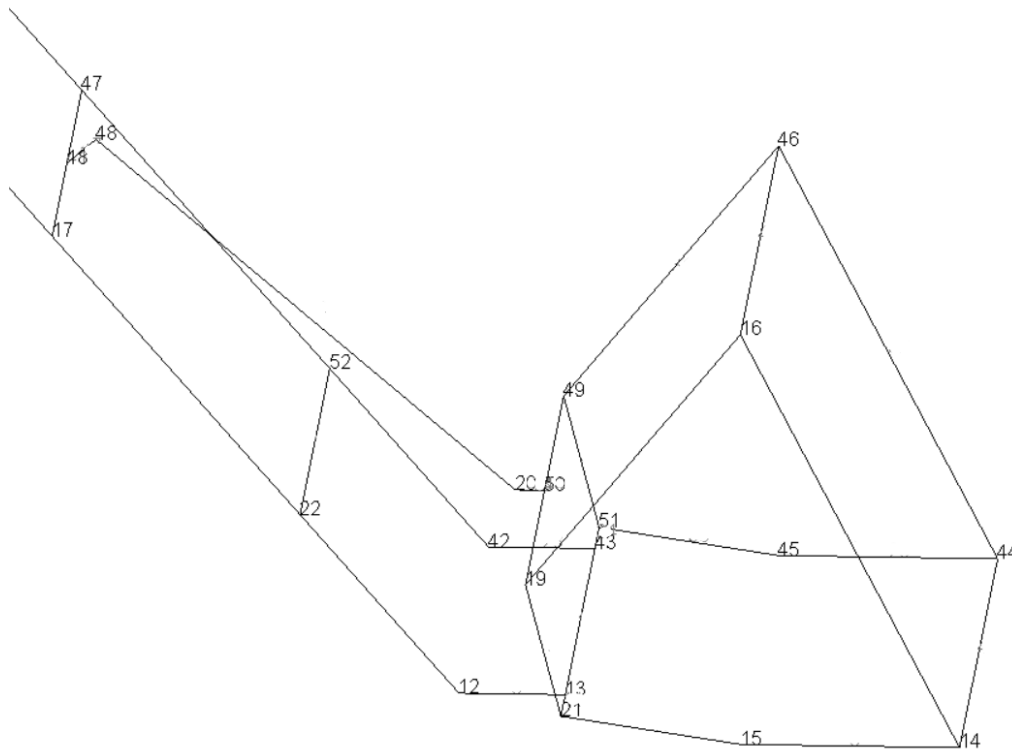


IMAGEN 3.2: Puntos significativos pala cargadora

ANEXOS:

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

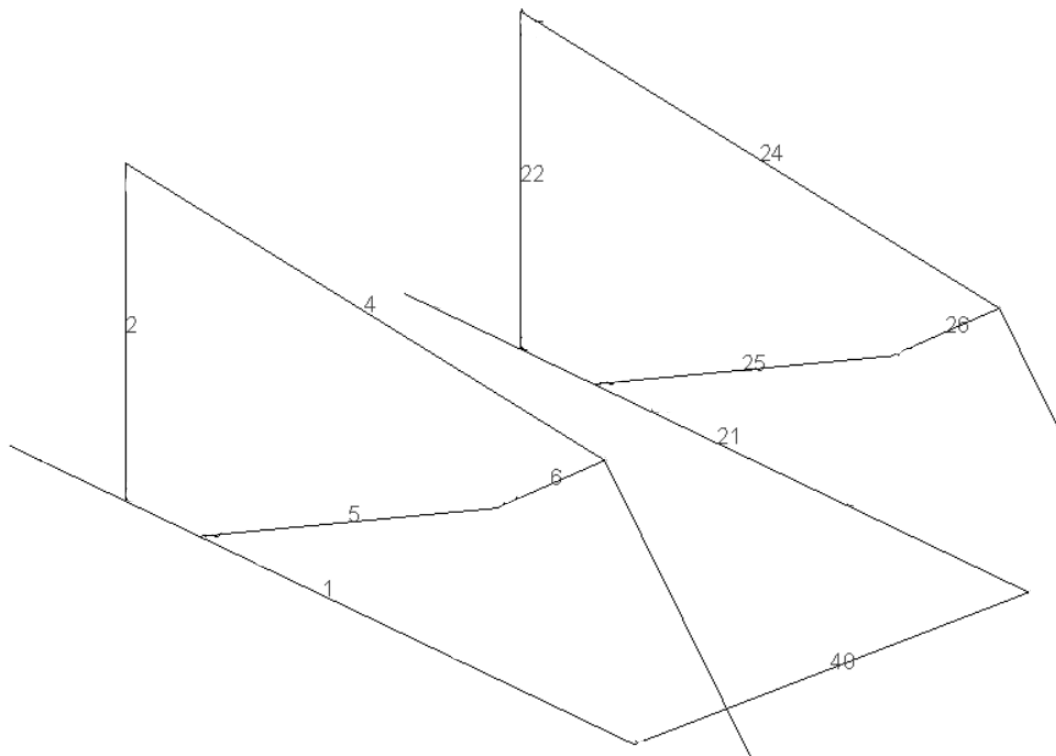


IMAGEN 4.1: Barras significativas pala cargadora

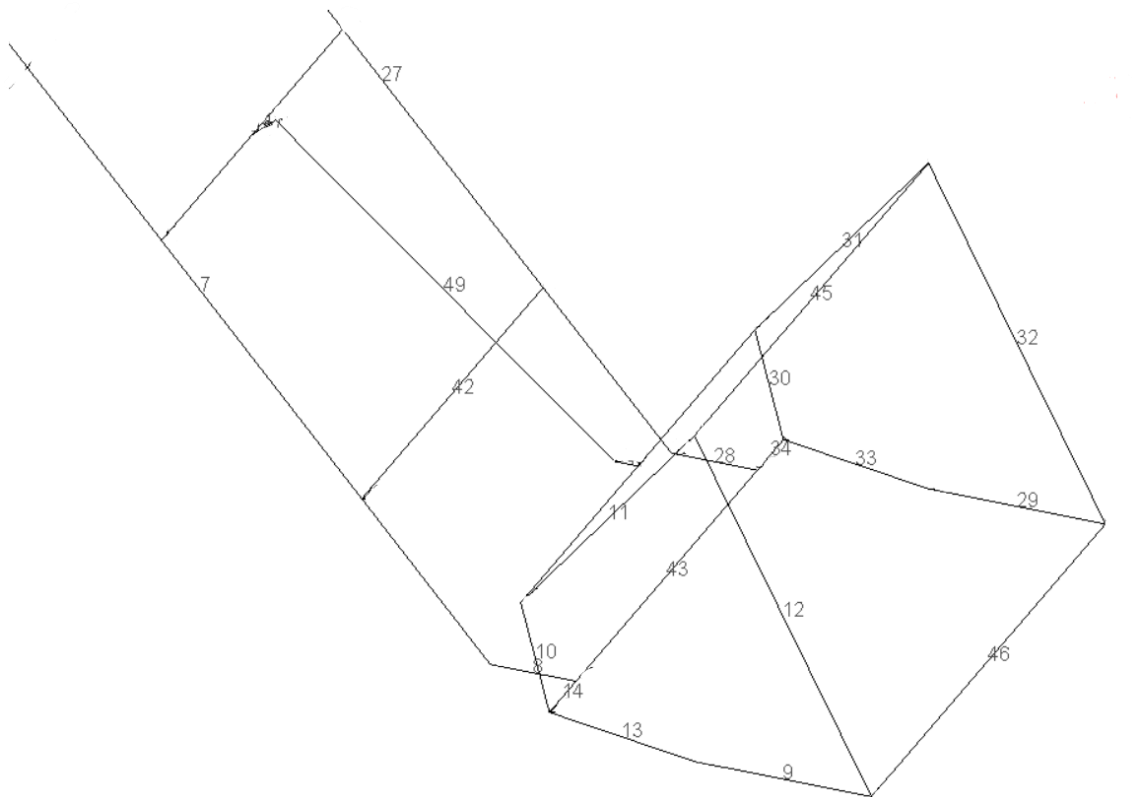


IMAGEN 4.2: Barras significativas pala cargadora

ANEXOS:

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.4.1. Posición 1:

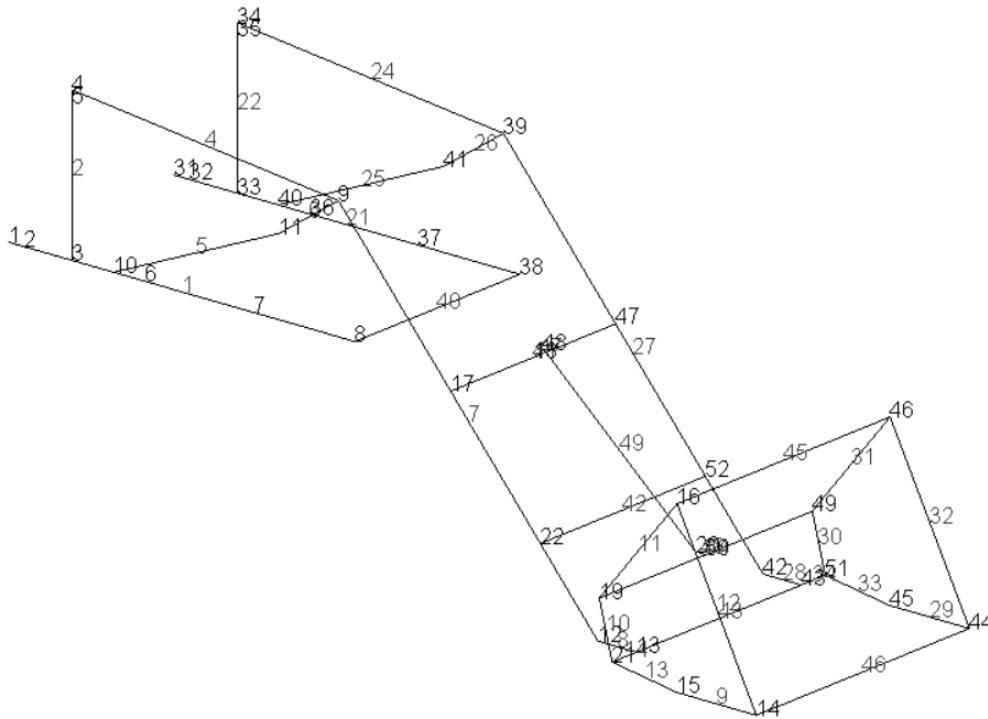


IMAGEN 5: Geometría de la pala cargadora en posición 1

A.4.2. Posición 2:

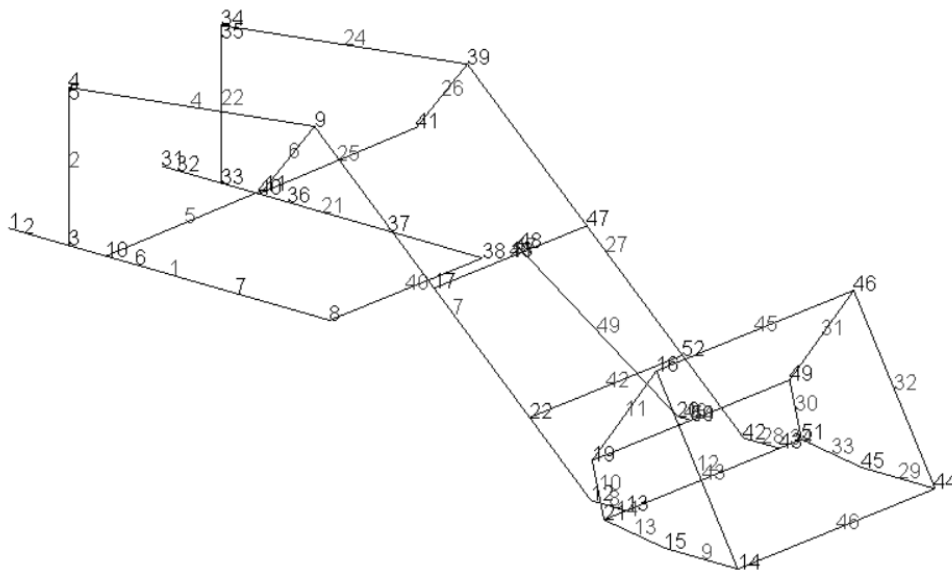


IMAGEN 6: Geometría de la pala cargadora en posición 2

ANEXOS:

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.4.3. Posición 3:

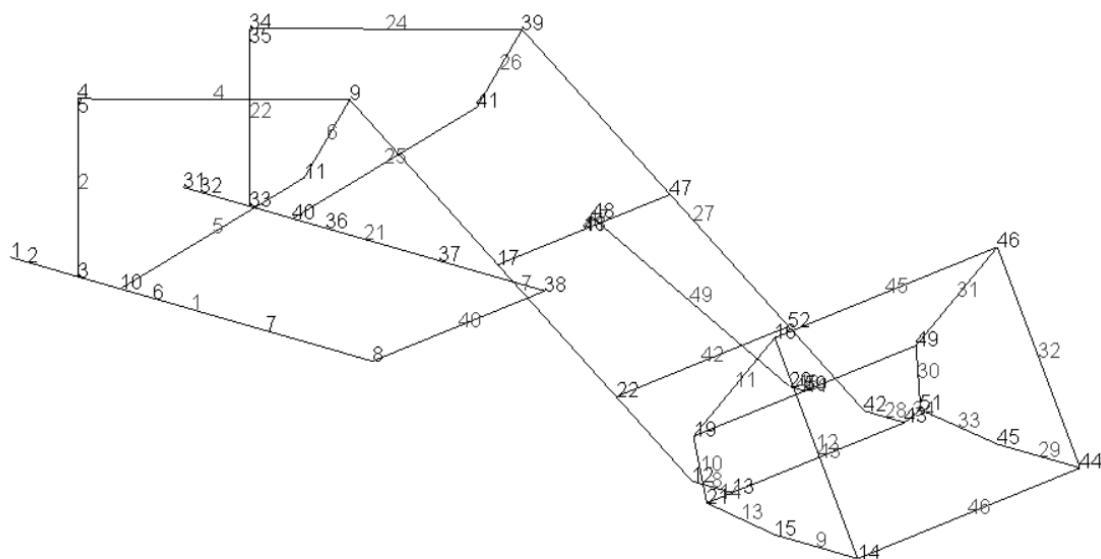


IMAGEN 7: Geometría de la pala cargadora en posición 3

A.4.4. Posición 4:

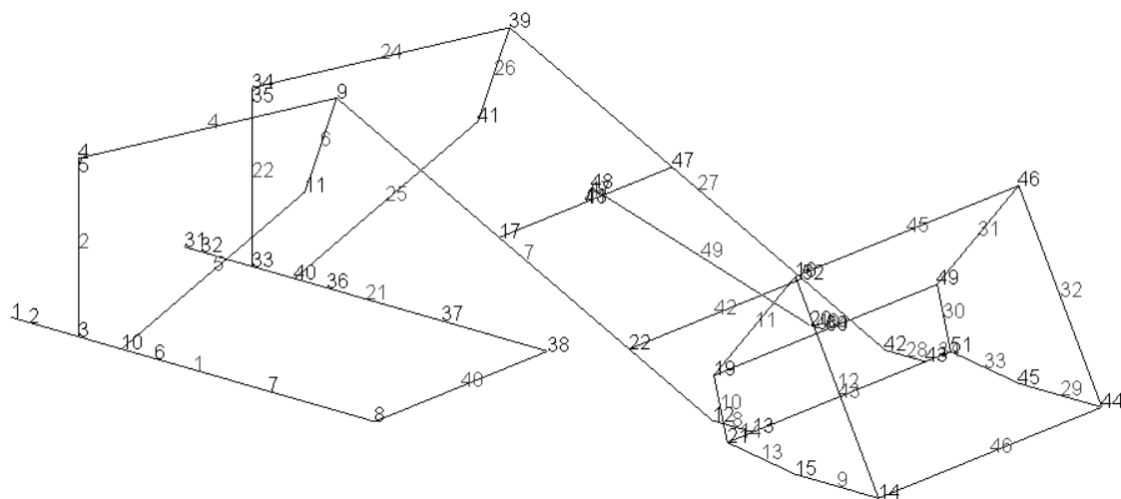


IMAGEN 8: Geometría de la pala cargadora en posición 4

ANEXOS:

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.4.5. Posición 5:

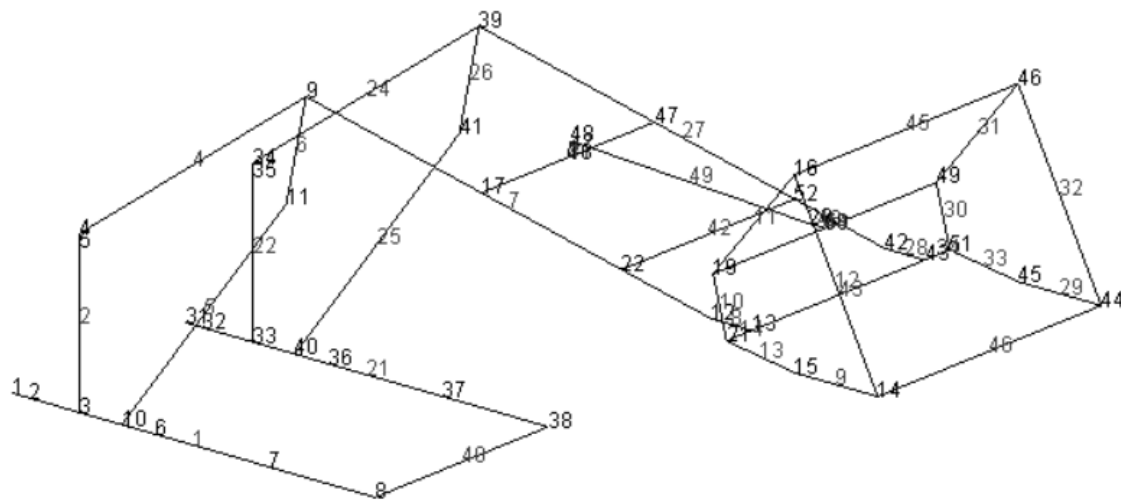


IMAGEN 9: Geometría de la pala cargadora en posición 5

A.4.6. Posición 6:

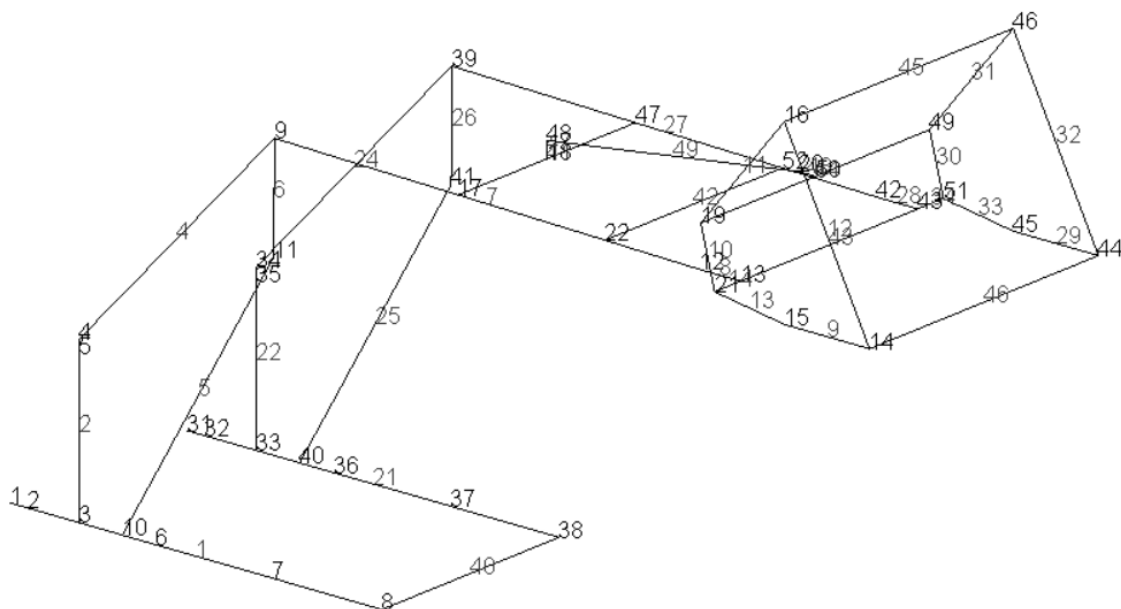


IMAGEN 10: Geometría de la pala cargadora en posición 6

ANEXOS:

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.4.7. Posición 7:

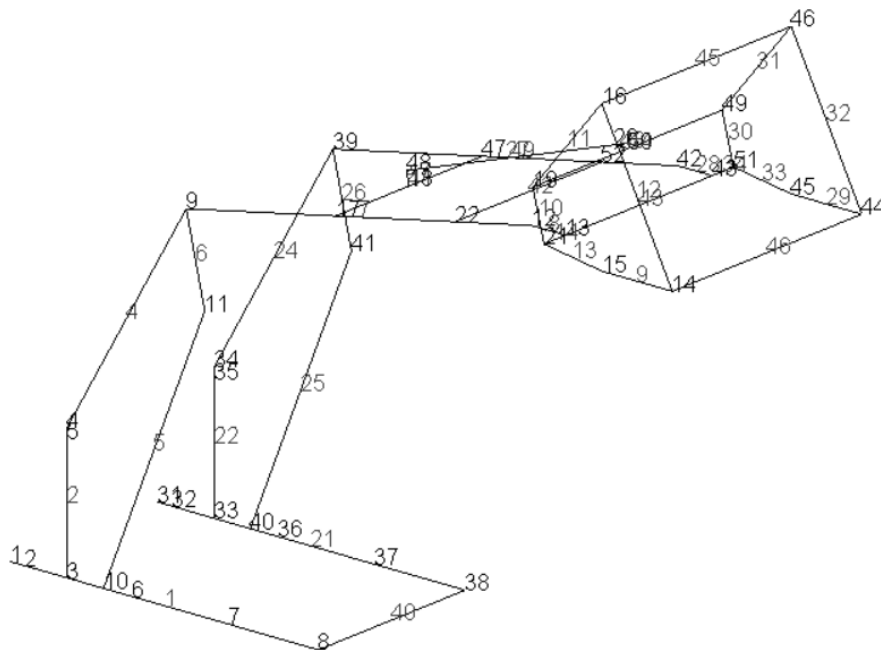


IMAGEN 11: Geometría de la pala cargadora en posición 7

A.4.8. Posición 8:

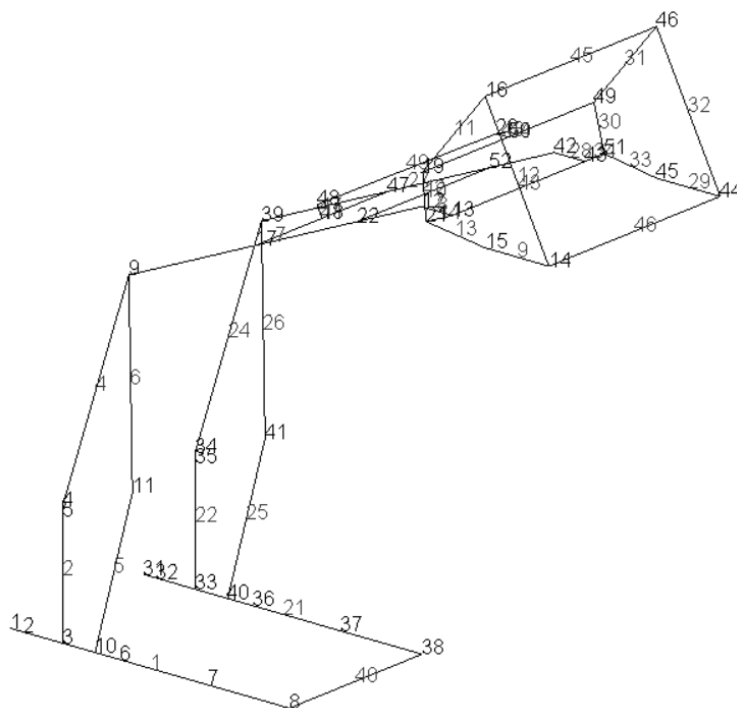


IMAGEN 12: Geometría de la pala cargadora en posición 8



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora en un vehículo agrícola, sometida a una carga máxima en su posición más desfavorable

ANEXO B:

DIAGRAMAS DE SÓLIDO LIBRE, CÁLCULO DE ACCIONES Y DIAGRAMAS DE ESFUERZOS

ANEXOS:

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

B.1. Objetivo y metodología:

Una vez obtenida la geometría completa necesitamos realizar los diagramas de sólido libre para poder obtener las acciones en cada punto, mediante las ecuaciones básicas de estática, $\sum F_x = 0$, $\sum F_y = 0$ y $\sum M_z = 0$.

Primero diseñaremos los diagramas de sólido libre en cada barra y en cada unión, para después mediante las ecuaciones básicas de equilibrio de fuerzas obtendremos los valores, conociendo así las acciones que someten a la estructura en cada punto.

Dado que conocemos todos los ángulos de rotación en los que se encuentran las barras, las reacciones de los cilindros se consideran incógnitas solo sus módulos, ya que conocemos su dirección y sentido.

Como nomenclatura a seguir durante el trabajo 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.

ANEXOS:

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

B.2. Diagramas de sólido libre y sus ecuaciones:

B.2.1. Conjunto cazo:

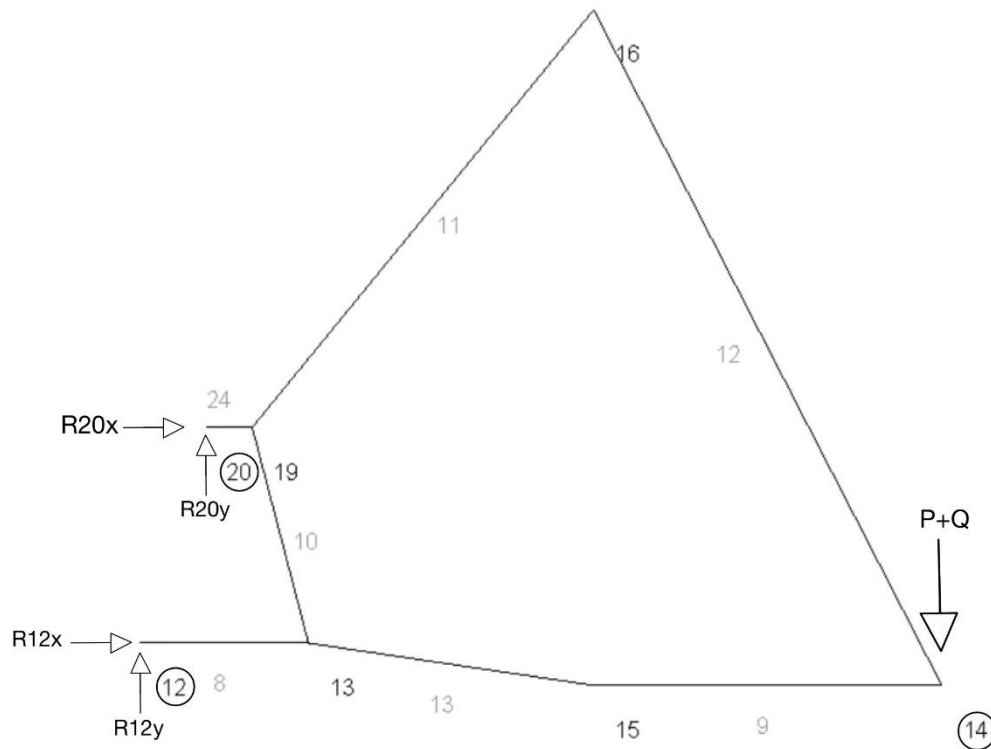


IMAGEN 13: Diagrama de sólido libre, conjunto cazo

$$\sum F_x = 0 ; R20_x + R12_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 ; R20_y + R12_y = P + Q$$

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

ANEXOS:

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

B.2.2. Cilindro 2:

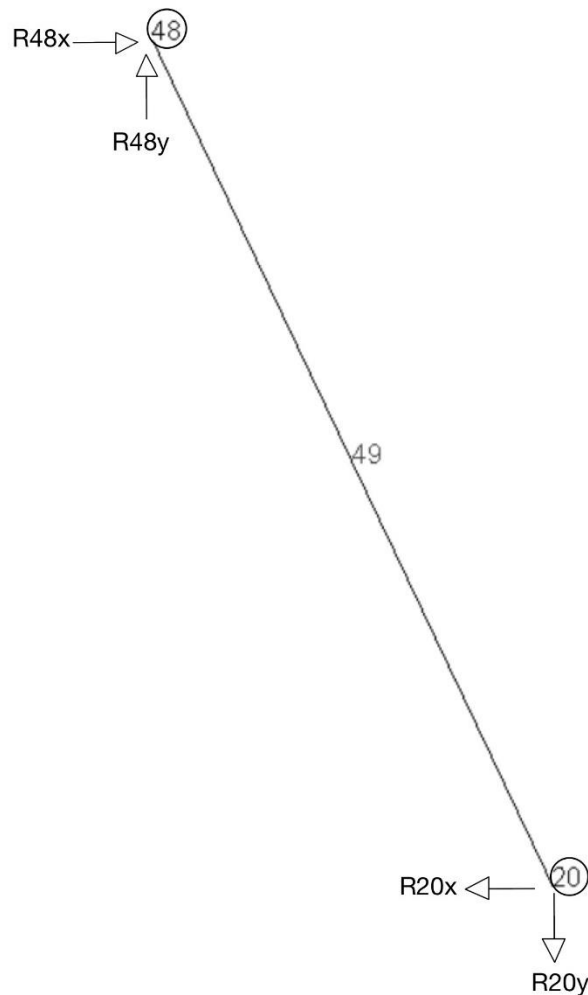


IMAGEN 14: Diagrama de sólido libre, cilindro 2

$$\sum F_x = 0 ; -R20_x + R48_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 ; -R20_y + R48_y = 0$$

Dado que es una barra articulada por ambos lados, sin ninguna otra acción las fuerzas que la someten en un extremo son iguales a las provocadas en el otro.

ANEXOS:

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

B.2.3. Orejeta cilindro 2:

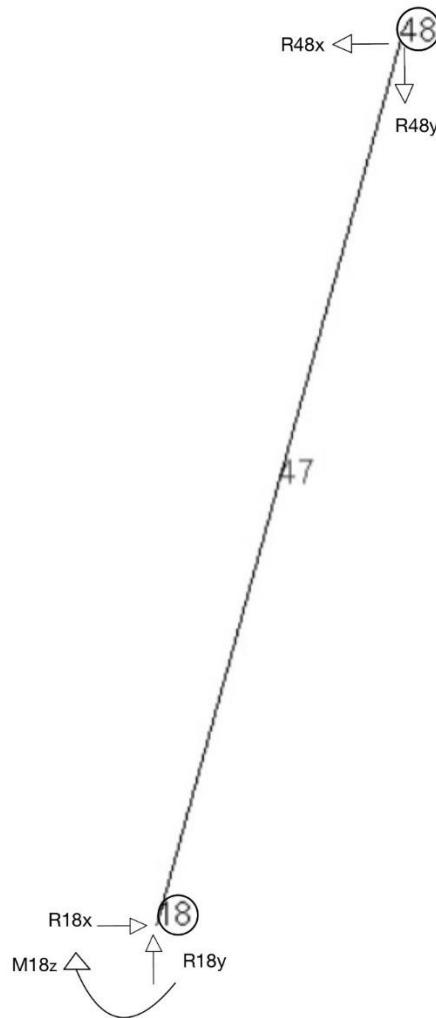


IMAGEN 15: Diagrama de sólido libre orejeta cilindro 2

$$\sum F_x = 0; \quad R18_x - R48_x = 0$$

$$\sum F_y = 0; \quad R18_y - R48_y = 0$$

$$\sum M_{z,18} = 0; \quad -M18_z + R48_x * (48_y - 18_y) = 0$$

ANEXOS:

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

B.2.5. Soporte cilindro 2:

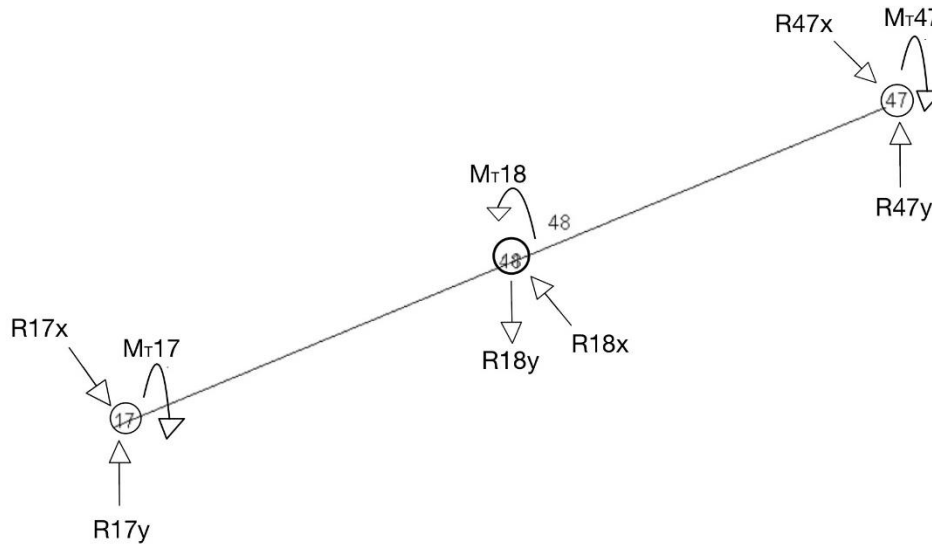


IMAGEN 16: Diagrama de sólido libre, soporte cilindro 2

$$\sum F_x = 0; R_{17x} + R_{47x} - R_{18x} = 0$$

$$\sum F_y = 0; R_{17y} + R_{47y} - R_{18y} = 0$$

$$\sum M_{x,17} = 0; R_{47x} * (47_z - 17_z) - R_{18x} * (48_z - 17_z) = 0$$

$$\sum M_{y,17} = 0; R_{47y} * (47_z - 17_z) - R_{18y} * (48_z - 17_z) = 0$$

$$-M_{18z} = M_{T18}$$

$$\sum M_T = 0; M_{T17} + M_{T47} - M_{T18} = 0$$

ANEXOS:

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

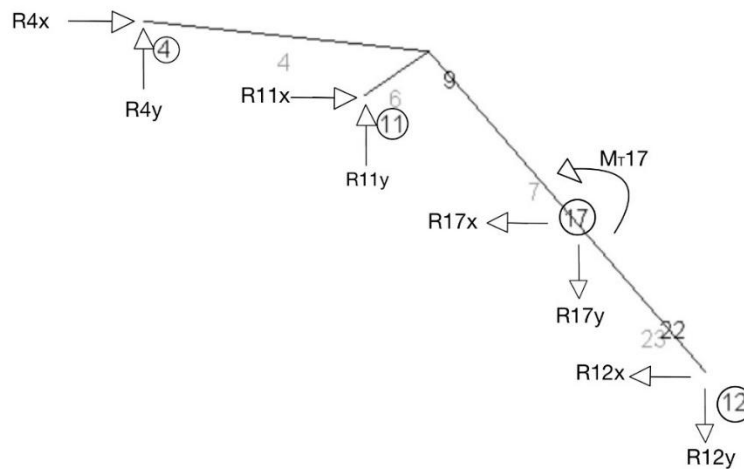
B.2.6. Conjunto brazo:

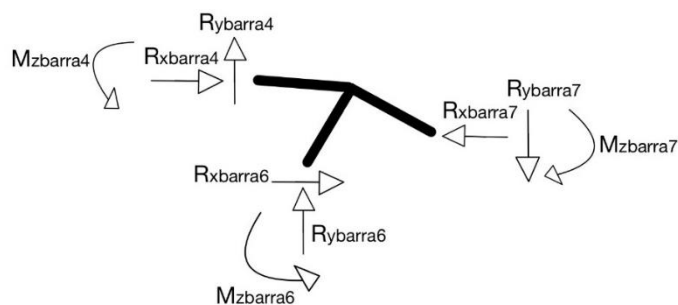
IMAGEN 17: Diagrama de sólido libre, conjunto brazo

$$\sum F_x = 0; \quad R_{4x} + R_{11x} - R_{17x} - R_{12x} = 0$$

$$\sum F_y = 0; \quad R_{4y} + R_{11y} - R_{17y} - R_{12y} = 0$$

$$\sum M_{z,4} = 0; \quad R_{11x} * (4_y - 11_y) + R_{11y} * (11_x - 4_x) - M_{T17} - R_{17x} * (4_y - 17_y) - R_{17y} * (17_x - 4_x) - R_{12x} * (4_y - 12_y) - R_{12y} * (12_x - 4_x) = 0$$

Para asegurarnos del equilibrio del conjunto, aislamos el nodo central, punto 9, para poder comprobar las acciones que le llegan por cada barra



$$\sum F_x = 0; \quad R_{x,barra4} + R_{x,barra6} - R_{x,barra7} = 0$$

$$\sum F_y = 0; \quad R_{y,barra4} + R_{y,barra6} - R_{y,barra7} = 0$$

$$\sum M_z = 0; \quad M_{z,barra4} + M_{z,barra6} - M_{z,barra7} = 0$$

IMAGEN 18: Diagrama de sólido libre, unión punto 9

ANEXOS:

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

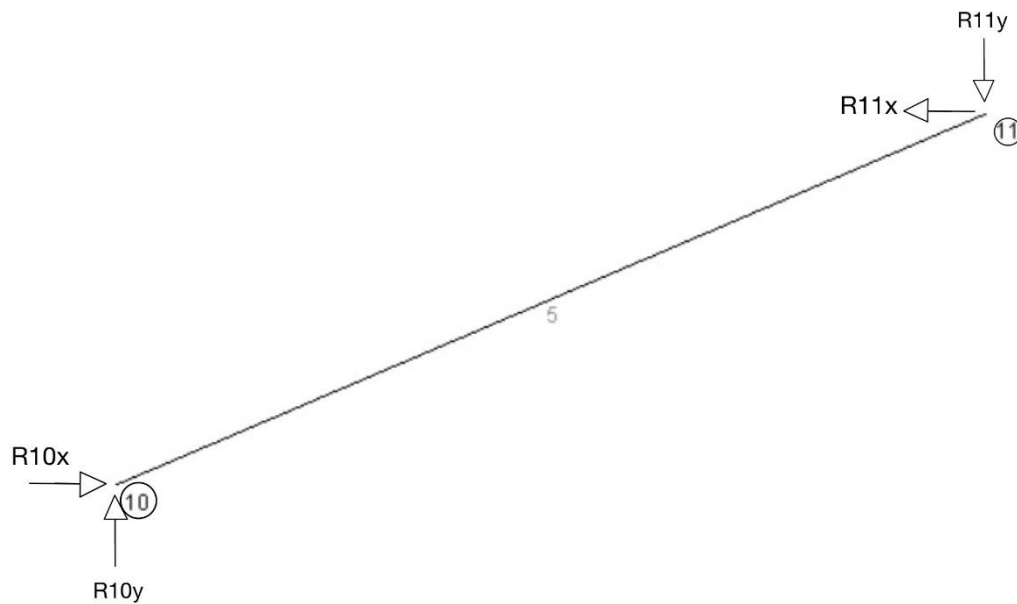
B.2.7. Cilindro 1:

IMAGEN 19: Diagrama de sólido libre, cilindro 1

$$\sum F_x = 0; \quad -R10_x + R11_x = 0$$

$$\sum F_y = 0; \quad -R10_y + R11_y = 0$$

Al igual que en el cilindro 1, el cilindro 1 es una barra articulada por ambos lados, sin ninguna otra acción las fuerzas que la someten en un extremo son iguales a las provocadas en el otro.

ANEXOS:

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

B.2.8. Conjunto bancada:

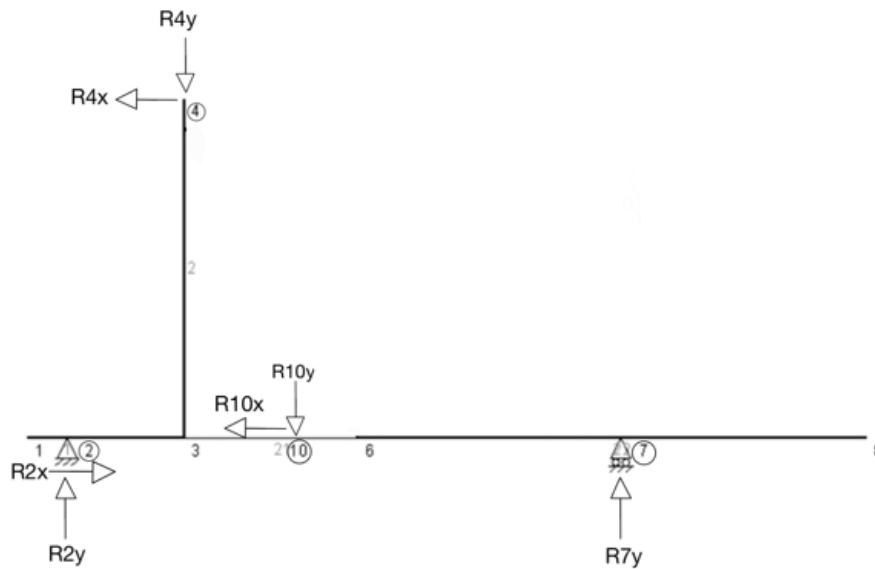


IMAGEN 20: Diagrama de sólido libre, conjunto bancada

$$\sum F_x = 0; \quad R2_x + R4_x - R10_x = 0$$

$$\sum F_y = 0; \quad R2_y + R7_y - R4_y - R10_y = 0$$

$$\sum M_{z,1} = 0; \quad R2_y * (2_x - 1_x) + R4_x * (4_x - 1_x) - R4_y * (4_x - 1_x) - R10_y * (10_x - 1_x) + R7_y * (7_x - 1_x) = 0$$

Como comprobación del equilibrio de fuerzas de cada barra, aislamos el punto 3 con todas las acciones a las que está sometido

ANEXOS:

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

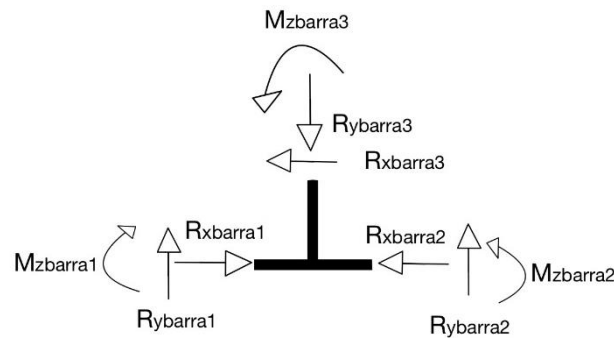


IMAGEN 21: Diagrama de sólido libre, punto 3

$$\sum F_x = 0; \quad R_{x,barra1} + R_{x,barra6} - R_{x,barra7} = 0$$

$$\sum F_y = 0; \quad R_{y,barra4} + R_{y,barra6} - R_{y,barra7} = 0$$

$$\sum M_z = 0; \quad M_{z,barra4} + M_{z,barra6} - M_{z,barra7} = 0$$

B.2.9. Conjunto global, fuerzas externas:

A modo de comprobación podemos calcular las reacciones que sufre la estructura, como consecuencia de la carga y la masa de la misma.

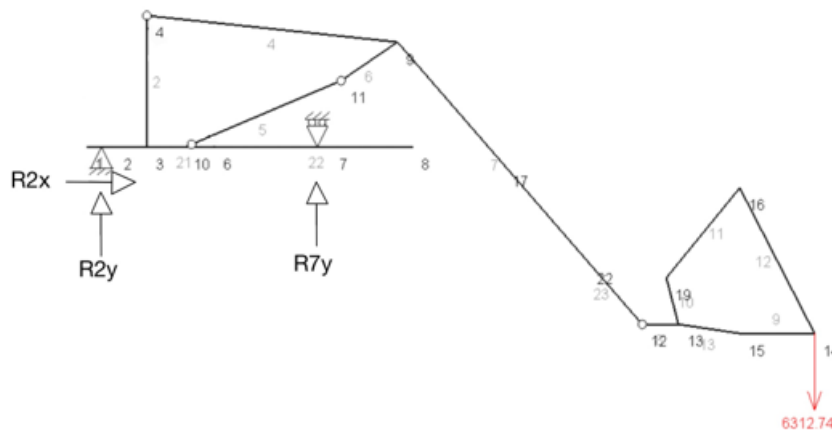


IMAGEN 22: Diagrama de sólido libre, fuerzas externas

$$\sum F_x = 0; \quad R_{2x} = 0$$

$$\sum F_y = 0; \quad R_{2y} + R_{7y} - (P + Q)/2 = 0$$

$$\sum M_{z,1} = 0; \quad R_{2y} * (2_x - 1_x) + R_{7y} * (7_x - 1_x) - 6312.735 \text{ N} * (14_x - 1_x) = 0$$

ANEXOS:

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

Mediante todas las ecuaciones que se definen previamente, somos capaces de resolver el sistema, obteniendo los resultados de las acciones y momentos en los puntos notables de la estructura. En caso de que el punto a analizar sea de unión articulada, su momento flector en ese punto es cero; además para el punto 8, imponemos que su momento sea 0.

ANEXOS:

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

Puntos		POSICIÓN 3			POSICIÓN 4		
P	P'	FX	FY	Mz	FX	FY	Mz
1	31	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	32	0,0	-16293,2	0,0	0,0	-16739,4	0,0
4	34	-28735,4	-14564,7	0,0	-28059,3	-19853,0	0,0
7	37	0,0	22606,0	0,0	0,0	23052,1	0,0
10	40	28735,4	20877,5	0,0	28059,3	26165,7	0,0
11	41	28735,4	20877,5	0,0	28059,3	26165,7	0,0
12	42	21312,9	-3595,7	0,0	22120,9	121,2	0,0
17	47	-21312,9	9908,4	-1385338,5	-22120,9	6191,5	-1437860,2
18		-42625,8	19816,9	-2770677,1	-44241,9	12383,0	-2875720,5
20		-42625,8	19816,9	0,0	-44241,9	12383,0	0,0
48		-42625,8	19816,9	0,0	-44241,9	12383,0	0,0
Puntos		POSICIÓN 7			POSICIÓN 8		
P	P'	FX	FY	Mz	FX	FY	Mz
1	31	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	32	0,0	-14460,4	0,0	0,0	-12384,8	0,0
4	34	-18506,1	-39491,5	0,0	-13498,9	-44065,8	0,0
7	37	0,0	20773,1	0,0	0,0	18697,5	0,0
10	40	18506,1	45804,3	0,0	13498,9	50378,5	0,0
11	41	18506,1	45804,3	0,0	13498,9	50378,5	0,0
12	42	25312,1	14800,4	0,0	26700,4	21187,0	0,0
17	47	-25312,1	-8487,7	-1645283,5	-26700,4	-14874,2	-1735528,1
18		-50624,1	-16975,4	-3290566,9	-53400,9	-29748,4	-3471056,2
20		-50624,1	-16975,4	0,0	-53400,9	-29748,4	0,0
48		-50624,1	-16975,4	0,0	-53400,9	-29748,4	0,0
Puntos		POSICIÓN 1			POSICIÓN 2		
P	P'	FX	FY	Mz	FX	FY	Mz
1	31	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	32	0,0	-14553,9	0,0	0,0	-15630,6	0,0
4	34	-28117,8	-5622,6	0,0	-28734,3	-10277,0	0,0
7	37	0,0	20866,6	0,0	0,0	21943,3	0,0
10	40	28117,8	11935,3	0,0	28734,3	16589,8	0,0
11	41	28117,8	11935,3	0,0	28734,3	16589,8	0,0
12	42	18632,7	-9571,1	0,0	20620,2	-6782,2	0,0
17	47	-18632,7	15883,8	-1211125,3	-20620,2	13095,0	-1340311,5
18		-37265,4	31767,7	-2422250,5	-41240,4	26189,9	-2680623,0
20		-37265,4	31767,7	0,0	-41240,4	26189,9	0,0
48		-37265,4	31767,7	0,0	-41240,4	26189,9	0,0
Puntos		POSICIÓN 5			POSICIÓN 6		
P	P'	FX	FY	Mz	FX	FY	Mz
1	31	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2	32	0,0	-16701,3	0,0	0,0	-16001,4	0,0
4	34	-25741,4	-27847,2	0,0	-22939,3	-33419,4	0,0
7	37	0,0	23014,0	0,0	0,0	22314,1	0,0
10	40	25741,4	34160,0	0,0	22939,3	39732,1	0,0
11	41	25741,4	34160,0	0,0	22939,3	39732,1	0,0
12	42	23220,6	5179,9	0,0	24168,4	9539,4	0,0
17	47	-23220,6	1132,9	-1509341,1	-24168,4	-3226,6	-1570942,8
18		-46441,3	2265,7	-3018682,1	-48336,7	-6453,3	-3141885,6
20		-46441,3	2265,7	0,0	-48336,7	-6453,3	0,0
48		-46441,3	2265,7	0,0	-48336,7	-6453,3	0,0

TABLA 6: Fuerzas en newtons en los ejes X, Y y momentos flectores en Newton por milímetro en Z

ANEXOS:

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

B.3. Diagramas de esfuerzos en cada barra:

Para los diagramas tendremos en cuenta los siguientes ejes de coordenadas:

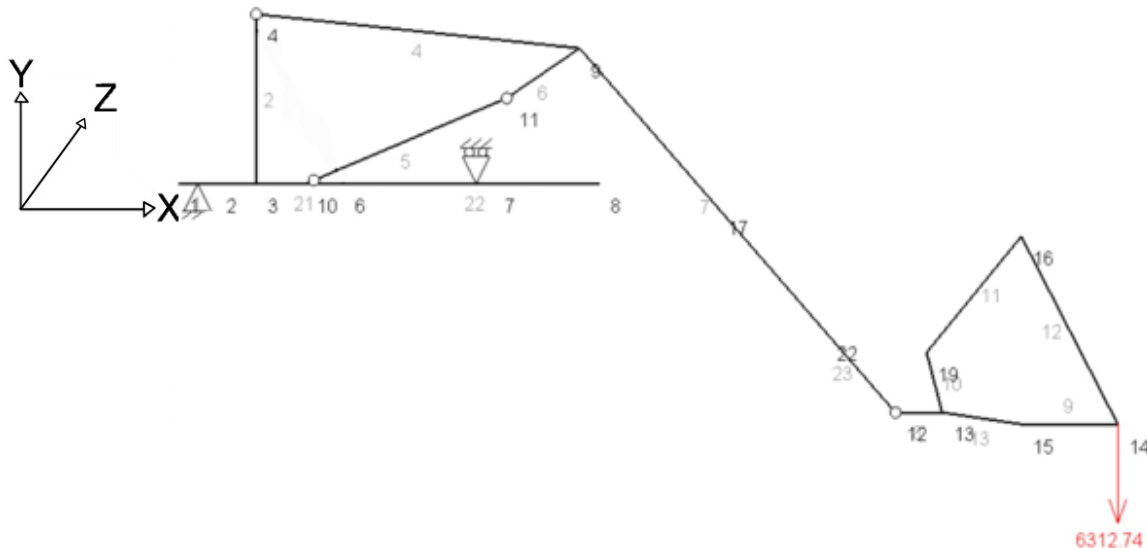


IMAGEN 23: Sistema de coordenadas, en la pala cargadora

Por ello con estos ejes, definimos el criterio de signos a seguir para los diagramas de esfuerzos:

- Esfuerzo axial: $\leftarrow \boxed{+} \rightarrow$ $\rightarrow \boxed{-} \leftarrow$
- Esfuerzo cortante: $\uparrow \boxed{+} \downarrow$ $\downarrow \boxed{-} \uparrow$
- Momento flector: $\curvearrowright \boxed{+} \curvearrowleft$ $\curvearrowleft \boxed{-} \curvearrowright$

IMAGEN 24: Criterio de signos según el esfuerzo

Una vez determinados los ejes y el criterio de signos, dibujamos los diagramas de esfuerzos:

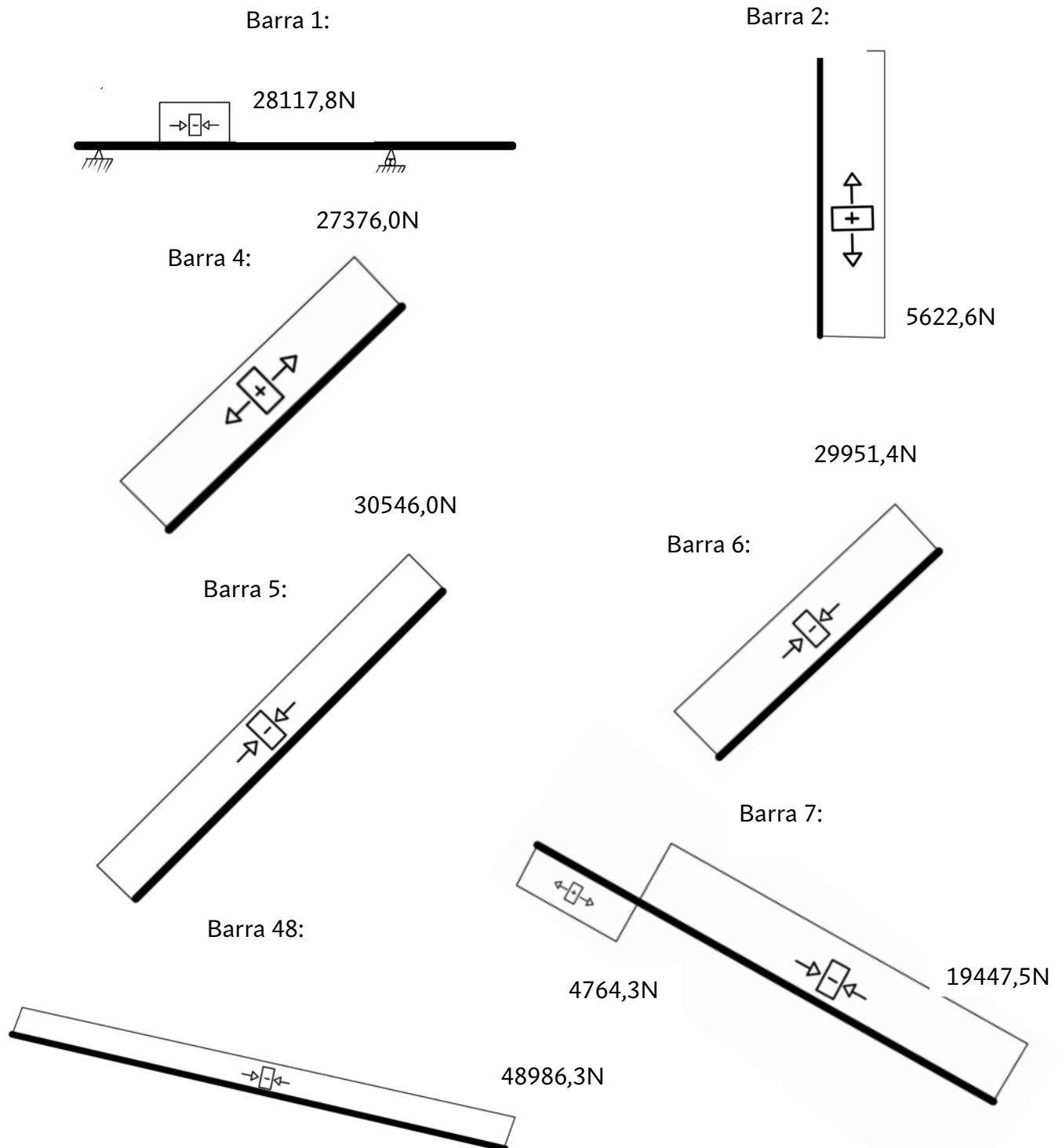
ANEXOS:

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

B.3.1. Diagramas de esfuerzo, Posición 1; $L_{cilindro1} = 840 \text{ mm}$:

B.3.1.1. Esfuerzos axiales, N:



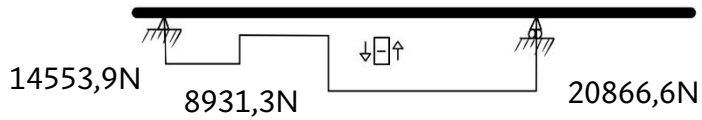
ANEXOS:

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

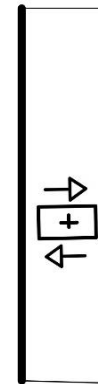
B.3.1.2. Esfuerzos cortantes, V_y :

Barra 1:

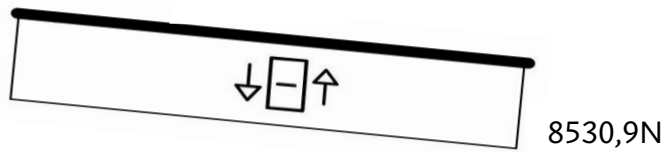


Barra 2:

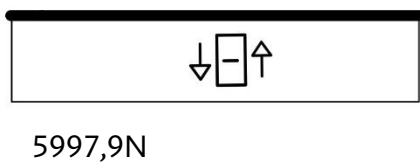
28117,8N



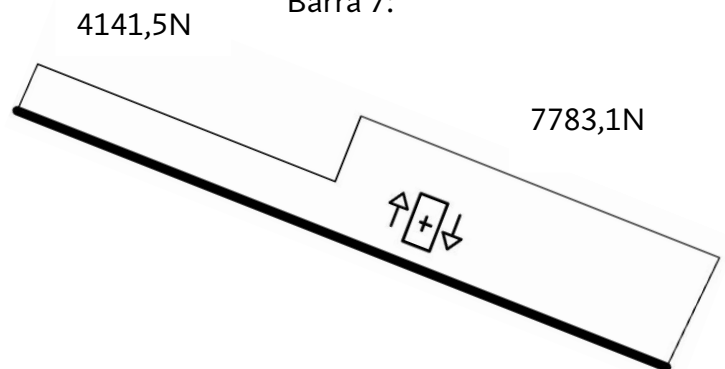
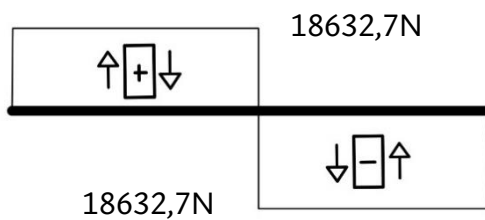
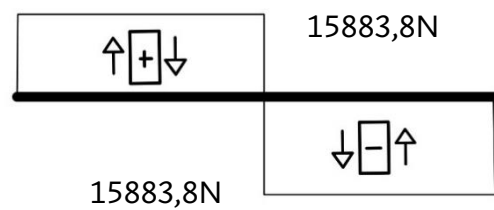
Barra 4:



Barra 6:



Barra 7:

Barra 41, V_x :Barra 41, V_y :

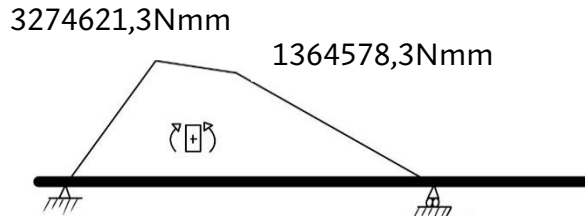
ANEXOS:

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

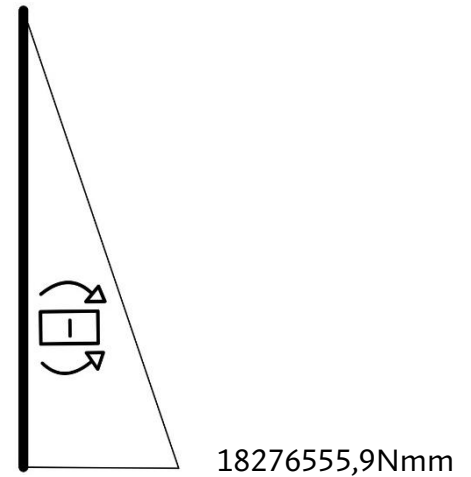
MARTÍN MUR
795704

B.3.1.3. Momentos flectores, M_z :

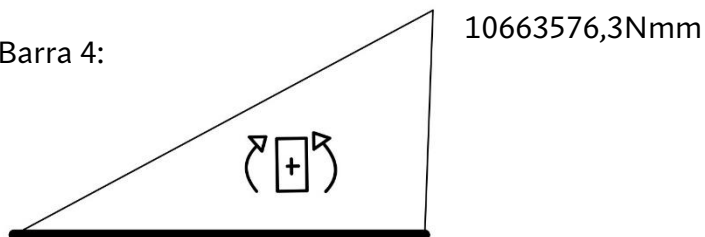
Barra 1:



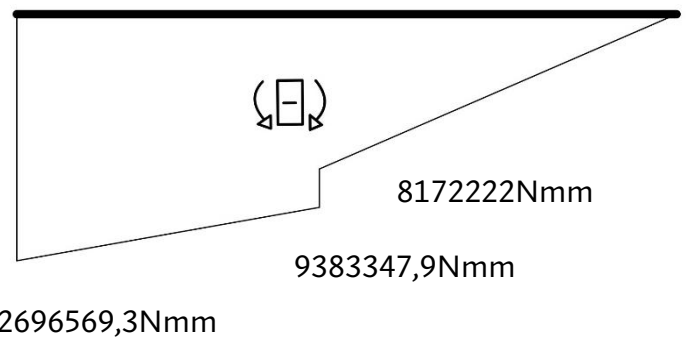
Barra 2:



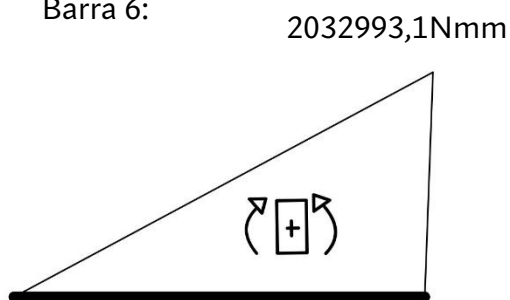
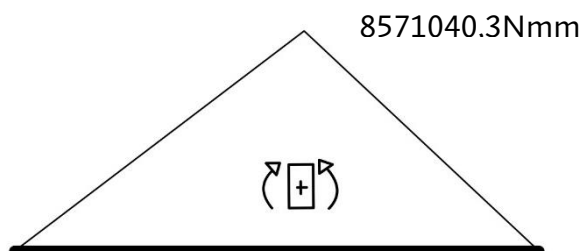
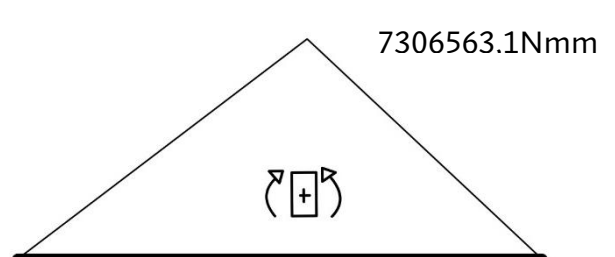
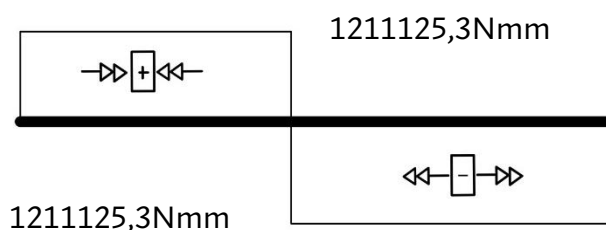
Barra 4:



Barra 7:



Barra 6:

Barra 41, M_x :Barra 41, M_y :**Momentos torsores, M_t :**

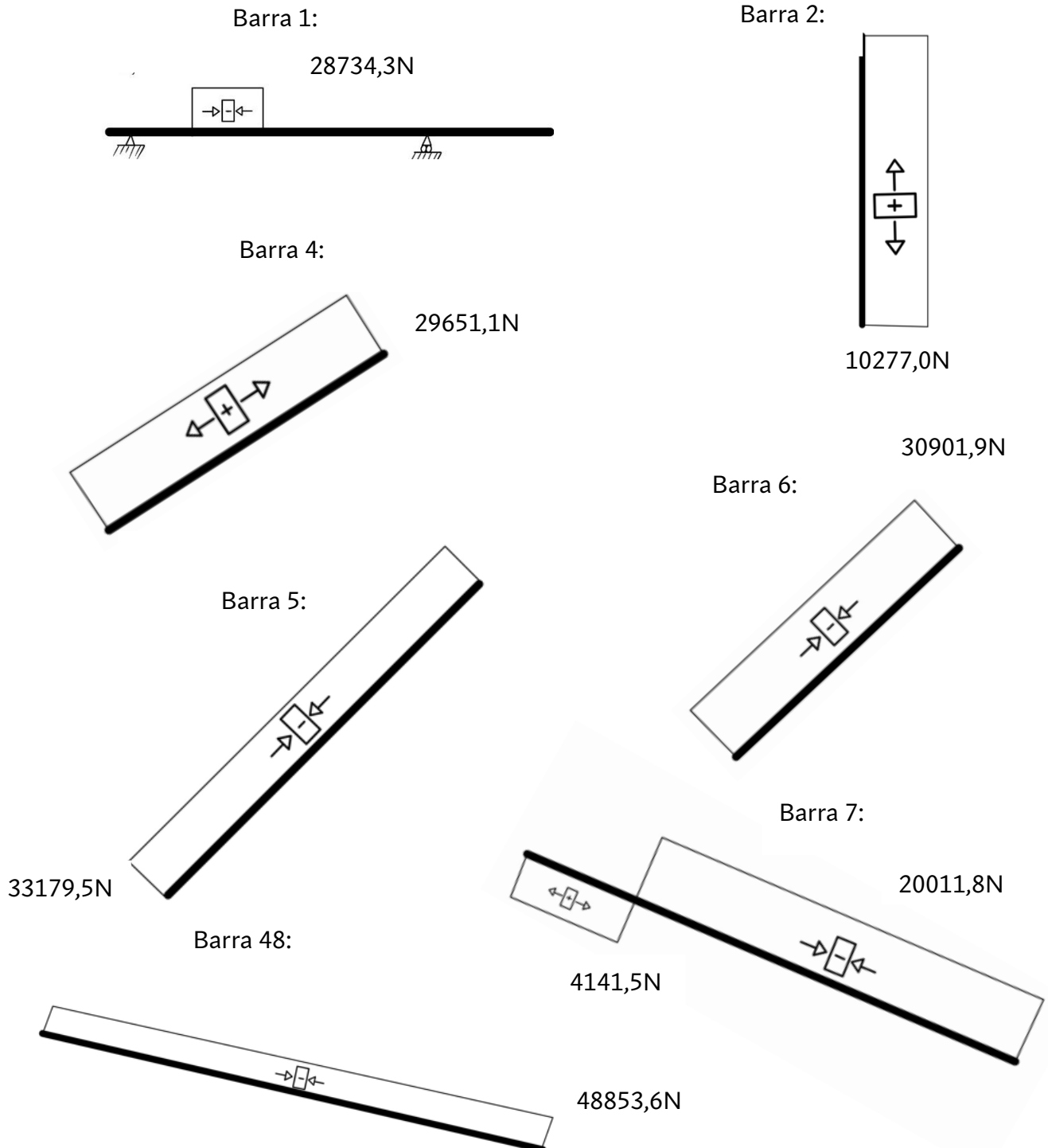
ANEXOS:

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

B.3.2. Diagramas de esfuerzo, Posición 2; $L_{cilindro1} = 920 \text{ mm}$:

B.3.2.1. Esfuerzos axiales, N:



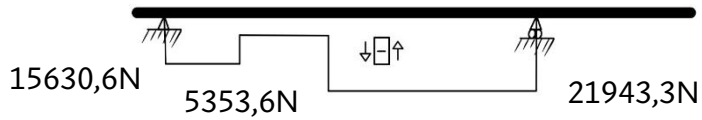
ANEXOS:

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

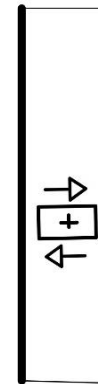
B.3.2.2. Esfuerzos cortantes, V_y :

Barra 1:

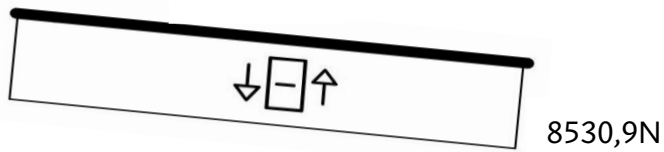


Barra 2:

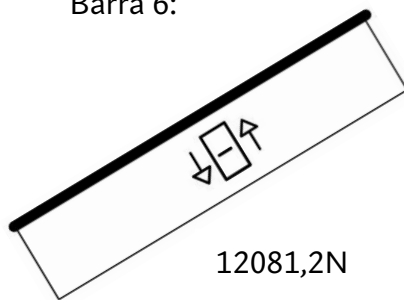
28734,3N



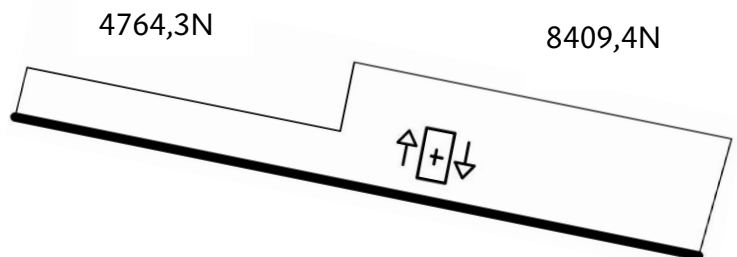
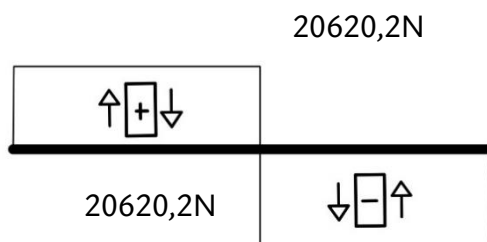
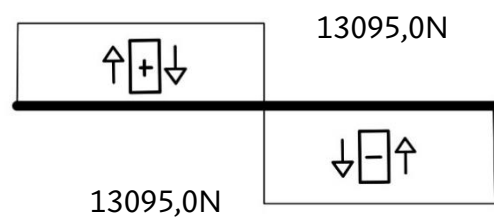
Barra 4:



Barra 6:



Barra 7:

Barra 41, V_x :Barra 41, V_y :

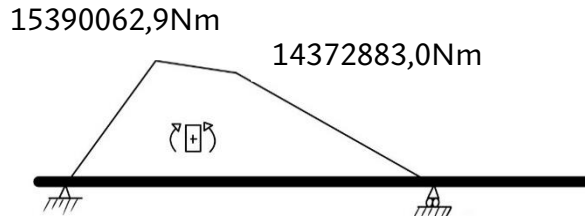
ANEXOS:

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

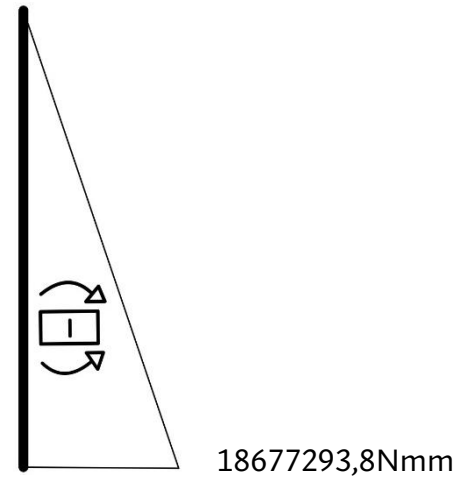
MARTÍN MUR
795704

B.3.2.3. Momentos flectores, M_z :

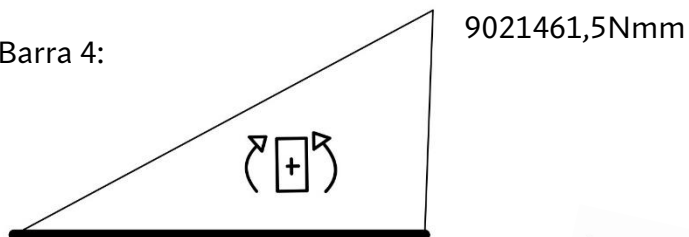
Barra 1:



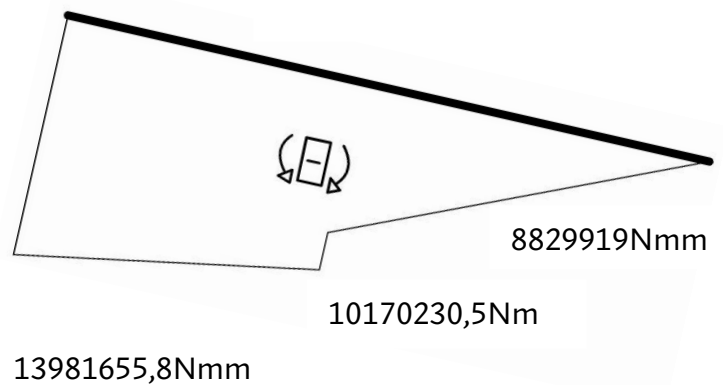
Barra 2:



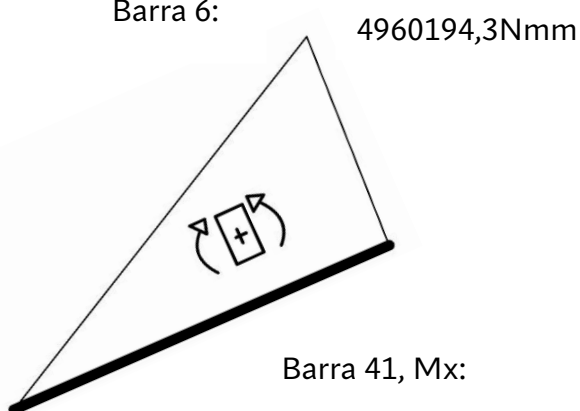
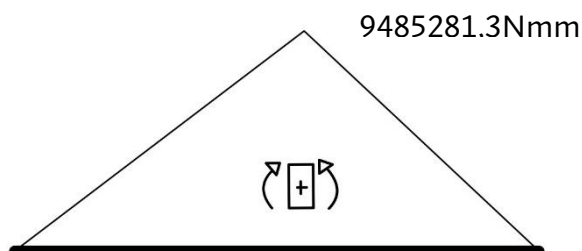
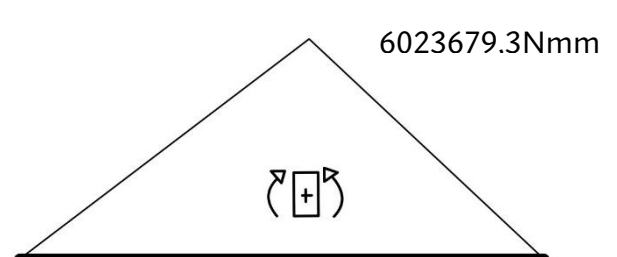
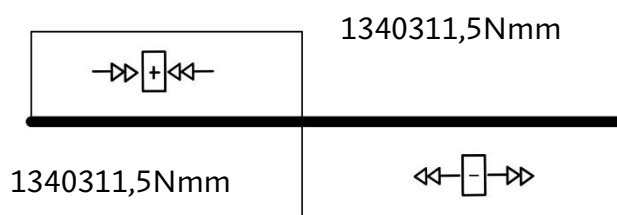
Barra 4:



Barra 7:



Barra 6:

Barra 41, M_x :Barra 41, M_y :**Momentos torsores, M_t :**

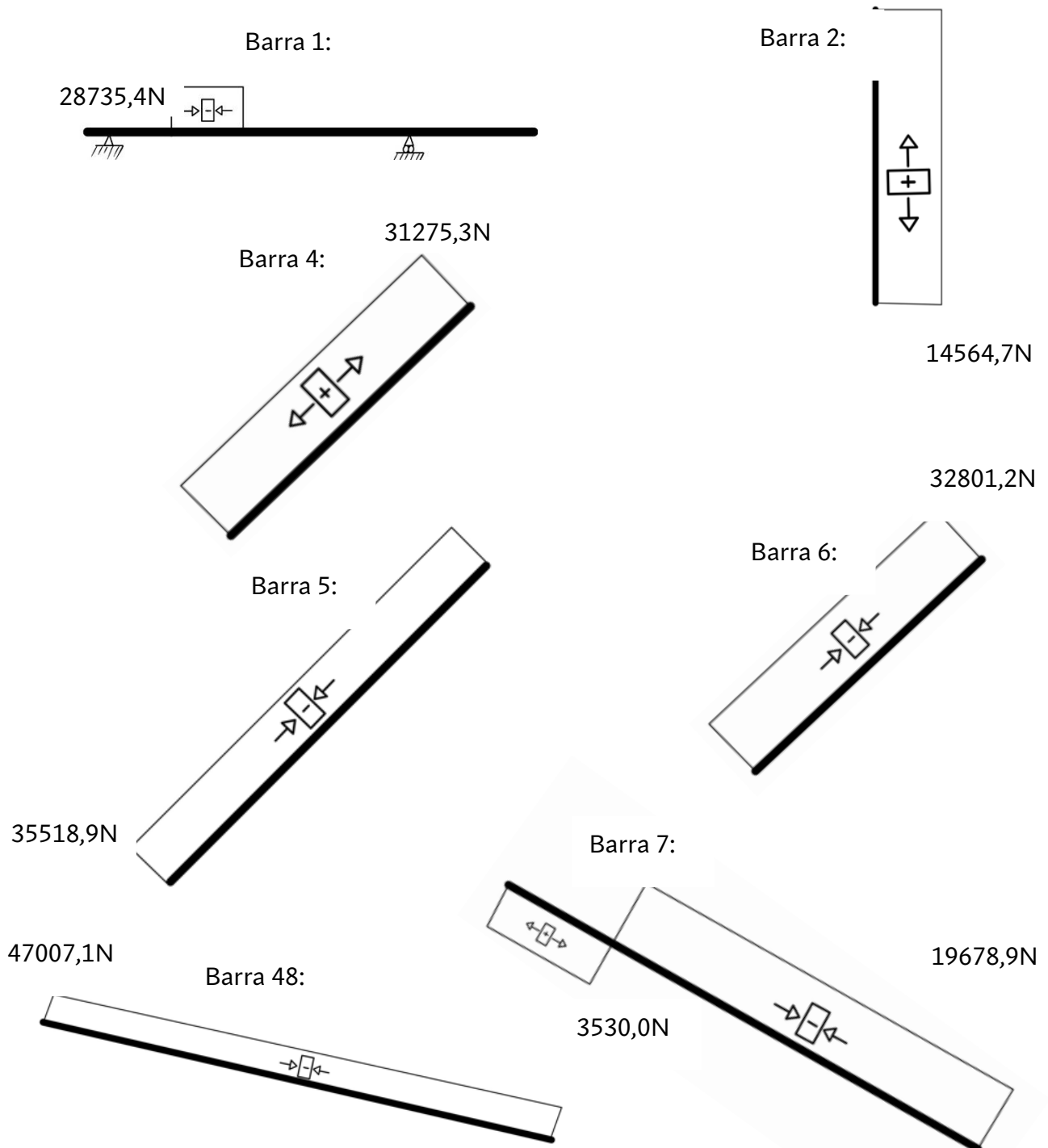
ANEXOS:

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

B.3.3. Diagramas de esfuerzo, Posición 3; $L_{cilindro1} = 1020$ mm:

B.3.3.1. Esfuerzos axiales, N:



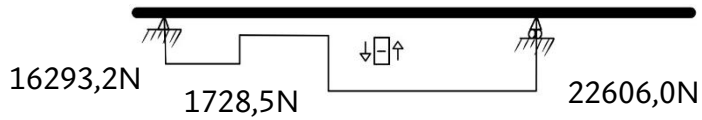
ANEXOS:

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

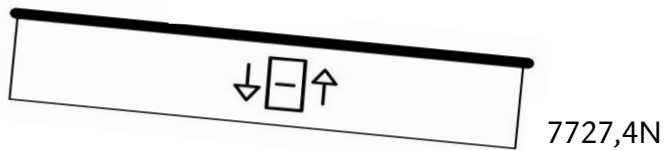
MARTÍN MUR
795704

B.3.3.2. Esfuerzos cortantes, V_y :

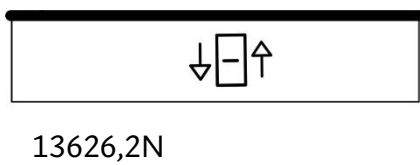
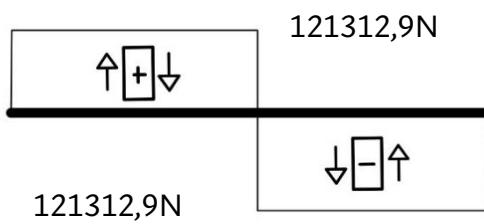
Barra 1:



Barra 4:

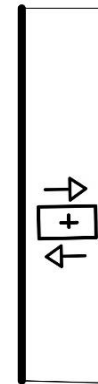


Barra 6:

Barra 41, V_x :

Barra 2:

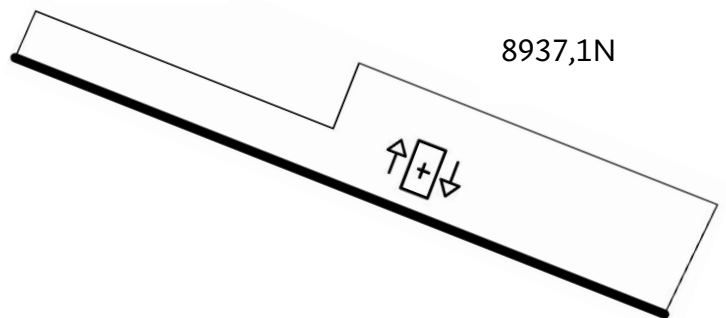
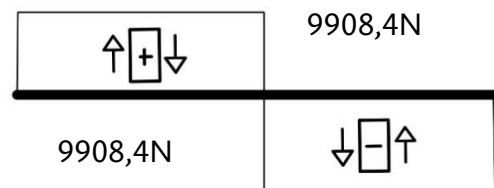
28735,4N



Barra 7:

5233,5N

8937,1N

Barra 41, V_y :

ANEXOS:

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

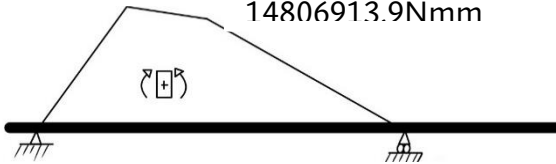
MARTÍN MUR
795704

B.3.3.3. Momentos flectores, M_z :

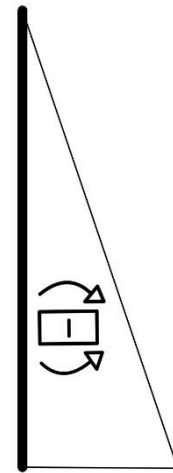
Barra 1:

15135328.0Nmm

14806913.9Nmm



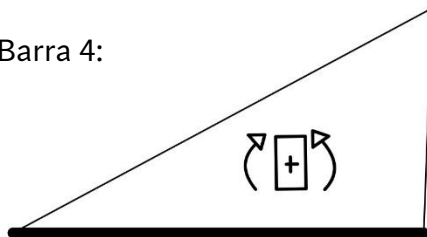
Barra 2:



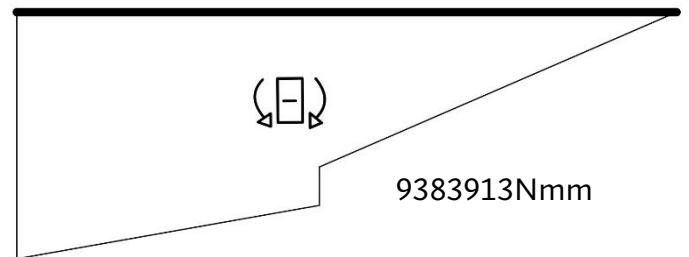
18678001,0Nmm

Barra 4:

9659245,3Nmm



Barra 7:



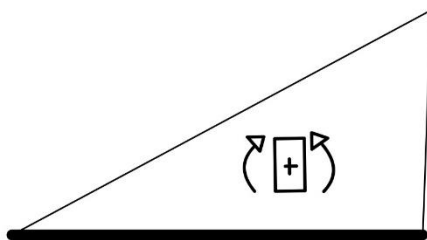
9383913Nmm

10769251,6Nmm

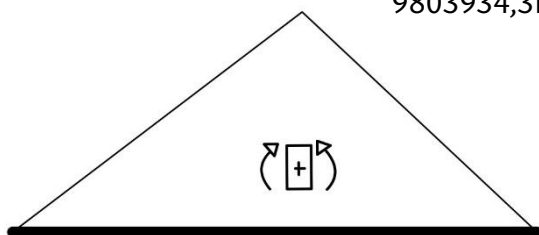
14956047,2Nmm

Barra 6:

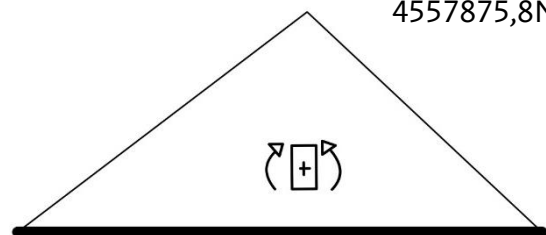
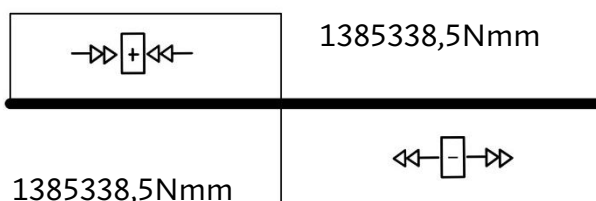
5296801,9Nm

Barra 41, M_x :

9803934,3Nmm

Barra 41, M_y :

4557875,8Nmm

**Momentos torsores, M_t :**

1385338,5Nmm

1385338,5Nmm

<<->>

ANEXOS:

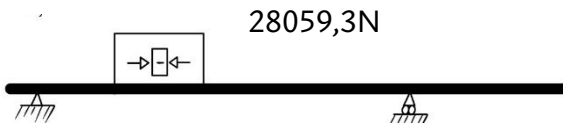
Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

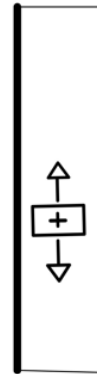
B.3.4. Diagramas de esfuerzo, Posición 4; $L_{cilindro1} = 1120$ mm:

B.3.4.1 Esfuerzos axiales, N:

Barra 1:

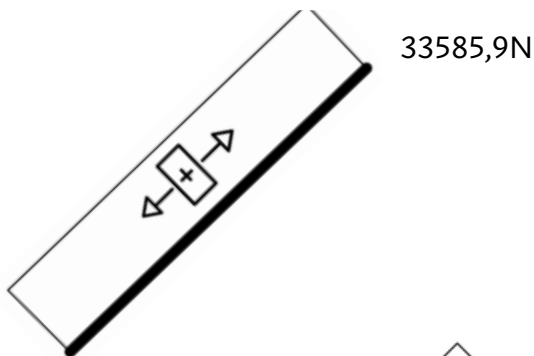


Barra 2:

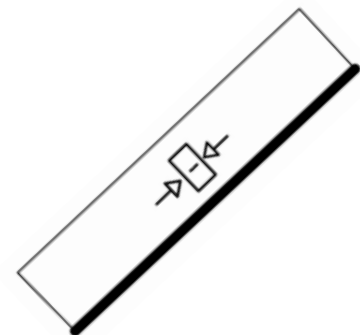


19853,0N

Barra 4:

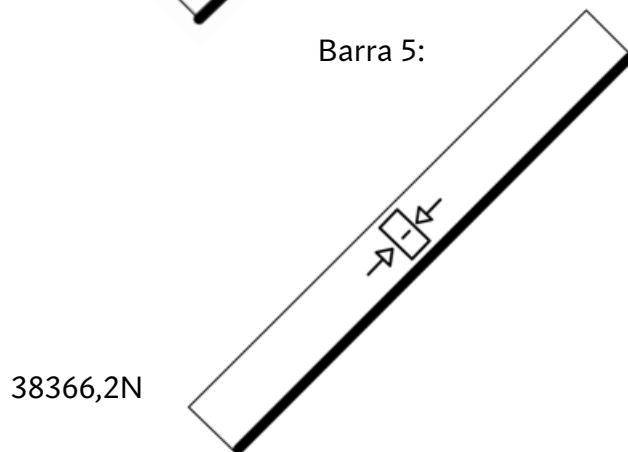


Barra 6:

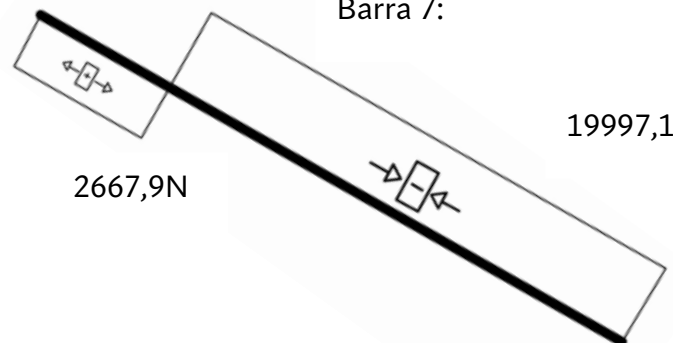


38758,0N

Barra 5:

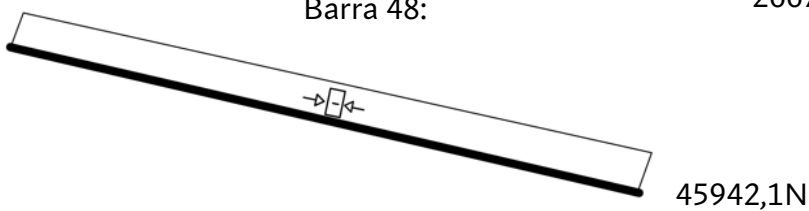


Barra 7:



19997,1N

Barra 48:

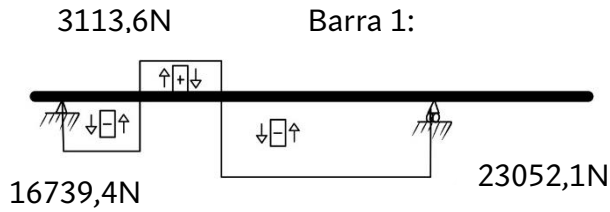


2667,9N

ANEXOS:

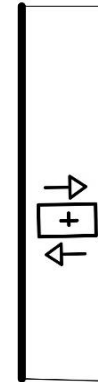
Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

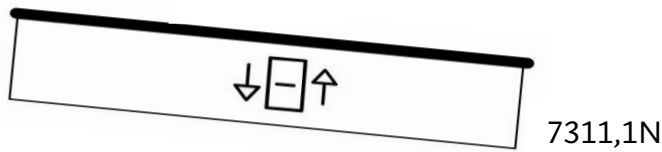
B.3.4.2. Esfuerzos cortantes, V_y :

Barra 2:

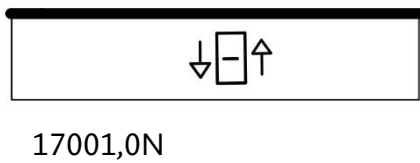
28059,3N



Barra 4:



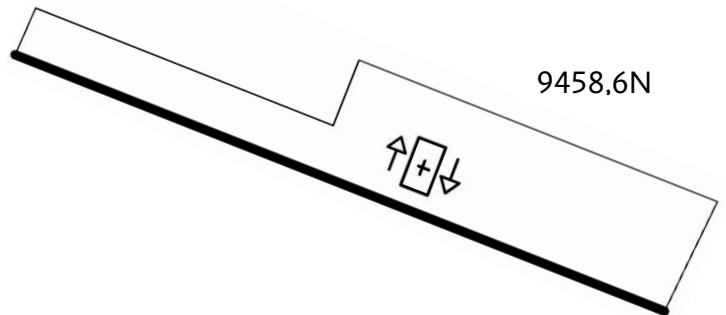
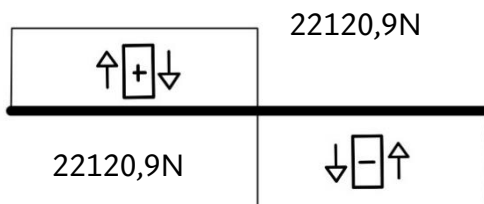
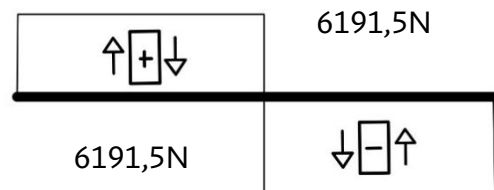
Barra 6:



5721,3N

Barra 7:

9458,6N

Barra 41, V_x :Barra 41, V_y :

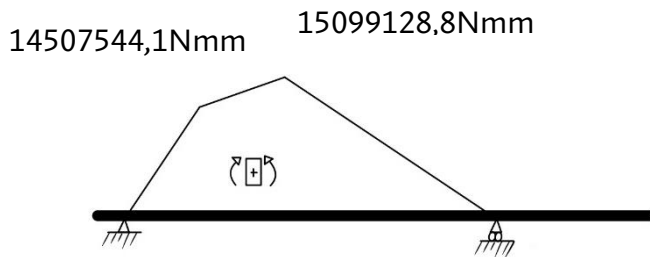
ANEXOS:

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

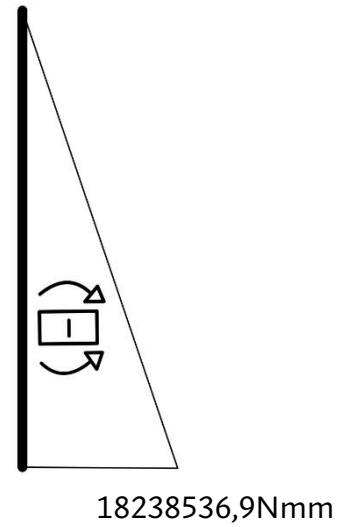
MARTÍN MUR
795704

B.3.4.3. Momentos flectores, M_z :

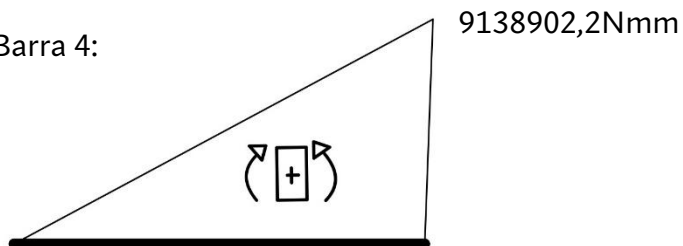
Barra 1:



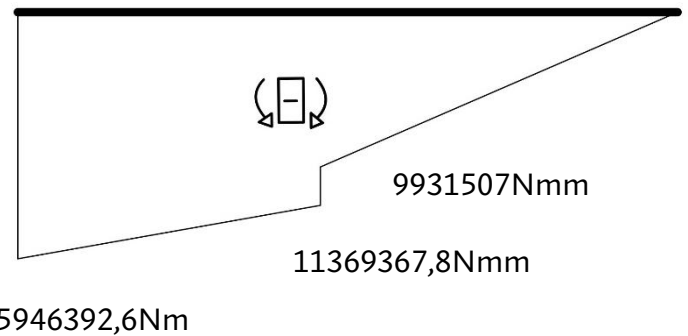
Barra 2:



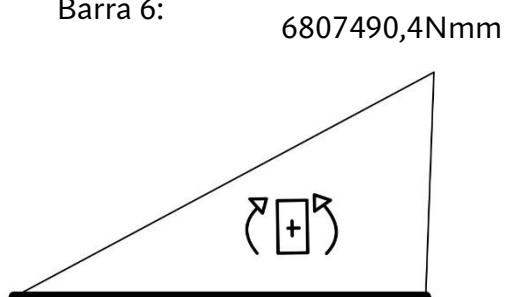
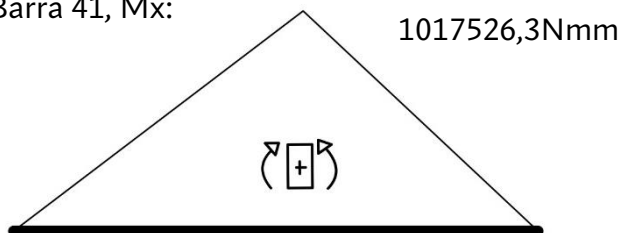
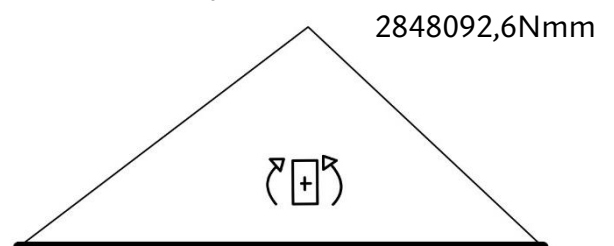
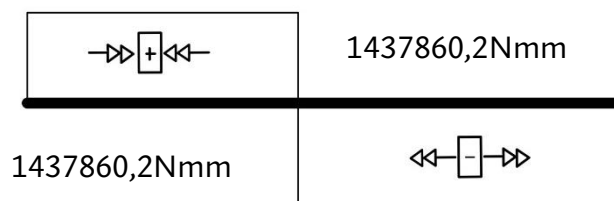
Barra 4:



Barra 7:



Barra 6:

Barra 41, M_x :Barra 41, M_y :**Momentos torsores, M_t :**

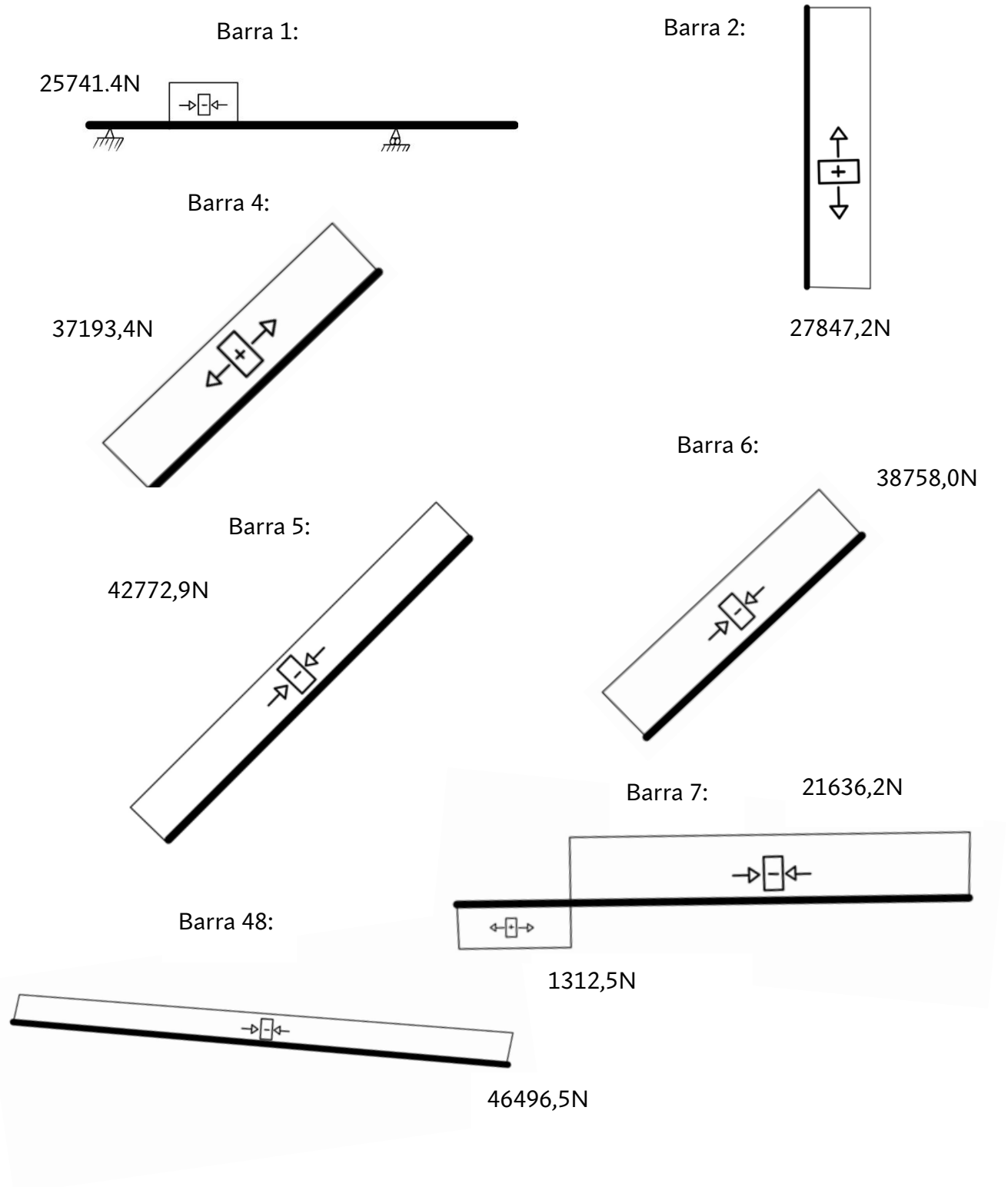
ANEXOS:

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

B.3.5. Diagramas de esfuerzo, Posición 5; $L_{cilindro1} = 1220$ mm:

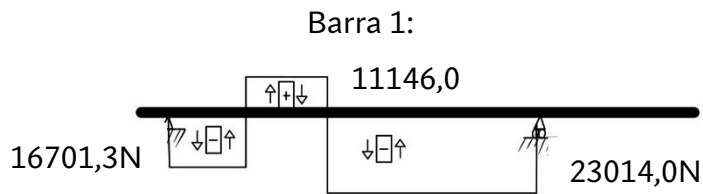
B.3.5.1. Esfuerzos axiales, N:



ANEXOS:

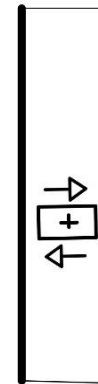
Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

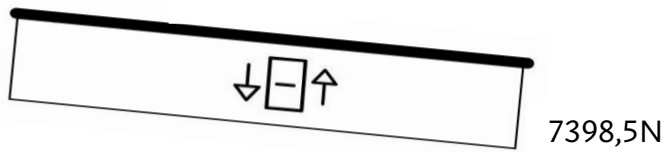
B.3.5.2. Esfuerzos cortantes, V_y :

Barra 2:

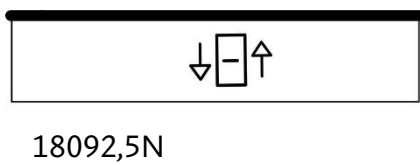
25741,4N



Barra 4:



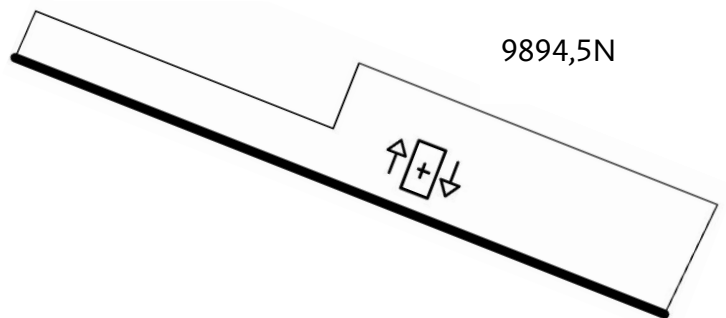
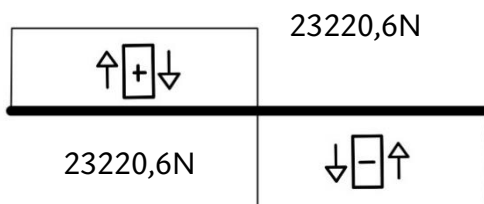
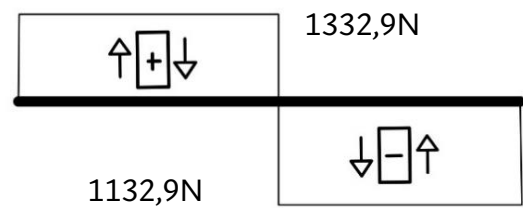
Barra 6:



6174,8N

Barra 7:

9894,5N

Barra 41, V_x :Barra 41, V_y :

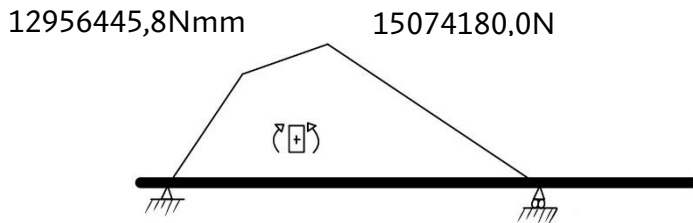
ANEXOS:

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

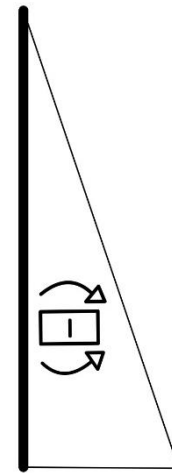
MARTÍN MUR
795704

B.3.5.3. Momentos flectores, M_z :

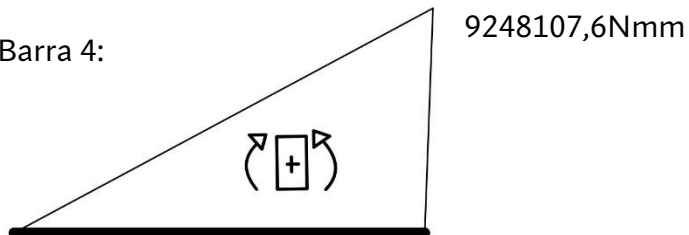
Barra 1:



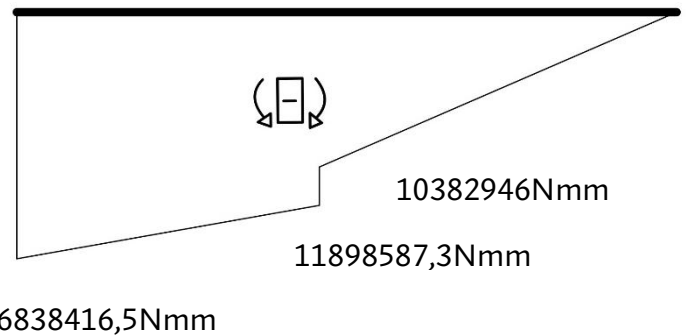
Barra 2:



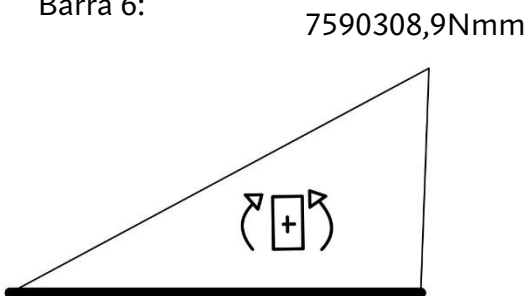
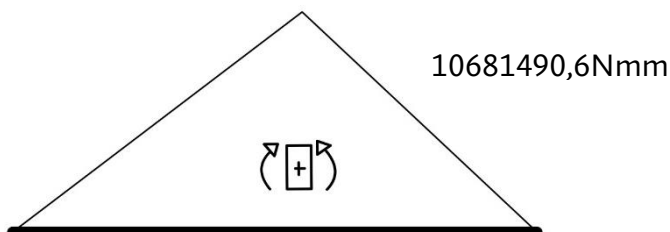
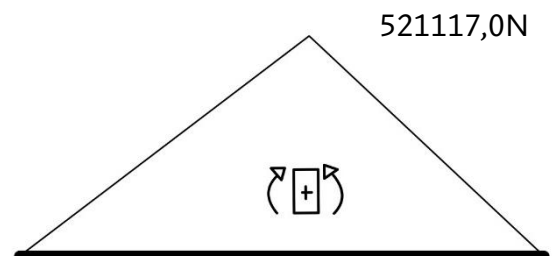
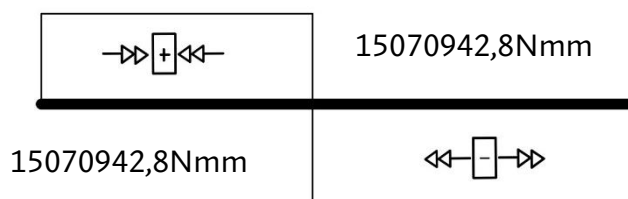
Barra 4:



Barra 7:



Barra 6:

Barra 41, M_x :Barra 41, M_y :**Momentos torsores, M_t :**

ANEXOS:

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

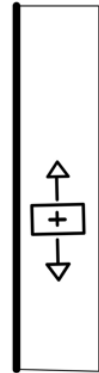
B.3.6. Diagramas de esfuerzo, Posición 6; $L_{cilindro1} = 1320$ mm:

B.3.6.1. Esfuerzos axiales, N:

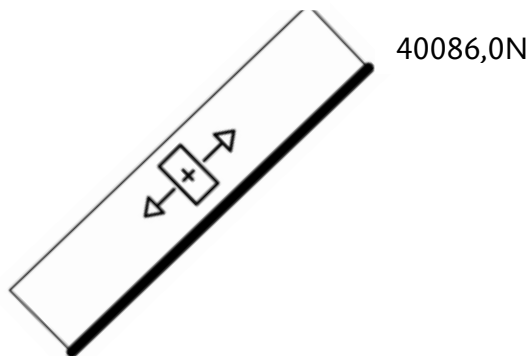
Barra 1:



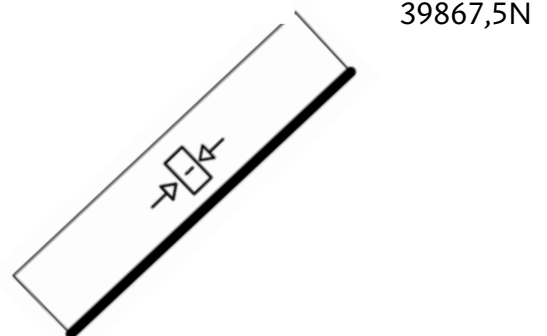
Barra 2:



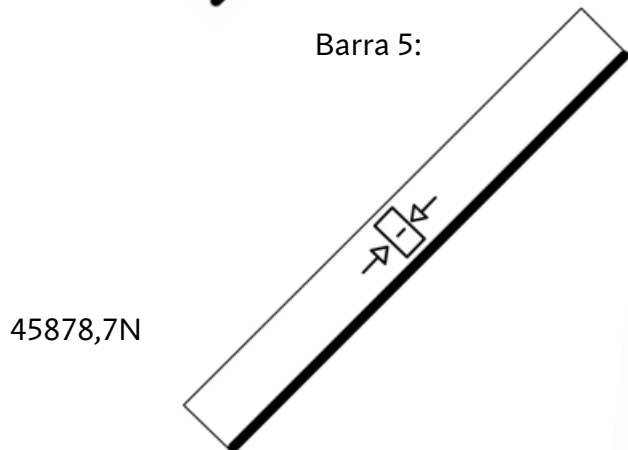
Barra 4:



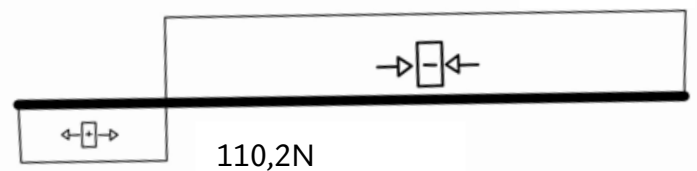
Barra 6:



Barra 5:



Barra 7:



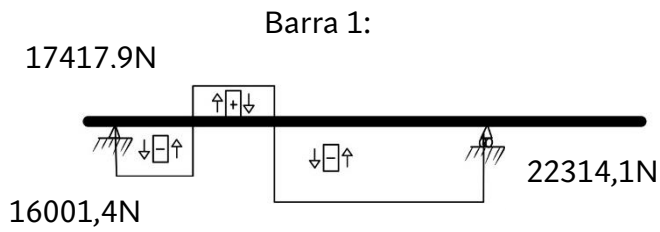
Barra 48:



ANEXOS:

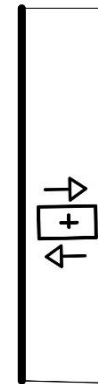
Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

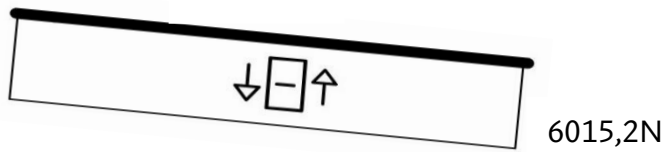
B.3.6.2. Esfuerzos cortantes, V_y :

Barra 2:

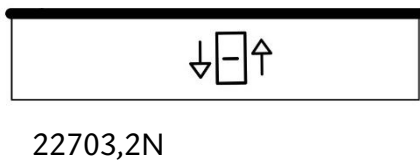
18506,1N



Barra 4:



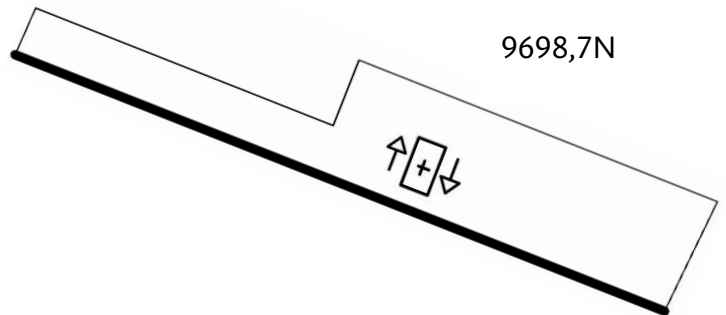
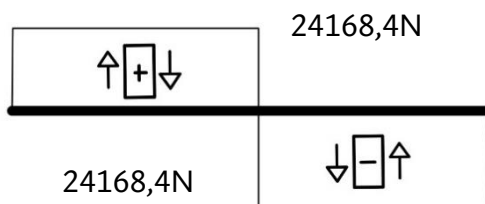
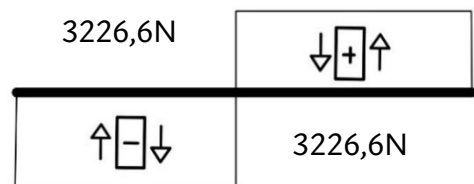
Barra 6:



6311,8N

Barra 7:

9698,7N

Barra 41, V_x :Barra 41, V_y :

ANEXOS:

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

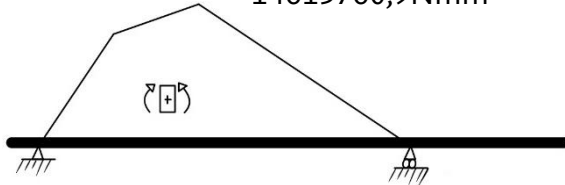
MARTÍN MUR
795704

B.3.6.3. Momentos flectores, M_z :

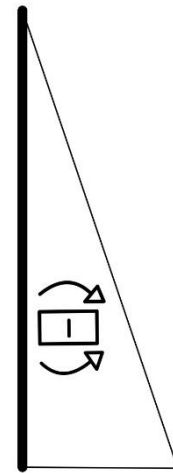
Barra 1:

11306350,4Nmm

14615760,9Nmm



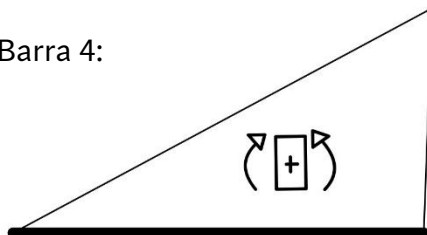
Barra 2:



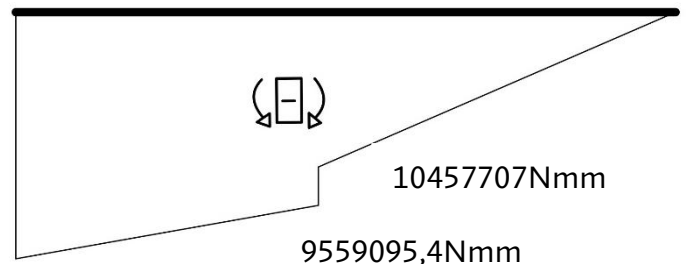
14910565,9Nmm

Barra 4:

7518973,7Nmm



Barra 7:



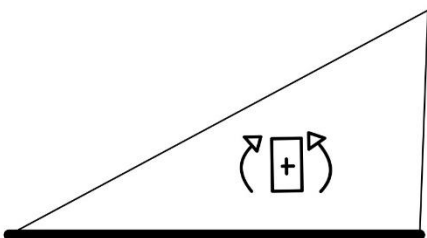
10457707Nmm

9559095,4Nmm

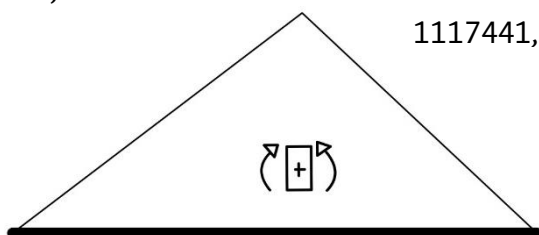
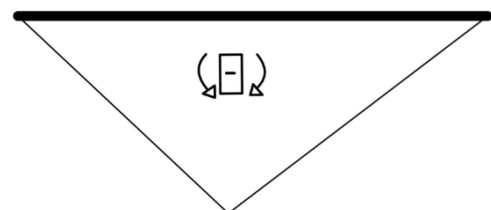
17078069,1Nmm

Barra 6:

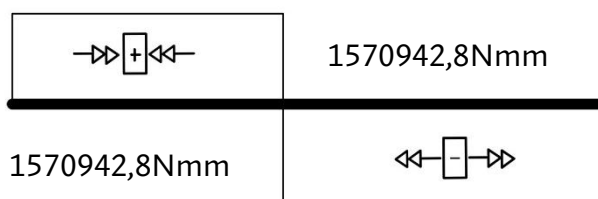
9559095,4Nmm

Barra 41, M_x :

1117441,2Nmm

Barra 41, M_y :

1484256,0Nmm

Momentos torsores, M_t :

1570942,8Nmm

1570942,8Nmm

1570942,8Nmm

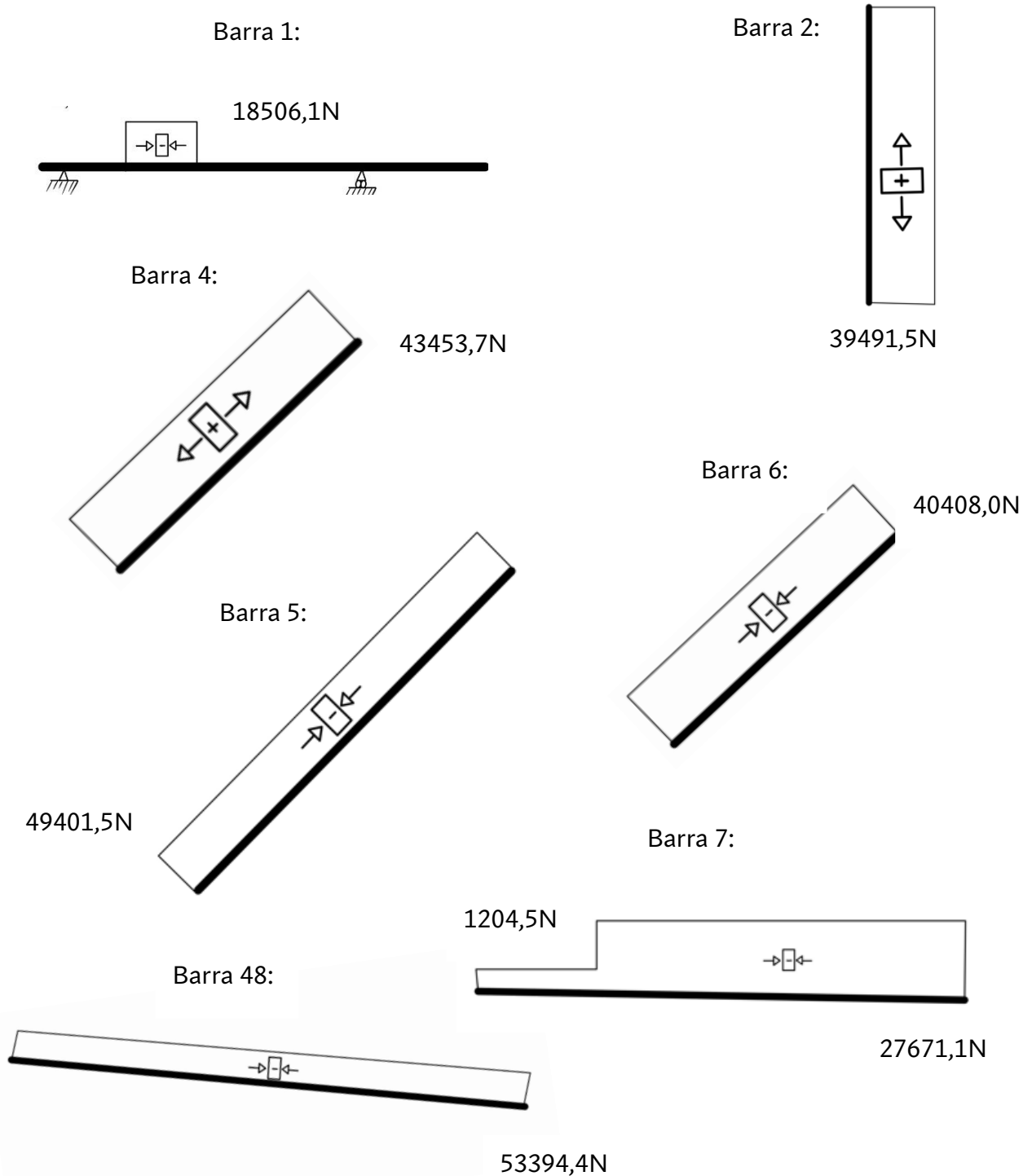
ANEXOS:

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

B.3.7. Diagramas de esfuerzo, Posición 7; $L_{cilindro1} = 1420$ mm:

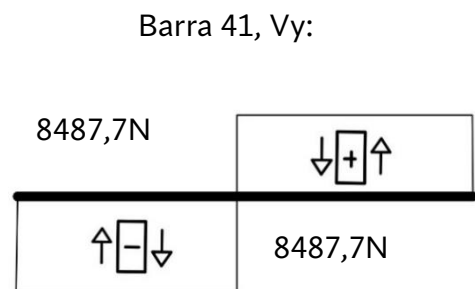
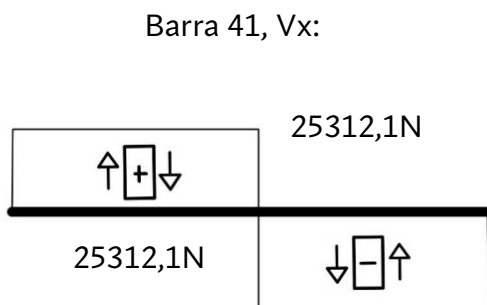
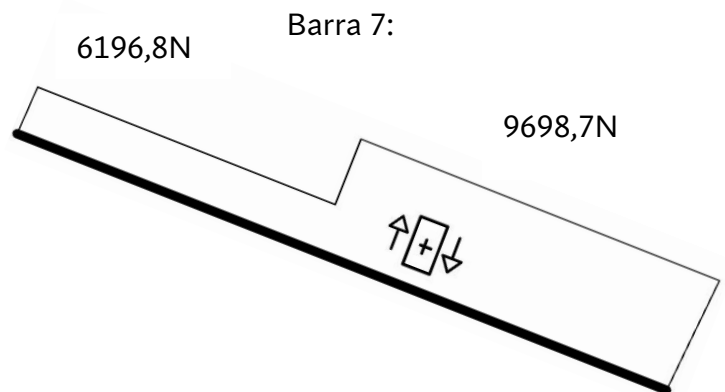
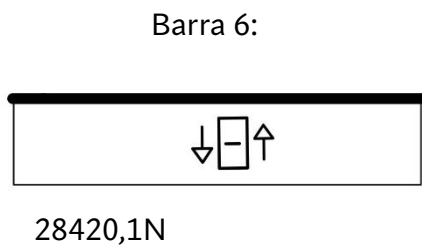
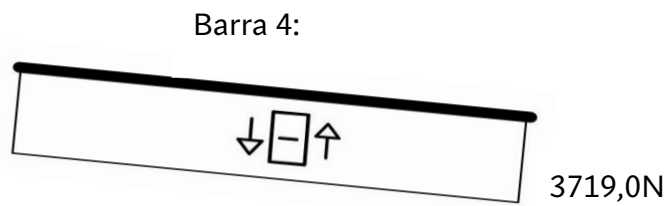
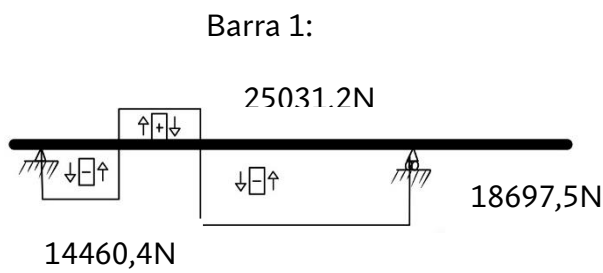
B.3.7.1. Esfuerzos axiales, N:



ANEXOS:

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

B.3.7.2. Esfuerzos cortantes, V_y :

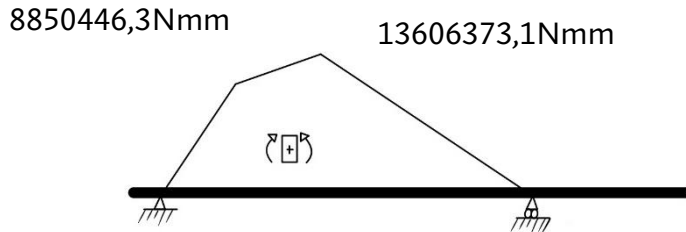
ANEXOS:

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

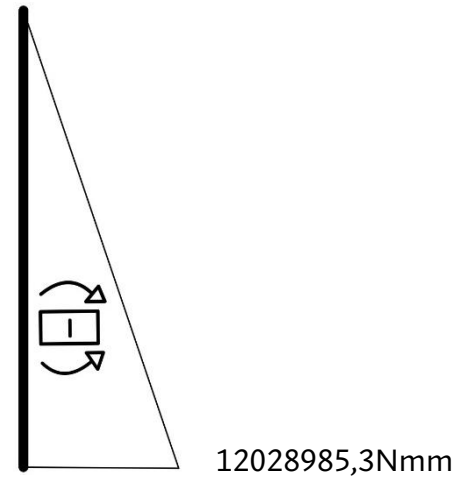
MARTÍN MUR
795704

B.3.7.3. Momentos flectores, M_z :

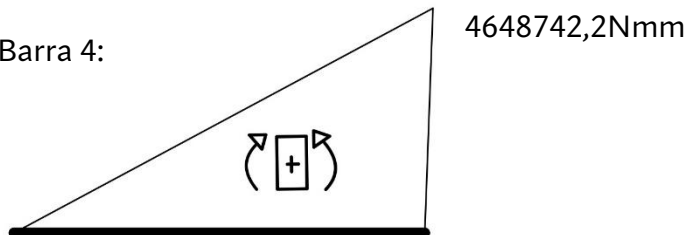
Barra 1:



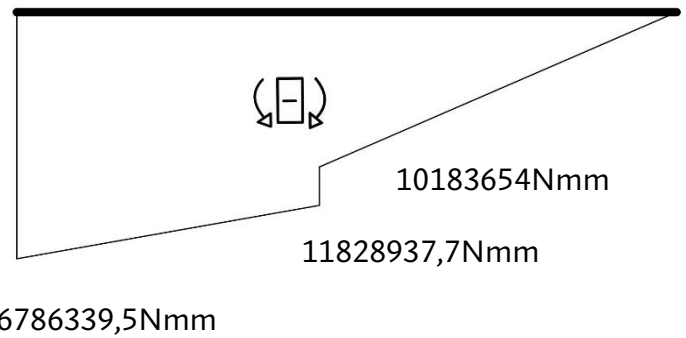
Barra 2:



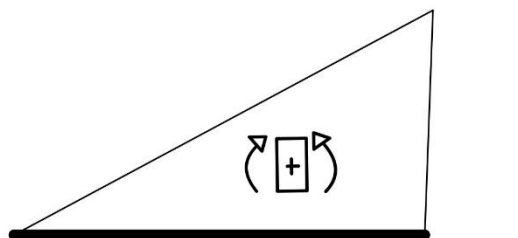
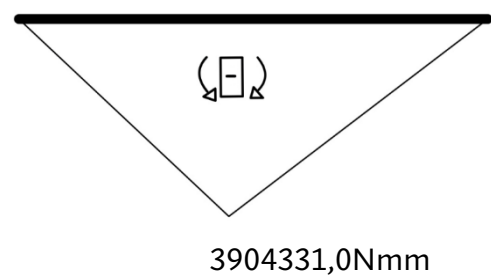
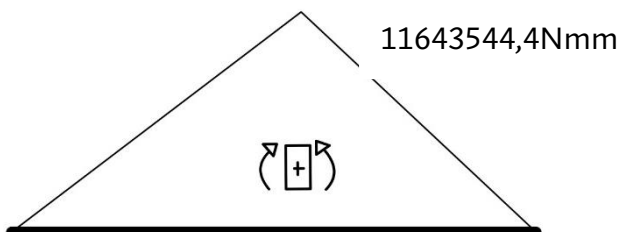
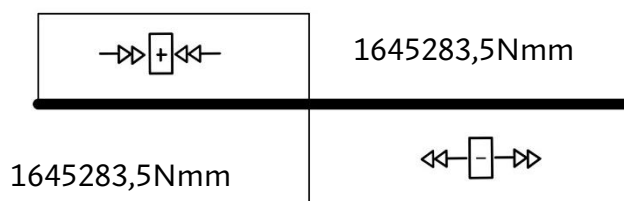
Barra 4:



Barra 7:



Barra 6:

Barra 41, M_y :Barra 41, M_x :**Momentos torsores, M_t :**

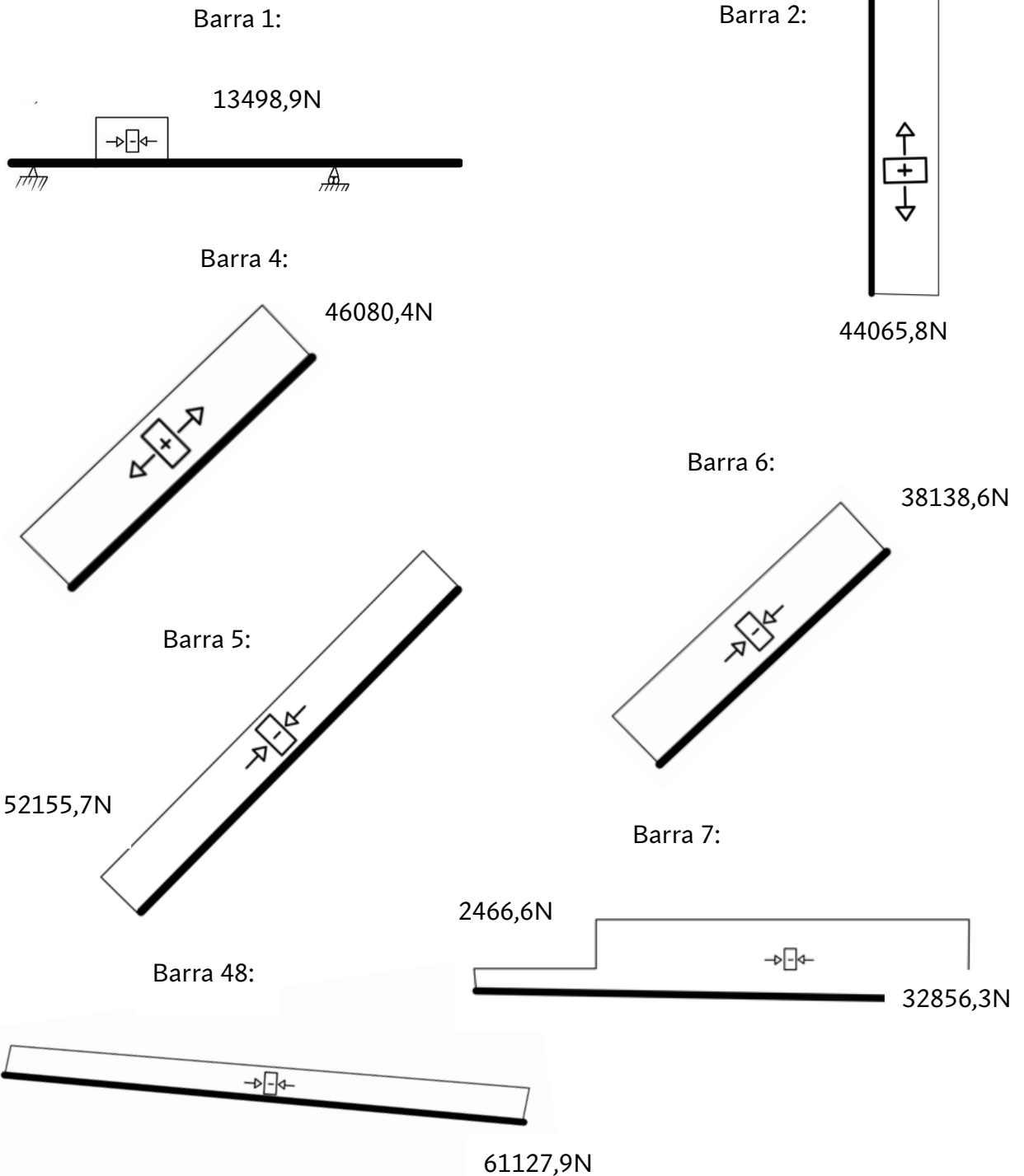
ANEXOS:

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

B.3.8. Diagramas de esfuerzo, Posición 8; $L_{cilindro1} = 1520$ mm:

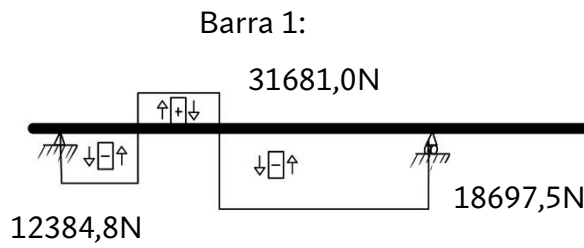
B.3.8.1. Esfuerzos axiales, N:



ANEXOS:

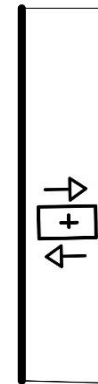
Análisis y cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora BMH, con una capacidad de 750 kilogramos, en un vehículo agrícola FIAT 666e

MARTÍN MUR
795704

B.3.8.2. Esfuerzos cortantes, V_y :

Barra 2:

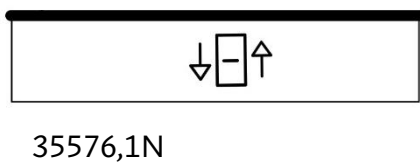
13498,9N



Barra 4:



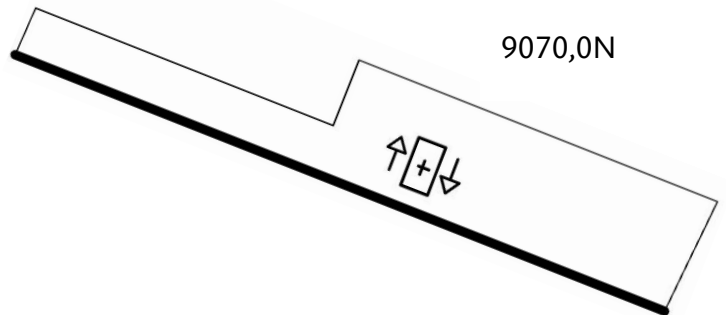
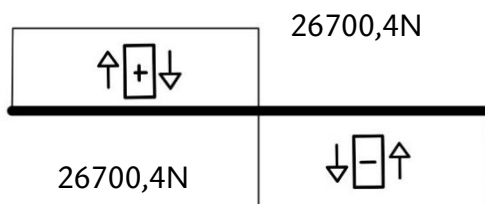
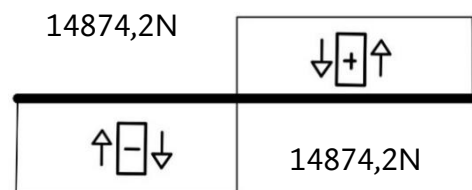
Barra 6:



5810,9N

Barra 7:

9070,0N

Barra 41, V_x :Barra 41, V_y :

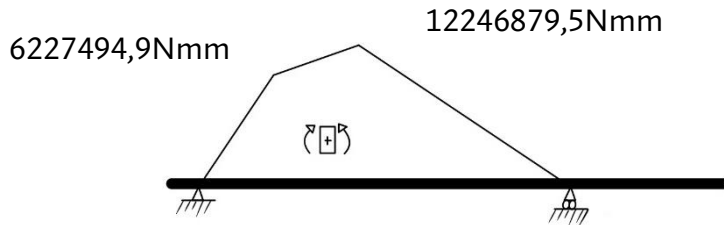
ANEXOS:

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

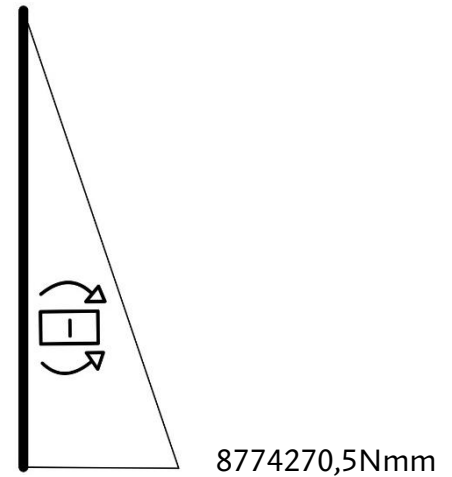
MARTÍN MUR
795704

B.3.8.3. Momentos flectores, M_z :

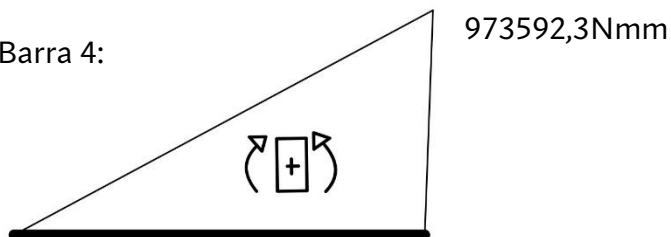
Barra 1:



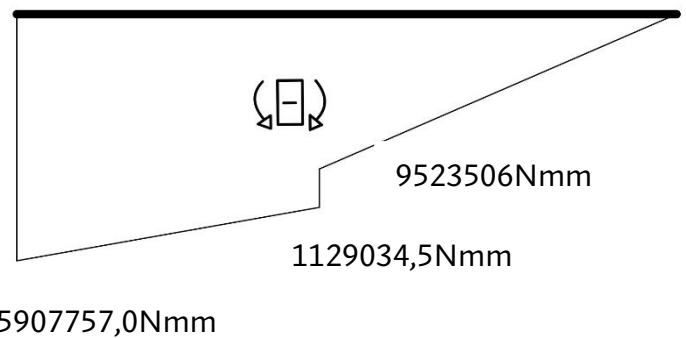
Barra 2:



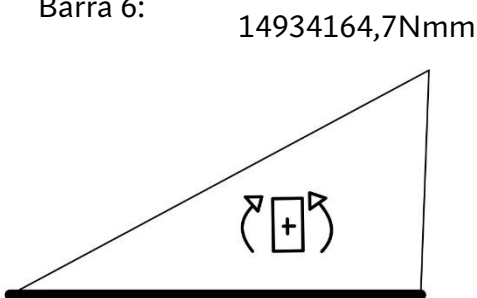
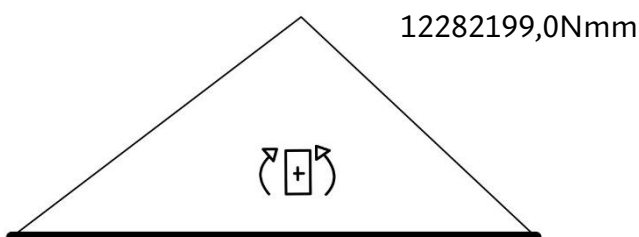
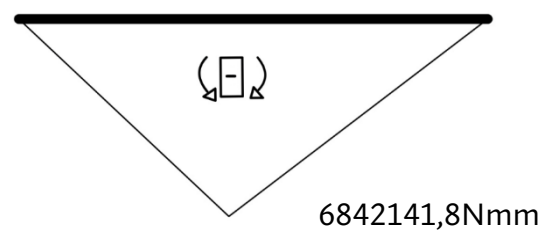
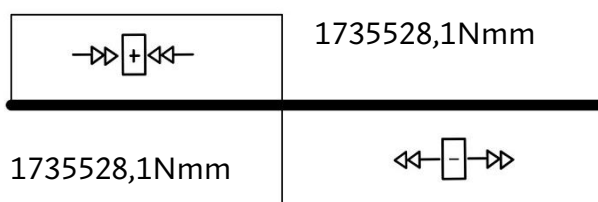
Barra 4:



Barra 7:



Barra 6:

Barra 41, M_x :Barra 41, M_y :**Momentos torsores, M_t :**

ANEXOS:

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

B.4. Representación esfuerzo más solicitante:

Para facilitar la selección de la sección más desfavorable, mostramos una gráfica en función de cada posición del esfuerzo que más someta a la barra o cilindro, siendo para las barras el momento flector y el esfuerzo axil para los cilindros; siendo estos:

B.4.1. Barra 1:

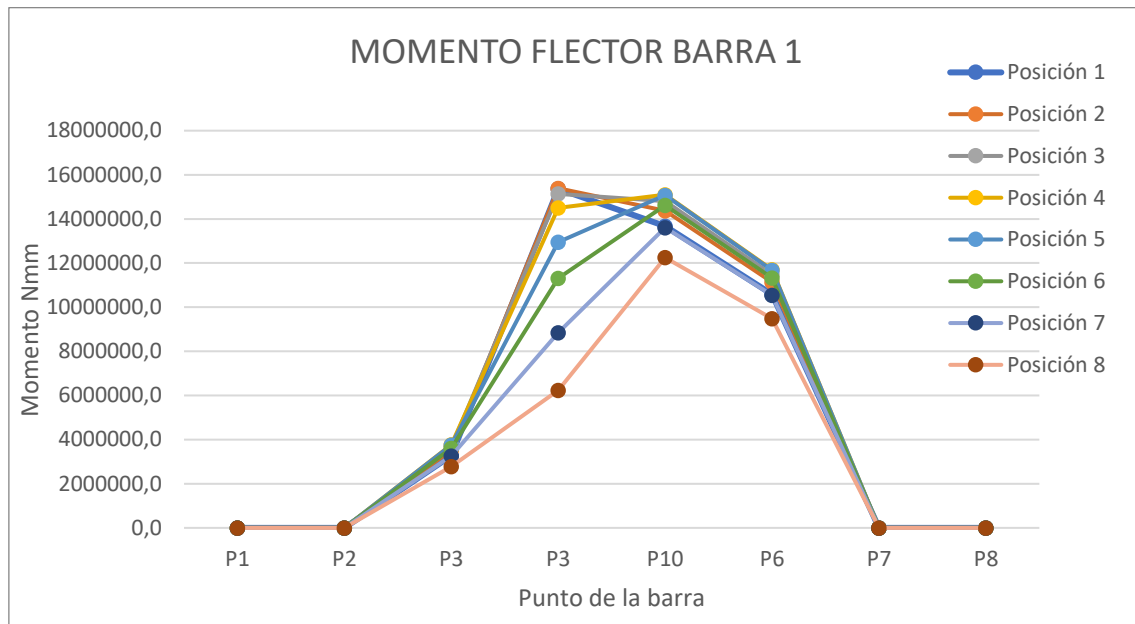


GRÁFICO 1: Momento flector de la barra 1 según su posición

La posición más desfavorable según el momento flector es la segunda posición; la tendencia de la gráfica es que según aumenta de posición el cazo, la barra 1 pasa de soportar su máximo momento en el punto 3 al punto 10.

(Los puntos que se encuentran duplicados, corresponden a los puntos de unión, cuyos esfuerzos son de valores diferentes)

ANEXOS:

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

B.4.2. Barra 2:

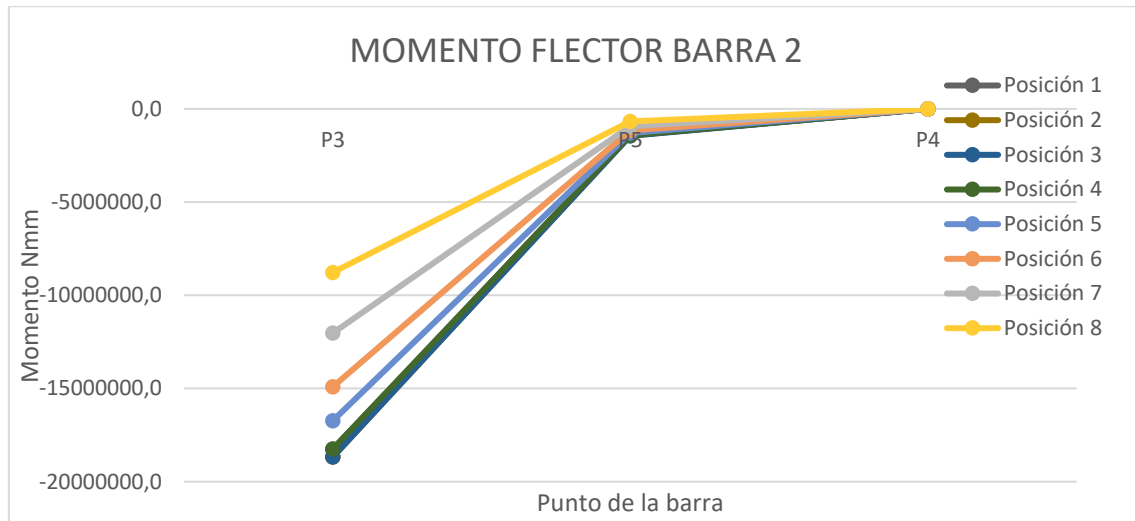


GRÁFICO 2: Momento flector de la barra 2 según su posición

En la barra 2 observamos que la posición más desfavorable se encuentra en la posición 4; la cual está caracterizada por tener su componente X máxima; por lo que según se aleje el cazo de la pala mayor será su momento flector.

B.4.3 Barra 4:

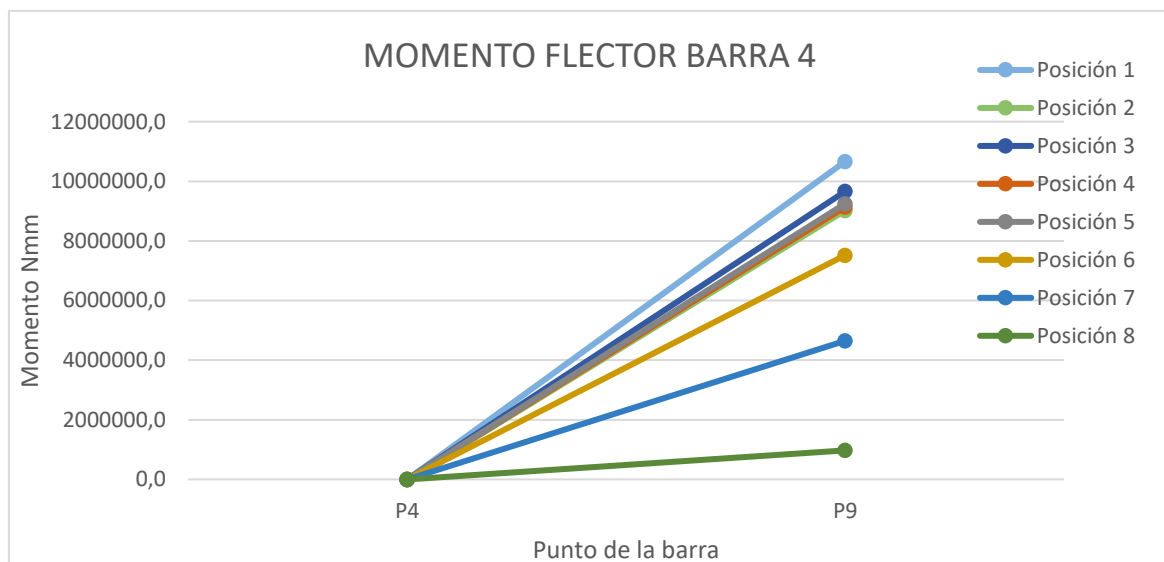


GRÁFICO 3: Momento flector de la barra 4 según su posición

Para la barra 4 su momento máximo se produce en la primera posición, con la menor altura posible del cazo.

ANEXOS:

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

B.4.4. Barra 5:

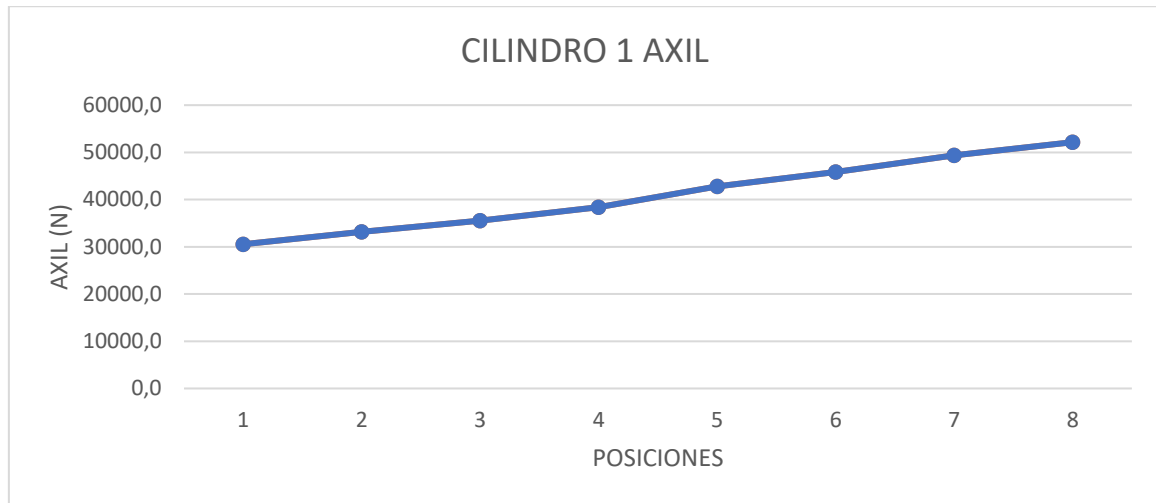


GRÁFICO 4: Esfuerzo axil del cilindro 1 según su posición

El cilindro alcanza su esfuerzo axil máximo cuanto más se eleve el cazo, siendo así la posición 8 su situación más desfavorable.

B.4.5. Barra 6:

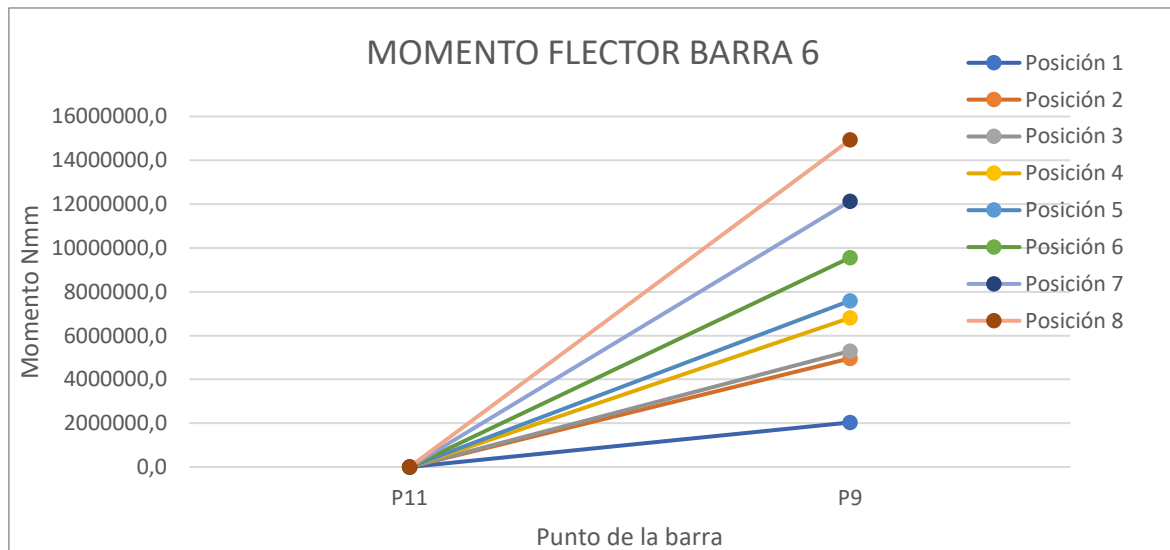


GRÁFICO 5: Momento flector de la barra 6 según su posición

Para la barra 6, que son las orejetas que transmiten la fuerza del cilindro a la unión del punto 9; su momento más desfavorable se encuentra en la máxima posición del cazo, la cual además es la situación con mayor esfuerzo axil a transmitir del cilindro 1.

ANEXOS:

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

B.4.6. Barra 7:

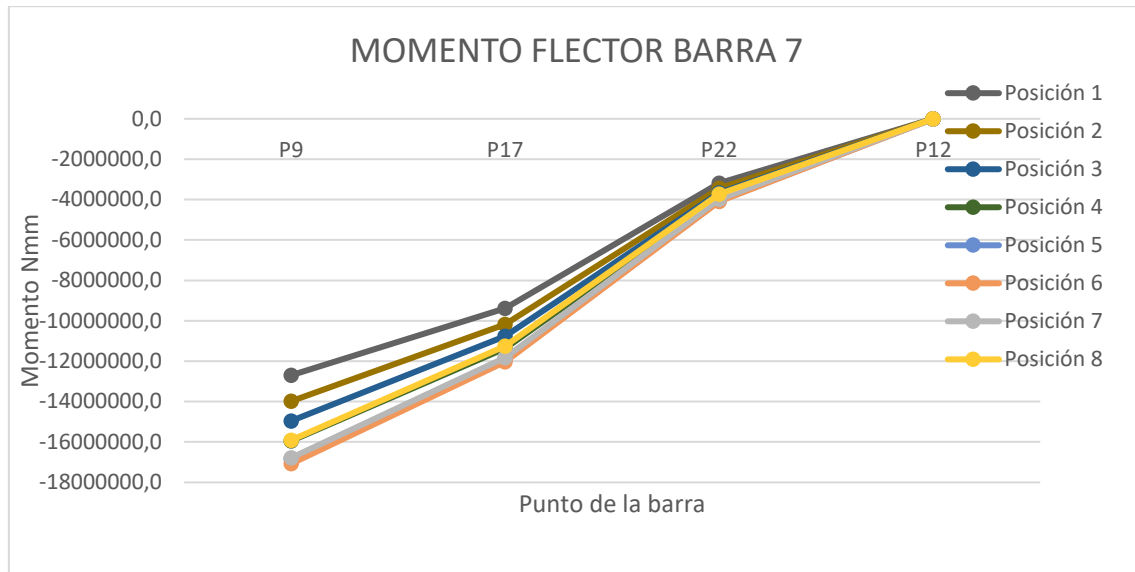


GRÁFICO 6: Momento flector de la barra 7 según su posición

El mayor momento se la barra 7, coincide con la colocación de esta barra de la forma más horizontal posible, siendo esta la posición 6.

B.4.7. Barra 41:

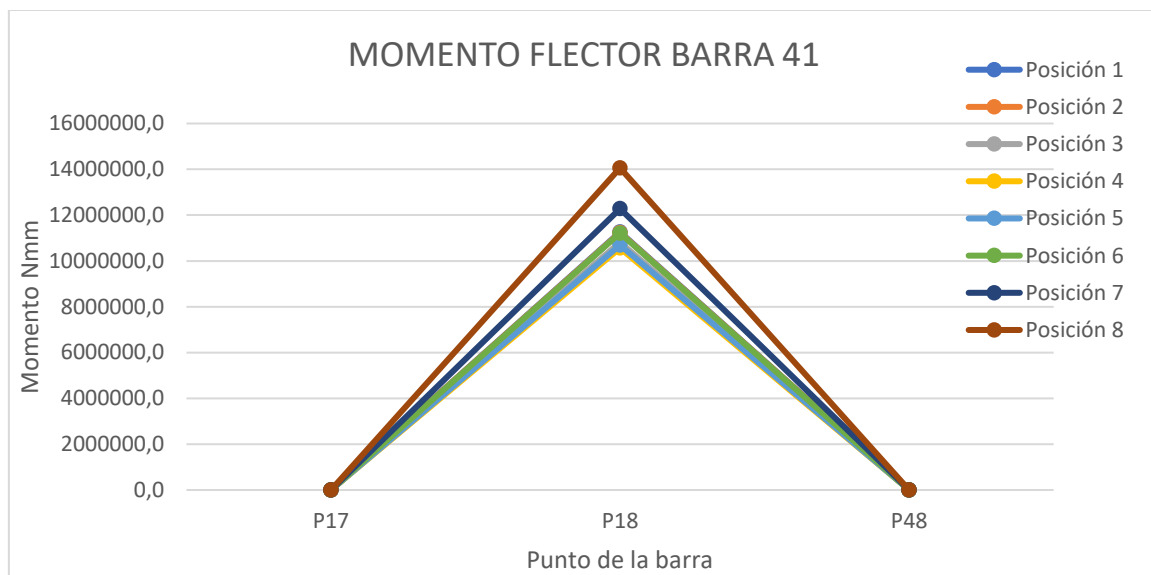


GRÁFICO 7: Momento flector de la barra 41 según su posición

La barra 41, soporte del cilindro está sometida al mayor momento en la última posición del cazo, coincidiendo al igual que en la barra 6, con el máximo esfuerzo a transmitir proveniente del cilindro 2.

ANEXOS:

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

B.4.8. Barra 48:

GRÁFICO 8: Esfuerzo axil del cilindro 2 según su posición

Para el cilindro 2 su máximo esfuerzo axil se encuentra en la posición más elevada, sin embargo, la tendencia de la curva es cóncava. Esto se debe a la rotación en la que se encuentra dependiendo de su posición, por tanto, cuanto más vertical se coloque mayor será su esfuerzo y siguiendo el mismo razonamiento el punto de menor esfuerzo es cuando el cilindro se encuentra totalmente horizontal.

Trabajo Fin de Grado

Cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora en un vehículo agrícola, sometida a una carga máxima en su posición más desfavorable

ANEXO C:

MODELADO DE LA PALA EN MEFI Y RESULTADOS

C.1. Modelado de la pala cargadora:

MEFI (Método de Elementos Finitos en Ingeniería), es un software diseñado por la Universidad de Cartagena, el cual permite realizar el análisis estático de una estructura, mediante el método de elementos finitos de una forma sencilla, práctica y precisa.

Este programa nos permite usar tanto puntos en dos dimensiones, como en tres dimensiones. Se puede proceder mediante el modelado 3D, pero para ello hay que utilizar áreas para conectar los puntos, mientras que si utilizamos 2D podemos simplificar mucho el modelado usando líneas. Gracias a la simetría de nuestra pala cargadora, podremos trabajar en 2 dimensiones, pero no sin antes, transportar la carga del punto central del cazo, por las barras que se encuentran en el eje de simetría hasta los puntos que ya tienen su homólogo simétrico, es decir en MEFI no modelaremos el cazo, ya que será irrelevante; lo que no lo es, son las acciones que se producen en ella y repercuten en la estructura, por medio del conjunto brazo.

Para el modelado de la estructura en diferentes posiciones, utilizamos las posiciones calculadas previamente en el ANEXO A, ya que, este programa trabaja con coordenadas globales. Establecemos la coordenada X y la coordenada Y únicamente, para generar una estructura 2D y no 3D, facilitando así el modelado.

Las unidades del a introducir en el programa son metros para las distancias, newtons para las fuerzas y newtons metro para los momentos.

Establecemos las coordenadas X e Y, de cada punto, con su número identificativo, de la siguiente manera:

PUNTOS		
% pun	X	Y
1	0.0	0.0
2	75e-3	0.0
3	300e-3	0.0
4	300e-3	650e-3
5	300e-3	600e-3
6	637.5e-3	0.0
7	1145e-3	0.0
8	1620e-3	0.0
9	1543.2e-3	519.3e-3
10	490e-3	0.0
11	1263.2e-3	328.2e-3
12	2756.9e-3	-876.9e-3
17	2068.0e-3	-84.4e-3
22	2487.9e-3	-567.4e-3

IMAGEN 23: Puntos definidos en MEFI, con sus coordenadas

Una vez establecidos los puntos, debemos relacionarlos mediante el uso de líneas, las cuales conforman las barras que se modelan el sistema. Para definir las MEFI

ANEXOS:

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

permite colocar hasta 3 puntos con una línea del tipo polinómica, punto inicial, punto intermedio y punto final. En nuestro caso siempre son rectas.

```
LÍNEAS
% lin tipo pun
1 POLINOMIAL 1 2 3
2 POLINOMIAL 3 4
4 POLINOMIAL 4 9
5 POLINOMIAL 10 11
6 POLINOMIAL 11 9
7 POLINOMIAL 9 17 22
21 POLINOMIAL 3 10 6
22 POLINOMIAL 6 7 8
23 POLINOMIAL 22 12
```

IMAGEN 24: Definición de las barras y que puntos contienen en MEF1

Para el siguiente paso debemos establecer las conexiones que existen entre las barras, es decir, si son uniones rígidas completamente, solo por un extremo y otro articulado o articulado en ambos extremos. Definimos primero las líneas a las que afecta, el tipo de conexión, en caso de que no sea la misma unión por ambos lados, se escribe la izquierda primero y la derecha después; debemos establecer un material y su perfil, aunque para lo que estamos buscando en este paso, no nos influye, simplemente se escribe porque el programa necesita tener definido el material y su perfil.

```
ELEMENTOS_LÍNEAS
% lin tipo mat pro
1,2,7,21,22 RÍGIDO ACERO IPE100
4,6 ART_RIG ACERO IPE100
5 ARTICULADO ACERO IPE100
23 RIG_ART ACERO IPE100
```

IMAGEN 25: Definición de los tipos de barras y sus articulaciones en MEF1

Una vez definidas las conexiones internas de la estructura, necesitamos definir las externas, es decir, donde se soporta esta estructura y de qué forma. Para ello definimos los apoyos, situados en el punto 2 y punto 7, sin embargo, siendo ambos apoyos, no restringen los mismos movimientos, ya que el punto 2 bloquea los desplazamientos en el eje X e Y, permitiendo la rotación en el eje Z; mientras que en el punto 7 es un apoyo articulado móvil restringiendo únicamente el desplazamiento en el eje Y.

```
DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est DX DY MZ
2 1 0.0 0.0 LIBRE
7 1 LIBRE 0.0 LIBRE
```

IMAGEN 26: Definición de los apoyos de la estructura en MEF1

Por último, debemos establecer la acción externa que provoca las reacciones. Esta fuerza es la resultante de la suma de la carga máxima que colocamos en el cazo, 700 kilogramos, y del peso de la estructura de 537 kilogramos colocada en el punto

ANEXOS:

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

más alejado posible, provocando que sea la posición más desfavorable. Toda esta carga debe estar dividida entre dos, ya que, realizamos la simetría, para que la carga este distribuida en los dos lados de la pala. Como no podemos utilizar la dimensión Z, para poder colocar la fuerza en el centro, por medio de las conexiones entre barras, calculamos la fuerza equivalente que produce en el conjunto brazo, pudiendo tratar así el sistema en 2D.

Se escribe el punto en el que está definida la carga, el tipo de datos que vamos a introducir mediante el estado, colocamos el 1 para añadir reacciones en X e Y y momento en Z.

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS				
%	pun	est	FX	FY
17	1		18632.7	-15883.8
12	1		-18632.7	9571.1
				MZ
				-1211125.3e-3

IMAGEN 27: Definición de las fuerzas y el punto en el que actúan en MEFI

Con todo ello tenemos modelada la pala cargadora con la que, ejecutando el modelo, obtenemos la siguiente estructura:

C.2. Posición 1:

C.2.1. Modelo:

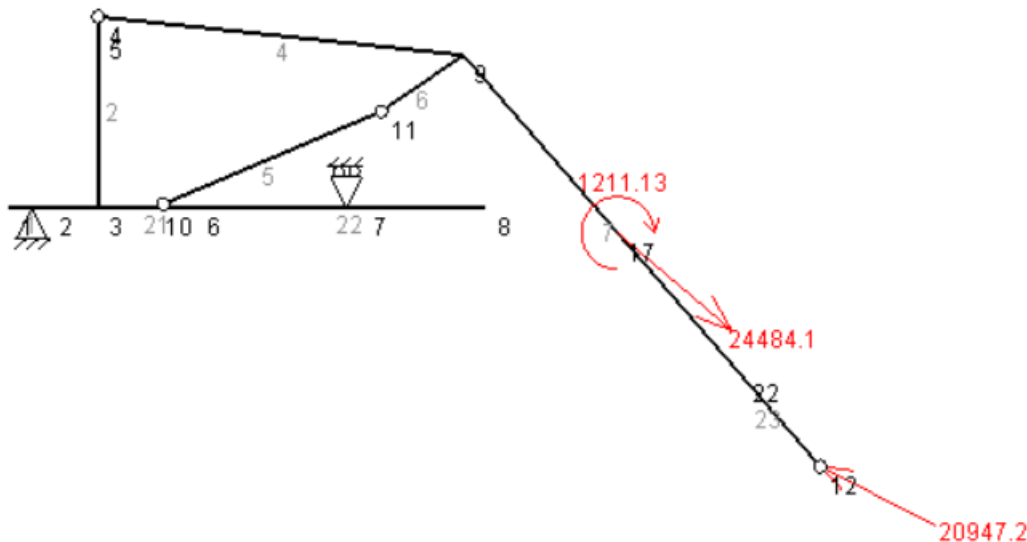


IMAGEN 28: Modelo posición 1 en MEFI

ANEXOS:

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

Por último, una vez establecidas todas las condiciones que definen nuestra pala cargadora, resolvemos el modelo y obtenemos los resultados, de los esfuerzos axiales, esfuerzos cortantes, momentos flectores y reacciones en cada punto.

C.2.2. Esfuerzos resultantes:

pun	desX	desY	girZ	reaX	reaY	momZ	
1	0.0000e+00	7.0836e+05	-9.4448e+03				
2	0.0000e+00	0.0000e+00	-9.4448e+03	1.2218e-01	-1.4215e+04		
3	0.0000e+00	-2.2002e+06	-1.0447e+04				
4	1.3958e+07	-2.2002e+06	-2.6988e+04				
5	1.2610e+07	-2.2002e+06	-2.6890e+04				
6	0.0000e+00	-3.5057e+06	2.0001e+03				
7	0.0000e+00	0.0000e+00	9.3616e+03		2.0528e+04		
8	0.0000e+00	4.4468e+06	9.3616e+03				
9	1.1518e+07	-2.5413e+07	-3.1047e+04				
10	0.0000e+00	-3.4546e+06	-2.9008e+03				
11	5.7068e+06	-1.6899e+07					
12	-6.5428e+07	-9.2301e+07					
17	-1.5020e+07	-4.8483e+07	-5.5640e+04				
22	-4.4697e+07	-7.4283e+07	-6.5767e+04				
lín	punIni	punFin	axiIni corIni fleIni desIni	axiFin corFin fleFin desFin	axiMáx corMáx fleMáx desMáx	xAxiMáx xCorMáx xFleMáx xDesMáx	xAxiNu1 xCorNu1 xFleNu1
1	1	3	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 7.0836e+05	-1.2218e-01 -1.4215e+04 -3.1984e+06 -2.2002e+06			7.5000e+01 7.5000e+01 7.5000e+01
2	3	4	5.6226e+03 2.8118e+04 -1.8277e+07 0.0000e+00	5.6226e+03 2.8118e+04 0.0000e+00 -1.3958e+07			
4	4	9	2.7376e+04 -8.5316e+03 0.0000e+00 -7.2876e+05	2.7376e+04 -8.5316e+03 -1.0665e+07 -2.4070e+07			
5	10	11	-3.0546e+04	-3.0546e+04			
6	11	9	-2.9953e+04 -5.9926e+03 0.0000e+00 -1.7175e+07	-2.9953e+04 -5.9926e+03 -2.0315e+06 -2.7483e+07			
7	9	22	4.7640e+03 4.1416e+03 -1.2696e+07 -7.9801e+06	-1.9448e+04 7.7818e+03 -3.1922e+06 -8.2469e+07	-1.9449e+04 7.7824e+03	1.2621e+03 1.3014e+03	7.9992e+02
21	3	6	-2.8118e+04 -8.5924e+03 1.5078e+07 -2.2002e+06	0.0000e+00 -2.0528e+04 1.0418e+07 -3.5057e+06	-3.5718e+06	2.7338e+02	1.9000e+02
22	6	8	0.0000e+00 -2.0528e+04 1.0418e+07 -3.5057e+06	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 4.4468e+06			5.0750e+02 5.0750e+02
23	22	12	-1.9447e+04 7.7847e+03 -3.1922e+06 -8.2465e+07	-1.9447e+04 7.7847e+03 0.0000e+00 -1.0993e+08			

IMAGEN 29: Resultados de los esfuerzos en la posición 1 en MEFI

En esta tabla de resultados que nos aporta MEFI, observamos que también aparecen desplazamientos, giros y deformadas, estos no se tienen en cuenta en este anexo, ya que, aún no tenemos dimensionado el perfil de cada barra, por lo que hemos asignado uno genérico, el IPE100. En el ANEXO D elegiremos los perfiles adecuados.

ANEXOS:

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

C.2.2.1. Esfuerzos axiales:

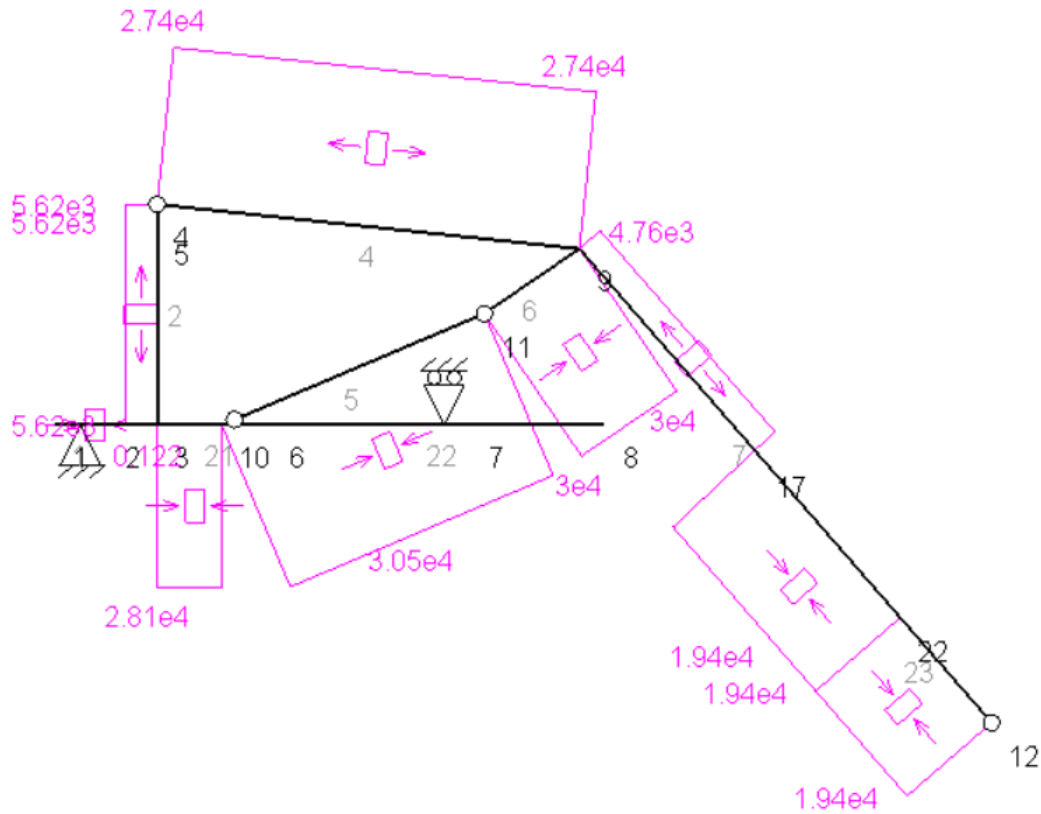


IMAGEN 30: Diagramas de los esfuerzos axiales en la posición 1 en MEF1

C.2.2.2. Esfuerzos cortantes:

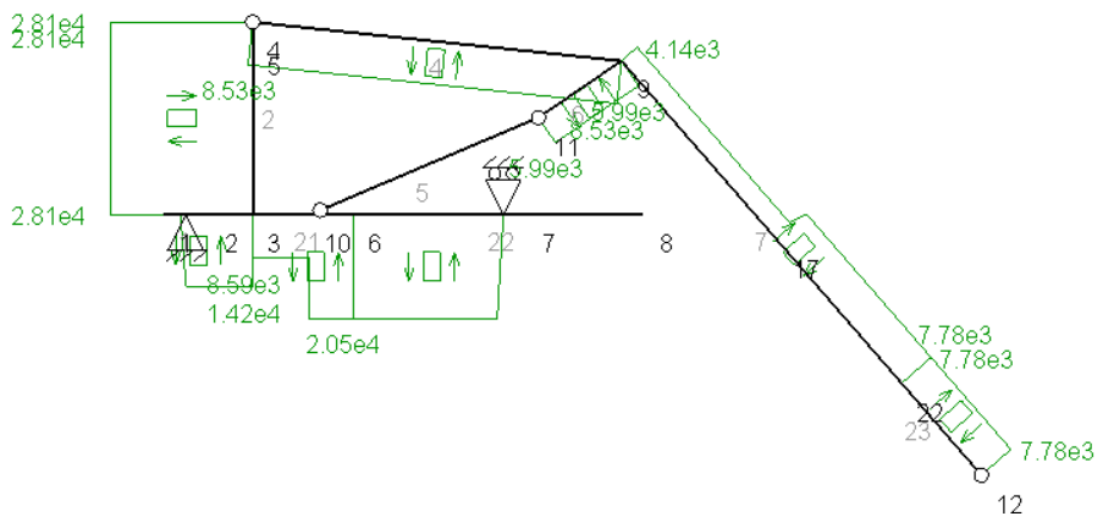


IMAGEN 31: Diagramas de los esfuerzos cortantes en la posición 1 en MEF1

ANEXOS:

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

C.2.2.3. Momentos flectores:

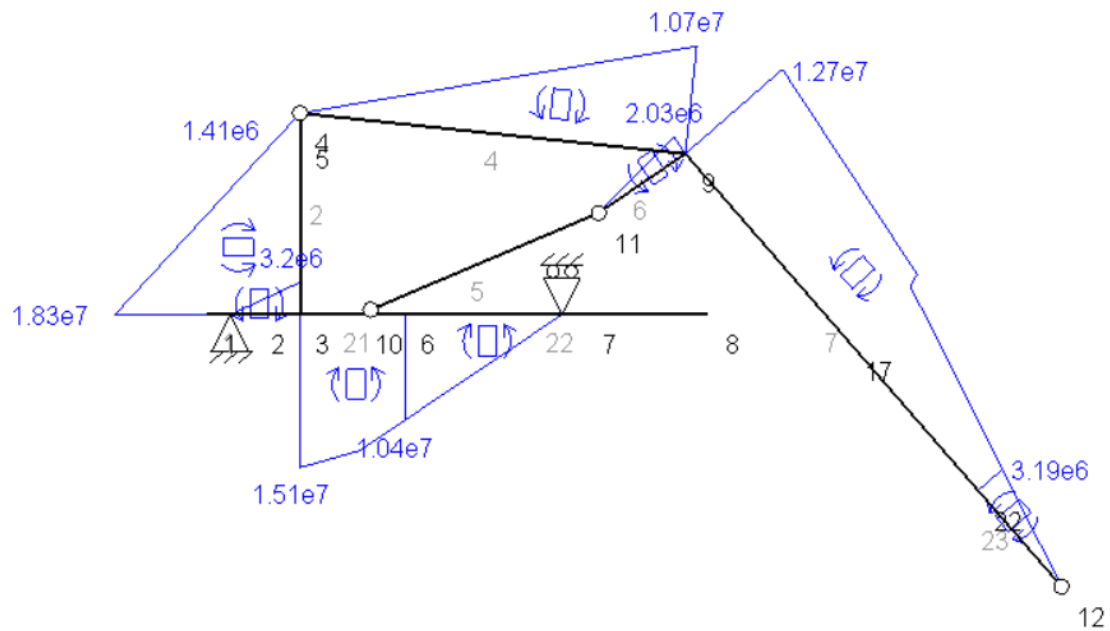


IMAGEN 32: Diagramas de los momentos flectores en la posición 1 en MEF1

ANEXOS:

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

C.3. Posición 2:

C.3.1. Modelo:

```
TÍTULO POSICION 2

PUNTOS
% pun X Y
1 0.0 0.0
2 75.0e-3 0.0
3 300.0e-3 0.0
4 300.0e-3 650.0e-3
5 300.0e-3 600.0e-3
6 637.5e-3 0.0
7 1145.0e-3 0.0
8 1620.0e-3 0.0
9 1543.2e-3 780.7e-3
10 490.0e-3 0.0
11 1286.7e-3 460.0e-3
12 2939.4e-3 -433.0e-3
17 2146.9e-3 255.8e-3
22 2629.9e-3 -164.1e-3

LÍNEAS
% lin tipo pun
1 POLINOMIAL 1 2 3
2 POLINOMIAL 3 5 4
4 POLINOMIAL 4 9
5 POLINOMIAL 10 11
6 POLINOMIAL 11 9
7 POLINOMIAL 9 17 22
21 POLINOMIAL 3 10 6
22 POLINOMIAL 6 7 8
23 POLINOMIAL 22 12

ELEMENTOS_LÍNEAS
% lin tipo mat pro
1,2,7,21,22 RÍGIDO ACERO IPE100
4,6 ART_RIG ACERO IPE100
5 ARTICULADO ACERO IPE100
23 RIG_ART ACERO IPE100

DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est DX DY MZ
2 1 0.0 0.0 LIBRE
7 1 LIBRE 0.0 LIBRE

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est FX FY MZ
17 1 20620.2 -13095.0 -1340311.5e-3
12 1 -20620.2 +6782.2
```

IMAGEN 33: Definición del modelo de la posición 2 en MEF1

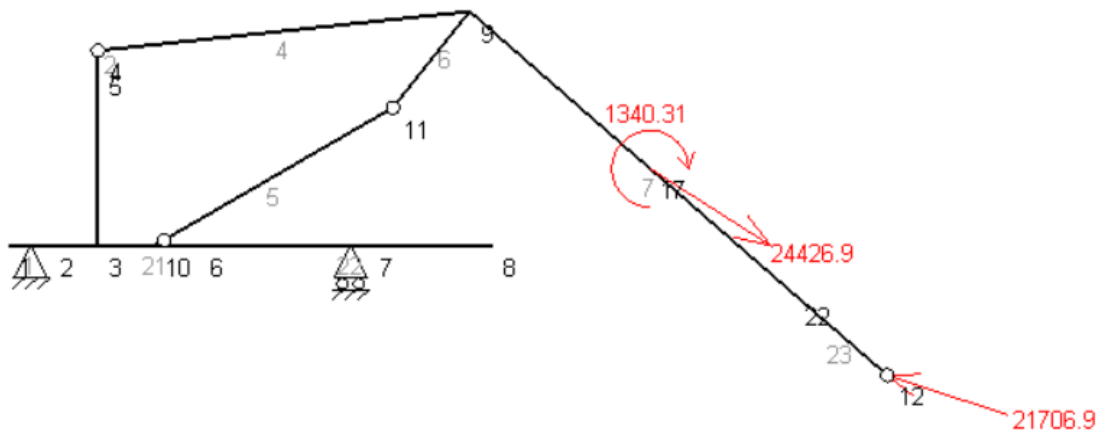


IMAGEN 34: Modelo de la posición 2 en MEF1

ANEXOS:

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

C.3.2. Esfuerzos resultantes:

pun	desX	desY	girZ	reaX	reaY	momZ
1	0.0000e+00	7.3718e-04	-9.8291e-03	0.0000e+00	-1.5414e+04	
2	0.0000e+00	0.0000e+00	-9.8291e-03			
3	0.0000e+00	-2.2930e-03	-1.0916e-02			
4	1.4419e-02	-2.2621e-03	-2.7818e-02			
5	1.3030e-02	-2.2645e-03	-2.7718e-02			
6	-2.5238e-05	-3.6815e-03	2.0598e-03			
7	-2.5238e-05	0.0000e+00	9.8514e-03		2.1727e+04	
8	-2.5238e-05	4.6794e-03	9.8514e-03			
9	1.7025e-02	-2.5407e-02	-2.9099e-02			
10	-2.5238e-05	-3.6189e-03	-3.1275e-03			
11	8.3360e-03	-1.8382e-02				
12	-5.0238e-02	-1.0266e-01				
17	-5.6681e-03	-5.1530e-02	-5.5997e-02			
22	-3.1858e-02	-8.1566e-02	-6.6934e-02			
lín	punIni	punFin	axiIni corIni fleIni desIni	axiFin corFin fleFin desFin	axiMáx corMáx fleMáx desMáx	xAxiMáx xCorMáx xFleMáx xDesMáx
1	1	3	0.0000e+00	0.0000e+00		
			0.0000e+00	-1.5414e+04		7.5000e-02
			0.0000e+00	-3.4682e+03		7.5000e-02
			7.3718e-04	-2.2930e-03		
2	3	4	1.0276e+04	1.0276e+04		
			2.8732e+04	2.8732e+04		
			-1.8676e+04	0.0000e+00		
			0.0000e+00	-1.4419e-02		
4	4	9	2.9649e+04	2.9649e+04		
			-7.2161e+03	-7.2161e+03		
			0.0000e+00	-9.0205e+03		
			-3.7574e-03	-2.7048e-02		
5	10	11	-3.3177e+04	-3.3177e+04		
			-3.0901e+04	-3.0901e+04		
			-1.2076e+04	-1.2076e+04		
			0.0000e+00	-4.9592e+03		
6	11	9	-1.7992e-02	-2.9165e-02		
			4.1421e+03	-2.0011e+04		7.9998e-01
			4.7639e+03	8.4103e+03		
			-1.3980e+04	-3.4457e+03		
7	9	22	-8.0025e-03	-8.2458e-02		
			-2.8732e+04	0.0000e+00		1.9000e-01
			-5.1379e+03	-2.1727e+04		
			1.5208e+04	1.1027e+04		
21	3	6	-2.2930e-03	-3.6815e-03	-3.7478e-03	2.7337e-01
			0.0000e+00	0.0000e+00		
			-2.1727e+04	0.0000e+00		
			1.1027e+04	0.0000e+00		5.0750e-01
22	6	8	-3.6815e-03	4.6794e-03		5.0750e-01
			-2.0014e+04	-2.0014e+04		
			8.4042e+03	8.4042e+03		
			-3.4457e+03	0.0000e+00		
23	22	12	-8.2467e-02	-1.1045e-01		

IMAGEN 35: Resultados de los esfuerzos en la posición 2 en MEFI

ANEXOS:

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

C.3.2.1. Esfuerzos axiales:

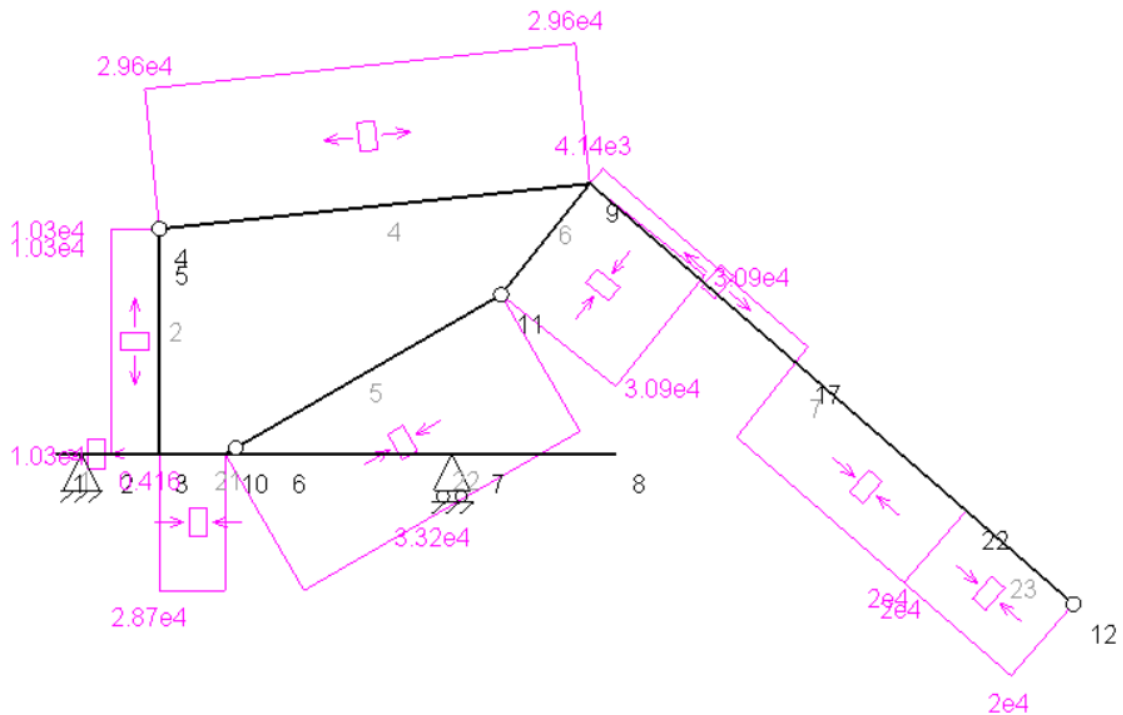


IMAGEN 36: Diagramas de los esfuerzos axiales en la posición 2 en MEF1

C.3.2.2. Esfuerzos cortantes:

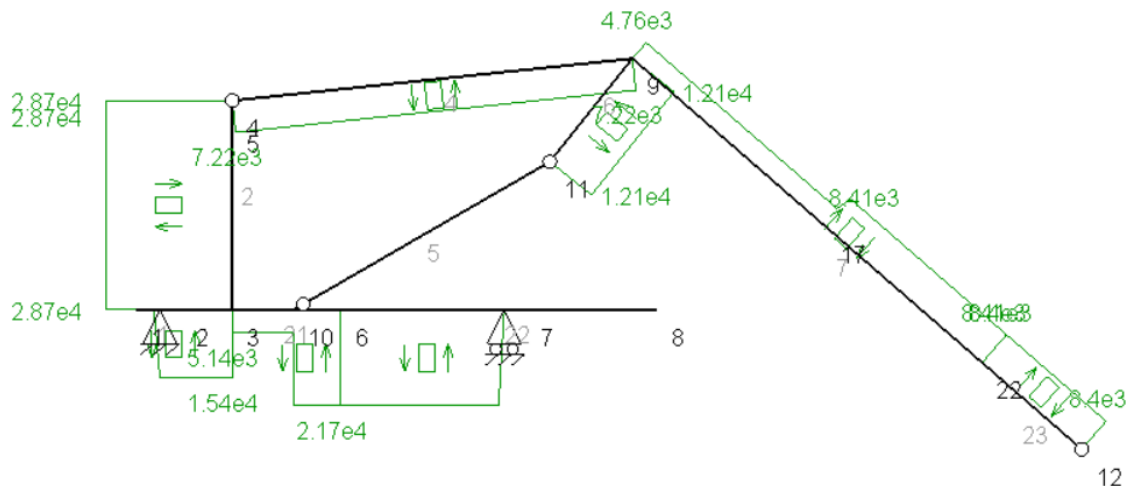


IMAGEN 37: Diagramas de los esfuerzos cortantes en la posición 2 en MEF1

ANEXOS:

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

C.3.2.3. Momentos flectores:

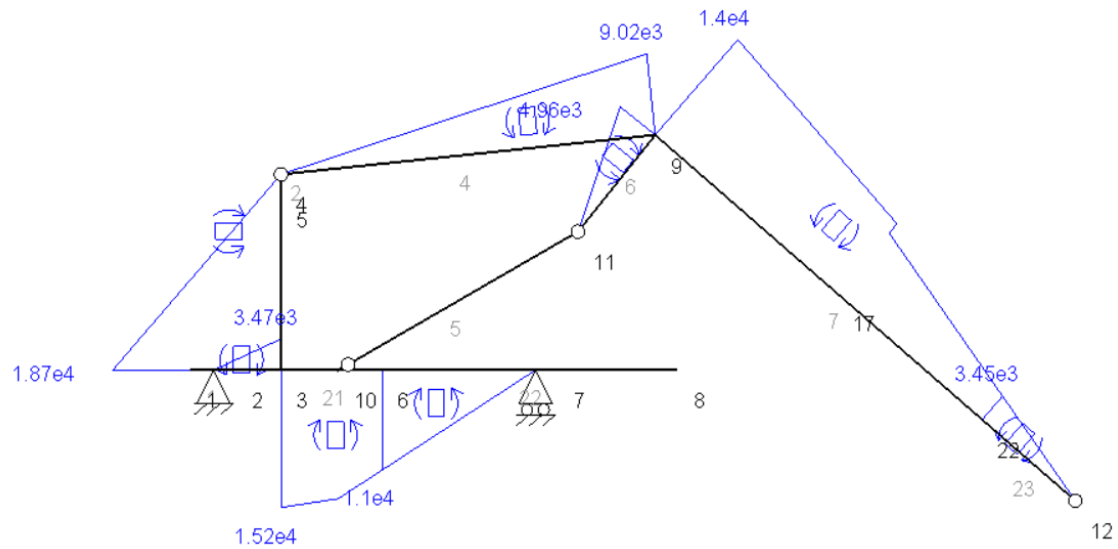


IMAGEN 38: Diagramas de los momentos flectores en la posición 2 en MEF1

ANEXOS:

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

C.4. Posición 3:

C.4.1. Modelo:

```

TÍTULO POSICION 3

PUNTOS
% pun      x      y
1          0.0      0.0
2         75.0e-3    0.0
3         300.0e-3    0.0
4         300.0e-3   650.0e-3
5         300.0e-3   600.0e-3
6         637.5e-3    0.0
7        1145.0e-3    0.0
8        1620.0e-3    0.0
9        1518.0e-3   931.2e-3
10        490.0e-3    0.0
11       1315.2e-3   599.5e-3
12       3051.7e-3  -103.3e-3
17       2181.2e-3   483.8e-3
22       2711.8e-3   126.0e-3

LÍNEAS
% lin tipo      pun
1  POLINOMIAL   1 2 3
2  POLINOMIAL   3 4
4  POLINOMIAL   4 9
5  POLINOMIAL  10 11
6  POLINOMIAL  11 9
7  POLINOMIAL   9 17 22
21 POLINOMIAL   3 10 6
22 POLINOMIAL   6 7 8
23 POLINOMIAL  22 12

ELEMENTOS_LÍNEAS
% lin      tipo      mat      pro
1,2,7,21,22  RÍGIDO      ACERO      IPE100
4,6          ART_RIG  ACERO      IPE100
5           ArtICULADO ACERO      IPE100
23          RIG_ART   ACERO      IPE100

DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est      DX      DY      MZ
2   1      0.0      0.0      LIBRE
7   1      LIBRE  0.0      LIBRE

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est      FX      FY      MZ
17  1      21527.1    -8923.2  -1399260.3e-3
12  1     -21527.1     2610.5
  
```

IMAGEN 39: Definición del modelo de la posición 3 en MEF1

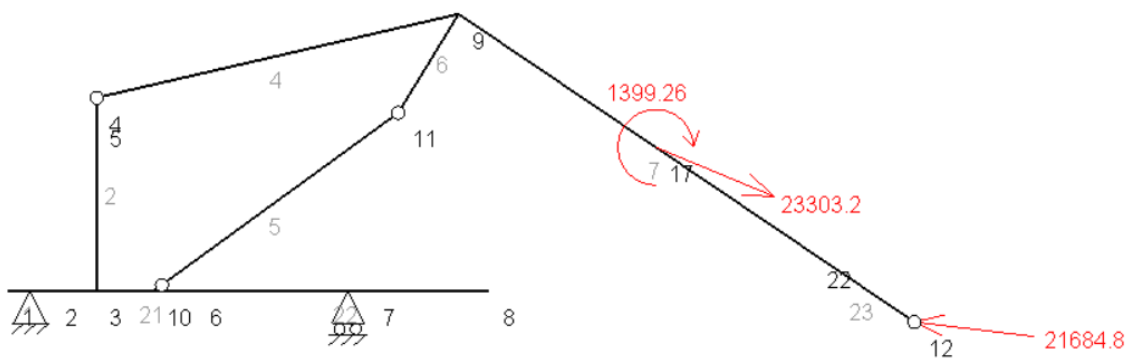


IMAGEN 40: Modelo de la posición 3 en MEF1

ANEXOS:

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

C.4.2. Esfuerzos resultantes:

pun	desX	desY	girZ	reaX	reaY	momZ	
1	0.0000e+00	7.8166e-04	-1.0422e-02	0.0000e+00	-1.7109e+04		
2	0.0000e+00	0.0000e+00	-1.0422e-02				
3	0.0000e+00	-2.4354e-03	-1.1628e-02				
4	1.5206e-02	-2.3889e-03	-2.9276e-02				
5	1.3744e-02	-2.3925e-03	-2.9172e-02				
6	-2.6352e-05	-3.9393e-03	2.1626e-03				
7	-2.6352e-05	0.0000e+00	1.0562e-02				2.3422e+04
8	-2.6352e-05	5.0169e-03	1.0562e-02				
9	2.0722e-02	-2.5443e-02	-3.1055e-02				
10	-2.6352e-05	-3.8633e-03	-3.4293e-03				
11	1.1116e-02	-1.9498e-02					
12	-4.2784e-02	-1.1945e-01					
17	-4.1502e-04	-5.6800e-02	-6.1929e-02				
22	-2.5254e-02	-9.3533e-02	-7.4774e-02				
lín	punIni	punFin	axiIni corIni fleIni desIni	axiFin corFin fleFin desFin	axiMáx corMáx fleMáx desMáx	xAxíMáx xCorMáx xFleMáx xDesMáx	xAxíNu1 xCorNu1 xFleNu1
1	1	3	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 7.8166e-04	0.0000e+00 -1.7109e+04 -3.8495e+03 -2.4354e-03			7.5000e-02 7.5000e-02
2	3	4	1.5482e+04 3.0000e+04 -1.9500e+04 0.0000e+00	1.5482e+04 3.0000e+04 0.0000e+00 -1.5206e-02			
4	4	9	3.2714e+04 -8.3365e+03 0.0000e+00 -5.7483e-03	3.2714e+04 -8.3365e+03 -1.0421e+04 -2.9453e-02			
5	10	11	-3.7081e+04	-3.7081e+04			
6	11	9	-3.4243e+04 -1.4226e+04 0.0000e+00 -1.9654e-02	-3.4243e+04 -1.4226e+04 -5.5310e+03 -3.0952e-02			
7	9	22	3.5304e+03 5.2332e+03 -1.5952e+04 -9.5035e-03	-1.9308e+04 9.8712e+03 -4.0489e+03 -9.1668e-02			8.0000e-01
21	3	6	-3.0000e+04 -1.6271e+03 1.5650e+04	0.0000e+00 -2.3422e+04 1.1886e+04			1.9000e-01
22	6	8	-2.4354e-03 0.0000e+00 -2.3422e+04 1.1886e+04 -3.9393e-03	-3.9393e-03 0.0000e+00 0.0000e+00 5.0169e-03	-4.0071e-03 2.7675e-01		5.0750e-01 5.0750e-01
23	22	12	-1.9306e+04 9.8749e+03 -4.0489e+03 -9.1662e-02	-1.9306e+04 9.8749e+03 0.0000e+00 -1.2295e-01			

IMAGEN 41: Resultados de los esfuerzos en la posición 3 en MEFI

ANEXOS:

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

C.4.2.3. Momentos flectores:

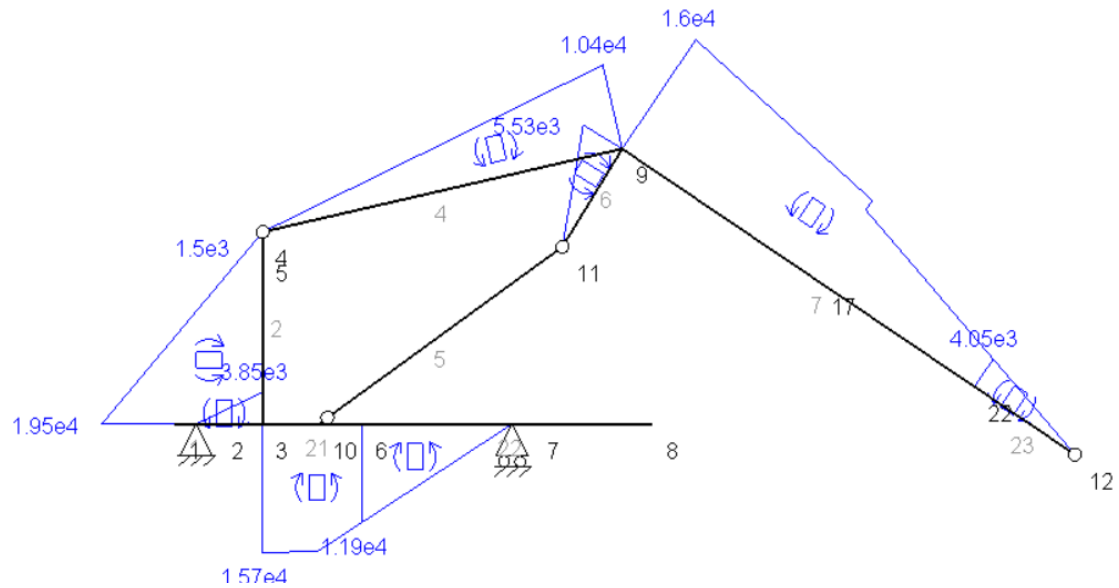


IMAGEN 44: Diagramas de los momentos flectores en la posición 3 en MEF1

ANEXOS:

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

C.5. Posición 4:

C.5.1. Modelo:

```

TÍTULO POSICION 4

PUNTOS
% pun   x           y
1       0.0         0.0
2       75.0e-3      0.0
3       300.0e-3     0.0
4       300.0e-3     650.0e-3
5       300.0e-3     600.0e-3
6       637.5e-3     0.0
7       1145.0e-3    0.0
8       1620.0e-3    0.0
9       1450.6e-3    1138.4e-3
10      490.0e-3     0.0
11      1309.1e-3    763.8e-3
12      3127.3e-3    356.6e-3
17      2175.7e-3    800.3e-3
22      2755.7e-3    529.8e-3

LÍNEAS
% lin tipo      pun
1  POLINOMIAL  1 2 3
2  POLINOMIAL  3 5 4
4  POLINOMIAL  4 9
5  POLINOMIAL  10 11
6  POLINOMIAL  11 9
7  POLINOMIAL  9 17 22
21 POLINOMIAL  3 10 6
22 POLINOMIAL  6 7 8
23 POLINOMIAL  22 12

ELEMENTOS_LÍNEAS
% lin      tipo      mat      pro
1,2,7,21,22  RÍGIDO    ACERO    IPE100
4,6          ART_RIG  ACERO    IPE100
5            ARTICULADO ACERO    IPE100
23           RIG_ART  ACERO    IPE100

DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est  DX      DY      MZ
2  1      0.0     0.0     LIBRE
7  1      LIBRE  0.0     LIBRE

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est  FX      FY      MZ
17  1      22120.9  -6191.5  -1437860.2e-3
12  1      -22120.9  -121.2   0
  
```

IMAGEN 45: Definición del modelo de la posición 4 en MEFI

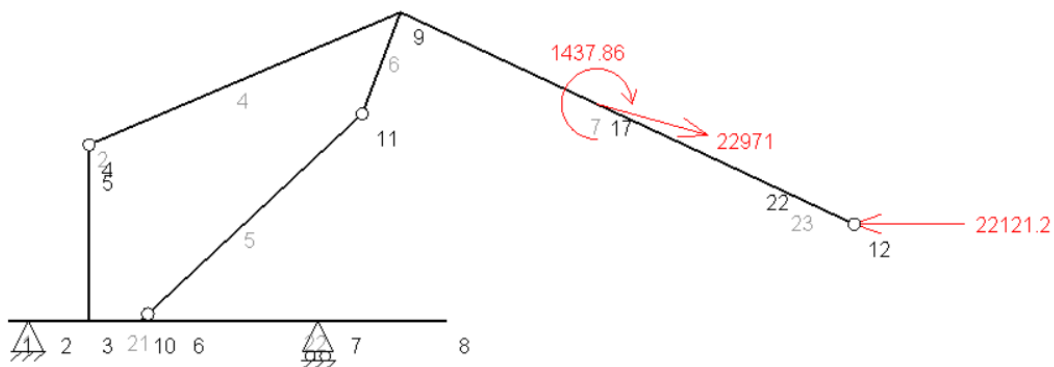


IMAGEN 46: Modelo de la posición 4 en MEFI

ANEXOS:

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

C.5.2. Esfuerzos resultantes:

pun	desX	desY	girZ	reaX	reaY	momZ
1	0.0000e+00	7.5562e-04	-1.0075e-02	0.0000e+00	-1.7109e+04	
2	0.0000e+00	0.0000e+00	-1.0075e-02			
3	0.0000e+00	-2.3552e-03	-1.1252e-02			
4	1.4467e-02	-2.2955e-03	-2.7758e-02			
5	1.3080e-02	-2.3001e-03	-2.7661e-02			
6	-2.4647e-05	-3.8393e-03	2.0621e-03			
7	-2.4647e-05	0.0000e+00	1.0317e-02		2.3018e+04	
8	-2.4647e-05	4.9004e-03	1.0317e-02			
9	2.3203e-02	-2.2380e-02	-2.8123e-02			
10	-2.4647e-05	-3.7553e-03	-3.4334e-03			
11	1.3638e-02	-1.8699e-02				
12	-2.2088e-02	-1.1931e-01				
17	8.2723e-03	-5.4423e-02	-5.8550e-02			
22	-9.5261e-03	-9.2446e-02	-7.0853e-02			
lín	punIni	punFin	axiIni corIni fleIni desIni	axiFin corFin fleFin desFin	axiMáx corMáx fleMáx desMáx	xAxíMáx xCorMáx xFleMáx xDesMáx
1	1	3	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 7.5562e-04	0.0000e+00 -1.6705e+04 -3.7587e+03 -2.3552e-03		7.5000e-02 7.5000e-02
2	3	4	1.9851e+04 2.8058e+04 -1.8238e+04 0.0000e+00	1.9851e+04 2.8058e+04 0.0000e+00 -1.4467e-02		
4	4	9	3.3584e+04 -7.3099e+03 0.0000e+00 -7.7656e-03	3.3584e+04 -7.3099e+03 -9.1372e+03 -2.9667e-02		
5	10	11	-3.8364e+04	-3.8364e+04		
6	11	9	-3.4391e+04 -1.7003e+04 0.0000e+00 -1.9366e-02	-3.4391e+04 -1.7003e+04 -6.8084e+03 -2.9614e-02		
7	9	22	2.6677e+03 5.7213e+03 -1.5946e+04 -1.0478e-02	-1.9997e+04 9.4597e+03 -3.8764e+03 -8.7809e-02		8.0005e-01
21	3	6	-2.8058e+04 3.1458e+03 1.4479e+04 -2.3552e-03	0.0000e+00 -2.3018e+04 1.1682e+04 -3.8393e-03	1.5077e+04 1.9000e-01 -3.9022e-03	1.9000e-01 1.9000e-01
22	6	8	0.0000e+00 -2.3018e+04 1.1682e+04 -3.8393e-03	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 4.9004e-03		5.0750e-01 5.0750e-01
23	22	12	-1.9999e+04 9.4550e+03 -3.8764e+03 -8.7816e-02	-1.9999e+04 9.4550e+03 0.0000e+00 -1.1747e-01		

IMAGEN 47: Resultados de los esfuerzos en la posición 4 en MEF1

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

C.5.2.1. Esfuerzos axiales:

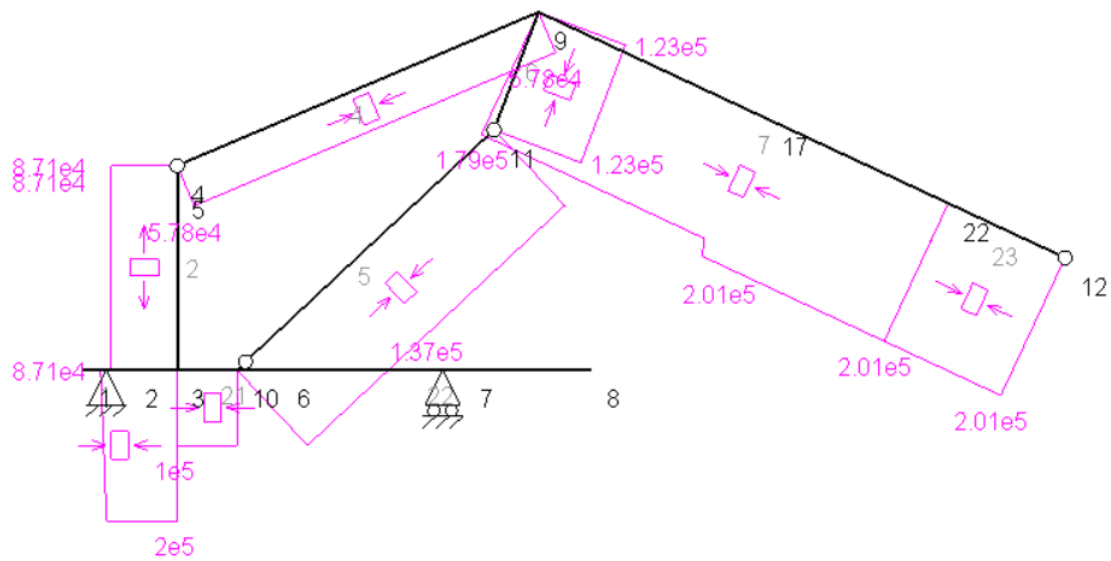


IMAGEN 48: Diagramas de los esfuerzos axiles en la posición 4 en MEFI

C.5.2.2. Esfuerzos cortantes:

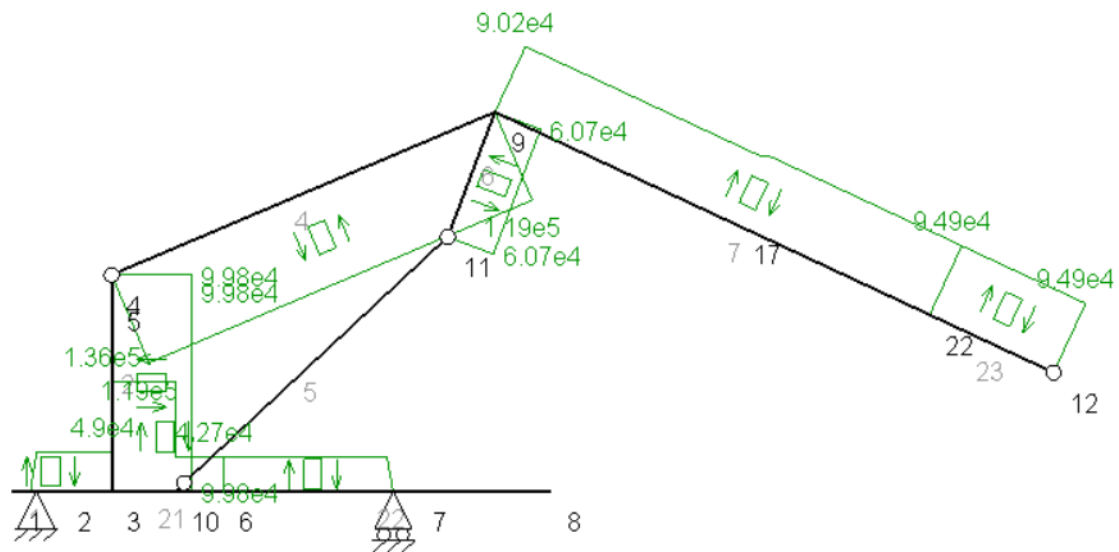


IMAGEN 49: Diagramas de los esfuerzos cortantes en la posición 4 en MEFI

ANEXOS:

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

C.5.2.3. Momentos flectores:

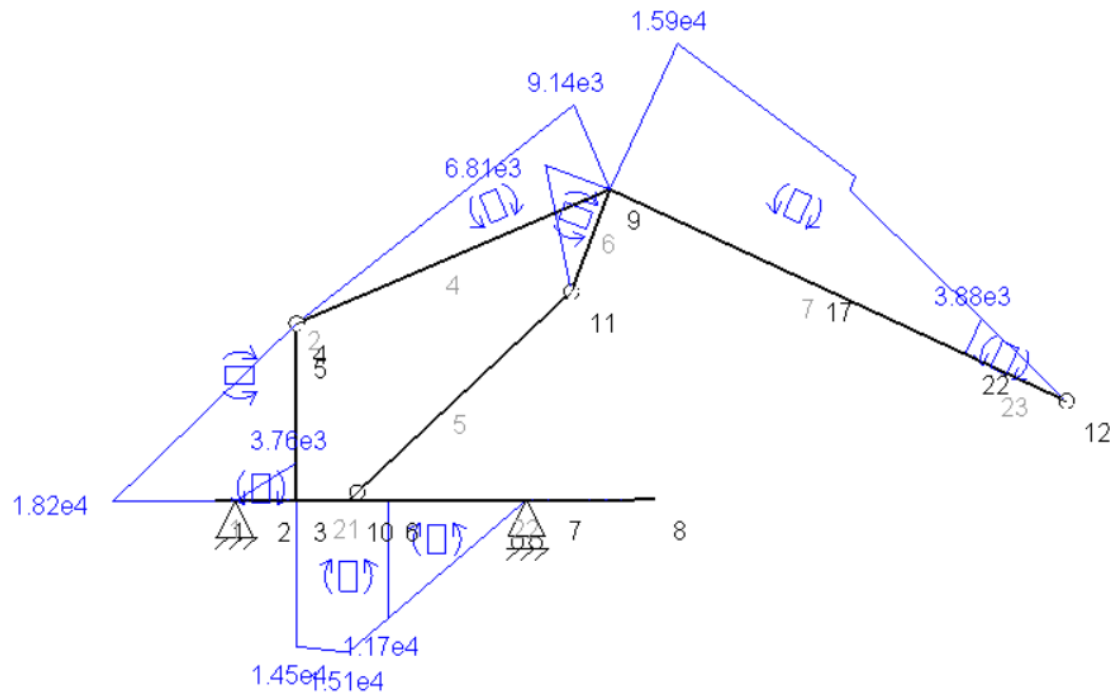


IMAGEN 50: Diagramas de los momentos flectores en la posición 4 en MEFI

ANEXOS:

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

C.6. Posición 5:

C.6.1. Modelo:

TÍTULO POSICION 6				
PUNTOS				
% pun	X	Y		
1	0.0	0.0		
2	75.0e-3	0.0		
3	300.0e-3	0.0		
4	300.0e-3	650.0e-3		
5	300.0e-3	600.0e-3		
6	637.5e-3	0.0		
7	1145.0e-3	0.0		
8	1620.0e-3	0.0		
9	1152.5e-3	1564.2e-3		
10	490.0e-3	0.0		
11	1150.0e-3	1143.2e-3		
12	3002.2e-3	1531.9e-3		
17	1952.4e-3	1550.2e-3		
22	2592.3e-3	1539.1e-3		
LÍNEAS				
% lin	tipo	pun		
1	POLINOMIAL	1 2 3		
2	POLINOMIAL	3 5 4		
4	POLINOMIAL	4 9		
5	POLINOMIAL	10 11		
6	POLINOMIAL	11 9		
7	POLINOMIAL	9 17 22		
21	POLINOMIAL	3 10 6		
22	POLINOMIAL	6 7 8		
23	POLINOMIAL	22 12		
ELEMENTOS_LÍNEAS				
% lin	tipo	mat	pro	
1,2,7,21,22	RÍGIDO	ACERO	IPE100	
4,6	ART_RIG	ACERO	IPE100	
5	ARTICULADO	ACERO	IPE100	
23	RIG_ART	ACERO	IPE100	
DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS				
% pun	est	DX	DY	MZ
2	1	0.0	0.0	LIBRE
7	1	LIBRE	0.0	LIBRE
CARGAS_GLOBALES_PUNTOS				
% pun	est	FX	FY	MZ
17	1	24719.8	5760.2	-1606742.7e-3
12	1	-24719.8	-12072.9	

IMAGEN 51: Definición del modelo de la posición 5 en MEF1

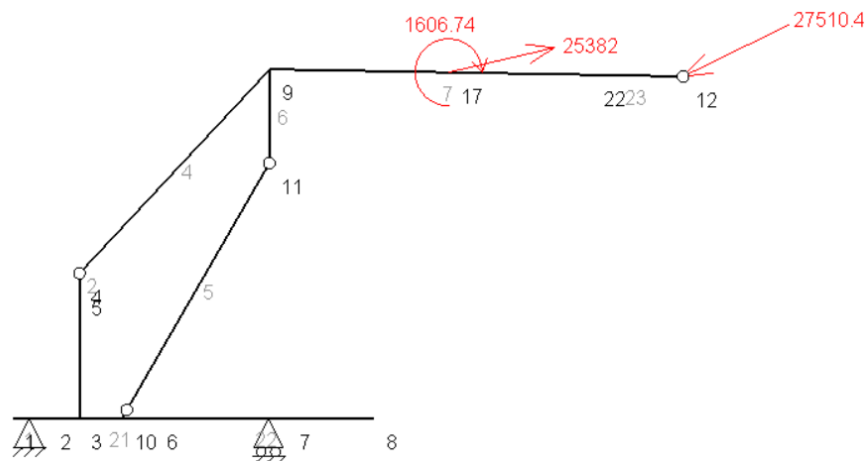


IMAGEN 51: Modelo de la posición 5 en MEF1

ANEXOS:

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

C.6.2. Esfuerzos resultantes:

pun	desX	desY	girZ	reaX	reaY	momZ	
1	0.0000e+00	7.7814e-04	-1.0375e-02	0.0000e+00	-1.6578e+04		
2	0.0000e+00	0.0000e+00	-1.0375e-02				
3	0.0000e+00	-2.4305e-03	-1.1656e-02				
4	1.4578e-02	-2.3399e-03	-2.7812e-02				
5	1.3188e-02	-2.3469e-03	-2.7717e-02				
6	-2.4125e-05	-4.0224e-03	2.0726e-03				
7	-2.4125e-05	0.0000e+00	1.0852e-02				
8	-2.4125e-05	5.1549e-03	1.0852e-02				
9	2.6992e-02	-1.9036e-02	-2.8590e-02				
10	-2.4125e-05	-3.9152e-03	-3.7726e-03				
11	1.6570e-02	-1.6742e-02					
12	2.5175e-03	-1.3371e-01					
17	1.9141e-02	-5.6004e-02	-6.4060e-02				
22	9.4251e-03	-1.0139e-01	-7.8832e-02				
lín	punIni	punFin	axiIni corIni fleIni desIni	axiFin corFin fleFin desFin	axiMáx corMáx fleMáx desMáx	xAxíMáx xCorMáx xFleMáx xDesMáx	xAxíNu1 xCorNu1 xFleNu1
1	1	3	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 7.7814e-04	0.0000e+00 -1.8170e+04 -4.0883e+03 -2.4305e-03			7.5000e-02 7.5000e-02
2	3	4	3.0133e+04 2.7464e+04 -1.7852e+04 0.0000e+00	3.0133e+04 2.7464e+04 0.0000e+00 -1.4578e-02			
4	4	9	3.9930e+04 -8.2362e+03 0.0000e+00 -1.0461e-02	3.9930e+04 -8.2362e+03 -1.0295e+04 -3.1266e-02			
5	10	11	-4.2773e+04	-4.2773e+04			
6	11	9	-4.1353e+04 -1.9299e+04 0.0000e+00 -1.9685e-02	-4.1353e+04 -1.9299e+04 -8.0968e+03 -3.0356e-02			
7	9	22	1.3123e+03 6.1748e+03 -1.8392e+04 -1.3009e-02	-2.1642e+04 1.1357e+04 -4.6545e+03 -9.7215e-02			7.9998e-01
21	3	6	-2.7464e+04 1.1963e+04 1.3763e+04 -2.4305e-03	0.0000e+00 -2.4483e+04 1.2425e+04 -4.0224e-03	1.6036e+04 -4.0822e-03	1.9000e-01 2.8012e-01	1.9000e-01 1.9000e-01
22	6	8	0.0000e+00 -2.4483e+04 1.2425e+04 -4.0224e-03	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 5.1549e-03			5.0750e-01 5.0750e-01
23	22	12	-2.1644e+04 1.1354e+04 -4.6545e+03 -9.7219e-02	-2.1644e+04 1.1354e+04 0.0000e+00 -1.3026e-01			

IMAGEN 53: Resultados de los esfuerzos en la posición 5 en MEFI

ANEXOS:

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

C.6.2.3. Momentos flectores:

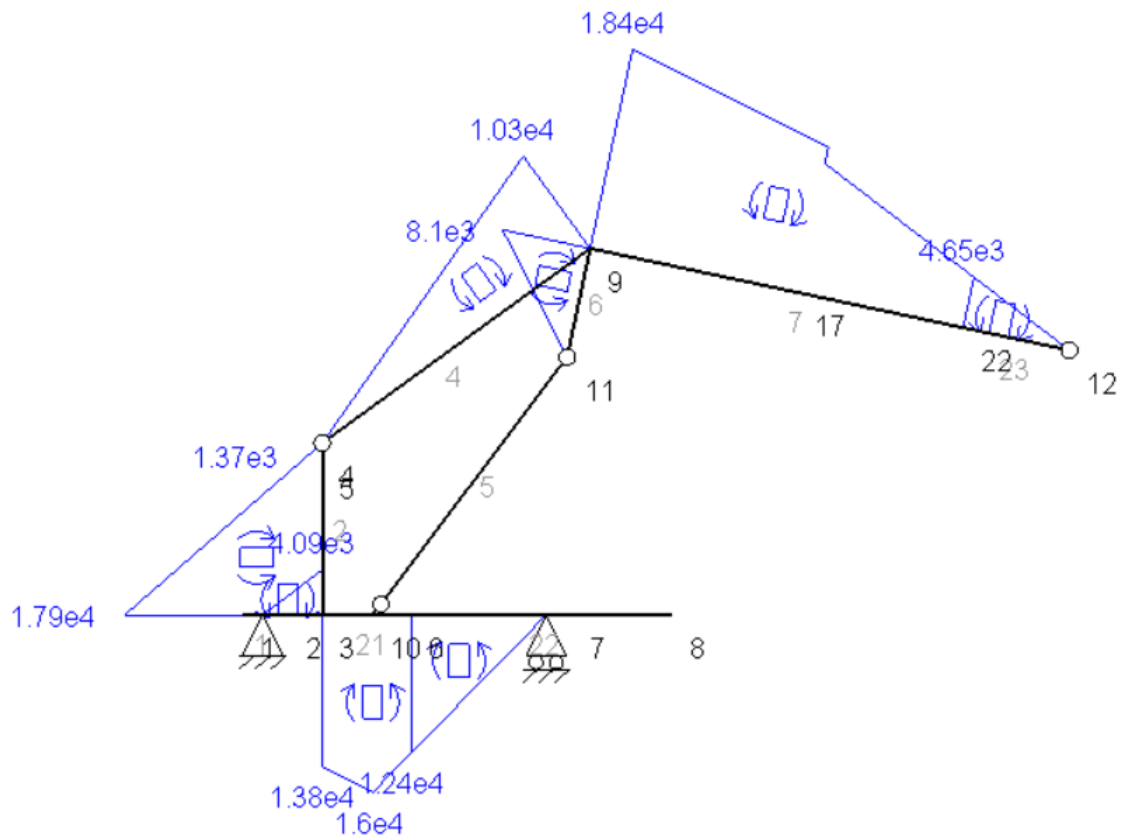


IMAGEN 56: Diagramas de los momentos flectores en la posición 5 en MEFI

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

C.7. Posición 6:

C.7.1. Modelo:

```

TITULO          POSICION 6
PUNTOS
% pun      X      Y
1      0.0      0.0
2      75.0e-3      0.0
3      300.0e-3      0.0
4      300.0e-3      650.0e-3
5      300.0e-3      600.0e-3
6      637.5e-3      0.0
7      1145.0e-3      0.0
8      1620.0e-3      0.0
9      1152.5e-3      1564.2e-3
10     490.0e-3      0.0
11     1150.0e-3      1143.2e-3
12     3002.2e-3      1531.9e-3
17     1952.4e-3      1550.2e-3
22     2592.3e-3      1539.1e-3

LINEAS
% lin tipo      pun
1      POLINOMIAL      1 2 3
2      POLINOMIAL      3 5 4
4      POLINOMIAL      4 9
5      POLINOMIAL      10 11
6      POLINOMIAL      11 9
7      POLINOMIAL      9 17 22
21     POLINOMIAL      3 10 6
22     POLINOMIAL      6 7 8
23     POLINOMIAL      22 12

ELEMENTOS_LINEAS
% lin      tipo      mat      pro
1,2,7,21,22      RÍGIDO      ACERO      IPE100
4,6      ART_RIG      ACERO      IPE100
5      ARTICULADO      ACERO      IPE100
23      RIG_ART      ACERO      IPE100

DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est      DX      DY      MZ
2      1      0.0      0.0      LIBRE
7      1      LIBRE      0.0      LIBRE

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est      FX      FY      MZ
17     1      24719.8      5760.2      -1606742.7e-3
22     1      -24719.8      -12072.9

```

IMAGEN 57: Definición del modelo de la posición 6 en MEFI

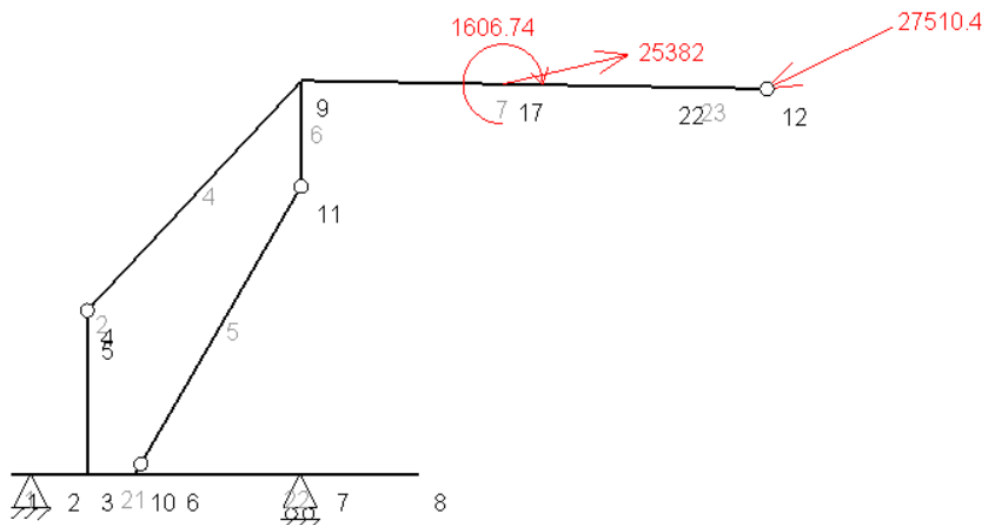


IMAGEN 58: Modelo de la posición 6 en MEFI

ANEXOS:

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

C.7.2. Esfuerzos resultantes:

pun	desX	desY	girZ	reaX	reaY	momZ	
1	0.0000e+00	7.6850e-04	-1.0247e-02	0.0000e+00	-1.6397e+04		
2	0.0000e+00	0.0000e+00	-1.0247e-02				
3	0.0000e+00	-2.4035e-03	-1.1553e-02				
4	1.4061e-02	-2.2887e-03	-2.6673e-02				
5	1.2729e-02	-2.2975e-03	-2.6583e-02				
6	-2.2576e-05	-4.0297e-03	2.0004e-03				
7	-2.2576e-05	0.0000e+00	1.0910e-02		2.2852e+04		
8	-2.2576e-05	5.1824e-03	1.0910e-02				
9	2.8743e-02	-1.5621e-02	-2.6392e-02				
10	-2.2576e-05	-3.9058e-03	-3.9314e-03				
11	1.9395e-02	-1.5478e-02					
12	2.6552e-02	-1.3436e-01					
17	2.8092e-02	-5.2859e-02	-6.4841e-02				
22	2.7196e-02	-1.0031e-01	-8.1106e-02				
lín	punIni	punFin	axiIni corIni fleIni desIni	axiFin corFin fleFin desFin	axiMáx corMáx fleMáx desMáx	xAxíMáx xCorMáx xFleMáx xDesMáx	xAxíNul xCorNul xFleNul
1	1	3	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 7.6850e-04	0.0000e+00 -1.8533e+04 -4.1699e+03 -2.4035e-03			7.5000e-02 7.5000e-02
2	3	4	3.8205e+04 2.5701e+04 -1.6706e+04	3.8205e+04 2.5701e+04 0.0000e+00			
4	4	9	4.5470e+04 -7.2590e+03 0.0000e+00	4.5470e+04 -7.2590e+03 -9.0738e+03			
5	10	11	-5.1404e+04 -4.4670e+04	-5.1404e+04 -4.4670e+04			
6	11	9	-2.5437e+04 0.0000e+00 -1.9486e-02	-2.5437e+04 -1.0709e+04 -2.8836e-02			
7	9	22	1.1047e+02 6.3117e+03 -1.9783e+04	-2.4507e+04 1.2500e+04 -5.1267e+03			8.0002e-01
21	3	6	-1.5115e-02 -2.5701e+04 1.9672e+04	-9.9827e-02 0.0000e+00 -2.4846e+04			1.9000e-01 1.9000e-01
22	6	8	1.2536e+04 -2.4035e-03 0.0000e+00	1.2609e+04 -4.0297e-03 0.0000e+00	1.6274e+04 -4.0847e-03	1.9000e-01 2.8350e-01	
23	22	12	-2.4846e+04 1.2609e+04 -4.0297e-03	0.0000e+00 0.0000e+00 5.1824e-03			5.0750e-01 5.0750e-01
			-2.4504e+04 1.2505e+04 -5.1267e+03	-2.4504e+04 1.2505e+04 0.0000e+00			
			-9.9821e-02	-1.3387e-01			

IMAGEN 59: Resultados de los esfuerzos en la posición 6 en MEF1

ANEXOS:

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

C.7.2.3. Momentos flectores:

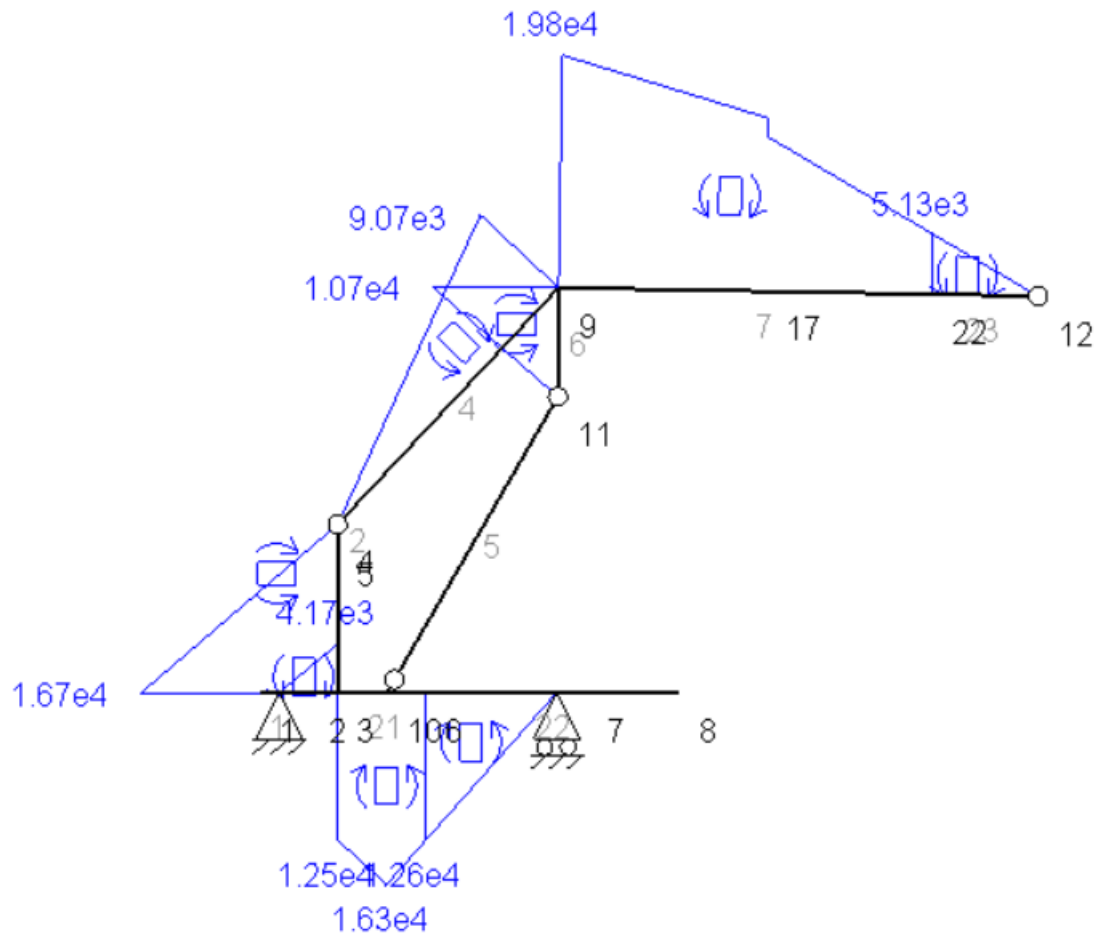


IMAGEN 62: Diagramas de los momentos flectores en la posición 6 en MEF1

ANEXOS:

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

C.8. Posición 7:

C.8.1. Modelo:

```
TÍTULO POSICION 7

PUNTOS
% pun x y
1 0.0 0.0
2 75.0e-3 0.0
3 300.0e-3 0.0
4 300.0e-3 650.0e-3
5 300.0e-3 600.0e-3
6 637.5e-3 0.0
7 1145.0e-3 0.0
8 1620.0e-3 0.0
9 925.0e-3 1732.5e-3
10 490.0e-3 0.0
11 1021.9e-3 1316.6e-3
12 2741.0e-3 2085.5e-3
17 1710.3e-3 1885.2e-3
22 2338.5e-3 2007.3e-3

LÍNEAS
% lin tipo pun
1 POLINOMIAL 1 2 3
2 POLINOMIAL 3 5 4
4 POLINOMIAL 4 9
5 POLINOMIAL 10 11
6 POLINOMIAL 11 9
7 POLINOMIAL 9 17 22
21 POLINOMIAL 3 10 6
22 POLINOMIAL 6 7 8
23 POLINOMIAL 22 12

ELEMENTOS_LÍNEAS
% lin tipo mat pro
1,2,7,21,22 RÍGIDO ACERO IPE100
4,6 ART_RIG ACERO IPE100
5 ARTICULADO ACERO IPE100
23 RIG_ART ACERO IPE100

DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est DX DY MZ
2 1 0.0 0.0 LIBRE
7 1 LIBRE 0.0 LIBRE

CARGAS_GLOBALES_PUNTOS
% pun est FX FY MZ
17 1 26458.2 13759.8 -1719781.3e-3
12 1 -26458.2 -20072.6
```

IMAGEN 63: Definición del modelo de la posición 7 en MEF

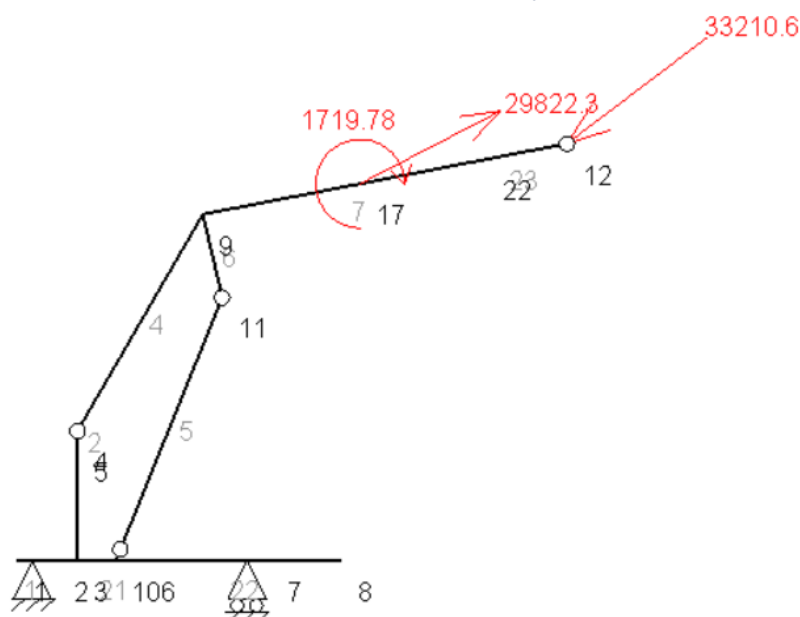


IMAGEN 64: Modelo de la posición 7 en MEF

ANEXOS:

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

C.8.2. Esfuerzos resultantes:

pun	desX	desY	girZ	reaX	reaY	momZ	
1	0.0000e+00	7.6032e-04	-1.0138e-02	0.0000e+00	-1.4893e+04		
2	0.0000e+00	0.0000e+00	-1.0138e-02				
3	0.0000e+00	-2.3831e-03	-1.1500e-02				
4	1.3394e-02	-2.2294e-03	-2.5159e-02				
5	1.2137e-02	-2.2412e-03	-2.5078e-02				
6	-2.0396e-05	-4.0779e-03	1.9060e-03				
7	-2.0396e-05	0.0000e+00	1.1100e-02		2.1206e+04		
8	-2.0396e-05	5.2725e-03	1.1100e-02				
9	3.1458e-02	-1.2286e-02	-2.4475e-02				
10	-2.0396e-05	-3.9267e-03	-4.2150e-03				
11	2.3766e-02	-1.3975e-02					
12	5.5168e-02	-1.3506e-01					
17	3.8663e-02	-4.9364e-02	-6.8113e-02				
22	4.8227e-02	-9.9034e-02	-8.7181e-02				
lín	punIni	punFin	axiIni corIni fleIni desIni	axiFin corFin fleFin desFin	axiMáx corMáx fleMáx desMáx	xAxíMáx xCorMáx xFleMáx xDesMáx	xAxíNul xCorNul xFleNul
1	1	3	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 7.6032e-04	0.0000e+00 -1.9325e+04 -4.3481e+03 -2.3831e-03			7.5000e-02 7.5000e-02
2	3	4	5.1160e+04 2.3219e+04 -1.5092e+04	5.1160e+04 2.3219e+04 0.0000e+00			
4	4	9	0.0000e+00 5.5915e+04 -5.4727e+03	-1.3394e-02 5.5915e+04 -5.4727e+03			
5	10	11	0.0000e+00 -1.2714e-02 -6.1986e+04	0.0000e+00 -6.8407e+03 -4.9401e+04			
6	11	9	-5.0705e+04 -3.5654e+04 0.0000e+00	-5.0705e+04 -3.5654e+04 -1.5226e+04			
7	9	22	-1.9975e-02 -1.2049e+03 6.1967e+03	-2.7850e-02 -2.9802e+04 1.4656e+04	-2.9802e+04	8.0001e-01	
21	3	6	-2.2066e+04 -1.8064e-02 -2.3219e+04	-6.0102e+03 -1.0642e-01 0.0000e+00			1.9000e-01 1.9000e-01
22	6	8	3.1835e+04 1.0744e+04 -2.3831e-03	-2.5638e+04 1.3011e+04 -4.0779e-03	1.6793e+04 1.9000e-01 -4.1264e-03	2.8688e-01	
23	22	12	0.0000e+00 -2.5638e+04 1.3011e+04	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00			5.0750e-01 5.0750e-01
			-4.0779e-03 -2.9801e+04 1.4658e+04	5.2725e-03 -2.9801e+04 1.4658e+04			
			-6.0102e+03 -1.0641e-01 -1.4310e-01	0.0000e+00 -1.4310e-01 -1.4310e-01			

IMAGEN 65: Resultados de los esfuerzos en la posición 7 en MEF1

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

C.8.2.1. Esfuerzos axiales:

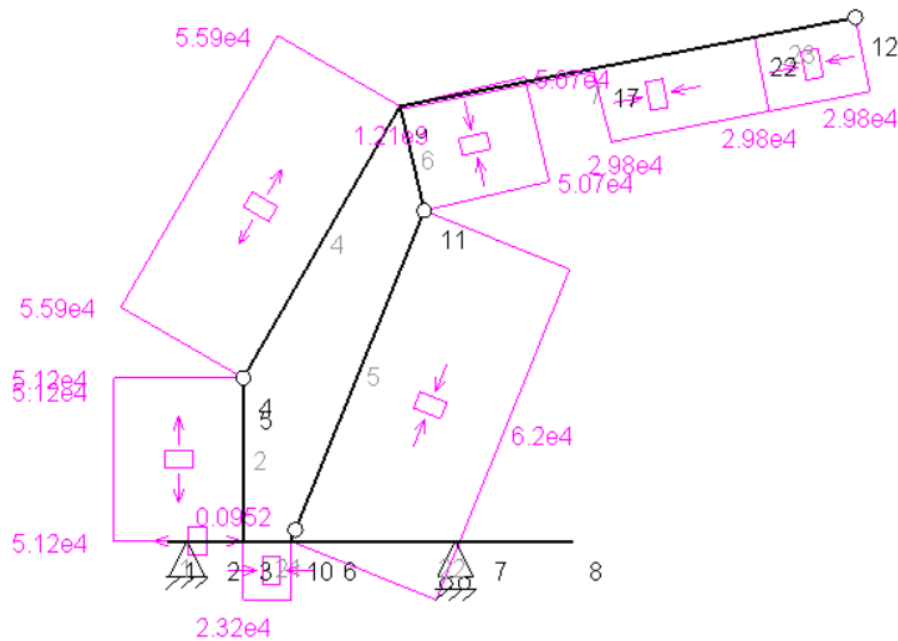


IMAGEN 66: Diagramas de los esfuerzos axiles en la posición 7 en MEFI

C.8.2.2. Esfuerzos cortantes:

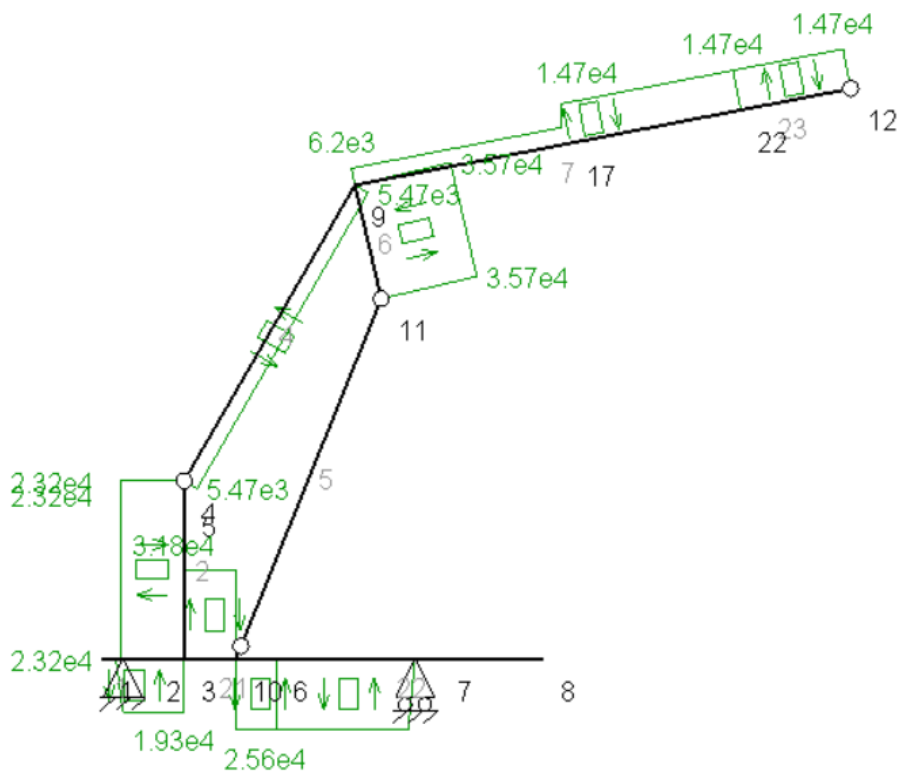


IMAGEN 67: Diagramas de los esfuerzos cortantes en la posición 7 en MEFI

ANEXOS:

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

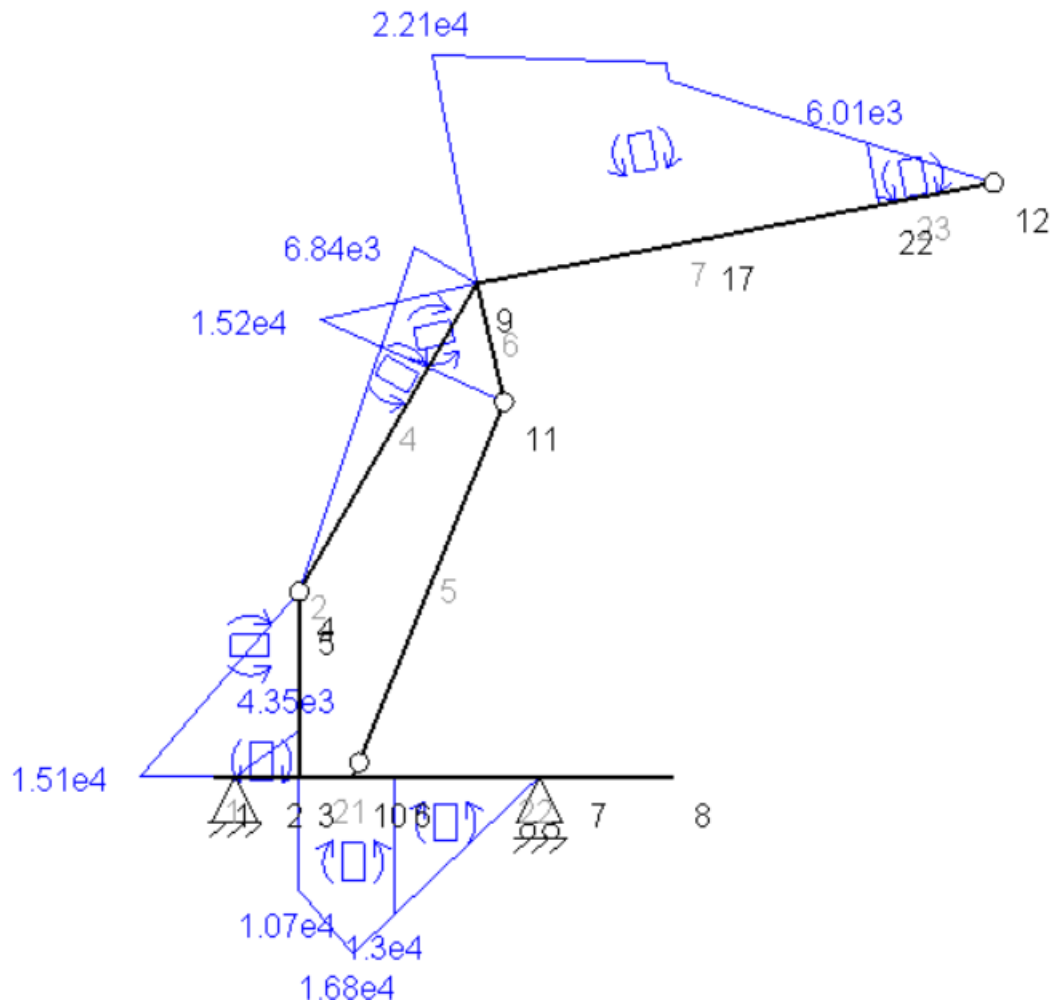
C.8.2.3. Momentos flectores:

IMAGEN 68: Diagramas de los momentos flectores en la posición 7 en MEFI

ANEXOS:

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

C.9. Posición 8:

C.9.1. Modelo:

TÍTULO POSICION 8				
PUNTOS				
% pun	X	Y		
1	0.0	0.0		
2	75.0e-3	0.0		
3	300.0e-3	0.0		
4	300.0e-3	650.0e-3		
5	300.0e-3	600.0e-3		
6	637.5e-3	0.0		
7	1145.0e-3	0.0		
8	1620.0e-3	0.0		
9	686.3e-3	1838.8e-3		
10	490.0e-3	0.0		
11	883.4e-3	1468.2e-3		
12	2389.2e-3	2561.7e-3		
17	1422.7e-3	2151.4e-3		
22	2011.8e-3	2401.5e-3		
LÍNEAS				
% lin	tipo	pun		
1	POLINOMIAL	1 2 3		
2	POLINOMIAL	3 5 4		
4	POLINOMIAL	4 9		
5	POLINOMIAL	10 11		
6	POLINOMIAL	11 9		
7	POLINOMIAL	9 17 22		
21	POLINOMIAL	3 10 6		
22	POLINOMIAL	6 7 8		
23	POLINOMIAL	22 12		
ELEMENTOS_LÍNEAS				
% lin	tipo	mat	pro	
1,2,7,21,22	RÍGIDO	ACERO	IPE100	
4,6	ART_RIG	ACERO	IPE100	
5	ARTICULADO	ACERO	IPE100	
23	RIG_ART	ACERO	IPE100	
DESPLAZAMIENTOS_GLOBALES_PUNTOS				
% pun	est	DX	DY	MZ
2	1	0.0	0.0	LIBRE
7	1	LIBRE	0.0	LIBRE
CARGAS_GLOBALES_PUNTOS				
% pun	est	FX	FY	MZ
17	1	29526.3	27873.0	-1919207.2e-3
12	1	-29526.3	-34185.8	

IMAGEN 69: Definición del modelo de la posición 8 en MEF1

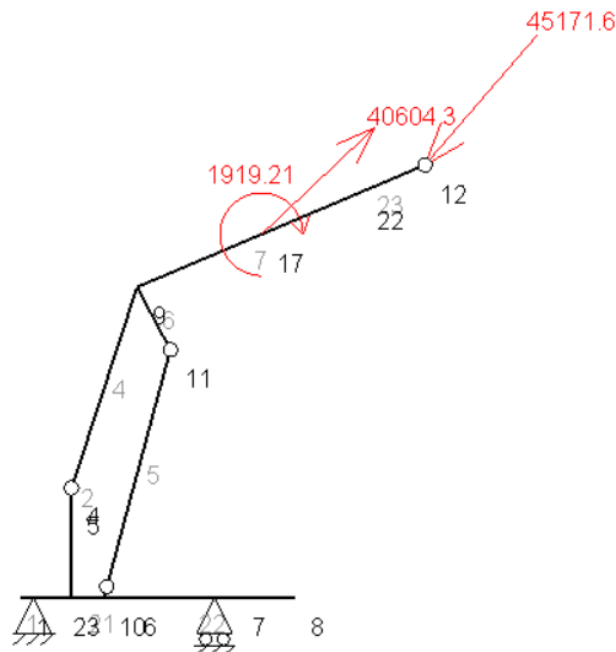


IMAGEN 70: Modelo de la posición 8 en MEF1

ANEXOS:

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

C.9.2. Esfuerzos resultantes:

pun	desX	desY	girZ	reaX	reaY	momZ	
1	0.0000e+00	8.1942e-04	-1.0926e-02	0.0000e+00	-1.2405e+04		
2	0.0000e+00	0.0000e+00	-1.0926e-02				
3	0.0000e+00	-2.5798e-03	-1.2546e-02				
4	1.3769e-02	-2.3518e-03	-2.5502e-02				
5	1.2495e-02	-2.3693e-03	-2.5426e-02				
6	-1.9346e-05	-4.5427e-03	1.9458e-03				
7	-1.9346e-05	0.0000e+00	1.2454e-02		1.9306e+04		
8	-1.9346e-05	5.9156e-03	1.2454e-02				
9	4.1976e-02	-1.1038e-02	-2.7242e-02				
10	-1.9346e-05	-4.3356e-03	-5.0499e-03				
11	3.5342e-02	-1.4430e-02					
12	1.0189e-01	-1.5270e-01					
17	5.9518e-02	-5.2384e-02	-8.3315e-02				
22	8.3961e-02	-1.1026e-01	-1.0924e-01				
lín	punIni	punFin	axiIni corIni fleIni desIni	axiFin corFin fleFin desFin	axiMáx corMáx fleMáx desMáx	xAxíMáx xCorMáx xFleMáx xDesMáx	xAxíNul xCorNul xFleNul
1	1	3	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 8.1942e-04	0.0000e+00 -2.2989e+04 -5.1725e+03 -2.5798e-03			7.5000e-02 7.5000e-02
2	3	4	7.5882e+04 2.2024e+04 -1.4316e+04	7.5882e+04 2.2024e+04 0.0000e+00			
4	4	9	0.0000e+00 7.8974e+04 -2.5050e+03	-1.3769e-02 7.8974e+04 -2.5050e+03			
5	10	11	0.0000e+00 -1.3822e-02 -5.2155e+04	-3.1312e+03 -4.3333e-02 -5.2155e+04			
6	11	9	-6.2228e+04 -5.8040e+04 0.0000e+00	-6.2228e+04 -5.8040e+04 -2.4363e+04			
7	9	22	-2.4428e-02 -2.4667e+03 5.8109e+03	-3.1878e-02 -4.0538e+04 1.9929e+04			
21	3	6	-2.7494e+04 -2.6563e-02 -2.2024e+04	-8.1716e+03 -1.3431e-01 0.0000e+00	1.9193e+04 1.9000e-01 -4.5871e-03	1.9000e-01 2.9362e-01	1.9000e-01 1.9000e-01
22	6	8	5.2893e+04 9.1430e+03 -2.5798e-03	-2.9302e+04 1.4871e+04 -4.5427e-03			
23	22	12	0.0000e+00 -2.9302e+04 1.4871e+04	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00			5.0750e-01 5.0750e-01
			-4.5427e-03 -4.0537e+04 1.9931e+04	5.9156e-03 -4.0537e+04 1.9931e+04			
			-8.1716e+03 -1.3431e-01	0.0000e+00 -1.8037e-01			

IMAGEN 71: Resultados de los esfuerzos en la posición 8 en MEF1

ANEXOS:

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

C.9.2.1. Esfuerzos axiales:

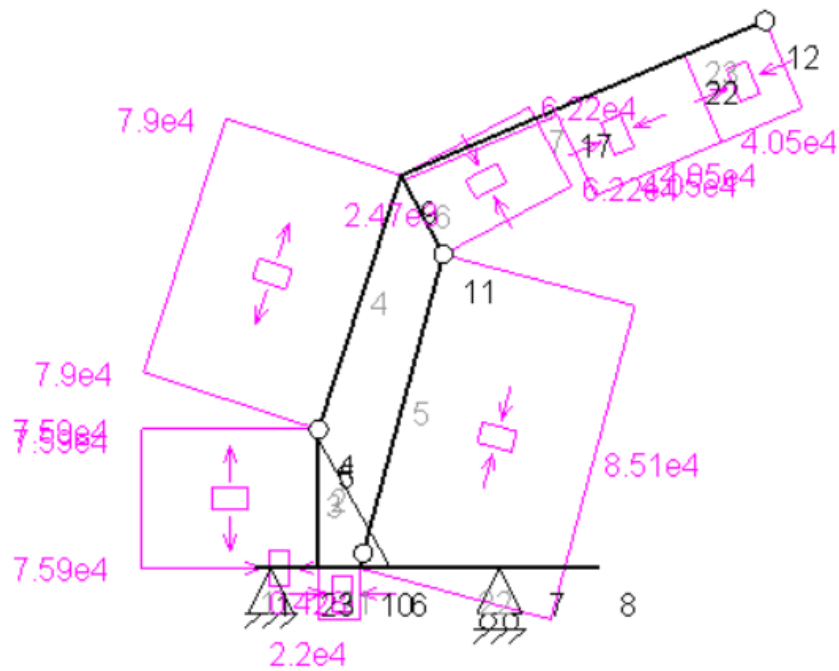


IMAGEN 72: Diagramas de los esfuerzos axiales en la posición 8 en MEF1

C.9.2.2. Esfuerzos cortantes:

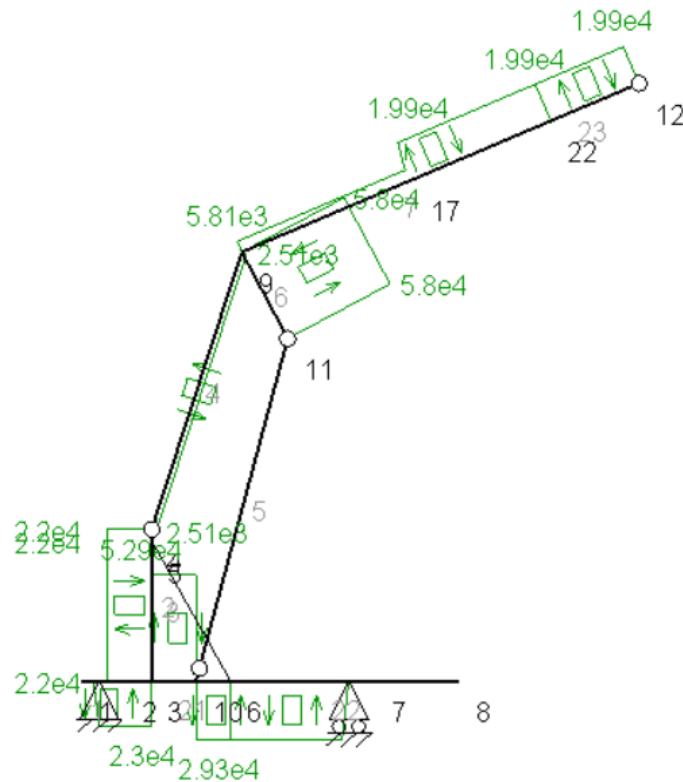


IMAGEN 73: Diagramas de los esfuerzos cortantes en la posición 8 en MEF1

ANEXOS:

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

C.9.2.3. Momentos flectores:

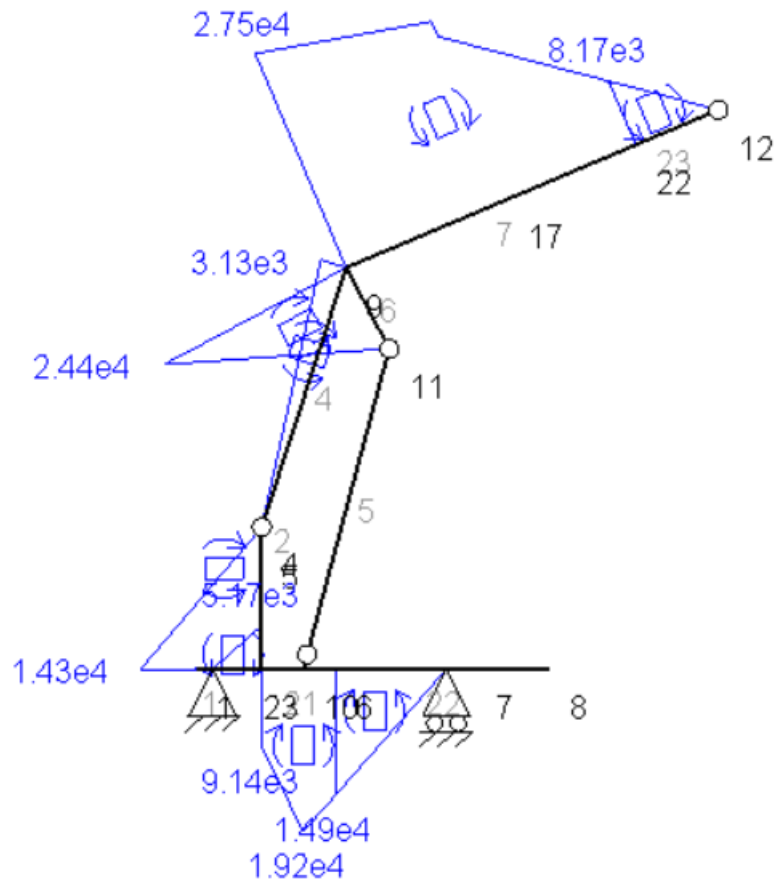


IMAGEN 74: Diagramas de los momentos flectores en la posición 8 en MEFI



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora en un vehículo agrícola, sometida a una carga máxima en su posición más desfavorable

ANEXO D:

SELECCIÓN DE LOS PERFILES DE LAS BARRAS

D.1. Objetivo y metodología:

En este anexo observamos las exigencias que tienen los puntos y las barras que conforman el modelo; con las que estudiaremos las dimensiones y materiales que deben tener sus elementos para no provocar un fallo de la estructura.

Para dimensionar la sección de un perfil, necesitamos conocer su situación más desfavorable, ya que, si no falla ante esas acciones no lo hará por unas de menor valor.

Además de dimensionar el material, es necesario seleccionar un material de calidad, el cual nos permita soportar los mayores esfuerzos puntuales, además de prolongar su vida a fatiga. Para ello utilizaremos un acero S275J2 con un límite de fluencia situado en 275 MPa y con una resistencia a la tracción de 410 MPa, en el caso de los perfiles y orejetas; en el caso de los bulones se utiliza un material algo más resistente, como el S355J2 de 355 MPa de tensión de fluencia y 470MPa de tensión límite de rotura.

En el anexo C obtenemos las fuerzas que someten a la estructura en cada punto, de ahí utilizamos esos datos de partida para obtener los diagramas de esfuerzos de cada barra, donde podemos encontrar las secciones más desfavorables de cada barra.

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.

D.2. Selección de perfiles:

D.2.1. Selección del perfil de las barras 2 y 22:

Son las barras verticales, que transmiten las acciones que se producen en el conjunto brazo al conjunto bancada.

Al igual que en el caso anterior su situación más desfavorable se encuentra en el punto de unión P3, pero esta vez en su tercera posición, siendo esta la de mayor momento flector; sus acciones son:

ANEXOS:

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

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

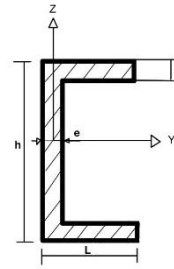


IMAGEN 75: Sección barras 2 y 22, con ejes de coordenadas

Para poder permitir el movimiento del conjunto de brazo precisamos de un perfil UPN, teniendo su cara libre mirando hacia el cazo, esto es a causa de que el cilindro debe producir el esfuerzo en el interior del perfil. Para ello comprobamos con el máximo, UPN 400, cuyas características del perfil son:

- $A = 9150 \text{ mm}^2$
- $W_z = 102000 \text{ mm}^3$
- $h = 400 \text{ mm}$
- $e = 14 \text{ mm}$
- $S_z = 57900 \text{ mm}^3$
- $I_z = 8460000 \text{ mm}^4$

Para el cálculo de las tensiones vamos a utilizar:

Tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{14564,7 \text{ N}}{9150 \text{ mm}^2} + \frac{18678001,0 \text{ Nmm}}{102000 \text{ mm}^3} = 184,7 \text{ MPa}$$

Tensión tangencial en el plano XY:

$$\tau_{xy} = -\frac{V_y}{2 * e * I_z} * S_z = -\frac{28059,3 \text{ N}}{2 * 14 \text{ mm} * 8460000 \text{ mm}^4} * 57900 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{xy} = -6,9 \text{ MPa}$$

Como indicador de diseño, en este trabajo vamos a calcular el fallo mediante la teoría de fallo de Von-Mises:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6 * (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}{2}}$$

Como esta fórmula es la que se utiliza para el caso 3D y tras la simplificación trabajamos con un problema plano en 2D, la fórmula es:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{yz}^2} = \sqrt{(184,7 \text{ MPa})^2 + 3 * (-6,9 \text{ MPa})^2} = 184,8 \text{ MPa}$$

ANEXOS:

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 asegurarnos del buen funcionamiento del material y evitar los máximos fallos posibles, utilizamos un coeficiente de seguridad como mínimo de 2:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{184,8 \text{ MPa}} = 1,49 < 2$$

Por lo que este perfil no cumple con las dimensiones suficientes que debe tener para poder soportar las acciones a las que está sometido. Una vez observamos que el mayor perfil UPN no aporta la suficiente resistencia, decidimos realizar un plegado de una chapa del mismo material que los perfiles, conformando así un perfil válido para soportar estos esfuerzos.

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

Para soportar estos esfuerzos diseñaremos el siguiente perfil:

- $h = 190 \text{ mm}$
- $L = 180 \text{ mm}$
- $d = 15 \text{ mm}$
- $e = 15 \text{ mm}$
- $A = 11467,6 \text{ mm}^2$
- $W_z = 143345 \text{ mm}^3$
- $S_z = 71672 \text{ mm}^3$
- $I_z = 14334500 \text{ mm}^4$

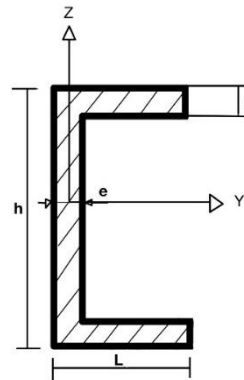


IMAGEN 76: Sección barras 2 y 22, con ejes de coordenadas

Tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{14564,7 \text{ N}}{11467,6 \text{ mm}^2} + \frac{18678001 \text{ Nmm}}{143345 \text{ mm}^3} = 131,6 \text{ MPa}$$

Tensión tangencial en el plano XY:

$$\tau_{xy} = -\frac{V_y}{2 * e * I_z} * S_z = -\frac{-28059,3 \text{ N}}{2 * 10 \text{ mm} * 14334500 \text{ mm}^4} * 71672 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{xy} = -5,1 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von-Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{yx}^2} = \sqrt{(131,6 \text{ MPa})^2 + 3 * (-5,1 \text{ MPa})^2} = 131,7 \text{ MPa}$$

ANEXOS:

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

Coeficiente de seguridad:

$$Cs = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{131,7 \text{ MPa}} = 2,09 > 2$$

Por lo que las barras verticales 2 y 22, que pertenecen al conjunto bancada, están conformadas de un perfil:

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

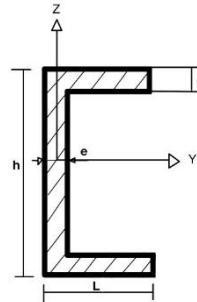


IMAGEN 77: Sección barras 2 y 22, con ejes de coordenadas

D.2.2. Selección de perfil de las barras 1, 21 y 40:

Son las barras base del conjunto bancada, además de conectar la estructura con los apoyos que lo sostienen.

Su situación más desfavorable se encuentra en el punto de unión P3, en la primera posición de la pala, donde su momento flector es máximo, siendo sus esfuerzos:

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

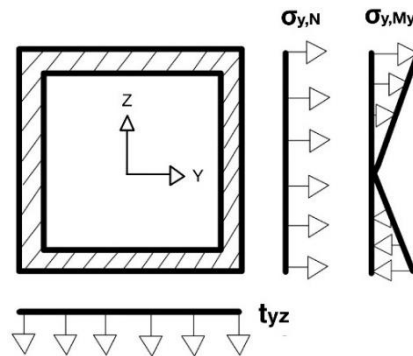


IMAGEN 78: Sección barras 1 y 21, con ejes de coordenadas; sometidas a tensión normal y tensión tangencial

Seleccionamos para esta barra el perfil cuadrado hueco 140,6, con las siguientes características:

- $A = 3090 \text{ mm}^2$
- $W_z = 129000 \text{ mm}^3$
- $L = 140 \text{ mm}$
- $e = 6 \text{ mm}$
- $S_z = 76800 \text{ mm}^3$
- $I_z = 90500000 \text{ mm}^4$

Para el cálculo de las tensiones vamos a utilizar:

Tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{-28117,8 \text{ N}}{3090 \text{ mm}^2} + \frac{-15390062,9 \text{ Nmm}}{129000 \text{ mm}^3} = 128,4 \text{ MPa}$$

Tensión tangencial en el plano XY:

$$\tau_{xy} = -\frac{V_y}{2 * e * I_z} * S_z = -\frac{-28117,8 \text{ N}}{2 * 6 \text{ mm} * 90500000 \text{ mm}^4} * 76800 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{xy} = -3,8 \text{ MPa}$$

Como indicador de diseño, en este trabajo vamos a calcular el fallo mediante la teoría de fallo de Von-Mises:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6 * (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}{2}}$$

Como esta fórmula es la que se utiliza para el caso 3D y tras la simplificación trabajamos con un problema plano en 2D, la fórmula es:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{yz}^2} = \sqrt{(128,4 \text{ MPa})^2 + 3 * (-3,8 \text{ MPa})^2} = 128,5 \text{ MPa}$$

Para asegurarnos del buen funcionamiento del material y evitar los máximos fallos posibles, utilizamos un coeficiente de seguridad como mínimo de 2:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{128,5 \text{ MPa}} = 2,22 > 2$$

Este perfil cumple con los límites establecidos, por tanto, si existe la barra 3, la barra 1 tiene un perfil de 140.6.

D.2.3. Selección de perfil de las barras 4 y 24:

Son las barras que transmiten la fuerza desde el punto de unión entre el cilindro 1, la barra 7 y la misma, transmitiendo sus esfuerzos a la barra 2, la cual, forma parte del conjunto bancada.

Su situación más desfavorable tiene lugar en el punto 9, el cual es dónde se encuentra la unión mencionada; este punto al igual que en los casos anteriores, coincide con la posición de máximo momento flector, siendo esta la primera posición. Las acciones que actúan en la sección más desfavorable son:

ANEXOS:

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

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

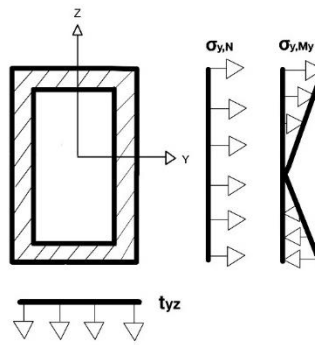


IMAGEN 79: Sección barras 4 y 24, con ejes de coordenadas; sometidas a tensión normal y tensión tangencial

Como observamos que la flexión se da solo por un eje, para optimizar el diseño utilizamos perfiles normalizados de sección rectangular hueca; probamos con el 160.120.6. Cuyas características son:

- $A = 3090 \text{ mm}^2$
- $W_z = 138000 \text{ mm}^3$
- $L = 160 \text{ mm}$
- $e = 6 \text{ mm}$
- $S_z = 76800 \text{ mm}^3$
- $I_z = 1100000 \text{ mm}^4$

Para el cálculo de las tensiones vamos a utilizar:

Tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{-27376,0 \text{ N}}{3090 \text{ mm}^2} + \frac{-10663576,3 \text{ Nmm}}{138000 \text{ mm}^3} = -68,4 \text{ MPa}$$

Tensión tangencial en el plano XY:

$$\tau_{xy} = -\frac{V_y}{2 * e * I_z} * S_z = -\frac{-8530,9 \text{ N}}{2 * 5 \text{ mm} * 1100000 \text{ mm}^4} * 76800 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{xy} = 5 \text{ Mpa}$$

Como indicador de diseño, en este trabajo vamos a calcular el fallo mediante la teoría de fallo de Von-Mises:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6 * (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}{2}}$$

Como esta fórmula es la que se utiliza para el caso 3D y tras la simplificación trabajamos con un problema plano en 2D, la fórmula es:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{yz}^2} = \sqrt{(-68,4 \text{ MPa})^2 + 3 * (5 \text{ MPa})^2} = 98 \text{ MPa}$$

Para asegurarnos del buen funcionamiento del material y evitar los máximos fallos posibles, utilizamos un coeficiente de seguridad como mínimo de 2:

$$Cs = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{68,4 \text{ MPa}} = 4 > 2$$

Dado que este perfil, posee un coeficiente de seguridad bastante superior al necesario probamos con un perfil inferior, con el objetivo de optimizar los recursos; siendo el 140.100.6; cuyas características son:

- $A = 2610 \text{ mm}^2$
- $W_Z = 98500 \text{ mm}^3$
- $L = 140 \text{ mm}$
- $e = 6 \text{ mm}$
- $S_Z = 60800 \text{ mm}^3$
- $I_Z = 6900000 \text{ mm}^4$

Tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_Z}{W_Z} = \frac{-27376,0 \text{ N}}{2610 \text{ mm}^2} + \frac{-10663576,3 \text{ Nmm}}{98500 \text{ mm}^3} = -97,8 \text{ MPa}$$

Tensión tangencial en el plano XY:

$$\tau_{xy} = -\frac{V_y}{2 * e * I_Z} * S_Z = -\frac{-8530,9 \text{ N}}{2 * 5 \text{ mm} * 6900000 \text{ mm}^4} * 60800 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{xy} = 3,7 \text{ Mpa}$$

Tensión equivalente de Von-Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{yz}^2} = \sqrt{(-97,8 \text{ MPa})^2 + 3 * (3,7 \text{ MPa})^2} = 98 \text{ MPa}$$

Coeficiente de seguridad:

$$Cs = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{98 \text{ MPa}} = 2,8 > 2$$

Por lo que las barras 4 y 24, pueden tener un perfil como mínimo de sección rectangular hueca de 140 mm x 100mm x 6 mm; aunque elegimos el 160 mm x 120 mm x 6 mm para favorecer la soldadura entre la barra 4 y 7, ya que las dos son del mismo perfil.

D.2.4. Selección de perfil de las barras 7 y 27:

Son las barras que transmiten la fuerza que provoca el cazo por sus diferentes puntos dónde repercuten, P17 y P12 y el punto de unión entre el cilindro 1, la barra 4 y la misma, transmitiendo sus esfuerzos a la barra 2, la cual, forma parte del conjunto bancada.

Su situación más desfavorable tiene lugar en el punto 9, el cual es dónde se encuentra la unión del cilindro 1; este punto al igual que en los casos anteriores, coincide con la posición de máximo momento flector, siendo esta la sexta posición. Las acciones que actúan en dicha sección son:

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

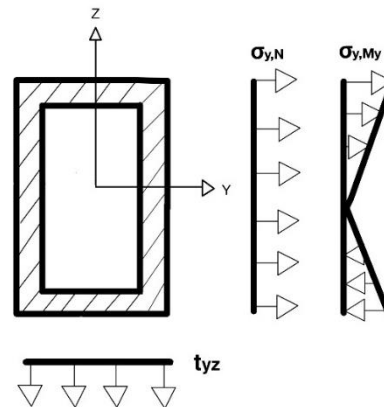


IMAGEN 80: Sección barras 7 y 47, con ejes de coordenadas; sometidas a tensión normal y tensión tangencial

Comprobamos con el perfil de sección rectangular hueca que se puede utilizar como mínimo en la barra 4; el 140.100.6 mm; cuyas características son:

- $A = 2610 \text{ mm}^2$
- $W_z = 98500 \text{ mm}^3$
- $L = 140 \text{ mm}$
- $e = 6 \text{ mm}$
- $S_z = 60800 \text{ mm}^3$
- $I_z = 6900000 \text{ mm}^4$

Para el cálculo de las tensiones vamos a utilizar:

Tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{-110,2 \text{ N}}{2610 \text{ mm}^2} + \frac{-17078069,1 \text{ Nmm}}{985000 \text{ mm}^3} = -173,4 \text{ MPa}$$

Tensión tangencial en el plano XY:

$$\tau_{xy} = -\frac{V_y}{2 * e * I_z} * S_z = -\frac{6311,8 \text{ N}}{2 * 5 \text{ mm} * 7800000 \text{ mm}^4} * 65600 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{xy} = -4,6 \text{ Mpa}$$

Como indicador de diseño, en este trabajo vamos a calcular el fallo mediante la teoría de fallo de Von-Mises:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6 * (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}{2}}$$

Como esta fórmula es la que se utiliza para el caso 3D y tras la simplificación trabajamos con un problema plano en 2D, la fórmula es:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{yz}^2} = \sqrt{(-173,5 \text{ MPa})^2 + 3 * (-4,6 \text{ MPa})^2} = 174,5 \text{ MPa}$$

Para asegurarnos del buen funcionamiento del material y evitar los máximos fallos posibles, utilizamos un coeficiente de seguridad como mínimo de 2:

$$Cs = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{174,5 \text{ MPa}} = 1,59 < 2$$

En esta ocasión el perfil no es capaz de soportar las acciones a las que se encuentra sometido con el coeficiente de seguridad, por lo que, elegimos un perfil superior, el 160.120.6. Cuyas características son:

- $A = 3090 \text{ mm}^2$
- $W_z = 138000 \text{ mm}^3$
- $L = 160 \text{ mm}$
- $e = 6 \text{ mm}$
- $S_z = 76800 \text{ mm}^3$
- $I_z = 1100000 \text{ mm}^4$

Tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{-110,2 \text{ N}}{3090 \text{ mm}^2} + \frac{-17078069,1 \text{ Nmm}}{138000 \text{ mm}^3} = -123,8 \text{ MPa}$$

Tensión tangencial en el plano XY:

$$\tau_{xy} = -\frac{V_y}{2 * e * I_z} * S_z = -\frac{6311,8 \text{ N}}{2 * 6 \text{ mm} * 1110000 \text{ mm}^4} * 76800 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{xy} = -3,6 \text{ MPa}$$

ANEXOS:

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

Tensión equivalente de Von-Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{yz}^2} = \sqrt{(-132,4MPa)^2 + 3 * (-4,5MPa)^2} = 132,5 MPa$$

Coeficiente de seguridad:

$$Cs = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 MPa}{123,8 MPa} = 2,22 > 2$$

Por lo que las barras 7 y 27, que pertenecen al conjunto brazo, están conformadas de un perfil rectangular hueco de 160 mm x 120 mm x 6 mm. De esta forma tanto las barras 4, 24,7 y 27 son de la misma sección, facilitando la soldadura entre ellas.

D.2.5. Selección de perfil de las barras 41 y 42:

Dimensionamos la barra 41, la cual es la de soporte del cilindro 2, y la 42, una barra que trata de aportar rigidez a la estructura cuando la carga no está perfectamente distribuida (como no es el caso elegiremos la misma sección que en la barra 41). Estas barras transmiten los esfuerzos a los que se encuentran sometidas a los brazos, barras 7 y 27.

Su situación más desfavorable tiene lugar en el punto 48, el cual es dónde se encuentra la unión de las orejetas que soportan el cilindro 2, las cuales generan un momento torsor, lo cual nos permite utilizar una barra de sección circular hueca, ya que, oponen más resistencia a los esfuerzos de torsión. Además, este punto es el de máximo momento flector en las dos direcciones. Sus esfuerzos en este punto son:

- $N_x = 0 N$
- $N_y = 0 N$
- $N_z = 0 N$
- $V_x = 0 N$
- $V_y = 26700,4 N$
- $V_z = -15883,8 N$
- $M_x = 0 Nmm$
- $M_y = 6842141,8 Nmm$
- $M_z = 122821,99 Nmm$
- $M_T = 1735528,1 Nmm$

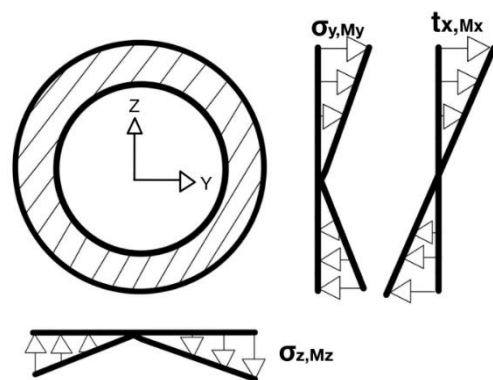


IMAGEN 81: Sección barras 41 y 42, con ejes de coordenadas; sometidas a tensión normal y tensión tangencial

Como hemos comentado vamos a utilizar un perfil circular, siendo este el 155,8; cuyas características son:

ANEXOS:

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

Perfil 155.8 circular

- $D = 155 \text{ mm}$
- $e = 8 \text{ mm}$
- $d = 139 \text{ mm}$
- $W = 129000 \text{ mm}^3$

$$W_o = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{16 * D} = \frac{\pi * (155^4 \text{ mm} - 139^4 \text{ mm})}{16 * 155 \text{ mm}} = 258294,1 \text{ mm}^3$$

Como estamos trabajando en 3D y hay momentos flectores en 2 ejes:

$$M_{flector} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = \sqrt{122821,99^2 \text{ Nmm} + 6842141,8^2 \text{ Nmm}}$$

$$M_{flector} = 14059420,9 \text{ Nmm}$$

Para el cálculo de las tensiones utilizamos:

$$\sigma_x = \frac{M_{flector}}{W} = \frac{14059420,9 \text{ Nmm}}{129000 \text{ mm}^3} = 109 \text{ MPa}$$

Tensión tangencial provocada por el momento torsor:

$$\tau_{xy} = \frac{M_T}{W_o} = -\frac{1735528,1 \text{ Nmm}}{258294,1 \text{ mm}^3} = 6,7 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente de Von-Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{yz}^2} = \sqrt{(109 \text{ MPa})^2 + 3 * (6,7 \text{ MPa})^2} = 109,1 \text{ MPa}$$

Coeficiente de seguridad:

$$Cs = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{109,1 \text{ MPa}} = 2,52 > 2$$

Por lo que las barras 41 y 42 son un perfil circular 155.8.



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Cálculo resistente de la estructura de una pala
cargadora en un vehículo agrícola, sometida a una
carga máxima en su posición más desfavorable

ANEXO E:

SELECCIÓN DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS

E.1. Selección cilindros hidráulicos:

Los cilindros hidráulicos son los elementos encargados de producir los desplazamientos necesarios que provocan tanto la elevación de la pala, como de la rotación del cazo. En nuestro caso utilizaremos cilindros de doble efecto, lo cual, nos permite trabajar en los dos sentidos, pudiendo aplicar fuerza para extenderse y para contraerse.

El material que con el que deben trabajar debe ser más resistente y con un coeficiente de seguridad mayor, ya que, un fallo en ellos podría provocar el desplome de la estructura.

Para realizar el dimensionado de estos elementos necesitamos conocer:

- La longitud por unir con el cilindro.
- Fuerza que deben aplicar
- Tipo de fijación del cilindro
- Presión máxima que es capaz de bombear la bomba hidráulica al circuito

Debemos tener en cuenta varias consideraciones, a la hora de dimensionar:

- La longitud del cilindro contraído debe ser inferior a la distancia entre los dos extremos.
- Debe ser capaz de tener una carrera suficiente para que entre la longitud del cilindro contraído más su carrera sea una distancia superior a la longitud a unir.
- La longitud de carrera estará influida por un factor de pandeo, definido por el tipo de sujeción.
- Se aplica un coeficiente de seguridad de 1,5 para el cálculo del pistón.

Con todo ello comenzamos a calcular las características mínimas que necesita el cilindro para posteriormente seleccionar uno que cumpla con nuestros requisitos.

Para ambos casos la presión de trabajo es la misma, ya que, comparten circuito, siendo la presión del líquido de 186 Bar.

E.1.1. Cilindros 1 y 3:

Previamente a realizar los cálculos de dimensionamiento necesitamos calcular la distancia que tiene que cubrir el cilindro; para ello, mediante las coordenadas de cada posición calculadas en el ANEXO A, tenemos los dos extremos, punto 10 y punto 11, que limitan la distancia del cilindro. Para calcular la distancia que existe

ANEXOS:

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

entre los dos puntos, utilizamos el teorema de Pitágoras, referente a las distancias de los lados que conforman un triángulo.

$$(11_x - 10_x)^2 + (11_y - 10_y)^2 = L_{cil1}^2$$

Obteniendo los siguientes resultados para cada posición:

Barra 5-Cilindro1 (P10-P11)		
Distancia total	Rotación α	
(mm)	(°)	(Rad)
840,00	23,00	0,40
920,00	30,00	0,52
1020,00	36,00	0,63
1120,00	43,00	0,75
1220,00	53,00	0,93
1320,00	60,00	1,05
1420,00	68,00	1,19
1520,00	75,00	1,31

TABLA 6: Distancia cilindro 1 y rotación en función de cada posición

Con estos resultados podemos decir que la longitud máxima del cilindro recogido debe de ser de 840 mm como máximo y que su longitud con el cilindro extendido debe ser superior a 1520 mm.

La fuerza máxima que debe realizar el cilindro está determinada por las reacciones en el punto 10, siendo estas:

	Fuerza x	Fuerza Y	F10	F10max=pos8
Posicion 1	28117,8	11935,3	30546,0	52155,7
Posicion 2	28734,3	16589,8	33179,5	
Posicion 3	28735,4	20877,5	35518,9	
Posicion 4	28059,3	26165,7	38366,2	
Posicion 5	25741,4	34160,0	42772,9	
Posicion 6	22939,3	39732,1	45878,7	
Posicion 7	18506,1	45804,3	49401,5	
Posicion 8	13498,9	50378,5	52155,7	

TABLA 7: Fuerzas por componente en función de la posición, en el punto 10

ANEXOS:

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

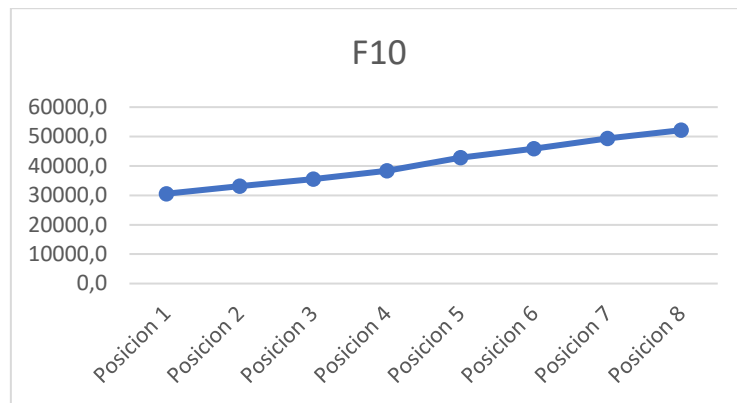


GRÁFICO 9: Fuerzas del cilindro según la posición

Por tanto, la fuerza mínima que debe ser capaz de aplicar el cilindro debe ser de 52155,7 N.

Una vez conocida la situación geométrica y dinámica que debe confrontar el cilindro, pasamos a dimensionar el vástago, pero previamente al cálculo del diámetro, necesitamos conocer el tipo de sujeción que se le a hacer al cilindro hidráulico; según esta tabla (obtenida de los apuntes de la asignatura de Criterios de Diseño de Máquinas), la cual relaciona el tipo de sujeción con el coeficiente de pandeo:

2.6. Cilindros neumáticos e hidráulicos Dimensionado vástago

Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo (β)
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rígidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado rígidamente		2.0
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte posterior		2.0
Unión con vástago articulada pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia		3.0

TABLA 8: Factor de pandeo según la sujeción del cilindro

ANEXOS:

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

Según la foto tomada del vehículo agrícola de referencia nuestra unión tiene el vástago articulado y guiado, además de tener el cilindro fijado por la parte posterior mediante una articulación. Por lo tanto, el coeficiente de pandeo para el cálculo del diámetro del vástago es de 2.



IMAGEN 82: Cilindro 1 en el tractor referencia

Una vez conocido ya el factor de pandeo y la longitud del cilindro calculamos la que es la longitud efectiva de pandeo, mediante la siguiente fórmula.

$$L_e = L * \beta = 680mm * 2 = 1360 mm$$

Una vez obtenidos ya todos estos datos, pasamos a la selección del diámetro del vástago según el eje de abscisas la fuerza en escala logarítmica y en el eje de ordenadas la carrera de pandeo, obteniendo así un diámetro como mínimo de 58 mm.

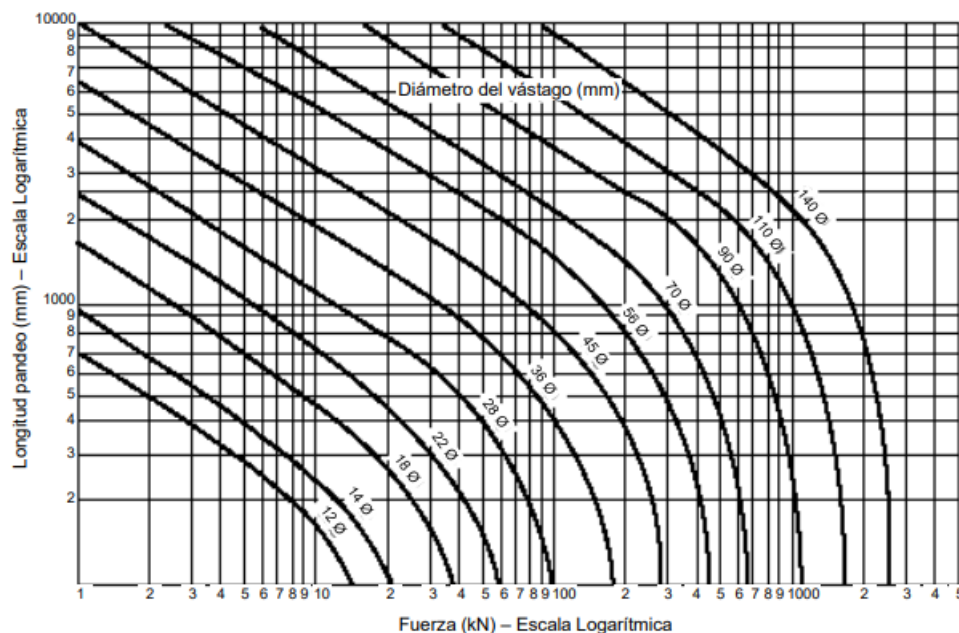


GRÁFICO 10: Diámetro del vástago en función de la fuerza y la longitud de pandeo

Diámetro de pistón mínimo:

Para obtener el diámetro mínimo debemos conocer la fuerza máxima que debe aplicar el cilindro y el coeficiente de seguridad que aplicaremos en avance, además de la presión a la que la ejerce; así mediante la fórmula de la presión seremos capaces de conocer el área mínima que necesita el pistón para poder elevar la carga.

$$F_{cil} = F * 1.5 = 52155,7 \text{ N} * 1.5 = 78233,5 \text{ N};$$

$$P = \frac{F_{cil}}{A}; d_{pistón} = \sqrt{\frac{F_{cil} * 4}{P * \pi}} = \sqrt{\frac{78233,5 \text{ N} * 4}{18,6 \text{ MPa} * \pi}} = 73,2 \text{ mm}$$

Como mínimo el cilindro debe tener 73,2 mm para poder elevar la carga. Por tanto, las restricciones para seleccionar el cilindro son:

- $d_{pistón,MIN} \geq 73,2 \text{ mm}$
- $d_{vástago,MIN} \geq 58 \text{ mm}$
- $L_{cil,extendido,MIN} \geq 1520 \text{ mm}$
- $L_{cil,contraído,MAX} \geq 840 \text{ mm}$
- $F_{cil,MIN} \geq 52155,7 \text{ N}$

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, el 1007/5 cuyas características son:

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

E.1.2. Cilindro 2:

Al igual que en el apartado anterior seguimos los mismos pasos para dimensionar el cilindro 2. Previamente a realizar los cálculos de dimensionamiento necesitamos calcular la distancia que tiene que cubrir el cilindro; para ello, mediante las coordenadas de cada posición calculadas en el ANEXO A, tenemos los dos extremos, punto 48 y punto 20, que limitan la distancia del cilindro. Para calcular la distancia que existe entre los dos puntos, utilizamos el teorema de Pitágoras, referente a las distancias de los lados que conforman un triángulo.

$$(20_x - 48_x)^2 + (20_y - 48_y)^2 = L_{cil2}^2$$

Obteniendo los siguientes resultados para cada posición:

ANEXOS:

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

Barra 49 Cilindro (P48-P20)		
Distancia total	Rotación β	
(mm)	(RAD)	(°)
932,71	-0,71	-40,45
947,45	-0,57	-32,42
975,02	-0,44	-24,93
1011,59	-0,27	-15,64
1064,81	-0,05	-2,79
1108,45	0,13	7,60
1152,93	0,32	18,54
1192,69	0,51	29,12

TABLA 9: Distancia cilindro 1 y rotación en función de cada posición

Con estos resultados podemos decir que la longitud máxima del cilindro recogido debe de ser de 932,7 mm como máximo y que su longitud con el cilindro extendido debe ser superior a 1192,7 mm.

La fuerza máxima que debe realizar el cilindro está determinada por las reacciones en el punto 48, siendo estas:

	Fuerza x 48	Fuerza Y 48	F48	F48max
Posicion 1	-37265,4	31767,7	48968,3	61127,9
Posicion 2	-41240,4	26189,9	48853,6	
Posicion 3	-42625,8	19816,9	47007,1	
Posicion 4	-44241,9	12383,0	45942,1	
Posicion 5	-46441,3	2265,7	46496,5	
Posicion 6	-48336,7	-6453,3	48765,6	
Posicion 7	-50624,1	-16975,4	53394,4	
Posicion 8	-53400,9	-29748,4	61127,9	

TABLA 10: Fuerzas por componente en función de la posición, en el punto 10

ANEXOS:

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

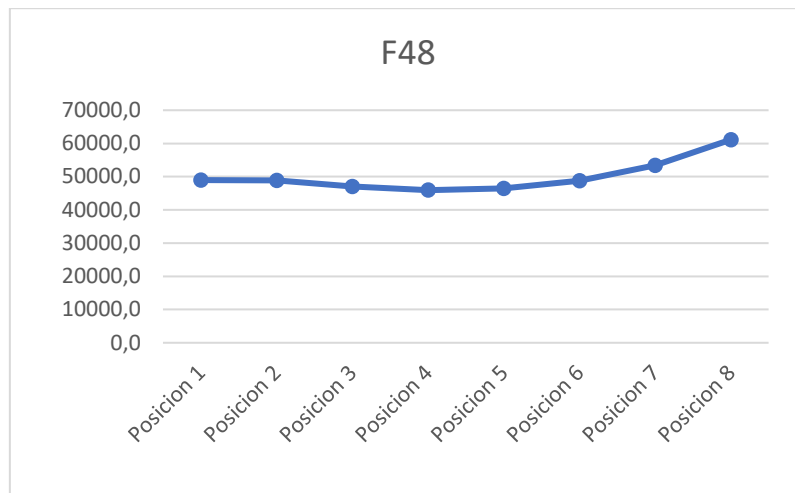


GRÁFICO 11: Fuerzas del cilindro según la posición

Por tanto, la fuerza mínima que debe ser capaz de aplicar el cilindro debe ser de 61127,9 N. Una vez conocida la situación geométrica y dinámica que debe confrontar el cilindro, pasamos a dimensionar el vástago, pero previamente al cálculo del diámetro, necesitamos conocer el tipo de sujeción que se le a hacer al cilindro hidráulico; según esta tabla (obtenida de los apuntes de la asignatura de Criterios de Diseño de Máquinas), la cual relaciona el tipo de sujeción con el coeficiente de pandeo:

2.6. Cilindros neumáticos e hidráulicos Dimensionado vástago

Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo (β)
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rigidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado rigidamente		2.0
Unión con vástago articulada y guiado Cilindro fijado mediante articulación en parte posterior		2.0
Unión con vástago articulada pero no guiado (simplemente apoyado en superficie) Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia		3.0

TABLA 11: Factor de pandeo según la sujeción del cilindro

ANEXOS:

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

Según la foto tomada del vehículo agrícola de referencia nuestra unión tiene el vástago articulado y guiado, además de tener el cilindro fijado por la parte posterior mediante una articulación. Por lo tanto, el coeficiente de pandeo para el cálculo del diámetro del vástago es de 2.

Una vez conocido ya el factor de pandeo y la longitud del cilindro calculamos la que es la longitud efectiva de pandeo, mediante la siguiente fórmula.

$$L_e = L * \beta = 260 \text{ mm} * 2 = 520 \text{ mm}$$

Una vez obtenidos ya todos estos datos, pasamos a la selección del diámetro del vástago según el eje de abscisas la fuerza en escala logarítmica y en el eje de ordenadas la carrera de pandeo, obteniendo así un diámetro como mínimo de 36 mm.

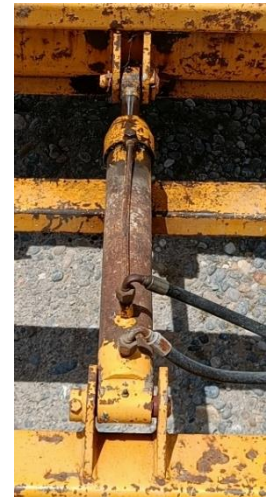


IMAGEN 83: Cilindro 2 en el tractor referencia

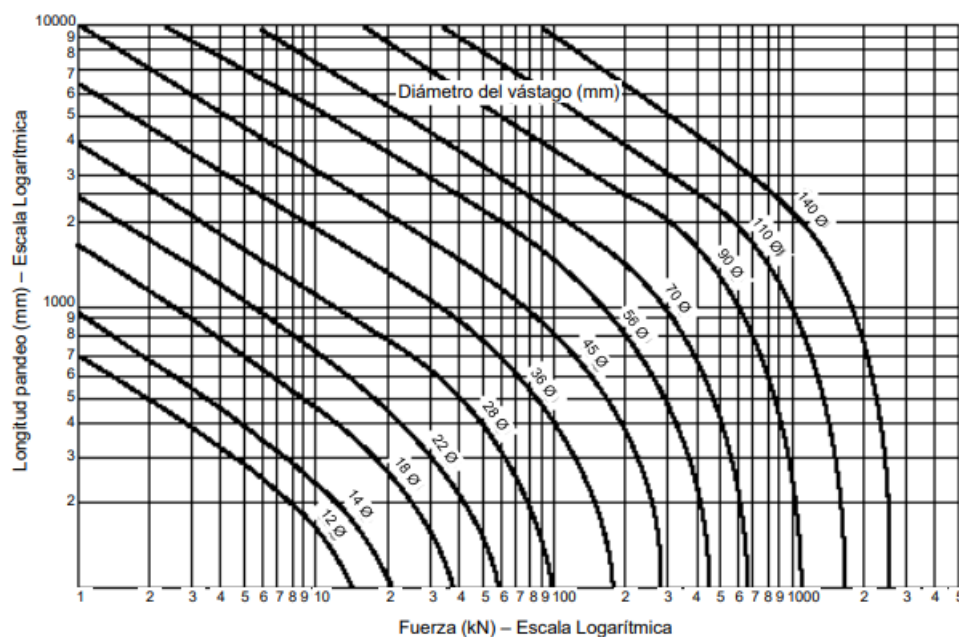


GRÁFICO 11: Diámetro del vástago en función de la fuerza y la longitud de pandeo

Diámetro de pistón mínimo:

Para obtener el diámetro mínimo debemos conocer la fuerza máxima que debe aplicar el cilindro y el coeficiente de seguridad que aplicaremos en avance, además de la presión a la que la ejerce; así mediante la fórmula de la presión seremos capaces de conocer el área mínima que necesita el pistón para poder elevar la carga.

$$F_{cil} = F * 1.5 = 61127,9 \text{ N} * 1.5 = 91691,8 \text{ N};$$

$$P = \frac{F_{cil}}{A}; d_{pistón} = \sqrt{\frac{F_{cil} * 4}{P * \pi}} = \sqrt{\frac{91691,8 \text{ N} * 4}{18,6 \text{ MPa} * \pi}} = 79,2 \text{ mm}$$

Como mínimo el cilindro debe tener 79,2 mm para poder elevar la carga. Por tanto, las restricciones para seleccionar el cilindro son:

- $d_{pistón, MIN} \geq 79,2 \text{ mm}$
- $d_{vástago, MIN} \geq 36 \text{ mm}$
- $L_{cil, extendido, MIN} \geq 1192,7 \text{ mm}$
- $L_{cil, contraído, MAX} \leq 932,7 \text{ mm}$
- $F_{cil, MIN} \geq 61127,9 \text{ N}$

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, el 1006/9 cuyas características son:

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



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Cálculo resistente de la estructura de una pala
cargadora en un vehículo agrícola, sometida a una
carga máxima en su posición más desfavorable

ANEXO F:

SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE UNIÓN

ANEXOS:

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

F.1. Selección elementos de unión:

Una vez tenemos calculados dimensionados y seleccionados todos los elementos que soportan y aplican fuerza, necesitamos definir los elementos que van a unir toda esta estructura, creando en tal punto una articulación.

En ambos casos, existe un pasador, el cual es el encargado de transmitir los esfuerzos a los que están sometidos los perfiles metálicos. La diferencia entre los dos tipos de uniones que existen en el trabajo es: si la unión utiliza las dos barras para contener el punto de unión, o se necesita de unas orejetas auxiliares para transmitir el esfuerzo a otro conjunto.

El material que se utiliza para los pasadores tiene una tensión de fluencia de 355 MPa; es de resistencia mayor a la de los perfiles seleccionados, para evitar fallos inesperados, ya que, son los elementos que mantienen la geometría de la estructura unida.

F.1.1. Uniones por pasador:

Estas uniones son las que tiene lugar en los puntos 4, 34 y 10, 40; en ellas podemos afirmar, que la unión se hace mediante las barras sin necesidad de añadir un elemento conector, como unas orejetas.

Los pasadores que vamos a utilizar para todas las uniones son pasadores de sección circular, por lo que al tener definida la longitud del perfil, únicamente debemos dar con el diámetro necesario que debe tener el pasador para evitar un fallo a tensión cortante, ya que, el momento que se le aplica en el punto de la unión por el hecho de ser articulada es 0.

F.1.1.1. Pasadores puntos 4 y 34:

Necesitamos conocer la fuerza máxima a la que puede estar sometido, para ello volvemos al ANEXO B, y recogemos las fuerzas en el punto 4:

	Fuerza x	Fuerza Y	F4	F4max=pos8
Posicion 1	-28117,8	-5622,6	28674,4	46087,0
Posicion 2	-28734,3	-10277,0	30516,8	
Posicion 3	-28735,4	-14564,7	32215,7	
Posicion 4	-28059,3	-19853,0	34372,4	
Posicion 5	-25741,4	-27847,2	37922,1	
Posicion 6	-22939,3	-33419,4	40534,8	
Posicion 7	-18506,1	-39491,5	43612,6	
Posicion 8	-13498,9	-44065,8	46087,0	

TABLA 12: Componentes de las acciones que someten el punto 4

Como se observa en la tabla la fuerza máxima es de 46087 N, esta se realiza en la posición que mantiene la pala más vertical, es decir, en la posición 8.

Para asegurarnos de estar ante una unión sin riesgo, vamos a introducir un coeficiente de seguridad de 2,5.

- $F_4 = 46087 \text{ N}$
- $C_s = 2,5$
- $\sigma_f = 355 \text{ MPa}$

$$A_{\text{pasador}} = \frac{\pi * d_{\text{pasador}}^2}{4} \quad C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{\text{pasador},4}}$$

Dado que los dos perfiles a unir son ambos de sección cuadrada hueca, debemos considerar que al pasador va a trabajar a doble cortadura, por lo que la fuerza se divide en los dos lados del perfil.

$$\tau_{\text{pasador},4} = \frac{F_4}{2 * A_{\text{pasador}}}; d_{\text{pasador}} = \sqrt{\frac{F_4 * 2}{\pi * \tau_{\text{pasador},4}}}$$

En el caso de los pasadores vamos a tener en cuenta la teoría de fallo del cortante máximo, por lo que:

$$\tau_{\text{pasador},4} = \frac{\sigma_{\text{pasador},4}}{2}$$

Despejando la ecuación del TCM, en la del cálculo del diámetro del pasador obtenemos:

$$d_{\text{pasador}} = \sqrt{\frac{F_4 * 4 * C_s}{\pi * \sigma_f}} = \sqrt{\frac{46087 \text{ N} * 4 * 2,5}{\pi * 355}} = 20,32 \text{ mm}$$

Como mínimo el diámetro de nuestro pasador en el punto 4 debe ser de 20,32 mm, aunque para reducir costes en la fabricación de estos, elegimos el siguiente número entero, 21 mm.

F.1.1.2. Pasador puntos de conexión de los cilindros 1 y 3, P10, P40, P11 y P41:

Necesitamos conocer la fuerza máxima a la que puede estar sometido, para ello volvemos al ANEXO B, y recogemos las fuerzas en un punto de unión de algún cilindro, por ejemplo, del punto 10:

ANEXOS:

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

	Fuerza x	Fuerza Y	F10	F10max=pos8
Posicion 1	28117,8	11935,3	30546,0	52155,7
Posicion 2	28734,3	16589,8	33179,5	
Posicion 3	28735,4	20877,5	35518,9	
Posicion 4	28059,3	26165,7	38366,2	
Posicion 5	25741,4	34160,0	42772,9	
Posicion 6	22939,3	39732,1	45878,7	
Posicion 7	18506,1	45804,3	49401,5	
Posicion 8	13498,9	50378,5	52155,7	

TABLA 13: Componentes de las acciones que someten el punto 10

Como se observa en la tabla la fuerza máxima es de 52155,7 N. Al igual que en pasador anterior, esta fuerza se realiza en la posición que mantiene la pala más vertical, es decir, en la posición 8.

Para asegurarnos de estar ante una unión sin riesgo, vamos a introducir un coeficiente de seguridad de 2,5.

- $F_4 = 52155,7 \text{ N}$
- $C_s = 2,5$
- $\sigma_f = 355 \text{ MPa}$

$$A_{\text{pasador}} = \frac{\pi * d_{\text{pasador}}^2}{4} \quad C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{\text{pasador},4}}$$

Dado que los elementos a unir son un perfil (barra 1) y el cilindro 1 (barra 5), estamos ante una unión que trabaja a cortadura doble, por lo que la fuerza se divide en los dos lados del perfil.

$$\tau_{\text{pasador},4} = \frac{F_4}{2 * A_{\text{pasador}}}; d_{\text{pasador}} = \sqrt{\frac{F_4 * 2}{\pi * \tau_{\text{pasador},4}}}$$

En el caso de los pasadores vamos a tener en cuenta la teoría de fallo del cortante máximo, por lo que:

$$\tau_{\text{pasador},4} = \frac{\sigma_{\text{pasador},4}}{2}$$

Despejando la ecuación del TCM, en la del cálculo del diámetro del pasador obtenemos:

$$d_{\text{pasador}} = \sqrt{\frac{F_4 * 4 * C_s}{\pi * \sigma_f}} = \sqrt{\frac{52155,7 \text{ N} * 4 * 2,5}{\pi * 355}} = 21,62 \text{ mm}$$

ANEXOS:

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 mínimo los diámetros de nuestros pasadores en los puntos de conexión de los cilindros deben ser de 21,62 mm, aunque, al realizar la selección de los cilindros hidráulicos, estos nos imponen que deben ser de 50 mm, por lo que los pasadores de los puntos 10, 11, 40 y 41 tienen un diámetro de 50 mm.

(Se puede intuir que los pasadores de 50 milímetros de catálogo de Cicrosa, pueden ser de sección hueca, por lo tanto, se necesita un diámetro mucho mayor al necesario con uno macizo).

F.1.1.3. Pasador puntos de conexión del cilindro 2, P20 y P48:

Necesitamos conocer la fuerza máxima a la que puede estar sometido, para ello volvemos al ANEXO B, y recogemos las fuerzas en un punto de unión de algún cilindro, por ejemplo, del punto 48:

	Fuerza x 48	Fuerza Y 48	F48	F48max
Posicion 1	-37265,4	31767,7	48968,3	61127,9
Posicion 2	-41240,4	26189,9	48853,6	
Posicion 3	-42625,8	19816,9	47007,1	
Posicion 4	-44241,9	12383,0	45942,1	
Posicion 5	-46441,3	2265,7	46496,5	
Posicion 6	-48336,7	-6453,3	48765,6	
Posicion 7	-50624,1	-16975,4	53394,4	
Posicion 8	-53400,9	-29748,4	61127,9	

TABLA 13: Componentes de las acciones que someten el punto 48

Como se observa en la tabla la fuerza máxima es de 52155,7 N. Al igual que en pasador anterior, esta fuerza se realiza en la posición que mantiene la pala más vertical, es decir, en la posición 8.

Para asegurarnos de estar ante una unión sin riesgo, vamos a introducir un coeficiente de seguridad de 2,5.

- $F_4 = 61127,9 \text{ N}$
- $C_s = 2,5$
- $\sigma_f = 355 \text{ MPa}$

$$A_{\text{Pasador}} = \frac{\pi * d_{\text{pasador}}^2}{4} \quad C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{\text{pasador},4}}$$

Dado que los elementos a unir son un perfil (barra 1) y el cilindro 1 (barra 5), estamos ante una unión que trabaja a cortadura doble, por lo que la fuerza se divide en los dos lados del perfil.

ANEXOS:

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

$$\tau_{pasador,4} = \frac{F_4}{2 * A_{pasador}}; d_{pasador} = \sqrt{\frac{F_4 * 2}{\pi * \tau_{pasador,4}}}$$

En el caso de los pasadores vamos a tener en cuenta la teoría de fallo del cortante máximo, por lo que:

$$\tau_{pasador,4} = \frac{\sigma_{pasador,4}}{2}$$

Despejando la ecuación del TCM, en la del cálculo del diámetro del pasador obtenemos:

$$d_{pasador} = \sqrt{\frac{F_4 * 4 * C_s}{\pi * \sigma_f}} = \sqrt{\frac{61127,9 \text{ N} * 4 * 2,5}{\pi * 355}} = 23,41 \text{ mm}$$

Como mínimo los diámetros de nuestros pasadores en los puntos de conexión de los cilindros deben ser de 23,41 mm, aunque, al realizar la selección de los cilindros hidráulicos, estos nos imponen que deben ser de 40 mm, por lo que los pasadores de los puntos 48 y 20, tienen un diámetro de 40 mm.

(Se puede intuir que los pasadores de 40 milímetros de catálogo de Cicrosa, pueden ser de sección hueca, por lo tanto, se necesita un diámetro mucho mayor al necesario con uno macizo).

F.1.1.4. Pasadores puntos 12 y 42:

Necesitamos conocer la fuerza máxima a la que puede estar sometido, para ello volvemos al ANEXO B, y recogemos las fuerzas en el punto 12:

	Fuerza x 12	Fuerza Y 12	F12	F12max
Posicion 1	18632,7	-9571,1	20947,2	34085,2
Posicion 2	20620,2	-6782,2	21706,9	
Posicion 3	21312,9	-3595,7	21614,1	
Posicion 4	22120,9	121,2	22121,3	
Posicion 5	23220,6	5179,9	23791,4	
Posicion 6	24168,4	9539,4	25982,9	
Posicion 7	25312,1	14800,4	29321,5	
Posicion 8	26700,4	21187,0	34085,2	

TABLA 14: Componentes de las acciones que someten el punto 12

Como se observa en la tabla la fuerza máxima es de 34085,2 N. Al igual que en pasador anterior, esta fuerza se realiza en la posición que mantiene la pala más vertical, es decir, en la posición 8.

Para asegurarnos de estar ante una unión sin riesgo, vamos a introducir un coeficiente de seguridad de 2,5.

ANEXOS:

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

- $F_4 = 34085,2 \text{ N}$
- $C_s = 2,5$
- $\sigma_f = 355 \text{ MPa}$

$$A_{pasador} = \frac{\pi * d_{pasador}^2}{4} \quad C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{pasador,4}}$$

Dado que los elementos a unir son un perfil (barra 1) y el cilindro 1 (barra 5), estamos ante una unión que trabaja a cortadura doble, por lo que la fuerza se divide en los dos lados del perfil.

$$\tau_{pasador,4} = \frac{F_4}{2 * A_{pasador}}; d_{pasador} = \sqrt{\frac{F_4 * 2}{\pi * \tau_{pasador,4}}}$$

En el caso de los pasadores vamos a tener en cuenta la teoría de fallo del cortante máximo, por lo que:

$$\tau_{pasador,4} = \frac{\sigma_{pasador,4}}{2}$$

Despejando la ecuación del TCM, en la del cálculo del diámetro del pasador obtenemos:

$$d_{pasador} = \sqrt{\frac{F_4 * 4 * C_s}{\pi * \sigma_f}} = \sqrt{\frac{34085,2 \text{ N} * 4 * 2,5}{\pi * 355}} = 17,48 \text{ mm}$$

Como mínimo el diámetro de nuestros pasadores en los puntos 12 y 42 deben ser de 17,48 mm, aunque para reducir costes en la fabricación de estos, elegimos el siguiente número entero, 18 mm; por tanto, el diámetro de los pasadores en los puntos 12 y 42 es de 18 mm.

F.1.2. Uniones por pasador con orejetas:

Este tipo de uniones se dan, en las conexiones del cilindro 2, P48 y P20, en el extremo que conecta el conjunto brazo y el cilindro 1, P11 y P41, y en el extremo que conecta el conjunto brazo con el cazo P12 y P42. Provocado por el dimensionado de cilindros las uniones de los puntos 48, 20, 11 y 41, tienen el diámetro establecido; por lo que solo debemos comprobar el espesor de la orejeta y su altura.

Para el cálculo del espesor realizamos dos comprobaciones, una por el aplastamiento que puede producirse y otra por la resistencia que deben proporcionar las orejetas a los esfuerzos a los que están sometidas.

Para este tipo de uniones con orejeta, usamos el mismo material que para los perfiles siendo su tensión de fluencia de 275 MPa.

F.1.2.1. Orejetas puntos 10 y 40:

Primero antes de comenzar a realizar comprobaciones y dimensionados, debemos conocer cuál es la situación más desfavorable en el punto de la unión; para ello recurrimos al ANEXO B, de dónde obtenemos:

	Fuerza x	Fuerza Y	F10	F10max=pos8
Posicion 1	28117,8	11935,3	30546,0	52155,7
Posicion 2	28734,3	16589,8	33179,5	
Posicion 3	28735,4	20877,5	35518,9	
Posicion 4	28059,3	26165,7	38366,2	
Posicion 5	25741,4	34160,0	42772,9	
Posicion 6	22939,3	39732,1	45878,7	
Posicion 7	18506,1	45804,3	49401,5	
Posicion 8	13498,9	50378,5	52155,7	

TABLA 15: Componentes de las acciones que someten el punto 10

Por lo que la fuerza de mayor módulo que se aplica en este punto es la que tiene lugar en la posición que mantiene el cazo a su máxima altura, la posición 8; con un valor de 52155,7 N.

Al tener un pasador para transmitir las fuerzas utilizamos el mismo coeficiente de seguridad de 2,5.

Además, como consecuencia del cilindro 1 seleccionado el diámetro es de 70 mm.

- $F_{10} = 52155,7 \text{ N}$
- $C_s = 2,5$
- $\sigma_f = 275 \text{ MPa}$

- $d_{pasador,10} = 50 \text{ mm}$

Utilizaremos una orejeta a cada lado, por tanto, la fuerza que debe transmitir cada orejeta es la mitad del valor total. Por lo que, la fórmula que lo relaciona es:

$$\sigma_{aplastamiento,10} = \frac{F_{10}/2}{e_{orejeta,10} * d_{pasador,10}} ; C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{aplastamiento,10}}$$

Relacionando las dos fórmulas anteriores obtenemos:

$$e_{orejeta,10} = \frac{F_{10} * C_s}{\sigma_f * 2 * d_{pasador,10}} = \frac{52155,7 \text{ N} * 2,5}{275 \text{ MPa} * 2 * 50 \text{ mm}} = 4,7 \text{ mm}$$

Por lo tanto, como espesor mínimo para evitar el fallo de la orejeta por aplastamiento, su espesor debe ser superior a 4,74 mm.

Para comprobar el fallo a los esfuerzos a los que estará sometida la orejeta, debemos usar el mismo procedimiento que para seleccionar un perfil, como hemos realizado previamente.

Su situación más desfavorable tiene lugar en la unión a la barra 1, su momento en ese punto, depende de la altura a la que coloquemos el pasador, siendo como mínimo de 50 mm para poder conectar el cilindro. Su posición más desfavorable coincide con la de mayor esfuerzo cortante, ya que, es la que genera el momento flector. Sus esfuerzos axiales y cortantes en el punto 10 son:

- $N_x = 11935,5 \text{ N}$
- $V_y = 28117,8 \text{ N}$

Estos esfuerzos son los que se producen en la unión, pero como utilizamos dos orejetas, su acción es la mitad:

- $N_x = 5967,6 \text{ N}$
- $V_y = 14058,9 \text{ N}$

Para la elección de la barra utilizamos un perfil macizo, de sección cuadrado con un espesor superior al calculado previamente, evitando así el fallo por aplastamiento. Además, debe ser de una altura superior al diámetro del pasador. Para evitar tener una altura muy superior elegimos un espesor de orejeta muy elevado. Elegimos el perfil cuyas características son:

- $b = 100 \text{ mm}$
- $h = 100 \text{ mm}$
- $e = 10 \text{ mm}$

ANEXOS:

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

$$A = h * e = 1000 \text{ mm}^2$$

$$W_y = \frac{e * h^3}{12} * \frac{2}{h} = \frac{10 * 100^3}{12} * \frac{2}{100} = 16666,7 \text{ mm}^3$$

$$M_{Z, \text{por orejeta}} = V_y * b = 14058,9 \text{ N} * 100 \text{ mm} = 1405888,9 \text{ Nmm}$$

Para el cálculo de las tensiones vamos a utilizar la tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_Z}{W_y} = \frac{19069,3 \text{ N}}{1000 \text{ mm}^2} + \frac{1405888,9 \text{ Nmm}}{16666,7 \text{ mm}^3} = 90,3 \text{ MPa}$$

Para asegurarnos del buen funcionamiento del material y evitar los máximos fallos posibles, utilizamos un coeficiente de seguridad como mínimo de 2,5:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{90,3} = 3,04 > 2,5$$

Por lo que el perfil utilizado para las orejetas es de 100 mm de altura, 100 mm de longitud y 10 mm de espesor.

F.1.2.2. Orejetas puntos 11 y 41, barra 6 y 26:

Primero antes de comenzar a realizar comprobaciones y dimensionados, debemos conocer cuál es la situación más desfavorable en el punto de la unión; para ello recurrimos al ANEXO B, de dónde obtenemos:

	Fuerza x 11	Fuerza Y 11	F11	F11max
Posicion 1	28117,8	11935,3	30546,0	52155,7
Posicion 2	28734,3	16589,8	33179,5	
Posicion 3	28735,4	20877,5	35518,9	
Posicion 4	28059,3	26165,7	38366,2	
Posicion 5	25741,4	34160,0	42772,9	
Posicion 6	22939,3	39732,1	45878,7	
Posicion 7	18506,1	45804,3	49401,5	
Posicion 8	13498,9	50378,5	52155,7	

TABLA 16: Componentes de las acciones que someten el punto 11

Por lo que la fuerza de mayor módulo que se aplica en este punto es la que tiene lugar en la posición que mantiene el cazo a su máxima altura, la posición 8; con un valor de 52155,7 N.

Al tener un pasador para transmitir las fuerzas utilizamos el mismo coeficiente de seguridad de 2,5.

Además, como consecuencia del cilindro 1 seleccionado el diámetro es de 50 mm.

- $F_{11} = 52155,7 \text{ N}$
- $C_s = 2,5$

- $\sigma_f = 275 \text{ MPa}$
- $d_{\text{pasador},11} = 50 \text{ mm}$

Utilizaremos una orejeta a cada lado, por tanto, la fuerza que debe transmitir cada orejeta es la mitad del valor total. Por lo que, la fórmula que lo relaciona es:

$$\sigma_{\text{aplastamiento},11} = \frac{F_4/2}{e_{\text{orejeta},11} * d_{\text{pasador},11}} ; C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{\text{aplastamiento},11}}$$

Relacionando las dos fórmulas anteriores obtenemos:

$$e_{\text{orejeta},11} = \frac{F_{11} * C_s}{\sigma_f * 2 * d_{\text{pasador},11}} = \frac{52155,7 \text{ N} * 2,5}{275 \text{ MPa} * 2 * 50 \text{ mm}} = 4,7 \text{ mm}$$

Por lo tanto, como espesor mínimo para evitar el fallo de la orejeta por aplastamiento, su espesor debe ser superior a 4,7 mm.

Para comprobar el fallo a los esfuerzos a los que estará sometida la orejeta, debemos usar el mismo procedimiento que para seleccionar un perfil, como hemos realizado previamente.

Su situación más desfavorable tiene lugar en el punto 9, siendo la sección dónde mayor importancia va a tener el momento flector, ya que, en el extremo en el que se encuentra el pasador, es una unión articulada provocando que su momento flector sea 0. Su posición más desfavorable es la que se produce cuando la altura a la que se encuentra el cazo es máxima, siendo esta la número 8; sus esfuerzos en esta situación los recopilamos del ANEXO B, siendo estos:

- $N_x = 38136,6 \text{ N}$
- $V_y = -35576,1 \text{ N}$
- $M_z = 14934164,7 \text{ Nmm}$

Estos esfuerzos son los que se producen en la unión, pero como utilizamos dos orejetas, su acción es la mitad:

- $N_x = 19069,3 \text{ N}$
- $V_y = -177788,0 \text{ N}$
- $M_z = 7467082,4 \text{ Nmm}$

Para la elección de la barra utilizamos una pletina, de sección rectangular con un espesor superior al calculado previamente, evitando así el fallo por aplastamiento. Además, debe ser de una altura superior al diámetro del pasador. Elegimos el perfil cuyas características son:

- $h = 140 \text{ mm}$
- $e = 25 \text{ mm}$

ANEXOS:

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

$$A = h * e = 140 \text{ mm} * 25 \text{ mm} = 3500 \text{ mm}^2$$

$$W_y = \frac{e * h^3}{12} * \frac{2}{h} = \frac{25 \text{ mm} * 140 \text{ mm}^3}{12} * \frac{2}{140 \text{ mm}} = 81666,7 \text{ mm}^3$$

Para el cálculo de las tensiones vamos a utilizar la tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_y} = \frac{19069,3 \text{ N}}{3500 \text{ mm}^2} + \frac{7467082,4 \text{ Nmm}}{81666,7 \text{ mm}^3} = 96,9 \text{ MPa}$$

Para asegurarnos del buen funcionamiento del material y evitar los máximos fallos posibles, utilizamos un coeficiente de seguridad como mínimo de 2:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{96,9 \text{ MPa}} = 2,83 > 2,5$$

Por lo que el perfil utilizado para las orejetas es de 140 mm de altura y 25 mm de espesor.

F.1.2.3. Orejetas punto 48, barra 47:

Primero antes de comenzar a realizar comprobaciones y dimensionados, debemos conocer cuál es la situación más desfavorable en el punto de la unión; para ello recurrimos al ANEXO B, de dónde obtenemos:

	Fuerza x 48	Fuerza Y 48	F48	F48max
Posicion 1	-37265,4	31767,7	48968,3	61127,9
Posicion 2	-41240,4	26189,9	48853,6	
Posicion 3	-42625,8	19816,9	47007,1	
Posicion 4	-44241,9	12383,0	45942,1	
Posicion 5	-46441,3	2265,7	46496,5	
Posicion 6	-48336,7	-6453,3	48765,6	
Posicion 7	-50624,1	-16975,4	53394,4	
Posicion 8	-53400,9	-29748,4	61127,9	

TABLA 17: Componentes de las acciones que someten el punto 48

Por lo que la fuerza de mayor módulo que se aplica en este punto es la que tiene lugar en la posición que mantiene el cazo a su máxima altura, la posición 8; con un valor de 61127,9 N.

Al tener un pasador para transmitir las fuerzas utilizamos el mismo coeficiente de seguridad de 2,5.

Además, como consecuencia del cilindro 1 seleccionado el diámetro es de mm.

- $F_4 = 61127,9 \text{ N}$
- $C_s = 2,5$
- $\sigma_f = 275 \text{ MPa}$

- $d_{pasador,48} = 40 \text{ mm}$

Utilizaremos una orejeta a cada lado, por tanto, la fuerza que debe transmitir cada orejeta es la mitad del valor total. Por lo que, la fórmula que lo relaciona es:

$$\sigma_{aplastamiento,48} = \frac{F_4/2}{e_{orejeta,48} * d_{pasador,48}} ; C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{aplastamiento,48}}$$

Relacionando las dos fórmulas anteriores obtenemos:

$$e_{orejeta,48} = \frac{F_4 * C_s}{\sigma_f * 2 * d_{pasador,48}} = \frac{61127,9 \text{ N} * 2,5}{275 \text{ MPa} * 2 * 40 \text{ mm}} = 6,9$$

Por lo tanto, como espesor mínimo para evitar el fallo de la orejeta por aplastamiento, su espesor debe ser superior a 6,9 mm.

Para comprobar el fallo a los esfuerzos a los que estará sometida la orejeta, debemos usar el mismo procedimiento que para seleccionar un perfil, como hemos realizado previamente.

Su situación más desfavorable tiene lugar en el punto 18, siendo la sección dónde mayor importancia va a tener el momento flector, ya que, en el extremo en el que se encuentra el pasador, es una unión articulada provocando que su momento flector sea 0. Su posición más desfavorable es la que se produce cuando la altura a la que se encuentra el cazo es máxima, siendo esta la número 8; sus esfuerzos en esta situación los recopilamos del ANEXO B, siendo estos:

- $N_x = -53400,9 \text{ N}$
- $V_y = -29748,4 \text{ N}$
- $M_z = -1735528,1 \text{ Nmm}$

Estos esfuerzos son los que se producen en la unión, pero como utilizamos dos orejetas, su acción es la mitad:

- $N_x = -26700,4 \text{ N}$
- $V_y = -14874,2 \text{ N}$
- $M_z = -867764,1 \text{ Nmm}$

Para la elección de la barra utilizamos una pletina, de sección rectangular con un espesor superior al calculado previamente, evitando así el fallo por aplastamiento. Además, debe ser de una altura superior al diámetro del pasador. Elegimos el perfil cuyas características son:

- $h = 100 \text{ mm}$
- $e = 10 \text{ mm}$

$$A = h * e = 1000 \text{ mm}^2$$

$$W_y = \frac{e * h^3}{12} * \frac{2}{h} = \frac{10 \text{ mm} * 100 \text{ mm}^3}{12} * \frac{2}{100 \text{ mm}} = 16666,7 \text{ mm}^3$$

Para el cálculo de las tensiones vamos a utilizar la tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_y} = \frac{-26700,4 \text{ N}}{1000 \text{ mm}^2} + \frac{-867764,1 \text{ Nmm}}{16666,7 \text{ mm}^3} = 78,8 \text{ MPa}$$

Para asegurarnos del buen funcionamiento del material y evitar los máximos fallos posibles, utilizamos un coeficiente de seguridad como mínimo de 2,5:

$$Cs = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{78,7 \text{ MPa}} = 4,5 > 2,5$$

Por lo que el perfil utilizado para las orejetas es de 100 mm de altura y 10 mm de espesor. Elegimos este espesor y esta altura, para facilitar la soldadura, ya que, al ser medidas mayores es más sencillo soldar.

F.1.2.4. Orejetas punto 20, barra 48:

Está sometida a los mismos esfuerzos en el punto 20, por lo que el espesor calculado en el punto 48 es el mismo que en este caso. La diferencia se encuentra en el cálculo resistente de la sección en su posición más desfavorable, ya que, las longitudes de las barras no son las mismas.

Su situación más desfavorable tiene lugar en el punto 50, siendo la sección dónde mayor importancia va a tener el momento flector, ya que, en el extremo en el que se encuentra el pasador, es una unión articulada provocando que su momento flector sea 0. Su posición más desfavorable es la que se produce cuando la altura a la que se encuentra el cazo es mínima, siendo esta la número 1; sus esfuerzos en esta situación los recopilamos del ANEXO B, siendo estos:

- $N_x = -53400,9 \text{ N}$
- $V_y = -29748,4 \text{ N}$
- $M_z = V_y * (50_x - 20_x) = -15888383,3 \text{ Nmm}$

Estos esfuerzos son los que se producen en la unión, pero como utilizamos dos orejetas, su acción es la mitad:

- $N_x = -26700,4 \text{ N}$
- $V_y = -14874,2 \text{ N}$
- $M_z = -794191,6 \text{ Nmm}$

Para la elección de la barra utilizamos una pletina, de sección rectangular con un espesor superior al calculado previamente, evitando así el fallo por aplastamiento.

Además, debe ser de una altura superior al diámetro del pasador. Elegimos el perfil cuyas características son:

- $h = 100 \text{ mm}$
- $e = 8 \text{ mm}$

$$A = h * e = 1000 \text{ mm}^2$$

$$W_y = \frac{e * h^3}{12} * \frac{2}{h} = \frac{10 \text{ mm} * 100 \text{ mm}^3}{12} * \frac{2}{100 \text{ mm}} = 16666,7 \text{ mm}^3$$

Para el cálculo de las tensiones vamos a utilizar la tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_y} = \frac{-26700,4 \text{ N}}{1000 \text{ mm}^2} + \frac{-794191,6 \text{ Nmm}}{16666,7 \text{ mm}^3} = 74,4 \text{ MPa}$$

Para asegurarnos del buen funcionamiento del material y evitar los máximos fallos posibles, utilizamos un coeficiente de seguridad como mínimo de 2,5:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{74,4 \text{ MPa}} = 4,77 > 2,5$$

Por lo que el perfil utilizado para las orejetas es de 100 mm de altura y 8 mm de espesor. Elegimos este espesor y esta altura, para facilitar la soldadura, ya que, al ser medidas mayores es más sencillo soldar.

F.1.2.5. Orejetas puntos 12,13 y 42,43, barras 8 y 28:

Primero antes de comenzar a realizar comprobaciones y dimensionados, debemos conocer cuál es la situación más desfavorable en el punto de la unión; para ello recurrimos al ANEXO B, de dónde obtenemos:

	Fuerza x 12	Fuerza Y 12	F12	F12max
Posicion 1	18632,7	-9571,1	20947,2	34085,2
Posicion 2	20620,2	-6782,2	21706,9	
Posicion 3	21312,9	-3595,7	21614,1	
Posicion 4	22120,9	121,2	22121,3	
Posicion 5	23220,6	5179,9	23791,4	
Posicion 6	24168,4	9539,4	25982,9	
Posicion 7	25312,1	14800,4	29321,5	
Posicion 8	26700,4	21187,0	34085,2	

TABLA 18: Componentes de las acciones que someten el punto 12

Por lo que la fuerza de mayor módulo que se aplica en este punto es la que tiene lugar en la posición que mantiene el cazo a su máxima altura, la posición 8; con un valor de 34085,2 N.

Al tener un pasador para transmitir las fuerzas utilizamos el mismo coeficiente de seguridad de 2,5.

En el apartado de uniones por pasador calculamos cuál es el diámetro de la unión 21, siendo este de mm.

- $F_{12} = 34285,2 \text{ N}$
- $C_s = 2,5$
- $\sigma_f = 350 \text{ MPa}$
- $d_{\text{pasador},12} = 18 \text{ mm}$

Utilizaremos una orejeta a cada lado, por tanto, la fuerza que debe transmitir cada orejeta es la mitad del valor total. Por lo que, la fórmula que lo relaciona es:

$$\sigma_{\text{aplastamiento},12} = \frac{F_4/2}{e_{\text{orejeta},12} * d_{\text{pasador},12}} ; C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{\text{aplastamiento},12}}$$

Relacionando las dos fórmulas anteriores obtenemos:

$$e_{\text{orejeta},12} = \frac{F_4 * C_s}{\sigma_f * 2 * d_{\text{pasador},12}} = \frac{34285,2 \text{ N} * 2,5}{350 \text{ MPa} * 2 * 18 \text{ mm}} = 6,8 \text{ mm}$$

Por lo tanto, como espesor mínimo para evitar el fallo de la orejeta por aplastamiento, su espesor debe ser superior a 6,8 mm. Por razones de coste, elegimos una normalizada siendo esta

Para comprobar el fallo a los esfuerzos a los que estará sometida la orejeta, debemos usar el mismo procedimiento que para seleccionar un perfil, como hemos realizado previamente.

Su situación más desfavorable tiene lugar en los puntos 13 y 43, siendo la sección dónde mayor importancia va a tener el momento flector, ya que, en el extremo en el que se encuentra el pasador, es una unión articulada provocando que su momento flector sea 0. Su posición más desfavorable es la que se produce cuando la altura a la que se encuentra el cazo es máxima, siendo esta la número 8; sus esfuerzos en esta situación los recopilamos del ANEXO B, siendo estos:

- $N_x = 38136,6 \text{ N}$
- $V_y = -35576,1 \text{ N}$
- $M_z = 14934164,7 \text{ Nmm}$

Estos esfuerzos son los que se producen en la unión, pero como utilizamos dos orejetas, su acción es la mitad:

- $N_x = 19069,3 \text{ N}$
- $V_y = -177788,0 \text{ N}$

- $M_Z = 7467082,4 \text{ Nmm}$

Para la elección de la barra utilizamos una pletina, de sección rectangular con un espesor superior al calculado previamente, evitando así el fallo por aplastamiento. Además, debe ser de una altura superior al diámetro del pasador. Elegimos el perfil cuyas características son:

- $h = 70 \text{ mm}$
- $e = 20 \text{ mm}$

$$A = h * e = 1400 \text{ mm}^2$$

$$W_y = \frac{e * h^3}{12} * \frac{2}{h} = \frac{20 \text{ mm} * 70 \text{ mm}^3}{12} * \frac{2}{70 \text{ mm}} = 16333,4 \text{ mm}^3$$

Para el cálculo de las tensiones vamos a utilizar la tensión normal en el eje X:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_Z}{W_y} = \frac{19069,3 \text{ N}}{1400 \text{ mm}^2} + \frac{7467082,4 \text{ Nmm}}{16333,4 \text{ mm}^3} = 126,3 \text{ MPa}$$

Para asegurarnos del buen funcionamiento del material y evitar los máximos fallos posibles, utilizamos un coeficiente de seguridad como mínimo de 2:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{VM}} = \frac{275 \text{ MPa}}{126,3} = 2,81 > 2$$

Por lo que el perfil utilizado para las orejetas es de 70 mm de altura y 20 mm de espesor. Elegimos este espesor y esta altura, para facilitar la soldadura, ya que, al ser medidas mayores es más sencillo soldar.



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Cálculo resistente de la estructura de una pala cargadora en un vehículo agrícola, sometida a una carga máxima en su posición más desfavorable

ANEXO G:

MODELADO DE LA PALA EN SOLIDWORKS Y RESULTADOS

ANEXOS:

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

G.1. Modelado del cazo:

Para realizar la comprobación de nuestro diseño, primero debemos establecer un cazo sobre la que aplicar la fuerza; para ello realizamos una simplificación del que se encuentra en nuestro tractor agrícola referencia:



IMAGEN 84: Perfil del cazo, de la pala cargadora referencia

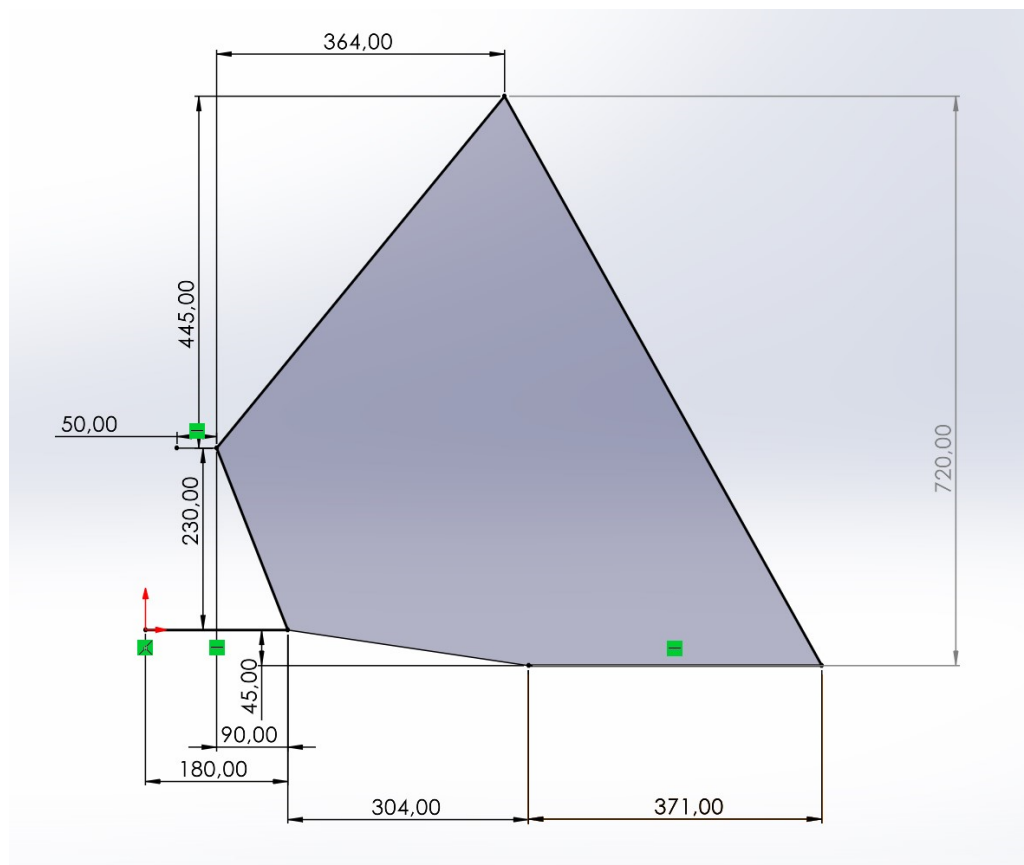


IMAGEN 85: Perfil del cazo simplificado

ANEXOS:

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

G.2. Metodología a seguir para el modelado:

Como premisa principal, realizaremos únicamente la mitad de las piezas, ya que se encuentra un eje de simetría en el centro, optimizando así el proceso de diseño.

Mediante los elementos obtenidos en el **Anexo D: Selección de perfiles**, **Anexo E: Selección de cilindros hidráulicos** y **Anexo F: Selección de los elementos de unión**; realizamos el modelado. Para ello colocamos nuestra referencia en el centro de la sección de la barra 1. Obteniendo los siguientes conjuntos:

G.2.1. Conjunto bancada:

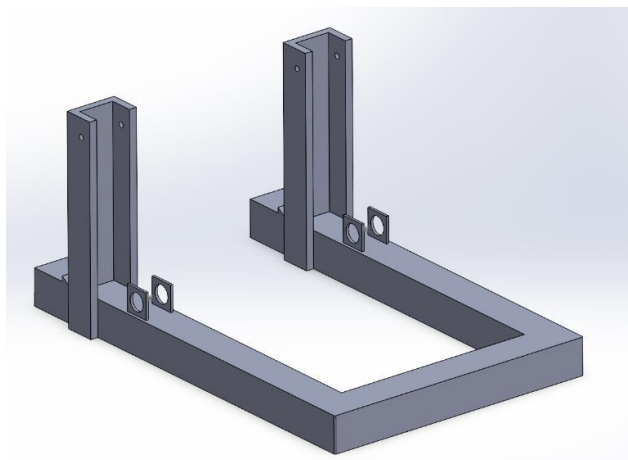


IMAGEN 86: Conjunto bancada, diseñado en SOLIDWORKS

G.2.2. Conjunto brazos:



IMAGEN 87: Conjunto brazos, diseñado en SOLIDWORKS

ANEXOS:

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

G.2.3. Conjunto cazo:

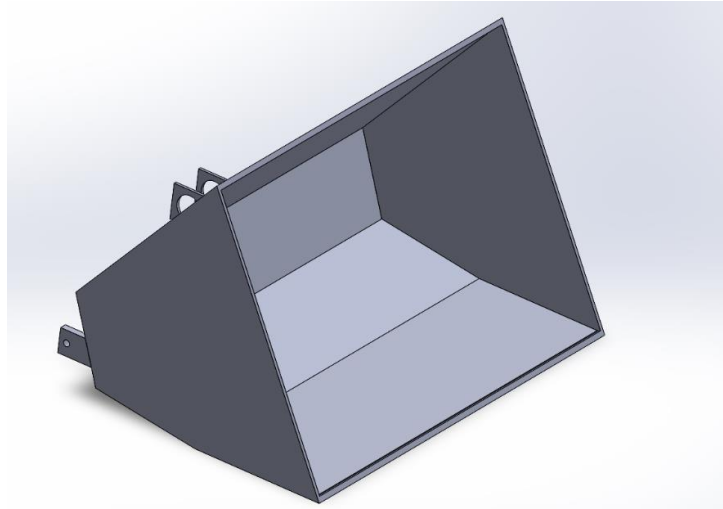
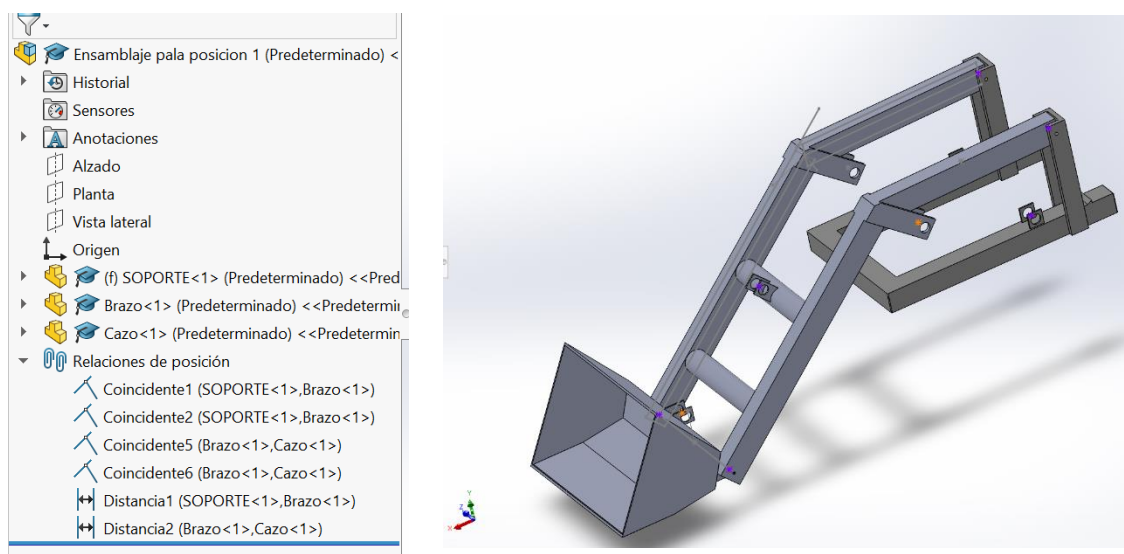


IMAGEN 88: Conjunto cazo, diseñado en SOLIDWORKS

G.3. Metodología a seguir para el ensamblaje:

Utilizamos la opción de relaciones de posición, estableciendo puntos coincidentes en el centro de los ejes, donde luego colocaremos los pasadores, de esta forma tenemos un conjunto unido, con libertad en la rotación del cazo y del conjunto brazos.

Para establecer las diferentes posiciones imponemos mediante otras dos relaciones de posición de distancias entre 2 puntos, las longitudes de los 3 cilindros, de esta forma podemos definir las 3 posiciones a estudiar:



IMAGENES 89 Y 90: Relaciones de posición en el árbol de ensamblaje y destacadas en el modelo

ANEXOS:

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

G.3.1. Ensamblaje posición 1

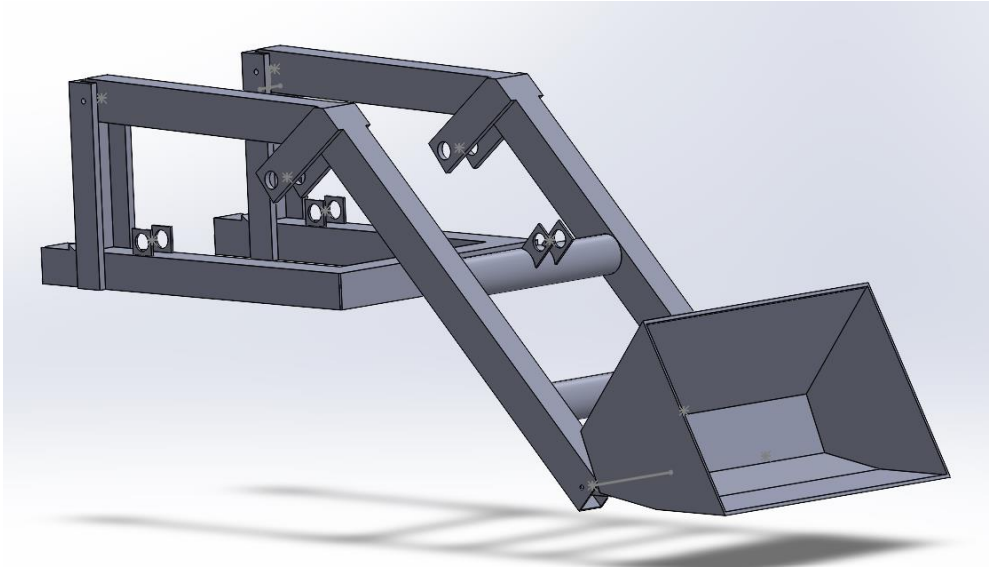


IMAGEN 91: Posición 1 de la pala cargadora modelada en SOLIDWORKS

G.3.2. Ensamblaje posición 6

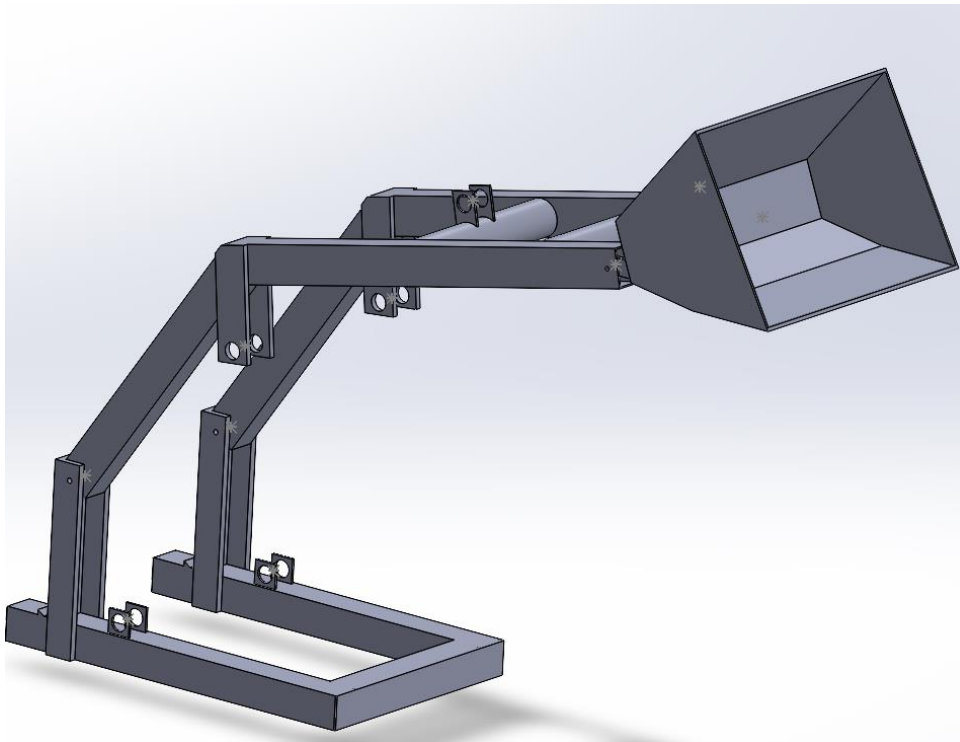


IMAGEN 92: Posición 6 de la pala cargadora modelada en SOLIDWORKS

ANEXOS:

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

G.3.3. Ensamblaje posición 8

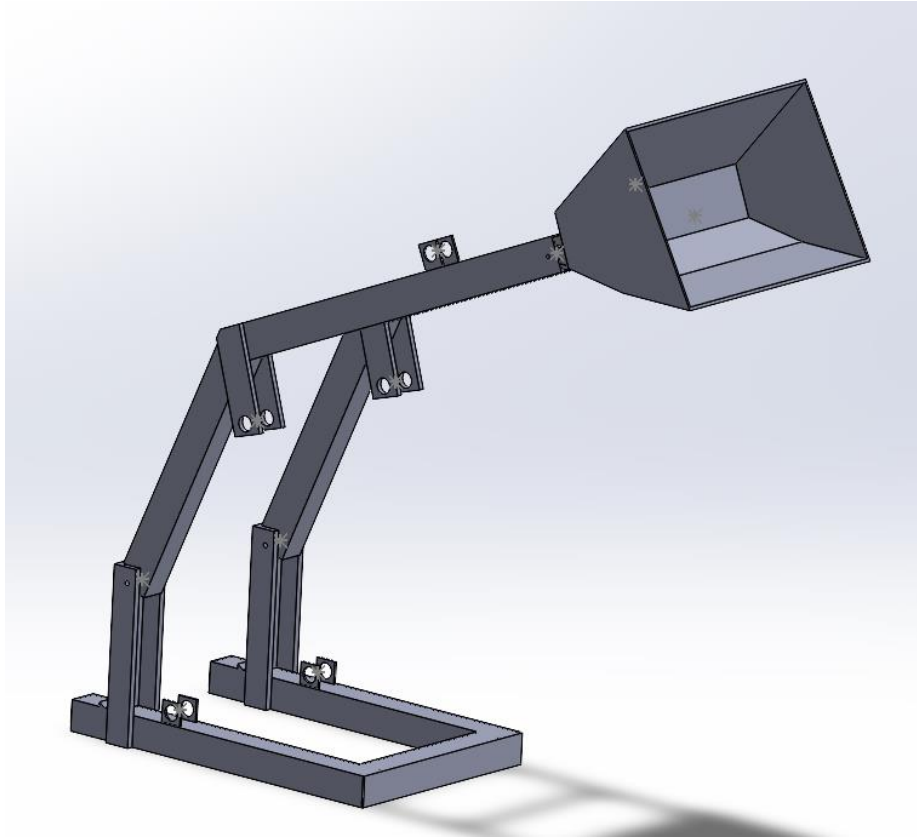


IMAGEN 93: Posición 8 de la pala cargadora modelada en SOLIDWORKS

G.4. Metodología a seguir para el estudio estático:

Una vez establecidas las relaciones de posición, debemos establecer todas las opciones necesarias para realizar correctamente este análisis, siendo estas:

- **Material:**

Debemos establecer el material seleccionado, siendo este el S275J2, con sus características correspondientes ($E=210\text{GPa}$, $\nu = 0.3$; $R_e = 275\text{ MPa}$).

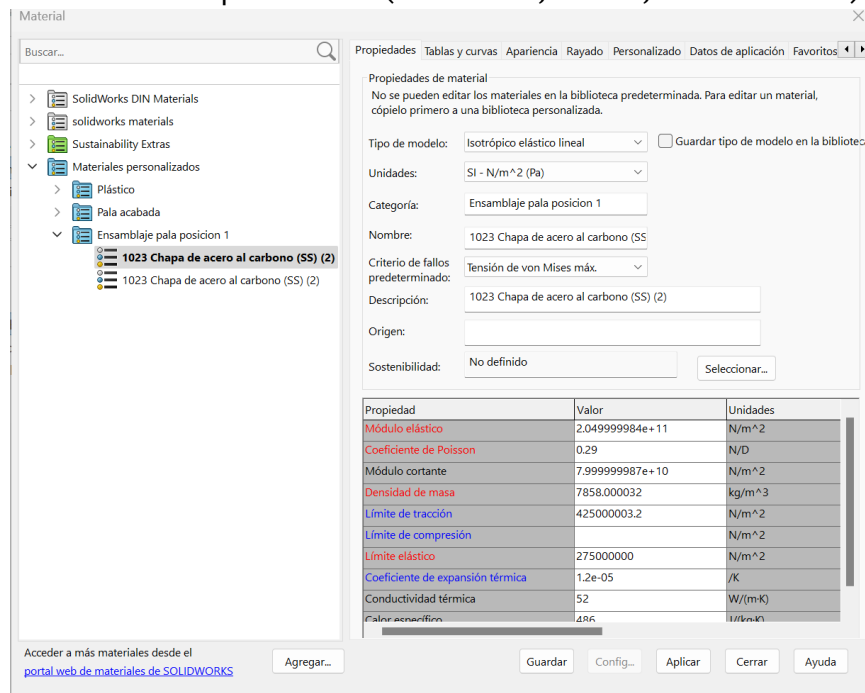


IMAGEN 94: Características del material S275J2 en SOLIDWORKS

- **Conexiones:**

Se asignan los elementos de unión en los diferentes puntos, siendo pasadores en los puntos 4, 34, 12 y 42; y varillas de vinculación, lo cual, simula el comportamiento de los cilindros, siendo los cilindros 1, 2 y 3, además en estos debemos establecer un radio medio de 35 mm, ya que, según el **Anexo E: Selección de cilindros hidráulicos**, ambos cilindros tienen un diámetro de vástago de 70 milímetros.

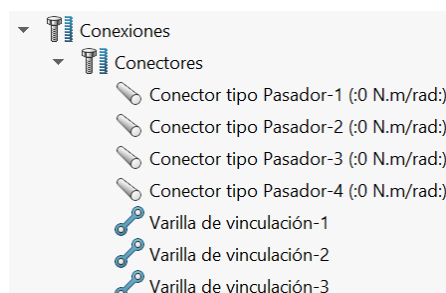


IMAGEN 95: Conexiones en el árbol de simulación

ANEXOS:

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

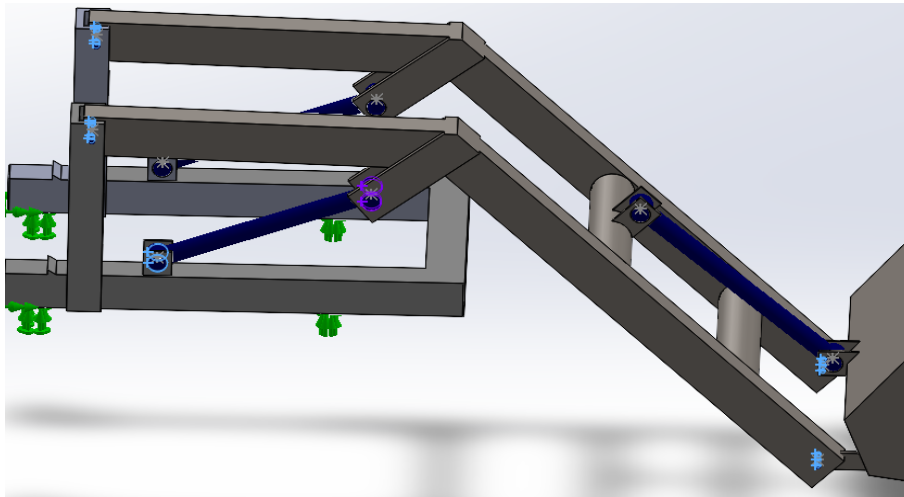


IMAGEN 96: Conexiones en el modelo de SOLIDWORKS

- Sujeciones:
Establecemos una partición de la barra 1 y 21, para colocar en ella la geometría fija, la cual limita todos los desplazamientos en los puntos 2 y 22; además de esa contamos con otra sujeción colocada en los puntos 7 y 27, siendo en este caso de rodillo.

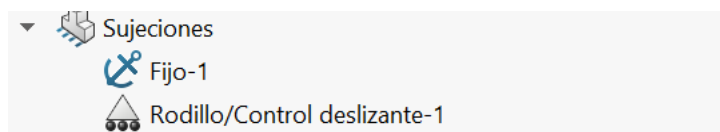


IMAGEN 97: Sujeciones en el árbol de simulación en SOLIDWORKS

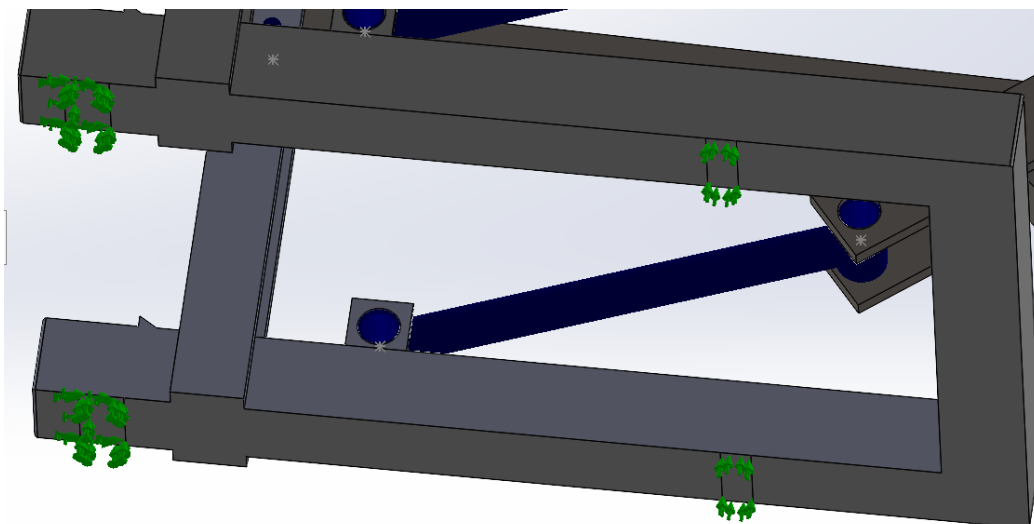


IMAGEN 98: Sujeciones en el modelo de SOLIDWORKS

ANEXOS:

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

- Cargas externas:

Como cargas externas establecemos la carga del propio peso de la pala más la de la masa a soportar, siendo esta de 12625,47 N distribuida en la parte horizontal interior del cazo.

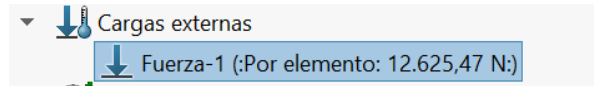


IMAGEN 98: Cargas externas en el árbol de simulación en SOLIDWORKS

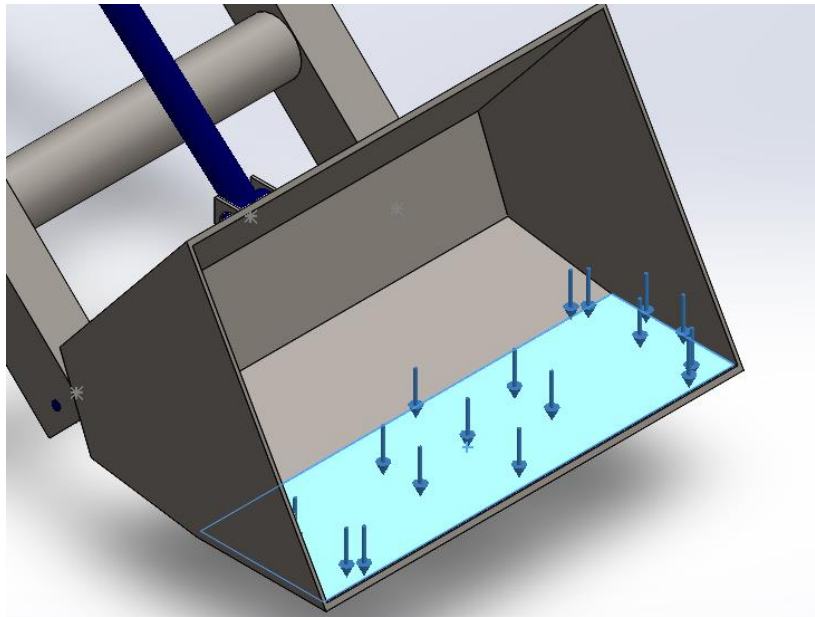
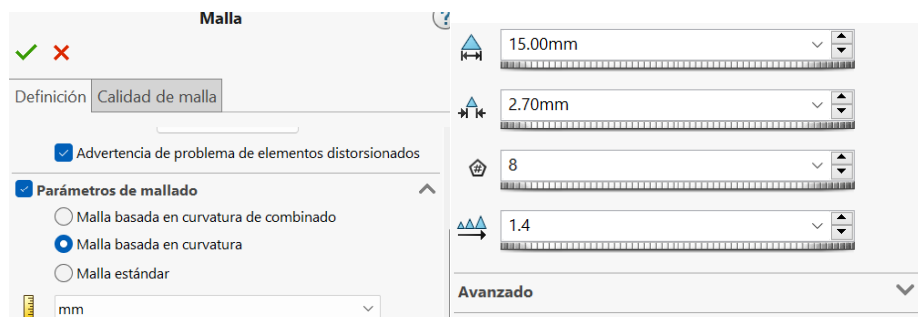


IMAGEN 99: Carga externa distribuida en el modelo de SOLIDWORKS

- Malla:

Utilizamos una malla fina, con el objetivo de ser más precisos en la obtención de estos resultados, siendo los parámetros elegidos los siguientes.



IMAGENES 100 Y 101: Características de la malla que divide el conjunto

Con todo ello ya se puede ejecutar el estudio.

ANEXOS:

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

G.5. Resultados de los diferentes estudios estáticos:

G.5.1. Resultados posición 1

Tensiones de Von Mises:

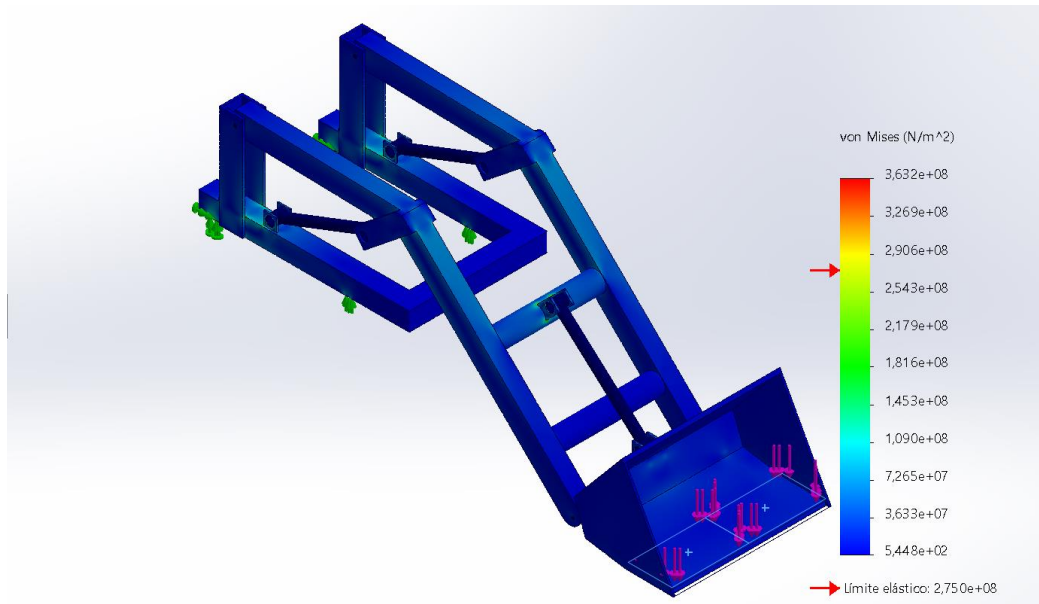


IMAGEN 102: Resultados de la tensión de Von Mises en la posición 1

Desplazamientos:

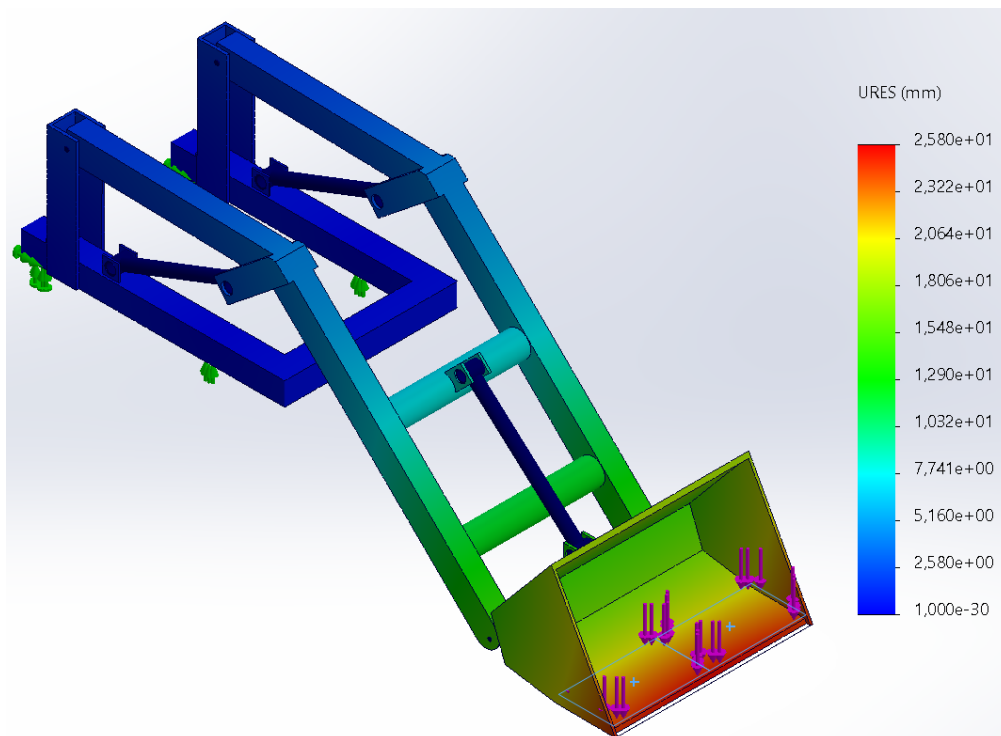


IMAGEN 103: Resultados de los desplazamientos en la posición 1

ANEXOS:

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

Factor de seguridad:

Nombre del modelo: Ensamblaje pala posición 1

Nombre de estudio: Análisis estático posición 1(-Predeterminado-)

Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1

Criterio: Tensiones von Mises máx.

Rojo < FOS = 2 < Azul

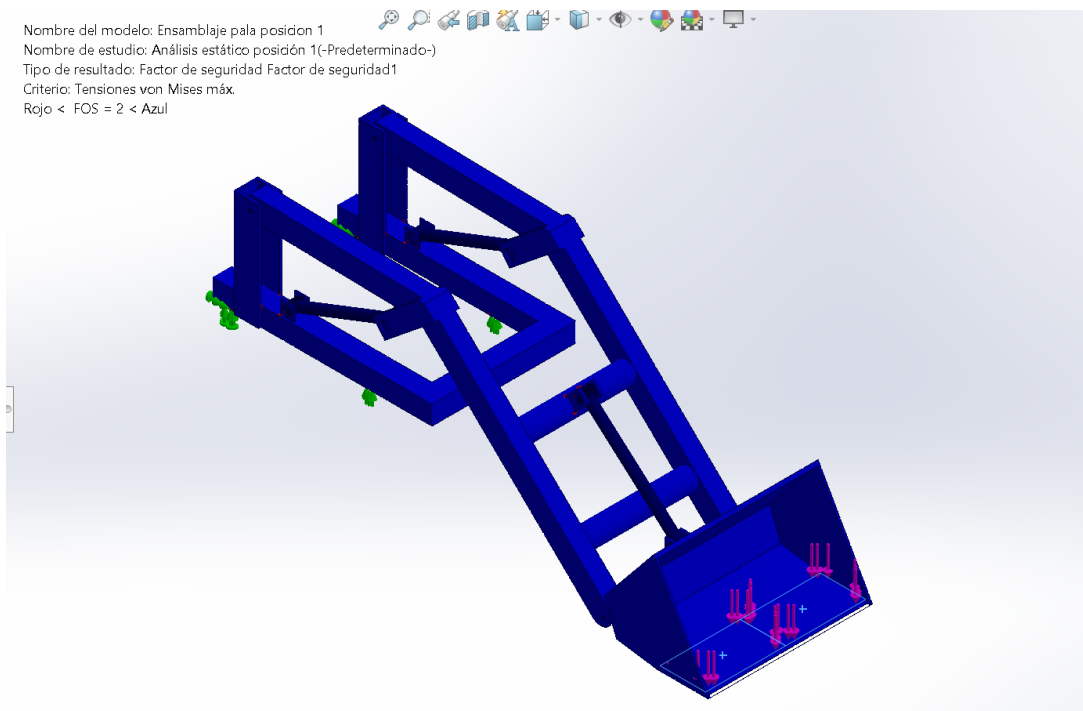


IMAGEN 104: Coeficiente de seguridad inferior a 2 en rojo, superior a 2 en azul, en la posición 1

Fuerzas de conexión:

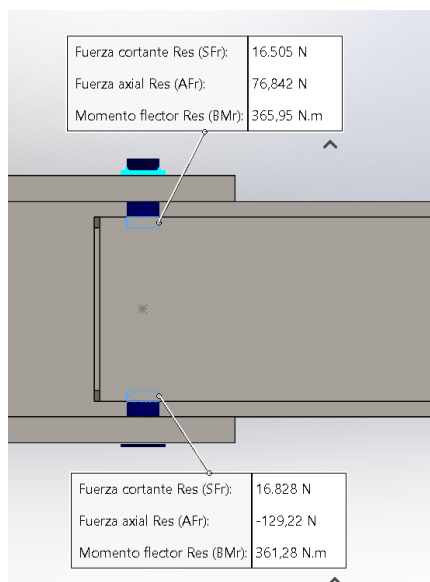


IMAGEN 105: Fuerzas ejercidas por los pasadores en el punto 4 y en su homólogo el punto 34 (conectan el conjunto bancada con el conjunto brazos), en la posición 1

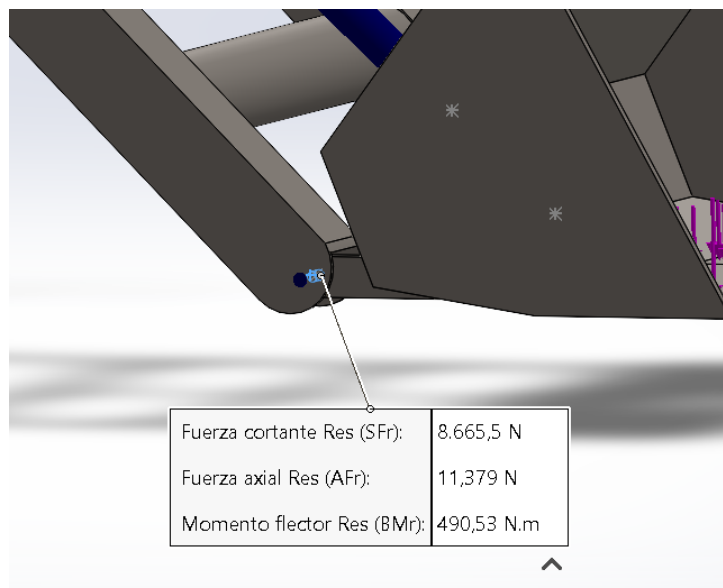


IMAGEN 106: Fuerzas ejercidas por los pasadores en el punto 12 y en su homólogo el punto 42 (conectan el conjunto brazos con el cazo), en la posición 1

ANEXOS:

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

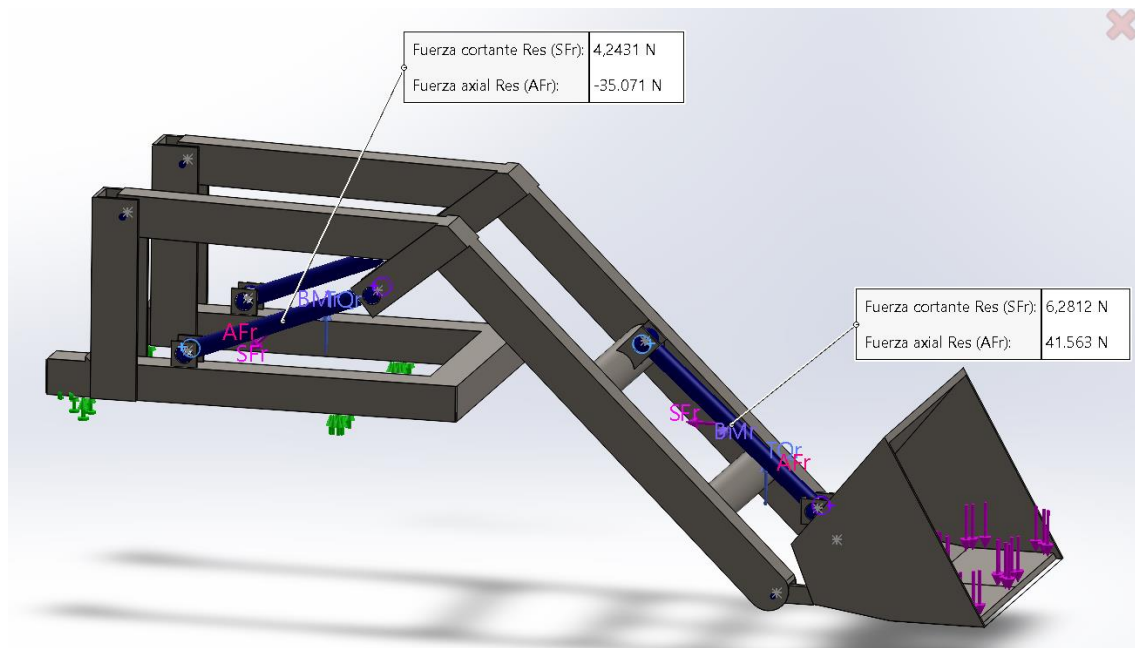


IMAGEN 107: Fuerzas ejercidas por los cilindros 1 y 2, en la posición 1

Reacciones:

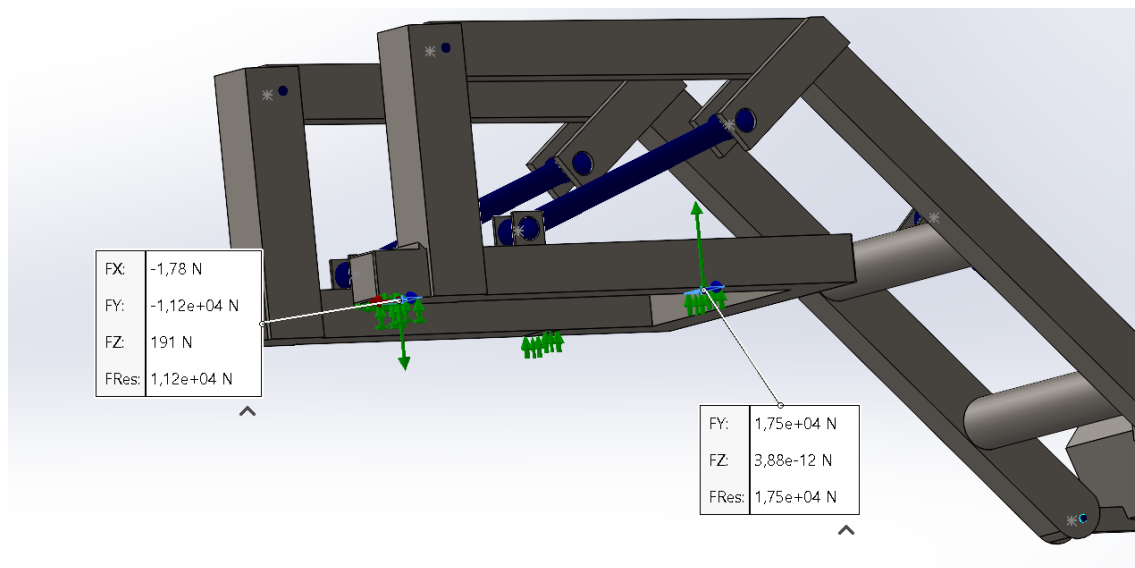


IMAGEN 108: Reacciones en los puntos 2 y 7, en la posición 1

ANEXOS:

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

G.5.2. Resultados posición 6

Tensiones de Von Mises:

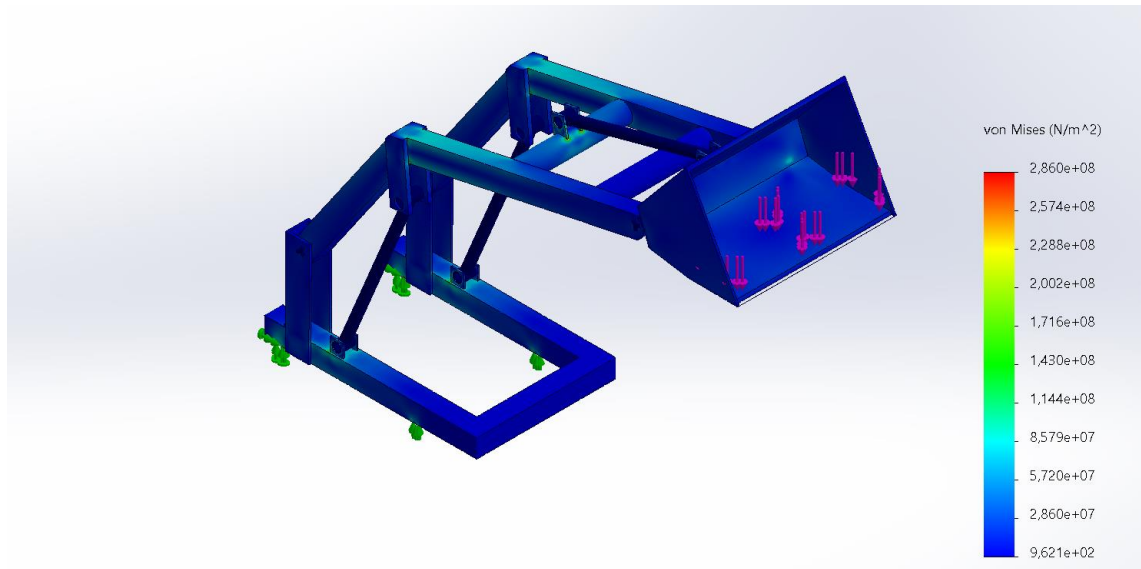


IMAGEN 109: Resultados de la tensión de Von Mises en la posición 6

Desplazamientos:

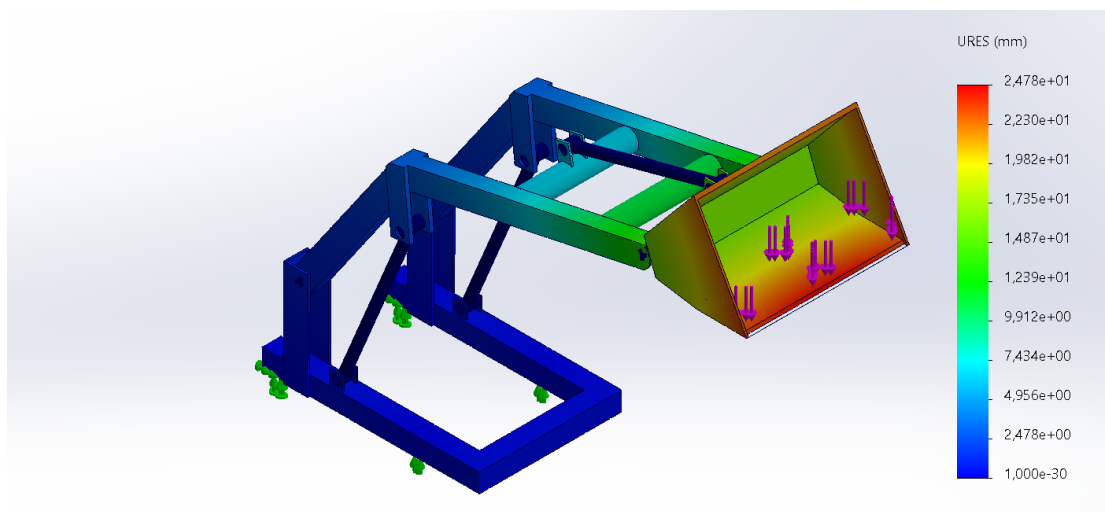


IMAGEN 110: Resultados de los desplazamientos en la posición 6

ANEXOS:

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

Factor de seguridad:

Nombre del modelo: Estructura para posición 6
Nombre de estudio: Análisis estático posición 6 (-Predeterminado-)
Resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Tipo: Tensiones von Mises máx.
FOS < 2 < Azul

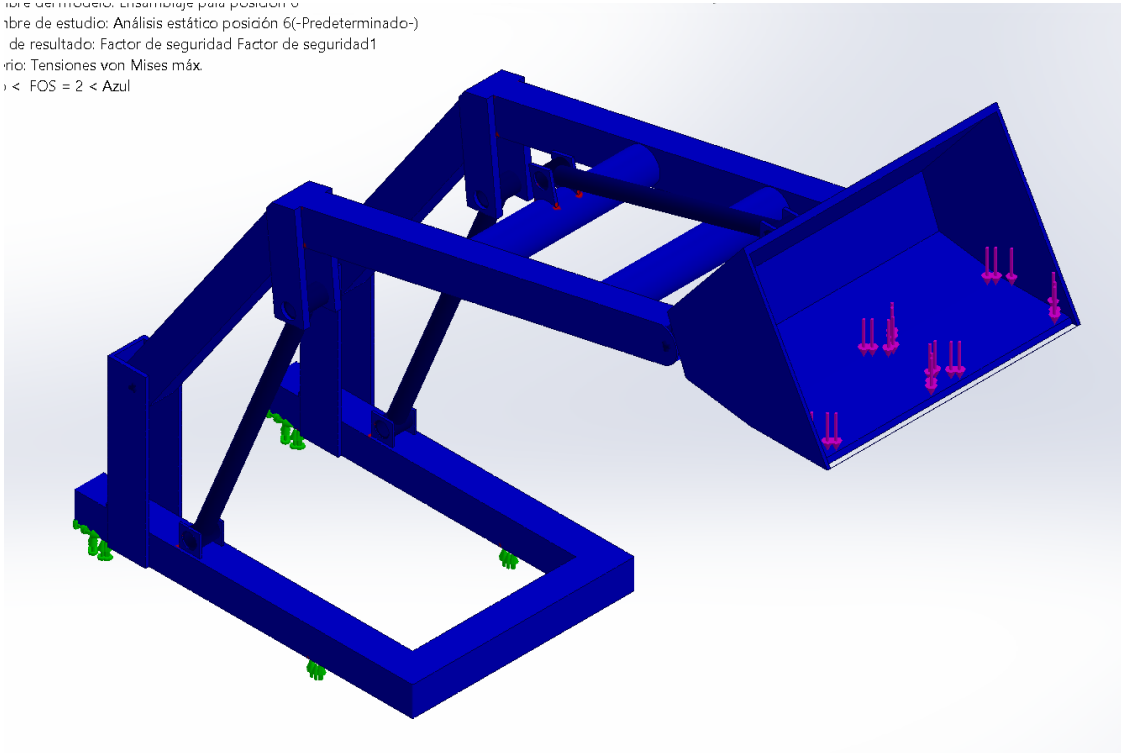


IMAGEN 111: Coeficiente de seguridad inferior a 2 en rojo, superior a 2 en azul, en la posición 6

Fuerzas de conexión:

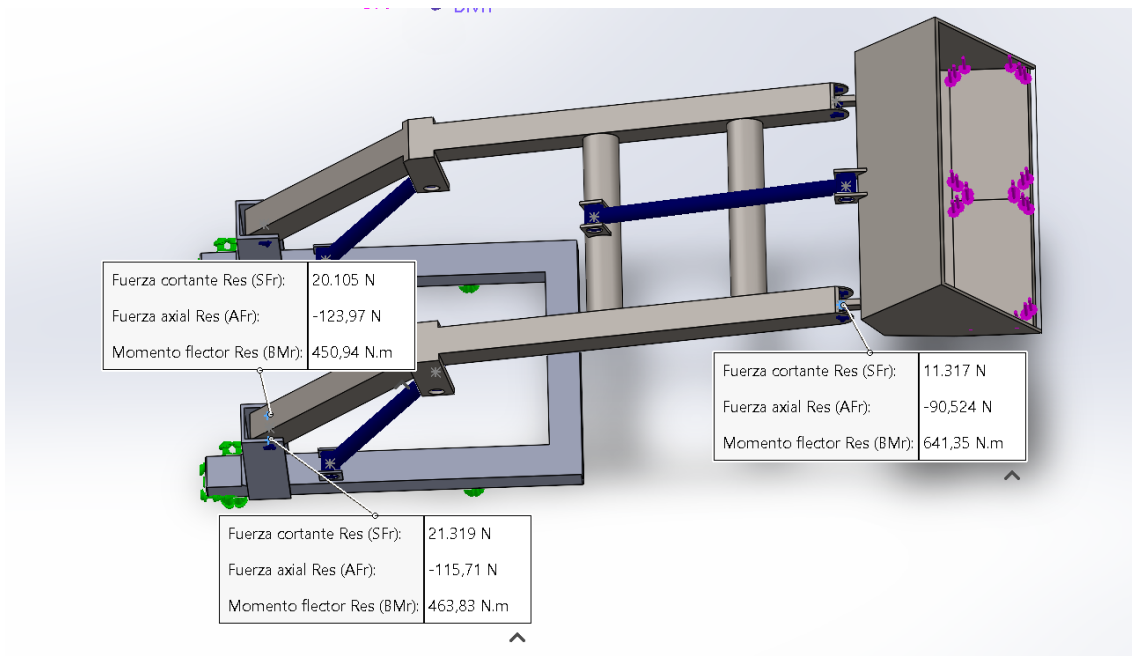


IMAGEN 112: Fuerzas ejercidas por los pasadores de los puntos 4 y 12, en la posición 6

ANEXOS:

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

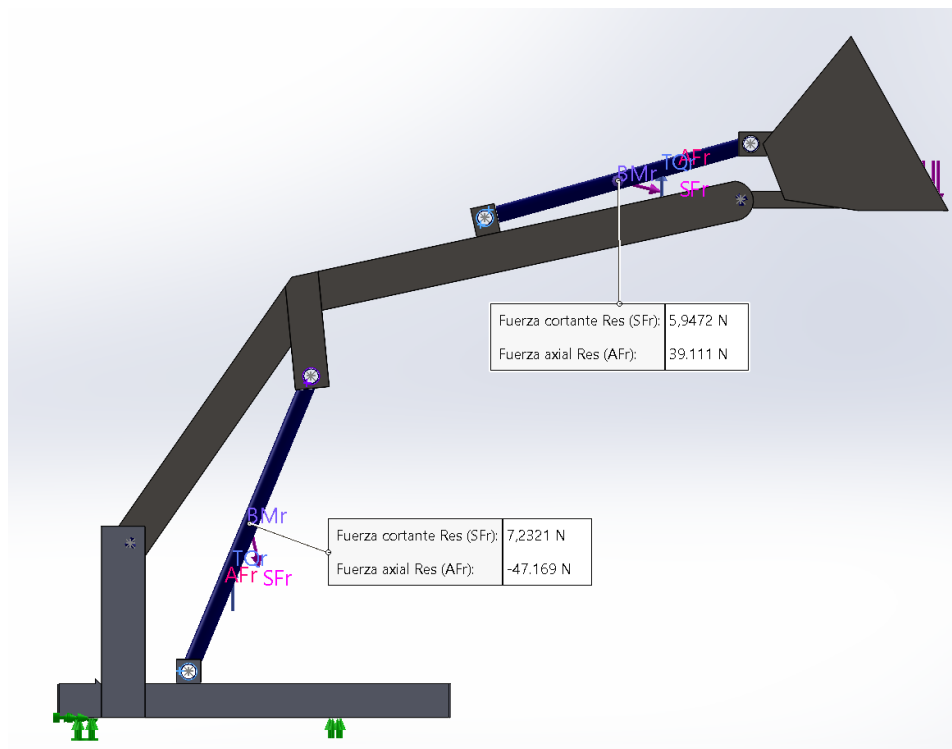


IMAGEN 113: Fuerzas ejercidas por los cilindros 1 y 2, en la posición 6

Reacciones:

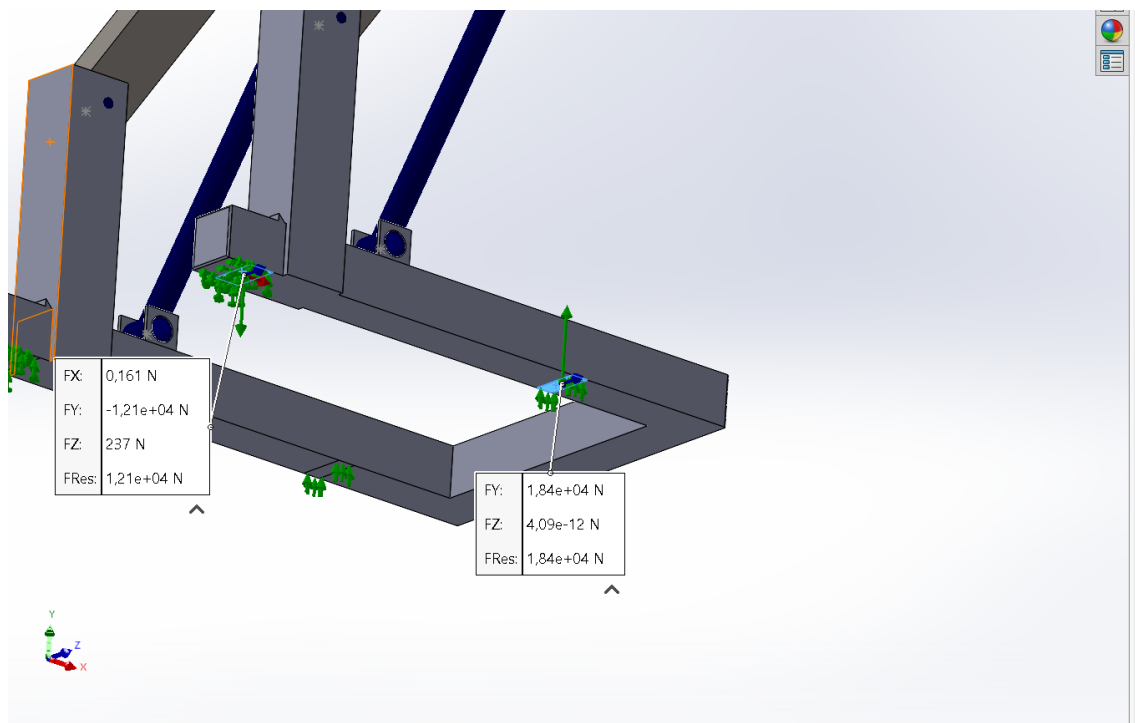


IMAGEN 114: Reacciones en los puntos 2 y 7, en la posición 6

ANEXOS:

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

G.5.3. Resultados posición 8

Tensiones de Von Mises:

Nombre del modelo: Ensamblaje pala posición 8

Nombre de estudio: Análisis estático posición 8(-Predeterminado-)

Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1

Escala de deformación: 1

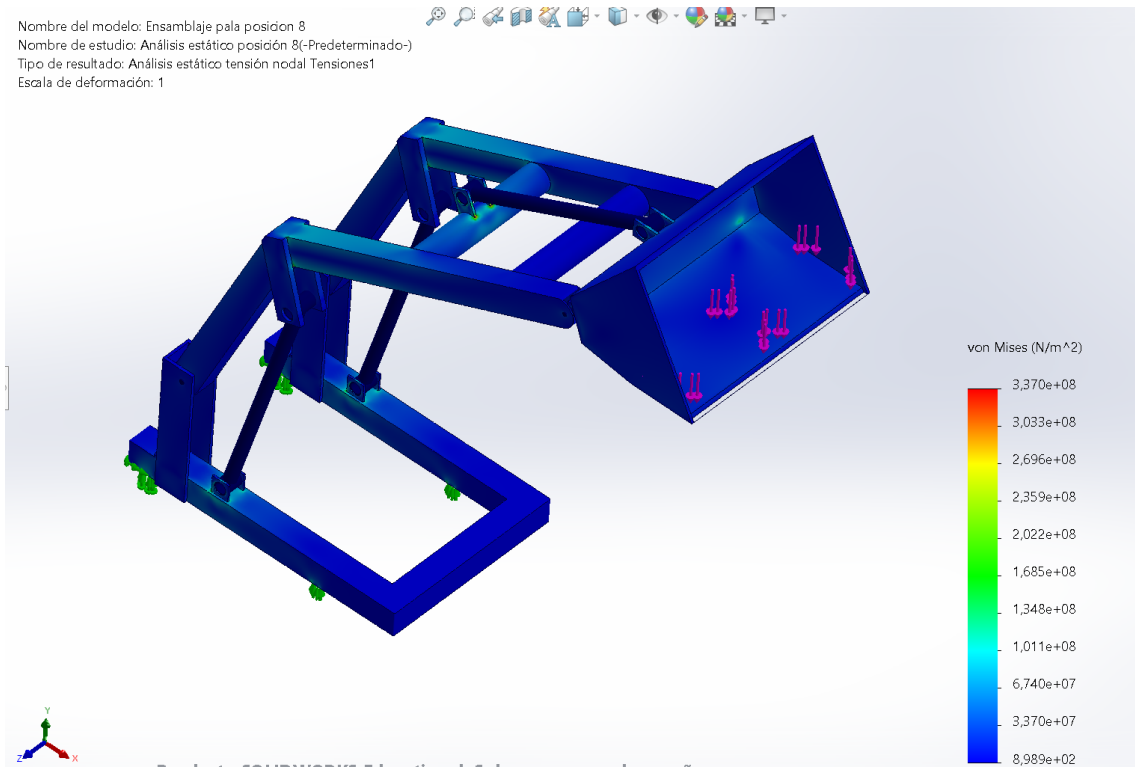


IMAGEN 115: Resultados de la tensión de Von Mises en la posición 8

Desplazamientos:

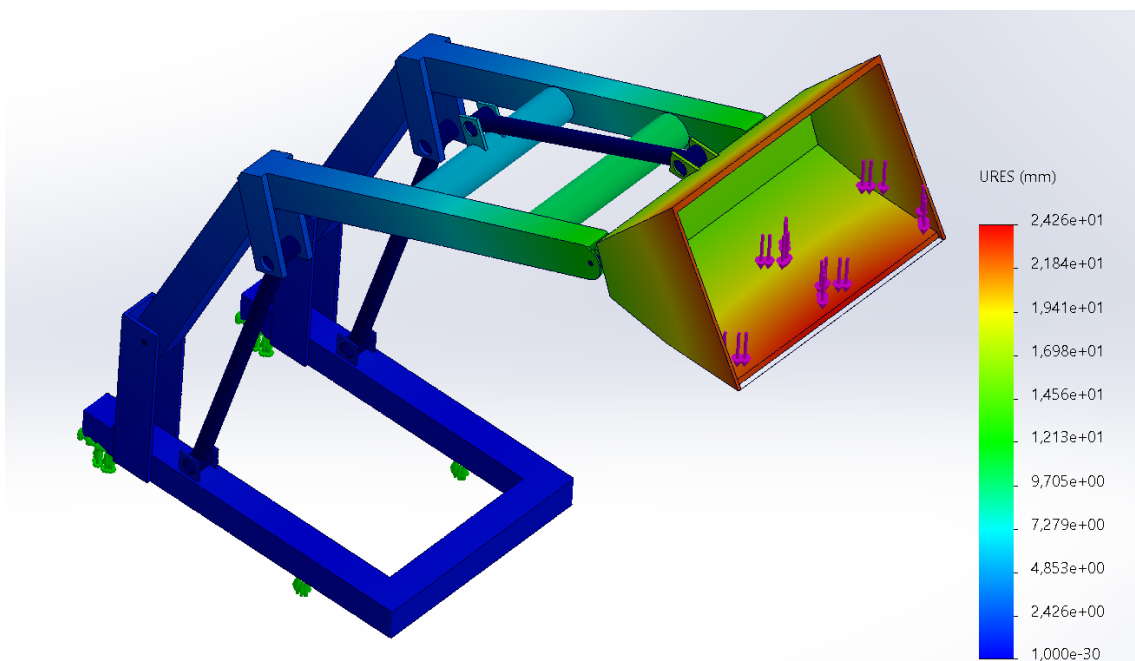


IMAGEN 116: Resultados de los desplazamientos en la posición 8

ANEXOS:

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

Factor de seguridad:

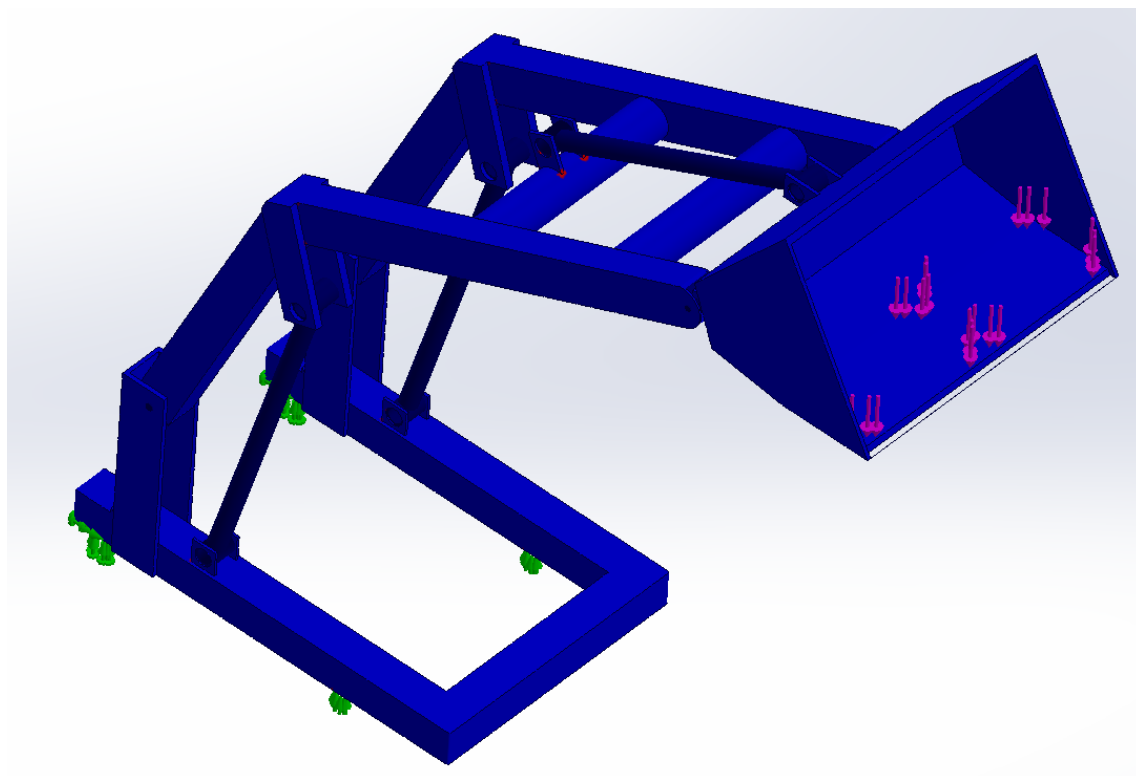


IMAGEN 117: Coeficiente de seguridad inferior a 2 en rojo, superior a 2 en azul, en la posición 8

Fuerzas de conexión:

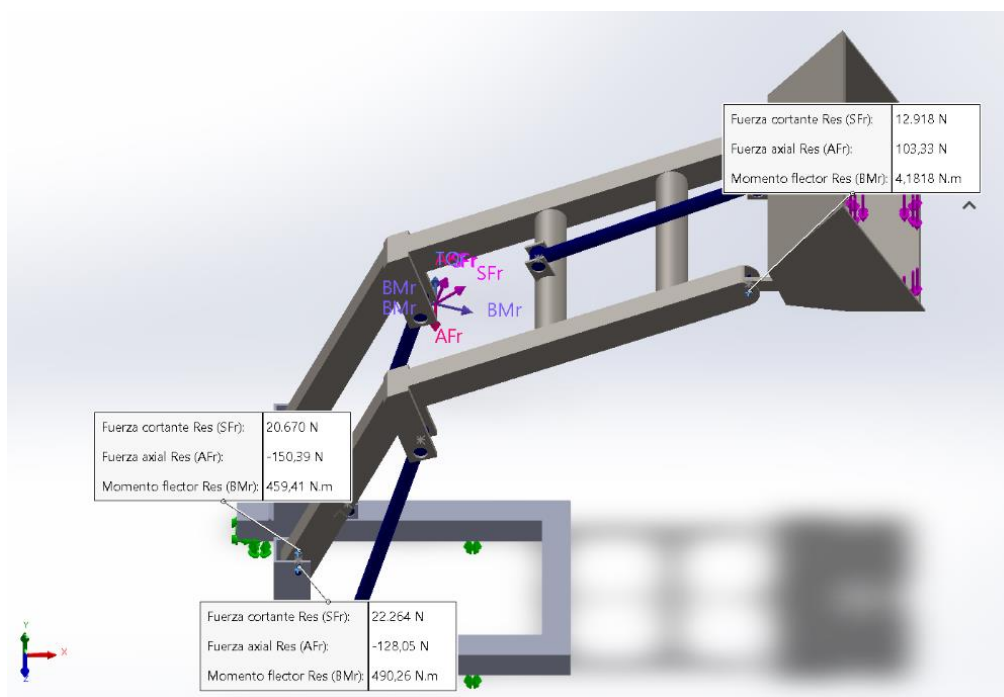


IMAGEN 118: Fuerzas ejercidas por los pasadores de los puntos 4 y 12, en la posición 8

ANEXOS:

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

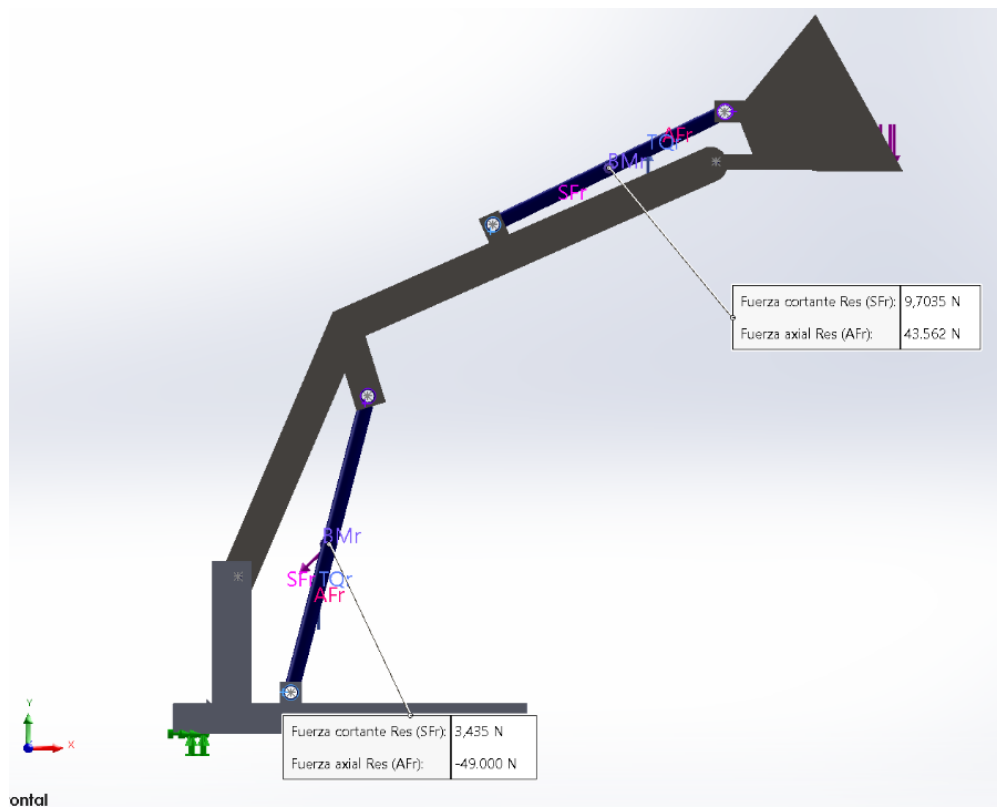


IMAGEN 119: Fuerzas ejercidas por los cilindros 1 y 2, en la posición 8

Reacciones:

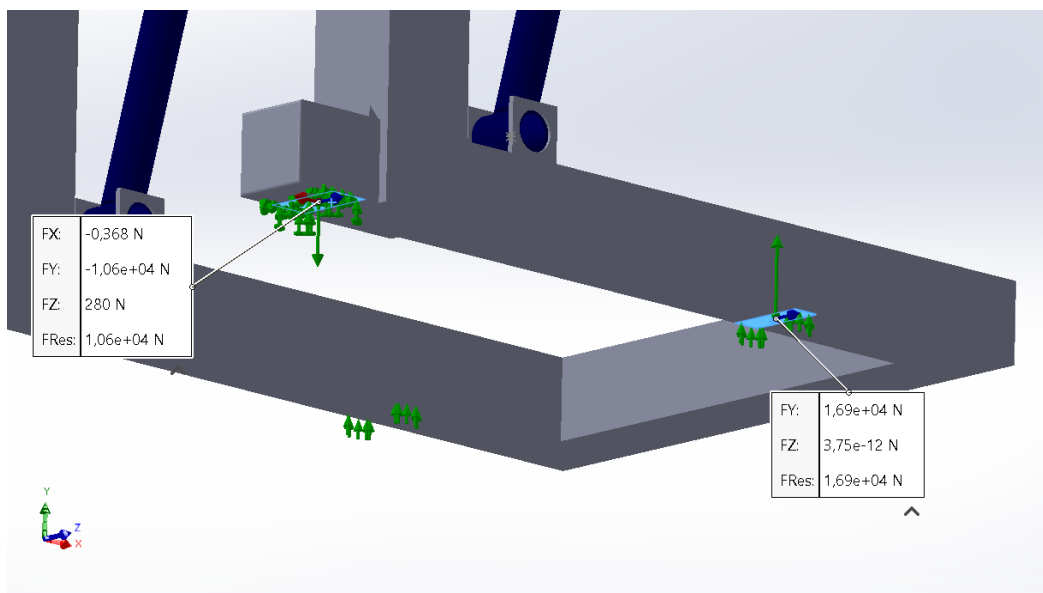


IMAGEN 120: Reacciones en los puntos 2 y 7, en la posición 8

ANEXOS:

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

G.5.3. Resultados posición 8, distribución de carga asimétrica:

Tensiones de Von Mises:

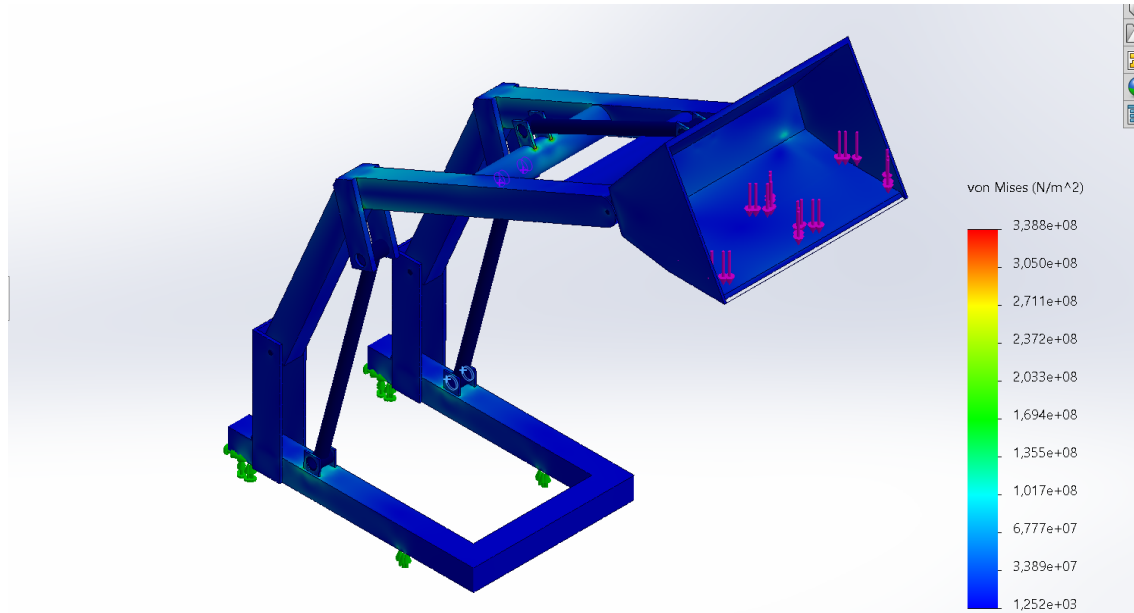


IMAGEN 121: Resultados de la tensión de Von Mises en la posición 8 con distribución de carga asimétrica

Desplazamientos:

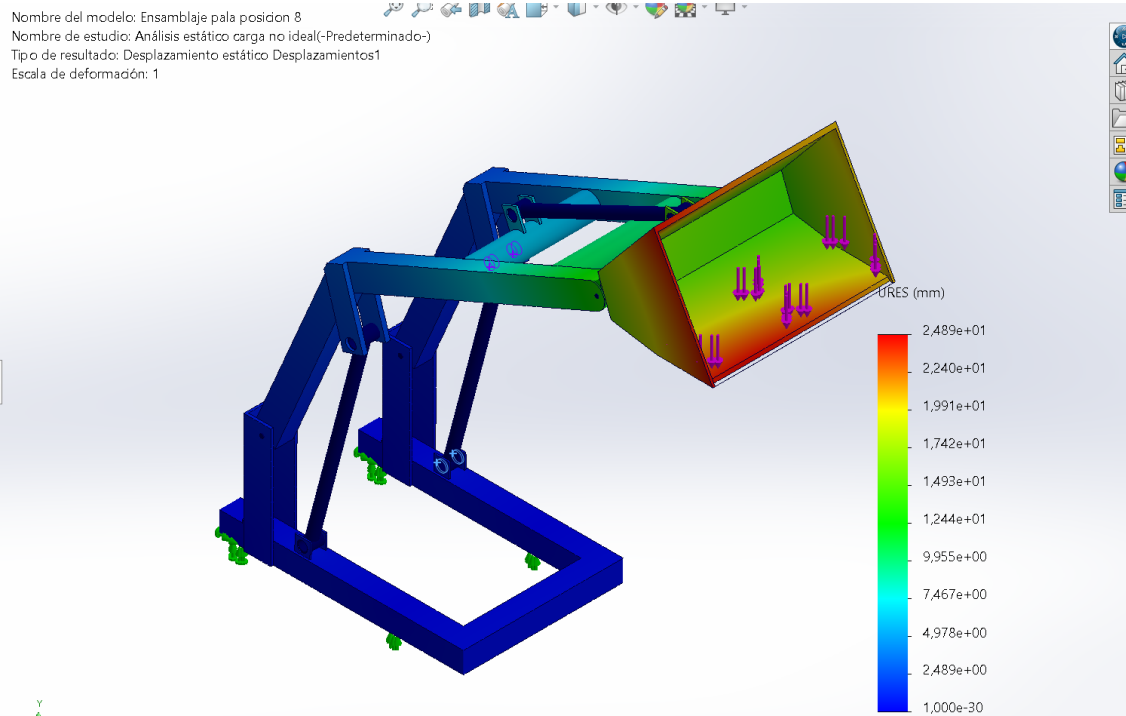


IMAGEN 122: Resultados de los desplazamientos en la posición 8 con distribución de carga asimétrica

ANEXOS:

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

Factor de seguridad:

Nombre del modelo: Ensamblaje pala posición 8

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

Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1

Criterio: Tensiones von Mises máx.

Rojo < FOS = 2 < Azul

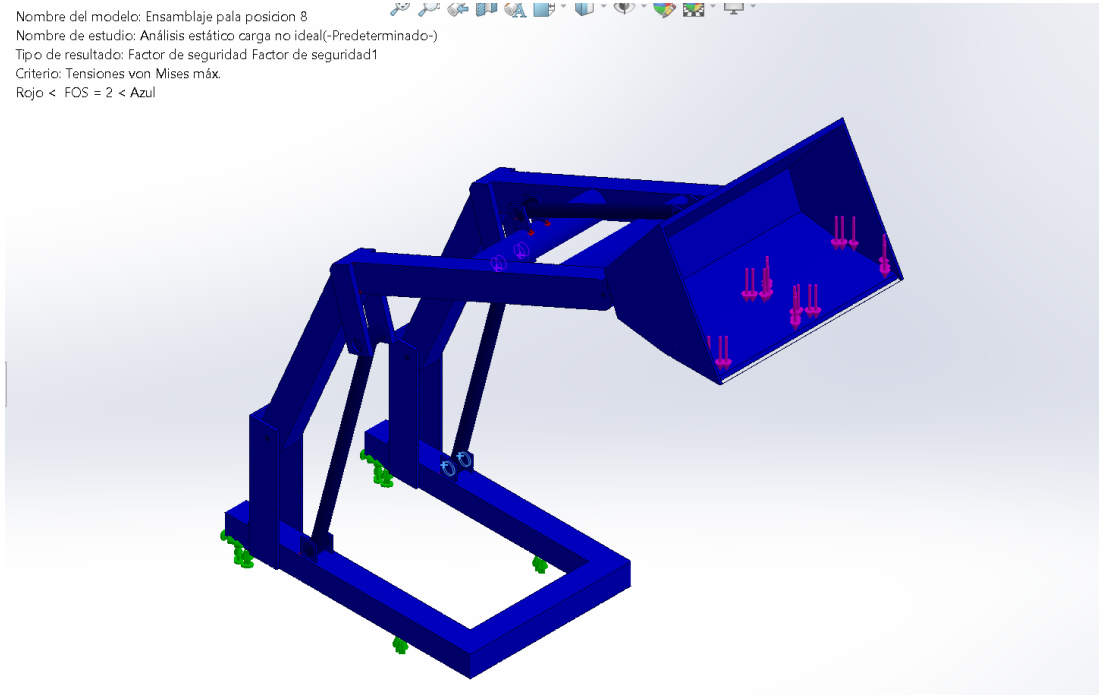


IMAGEN 123: Coeficiente de seguridad inferior a 2 en rojo, superior a 2 en azul, en la posición 8 con distribución de carga asimétrica

Fuerzas de conexión:

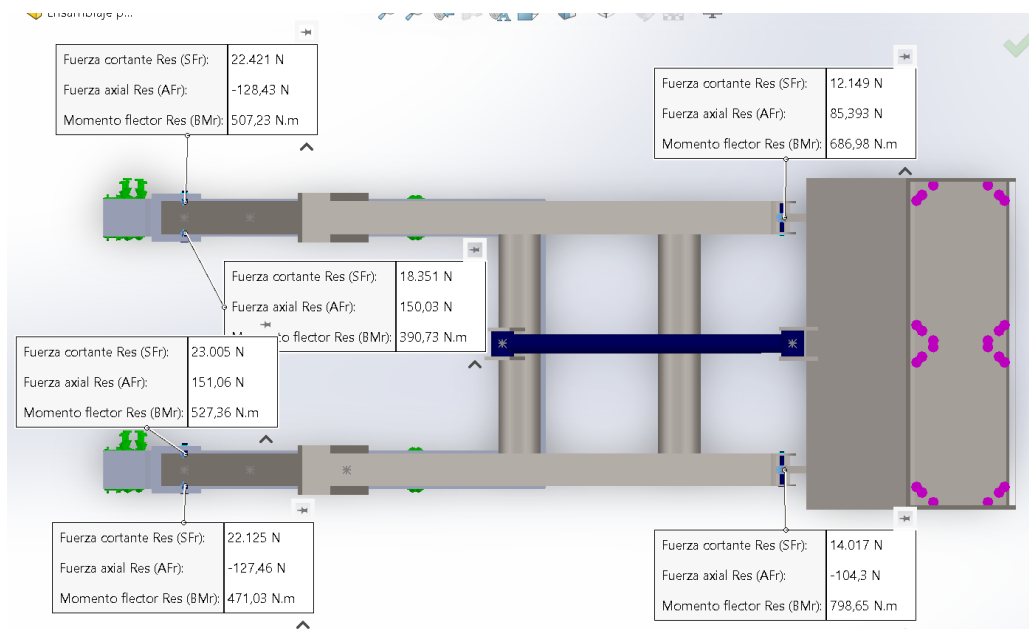


IMAGEN 124: Fuerzas ejercidas por los pasadores de los puntos 4, 34, 12 y 42, en la posición 8 con distribución de carga asimétrica

ANEXOS:

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

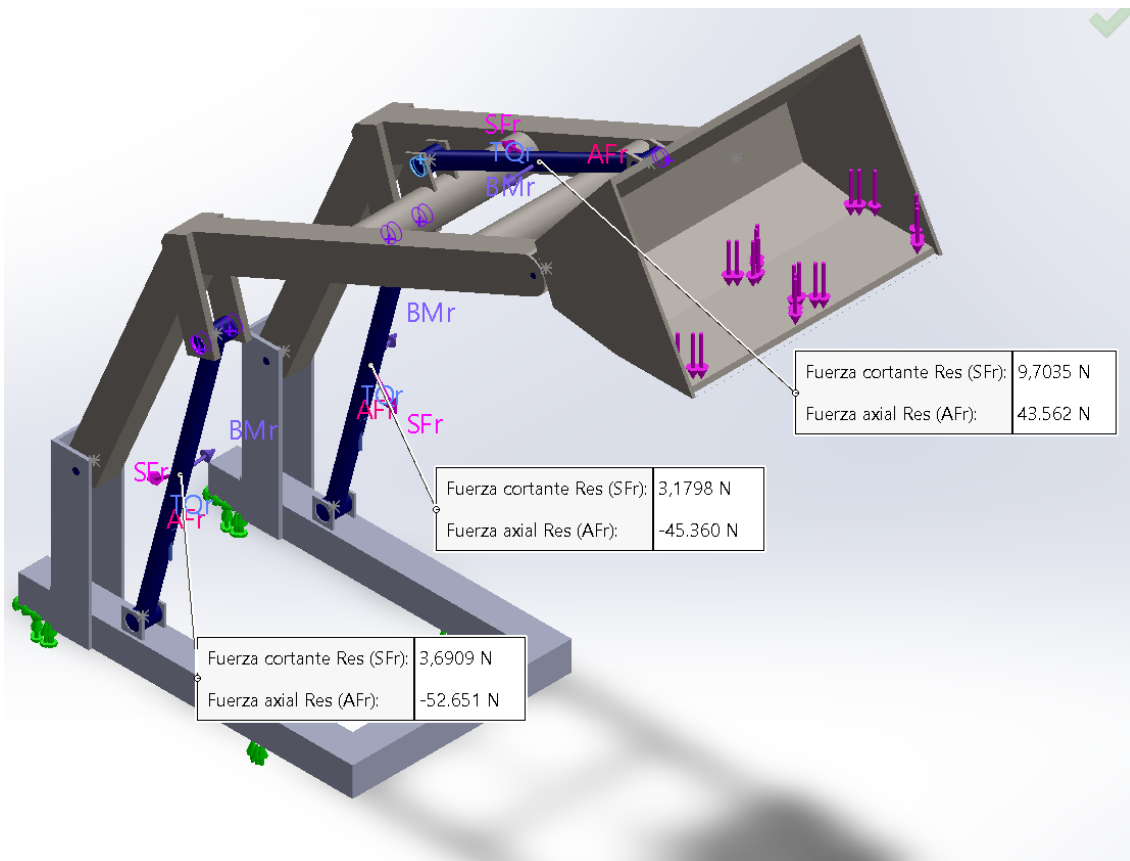


IMAGEN 125: Fuerzas ejercidas por los cilindros 1, 2 y 3, en la posición 8 con distribución de carga asimétrica

Reacciones:

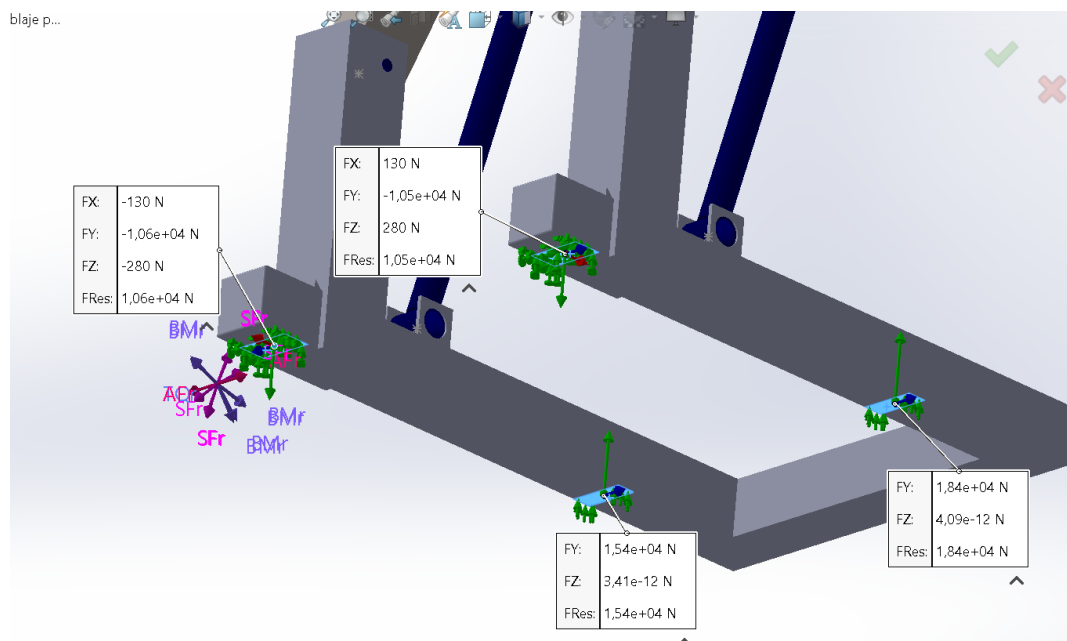


IMAGEN 126: Reacciones en los puntos 2, 32, 7 y 37, en la posición 8 con distribución de carga asimétrica