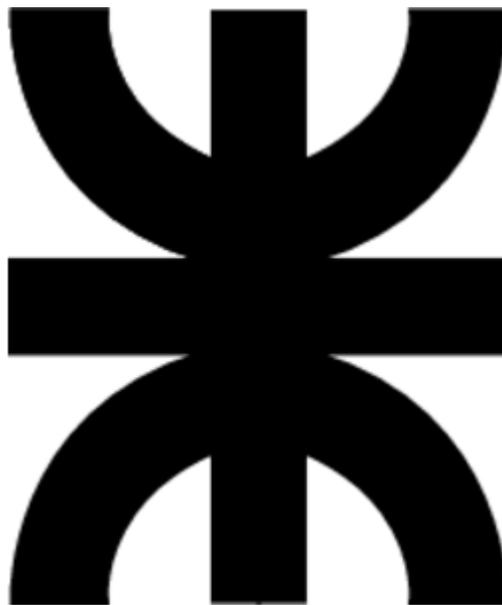


**Universidad Tecnológica Nacional  
Facultad Regional Villa María**

**Ingeniería Mecánica**



**Proyecto Final**

**Recolector de Megafardos**

Docentes:

Ing. Di Cola, Américo  
Ing. Costamagna, Marcelo

Alumno:

Adorante, Raúl

Fecha:

05/10/2017

Villa María, 5 de octubre de 2017

En la mesa de examen del día de la fecha, el alumno Adorante Raúl Emiliano, presentó el trabajo de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica. El tribunal examinador estuvo compuesto por el Profesor Titular de la cátedra Proyecto Final, Ingeniero Américo Di Cola, el Profesor Jefe de Trabajos Prácticos, Ingeniero Costamagna Marcelo y por el Jefe de Departamento de Ingeniería Mecánica, Ingeniero Fernández Huber.

El tribunal examinador determinó que el alumno aprobó el examen con la siguiente calificación.....

X

---

Ing. Américo Di Cola  
Titular de cátedra

X

---

Ing. Marcelo Costamagna  
Jefe de trabajos prácticos

X

---

Ing. Huber Fernández  
Jefe de departamento

## Índice

<b>ÍNDICE</b> .....	<b>3</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>8</b>
<b>CONTEXTO DE TRABAJO</b> .....	<b>9</b>
Producción de forraje.....	9
Ventajas del uso de Mega fardos.....	12
<b>DESCRIPCIÓN</b> .....	<b>13</b>
<b>FUNCIONAMIENTO</b> .....	<b>15</b>
<b>OBJETIVOS</b> .....	<b>18</b>
<b>CAPITULO 1</b> .....	<b>19</b>
<b>DESCRIPCIÓN Y CÁLCULOS DE SUBCONJUNTO RAMPA</b> .....	<b>20</b>
1-1) Cálculo chapa rampa de carga .....	20
1-2) Cálculo crucero rampa.....	22
1-3) Cálculo viga rampa .....	27
1-4) Cálculo del travesaño rampa .....	30
1-5) Comprobación del perno del cilindro rampa .....	32
1-6) Cálculo buje perno articulación rampa-plataforma .....	33
1-7) Comprobación del perno articulación rampa-plataforma .....	34
<b>CAPITULO 2</b> .....	<b>36</b>
<b>DESCRIPCIÓN Y CÁLCULO SUBCONJUNTO PLATAFORMA</b> .....	<b>37</b>
2-1) Cálculo de viga plataforma.....	37

2-2) Soldadura orejas anclaje cilindro-----	40
2-3) Soldadura de las costillas de anclaje de cilindro telescópico -----	43
2-4) Cálculo de los brazos de descarga-----	45
2-5) Cálculo de la plataforma en posición vertical -----	48
2-6) Cálculo soldadura de costillas en posición traseras en posición de descarga-----	49
2-7) Cálculo de las soldaduras de las orejas-----	52
2-8) Cálculo del buje del eje de vuelco-----	54
2-9) Verificación de las orejas de vuelco de la plataforma -----	54
2-10) Cálculo de la viga soporte de brazo de descarga-----	56
2-11) Soldadura viga soporte de brazo de descarga -----	58
2-12) Soldadura orejas viga brazo de descarga -----	60
2-13) Verificación del perno de cilindro hidráulico -----	62
2-14) Verificación del perno de brazo de descarga-----	63
<b>CAPITULO 3 -----</b>	<b>65</b>
<b>DESCRIPCIÓN Y CÁLCULO DE BARANDAS Y COLUMNAS DE CONTENCIÓN -----</b>	<b>66</b>
3-1) Cálculo de barandas-----	66
3-2) Cálculo de columnas -----	70
3-3) Cálculo de tornillos -----	75
<b>CAPITULO 4 -----</b>	<b>79</b>
<b>DESCRIPCIÓN Y CÁLCULO SUBCONJUNTO COLECTOR-----</b>	<b>80</b>
4-1) Cálculo del marco -----	80
4-2) Cálculo de los brazos del recolector -----	82
4-3) Verificación de las púas -----	85
4-4) Verificación de la biela de articulación -----	87

4-5) Verificación de vástago del cilindro hidráulico-----	89
<b>CAPITULO 5 -----</b>	<b>91</b>
<b>DESCRIPCIÓN Y CÁLCULO DEL CHASIS -----</b>	<b>92</b>
5-1) Cálculo de la viga delantera-----	92
5-2) Cálculo de la lanza -----	100
5-3) Verificación de los tornillos de sujeción-----	103
5-4) Verificación de la soldadura de las orejas del soporte cilindro-----	105
5-5) Verificación del perno unión chasis-lanza -----	108
5-6) Verificación del perno enganche delantero-lanza-----	110
5-6) Cálculo viga trasera-----	111
5-7) Cálculo de las vigas laterales -----	115
5-8) Verificación de la viga soporte cilindro telescópico -----	121
5-9) Verificación de la viga soporte cilindro recolector -----	127
5-10) Verificación del eje pivot chasis-plataforma -----	129
5-11) Verificación del buje del eje de vuelco-----	130
5-12) Verificación de las orejas del chasis eje de vuelco -----	131
5-13) Verificación de las soldaduras de las orejas del chasis eje de vuelco-----	132
5-14) Verificación del buje de las orejas del chasis eje de vuelco -----	135
<b>CAPITULO 6 -----</b>	<b>137</b>
<b>DESCRIPCIÓN Y CÁLCULO DE EJES Y BALANCINES -----</b>	<b>138</b>
6-1) Cálculo de los ejes -----	138
6-2) Selección de rodamientos-----	141
6-3) Cálculo de los balancines -----	144
6-4) Verificación de los remaches del soporte de los elásticos-----	146

6-5) Verificación de los pernos de montaje de la cubierta	147
6-6) Verificación del perno pasador balancín	149
6-7) Cálculo de elásticos	150
6-8) Selección de neumáticos	152
<b>CAPITULO 7</b>	<b>153</b>
<b>DESCRIPCIÓN Y CÁLCULO DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENAS</b>	<b>154</b>
7-1) Cálculo Eje Motor Hidráulico	154
7-2) Cálculo de engranajes para la reducción	161
7-3) Cálculo eje Transmisión de Cadenas	163
7-4) Selección de Rodamientos	169
7-5) Selección de Piñones y Cadenas	170
7-6) Cálculo de chavetas	172
<b>CAPITULO 8</b>	<b>176</b>
<b>DESCRIPCIÓN Y CÁLCULO DE SISTEMA HIDRÁULICO</b>	<b>177</b>
8-1) Cálculo del cilindro hidráulico telescópico	177
8-2) Cálculo de la potencia necesaria para el cilindro de la lanza	183
8-3) Cálculo de la potencia para cilindro recolector	184
8-4) Cálculo de la potencia cilindro rampa	187
8-5) Cálculo de la potencia necesaria para el motor hidráulico sistema de cadenas	189
8-6) Cálculo de las tuberías	190
8-7) Cálculo de tuberías primarias	194
8-8) Cálculo de las pérdidas de carga	195
8-9) Pérdida de carga en tuberías principales	201
8-10) Diseño del circuito hidráulico	203

<b>CONCLUSIÓN</b>	<b>204</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>205</b>
<b>ANEXO</b>	<b>206</b>
Planimetría	206
<b>REGISTRO DE PLANOS</b>	<b>207</b>
Subconjunto chasis	207
Subconjunto plataforma	208
Subconjunto ejes-elásticos	209
Subconjunto recolector	210
Subconjunto rampa	210
Subconjunto columnas-barandas	211
Subconjunto lanza	212
Subconjunto brazos de descarga	212
Subconjunto transmisión por cadenas	213

## **Introducción**

En el siguiente informe se hará una presentación del proyecto denominado “Recolector de Megafardos” correspondiente a la asignatura “Proyecto Final” de la carrera de grado de Ingeniería Mecánica. El mismo comprende el diseño y desarrollo, calculo, confección de planos de dicho equipo, con el objeto aplicar conceptos adquiridos durante el cursado de la carrera.

Con respecto al proyecto, la finalidad es realizar la manipulación de megafardos desde su lugar de producción y transportarlos hacia su correspondiente lugar de almacenaje o distintos puntos de dentro del establecimiento productivo.

Este equipo ha sido diseñado con el objetivo de poder operar en lotes forrajeros, dañando lo menos posible los cultivos existentes en estos terrenos, priorizando una sencilla operación, un fácil mantenimiento y muy confiable, y así reducir los tiempo de trabajo para este tipo de actividad.

## **Contexto de trabajo**

### **Producción de forraje**

En las instalaciones agropecuarias, el forraje utilizado para la alimentación del ganado es de fundamental importancia, siendo uno de los insumos que más influye en la rentabilidad para la producción animal. El proceso en el cual el forraje verde es convertido en forraje más o menos seco para que pueda ser conservado durante largo tiempo y ofrecido a los animales en el momento de escasez. El procedimiento para la conservación de estos insumos se pueden separar según: la inversión de capital y simplicidad de elaboración.

- Heno y Ensilado son más simples, los puede llevar a cabo el productor y exige inversiones de capital.
- Henilaje requiere más inversión.

Las operaciones principales para el proceso de henificación son el segado, segado – acondicionado, el hilerado, el empaque, el manejo y almacenaje de las pacas:

Segado: es la primera operación en el proceso de recolección, y consiste en cortar el tallo del resto de la planta. El segado puede ser manual o mecanizado.



**Figura 1.** Segado mecánico

Hilerado: los rastrillos son máquinas que trabajan después de las segadoras, efectuando sobre el forraje las operaciones de remoción, esparcido, con el fin de favorecer la aireación y secado del forraje.



**Figura 2.** Operación de hilerado

**Empacado:** una vez que el forraje ya está deshidratado en el campo, se realiza el empacado, que consiste en recoger este forraje y formar paquetes comprimidos o fardos, los cuales son atados y expulsados automáticamente por la misma máquina.

Existen en el mercado una gran variedad de empacadoras, con amarre de hilo o amarre de alambre, que forman prismas o rollos, con diferentes capacidades de prensado, siendo las principales:

1) Para volúmenes pequeños:

Empacadoras tradicionales, elaboran pacas rectangulares de 20 a 25 kg de peso, longitud variable. Sujetan el forraje con hilo o con alambre.

2) Para grandes volúmenes, se tienen dos opciones:

Empacadoras de rollo, confeccionan fardos de forma cilíndrica. Se puede variar tanto el diámetro su peso. Sujetan el forraje con hilo o malla. El tamaño más común de los rollos es 1.2 m de ancho por 1.5 m de diámetro y un peso promedio de 400 kg. El uso de las empacadoras de rollos tiene un costo de operación bajo y requiere mayor espacio en el transporte y almacenaje.



**Figura 3.** Producción de rollo

3) Empacadoras gigantes, confeccionan grandes prismas o también llamados mega fardos. Existen varios tamaños de empacadoras, todas ellas anudan con hilo. Una de ellas, la más común, confecciona fardos de 450 kg de heno y con dimensiones de 0,80 m de ancho, 0,90 m de altura y una longitud de 2,50 m. Con estas empacadoras, se obtiene: ahorro de mano de obra; mayor capacidad de empaque y un uso eficiente del espacio en transporte y almacenaje.

Una vez confeccionadas los fardos, es necesario recogerlas del campo para seguir con las labores culturales del cultivo.



**Figura 4.** Forma tradicional de sacar el forraje del campo

Al mismo tiempo, con el desarrollo de los sistemas de empaque, se han desarrollado sistemas de recolección (carga, descarga) de los fardos, así como de almacenaje. Cada establecimiento determina la forma más eficiente y económica que se adapte a sus necesidades.



**Figura 5.** Producción y almacenaje de mega fardos

### Ventajas del uso de Mega fardos

Se ahorra en transporte ya que su mejor ubicación en el camión respecto de los rollos permite llevar mayor cantidad de kg.

Al estar cortada la fibra, no es necesario el empleo de desmenuzadores o moledoras con lo cual se produce un ahorro en energía, tiempo y desgaste de maquinarias.

El manejo de los megos fardos se realiza con el mismo pinche que para los rollos, pero su estiba es más eficiente ya que se aprovecha mejor el espacio.

Debido a su forma prismática se puede almacenar aprovechando mejor el espacio, ya sea a campo abierto o en un ambiente cerrado



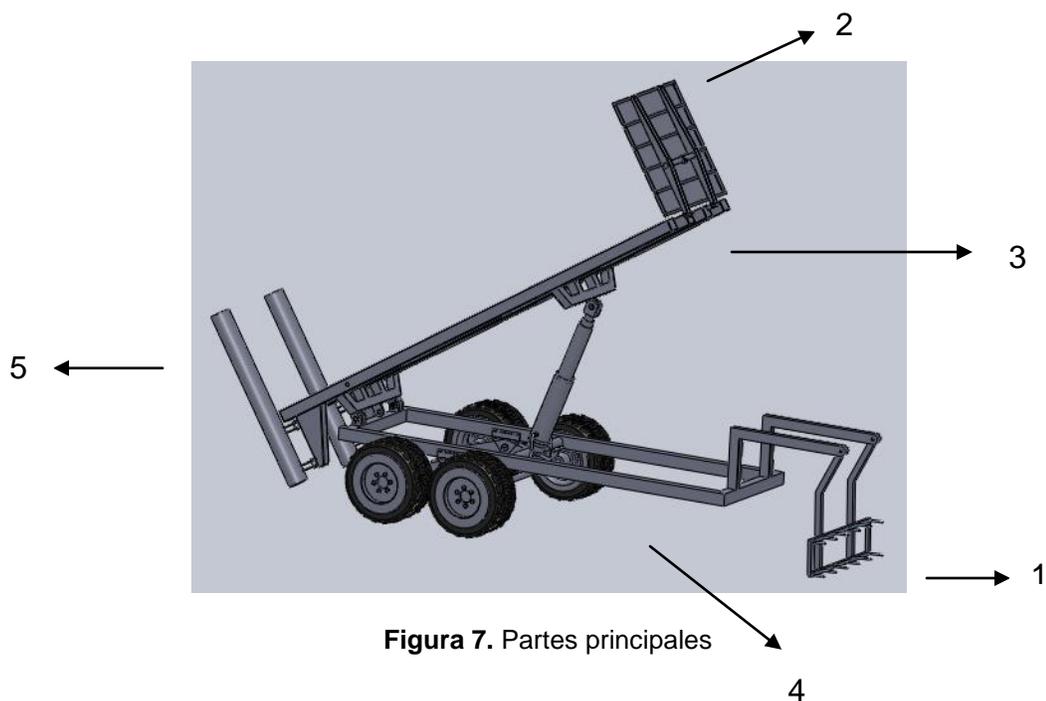
**Figura 6.** Almacenaje interior y exterior

## Descripción

El diseño de nuestra maquina está enfocado en conseguir un producto sencillo y funcional, prestando atención a los aspectos técnico-económicos.

Los componentes principales de la maquina son:

1. Brazos recolectores
2. Rampa de carga
3. Plataforma de carga
4. Chasis
5. Brazos de descarga



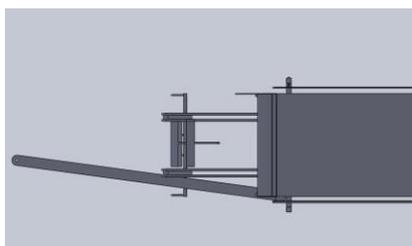
Nuestros esfuerzos se centran en conseguir un equipo sencillo y funcional, capaz de funcionar con una fuente de potencia hidráulica necesaria para accionar los distintos componentes del equipo, una fuente de potencia mecánica capaz de remolcarlo, y una toma de corriente, requisitos con los que cuentan la mayoría de los tractores.

El sistema hidráulico de la máquina, constará línea hidráulica principal compuesta por dos conductos, una llevará el fluido hidráulico desde el tractor y la otra

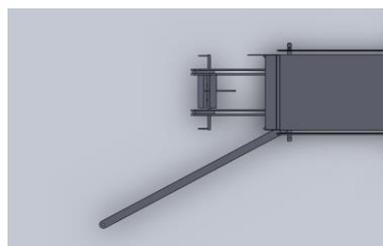
posibilitará el retorno del fluido al mismo. Los distintos actuadores del equipo recibirían la potencia hidráulica a través de líneas secundarias que derivarán de la principal, las válvulas direccionales serían comandadas eléctricamente y se encontrarían ubicadas entre las líneas secundarias y el actuador. Este sistema ofrece la posibilidad de tener un circuito hidráulico reducido, ya que al comandar eléctricamente las distintas válvulas direccionales requeriremos de líneas eléctricas entre el operario y la máquina en lugar de líneas hidráulicas.

### Funcionamiento

La máquina consta de una lanza enganche capas de pivotar en un eje mediante un cilindro hidráulico, lo que permite alinear el equipo con el tractor que lo remolca, esta posición es la adecuada para el traslado del mismo, ya sea que este cargado o no. Este sistema además permite desalinearse con el tractor, la tarea de recolección de mega fardos en el campo se realiza en esta posición.

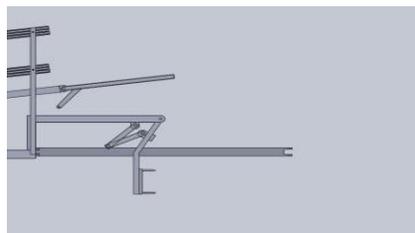


**Figura 1a.** Posición de transporte

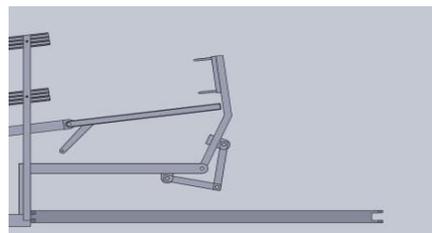


**Figura 1b.** Posición de trabajo

La tarea de recolección de mega fardos es realizada por el brazo recolector, el cual sujeta el fardo que se encuentra en el suelo mediante púas, y lo eleva hasta la rampa de carga por accionamiento de un cilindro hidráulico que transmite el movimiento a través de dos bielas, que son las que posibilitan el giro de 180°.

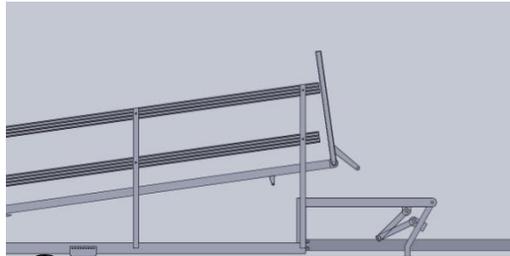


**Figura 2a.** Momento de recolección



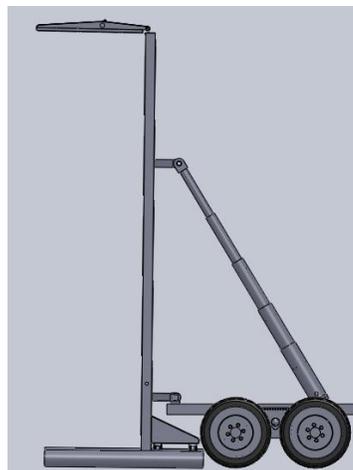
**Figura 2b.** Instante que deposita la carga

El apilado de los fardos es llevado a cabo por la rampa de carga, esta permanece alineada con la plataforma auto descargable mientras el brazo recolector realiza su tarea, una vez que esta recibe dos fardos gira 90° colocándolos en la plataforma, este movimiento es realizado por un cilindro hidráulico.



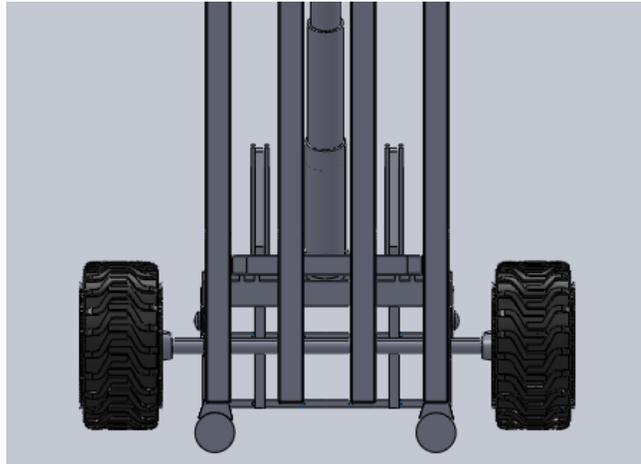
**Figura 3.** La rampa deposita los fardos sobre la plataforma

Una vez que se completó la carga de la plataforma auto descargable y se desea descargar, dicha plataforma gira hasta ponerse en posición totalmente vertical, esto permite descargar los fardos por gravedad, la descarga es controlada por los brazos de descarga. El movimiento de giro de la plataforma es accionado por un cilindro hidráulico telescópico.



**Figura 4.** Posición de descarga de la plataforma

Los brazos de descarga son los responsables de contener los megos fardos, sobretudo en el momento de la descarga cuando la plataforma auto descargable se encuentra en posición vertical, sin embargo la función más crítica de los mismos es depositar de forma segura los fardos sobre el suelo, evitando que estos se desplomen y caigan. El movimiento de estos se realiza mediante un cilindro hidráulico, que acciona un conjunto de bielas que garantizan la apertura sincronizada de ambos brazos.



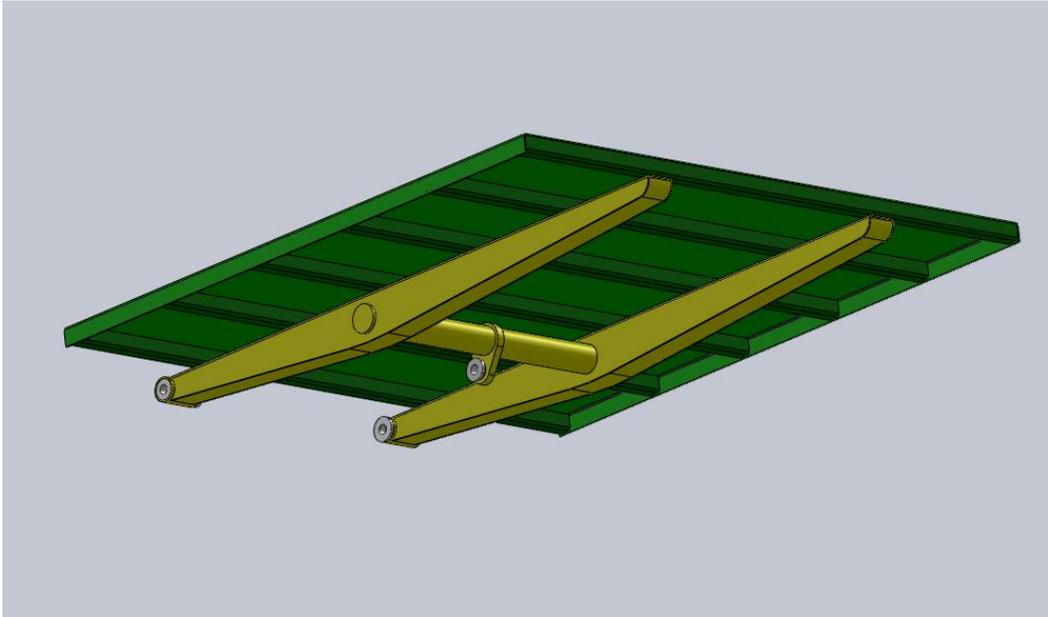
**Figura 5.** Brazos de descarga

El chasis tiene la función de contener los mecanismos descritos anteriormente, siendo capaz de soportar los esfuerzos generados por estos, integrándolos para formar una máquina capaz de realizar la tarea para la que fue diseñada.

### **Objetivos**

El objetivo de este proyecto es el diseño de un equipo capaz de brindar una solución al productor agropecuario a la hora recolectar y manipular los mega fardos, de manera que este pueda reducir el tiempo de trabajo requerido para estos fines y producir un menor deterioro al forraje por causas de aplastamiento de los cultivos.

**CAPITULO 1**



### Descripción y cálculos de subconjunto Rampa

La rampa de carga es el componente de la maquina cuya función es la de depositar los megafardos en la plataforma de carga. Cuando este contiene completa su capacidad de carga (2 megafardos), por medio de un cilindro hidráulico, la rampa pivoteará en la articulación que lo une a la plataforma y depositará los megafardos sobre la plataforma de carga.

A continuación se realizarán los cálculos de verificación de los distintos componentes que conforman este subconjunto.

#### 1-1) Cálculo chapa rampa de carga

Se comprobará la tensión de trabajo y la flecha máxima de la chapa que conforma la rampa de carga.

Datos de entrada:

- Pesos de fardo 450 kg
- Largo chapa 2 m
- Ancho de chapa 2 m
- Calibre chapa 4.7 mm
- Peso chapa  $37.68 \text{ kg/ m}^2$

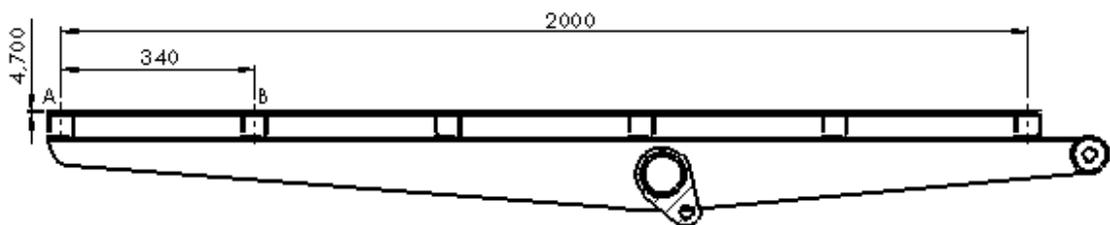


Figura 1.1. Dimensiones de la chapa

Cálculo estático del tramo AB con carga distribuida:

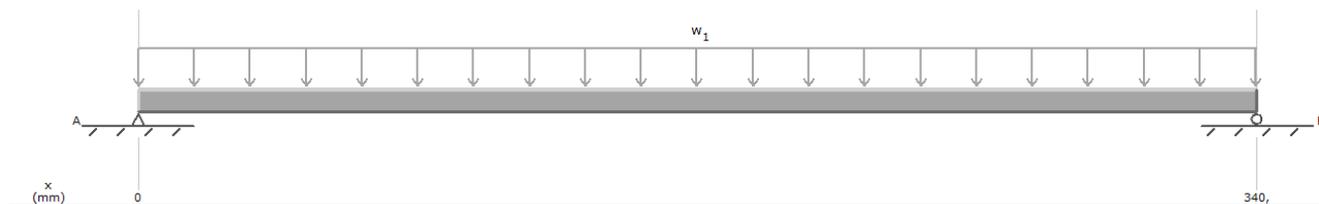
Carga distribuida de la chapa

$$Q_c = \frac{\text{peso de los fardos} + \text{peso chapa}}{\text{longitud de la chapa}}$$

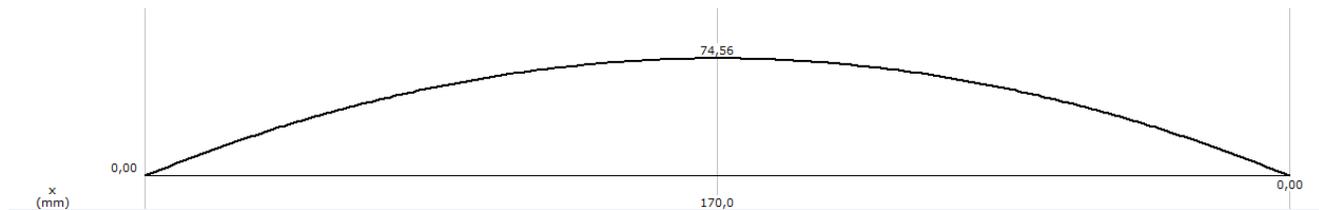
$$Q_c = 5.25 \frac{kg}{cm}$$

(Separación entre apoyos)  $l_{AB}=340$  mm

Considerando la flexión con carga uniforme a lo largo de viga:



**Figura 1.2.** Carga sobre la chapa de tramo AB



**Figura 1.3.** Momento flector de la chapa

$$M_{fmax} = \frac{Q_c \cdot l_{AB}^2}{8} = \frac{5.25 \frac{kg}{cm} \cdot (34cm)^2}{8} = 708 \text{ kgcm}$$

Momento flector máximo= 759 kg cm en L=17 cm

Módulo resistente de la chapa:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{200 \cdot (0,47)^2}{6} = 7.4 \text{ cm}^3$$

Tensión máxima de trabajo de la chapa:

$$\sigma = \frac{M_{f_{max}}}{W} = \frac{759}{7.4} = 103 \frac{kg}{cm^2}$$

Para una chapa de acero F-24 cuya tensión de fluencia es de 2400 kg/ cm<sup>2</sup> el coeficiente de seguridad será el siguiente:

$$N = \frac{\sigma_f}{\sigma} = \frac{2400}{103} = 23$$

La chapa seleccionada y las dimensiones propuestas verifican con el coeficiente de seguridad para la condición de resistencia.

Ahora realizamos la verificación para la deformación:

Flecha máxima:

$$y_{max} = \frac{L}{1000} = \frac{340}{1000} = 0.34 \text{ mm (1)}$$

$$y = \frac{5 * F * l^3}{384 * E * I}$$

$$F = Q_c * l_{ab} = 5.25 * 34 = 179 \text{ kg}$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} = \frac{200 * (0.47)^3}{12} = 1.7 \text{ cm}^4$$

$$y = \frac{5 * 179 * 34^3}{384 * 2.1 \times 10^6 * 1.7} = 0.025 \text{ cm} \cong 0.25 \text{ mm (2)}$$

Verifica la deformación ya que el valor de **(2) < (1)**.

Si bien el coeficiente de seguridad es muy alto, se optará por dejar esta chapa, ya que con un espesor menor reduciría el coeficiente de seguridad pero no verificaría el límite de deformación.

## 1-2) Cálculo crucero rampa

Los cruceros son los encargados de soportar la chapa. Estos están contruidos con chapa plegada formando un perfil U.

Datos de entrada:

- Separación entre crucero 340 mm
- Longitud de los crucero 2 m
- Calibre chapa 4,7 mm
- Peso chapa 37,68 kg/m<sup>2</sup>
- Ancho del perfil 50 mm
- Altura del perfil 50 mm

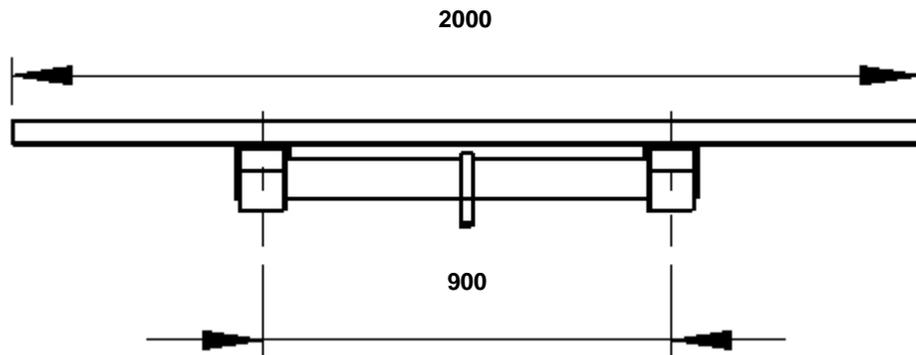


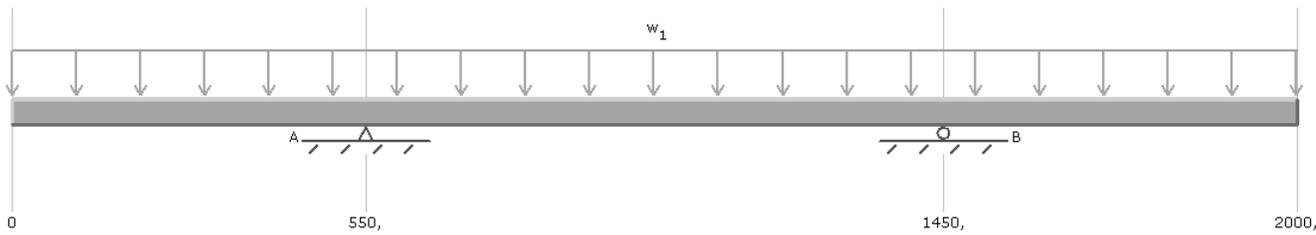
Figura 1.4. Dimensiones cruceros

Carga distribuida sobre el cruceo

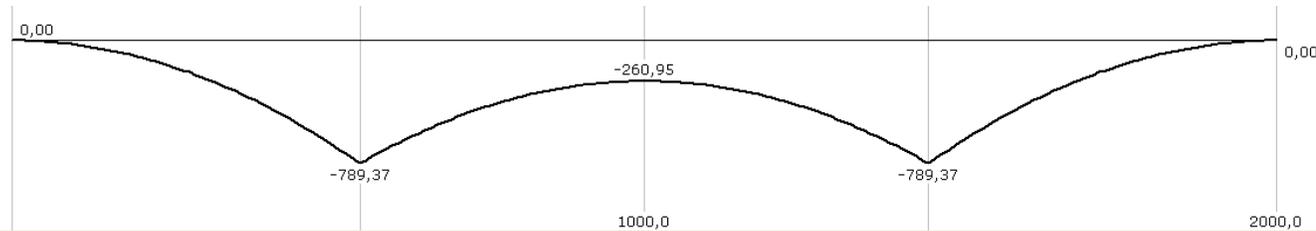
$$Q_{cr} = \frac{\text{Peso del cruceo}}{\text{Longitud del cruceo}} + \text{Carga distribuida calculada para la chapa}$$

$$Q_{cr} = 0,06 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} + 5,26 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

$$Q_{cr} = 5,32 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$



**Figura 1.5.** Diagrama de cargas crucero



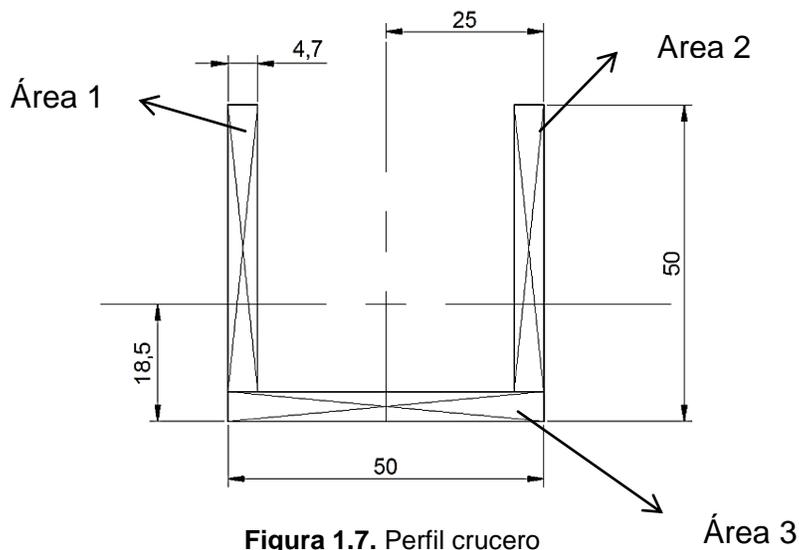
**Figura 1.6.** Momento flector de la chapa crucero

$$R_a = R_b = 532.5 \text{ kg}$$

$$M_{f_{max}} = 8046 \text{ kgcm en } x = 550 \text{ mm y } x = 1450 \text{ mm}$$

Como se ve en la figura 1.6, los momentos máximos se encuentran en los apoyos.

Para el cálculo estático por resistencia calculamos el momento de inercia del perfil del crucero aplicando Steiner. Para ello se proponen las siguientes dimensiones:



**Figura 1.7.** Perfil crucero

Cálculo del momento de inercia del crucero:

Ingeniería Mecánica

$$I = \frac{b * h^3}{12}$$

$$I_1 = I_2 = \frac{0,47cm * (4,53cm)^3}{12} = 43,7cm^4$$

$$I_3 = \frac{5cm * (0,47cm)^3}{12} = 0,043cm^4$$

$$A_1 = A_2 = 0,47cm * 4,53cm = 2,13cm^2$$

$$A_3 = 5cm * 0,47cm = 2,35cm^2$$

$$A_t = A_1 + A_2 + A_3 = 6,61cm^2$$

$$Y_1 = Y_2 = 2,735cm$$

$$Y_3 = 0,235cm$$

Cálculo del centro de gravedad:

$$C_g = \frac{A_1 * Y_1 + A_2 * Y_2 + A_3 * Y_3}{A_t} = 1,85cm$$

$$d_1 = d_2 = 0,9cm$$

$$d_3 = 1,62cm$$

$$I_{xx} = (I_1 + A_1 * d_1^2) + (I_2 + A_2 * d_2^2) + (I_3 + A_3 * d_3^2) = 140,1cm^4$$

Cálculo del módulo resistente del crucero:

$$W = \frac{140,1cm^4}{3,15cm} = 44,5 cm^3$$

Cálculo de la tensión máxima seleccionado un material acero F-24:

$$\sigma_{max} = \frac{Mf_{max}}{W} = \frac{8046}{44,5} = 181 \frac{kg}{cm^2}$$

Verificamos el coeficiente de seguridad:

$$N = \frac{\sigma}{\sigma_{max}} = \frac{2400}{181}$$

$$N = 13$$

Cálculo de las flechas máximas:

Flecha en el voladizo:

Longitud: 550 mm

$$y = \frac{Q_{cr} * l^4}{8 * E * I} = \frac{5.36 * 200^4}{8 * 2.1 \times 10^6 * 140.1}$$
$$y = 0.021 \text{ cm} \cong 0.21 \text{ mm} \quad (3)$$

Flecha máxima admisible para el voladizo:

$$y_{max} = \frac{L}{1000} = \frac{550}{1000} = 0.55 \text{ mm} \quad (4)$$

Flecha en la parte simplemente apoyada:

Longitud: 900 mm

$$y = \frac{5 * Q_{cr} * l^4}{384 * E * I} = \frac{5 * 5.36 * 200^4}{384 * 2.1 \times 10^6 * 140.1}$$
$$y = 0.0156 \text{ cm} \cong 0.156 \text{ mm} \quad (5)$$

Flecha máxima admisible para la parte simplemente apoyada:

$$y_{max} = \frac{L}{1000} = \frac{900}{1000} = 0.9 \text{ mm} \quad (6)$$

Verifican tanto los criterios de resistencia ( $N=13$ ) como los de deformación ( $3 < 4$  y  $5 < 6$ ). Debido a los resultados obtenidos y se ve que este componente quedó sobredimensionado con lo que podría recalcularse utilizando un calibre de chapa menor, con lo que se lograría un ahorro de material y el peso de esta estructura.

### 1-3) Cálculo viga rampa

Las vigas de la rampa son las encargadas de resistir los esfuerzos transmitidos por los cruceros. Para esto, necesitamos conocer los esfuerzos actuantes sobre estos.

Cálculos de las fuerzas ejercidas por los cruceros:

$$F_1 = \text{peso chapa} + \text{peso fardo} + \text{peso crucero}$$

$$\text{area chapa} = 200 \text{ cm} * 39 \text{ cm} = 7800 \text{ cm}^2$$

$$W_{ch} = \text{area chapa} * \text{peso chapa}$$

$$W_{ch} = 7800 \text{ cm}^2 * 0,003768 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$W_{ch} = 29,39 \text{ kg}$$

$$\text{peso fardo} = \frac{\text{peso total}}{5}$$

$$\text{peso fardo} = \frac{900}{5}$$

$$\text{peso fardo} = 180 \text{ kg}$$

$$\text{peso crucero} = \text{area crucero} * \text{peso chapa}$$

$$\text{área crucero} = 15 \text{ cm} * 200 \text{ cm}$$

$$\text{area crucero} = 3000 \text{ cm}^2$$

$$\text{peso crucero} = 3000 \text{ cm}^2 * 0,003768 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{peso crucero} = 11,3 \text{ kg}$$

$$F_1 = 29,39 \text{ kg} + 180 \text{ kg} + 11,3 \text{ kg}$$

$$F_1 = 220,52 \text{ kg}$$

Estas fuerzas están soportadas en partes iguales por 2 vigas, por lo que la fuerza neta que transmite cada crucero a las vigas es:

$$F_{viga} = \frac{F_1}{2} = 110,26 \text{ kg}$$

Los cruceros que se encuentran en los extremos de la rampa soportan la mitad de la fuerza anteriormente calculada:

$$F_{extremos} = \frac{F_{viga}}{2} = 55,13 \text{ kg}$$

Las fuerzas actuantes quedan:

$$P_1 = P_6 = 55,13 \text{ kg}$$

$$P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = 110,26 \text{ kg}$$

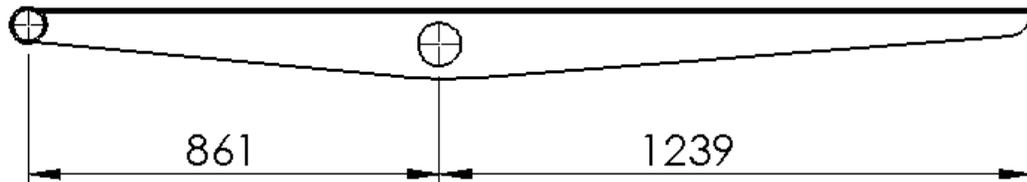


Figura 1.8. Perfil viga rampa

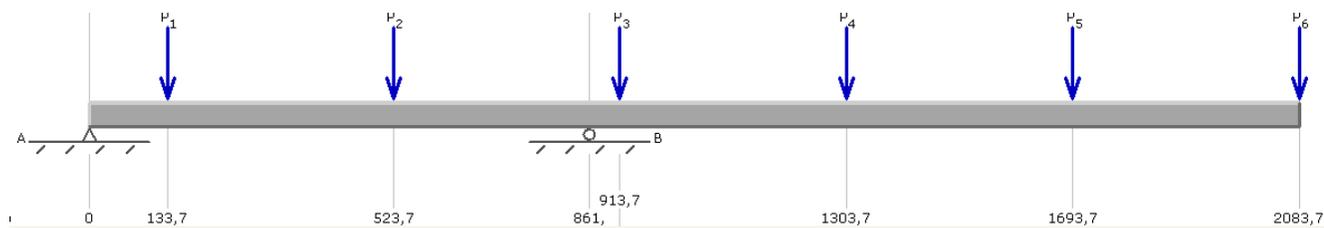


Figura 1.9. Diagrama de cargas

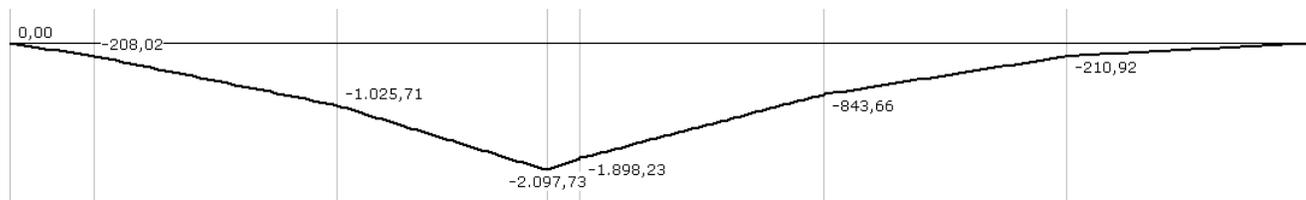


Figura 1.10. Diagrama momento flector

Reacciones de vínculo:

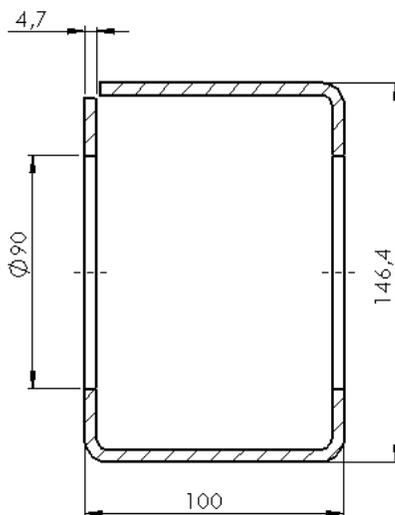
$$R_b = 709,17 \text{ kg}$$

$$R_a = 158,45 \text{ kg}$$

Cálculo de la tensión máxima:

$$M_{f_{max}} = 21385 \text{ kgcm en } x = 861 \text{ mm}$$

Cálculo del momento de inercia:



**Figura 1.11.** Perfil y dimensiones viga

$$I_{xx} = \frac{b * h^3}{12} - \frac{[(b - 2 * e) * (h - 2 * e)]^3}{12} - \left\{ \frac{[b' * h'^3]}{12} * 2 \right\}$$

$$I_{xx} = \frac{10 * 14,6^3}{12} - \frac{[(10 - 2 * 0,47) * (14,6 - 2 * 0,47)]^3}{12} - \left\{ \frac{[0,47 * 9^3]}{12} * 2 \right\}$$

$$I_{xx} = 569,5 \text{ cm}^4$$

Máxima tensión viga:

$$\sigma = \frac{M_{f_{max}}}{I_{xx}} * c$$

$$\sigma = \frac{21406,73 \text{ kgcm}}{569,5 \text{ cm}^4} * 7,3 \text{ cm}$$

$$\sigma = 274,12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{2400}{274,12} = 8,8$$

Las dimensiones propuestas cumplen con las condiciones de resistencia. Se podría recalcular dimensionado nuevamente la viga y reduciendo su tamaño con el fin de ahorrar material y disminuir su peso.

#### 1-4) Cálculo del travesaño rampa

A continuación calcularemos el esfuerzo  $P_1$  que forma un ángulo de  $20^\circ$  con la vertical, realizada por el cilindro hidráulico sobre el travesaño de la rampa para accionar la misma.

Datos de entrada:

$$R_a = R_b = 709,17kg$$

$$P_v = 2 * R_a = 1418,34 kg$$

$$P_1 = \frac{P_v}{\cos(20^\circ)}$$

$$P_1 = 1509,37 kg$$

$$d_e = 88.9 mm$$

$$d_i = 76.1 mm$$

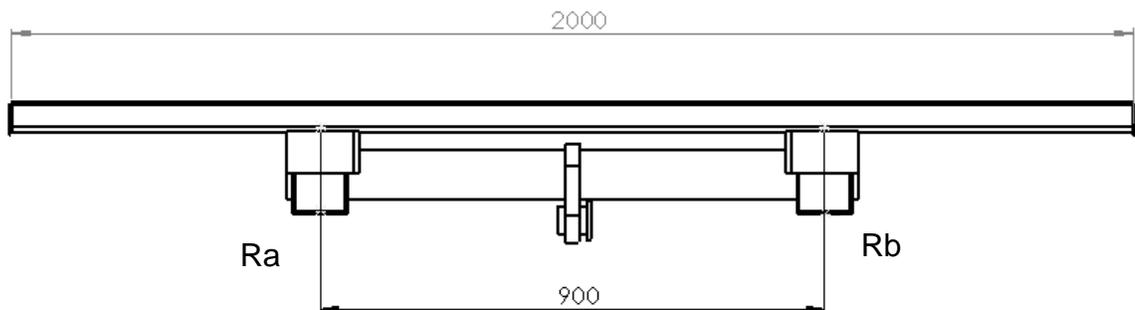


Figura 1.12. Dimensión travesaño

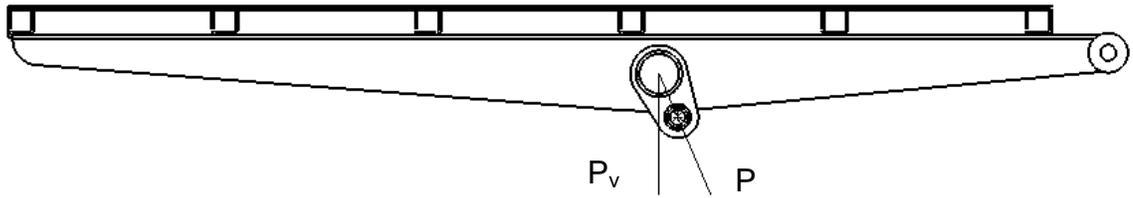


Figura 1.13. Fuerzas actuantes sobre travesaño

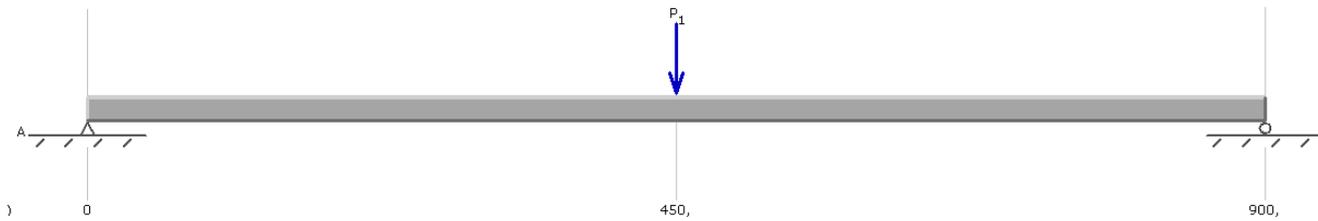


Figura 1.14. Diagrama de cargas travesaño

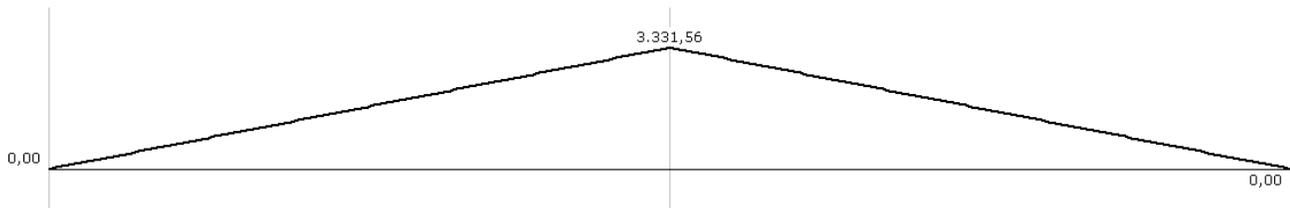


Figura 1.15. Diagrama momento flector

$$M_{f_{max}} = 33960,86 \frac{kg}{cm^2}$$

$$I_{xx} = \frac{\pi}{64} * (d_e^4 - d_1^4)$$

$$I_{xx} = \frac{\pi}{64} * (8.89^4 - 7.61^4)$$

$$I_{xx} = 148,79cm^4$$

Tensión máxima es:

$$\sigma = \frac{M_{f_{max}}}{I_{xx}} * c$$

$$\sigma = 1014,54 \frac{kg}{cm^2}$$

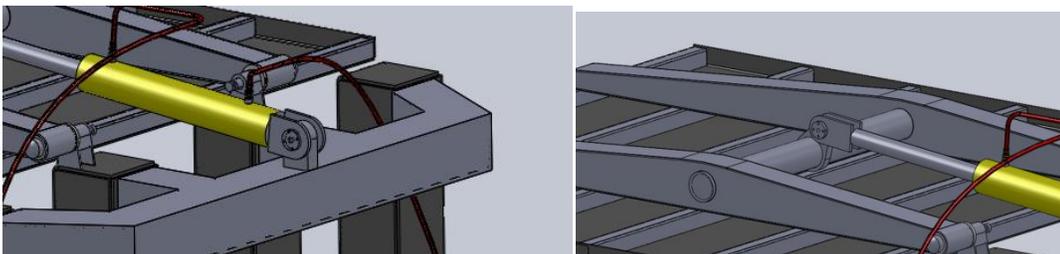
$$N = \frac{2400}{1014,56}$$

$$N = 2,37$$

El componente diseñado, mediante los cálculos efectuados, verifica las dimensiones y el material propuesto, ya que el coeficiente está dentro de los resultados razonables.

### 1-5) Comprobación del perno del cilindro rampa

Es el perno encargado de articular el cilindro hidráulico con la rampa de carga y la plataforma. Este movimiento se realiza para trasladar los fardos desde la rampa hacia la plataforma.

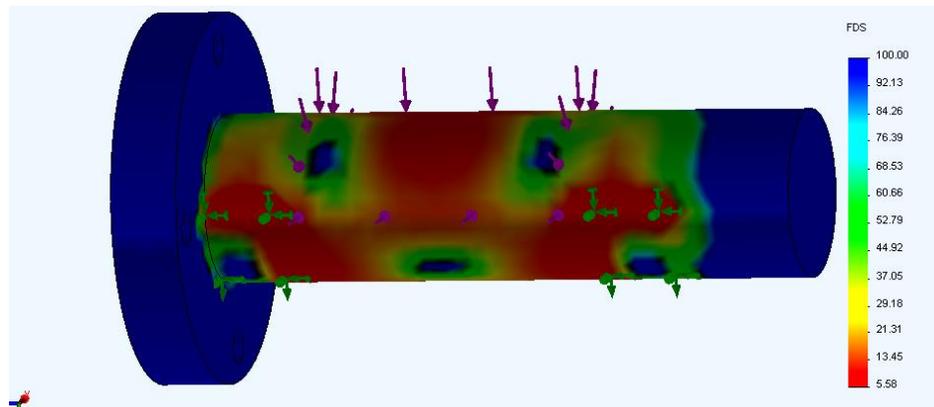


**Figura 1.16.** Esquema de perno

Mediante una simulación en el software solidworks se obtendrá el coeficiente de seguridad correspondiente a los esfuerzos aplicados sobre este componente.

Serán construidos por acero 1020 templado, su diámetro será de 25.4 mm y su longitud de 90 mm

El criterio de cálculo utilizado será para materiales dúctiles, más precisamente el de von Mises.



**Figura 1.17.** Coeficiente de seguridad coeficiente de von Mises

$$N = 5.58$$

Verifica las condiciones de resistencia. Debido a que el coeficiente es alto se podría rediseñar usando un diámetro menor y ahorrar así material.

### 1-6) Cálculo buje perno articulación rampa-plataforma

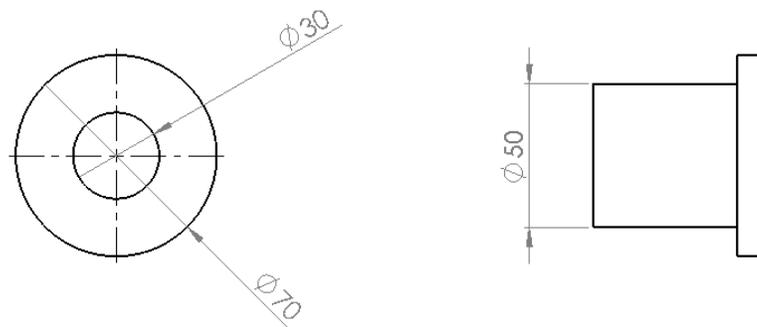
Material del buje poliamida 6 (grilón).

Resistencia a la compresión 150/280 kg/cm<sup>2</sup>

Diámetro interno: 30 mm

e: 10 mm

Longitud: 50 mm



**Figura 1.18.** Bujes travesaño

El buje solo recibe compresión sobre la mitad de su cara interna. Entonces:

$$\sigma = \frac{P_1}{\frac{A}{2}} = \frac{1509,37}{\frac{(\pi * D_i * L)}{2}} = \frac{1509,37}{23,56}$$

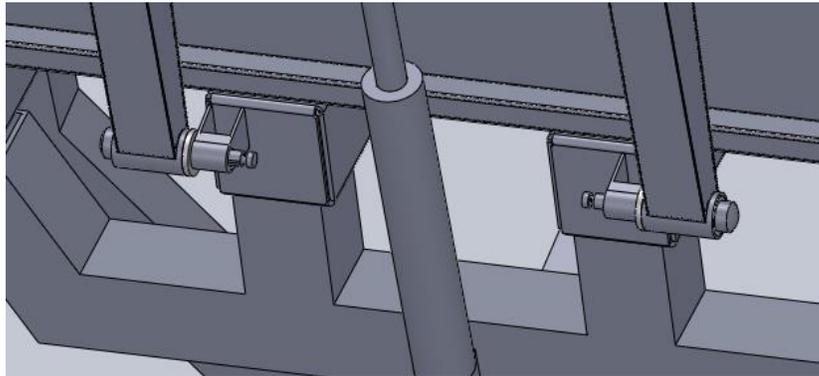
$$\sigma = 64,059 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N = \frac{150}{64,059}$$

$$N = 2,34$$

Se verificó el buje y este cumple con las especificaciones de resistencia.

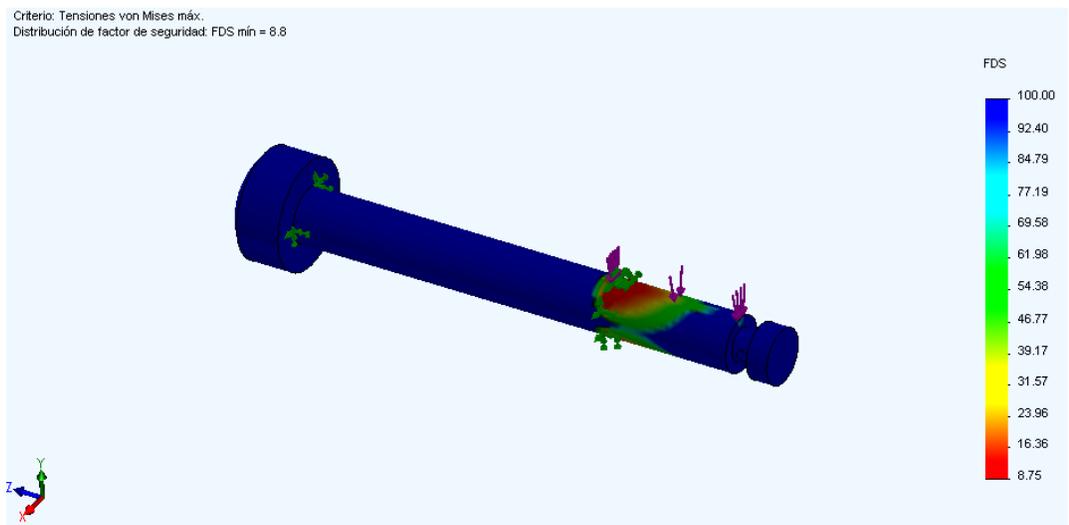
### 1-7) Comprobación del perno articulación rampa-plataforma



**Figura 1.19.** Esquema perno rampa-plataforma

En las figuras siguientes se muestra los resultados obtenidos mediante el análisis de elementos finitos realizado sobre la pieza.

Se propone un diámetro de 25.4 mm, una longitud de 230 mm y acero 1020 templado.

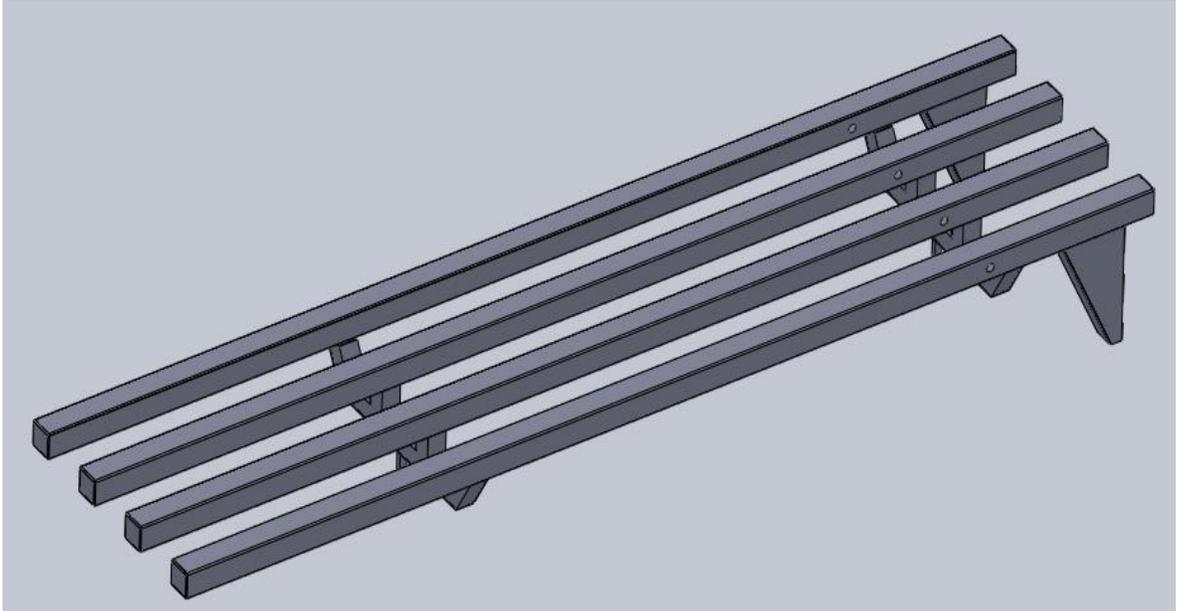


**Figura 1.20.** Coeficiente de seguridad criterio de von Mises

Coeficiente de seguridad: 8.8

Verifica ampliamente las condiciones de resistencia. Los diámetros son propuestos con el fin de estandarizar las medidas.

**CAPITULO 2**

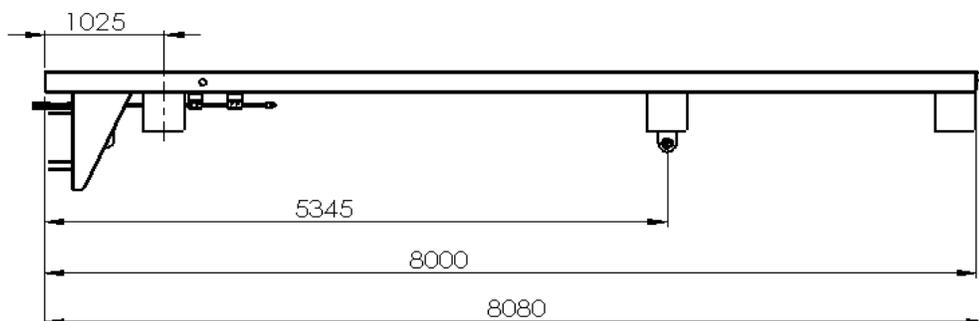


## Descripción y Cálculo subconjunto Plataforma

La plataforma de carga es una parte del equipo que tiene como función almacenar los megafardos durante su recolección. La misma está construida por 4 vigas principales unidas entre sí por costillas soldadas (ver figura 2.5). La plataforma tendrá una capacidad máxima para trasladar 20 megafardos, los cuales serán descargados gracias a la acción de un cilindro hidráulico telescópico.

### 2-1) Cálculo de viga plataforma

Calcularemos los esfuerzos sobre la plataforma y las reacciones en los apoyos. Para esto tomaremos a la misma como una única viga. Realizaremos el cálculo estático y para ello consideraremos que la plataforma trabaja horizontalmente.



**Figura 2.1.** Esquema plataforma

Datos:

Peso fardo= 450 kg

Peso plataforma= 1000 kg

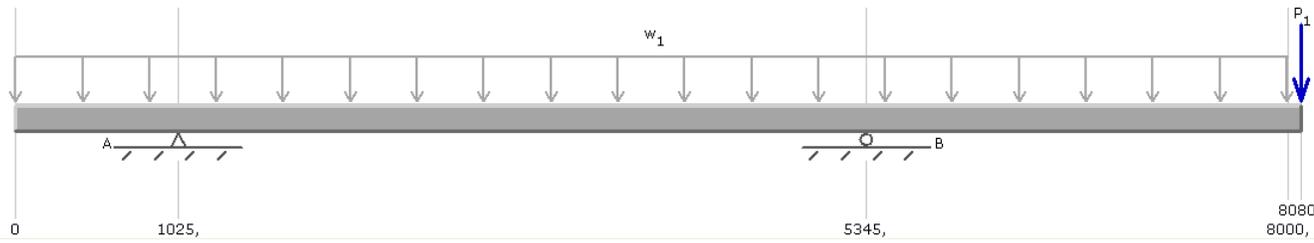
N=20 megafardos

$L_{\text{viga}} = 8080 \text{ mm}$

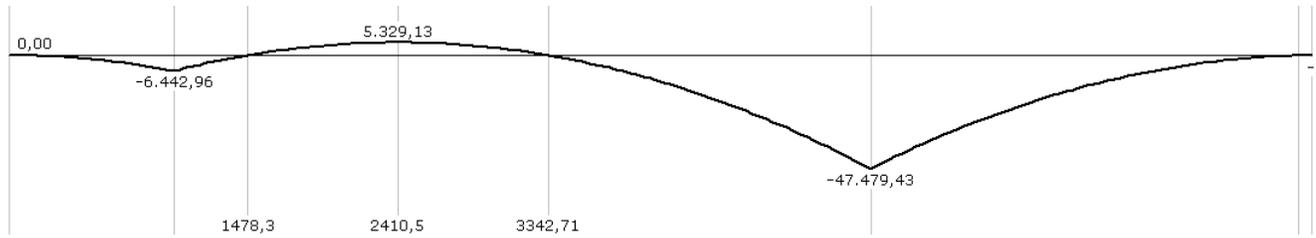
$P_1 = 158.45 \text{ kg}$

Peso total=  $20 \cdot 450 = 9000 \text{ kg}$

$W_1 = (9000 + 1000) / 800 = 12.5 \text{ kg/cm}$



**Figura 2.2.** Diagrama de carga viga plataforma



**Figura 2.3.** Diagrama momento flector

Resultados:

$$R_a = 3013.74 \text{ kg}$$

$$R_b^v = 7146.7 \text{ kg}$$

$$M_{fmax} = 489990.11 \text{ kgcm}$$

A continuación calcularemos la fuerza del cilindro hidráulico necesaria para accionar la maquina en la posición descrita anteriormente, donde el cilindro trabaja formando un ángulo de  $22^\circ$  con la vertical:

$$\text{Fuerza cilindro} = \frac{R_b^v}{\cos(22^\circ)} = 7707.96 \text{ kg}$$

La fuerza del cilindro está compuesta por la componente vertical  $R_b^v$  que es la reacción encontrada para la plataforma y otra componente horizontal que calcularemos a continuación:

$$R_b^h = R_b^v * \text{tg}(22^\circ) = 2887.45 \text{ kg}$$

El cilindro actúa sobre un soporte ubicado a 90 mm de la plataforma, por lo que transmite un momento a la misma debido a la fuerza horizontal, el momento transmitido será:

$$M_c = R_b^h * cm = 2887.45 * 9 \text{ kgcm}$$

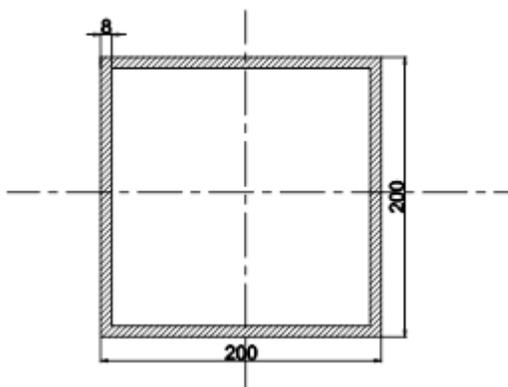
$$M_c = 25987.08 \text{ kgcm}$$

La plataforma consta de 4 vigas, por lo tanto sumaremos los momentos transmitidos por la fuerza horizontal del cilindro y el generado por las cargas.

$$\text{Momento total} = M_{f_{max}} + M_c$$

$$\text{Momento total} = 489990.11 + 25987.08 = 408288.19 \text{ kgcm}$$

A continuación verificaremos las dimensiones de las vigas de acero F24. Las medidas propuestas son:



**Figura 2.4.** Perfil Viga plataforma

$$h = 200 \text{ mm}$$

$$b = 200 \text{ mm}$$

$$e = 8 \text{ mm}$$

$$I_{xx} = \frac{b * h^3}{12} - \left[ \frac{(b - 2e) * (h - 2e)^3}{12} \right]$$

$$I_{xx} = 3781,42 \text{ cm}^4$$

$$\sigma = \frac{\text{Momento total}}{I_{xx}} * c$$

$$\sigma = \frac{408288.19}{4 * 3781,42} * 10$$

$$\sigma = 269,93 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N = \frac{\sigma_f}{\sigma} = \frac{2400}{269,93}$$

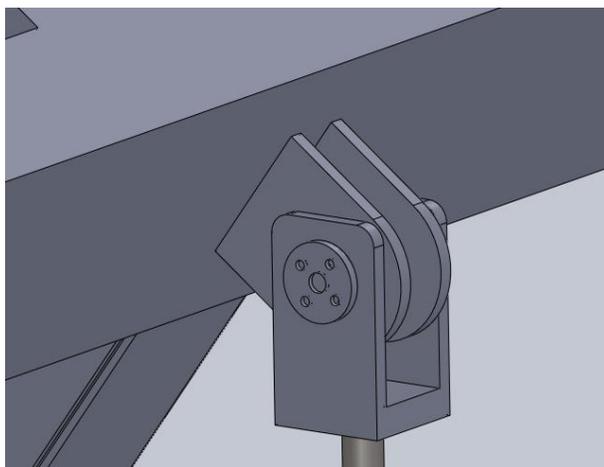
$$N = 8,89$$

Las dimensiones propuestas cumplen con las condiciones de resistencia, quedando la estructura sobredimensionada, pero considerando que algunos esfuerzos pueden haber sido ignorados, se aceptará este resultado como correcto.

## 2-2) Soldadura orejas anclaje cilindro

Realizaremos el cálculo para comprobar la soldadura y deberá ser lo suficientemente resistente al esfuerzo aplicado sobre este componente. Para esto nos basaremos en el reglamento de las normas CIRSOC para soldadura de filete. En las tablas 2.1 y 2.2 se detallan las especificaciones que estas requieren.

Con respecto al cálculo tomaremos la componente de la reacción horizontal en el apoyo B, cuya fuerza genera esfuerzo de corte y esfuerzo normal debido a la flexión.

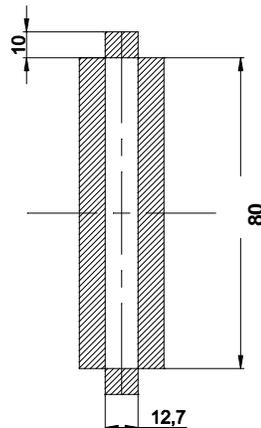


**Figura 2.5.** Esquema orejas de anclaje

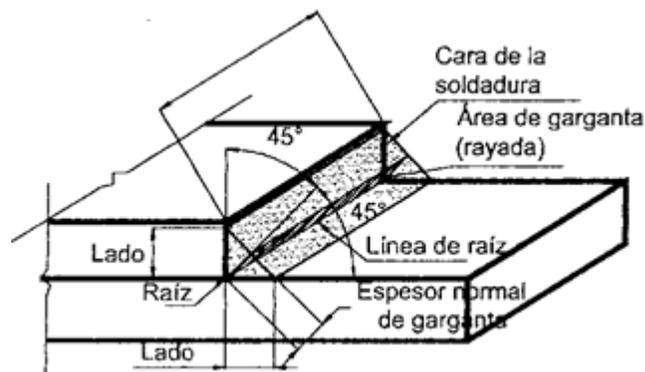
Datos de entrada:

- $F=R_b^h=2887.45 \text{ kg}$  (ver punto 2.1)
- $l=90 \text{ mm}$
- $e= 12,7 \text{ mm}$

- $d=10$  mm
- $h=80$  mm
- electrodo E 70-56 ( $S_{ye}=4930$  kg/cm<sup>2</sup>)



**Figura 2.6.** Geometría de la soldadura



**Figura 2.7.** Área resistente del filete

Según las normas CIRSOC el área resistente a la soldadura de filete es a 45° (ver figura 2.7), por ello se debe multiplicar  $A_w$  (área de soldadura) por  $\cos 45^\circ$ , o sea, 0,707. Los esfuerzos a los que está sometida la estructura son corte y flexión.

Calculamos así los esfuerzos sobre los filetes:

Esfuerzo de corte:

$$A_w = b * h = (0,707 * 1 * 8) * 4$$

$$A_w = 22.62 \text{ cm}^2$$

Ingeniería Mecánica

$$F_v = \frac{F}{A_w} = \frac{2887.45}{22.62}$$

$$F_v = 127.63 \frac{kg}{cm^2}$$

Esfuerzo debido a la flexión:

$$W_w = \frac{(0.707 * b) * h^2}{6}$$

$$W_w = \frac{[(0.707 * 1) * (8)^2] * 4}{6}$$

$$W_w = 30.16 \text{ cm}^3$$

$$F_n = \frac{F * L}{W_w} = \frac{2887.45 * 9}{33,93}$$

$$F_n = 861.35 \frac{kg}{cm^2}$$

$$F_r = [(F_v)^2 + (F_n)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$F_r = 870.76 \frac{kg}{cm^2}$$

Ahora calculamos la resistencia de diseño Rd:

$$R_d = \phi * F_w * 0,707 * 1$$

Dónde:

$\Phi$ : factor de resistencia

$F_w$ : resistencia nominal del electrodo

**Tabla 2.1.** Especificaciones de soldaduras

Soldaduras de Filete				
Corte en el área efectiva	Base Electrodo	0,60	0.60F <sub>EXX</sub>	Se permite usar metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor que la Del metal de aporte compatible
Tracción o compresión paralela al eje de la soldadura (d)	Base	0,90	F <sub>y</sub>	

$$R_d = 0,6 * 0,6 * F_{exx} * 0,707 * 1$$

$$R_d = 1255 \frac{kg}{cm^2}$$

$$d_{nec} = \frac{F_r}{R_d} = \frac{784.54}{1255}$$

$$d_{nec} = 0,69 \text{ cm} \approx 7 \text{ mm}$$

De acuerdo a la tabla 1 el tamaño mínimo de filete es 5 mm y el tamaño máximo 12,7-2=10,7 mm. Verifica la soldadura ya que el tamaño calculado se encuentra dentro intervalo estipulado por la norma. ( $5 \leq t \leq 10,7$ ) mm.

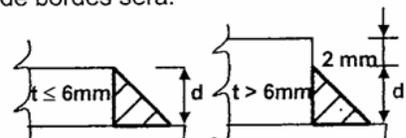
**Tabla 2.2.** Especificaciones de soldaduras CIRSOC

Espesor del Material Unido más Grueso (mm)	Tamaño Mínimo de la Soldadura de Filete (a) (mm)
Hasta 6	3
Más de 6 hasta 13	5
Más de 13 hasta 19	6
Más de 19	8

- El lado (cateto) máximo (d) del filete para cordones a lo largo de bordes será:

(a)  $\leq$  (espesor del material) si el espesor es  $\leq 6$  mm.

(b)  $\leq$  (espesor del material menos 2mm) si el espesor  $> 6$  mm



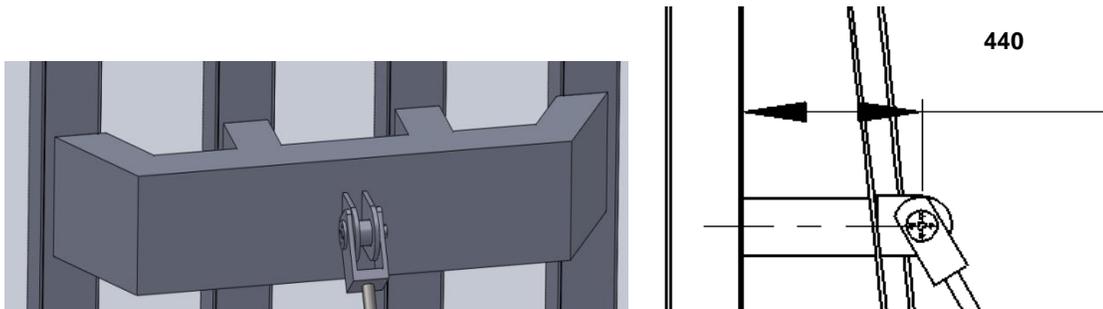
### 2-3) Soldadura de las costillas de anclaje de cilindro telescópico

Este componente es el encargado de unir a las vigas principales que conforman la plataforma de carga y estará unido a estas por medio de la soldadura. Los esfuerzos a los que se someterá la mencionada soldadura serán de corte y flexión.

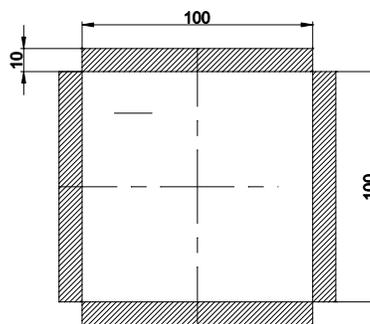
Datos:

- $F=R_b^h=2887$  kg (ver punto 2.1)
- $b=100$  mm
- $e=8$  mm
- $d=10$  mm

- $h=100$  mm
- brazo de palanca: 440 mm
- electrodo E 70-56 ( $S_{ye}=4930$  kg/cm<sup>2</sup>)



**Figura 2.8.** Esquema costillas



**Figura 2.9.** Geometría de soldadura costillas

Definida la geometría de la soldadura, calculamos los esfuerzos:

Esfuerzo de corte:

$$A_w = b * h = (0,707 * 1 * 10) * 16$$

$$A_w = 113 \text{ cm}^2$$

$$F_v = \frac{F}{A_w} = \frac{2740}{113}$$

$$F_v = 24 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Esfuerzo debido a la flexión:

$$W_w = \frac{b * h^2}{6}$$

$$W_w = \left( \frac{0,707 * 1 * (10)^2}{6} \right) * 16$$

$$W_w = 188,5 \text{ cm}^3$$

$$F_n = \frac{F * D}{W_w} = \frac{2740 * 44}{188,5}$$

$$F_n = 640 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$F_r = [(F_v)^2 + (F_n)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$F_r = 640 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$R_d = 0,6 * 0,6 * F_{exx} * 0,707 * 1$$

$$R_d = 1255 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$d_{nec} = \frac{F_r}{R_d} = \frac{640}{1255}$$

$$d_{nec} = 0,52 \text{ cm} \approx 5,2 \text{ mm}$$

El espesor de chapa es 8 mm, por lo tanto, de acuerdo a las especificaciones CIRSOC (ver tabla 2.2) el valor mínimo de filete debe ser 5 mm y el máximo 6 (espesor de chapa menos 2). El valor calculado se encuentra dentro de estos valores, razón por lo que nuestra soldadura será capaz de resistir los esfuerzos a los que estará sometido.

#### 2-4) Cálculo de los brazos de descarga

Los brazos de descarga son los encargados de soportar el peso de los megafardos cuando la plataforma se encuentra en posición vertical (posición de descarga). El esfuerzo recibido es transmitido a la viga que los soporta. Ver figura 2.10 y 2.11.

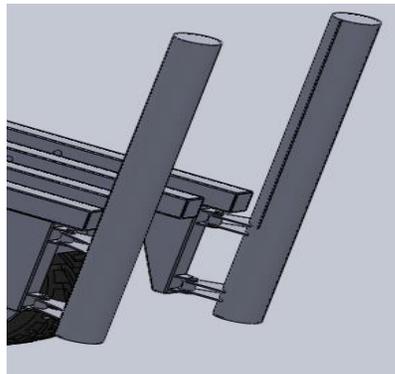


Figura 2.10. Esquema de los brazos de descargas

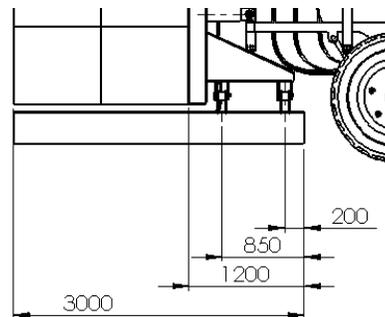


Figura 2.11. Esquema de carga sobre brazos

Datos:

$L_q=180$  cm (longitud de carga distribuida)

Peso= 10000 kg (9000 kg fardos + 1000 plataforma)

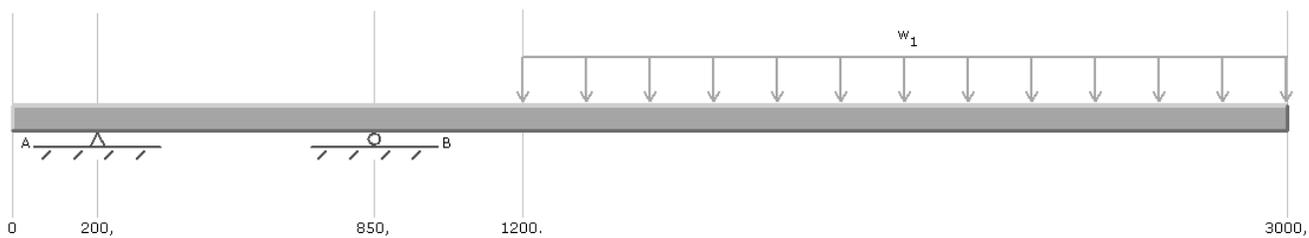


Figura 2.12. Diagrama de carga brazos de descarga

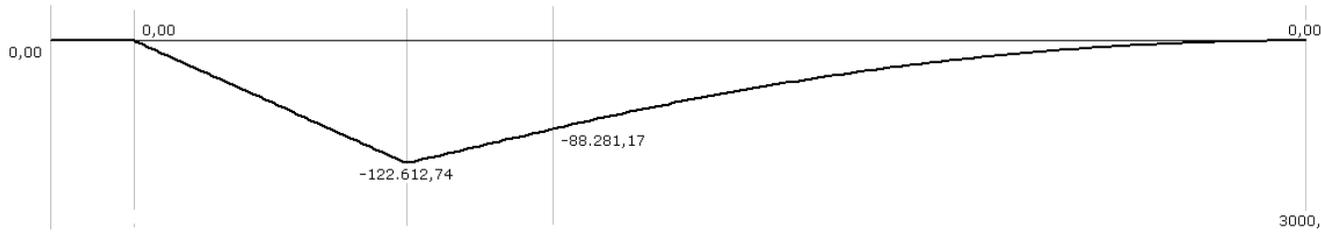


Figura 2.13. Diagrama momento flector brazos de descarga

$$q = \frac{10000kg}{\frac{2}{180cm}} = 27.8 \frac{kg}{cm}$$

$$R_a = 19228.9 kg$$

$$R_b = 29218.57 kg$$

$$M_f = 1249867.5 kgcm \text{ en } x = 850 mm$$

Para dimensionar estos componentes proponemos un caño hueco. Seleccionaremos uno de un catálogo de dimensiones normalizadas:

Diámetro exterior	Espesor	Masa por unidad de longitud	Área de la sección transversal	Momento de inercia de flexión	Radio de giro	Módulo de flexión elástico	Módulo de flexión plástico	Momento de inercia de torsión	Módulo de torsión	Área superficial por metro lineal	Longitud nominal por tonelada
D	T	M	A	I	i	W <sub>e</sub>	W <sub>p</sub>	I <sub>t</sub>	C <sub>t</sub>	A <sub>s</sub>	m
mm	mm	kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m	m
323.9	5.0	39.3	50.1	6369	11.3	393	509	12739	787	1.02	25.4
	6.0	47.0	59.9	7572	11.2	468	606	15145	935		21.3
	6.3	49.3	62.9	7929	11.2	490	636	15858	979		20.3
	8.0	62.3	79.4	9910	11.2	612	799	19820	1224		16.0
	10.0	77.4	98.6	12158	11.1	751	986	24317	1501		12.9
	12.0	92.3	118	14320	11.0	884	1168	28639	1768		10.8
	12.5	96.0	122	14847	11.0	917	1213	29693	1833		10.4

Tabla 2.3. Caños redondos para brazos

D= 323.9 mm

e=12.5 mm

Acero F24

$$I_{xx} = \frac{\pi * D^4}{64} - \left[ \frac{\pi * (D - Di)^4}{64} \right]$$

$$I_{xx} = \frac{\pi * 32.39^4}{64} - \left[ \frac{\pi * (32.39 - 29.89)^4}{64} \right]$$

Ingeniería Mecánica

$$I_{xx} = 14847 \text{ cm}^4$$

Verificamos la tensión de trabajo:

$$\sigma = \frac{Mf}{I_{xx}} * c$$

$$\sigma = \frac{1249867.5}{14847} * \left(\frac{32.39}{2}\right)$$

$$\sigma = 1363.3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El coeficiente de seguridad es:

$$N = \frac{2400}{1363.3}$$

$$N = 1.76$$

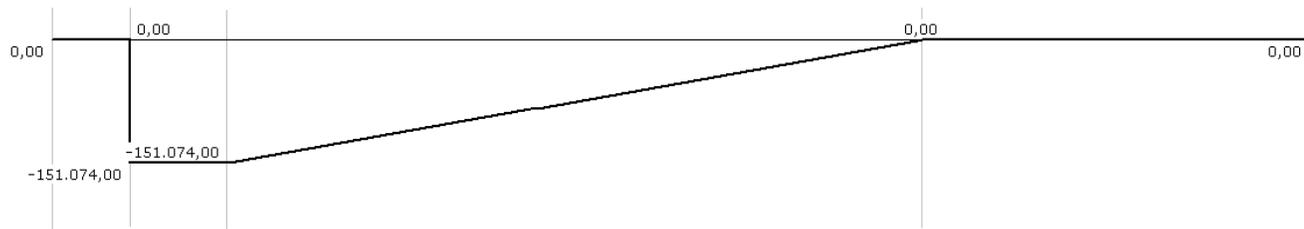
Las dimensiones propuestas verifican las condiciones de resistencia, por lo tanto, el perfil seleccionado será el utilizado para este componente.

## 2-5) Cálculo de la plataforma en posición vertical

Calculado el momento generado por los brazos de descarga (ver punto 2.4), dicho momento será transmitido por medio de la viga soporte a las vigas principales.



**Figura 2.14.** Diagrama de cargas plataforma en posición vertical



**Figura 2.15.** Momento flector plataforma en posición vertical

$$R_a = R_b = 3484.1 \text{ kg}$$

$$Mf = 124986.5 \text{ kgcm}$$

$$\sigma = \frac{Mf}{4I_{xx}} * c = \frac{1249867.48}{4 * 3781} * \frac{20}{2}$$

$$\sigma = 826.41 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Comparando la tensión de trabajo con la de la fluencia del material acero F24, obtenemos el coeficiente de seguridad:

$$N = \frac{2400}{1018.25}$$

$$N = 2.90$$

Claramente el esfuerzo en la posición vertical es mayor que en la posición de transporte, pero las dimensiones adoptadas para este componente verifican la condición de resistencia.

## 2-6) Cálculo soldadura de costillas en posición traseras en posición de descarga

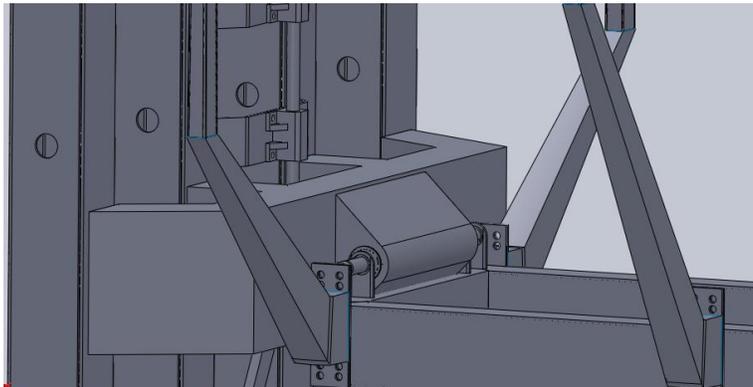
En esta posición los esfuerzos son máximos ya que todo el peso de la carga es soportada por este componente unido a la plataforma. La soldadura debe ser capaz de soportar estos esfuerzos.

Los esfuerzos actuantes son de corte y flexión:

Fuerza de corte=10000 kg

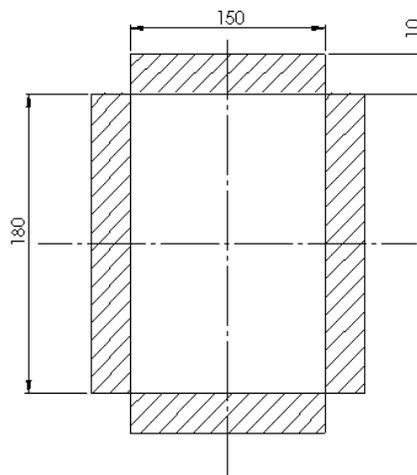
Momento flector= 1249867.5 kg cm (ver punto 2.4)

El espesor de chapa seleccionado es de 8 mm de acero F24.



**Figura 2.16.** Costillas traseras

Primero se determinan las áreas y módulos resistentes de la soldadura:



**Figura 2.17.** Geometría de la soldadura costilla traseras

El área resistente de la soldadura:

$$A_w = [(0.707 * 15 * 1) * 2 + (0.707 * 1 * 18) * 2] * 4$$

$$A_w = 186.65 \text{ cm}^2$$

El módulo resistente de la soldadura:

$$W_w = \{[(0.707 * 15) * 1^2] * 2 + [(0.707 * 1) * (18)^2] * 2\} * 4$$

$$W_w = 1917.4 \text{ cm}^3$$

El esfuerzo de corte es:

$$\sigma_c = \frac{fc}{A_w} = \frac{10000}{186.65}$$

$$\sigma_c = 53.6 \frac{kg}{cm^2}$$

El esfuerzo normal:

$$\sigma_n = \frac{Mf}{W_w} = \frac{1249867.5}{1917.4}$$

$$\sigma_n = 651.85 \frac{kg}{cm^2}$$

El esfuerzo resultante:

$$\sigma_r = [(\sigma_c)^2 + (\sigma_n)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_r = [(53.6)^2 + (651.85)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_r = 654.05 \frac{kg}{cm^2}$$

Determinamos la resistencia de diseño (Rd) aportada por el electrodo (ver tabla 2.1.):

$$R_d = 0,6 * 0,6 * F_{exx} * 0,707 * 1$$

$$R_d = 1255 \frac{kg}{cm^2}$$

El tamaño de filete será:

$$d = \frac{\sigma_r}{R_d} = \frac{654.05}{1255}$$

$$d = 0.521 \text{ cm}$$

Teniendo en cuenta que el espesor del material es 8 mm, las especificaciones de la tabla 2.2, el tamaño mínimo de filete deber ser 5 mm y el máximo debe ser el espesor de material menos 2, por lo tanto, las dimensiones del filete deben estar comprendidas entre 5 mm y 6 mm. El valor calculado es 5.21 mm, o sea, verifica las condiciones establecidas por la norma.

## 2-7) Cálculo de las soldaduras de las orejas

Como se ve en la figura 2.16, estas orejas están unidas a las costillas traseras y cumplen la función de articular, mediante un perno, el movimiento de rotación de la plataforma con el chasis al momento de la descarga.

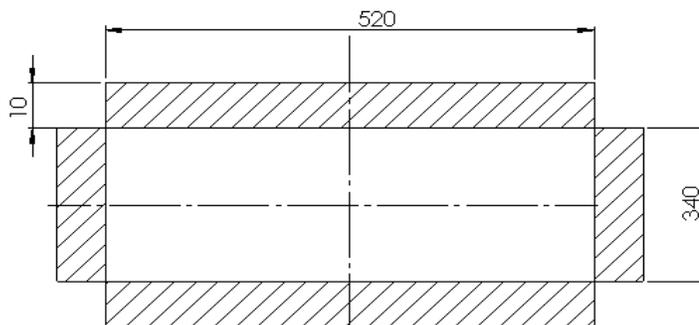
Los esfuerzos considerados son de corte y flexión.

Datos:

$$F=10000 \text{ kg}$$

$$M_f=1249867.5 \text{ kg cm}$$

$$e=8 \text{ mm}$$



**Figura 2.18.** Geometría de la soldadura articulación

Las áreas y módulos resistentes se calculan como:

$$A_w = (0.707 * 52 * 1) * 2 + (0.707 * 1 * 34) * 2$$

$$A_w = 77.8 + 48.1$$

$$A_w = 126.5 \text{ cm}^2$$

$$W_w = [(0.707 * 52) * 1^2] * 2 + [(0.707 * 1) * (34)^2] * 2$$

$$W_w = 77.8 + 1634.6$$

$$W_w = 1712.4 \text{ cm}^3$$

El esfuerzo de corte:

$$\sigma_c = \frac{f_c}{A_w} = \frac{10000 \text{ kg}}{126.5 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma_c = 79.05 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo debido a la flexión:

$$\sigma_n = \frac{Mf}{W_w} = \frac{1249867.5}{1712.4}$$

$$\sigma_n = 729.9 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo resultante:

$$\sigma_r = [(\sigma_c)^2 + (\sigma_n)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_r = [(79.05)^2 + (729.9)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_r = 734.16 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Determinamos la resistencia de diseño ( $R_d$ ) aportada por el electrodo (ver tabla 2.1.):

$$R_d = 0,6 * 0,6 * F_{exx} * 0,707 * 1$$

$$R_d = 1255 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El tamaño de filete será:

$$d = \frac{\sigma_r}{R_d} = \frac{734.16}{1255}$$

$$d = 0.585 \text{ cm}$$

Los parámetros para el tamaño de nuestro filete será  $d_{\text{mínimo}}=5 \text{ mm}$  y  $d_{\text{máximo}}=6 \text{ mm}$ , por lo tanto la soldadura verifica el criterio de resistencia que establece las normas CIRSOC.

## 2-8) Cálculo del buje del eje de vuelco

Por medio de este será encauzado el eje de vuelco (ver figura 2.16). Dicho componente será construido con poliamidas (grilón) cuya comprobación será hecha para la compresión:

El área de compresión si el diámetro es de 50 mm y su largo es de 520 mm será:

$$A_c = \frac{\pi * \emptyset}{2} * l \text{ (consideramos la mitad de la circunferencia)}$$

$$A_c = \frac{\pi * 3.81}{2} * 52$$

$$A_c = 311.20 \text{ cm}^2$$

La tensión de trabajo si la Fuerza es de 10000 kg:

$$\sigma_t = \frac{F}{A_c} = \frac{1000}{311.20}$$

$$\sigma_t = 32.13 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Calculamos el coeficiente de seguridad considerando la  $\sigma_f$  del grilón 150 kg/cm<sup>2</sup>:

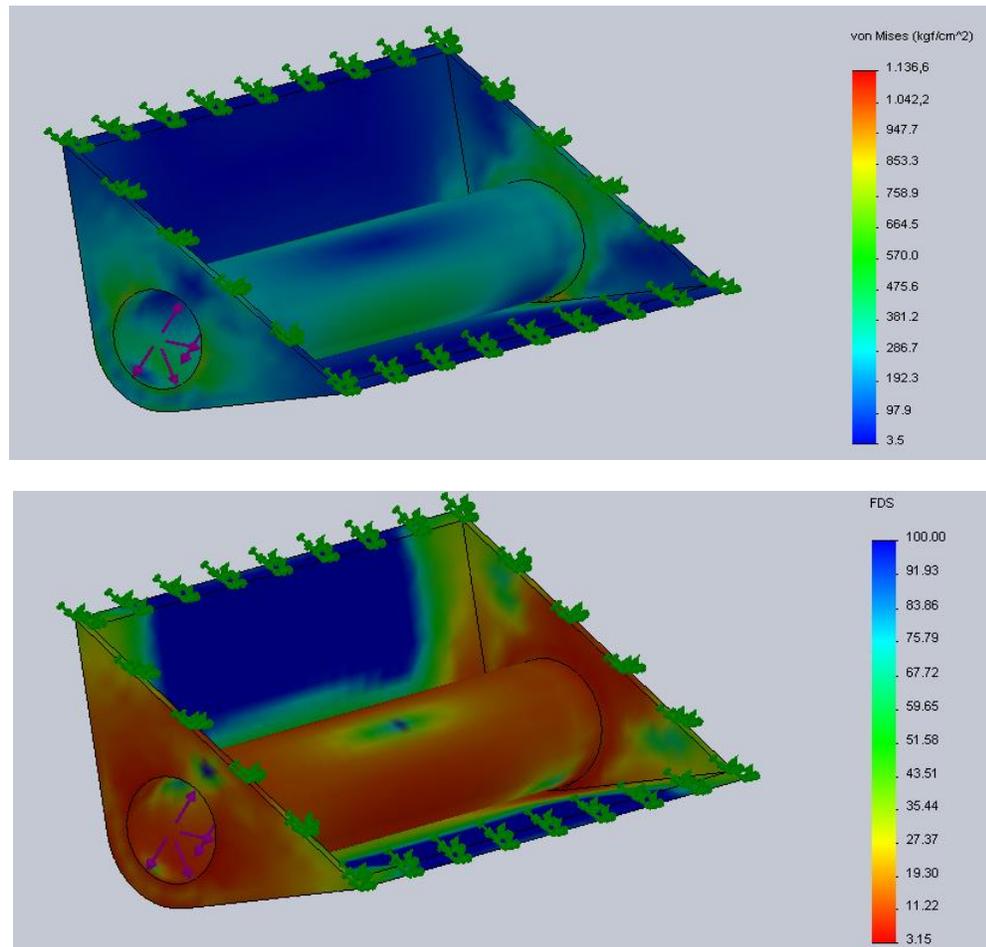
$$N = \frac{\sigma_f}{\sigma_t} = \frac{150}{32.13}$$

$$N = 4.66$$

Los esfuerzos aplicados sobre el buje no superan el límite de fluencia del material. Las dimensiones y el material propuesto cumplen con las condiciones de resistencia.

## 2-9) Verificación de las orejas de vuelco de la plataforma

Este componente soldado a la plataforma, más precisamente a las costillas, permite la articulación entre la plataforma y el chasis. A continuación verificaremos el coeficiente de seguridad mediante la simulación en Solidworks. El material empleado será acero 1020 laminado en frío y su espesor será de 8 mm.

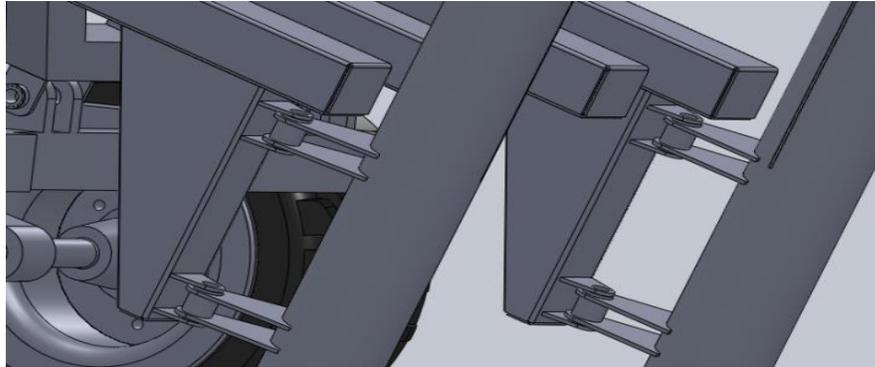


**Figura 2.19.** Coeficiente de seguridad y tensiones principales orejas plataforma

Como se puede ver el coeficiente de seguridad es 3.15, con lo que cumple claramente con la condición de resistencia. (Según criterio de von Mises)

El cálculo fue estático para la posición de descarga (ver figura 2.16).

## 2-10) Cálculo de la viga soporte de brazo de descarga



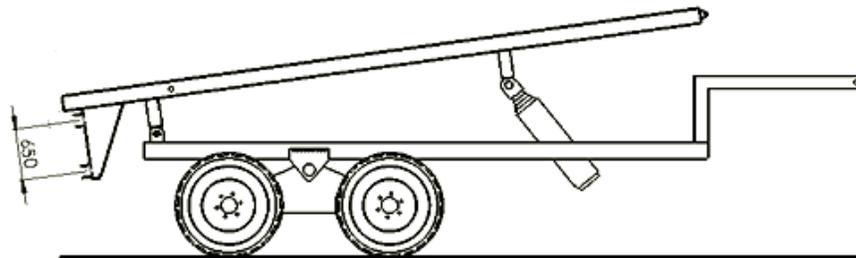
**Figura 2.20.** Vigas soportes

Este componente, como se puede ver en la figura 2.20, estará unido a las vigas de la plataforma. Además tendrá unidas a ella las orejas que, mediante pernos y bujes, los brazos de descarga pivotarán al momento de la descarga. Ambas uniones se harán mediante soldaduras.

Deberá ser diseñado para resistir los esfuerzos generados en el momento de la descarga (ver 2.4).

$$P_1 = 29218.57 \text{ kg}$$

$$P_2 = 19228.9 \text{ kg}$$



**Figura 2.21.** Dimensiones de orejas soporte



**Figura 2.22.** Carga sobre soporte de los brazos



**Figura 2.23.** Flexión sobre el soporte

$$R^y = 4500 \text{ kg}$$

$$M_f = 1249867.5 \text{ kgcm}$$

Las dimensiones propuestas para su diseño:

$$b = 180 \text{ mm}$$

$$h = 520 \text{ mm}$$

$$e = 8 \text{ mm}$$

$$I_{xx} = \frac{b * h^3}{12} - \left[ \frac{(b - 2e) * (h - 2e)^3}{12} \right]$$

$$I_{xx} = 35945 \text{ cm}^4$$

Calculamos la tensión de trabajo:

$$\sigma = \frac{M_e}{I_{xx}} * c = \left( \frac{1249867.5}{35945} \right) * 26$$

$$\sigma = 904 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{\sigma_f}{\sigma} = \frac{2400}{904}$$

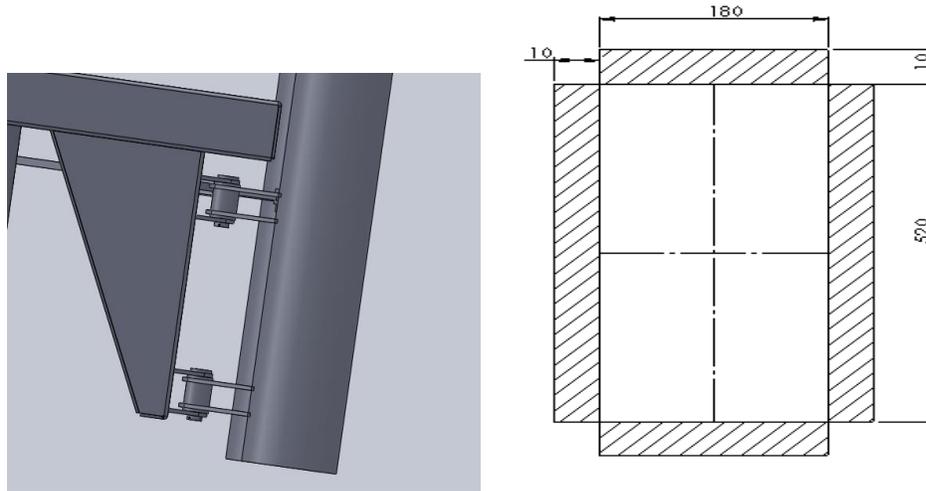
$$N = 2.65$$

Las dimensiones propuestas para este componente satisfacen la condición de resistencia. Estas serán las dimensiones finales.

### 2-11) Soldadura viga soporte de brazo de descarga

La soldadura de este componente se realizará soldando los cuatro lados. De esta manera se determinará el tamaño del filete según especificaciones mencionadas en la sección 2-2.

Los esfuerzos aplicados sobre el componente son de corte y normal, este último debido a la flexión, para ello calcularemos los mencionados esfuerzos. La verificación se hará considerando la posición de descarga (ver 2-4), ya que en esta los esfuerzos son máximos.



**Figura 2.24.** Esquema y geometría de soldadura soporte

Datos:

- $F=10000$  kg
- $M_e=1249867.5$
- $e= 11$  mm
- $d=10$  mm
- $h=520$  mm
- $b=200$  mm

Esfuerzo de corte:

$$A_w = b * h = (0,707 * 20) * 2 + (0,707 * 52) * 2$$

$$A_w = 101.81 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{F}{A_w} = \frac{4500}{101.81}$$

$$\sigma_c = 98.2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Esfuerzo debido a la flexión:

$$W_w = \frac{(0.707 * b) * h^2}{6}$$

$$W_w = \left[ \frac{0.707 * 1 * (52)^2}{6} \right] * 2 + \left[ \frac{0.707 * 18 * (1)^2}{6} \right] * 2$$

$$W_w = 1216.86 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_n = \frac{M_e}{W_w} = \frac{1249867.5}{1216.86}$$

$$\sigma_n = 1041.55 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_r = [(\sigma_c)^2 + (\sigma_n)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_r = 1046.32 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$R_d = 0,6 * 0,6 * F_{exx} * 0,707 * 1 \text{ (ver tabla 1)}$$

$$R_d = 1255 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$d_{nec} = \frac{\sigma_r}{R_d} = \frac{1046.32}{1255}$$

$$d_{nec} = 0.82 \text{ cm} \approx 8.22 \text{ mm (ver seccion 5 - 2, tabla 2)}$$

Verifica las condiciones propuestas por la norma, ya que el espesor de chapa es 11 mm y según la norma el  $d_{\text{mínimo}}$  debe ser 5 mm y el máximo 11-2, o sea, 9 mm.

## 2-12) Soldadura orejas viga brazo de descarga

Se realizará la comprobación de la soldadura de las orejas que van unidas a la viga que soporta los brazos de descarga, soldando los bordes como se muestra en la figura 2.25. Los esfuerzos para lo que verificaremos será considerando el mayor esfuerzo transmitido (tracción).

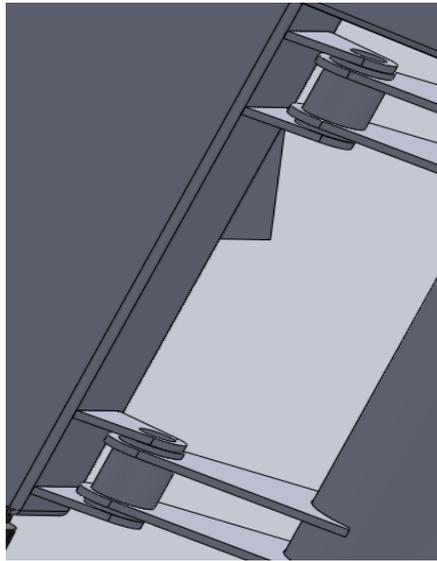


Figura 2.25. Esquema orejas de viga soporte

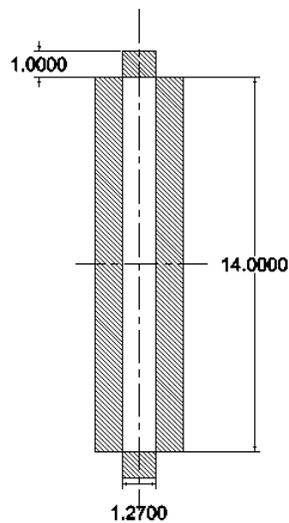


Figura 2.26. Geometría de la soldadura

Datos:

$$F_t = 29218,57 \text{ kg}$$

$$e = 12,7 \text{ mm}$$

$$d = 10 \text{ mm}$$

$$h = 140 \text{ mm}$$

Definimos la resistencia de diseño para esfuerzo normal:

$$R_d = 0.6 * 0.6 * F_{exx} * 0.707 * d * 1$$

$$R_d = 0.6 * 0.6 * 4930 * 0.707 * 1 * 1$$

$$R_d = 1255 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Esfuerzo Normal:

La fuerza considerada es soportada 2 planchuelas, por lo tanto, será  $F_t$  es la mitad para cada planchuela.

$$A_{w1} = b * h = (1 * 0,707 * 14) * 2$$

$$A_{w1} = 19.8 \text{ cm}^2$$

$$A_{w2} = b * h = (1 * 0,707 * 1.27) * 2$$

$$A_{w2} = 1.79 \text{ cm}^2$$

$$A_{wt} = A_{w1} + A_{w2}$$

$$A_{wt} = 21.6 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_n = \frac{\frac{F_t}{2}}{A_{wt}} = \frac{14609.3}{21.6}$$

$$\sigma_n = 676.48 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$d_{nec} = \frac{Fn}{Rd} = \frac{676.48}{1255}$$

$$d_{nec} = 0.539 \text{ cm} \approx 5.39 \text{ mm}$$

De acuerdo con las normas, el tamaño de filete debe ser mayor a 5 mm y menor a 10.7 mm (espesor-2), ya que  $e=12.7$  mm. Con estos valores calculados, queda verificada las condiciones establecidas por la norma.

La verificación de la soldadura de las planchuelas unidas a los brazos de descarga no será realizada, ya que esta tiene una mayor longitud (ángulo barrido), en consecuencia el área resistente será mayor a la soldada a la viga soporte. Por esta razón se entiende que queda verificada la soldadura de estos componentes.

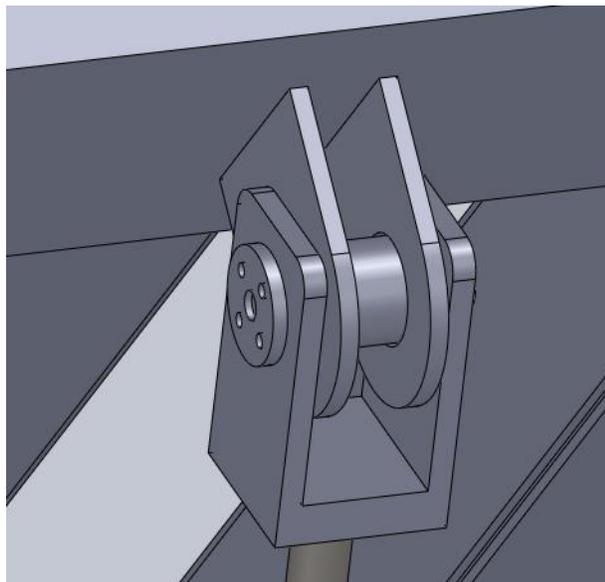
### 2-13) Verificación del perno de cilindro hidráulico

Para este componente proponemos las siguientes dimensiones:

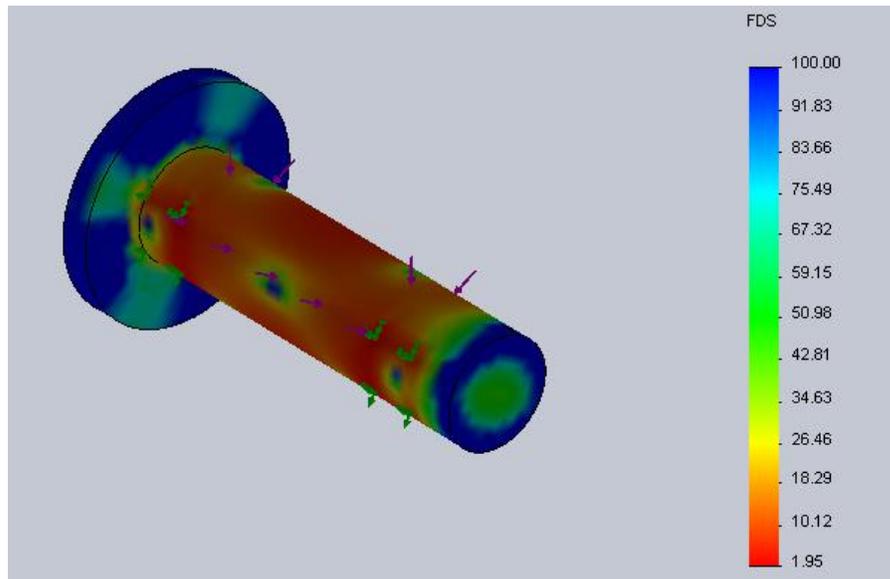
Diámetro= 38.1 mm

L=150 mm

Acero 1020 templado



**Figura 2.27.** Perno cilindro hidráulico telescópico



**Figura 2.28.** Coeficiente de seguridad

Realizando la simulación en el software Solidworks, el componente calculado da como coeficiente de seguridad  $N= 1.95$ , aplicando el criterio de von Mises. De esta manera las dimensiones y materiales propuestos son aceptadas para este perno.

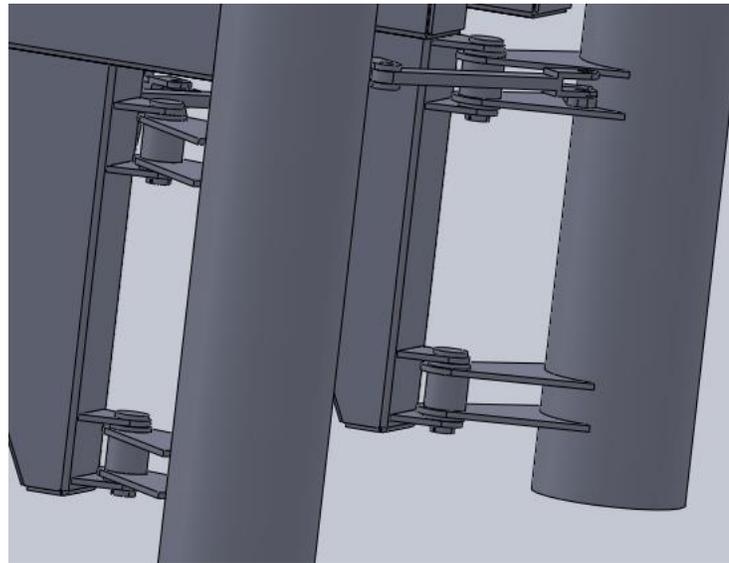
#### **2-14) Verificación del perno de brazo de descarga**

Estos pernos son los deben hacer las veces de pivot de los brazos de descarga y las vidas soportes de estos últimos, como se puede ver en la figura. También deben ser capaces de resistir los esfuerzos generados al momento de la descarga (ver figura). Para ello proponemos las siguientes dimensiones:

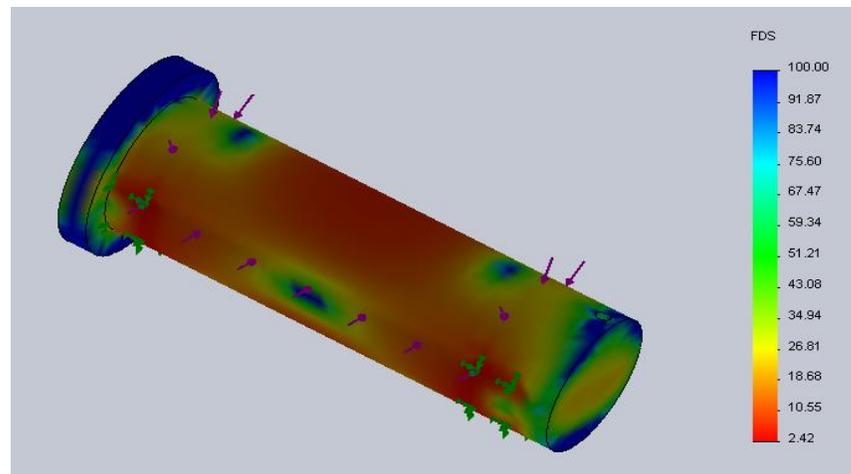
Diámetro= 50 mm

L= 170 mm

Acero 1020 templado



**Figura 2.29.** Esquema pernos brazos de descarga



**Figura 2.30.** Coeficiente de seguridad

El análisis realizado en Solidworks, nos da como resultado un coeficiente de seguridad de 2.42 (criterio Von Mises), con este valor podemos que las dimensiones y material seleccionado son aceptables para la fabricación de este componente.

**CAPITULO 3**



### Descripción y cálculo de barandas y columnas de contención

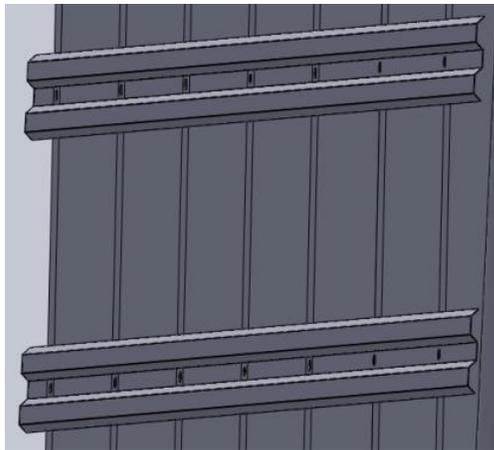
Estos elementos son los encargados de encausar y mantener la carga sin que esta se vuelque lateralmente. Deben ser capaces de soportar dicha carga en caso de ocurrir el vuelco.

Para la construcción de las columnas se realizará mediante el corte de chapa y luego el armado de estas por medio de la soldadura.

#### 3-1) Cálculo de barandas

Las barandas irán unidas a las columnas de contenciones con el fin de que estas sirvan de guía al momento de que se produzca la carga. Cuando la rampa de carga deposite la pila de 2 megafardos sobre la plataforma, estos empujarán a los que ya estén sobre esta última, y así ir manteniendo la carga alineada ya que en momento de producirse la descarga es muy importante esta condición.

Serán 2 barandas por lado y el cálculo se llevará a cabo considerando la carga máxima apoyados sobre estas.

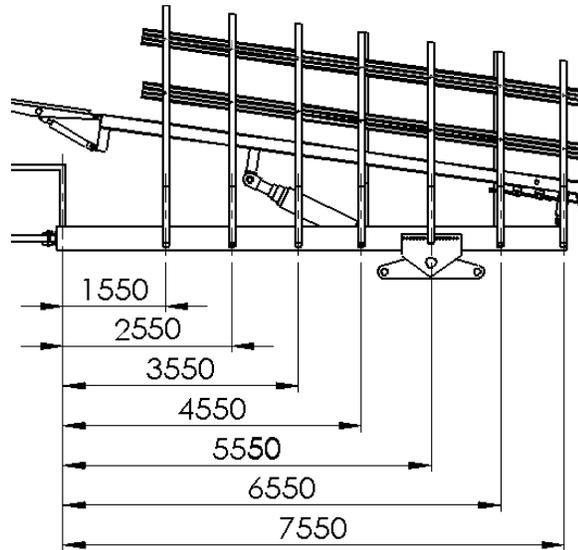


**Figura 3.1.** Esquema de Barandas

La carga distribuida:

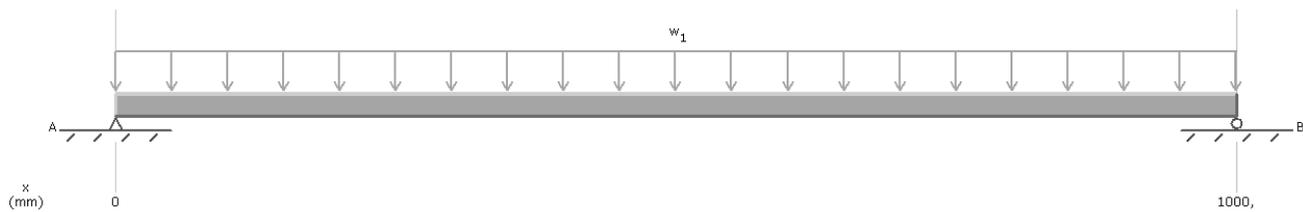
$$Q = \frac{\frac{\text{peso total}}{2}}{L} = \frac{\frac{9000}{2}}{700} = 6.43 \frac{kg}{cm}$$

Los tramos de carga considerados:

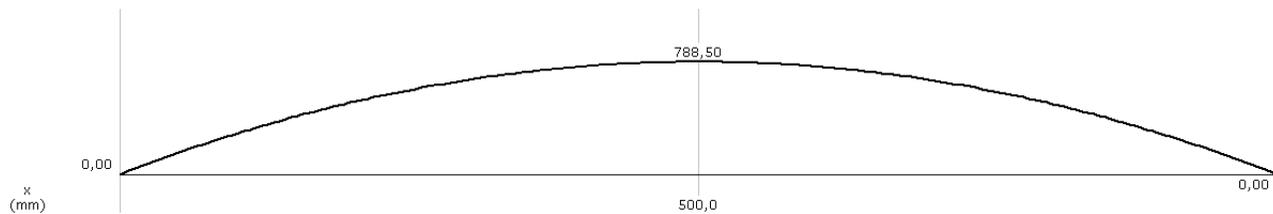


**Figura 3.2.** Esquema de Columnas en chasis

El tramo a analizar será el comprendido entre la columna 1 y 2 (ver figura 3.6). La longitud es de 1000 mm como se ve en las figuras a continuación:



**Figura 3.3.** Diagrama de carga sobre columna

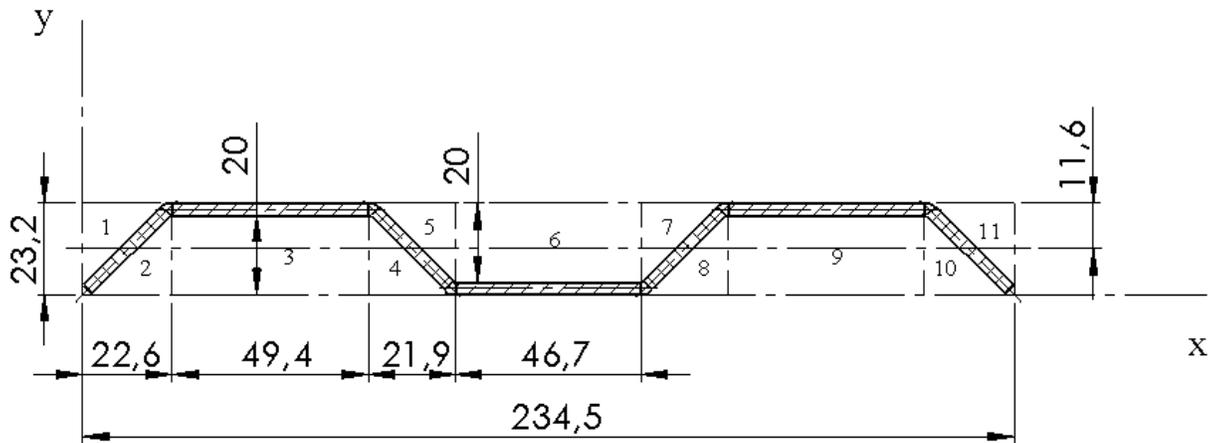


**Figura 3.4.** Diagrama de momento flector

$$R_a = R_b = 321 \text{ kg}$$

$$M_f = 8038 \text{ kgcm}$$

$$e = 3.20 \text{ mm}$$



**Figura 3.5.** Sección de las barandas

Calcularemos el momento de inercia de la figura (zona rayada), pero primero la separaremos en áreas (zona lisas). Por último, sumaremos estas últimas y se la restaremos al rectángulo para obtener en momento de inercia resultante.

El momento de inercia en un triángulo se calcula como:

$$I = \frac{b * h^3}{36}$$

Primero calcularemos el momento de inercia del área de cada figura:

$$I_1 = I_{11} = \frac{b_1 * h_1^3}{36} = \frac{2.26 * (2.32)^3}{36}$$

$$I_1 = I_{11} = 0.53 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = I_{10} = \frac{b_2 * h_2^3}{36} = \frac{2.26 * (2)^3}{36}$$

$$I_2 = I_{10} = 0.50 \text{ cm}^4$$

$$I_3 = I_9 = \frac{b_3 * h_3^3}{12} = \frac{4.94 * (2)^3}{12}$$

$$I_3 = I_9 = 3.29 \text{ cm}^4$$

$$I_4 = I_5 = I_7 = I_8 = \frac{b_4 * h_4^3}{36} = \frac{2.19 * (2)^3}{36}$$

$$I_4 = I_5 = I_7 = I_8 = 0.48 \text{ cm}^4$$

$$I_6 = \frac{b_6 * h_6^3}{12} = \frac{4.67 * (2)^3}{12}$$

$$I_6 = 3.11 \text{ cm}^4$$

Ahora se suman todos:

$$I' = I_1 * 2 + I_2 * 2 + I_3 * 2 + I_4 * 4 + I_6$$

$$I' = 0.53 * 2 + 0.50 * 2 + 3.29 * 2 + 0.48 * 4 + 3.11$$

$$I' = 13.67 \text{ cm}^4$$

Ya sabiendo el momento de inercia de cada una de las figuras, calcularemos el momento de inercia de la figura completa como si fuese un rectángulo macizo:

$$b = 234.5 \text{ mm}$$

$$h = 23.2 \text{ mm}$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} = \frac{23.45 * (2.32)^3}{12}$$

$$I = 24.40 \text{ cm}^4$$

El momento de inercia resultante queda:

$$I_{xx} = I - I'$$

$$I_{xx} = 24.40 - 13.67$$

$$I_{xx} = 10.73 \text{ cm}^4$$

Ahora calculamos la tensión de trabajo:

$$\sigma = \frac{Mf}{I_{xx}} * c$$

$$\sigma = \frac{8038}{10.73} * 1.16$$

$$\sigma = 868.97 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{2400}{868.97}$$

$$N = 2.76$$

Cumple con la verificación para los criterios de resistencia.

Verificación por deformación:

$$y = \frac{5 * q * L^4}{384 * E * I_{xx}}$$

$$y = \frac{5 * 6.43 * 100^4}{384 * 2100000 * 10.73}$$

$$y = 0.37 \text{ cm} \cong 3.7 \text{ mm}$$

Tomando como referencia la deformación máxima permitida como:

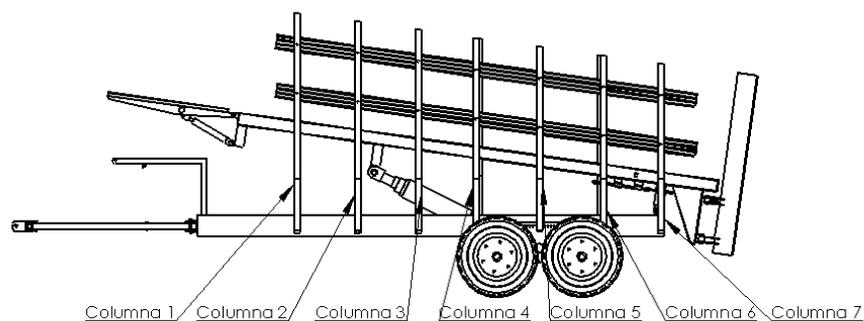
$$y_{max} = \frac{L}{200} = \frac{1000}{200}$$

$$y_{max} = 5 \text{ mm}$$

Como  $y < y_{max}$  cumple con el criterio de deformación. Las dimensiones y material propuestos son correctos.

### 3-2) Cálculo de columnas

Estas van unidas mediante tornillos al chasis y tienen como función sostener las barandas. Las mismas son 7 como se ve en la figura a continuación:



**Figura 3.6.** Esquema de Columnas

Columna 2:

Ya calculados los esfuerzos sobre las barandas, estos serán transmitidos a las columnas. La verificación de este componente se realizará considerando la columna número 2, ya que esta soporta  $2R_a$  y  $2R_b$ , estas dos últimas calculadas en el apartado anterior. En cuanto a la columna 1, si bien es más larga, la carga a soportar es  $R_a$  y  $R_b$ , y las columnas desde 3 hasta 7 su carga aplicada es  $2R_a$  y  $2R_b$  pero sus longitudes son menores. La distribución de las cargas se puede ver en la figura 3.6.

$$P_1 = P_2 = R_a = R_b = 321 \text{ kg}$$

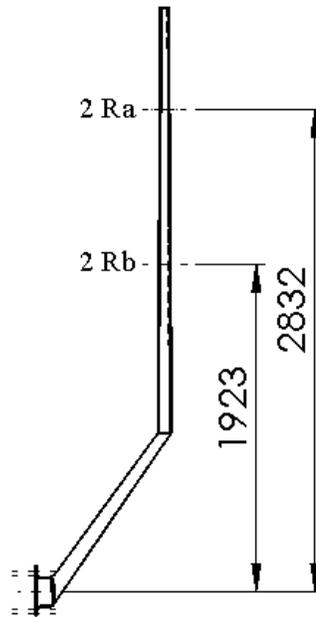


Figura 3.7. Distribución de cargas

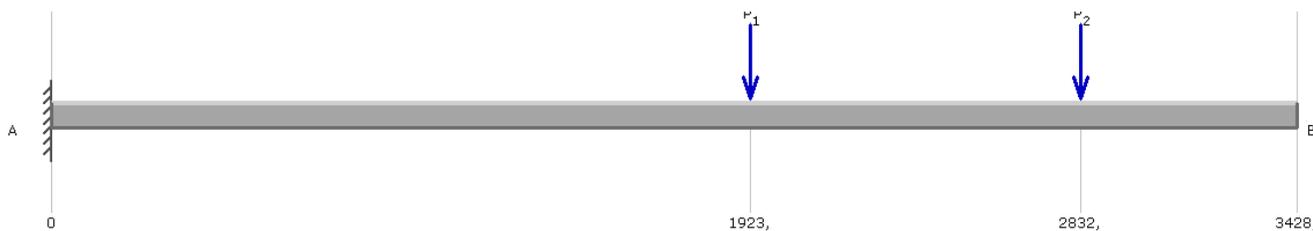
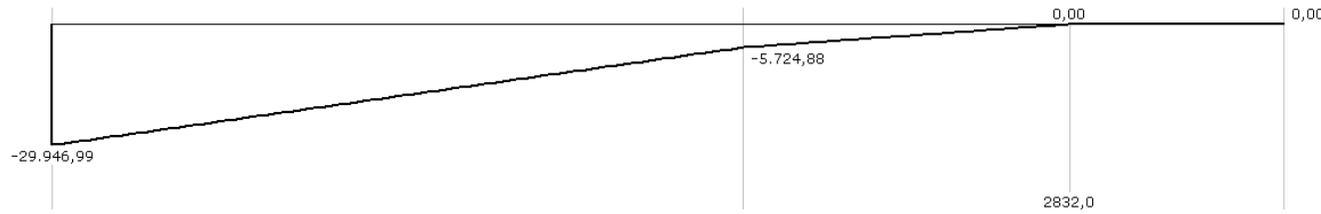


Figura 3.8. Diagrama de cargas columna 2



**Figura 3.9.** Diagrama de momento flector columna 2

La sección considerada estará sometida a esfuerzos normales y de flexión:

$$F = P_1 * 2 + P_2 * 2$$

$$F = 321 * 2 + 321 * 2$$

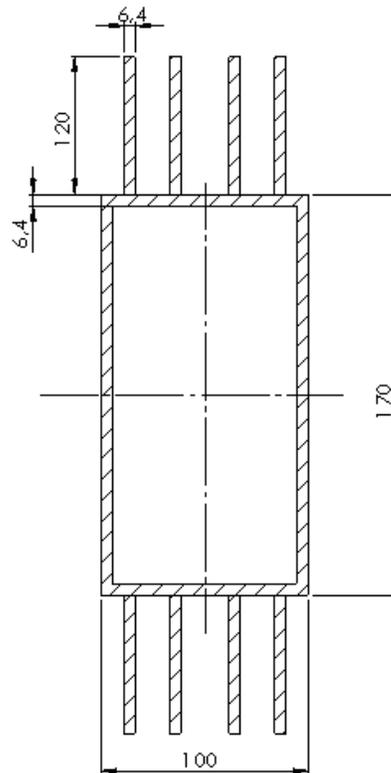
$$F = 1284 \text{ kg}$$

$$Mf_{max} = (P_1 * 2) * 283.2 + (P_2 * 2) * 192.3$$

$$Mf_{max} = (321 * 2) * 285.9 + (321 * 2) * 205$$

$$Mf_{max} = 314974.51 \text{ kgcm}$$

Para su diseño se propone las siguientes dimensiones:



**Figura 3.10.** Sección resistente de columna

Para calcular el módulo resistente y el área de la figura se tomará el área de la columna y el área equivalente de los nervios o soportes.

El área de la columna:

$$A_c = b * h - \{[b - (2 * e)] * [h - (2 * e)]\}$$

$$A_c = 10 * 17 - \{[10 - (2 * 0.64)] * [17 - (2 * 0.64)]\}$$

$$A_c = 32.92 \text{ cm}^2$$

La de los soportes:

$$A_s = (b * h) * 8$$

$$A_s = (0.64 * 12) * 8$$

$$A_s = 61.44 \text{ cm}^2$$

$$A_t = A_s + A_c = 94.36 \text{ cm}^2$$

Ahora se calculará el módulo resistente:

El de la columna:

$$W_c = \frac{b * h^2}{6} - \frac{(b - 2 * e) * (h - 2 * e)^2}{6}$$

$$W_c = \frac{10 * 17^2}{6} - \frac{(10 - 2 * 0.64) * (17 - 2 * 0.64)^2}{6}$$

$$W_c = 481.7 - 359.14$$

$$W_c = 122.52 \text{ cm}^3$$

El de los soportes:

$$W_s = \left( \frac{b * h^2}{6} \right) * 8$$

$$W_s = \left[ \frac{0.64 * (12)^2}{6} \right] * 8$$

$$W_s = 122.88 \text{ cm}^3$$

$$W_t = W_s + W_c = 245.46 \text{ cm}^3$$

Ahora se verifica la tensión de trabajo y el coeficiente de seguridad:

$$\sigma = \frac{Mf_{max}}{W_t} + \frac{F}{A_t}$$

$$\sigma = \frac{314974.51}{245.46} + \frac{1284}{94.36}$$

$$\sigma = 1283.20 + 13.61$$

$$\sigma = 1296.81 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{2400}{1296.81}$$

$$N = 1.85$$

Coeficiente de seguridad verificado. Este componente cumple con la condición de resistencia.

Considerando que esta es la columna que más esfuerzos soporta, el resto de las columnas no serán verificadas. De esta manera, las dimensiones finales serán las utilizadas para todo el conjunto.

### 3-3) Cálculo de tornillos

Como la columna nº 2 es la que mayor esfuerzo debe soportar, seleccionaremos los tornillos con los cuales serán unidos al chasis:

$$Mf_{max} = 314974.51 \text{ kgcm}$$

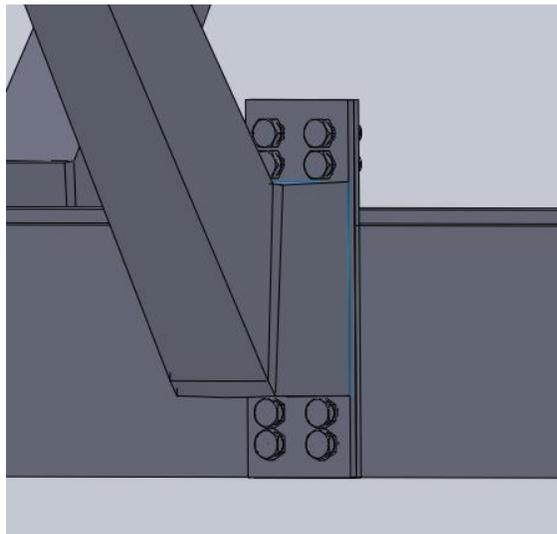


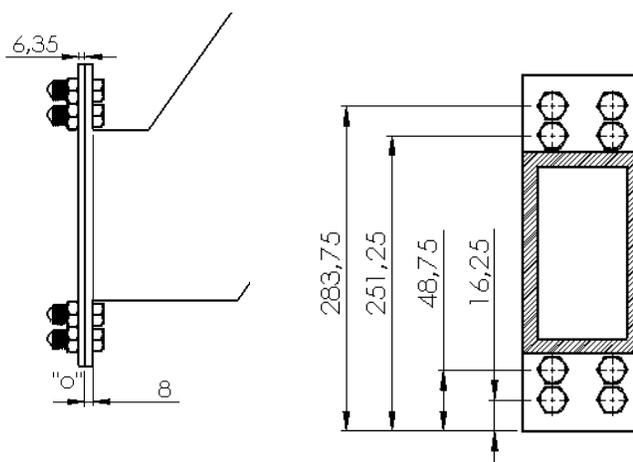
Figura 3.11. Esquema de unión atornillada

Datos:

Tornillo: 3/4 pulgada rosca UNC

Material: Acero SAE grado 5

$$\sigma_y = 6187 \text{ kg/cm}^2 \quad \sigma_u = 8437 \text{ kg/cm}^2$$



**Figura 3.12.** Representación y distancias de la unión atornillada

Al producirse el vuelco lateral de la carga lo soportará las columnas unidas al chasis, donde estas pivotarán sobre el punto “O”.

$$Mf_{max} = 314975 \text{ kgcm}$$

$$Mf_{max} = 28.375 * F_1 * 2 + 0.93F_1 * 25.125 * 2 + 0.123F_1 * 4.875 * 2 + 0.0526F_1 * 1.6250 * 2$$

$$F_1 = 2861.11 \text{ kg}$$

Definimos la rigidez del tornillo:

$$A_b = \frac{\pi * d_b^2}{4} = \frac{\pi * 1.905^2}{4}$$

$$A_b = 2.85 \text{ cm}^2$$

Para definir la rigidez de la junta, primero se debe conocer el área equivalente que sería el área teórica que es capaz de sujetar el tornillo de las características dada. El área equivalente se calcula como:

Diámetro equivalente es

$$d_e = \left( A + \frac{l}{2} \right) - d_b = 2.85 + \frac{1.435}{2}$$

$$d_1 = 3.33 \text{ cm}$$

$$d_e = 3.33 - 1.90$$

$$d_e = 1.43 \text{ cm}$$

Dónde:

A es el ancho entre lados de la cabeza del tornillo (cabeza hexagonal);

L es el largo de la junta a unir.

Para un tornillo de  $\frac{3}{4}$ " A=2.85 cm

$d_b$ = diámetro del bulón

$L=e_1+ e_2=0.64+0.8=1.435$  cm

$$A_e = \frac{\pi * d_e^2}{4} = \frac{\pi * (3.33 - 1.905)^2}{4}$$

$$A_e = 1.60 \text{ cm}^2$$

Definimos la rigidez del tornillo:

$$k_b = \frac{A_b * E_b}{L} = \frac{2.85 * 2100000}{1.435}$$

$$k_b = 2.18 \times 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

La rigidez de la junta queda:

$$k_c = \frac{A_e * E_c}{L} = \frac{1.60 * 2100000}{0.96}$$

$$k_c = 1.91 \times 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

Conociendo la rigidez de la junta y el perno se puede calcular las cargas variables en el perno:

$$\Delta F_b = F_1 * \left( \frac{k_b}{k_b + k_c} \right) = \Delta F_b = 2861.11 * \left( \frac{4.17 \times 10^6}{4.17 \times 10^6 + 2.34 \times 10^6} \right)$$

$$\Delta F_b = 1523.78 \text{ kg}$$

Si es conocida la fuerza externa actuante, se puede estimar la fuerza inicial de apriete actuante en el tornillo como:

$$F_i = Q * F_1 * \left( \frac{k_c}{k_c + k_b} \right) = 2 * 2861.11 * \left( \frac{2.34 \times 10^6}{2.34 \times 10^6 + 4.17 \times 10^6} \right)$$

$$F_i = 2674.67 \text{ kg}$$

Ya con todas las fuerzas conocidas se pueden calcular las fuerzas medias y alternas:

$$F_m = F_i + \frac{\Delta F_b}{2} = 2674.67 + \frac{1523.78}{2}$$

$$F_m = 3436.54 \text{ kg}$$

$$F_a = \frac{\Delta F_b}{2} = \frac{1832.7}{2}$$

$$F_a = 761.89 \text{ kg}$$

El área de esfuerzo de un tornillo de 19 mm es de 2.155 cm<sup>2</sup>, los esfuerzos variables son:

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_s} = \frac{3436.54}{2,155}$$

$$\sigma_m = 1594.61 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_s} = \frac{761.89}{2,155}$$

$$\sigma_a = 353.54 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Ahora se comprueba el coeficiente de seguridad tomando un  $k_f=2.6$ :

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_y} + k_f * \frac{\sigma_a}{\sigma_n}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{1594.61}{6187} + 2.6 * \frac{353.54}{4218.5}$$

$$N = 2.12$$

Comprobado los tornillos en la zona más crítica, en las demás columnas se utilizará estos tornillos. El material y dimensiones propuestos son correctos.

**CAPITULO 4**



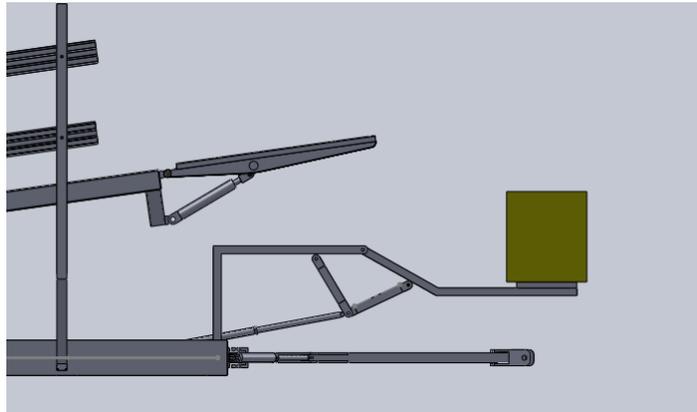
### Descripción y cálculo subconjunto colector

El brazo recolector es el encargado de juntar el megafardo del suelo y depositarlo sobre la rampa. El mismo está compuesto por los brazos principales y el marco sobre el cual se encuentran las púas (ver figura 4.1.). También las bielas, las cuales permiten realizar de un movimiento lineal (cilindro hidráulico) y movimiento circular para realizar la carga del megafardo recolectado del piso hacia la rampa de carga.

Los cálculos se realizarán considerando la posición de los brazos mostrados en la figura, ya que en esta posición la componente del peso está completamente en dirección vertical o perpendicular al piso y el esfuerzo de flexión será el máximo.

#### 4-1) Cálculo del marco

A esta estructura estarán unidas las púas y será diseñada con un perfil rectangular.

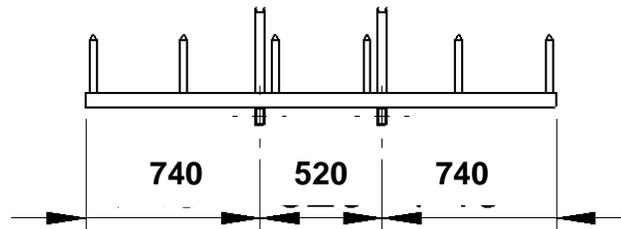


**Figura 4.1.** Esquema de brazos de recolección

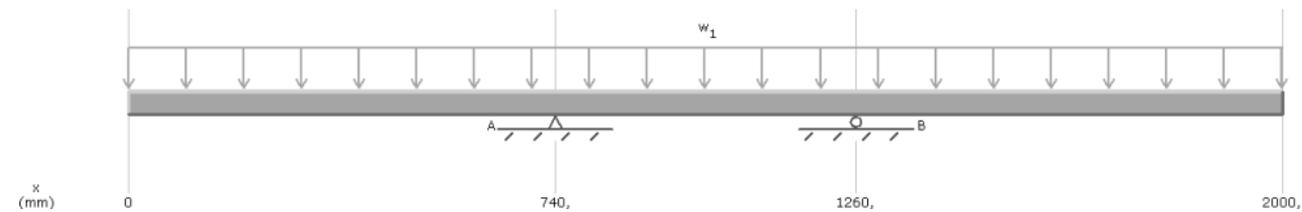
La carga sobre el marco será uniformemente distribuida a lo largo de este:

$$Q = \frac{\text{peso fardo}}{L} = \frac{\left(\frac{450}{2}\right)}{200}$$

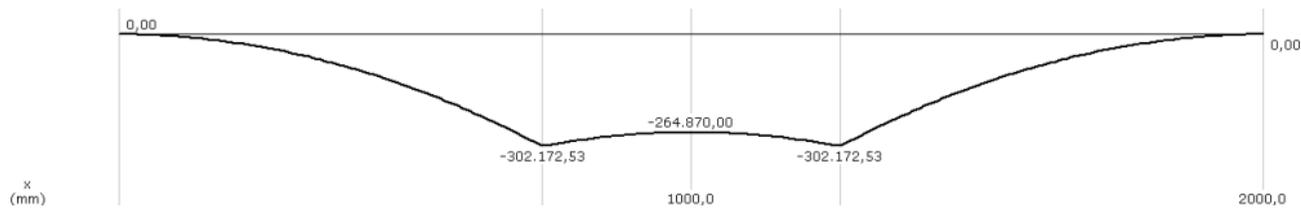
$$Q = 1.125 \frac{kg}{cm}$$



**Figura 4.2.** Dimensiones de la recolector



**Figura 4.3.** Diagrama de carga



**Figura 4.4.** Diagrama de momento flector

$$R_a = R_b = 112,5 \text{ kg}$$

$$M_{f_{max}} = 3080 \text{ kgcm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$h = 60 \text{ mm}$$

$$e = 3.20 \text{ mm}$$

$$W = \frac{b * h^2}{6} - \frac{(b - 2 * e) * (h - 2 * e)^2}{6}$$

$$W = \frac{3 * 6^2}{6} - \frac{(3 - 2 * 0.32) * (6 - 2 * 0.32)^2}{6}$$

$$W = 18 - 11.3$$

$$W = 6.7 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{Mf_{max}}{W} = \frac{3080}{6.7}$$

$$\sigma = 459.70 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{\sigma_{fl}}{\sigma} = \frac{2400}{513}$$

$$N = 5.22$$

Verifica la estructura, por lo tanto las dimensiones propuestas son correctas. Debido que pueden haberse omitido algunos esfuerzos consideraremos como correcto el coeficiente de seguridad obtenido.

#### 4-2) Cálculo de los brazos del recolector

Estos brazos articularán con los soportes del chasis (ver figura 5.2), mediante pernos, que harán la tarea de trasladar el megafardo desde el piso hasta la rampa. El dimensionamiento se realizará tomando como referencia la posición mostrada en la siguiente figura por lo explicado al comienzo de este capítulo.

Las fuerzas aplicadas son las reacciones de vínculo calculadas para el marco (punto 4.1)

$$R_a = R_b = 112.5 \text{ kg}$$

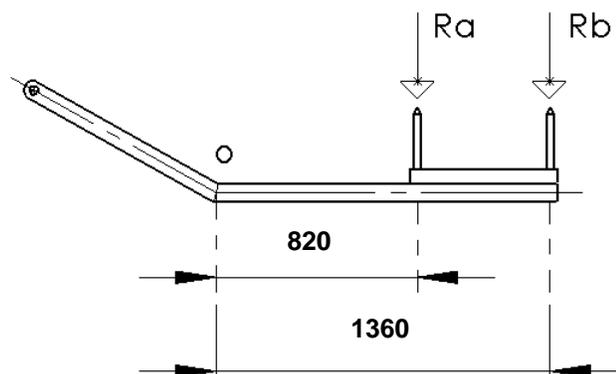


Figura 4.5. Distribución de cargas sobre el recolector

Ingeniería Mecánica

$$M_a = R_a * 82.02 = 9225 \text{ kgcm}$$

$$M_b = R_b * 136.02 = 15300 \text{ kgcm}$$

$$M_1 = M_a + M_b = 24525 \text{ kgcm}$$

Trasladando los momentos y las fuerzas al punto "o" queda:

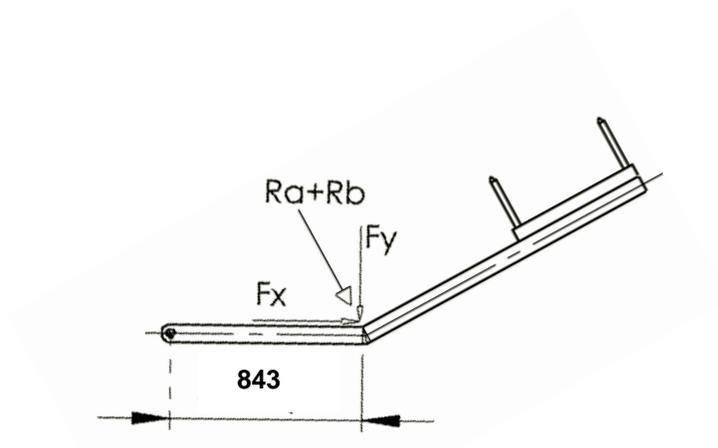


Figura 4.6. Fuerzas trasladadas al punto de acción

$$F_y = (R_a + R_b) * \cos(60^\circ) = 197 \text{ kg}$$

$$F_x = (R_a + R_b) * \sin(60^\circ) = 109 \text{ kg}$$

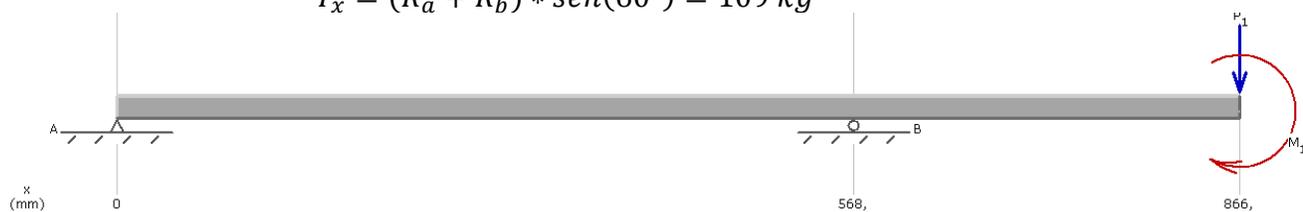
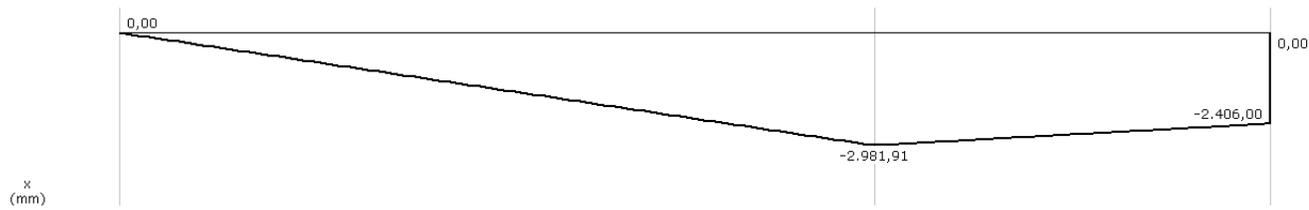


Figura 4.7. Diagrama de carga



**Figura 4.8.** Diagrama de momento flector

$$R_a = 535 \text{ kg}$$

$$R_b = 732 \text{ kg}$$

$$Mf_{max} = 30397 \text{ kgcm}$$

$$h = 130 \text{ mm}$$

$$b = 40 \text{ mm}$$

$$e = \frac{1}{8} = 3.20 \text{ mm}$$

$$W = \frac{b * h^2}{6} - \left[ \frac{(b - 2e) * (h - 2e)^2}{6} \right]$$

$$W = \frac{4 * 15^2}{6} - \left[ \frac{(4 - 2 * 0.32) * (15 - 2 * 0.32)^2}{6} \right]$$

$$W = 150 - 115.47$$

$$W = 34.52 \text{ cm}^3$$

$$A = b * h - [(b - 2e) * (h - 2e)]$$

$$A = 60 - 48.25$$

$$A = 11.75 \text{ cm}^2$$

Las tensions de trabajo

$$\sigma = \frac{Mf_{max}}{W} + \frac{F_x}{A}$$

$$\sigma = \frac{30397}{34.52} + \frac{109}{11.75}$$

Ingeniería Mecánica

$$\sigma = 880.56 + 9.27$$

$$\sigma = 889.84 \frac{kg}{cm^2}$$

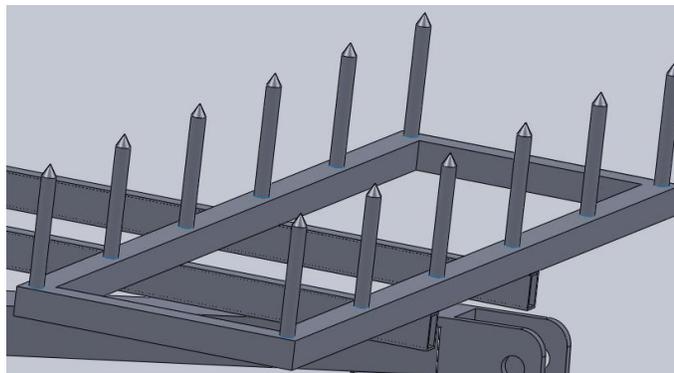
$$N = \frac{\sigma_{fl}}{\sigma} = \frac{2400}{889.84}$$

$$N = 2.69$$

El coeficiente de seguridad obtenido verifica la condición de resistencia para la sección analizada. Las dimensiones y material propuestos son correctos.

#### 4-3) Verificación de las púas

Las púas son las que pinchan al megafardo y deben ser capaces de soportar el peso de este. Para ello se verificará a continuación estos componentes:



**Figura 4.9.** Púas del recolector

Son 12 púas y los mismos serán analizados a la rotura por corte y flexión:

$$F = \frac{450}{n} = \frac{450}{12}$$

Donde n son la cantidad de pinches:

$$F = 37.5 \text{ kg}$$

$$l = 250 \text{ mm}$$

$$D = 20 \text{ mm}$$

$$Mf = F * l = 37.5 * 25$$

Ingeniería Mecánica

$$Mf = 937.5 \text{ kgcm}$$

El área y el módulo resistente:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 2^2}{4}$$

$$A = 3.14 \text{ cm}^2$$

$$W = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 2^3}{32}$$

$$W = 0.785 \text{ cm}^3$$

Los esfuerzos son:

$$\sigma_{nor} = \frac{Mf}{W} = \frac{937.5}{0.78}$$

$$\sigma_{nor} = 1193.66 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{tan} = \frac{F}{A} = \frac{37.5}{3.14}$$

$$\sigma_{tan} = 11.94 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El coeficiente de seguridad:

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_{nor}}{\sigma_y} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{tan}}{\sigma_{ys}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{1193.66}{2400} \right)^2 + \left( \frac{11.94}{0.6 * 2400} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{N} = [0.24 + 0.07 \times 10^{-3}]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 2.04$$

El material y las dimensiones propuestas cumplen con las condiciones de resistencias.

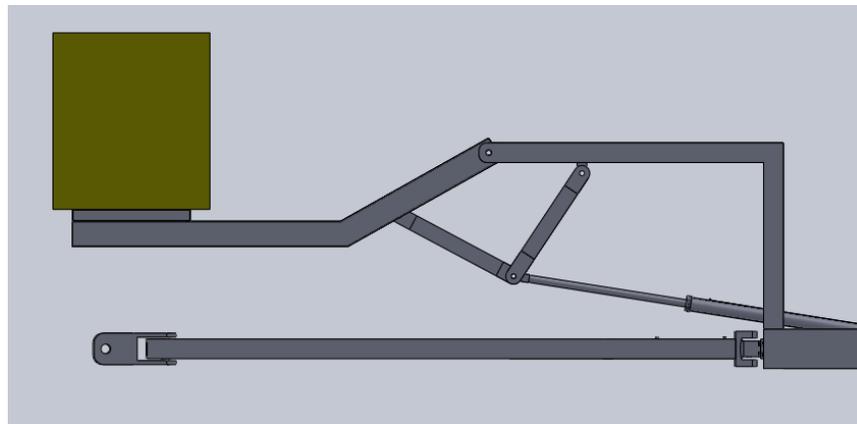
#### 4-4) Verificación de la biela de articulación

Como ya se explicó anteriormente, estas bielas permitirán transformar el movimiento lineal aportado por el cilindro hidráulico en uno circular, movimiento que es necesario para el momento de la carga, ya que sin este conjunto de bielas sería imposible realizar. La rotación necesaria es de  $180^\circ$ .

El componente estará solicitado a esfuerzo de compresión, por lo que se verificará al pandeo.

Como se ve en la figura 4.10, la componente del peso del megafardo está perpendicular al piso, posición que se ha definido para el cálculo de la estructura, que la fuerza que debe realizar el cilindro y la que debe soportar la biela son las reacciones calculadas en el punto 4.2, más precisamente  $R_b$ .

$$F = R_b = 732 \text{ kg}$$



**Figura 4.10.** Biela sometida a pandeo

La biela será analizada a pandeo mediante la fórmula de Euler. Se tomarán las restricciones considerando la figura 4.11, según el caso "a" donde los extremos son móviles.

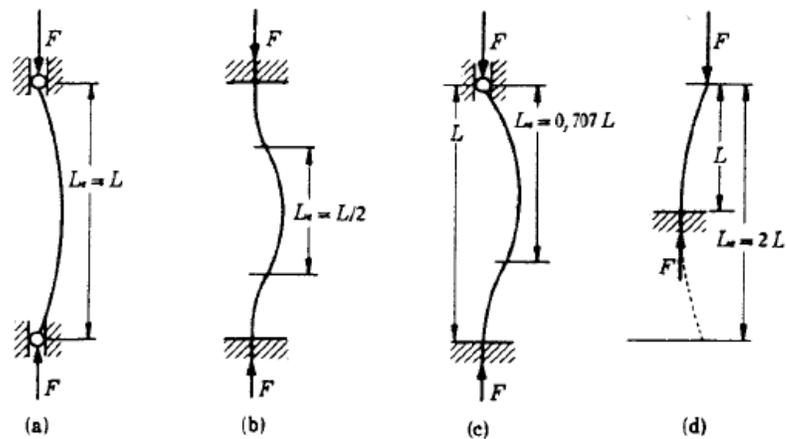


Fig. 7.1 Tipos de columnas. (a) Extremos articulados; (b) extremos empotrados; (c) Un extremo empotrado, el otro articulado; (d) Un extremo empotrado y el otro libre.

Figura 4.11. Restricciones de pandeo

$$F_{critica} = \frac{\pi^2 * E * A}{\left(\frac{L}{K}\right)^2}$$

$$F_{max cilindro} = 732 \text{ kg}$$

$$E = 2100000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$L = 500 \text{ mm}$$

$$b = 15 \text{ mm}$$

$$h = 80 \text{ mm}$$

$$A = b * h = 1.5 * 8$$

$$A = 12 \text{ cm}^2$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} = \frac{8 * 1.5^3}{12}$$

$$I = 2.25 \text{ cm}^4$$

$$K = \left(\frac{I}{A}\right)^{\frac{1}{2}} = 0.43 \text{ cm}$$

$$\text{esbeltez } \frac{L}{K} = 115.47$$

$$F_{critica} = \frac{\pi^2 * E * 12}{(115.47)^2}$$

$$F_{critica} = 18653.55 \text{ kg}$$

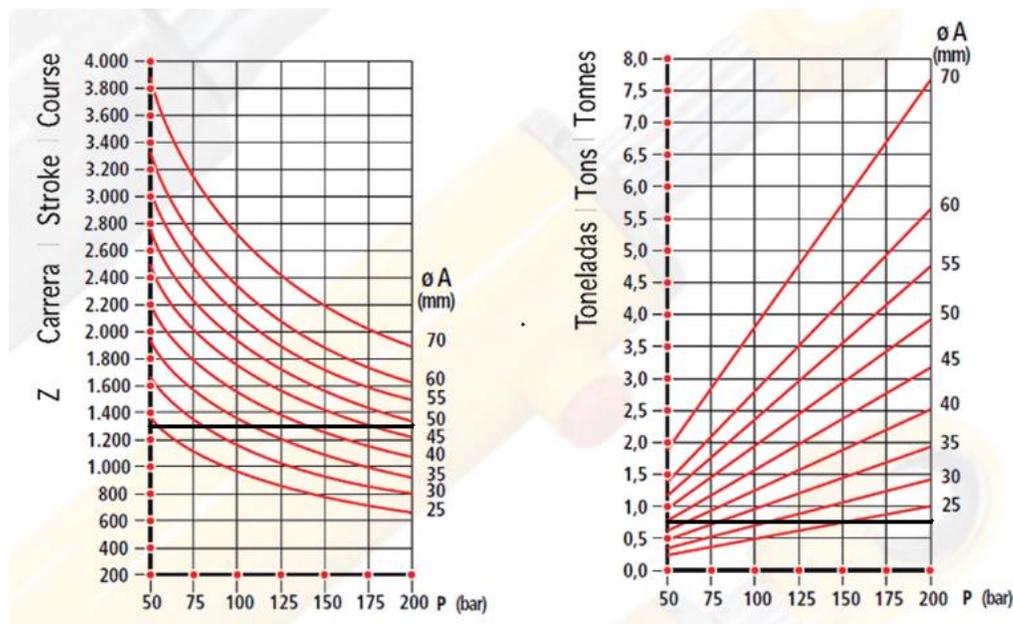
$$F_{critica} = 18653.55 \text{ kg} \gg R_b = 732 \text{ kg}$$

Claramente la fuerza actuante está muy por debajo de la fuerza crítica, por lo tanto, la biela no sufrirá pandeo. Las dimensiones y material propuesto cumplen con las condiciones de resistencia.

#### 4-5) Verificación de vástago del cilindro hidráulico

Considerando que la carrera es de aproximadamente 1340 mm y el diámetro del vástago es de 38.1 mm, es necesario verificar al pandeo del vástago del cilindro hidráulico.

Para verificar estos esfuerzos iremos a un catálogo de fabricantes de cilindros hidráulico y comprobaremos las condiciones de trabajo: carrera y fuerza de trabajo.



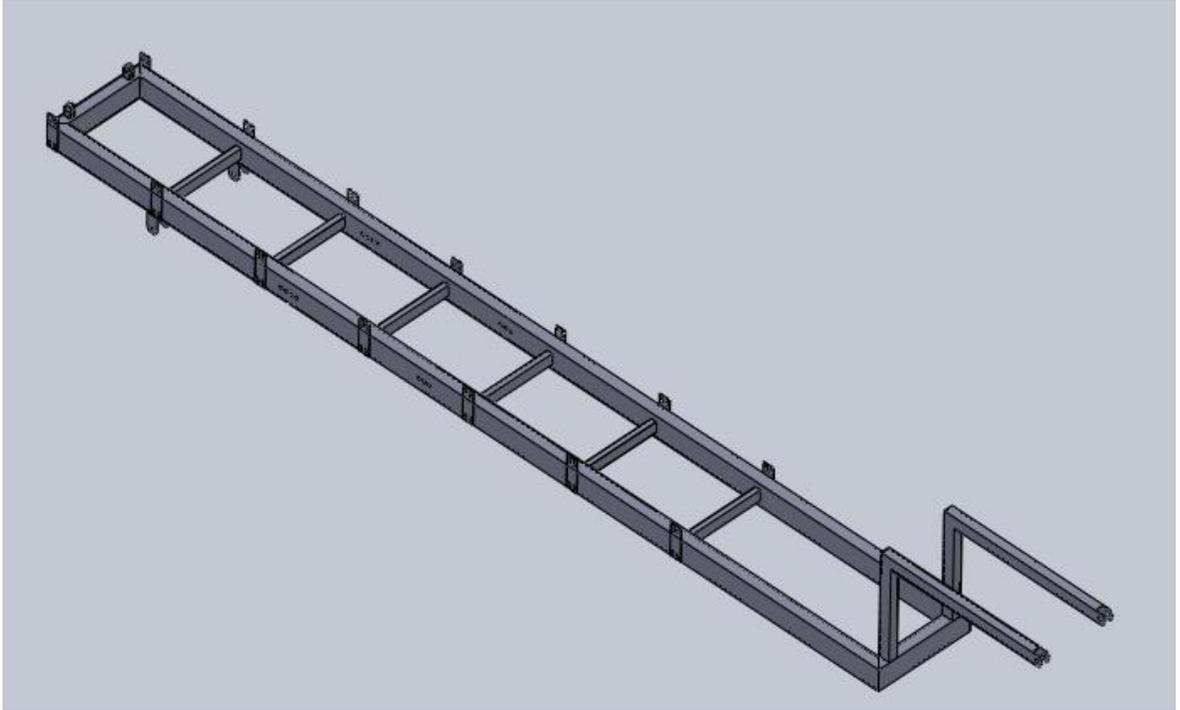
**Tabla 4.1.** Gráficos para verificación del pandeo. A- por carrera .B-por carga

Primero definimos la presión de trabajo= $732 \text{ kg}/11.04 \text{ cm}^2=64.20 \text{ kg/cm}^2$ , luego entrando a la tabla 4.1 A, con la carrera, que es aproximadamente 1340 mm, y proyectando (línea negra) nos da un diámetro de vástago mínimo de 30 mm. Por lo tanto está dentro de los valores de seguridad.

En tanto, considerando la carga de trabajo (tabla 4.1 B), la fuerza ejercida es de 732 kg, y proyectando en la gráfica (línea negra) nos da un diámetro mínimo menor a 25 mm.

Considerando las verificaciones anteriores, el vástago del cilindro no sufrirá pandeo, ya que ambos criterios fueron comprobados.

**CAPITULO 5**



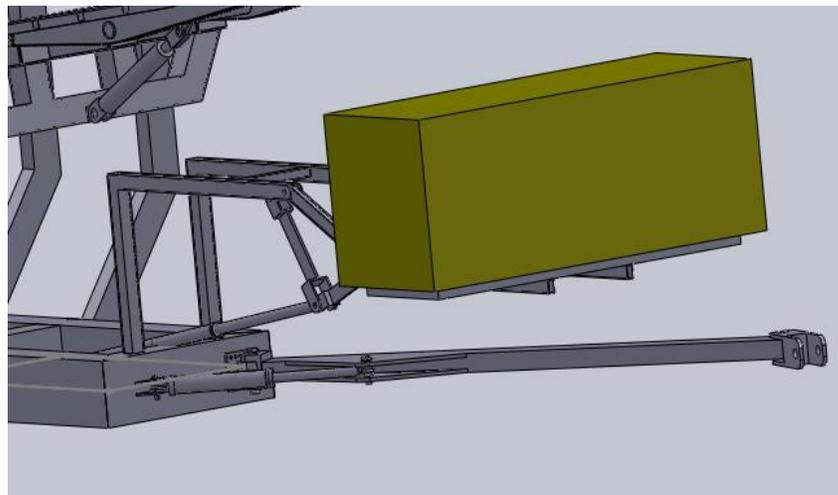
## Descripción y cálculo del chasis

El chasis es el encargado soportar todos los componentes del equipo. El mismo está construido por cuatro vigas cajón, las cuales están sometidas a distintos esfuerzos.

### 5-1) Cálculo de la viga delantera

A esta viga está unida la lanza de enganche o remolque, el cilindro hidráulico que produce el desplazamiento lateral del equipo hacia la posición de trabajo y los soportes de los brazos recolectores, pero para verificar sus dimensiones primero se deberán conocer los distintos esfuerzos actuantes.

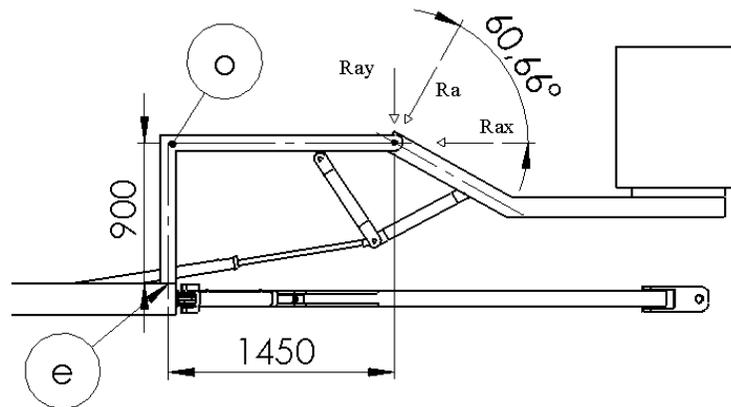
A continuación se verificarán los soportes de los brazos recolectores y los esfuerzos que estos le transmiten a la viga delantera.



**Figura 5.1.** Esquema viga delantera

Análisis de fuerzas actuantes:

Viendo el punto 2 del capítulo 4, figura 4.6, las reacciones para el punto donde pivotean los brazos es  $R_a=535$  kg, pero trasladando



**Figura 5.2.** Carga actuantes sobre soportes

La reacción de la articulación del brazo recolector transmite una reacción que se descompone en 2 direcciones. El ángulo entre  $R_a$  y la horizontal es de  $60,66^\circ$ .

$$R_{ax} = R_a * \cos (60,66^\circ) = 535 * \cos (60,66^\circ) = 265.5 \text{ kg}$$

$$R_{ay} = R_a * \sin (60,66^\circ) = 535 * \sin (60,66^\circ) = 460 \text{ kg}$$

Momento generado en “o” está dado por:

$$M_o = R_{ay} * 145 \text{ cm} = 66700 \text{ kgcm}$$

Verificamos la sección de los soportes:

$$b = 80 \text{ mm}$$

$$h = 100 \text{ mm}$$

$$e = 6.35 \text{ mm}$$

$$W = \frac{b * h^2}{6} - \left[ \frac{(b - 2 * e) * (h - 2 * e)^2}{6} \right]$$

$$W = 63.65 \text{ cm}^3$$

$$A = b * h - [(b - 2 * e) * (h - 2 * e)]$$

$$A = 16.74 \text{ cm}^2$$

Como  $R_{ay}$  se traslada a “o” y genera una compresión:

$$\sigma = \frac{M_o}{W} + \frac{R_{ay}}{A}$$

$$\sigma = \frac{66700}{63.65} + \frac{460}{16.74}$$

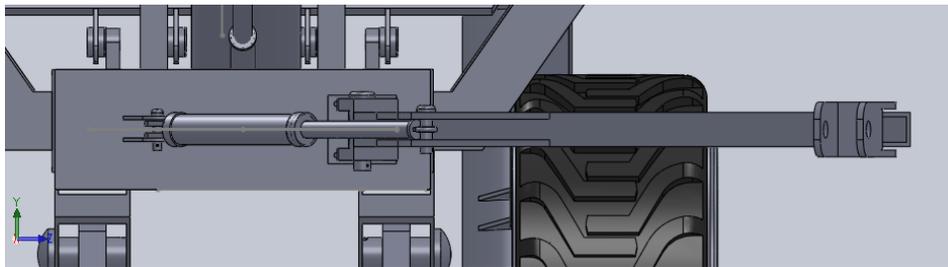
$$\sigma = 1047.9 + 34$$

$$\sigma = 1081.9 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N = \frac{2400}{1081.9}$$

$$N = 2.21$$

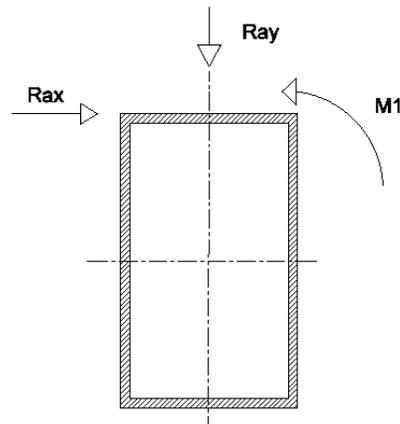
Ya verificada las condiciones de resistencia para estos componentes, se considerará las dimensiones de los soportes del brazo recolector como las correctas. Ahora se procederá con la viga delantera del chasis.



**Figura 5.3.** Viga delantera

La viga delantera tiene esfuerzos actuantes en 2 planos, generados por la lanza (durante el traslado) y el cilindro hidráulico y los generados por el soporte del recolector (ver figura 4.2.)

En el plano XY trasladando las fuerzas al punto “e” figura 4.2.:

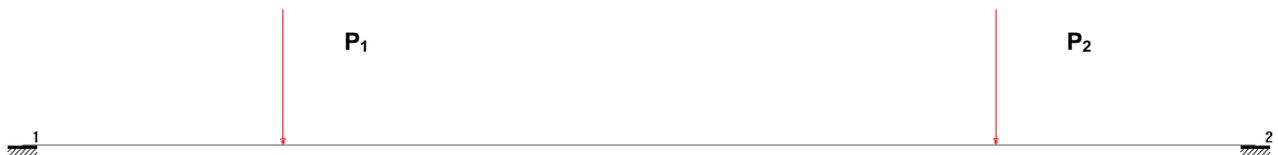


**Figura 5.4.** Perfil esfuerzos actuantes

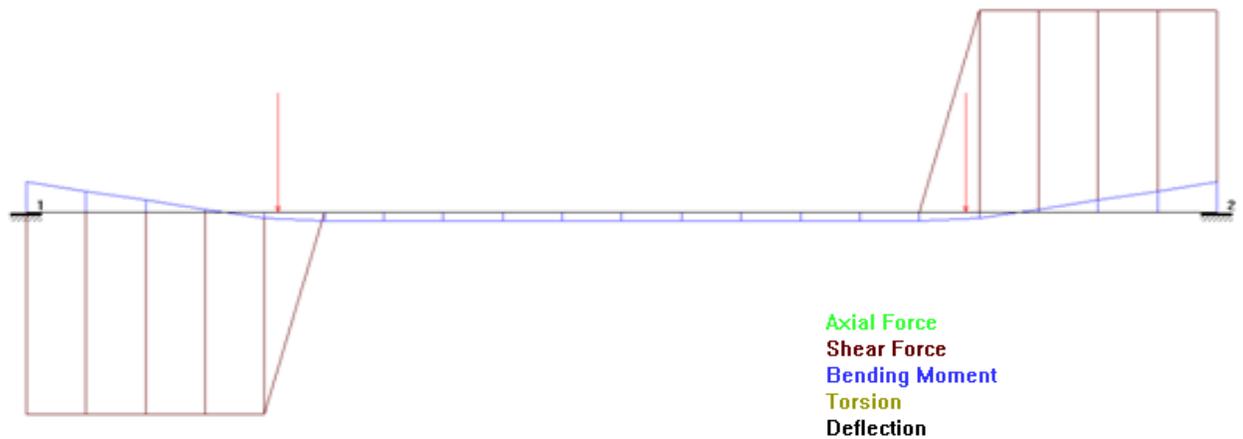
La viga diseñada será cajón, soldada en ambos extremos que la unirán a las vigas laterales, por lo que se considerará doblemente empotrada. Su longitud es de 900 mm y las cargas se encuentran a 200 mm de sus apoyos.

Dónde:

$$P_1 = P_2 = R_{ay} = 460 \text{ kg}$$



**Figura 5.5.** Cargas viga delantera plano XY



**Figura 5.6.** Momento Flector viga delantera plano XY

Distancia	Forzas [kN]			Momentos [kNm]			Deformacion [mm]	
	N	Ty	Tz	Mx	My	Mz	fy	fz
0.000	0.000	-4.500				0.675	0.000	
0.090	0.000	-4.500				0.269	-0.000	
0.180	0.000	-4.500				-0.136	-0.001	
0.270	0.000	-0.000				-0.181	-0.002	
0.360	0.000	-0.000				-0.181	-0.002	
0.450	0.000	-0.000				-0.181	-0.003	
0.540	0.000	-0.000				-0.181	-0.002	
0.630	0.000	-0.000				-0.181	-0.002	
0.720	0.000	4.500				-0.136	-0.001	
0.810	0.000	4.500				0.269	-0.000	
0.900	0.000	4.500				0.674	0.000	

Tabla 5.1. Resultados de análisis viga delantera plano XY

$$R_a = R_b = 460kg$$

$$M_{f_{max}} = 6880.73 kgcm$$

La torsión:

$$M_1 = 460 * 145 = 66700 kgcm$$

$$M_2 = 265.5 * 90 = 23895 kgcm$$

$$M_T = M_1 - M_2 = 42805 kgcm$$

La torsión resultante será:

$$M_{tr} = M_T - (R_{ax} * \frac{200}{2})$$

$$M_{tr} = 42805 - (265.5 * 100)$$

$$M_r = 16255 kgcm$$

Los esfuerzos actuantes en el plano XZ considerando el remolque del equipo en la posición de trabajo con la carga completa de 9000 kg más un 50% nos da un total de 13500 kg.

Para ponerse en movimiento la fuerza que debe vencer es la fuerza de rozamiento estática:

$$F_r = \mu_{est} * N$$

Ingeniería Mecánica

$$\mu_{est} = 0.6$$

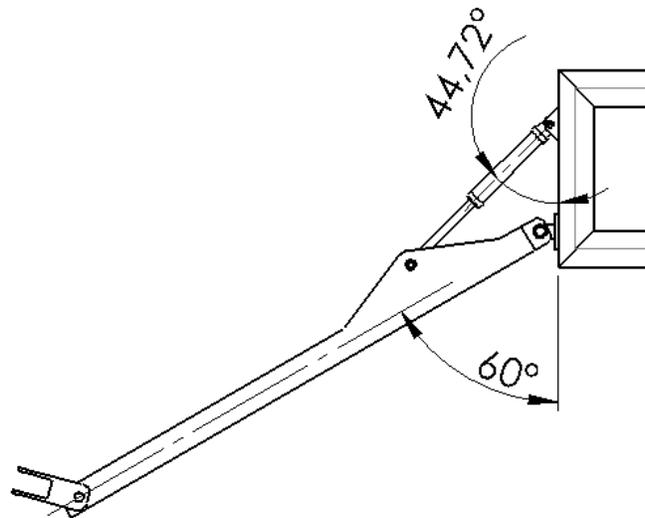
$$N = 13500 \text{ kgcm}$$

$$F_r = 8100 \text{ kg}$$

La fuerza es absorbida, una mitad por la lanza y la otra mitad por el cilindro hidráulico:

$$F_n = \frac{F_r}{2}$$

$$F_n = 4050 \text{ kg}$$



**Figura 5.7.** Fuerzas actuantes plano XZ

Las fuerzas son:

$$F_{cil} = 4050 \text{ kg}$$

$$F_{cilX} = 4050 * \cos 45^\circ = 2863.78 \text{ kg}$$

$$P_2 = F_{cilY} = 4050 * \sen 45^\circ = 2863.78 \text{ kg}$$

$$F_{lanza} = 4050 \text{ kg}$$

$$P_1 = F_{lanzaX} = 4050 * \sen 60^\circ = 3507.40 \text{ kg}$$

$$F_{lanzaY} = 4050 * \cos 60^\circ = 2025 \text{ kg}$$

Como ya se mencionó anteriormente la viga se encuentra soldada en ambos extremos, por lo que se considerará doblemente empotrada. Su longitud es de 900 mm y  $P_1$  se encuentra a 200 mm de 1 y  $P_2$  a 600 mm de 1. (Ver figura 5.8)



Figura 5.8. Cargas viga delantera XZ

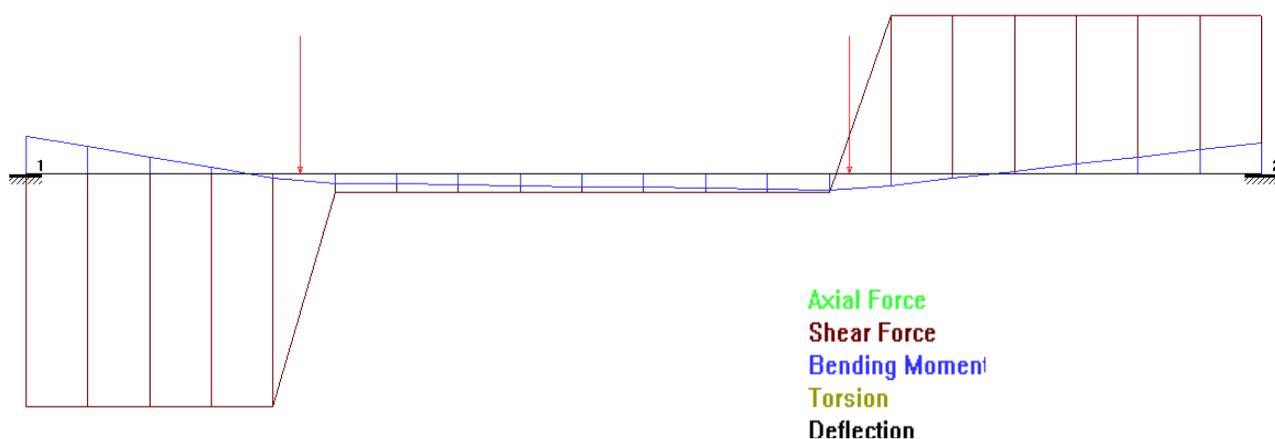


Figura 5.9. Diagrama de momento flector XZ

Distancia	Forzas [kN]			Momentos [kNm]			Deformacion [mm]	
	N	Ty	Tz	Mx	My	Mz	fy	fz
0.000	0.000	-36.97				5.980	0.000	
0.090	0.000	-36.97				2.653	-0.004	
0.180	0.000	-36.97				-0.674	-0.012	
0.270	0.000	-2.968				-1.621	-0.019	
0.360	0.000	-2.968				-1.888	-0.024	
0.450	0.000	-2.968				-2.156	-0.026	
0.540	0.000	-2.968				-2.423	-0.024	
0.630	0.000	25.032				-1.850	-0.019	
0.720	0.000	25.032				0.403	-0.011	
0.810	0.000	25.032				2.656	-0.003	
0.900	0.000	25.032				4.909	0.000	

Tabla 5.2. Resultados de análisis viga delantera plano XZ

$$R_a = 3768.60 \text{ kg}$$

$$R_b = 2551.7 \text{ kg}$$

$$M_{f_{max}} = 60958.2 \text{ kgcm}$$

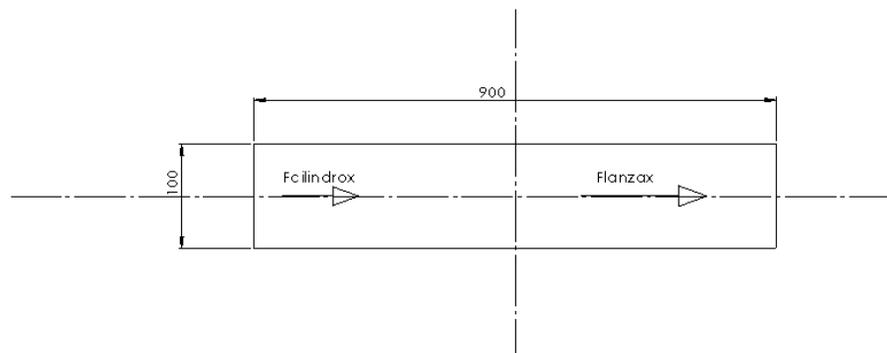
Momento resultante:

$$M_r = \left[ (M_{f_{xz}})^2 + (M_{f_{xy}})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$M_r = \left[ (6880.73)^2 + (60958.2)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$M_r = 61345.30 \text{ kgcm}$$

Los esfuerzos normales:



**Figura 5.10.** Esfuerzos normales viga delantera

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$h = 200 \text{ mm}$$

$$e = 6.35 \text{ mm}$$

$$A = b * h - [(b - 2 * e) * (h - 2 * e)]$$

$$A = 36.48 \text{ cm}^2$$

$$W = \frac{b * h^2}{6} - \left[ \frac{(b - 2 * e) * (h - 2 * e)^2}{6} \right]$$

Ingeniería Mecánica

$$W = 156.23 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{normal} = \sigma M_r + \sigma_{cilx} + \sigma_{lanzaY} = \left( \frac{61345.30}{W} \right) + \left( \frac{2863.78 + 2025}{A} \right)$$

$$\sigma_{normal} = 392.66 + 134$$

$$\sigma_{normal} = 526.67 \frac{kg}{cm^2}$$

Los esfuerzos tangenciales:

$$W_p = \frac{2 * b^2 * h}{9} - \left[ \frac{2 * (b - 2 * e)^2 * (h - 2 * e)}{9} \right]$$

$$W_p = 127.22 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{tan} = \frac{16255}{127.22}$$

$$\sigma_{tan} = 127.77 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_{normal}}{\sigma_y} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{tan}}{\sigma_{ys}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

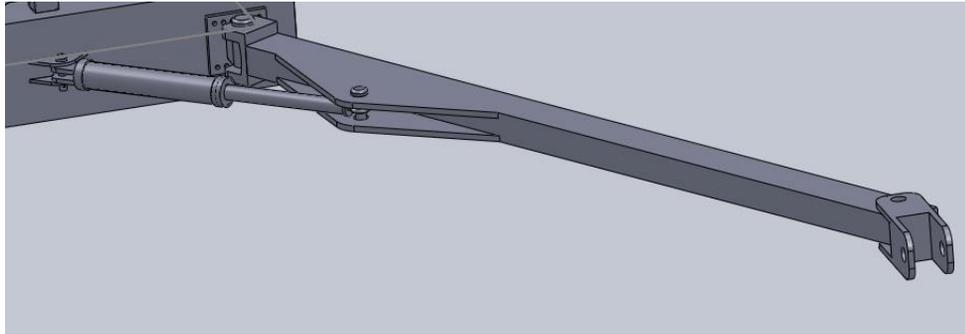
$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{526.67}{2400} \right)^2 + \left( \frac{127.77}{0.6 * 2400} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 4.23$$

El coeficiente de seguridad calculado verifica las condiciones de resistencia. Las dimensiones y material propuesto son correctos.

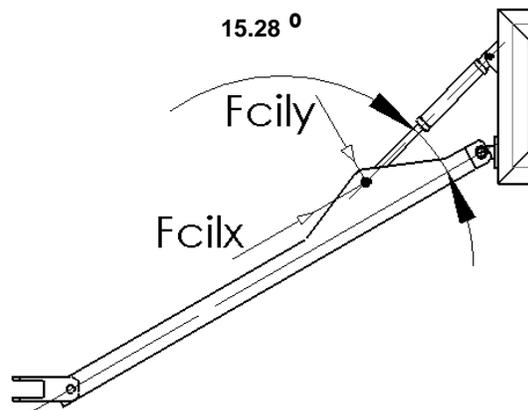
## 5-2) Cálculo de la lanza

Mediante la lanza de transporte se podrá realizar el posicionamiento lateral del equipo para la posición de trabajo. Por medio de un cilindro hidráulico se realiza este movimiento. Dicho movimiento se produce pivoteando sobre las ruedas, usando de pivot uno de los ejes mientras que el otro eje sufrirá un pequeño arrastre lateral.



**Figura 5.11.** Esquema lanza

En el momento de terminar la recolección se procede al transporte de los fardos hacia su lugar de almacenaje. Para ello es necesario realizar el movimiento de alineamiento del equipo con el tractor, pero para esto la lanza debe resistir los esfuerzos.



**Figura 5.12.** Cargas actuantes sobre la lanza

$$P_1 = F_{cilY} = F_{cil} * \text{sen} (15^\circ) = 4050 * \text{sen} (15^\circ) = 1045.22 \text{ kg}$$

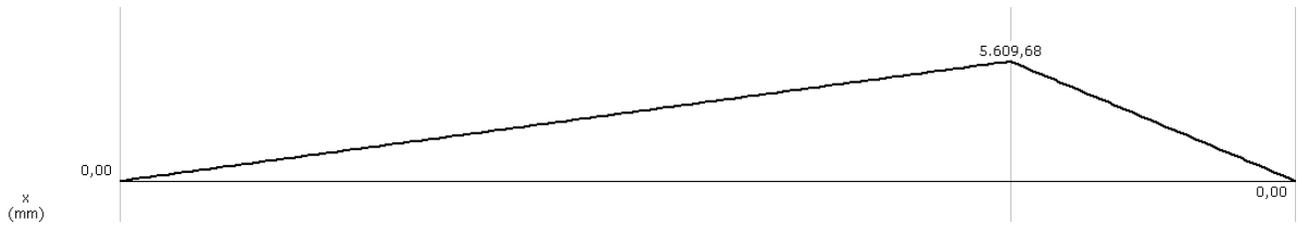
$$F_{cilX} = F_{cil} * \text{cos} (15^\circ) = 4050 * \text{cos} (15^\circ) = 3912 \text{ kg}$$

$$F_{lanza} = 4050 \text{ kg}$$

$$\text{largo lanza} = 2980 \text{ mm}$$



**Figura 5.13.** Diagrama de carga sobre lanza



**Figura 5.14.** Diagrama de momento flector en lanza

$$R_a = 253.24 \text{ kg}$$

$$R_b = 761.43 \text{ kg}$$

$$M_{f_{max}} = 57176.35 \text{ kgcm}$$

$$e = 6.35 \text{ mm}$$

$$b = 130 \text{ mm}$$

$$h = 100 \text{ mm}$$

$$A = b * h - [(b - 2 * e) * (h - 2 * e)]$$

$$A = 130 - 102.4$$

$$A = 27.6 \text{ cm}^2$$

$$W = \frac{b * h^2}{6} - \left[ \frac{(b - 2 * e) * (h - 2 * e)^2}{6} \right]$$

$$W = 281.67 - 200.19$$

$$W = 81.47 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_{f_{max}}}{W} + \frac{(F_{lanza} + F_{cilX})}{A}$$

$$\sigma = \frac{57176.35}{81.47} + \frac{7962}{27.6}$$

$$\sigma = 990.2 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N = \frac{2400}{990.2}$$

$$N = 2.42$$

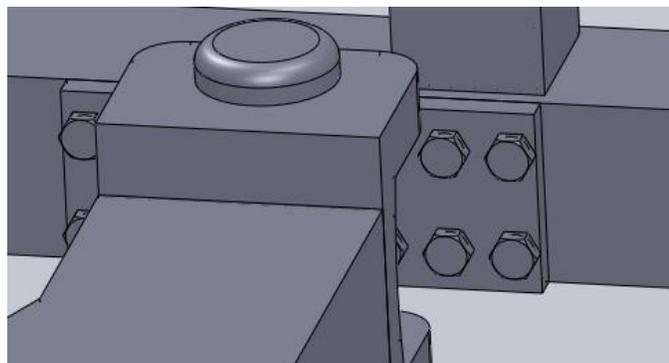
Verifica las condiciones de resistencia. Se considera correcto las dimensiones y el material propuesto.

### 5-3) Verificación de los tornillos de sujeción

Los tornillos son los encargados de unir la lanza de transporte con el chasis del equipo. Para esto proponemos lo siguiente:

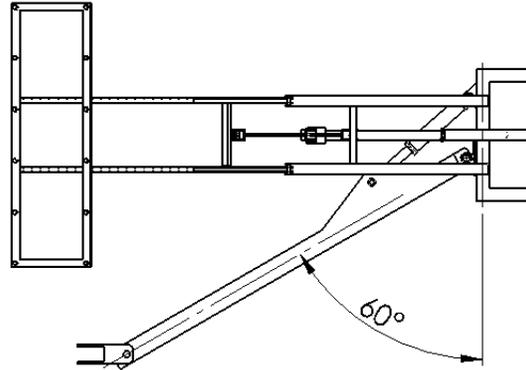
Tornillo  $\frac{3}{4}$  rosca UNC

Material: AISI 1020 templado  $s_y=3374 \text{ kg/cm}^2$   $s_u=4569 \text{ kg/cm}^2$



**Figura 5.15.** Diagrama de unión lanza-chasis

Los tornillos se calcularan teniendo en cuenta la posición que se muestra en la figura 5.16, ya que en este caso esfuerzos de corte y normales.



**Figura 5.16.** Angulo de trabajo

$$F_{lanza} = 4050 \text{ kg}$$

$$F_{lanzaX} = 4050 \text{ kg} * \text{sen} (60^\circ)$$

$$F_{lanzaX} = 3507,40 \text{ kg}$$

$$F_{lanzaY} = 4050 \text{ kg} * \text{cos} (60^\circ)$$

$$F_{lanzaY} = 2025 \text{ kg}$$

$$\text{fuerza de traccion por tornillo} = \frac{F_{lanzaX}}{8}$$

$$\text{fuerza de traccion por tornillo} = 438.42 \text{ kg}$$

$$\text{fuerza de corte por tornillo} = \frac{F_{lanzaY}}{8}$$

$$\text{fuerza de corte por tornillo} = 253.125 \text{ kg}$$

$$A_s = 2.155 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_t = \frac{\text{fuerza de traccion por tornillo}}{A_s}$$

$$\sigma_t = \frac{438.42}{2.155}$$

$$\sigma_t = 203.44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{3374}{203.44}$$

$$N = 16.58$$

$$\sigma_c = \frac{\text{fuerza de corte por tornillo}}{A_s}$$

$$\sigma_c = \frac{253.125}{2.155}$$

$$\sigma_c = 117.46 \frac{kg}{cm^2}$$

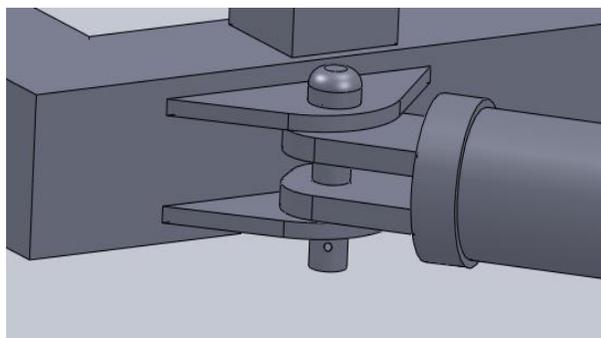
$$N = \frac{0.6 * 3374}{117.46}$$

$$N = 17.23$$

Los tornillos seleccionados verifican las condiciones de resistencia. Debido al coeficiente de seguridad muy elevado podría recalcularse estos componentes, optando por poner menos tornillos o reduciendo el tamaño de estos.

#### 5-4) Verificación de la soldadura de las orejas del soporte cilindro

Las orejas deben sostener al cilindro hidráulico encargado de realizar el desplazamiento del equipo lateralmente hacia su posición de trabajo y viceversa.



**Figura 5.17.** Esquema perno-orejas lanza-chasis

$$\text{fuerza por oreja} = \frac{4050}{2}$$

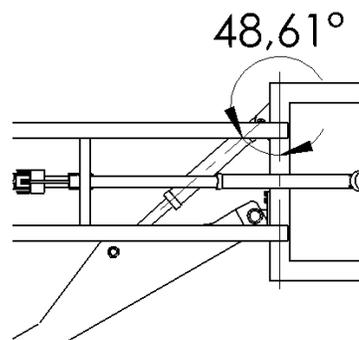
$$\text{fuerza por oreja} = 2025 \text{ kg}$$

La soldadura de estos componentes estará sometido a esfuerzos de corte y normales debido a la flexión. La verificación a continuación:

Datos:

El espesor de la oreja 12.7 mm

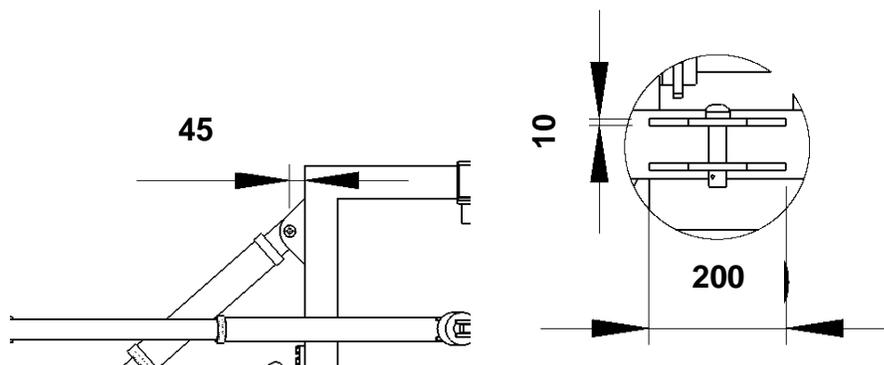
D = 10 mm

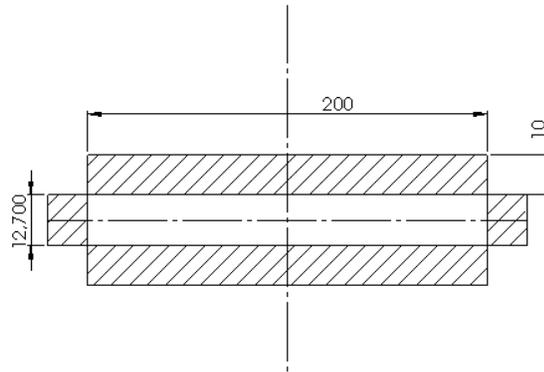


**Figura 5.18.** Angulo de acción de fuerza cilindro

$$Fuerza\ de\ corte = 2025 * \cos(48.61^\circ)$$

$$Fuerza\ de\ corte = 1338.89\ kg$$





**Figura 5.19.** Dimensiones y geometría de la soldadura

$$F_{exx} = 4894.64 \frac{kg}{cm^2} (\text{resistencia del electrodo})$$

$$A_w = [(1 * 1) * 2 + (20 * 1) * 2] * 0.707$$

$$A_w = 29.694 \text{ cm}^2$$

$$W = \frac{[(20 * 0.707) * (1)^2]}{6} * 2 + \frac{[(1 * 0.707) * (1)^2]}{6} * 2$$

$$W = 4.945 \text{ cm}^2$$

$$F_x = 1338.89 \text{ kg}$$

$$M = F_x * 4.5 \text{ cm}$$

$$M = 1338.89 * 4.5 = 6025 \text{ kgcm}$$

$$\sigma_{corte} = \frac{F}{A_w} = \frac{1338.89}{29.694}$$

$$\sigma_{corte} = 45.09 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{normal} = \frac{M}{W} = \frac{6025}{4.945}$$

$$\sigma_{normal} = 1218 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_r = \sqrt{(\sigma_{corte})^2 + (\sigma_{normal})^2}$$

$$\sigma_r = \sqrt{(45.09)^2 + (1218)^2}$$

$$\sigma_r = 1219.23 \frac{kg}{cm^2}$$

$$R_d = 0.6 * 0.6 * F_{exx} * (1 * 0.707)$$

$$R_d = 0.6 * 0.6 * 4894.64 * (1 * 0.707)$$

$$R_d = 1246 \frac{kg}{cm}$$

$$d_{nec} = \frac{\sigma_r}{R_d} = \frac{1219.23}{1246}$$

$$d_{nec} = 0.97 \text{ cm}$$

Según las normas CIRSOC, el  $d_{\text{mínimo}}=5$  y el  $d_{\text{máximo}}=12.5-2=10.5$  mm, por lo tanto la soldadura de este componente verifica los criterios de la norma.

Para las consideraciones hechas ver capítulo 2 Tabla 2.1 y 2.2.

### 5-5) Verificación del perno unión chasis-lanza

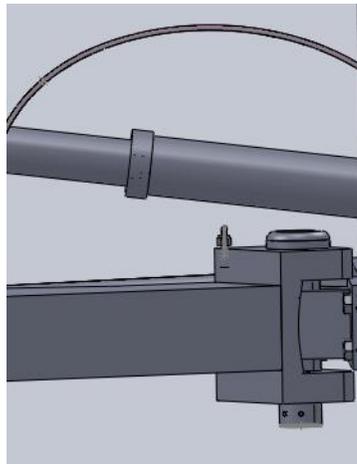
Este componente deberá ser capaz de soportar el esfuerzo generado al momento de remolcar el equipo. Este es el que articula el movimiento de la lanza con el chasis.

D=38.1 mm

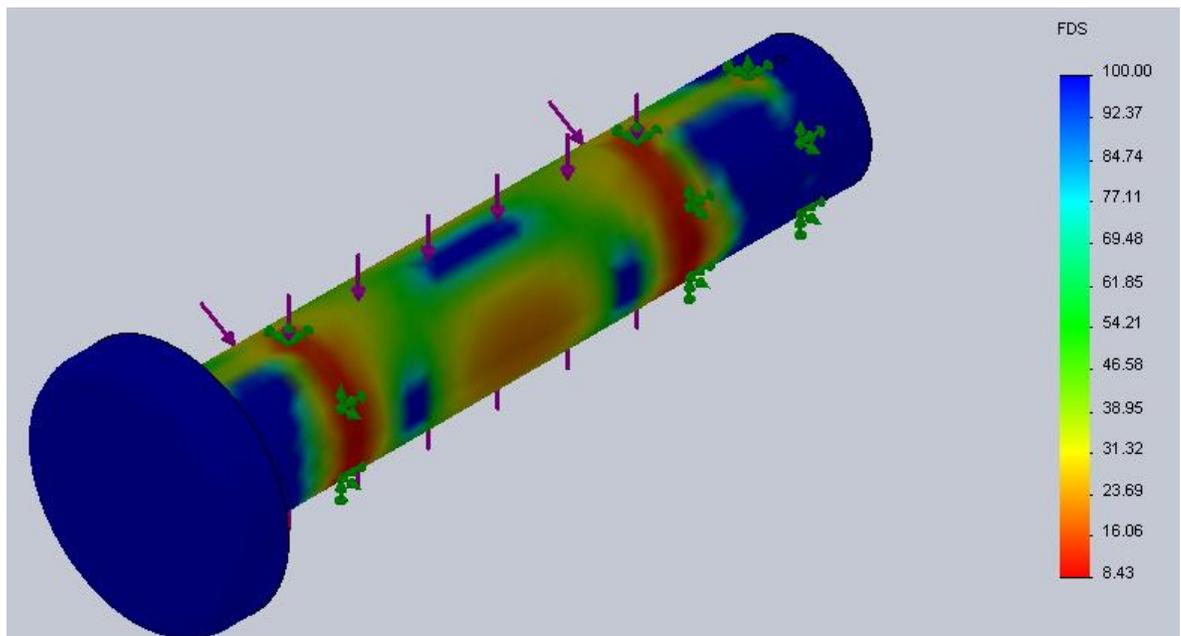
L=200 mm

F=4050 kg

Material SAE 1045 templado



**Figura 5.20.** Perno unión lanza-chasis

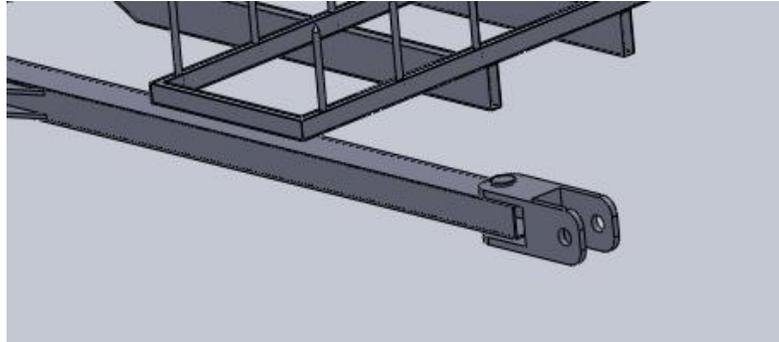


**Figura 5.21.** Coeficiente de seguridad por von Mises

El perno se verifico teniendo en cuenta las dimensiones establecidas para el mismo, dando como resultado  $N=8.43$ .

Cabe aclarar que la verificación del otro perno, donde va anclado el cilindro hidráulico, no es necesaria realizarla, ya que el mismo está sometido a la misma carga, posee el mismo diámetro, material pero tiene una longitud menor.

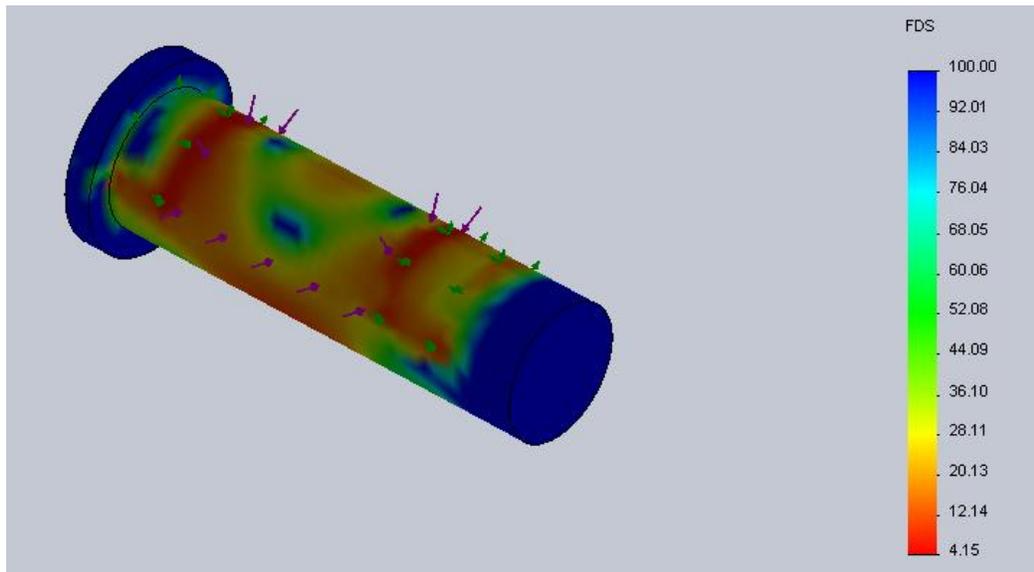
### 5-6) Verificación del perno enganche delantero-lanza



**Figura 5.22.** Perno lanza enganche delantero

Este perno será construido de acero 1020 templado, tendrá un diámetro de 50.8 mm y su longitud 170 mm.

La fuerza aplicada es de 8100 kg (fuerza necesaria para poner en movimiento al equipo) y el análisis será estático.



**Figura 5.23.** Coeficiente de seguridad por von Mises

El perno verifica las condiciones de resistencia. Tanto el material como las dimensiones dadas son correctos.

### 5-6) Cálculo viga trasera

Calculada la viga delantera del chasis, se procede ahora con la viga trasera. Para el dimensionamiento y cálculo de esta, se considerará que el peso de la plataforma cargada descansará sobre este componente.

Esta unión se logrará gracias a orejas bisagras y un eje pasante, que permitirá la articulación del movimiento entre la plataforma y el chasis, movimiento necesario para poder realizar la descarga.

La viga será cajón y estará soldada en ambos extremos a las vigas laterales, por lo que se considerará como doblemente empotrada.

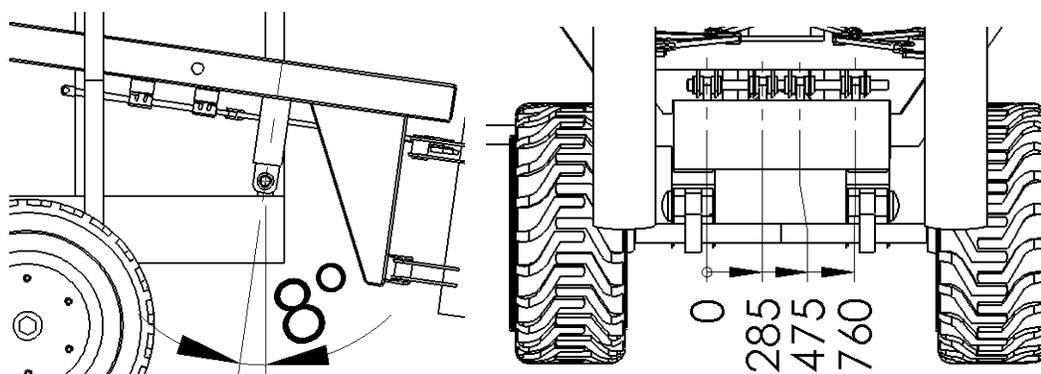


Figura 5.24. Viga trasera

$$P_{total} = 10000 \text{ kg}$$

$$L_{viga} = 900 \text{ mm}$$

$$P_y = P_{total} * \cos(8^\circ) = 10000 * \cos(8^\circ) = 9903 \text{ kg}$$

$$P_x = P_{total} * \sen(8^\circ) = 10000 * \sen(8^\circ) = 1392 \text{ kg}$$

$$P_1^y = P_2^y = \frac{P_y}{2} = \frac{9903}{2} = 4951.5 \text{ kg}$$

$$P_1^x = P_2^x = \frac{P_x}{2} = \frac{1392}{2} = 696 \text{ kg}$$



Figura 5.25. Diagrama de cargas viga trasera XY

$P_1^y$  y  $P_2^y$  están colocados a 100 mm de sus respectivos apoyos.



Figura 5.26. Momento flector viga trasera plano XY

Distancia	Forzas [kN]			Momentos [kNm]			Deformacion [mm]	
	N	Ty	Tz	Mx	My	Mz	fy	fz
0.000	0.000	-48.50				4.311	0.000	
0.090	0.000	-48.50				-0.054	-0.001	
0.180	0.000	0.000				-0.539	-0.003	
0.270	0.000	0.000				-0.539	-0.005	
0.360	0.000	0.000				-0.539	-0.006	
0.450	0.000	0.000				-0.539	-0.006	
0.540	0.000	0.000				-0.539	-0.006	
0.630	0.000	0.000				-0.539	-0.005	
0.720	0.000	0.000				-0.539	-0.003	
0.810	0.000	48.500				-0.054	-0.001	
0.900	0.000	48.500				4.311	-0.000	

Tabla 5.3. Resultados de análisis viga delantera plano XY

$$R_a = R_b = 4943 \text{ kg}$$

$$Mf_{max} = 43945 \text{ kgcm}$$

Ahora verificamos los esfuerzos en el otro plano, tomando las Px:



Figura 5.27. Diagrama de cargas viga trasera plano XZ



Figura 5.28. Momento flector viga trasera plano XZ

Distancia	Forzas [kN]			Momentos [kNm]			Deformacion [mm]	
	N	Ty	Tz	Mx	My	Mz	fy	fz
0.000	0.000	-6.820				0.606	0.000	
0.090	0.000	-6.820				-0.008	-0.000	
0.180	0.000	0.000				-0.076	-0.000	
0.270	0.000	0.000				-0.076	-0.001	
0.360	0.000	0.000				-0.076	-0.001	
0.450	0.000	0.000				-0.076	-0.001	
0.540	0.000	0.000				-0.076	-0.001	
0.630	0.000	0.000				-0.076	-0.001	
0.720	0.000	0.000				-0.076	-0.000	
0.810	0.000	6.820				-0.008	-0.000	
0.900	0.000	6.820				0.606	-0.000	

Tabla 5.4. Resultados de análisis viga delantera plano XZ

$$R_a = R_b = 695 \text{ kg}$$

Ingeniería Mecánica

$$Mf_{max} = 6177.4 \text{ kgcm}$$

$$h = 200 \text{ mm}$$

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$e = 6.35 \text{ mm}$$

$$W = \frac{12 * 20^2}{6} - \frac{(12 - 2 * 0.635) * (20 - 2 * 0.635)^2}{6}$$

$$W = 156.23 \text{ cm}^3$$

$$Mf_{res} = \sqrt{(Mf_x)^2 + (Mf_y)^2}$$

$$Mf_{res} = \sqrt{6177.4^2 + 43945^2}$$

$$Mf_{res} = 44377 \text{ kgcm}$$

$$\sigma_{normal} = \frac{Mf_{res}}{W}$$

$$\sigma_{normal} = \frac{44377}{172.62}$$

$$\sigma_{normal} = 284.04 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Para la torsión:

$$T = P_x * \frac{h}{2} = 696 * 12.5 \text{ cm}$$

$$T = 8700 \text{ kgcm}$$

$$W_p = \frac{2 * 10^2 * 20}{9} - \frac{2 * [(10 - 2 * 0.635)^2 * (20 - 2 * 0.635)]}{9}$$

$$W_p = 127.22 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{tan} = \frac{T}{W_p}$$

$$\sigma_{tan} = \frac{8700}{127.22}$$

$$\sigma_{tan} = 68.38 \frac{kg}{cm^2}$$

Calculamos el coeficiente de seguridad:

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_{normal}}{\sigma_y} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{tan}}{\sigma_{ys}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{284.04}{2400} \right)^2 + \left( \frac{68.38}{0.6 * 2400} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

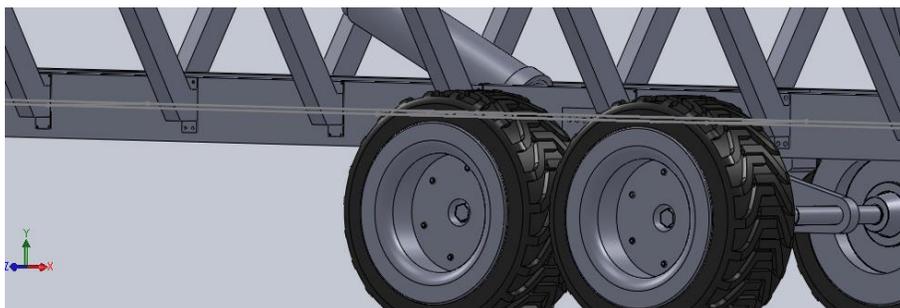
$$N = 7.84$$

Las condiciones de resistencia son verificadas, o sea, que las dimensiones y el material seleccionado para esta estructura son correctos

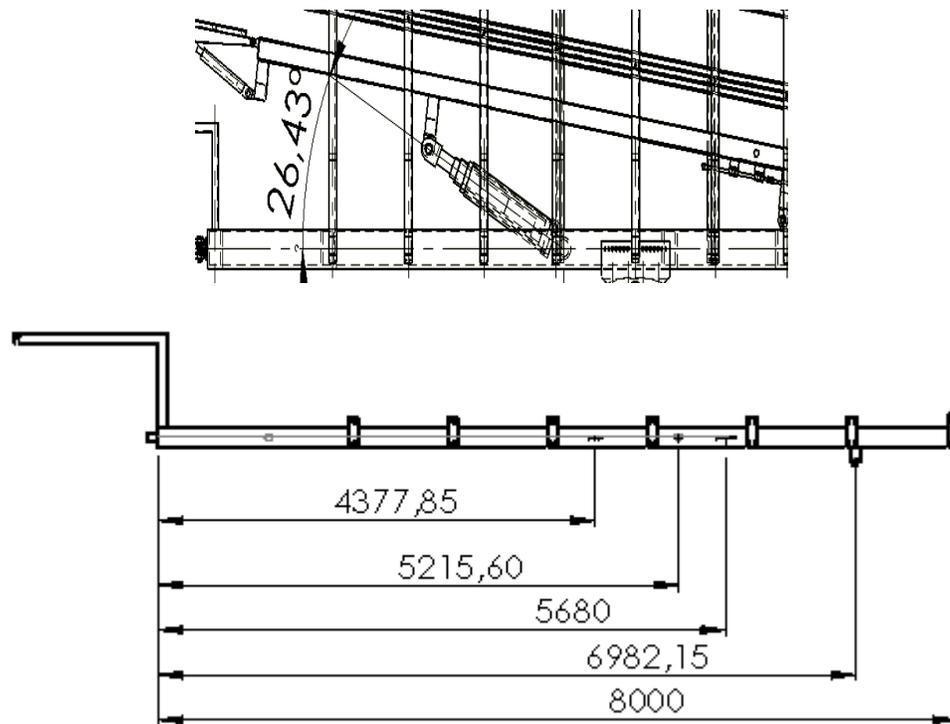
### 5-7) Cálculo de las vigas laterales

Estas son las encargadas de sostener toda la estructura, como son los balancines, cilindro hidráulico, barandas de contención y esfuerzos transmitidos tanto por la viga delantera y trasera.

Se verificará considerando esfuerzos estáticos y como ya se mencionó anteriormente, es una viga cajón soldada en sus extremos, por lo que la supondremos como doblemente empotrada.



**Figura 5.29.** Vista de la viga lateral del chasis



**Figura 5.30.** Dimensiones y ángulos de los componentes

Datos:

Esfuerzos normales:

$$F_{cil} = 10000 \text{ kg}$$

$$P_2^x = F_{cilx} = F_{cilx} * \cos(26^\circ) = \frac{8988}{2} = 4494 \text{ kg}$$

$$P_2^y = F_{cily} = F_{cilx} * \sin(26^\circ) = \frac{4384}{2} = 2192 \text{ kg}$$

$$P_3 = R_a = R_b = 4943 \text{ kg (plno xy viga trasera)}$$

$$R_a = R_b = 768 \text{ kg (plno xz viga trasera)}$$

$$P_1 = R_a = R_b = 460 \text{ kg (plno xy viga delantera)}$$

$$M_1 = 66700 \text{ kgcm (torsion viga delantera)}$$

$$M_2 = 2610 \text{ kgcm (torsion viga trasera)}$$

La viga es cajón y tiene 8000 mm de largo, soldada en los extremos, apoyos 1 y 5.

Las consideraremos empotrada en ambos extremos (apoyos 1 y 5) y donde estarán colocados los elásticos, apoyos móviles (apoyos 2, 3 y 4).

$$L_2=4377.85 \text{ mm}$$

$$L_3=5680 \text{ mm}$$

$$L_4=6982.15 \text{ mm}$$

$$L_5=8000 \text{ mm}$$

$$P_2^x=P_2^y=5215.60 \text{ mm}$$

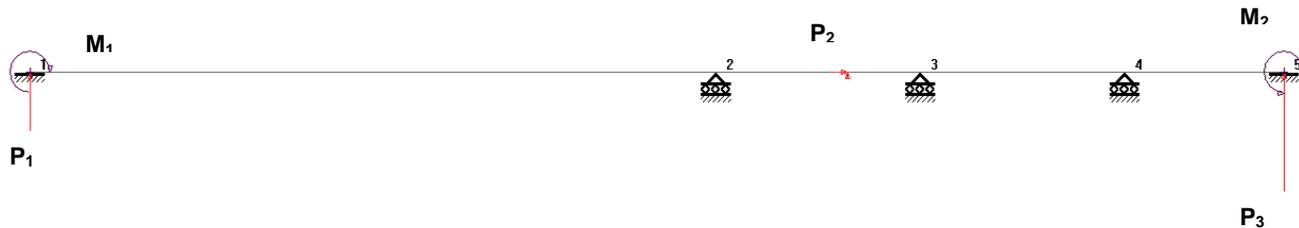


Figura 5.31. Diagrama de cargas viga lateral

El cálculo estático:

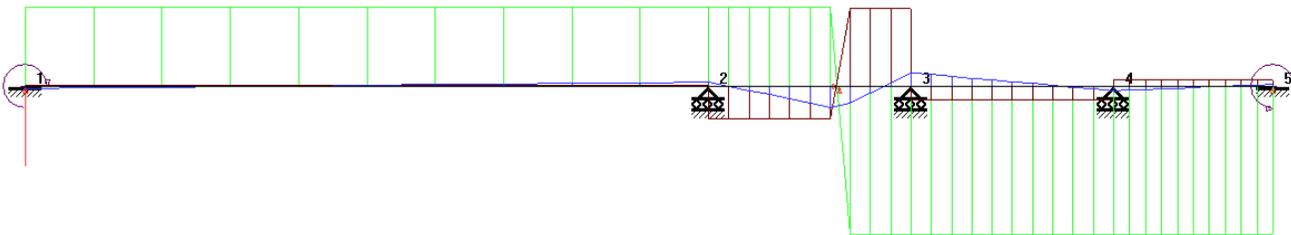


Figura 5.32. Diagrama momento flector viga lateral

En el tramos 2 se puede ver que se produce el máximo momento flector (línea azul). En la figura 5.31 siguiente se puede visualizar mejor dicho tramo, el cual será tenido en consideración para el cálculo.

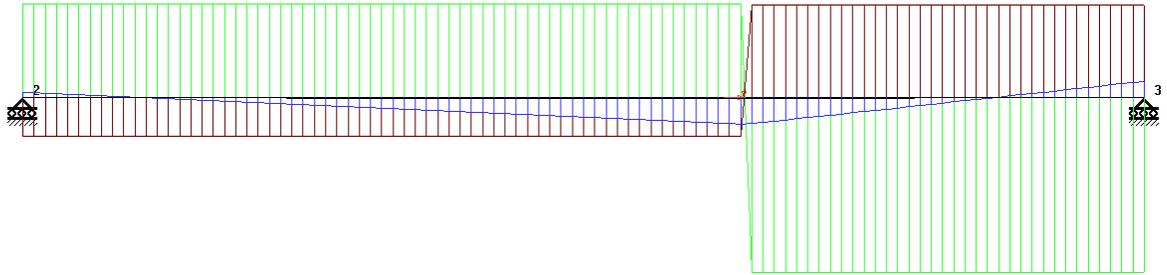


Figura 5.33. Diagrama momento flector tramo 2 viga lateral

Axial Force  
 Shear Force  
 Bending Moment  
 Torsion  
 Deflection

En las siguientes tablas los valores calculados:

Distancia	Forzas [kN]			Momentos [kNm]			Deformacion [mm]	
	N	Ty	Tz	Mx	My	Mz	fy	fz
0.000	15.342	-6.312				0.864	0.000	
0.130	15.342	-6.312				0.042	-0.025	
0.260	15.342	-6.312				-0.780	-0.050	
0.391	15.342	-6.312				-1.602	-0.073	
0.521	15.342	-6.312				-2.424	-0.091	
0.651	15.342	-6.312				-3.246	-0.100	
0.781	15.342	-6.312				-4.067	-0.098	
0.912	-28.74	15.188				-3.303	-0.084	
1.042	-28.74	15.188				-1.325	-0.058	
1.172	-28.74	15.188				0.653	-0.028	
1.302	-28.74	15.188				2.631	0.000	

Tabla 5.5. Valores tramo 2 viga lateral

Nodo N°	Fuerzas [kN]			Momentos [kNm]		
	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz
1	-15.34	-4512				6.108
2	0.000	6.608				0.000
3	0.000	17.845				0.000
4	0.000	-3.879				0.000
5	-28.74	-48489				-0.671

Tabla 5.6. Reacciones de vínculos de la viga lateral

Tomando el valor máximo calculado para el tramo 2 (ver tabla 5.5 resaltado en azul):

$$M_{f_{max}} = 41457.69 \text{ kgcm en } x = 5159 \text{ mm}$$

$$F_n = 2929.66 \text{ kg}$$

Esfuerzos de torsión:

$$T = 314974.51 \text{ kgcm (generado por la columna n}^{\circ}2 \text{ ver 3 - 2)}$$

Comprobamos para las siguientes dimensiones:

$$h = 200 \text{ mm}$$

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$e = 6.35 \text{ mm}$$

Esfuerzos normales a la flexión y a la tracción:

$$M_{f_{max}} = 41457.69 \text{ kgcm}$$

$$F_n = 2929.66 \text{ kg}$$

$$W = \frac{b * h^2}{6} - \frac{(b - 2 * e) * (h - 2 * e)^2}{6}$$

$$W = 156.23 \text{ cm}^3$$

$$A = b * h - (b - 2 * e) * h - 2 * e$$

$$A = 36.48 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{normal} = \frac{F_n}{A} + \frac{M_{f_{max}}}{W}$$

$$\sigma_{normal} = \frac{2929.66}{36.48} + \frac{41457.69}{156.23}$$

$$\sigma_{normal} = 345.67 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

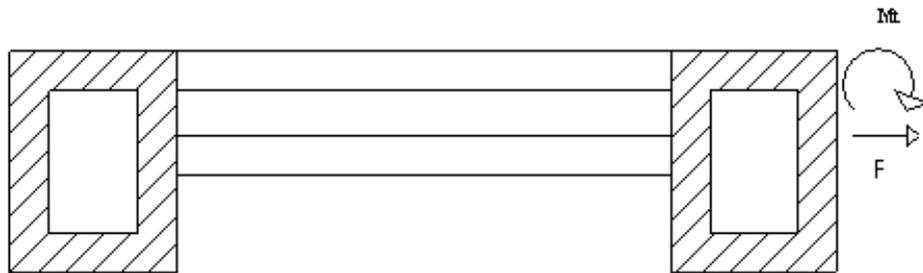
$$\sigma = \frac{2400}{345.67}$$

$$N = 6.94$$

El coeficiente obtenido es correcto. Estas vigas son muy importantes para la estructura debido a que son las que más esfuerzos sufren ya que todo el peso es soportado por estas. Si bien el análisis realizado fue sin tener en consideración los esfuerzos dinámicos, el alto coeficiente puede contemplar esta condición. Por ello consideraremos como correctas las dimensiones y el material propuesto.

También es necesario aclarar que, si bien actúan esfuerzos combinados, flexión y torsión, no se verificó como tal, puesto que la columna que genera la torsión será puesta coincidente con las vigas transversales que unirán las 2 vigas laterales y ganaremos inercia suficiente como para soportar este último esfuerzo. Se verificará la condición de resistencia de estas vigas cruceros:

Estas vigas estarán traccionadas en el caso de vuelco lateral debido a la torsión, las fuerzas serán:



**Figura 5.34.** Fuerza actuante sobre largueros transversales

La fuerza será  $321 \times 4$  (ver capítulo 3-2):

$$F = 321 * 4 = 1284 \text{ kg}$$

Las dimensiones serán:

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$h = 100 \text{ mm}$$

$$e = 3.20 \text{ mm}$$

$$A = b * h - (b - 2 * e) * (h - 2 * e)$$

$$A = 5 * 10 - [(5 - 2 * 0.320) * (10 - 2 * 0.320)]$$

$$A = 9.19 \text{ cm}^2$$

La tensión de trabajo es:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{1284 \text{ kg}}{17.43 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma = 139.71 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El coeficiente de seguridad:

$$N = \frac{2400}{139.71}$$

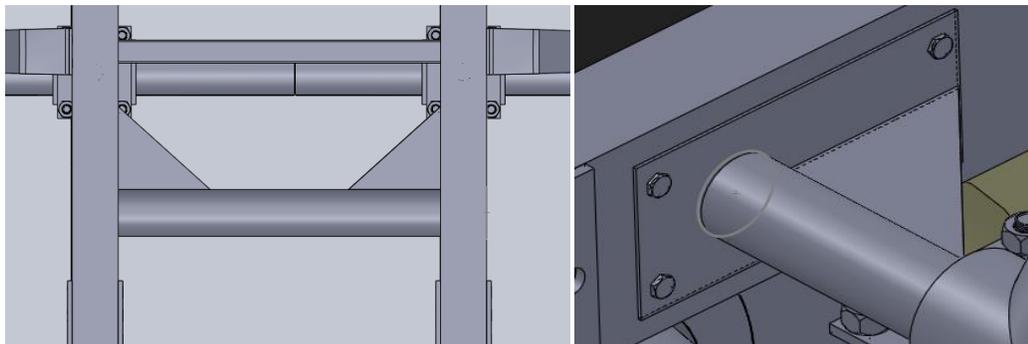
$$N = 17.17$$

Las dimensiones y el material propuesto verifican ampliamente las condiciones de resistencia para este componente.

### 5-8) Verificación de la viga soporte cilindro telescópico

El cilindro hidráulico telescópico encargado de realizar el movimiento de la plataforma de descarga, irá anclado a este crucero. El mismo estará unido al chasis por medio de bulones como puede verse en la figura 5.33.

Se verificarán los bulones y las dimensiones del crucero.



**Figura 5.35.** Viga soporte y nervios crucero

En el análisis de los esfuerzos actuantes sobre los tornillos se en la figura 5.34, donde los más solicitados son los tornillos 1 y 2.

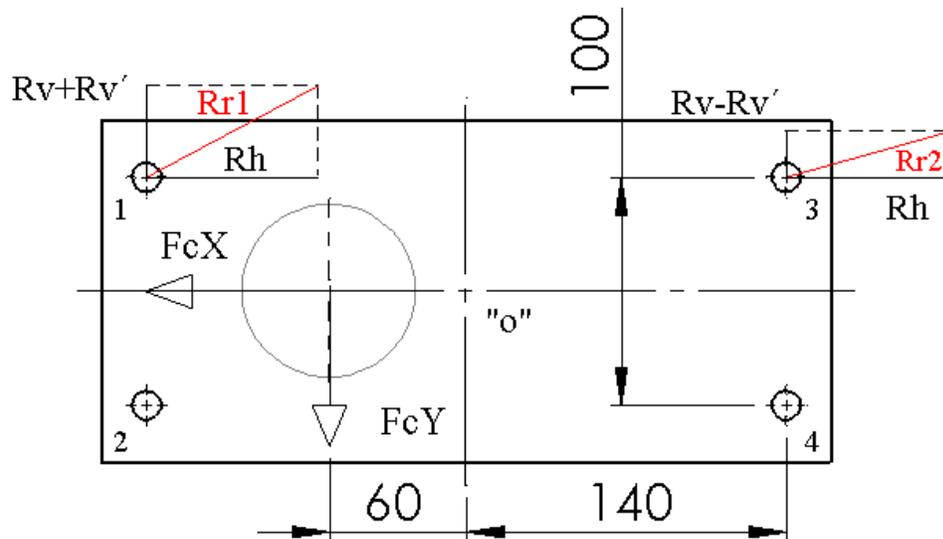


Figura 5.36. Esfuerzos de los tornillos

La fuerza  $F_c^Y$  se encuentra descentrada con respecto al centro de gravedad "O" de la figura, en cambio  $F_c^X$  no, por esta razón la fuerza aplicada sobre los tornillos no es la misma para todos. Si tomamos momento en el punto "O":

$$F_c^Y = 2192 \text{ kg}$$

$$F_c^X = 4494 \text{ kg}$$

$$\sum_{n=4}^{i=1} M_o = 0$$

$$F_c^Y * 6 = R_{v1} * 14 + R_{v2} * 14 + R_{v3} * 14 + R_{v4} * 14$$

$$R_{v1} = R_{v2} = R_{v3} = R_{v4} = R_{v'}$$

$$13152 = R_{v'} * 56$$

$$R_{v'} = \frac{13152}{56}$$

$$R_{v'} = 234.85 \text{ kg}$$

La fuerza de corte vertical:

$$R_v = \frac{F_c^Y}{4} = \frac{2192}{4}$$

$$R_v = 548 \text{ kg}$$

La fuerza de corte horizontal:

$$R_h = \frac{F_c^x}{4} = \frac{4494}{4}$$

$$R_h = 1123.5 \text{ kg}$$

En la figura 5.34 puede verse que en los tornillos 1 y 2  $R_v'$  y  $R_v$  tienen el mismo sentido, por lo tanto, estas se suman quedando como:

$$R_v' + R_v = 782.85 \text{ kg}$$

Sumando esta fuerza con la componente horizontal  $R_h$ :

$$R_r^2 = (R_v' + R_v)^2 + (R_h)^2$$

$$R_r^2 = (782.85)^2 + (1123.5)^2$$

$$R_r = 1369.34 \text{ kg}$$

Con esta fuerza calculada será la que se tendrá en consideración como fuerza externa para la verificación de los tornillos.

La verificación se realizará teniendo en cuenta los esfuerzos dinámicos. Para ello se propone los siguientes tornillos:

Tornillo: 16 mm UNC

Material: SAE grado 5

$e_1=6.40$  mm (espesor chapa chasis)

$e_2=3.20$  mm (espesor chapa crucero)

La fuerza inicial de apriete es:

$$F_i = Q * F_e * \left( \frac{k_c}{k_c + k_b} \right) \quad (1)$$

Se define la rigidez del bulón ( $k_b$ ):

$$k_b = \frac{A_b * E_b}{l} = \frac{\pi * d_b^2 * 2.1 \times 10^6}{4 * l} = \frac{\pi * 1.6^2 * 2.1 \times 10^6}{4 * (e_1 + e_2)}$$

$$k_b = 2.06 \times 10^6 \frac{kg}{cm}$$

La rigidez de la junta ( $k_c$ ):

Como no se conoce el área real que será apretada en la junta, se debe definir el área equivalente de esta y el diámetro teórico equivalente se define como:

$$D_e = A + \frac{l}{2}$$

Dónde:

A= es el ancho entre lados de la cabeza del tornillo (cabeza hexagonal)

l= largo de las juntas a unir

$$d_e = 1.9 \text{ cm} + \left( \frac{e_1 + e_2}{2} \right)$$

$$d_e = 2.38 \text{ cm}$$

$$A_e = \pi * (d_e - d_b) = \pi * (2.38 - 1.27)$$

$$A_c = 1.11 \text{ cm}^2$$

$$k_c = \frac{A_c * E_c}{l} = \frac{\pi * d_c^2 * 2.1 \times 10^6}{4 * l} = \frac{\pi * 1.11^2 * 2.1 \times 10^6}{4 * (e_1 + e_2)}$$

$$k_c = 2.02 \times 10^6 \frac{kg}{cm}$$

Ya conocidas las rigideces se calcula la fuerza inicial de apriete del bulón con (1):

$$F_e = R_r = 1369,34 \text{ kg}$$

Q=2 (bulón lubricado)

$$F_i = 2 * 1369.34 * \left( \frac{2.02 \times 10^6}{2.02 \times 10^6 + 2.06 \times 10^6} \right)$$

$$F_i = 1353.83 \text{ kg}$$

La variación de la carga en el bulón:

$$\Delta F_b = F_e * \left( \frac{k_b}{k_c + k_b} \right)$$

$$\Delta F_b = 1369.34 * \left( \frac{2.06 \times 10^6}{2.02 \times 10^6 + 2.06 \times 10^6} \right)$$

$$\Delta F_b = 690.42 \text{ kg}$$

Conociendo  $F_i$  y  $\Delta F_b$  se puede calcular los esfuerzos dinámicos:

La fuerza media

$$F_m = F_i + \frac{\Delta F_b}{2} = 1353.83 + \frac{690.42}{2}$$

$$F_m = 1703.04 \text{ kg}$$

La fuerza alterna

$$F_a = \frac{\Delta F_b}{2} = \frac{690.42}{2}$$

$$F_a = 345.21 \text{ kg}$$

El área de esfuerzo de un bulón de 16 mm es 1.458 cm<sup>2</sup>, por lo tanto, los esfuerzos medio y alternos son:

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_s} = \frac{1703.04}{1.458}$$

$$\sigma_m = 1090.24 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_s} = \frac{345.21}{1.458}$$

$$\sigma_a = 262.71 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Ya calculados los esfuerzos dinámicos se verifica el coeficiente de seguridad como si el acero empleado es SAE grado 5:

$$S_y = 6187 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_u = 8437 \text{ kg/cm}^2$$

$$K_f = 2.8$$

$$\frac{1}{N} = \left( \frac{\sigma_m}{0.6 * \sigma_y} \right) + k_f * \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_n} \right)$$

$$\frac{1}{N} = \left( \frac{1090.24}{0.6 * 6187} \right) + 2.8 * \left( \frac{262.71}{0.5 * 8437} \right)$$

$$N = 2.19$$

La unión atornillada ha quedado verificada, por lo que las dimensiones y material seleccionados son correctos. A continuación se verificará las condiciones de resistencia del crucero.

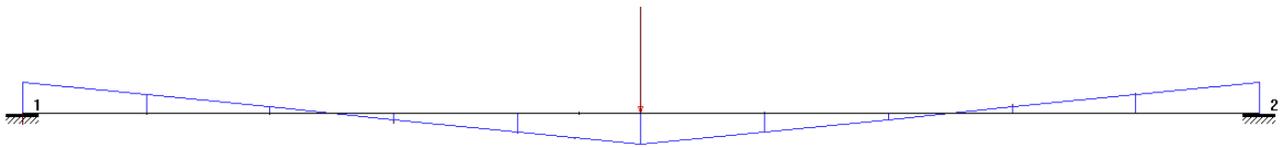
El cálculo de este componente se realizará en el tramo voladizo cuya longitud es 300 mm y la carga esta aplicada justo sobre la mitad de este. Como estará soldada en sus extremos (nervios) se tomará como una viga doblemente empotrada con carga centrada:

$$F_{cil} = 10000 \text{ kg}$$

$$M_f = \frac{p * l}{8}$$

$$M_f = \frac{10000 * 30}{8}$$

$$M_f = 37500 \text{ kgcm}$$



**Figura 3.37.** Diagrama momento flector crucero cilindro telescópico

Calcularemos el módulo resistente del componente proponiendo un caño de 76.2 mm de diámetro:

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 7.62^3}{32}$$

$$W = 43.43 \text{ cm}^3$$

La tensión de trabajo y el coeficiente de seguridad:

$$\sigma = \frac{Mf}{W} = \frac{37500}{43.43}$$

$$\sigma = 863.30 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N = \frac{2400}{863.30}$$

$$N = 2.78$$

Consideraremos como correcto este coeficiente obtenido.

### 5-9) Verificación de la viga soporte cilindro recolector

En este soporte estará anclado el cilindro hidráulico que accionará las bielas del sistema de carga del recolector.

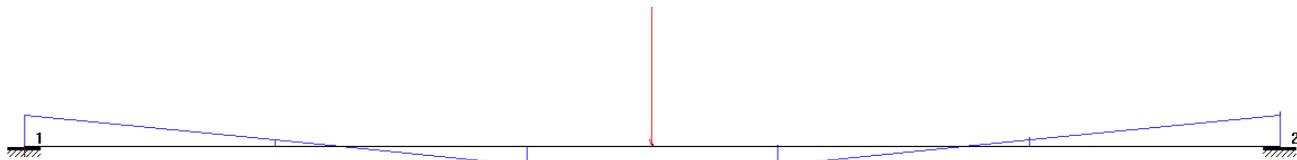
Las consideraciones serán las mismas que las que se hicieron en el punto 5.8.

Propondremos un caño de 38.1 mm de diámetro, acero F24 y será soldado en sus extremos (nervios). La fuerza considerada es de 732 kg:

$$Mf = \frac{p * l}{8}$$

$$Mf = \frac{732 * 30}{8}$$

$$Mf = 2745 \text{ kgcm}$$

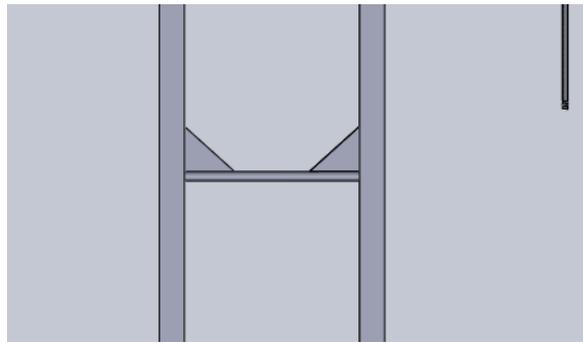


**Figura 3.38.** Diagrama momento flector crucero cilindro bielas

El módulo resistente es:

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 3.81^3}{32}$$

$$W = 5.43 \text{ cm}^3$$



**Figura 5.39.** Viga soporte cilindro recolector

La tensión de trabajo y el coeficiente de seguridad:

$$\sigma = \frac{Mf}{W} = \frac{2745}{5.43}$$

$$\sigma = 505.52 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{2400}{505.52}$$

$$N = 4.75$$

Coeficiente de seguridad correcto. El diámetro propuesto y material seleccionado son correctos.

En cuanto a la unión atornillada, las medidas de los bulones serán de 12.7 mm y el material utilizado acero SAE grado 5.

Con respecto a las consideraciones del cálculo la  $F_e = 732 \text{ kg}$  (fuerza máxima que deberá realizar el cilindro), el resto será igual que para el de la unión atornillada del crucero del cilindro hidráulico telescópico.

Realizando los cálculos, que será omitido su desarrollo, el coeficiente de seguridad es:

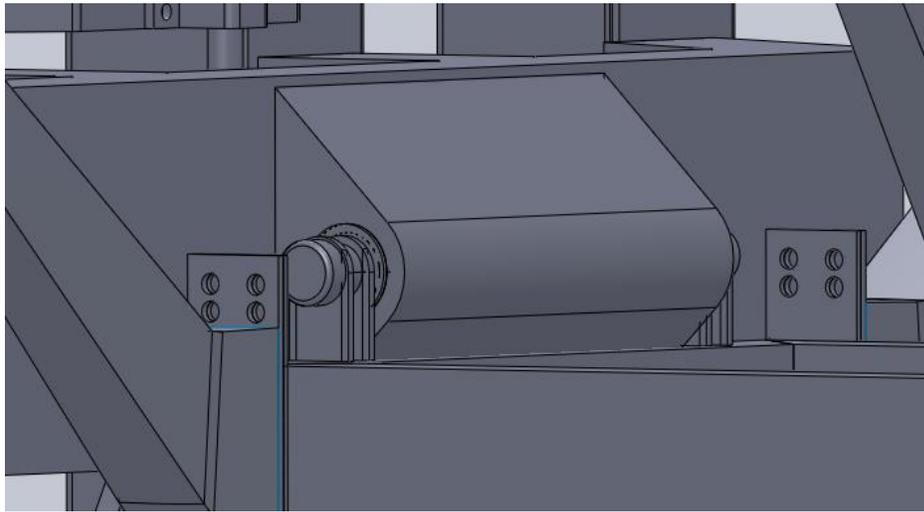
$$N = 2.57$$

### 5-10) Verificación del eje pivót chasis-plataforma

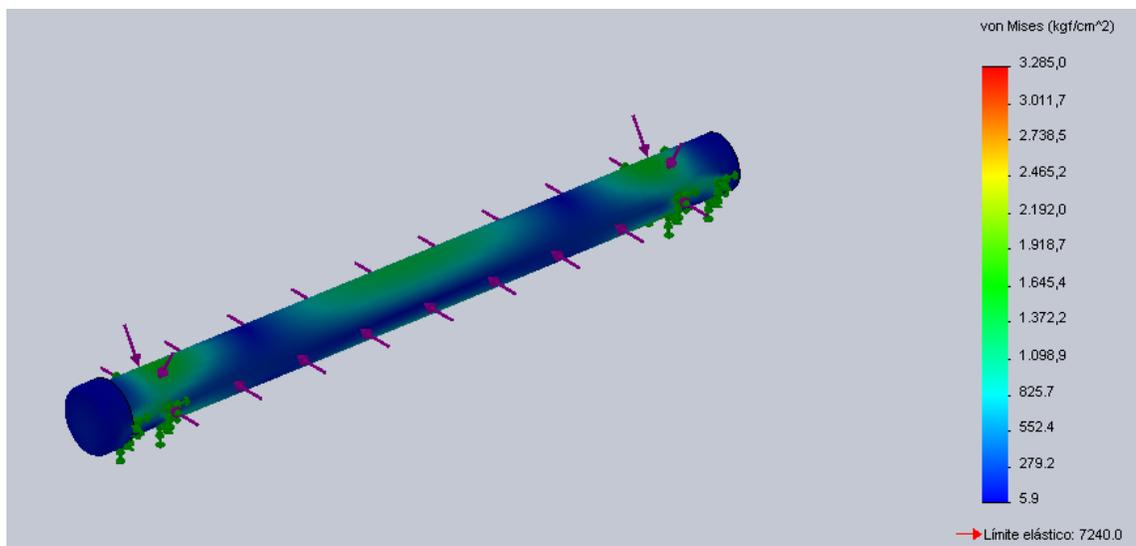
Este elementos es el que permite el pivoteo de la plataforma de carga con el chasis.

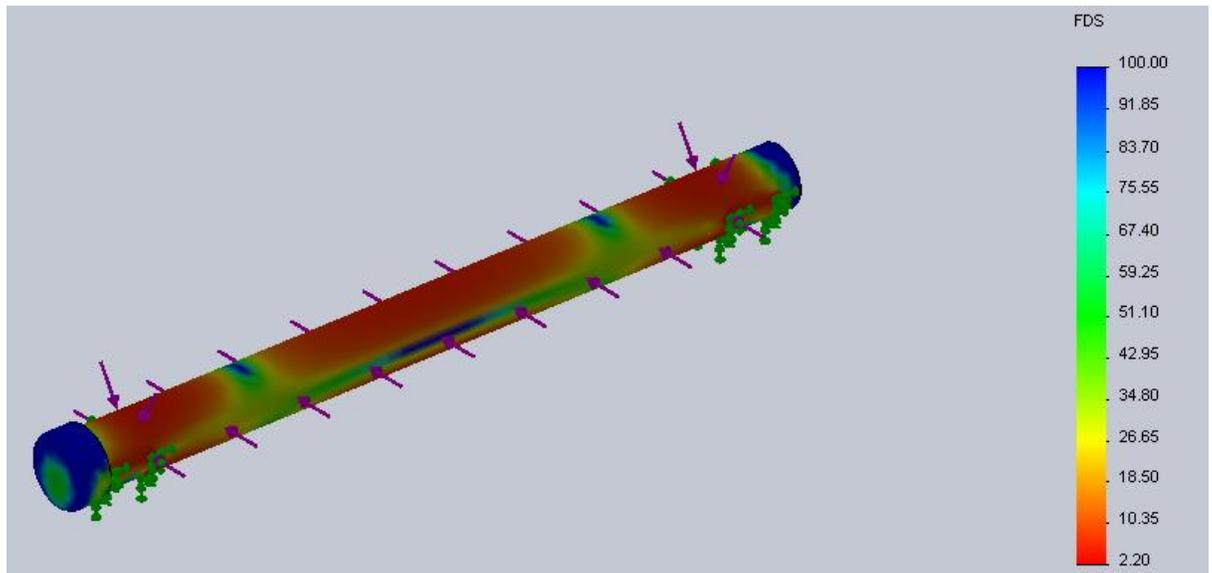
Para este componente seleccionaremos un Acero 4340 normalizado. Las dimensiones serán 5.08 mm de diámetro y 520 mm de largo.

Con respecto al análisis, se considerarán esfuerzos estáticos, donde la fuerza total a considerar será de 10000 kg.



**Figura 5.40.** Perno pasante chasis-plataforma





**Figura 5.41.** Tensiones por von Mises y coeficiente de seguridad

$$N = 2.20$$

El coeficiente de seguridad cumple con las condiciones de resistencia. Las dimensiones y material propuestos son correctos.

### 5-11) Verificación del buje del eje de vuelco

Este buje estará introducido en las oreja bisagra del eje de vuelco, donde será introducido el eje de vuelco para permitir el pivoteo entre el chasis y la plataforma. Los datos son:

F=10000 kg

Diámetro interior=50.8 mm

Largo=520 mm

Material= grilón

El área de trabajo:

$$A = \frac{\pi * d_i}{2} * l = \frac{\pi * 50.8}{2} * 520$$

$$A = 408.40 \text{ cm}^2$$

La tensión de trabajo:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{10000}{408.40}$$

$$\sigma = 24.48 \frac{kg}{cm^2}$$

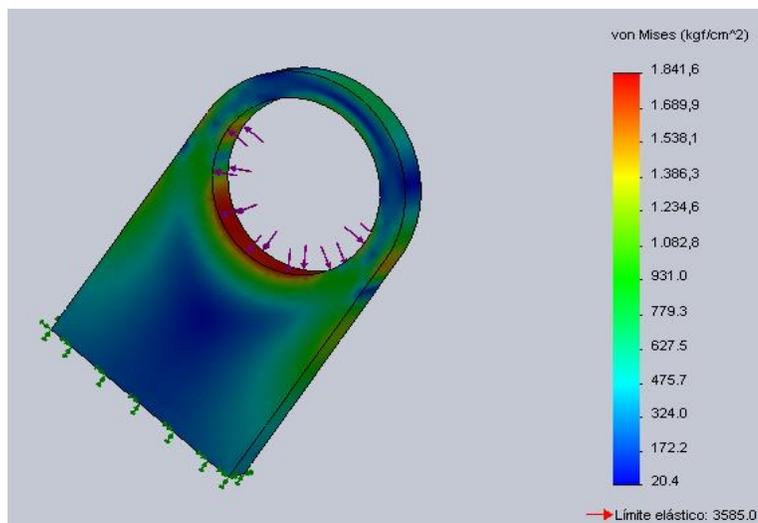
El coeficiente de seguridad tomando la tensión de fluencia del grilón como 150 kg/cm<sup>2</sup>:

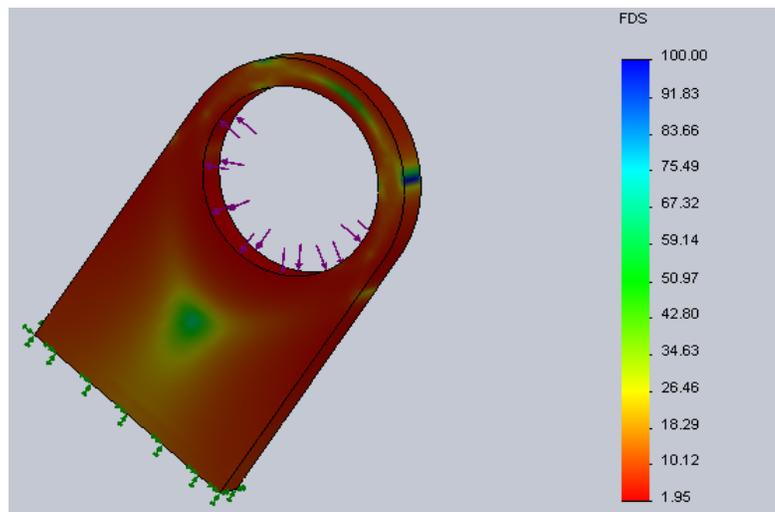
$$N = \frac{\sigma_{fl}}{\sigma} = \frac{150}{24.48}$$

$$N = 6.12 \frac{kg}{cm^2}$$

### 5-12) Verificación de las orejas del chasis eje de vuelco

Estas van unidas al chasis (ver figura 5.35), por ellas cruza el perno de vuelco. El análisis será estático y se utilizará un material Acero 1020 y un espesor de 8 mm. Serán 4, por lo tanto, el peso será dividido 4.





**Figura 5.42.** Coeficiente de seguridad y tensiones por von Mises

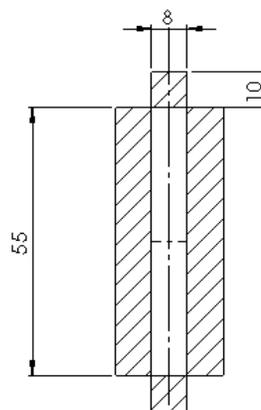
El coeficiente calculado para este componente es de 1.95 según criterio de von Mises, o sea, que cumple las condiciones de resistencia.

Las dimensiones y material considerados son correctos.

### 5-13) Verificación de las soldaduras de las orejas del chasis eje de vuelco

En la figura 5.35 se puede ver este componente unido a la viga trasera del chasis. Esta unión se logrará por medio de la soldadura, la cual calcularemos a continuación:

Primero definiremos la geometría de la soldadura:



**Figura 5.43.** Geometría soldadura orejas chasis

Definimos las áreas:

$$A_1 = [(0.707 * b1) * h1] * 2$$

$$A_1 = [(0.707 * 0.8) * 1] * 2$$

$$A_1 = 1.13$$

$$A_2 = [(0.707 * b2) * h2] * 2$$

$$A_2 = [(0.707 * 1) * 5.5] * 2$$

$$A_2 = 7.78 \text{ cm}^2$$

$$A_t = A_1 + A_2 = 8.91 \text{ cm}^2$$

Pero por ser 4 orejas el área resultante:

$$A_w = A_t * 4 = 35.63 \text{ cm}^2$$

Hacemos lo mismo para los módulos resistentes:

$$W_1 = \left\{ \frac{[(0.707 * b1) * h1^2]}{6} \right\} * 2$$

$$W_1 = \left\{ \frac{[(0.707 * 0.8) * 1^2]}{6} \right\} * 2$$

$$W_1 = 0.19 \text{ cm}^3$$

$$W_2 = \left\{ \frac{[(0.707 * b2) * h2^2]}{6} \right\} * 2$$

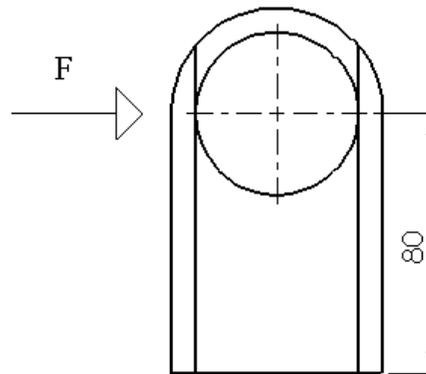
$$W_2 = \left\{ \frac{[(0.707 * 1) * 5.5^2]}{6} \right\} * 2$$

$$W_2 = 7.12 \text{ cm}^3$$

$$W_t = W_1 + W_2 = 7.31 \text{ cm}^3$$

$$W_w = W_t * 4 = 29.27 \text{ cm}^3$$

Las fuerzas que se consideraran:



**Figura 5.44.** Fuerzas actuantes sobre las orejas

La fuerza total es de 10000 kg, pero como son 4 cuatro orejas, la fuerza sobre cada componente es de 2500 kg. Lo esfuerzos son de corte y flexión.

$$F_c = 2500 \text{ kg}$$

$$M = 2500 \text{ kg} * 8 \text{ cm} = 20000 \text{ kgcm}$$

Los esfuerzos quedan:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A_w} = \frac{2500}{35.63}$$

$$\sigma_c = 70.16 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_n = \frac{M}{W_w} = \frac{20000}{29.27}$$

$$\sigma_n = 683.3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo resultantes:

$$\sigma_r^2 = \sigma_c^2 + \sigma_n^2$$

$$\sigma_r^2 = 70.16^2 + 683.3^2$$

$$\sigma_r^2 = 686.9 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Definimos la resistencia de diseño aportada por el electrodo:

$$R_d = 0,6 * 0,6 * F_{exx} * 0,707 * 1 \text{ (ver tabla 1)}$$

$$R_d = 1255 \frac{kg}{cm^2}$$

$$d_{nec} = \frac{\sigma_r}{R_d} = \frac{686,9}{1255}$$

$$d_{nec} = 0,547 \text{ cm}$$

De acuerdo a las normas CIRSOC el tamaño del filete debe estar comprendido entre 5 mm y 6 mm (ver tabla 2.1 y 2.2), por lo que la soldadura calculada cumple con las especificaciones.

#### 5-14) Verificación del buje de las orejas del chasis eje de vuelco

En la figura 5.38 se ve como el eje de vuelco se apoya sobre las orejas buje mediante, por lo que se supondrá el peso actuante sobre estos componentes como:

$$F = \frac{P}{2} = \frac{10000}{2}$$

$$F = 5000 \text{ kg}$$

Las medidas para este componente son:

Diámetro exterior: 60 mm

Diámetro interior: 50 mm

Largo: 40 mm

Material: bronce

El área de presión es:

$$A = \left( \frac{\pi * d_i}{2} \right) * l = \left( \frac{\pi * 5}{2} \right) * 4$$

$$A = 31,41 \text{ cm}$$

La tensión de trabajo:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{5000}{31.41}$$

$$\sigma = 159.18 \frac{kg}{cm^2}$$

El coeficiente de seguridad tomando la tensión de fluencia del bronce 4498.7 kg/cm<sup>2</sup>:

$$N = \frac{4498.7}{159.18}$$

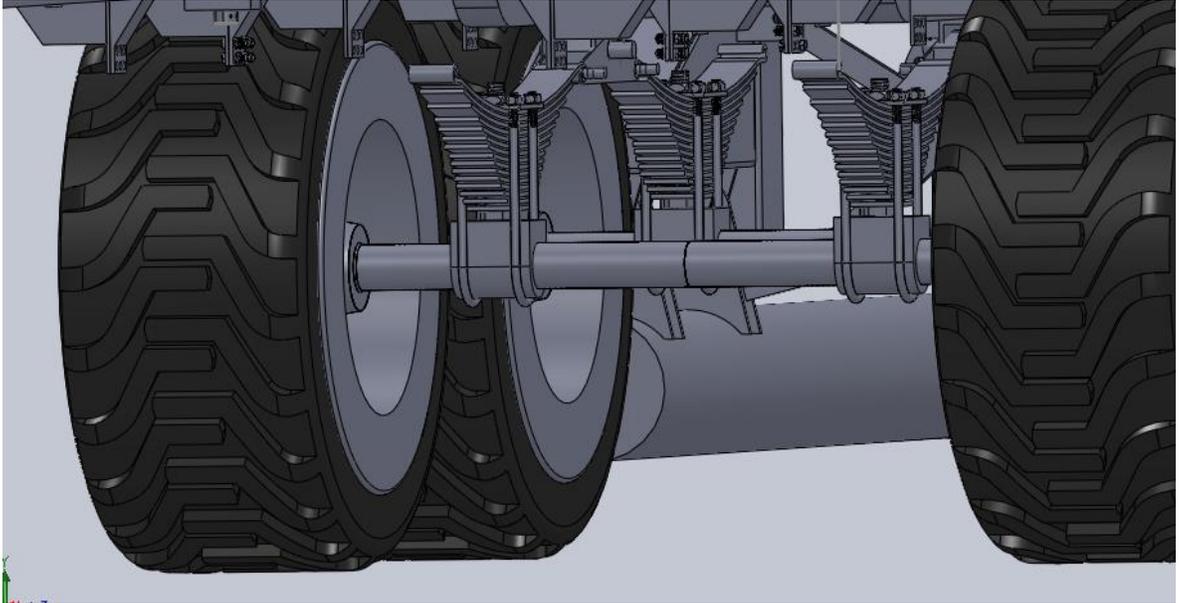
$$N = \frac{4498.7}{159.18}$$

$$N = 28.26$$

Componente verificado cumple ampliamente con la condición de resistencia.

El material seleccionado es correcto.

**CAPITULO 6**



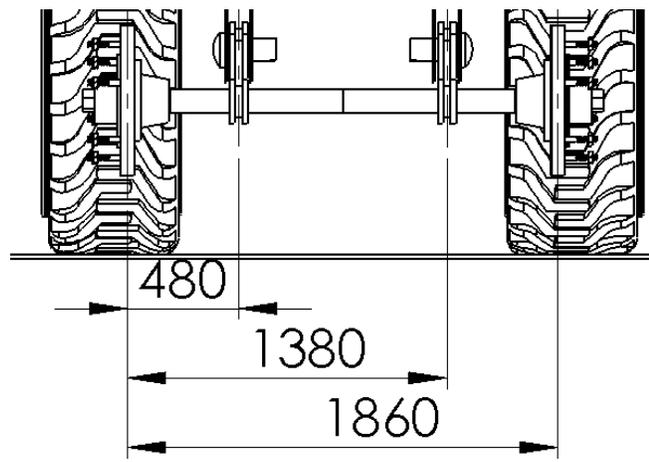
### Descripción y cálculo de ejes y balancines

Estos componentes deben tener la capacidad de soportar el peso del equipo, así como también facilitar el traslado del mismo.

El sistema está compuesto por 2 ejes con 4 cubiertas de alta flotación anchas, con el fin de aumentar el área de contacto entre el suelo y la cubierta, ya que si aumentamos el área resultará menor la presión sobre el piso. Como resultado de ello, el traslado del equipo ocasionará un deterioro menor sobre las zonas de cultivo.

#### 6-1) Cálculo de los ejes

Sobre estos ejes recae todo el peso del equipo y permiten el traslado del mismo. Si bien el implemento no es diseñado para que circule por zonas urbanas o rutas, se tratará de respetar las medidas máximas.



**Figura 6.1.** Dimensiones del eje

Para el cálculo consideraremos la carga total dividida 4 que serían la cantidad de ruedas:

$$Carga\ total = 9000 + 50\%$$

$$Carga\ total = 9000 + 4500$$

$$Carga\ total = 13500\ kg$$

$$Carga\ por\ rueda = \frac{Carga\ total}{4}$$

$$Carga\ por\ rueda = \frac{13500}{4}$$

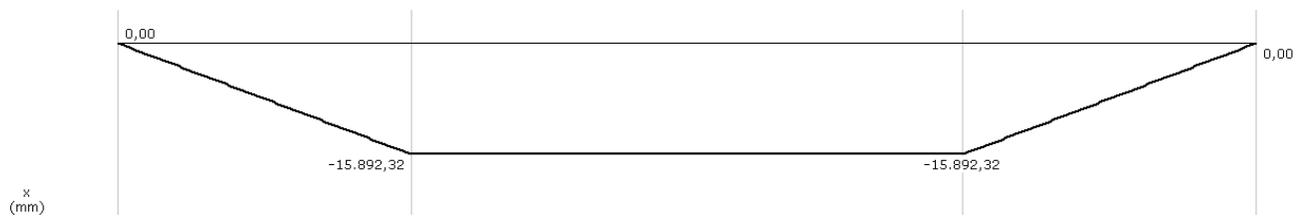
$$Carga\ por\ rueda = 3375\ kg$$

También consideramos el eje sometido a esfuerzo de fatiga, para ello tomaremos esta carga más un 35 % como carga máxima.

$$F_{min} = 3375\ kg$$



**Figura 6.2.** Diagrama de cargas



**Figura 6.3.** Diagrama momento flector

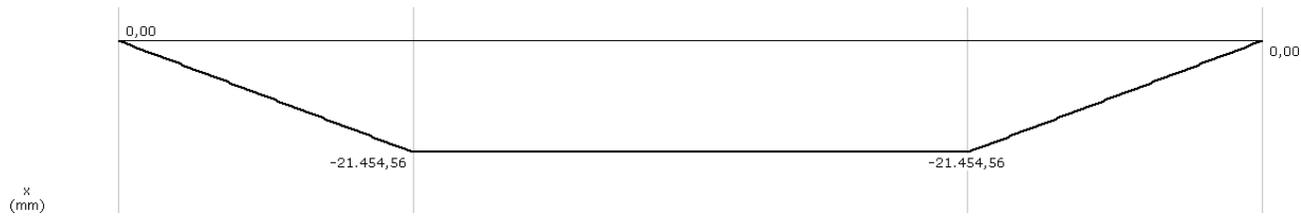
$$R_a = R_b = 33109\ kgcm$$

$$M_{fmin} = 161997,96\ kgcm$$

$$F_{max} = 4556.25\ kg$$



**Figura 6.4.** Diagrama de cargas



**Figura 6.5.** Diagrama momento flector

$$R_a = R_b = 4556 \text{ kg}$$

$$M_{f_{max}} = 218695 \text{ kgcm}$$

Para este componente se propone:

d=100 mm

Material= Acero SAE 4340  $\sigma_y=7381 \text{ kg/cm}^2$   $\sigma_u=8577 \text{ kg/cm}^2$

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * 10^3}{32}$$

$$W = 98.17 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{min} = \frac{161997,96}{98.17}$$

$$\sigma_{min} = 1650.19 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{f_{max}}}{W} = \frac{218695}{98.17}$$

$$\sigma_{max} = 2227.72 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{2227.72 + 1650.19}{2}$$

$$\sigma_m = 1938.95 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{2227.72 - 1650.19}{2}$$

$$\sigma_a = 288.765 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_y} + kf * \frac{\sigma_a}{\sigma_n}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{1938.95}{7381} + 1.6 * \frac{288.765}{4288.5}$$

$$\frac{1}{N} = 0.262 + 0.107$$

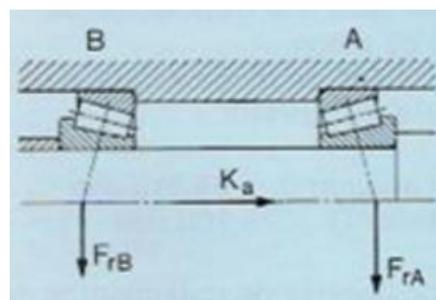
$$N = 2.70$$

Por la importancia de estos ejes y que estos sufren esfuerzos máximos (irregularidades de los terrenos, arrastre, etc.) el coeficiente puede resultar bajo. Pero también las consideraciones dinámicas fueron algo exageradas, así que tomaremos como correcto el coeficiente calculado. También es necesario aclarar que las fuerzas consideradas para el cálculo fueron mucho mayor a las que teóricamente actúan (reacciones calculadas en el punto 5-7 tabla 5-6).

## 6-2) Selección de rodamientos

Seleccionaremos los rodamientos correspondientes para estos componentes, para ello proponemos el siguiente rodamiento cónico:

Rodamientos: 32210 ( $X_1=0.4$   $Y_1=1.45$ ); 32213 ( $X_1=0.4$   $Y_1=1.45$ );  $e=0.41$



**Figura 6.6.** Fuerzas actuantes en la punta de eje

$$F_{ra} = 2500 \text{ kg}$$

$$F_{rb} = 1500 \text{ kg}$$

$$K_a = 2500 \text{ kg}$$

$$\frac{F_{ra}}{Y_1} \geq \frac{F_{rb}}{Y_2} = \frac{2500}{1.45} \geq \frac{1500}{1.45}$$

$$1724.13 \geq 1034.48$$

$$K_a \geq 0 = 2500 \geq 0$$

Para calcular la fuerza axial 1:

$$F_{a1} = \frac{0.5 * F_{ra}}{Y_1} = \frac{0.5 * 2500}{1.45}$$

$$F_{a1} = 862 \text{ kg}$$

$$F_{a2} = F_{a1} + K_a = 3362 \text{ kg}$$

Para calcular la carga equivalente 1:

$$\frac{F_{a1}}{F_{ra}} = 0.3448 < e$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

$$P = 1 * 2500 + 0 * F_a$$

$$P_1 = 2500 \text{ kg}$$

Para calcular la carga equivalente 2:

$$\frac{F_{a2}}{F_{rb}} = \frac{1500}{3362}$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{rb}} = \frac{3362}{1500}$$

Ingeniería Mecánica

$$\frac{F_{a2}}{F_{rb}} = 2.24 > e$$

$$X = 0.4 \quad y = 1.45$$

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

$$P_2 = 0.4 * 1500 + 1.45 * 3362$$

$$P_2 = 5475 \text{ kg}$$

Verificamos los datos de operación:

Para rodamiento 32213 la carga dinámica (C) es 15902 kg

$$\frac{C}{P_1} = \frac{15902}{2500}$$

Suponiendo que la velocidad máxima es de 40 km/h, por lo tanto las rpm serán 176.83.

$$\frac{C}{P_1} = 6.36$$

Para rodamiento 32210 la carga dinámica (C) es 8970 kg

$$\frac{C}{P_2} = 1.64$$

Tabla 4 Seguridad de carga  $\frac{C}{P}$  para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y para diferentes velocidades

**RODAMIENTOS DE RODILLOS**

Duración en horas $L_h$	Revoluciones por minuto													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100									1,05	1,13	1,21	1,30	1,39	1,49
500				1,05	1,21	1,39	1,49	1,60	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42
1000			1,13	1,30	1,49	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97
1250		1,05	1,21	1,39	1,60	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19
1600		1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42
2000	1,05	1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
2500	1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
3200	1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20
4000	1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50
5000	1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82
6300	1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17
8000	1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54
10 000	1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94
12 500	1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
16 000	1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81
20 000	2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30
25 000	2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
32 000	2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
40 000	2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,96
50 000	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,96	9,62
63 000	2,97	3,42	3,92	4,50	5,17	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,96	9,62	10,3
80 000	3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,96	9,62	10,3	11,0
100 000	3,42	3,92	4,50	5,17	5,94	6,81	7,30	7,82	8,38	8,96	9,62	10,3	11,0	11,8
200 000	4,20	4,82	5,54	6,36	7,30	8,38	8,96	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6

Tabla 6.1. Horas de duración de los rodamientos

En la tabla 6.1 verificamos las horas de uso para cada componente.

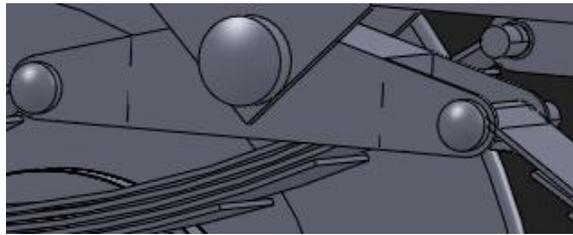
Los rodamientos propuestos verifican las condiciones de uso.

**6-3) Cálculo de los balancines**

Los balancines son los componentes donde van a ir montados los ejes. Dichos balancines estarán unidos al chasis mediante los soportes, pivotando en un perno intermedio.

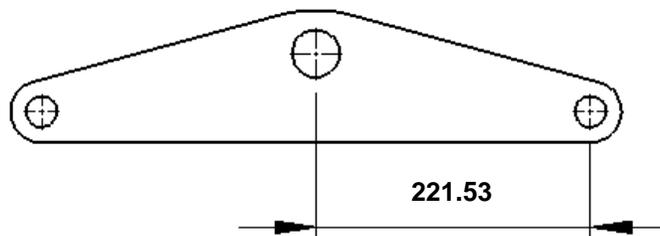
Teniendo en cuenta las reacciones de los vínculos de la tabla 5.6, consideraremos estas fuerzas para comprobar la resistencia de los elásticos.

La fuerza máxima calculada es de 1838.12 kg para el vínculo 2, cuyo valor usaremos para el siguiente cálculo:



**Figura 6.7.** Vista de balancines

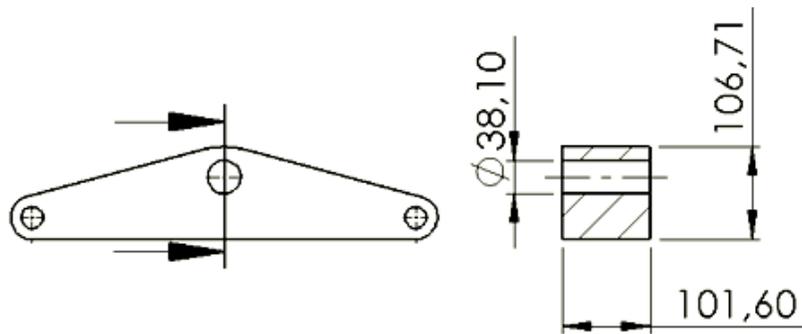
Las medidas de los balancines son las siguientes:



**Figura 6.8.** Brazo de palanca de balancines

$$Mf_{max} = 1838.12 \text{ kg} * 22.15 \text{ cm}$$

$$Mf_{max} = 40714.36 \text{ kgcm}$$



**Figura 6.9.** Dimensiones de la sección de los balancines

La sección considerada es un rectángulo (zona rayada), restando la del agujero (zona lisa):

$$W = \frac{b * h^2}{6} - \frac{b_1 * h_1^2}{6} = \frac{10.16 * 10.6714^2}{6} - \frac{10.16 * 3.81^2}{6}$$

$$W = 192.83 - 24.6$$

Ingeniería Mecánica

$$W = 168.23 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{Mf_{max}}{W} = \frac{40714.36}{168.23}$$

$$\sigma = 242.01 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{2400}{242.01}$$

$$N = 9.91$$

El componente calculado cumple con las condiciones de resistencia. Las dimensiones propuestas son las correctas.

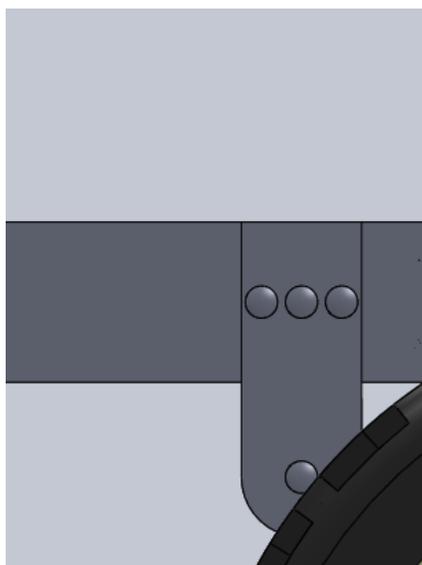
#### 6-4) Verificación de los remaches del soporte de los elásticos

Los soportes están unidos al chasis por medio de los remaches. La cantidad de remaches es 3 por cada uno, por lo cual se divide la fuerza actuante por la cantidad de remaches. La función es unir los elásticos, mediante los balancines, con el chasis.

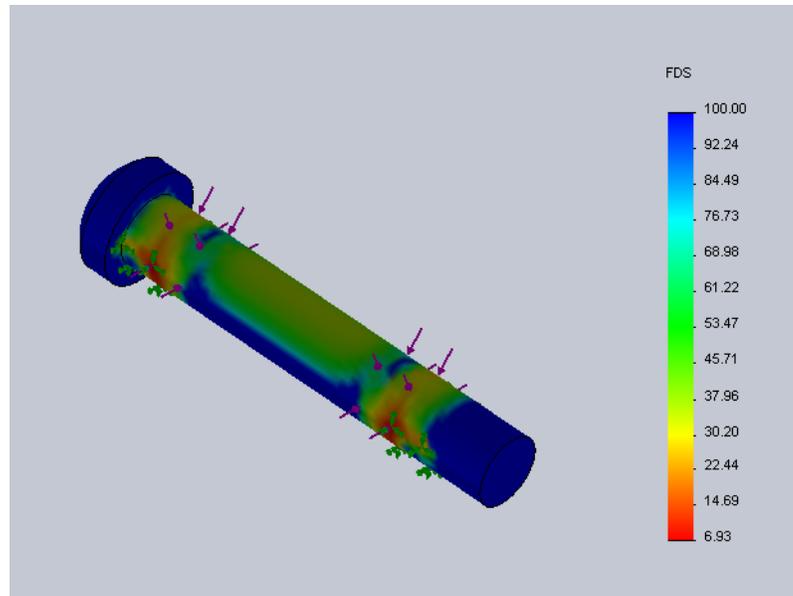
L=130 mm

Material 1020 templado

D=25.4 mm



**Figura 6.10.** Soporte unido al chasis



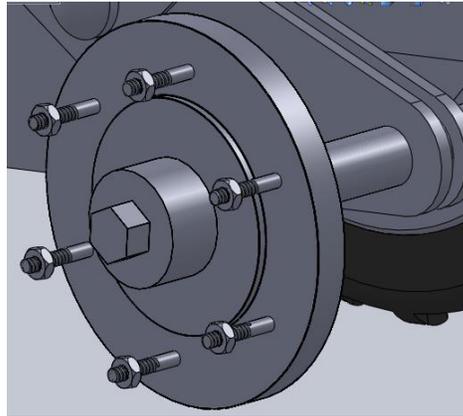
**Figura 6.11.** Coeficiente de seguridad por von Mises

El coeficiente para este componente es de 6.93, con lo que las condiciones de resistencia se cumplen. Las dimensiones y el material propuestos son correctos.

### 6-5) Verificación de los pernos de montaje de la cubierta

Los bulones sobre la cual van montadas las cubiertas deben ser capaz de resistir el esfuerzo que genera el torque de la rueda al girar. Por lo tanto el esfuerzo al cual estarán sometidos es al corte.

Material SAE grado 5  $S_y=6468 \text{ kg/cm}^2$



**Figura 6.12.** Roscas de eje

Si consideramos al momento de producirse el movimiento la fuerza de oposición será:

$$f_r = \mu_{estático} * N$$

$$si \mu_{estático} = 0.6 \text{ y } N = 13500 \text{ kg}$$

$$f_r = 0.6 * 13500$$

$$f_r = 8100 \text{ kg}$$

El torque será:

$$T = f_r * r$$

$$T = 8100 * 66.5 \text{ cm}$$

$$T = 538650 \text{ kgcm}$$

Ahora dividiendo el torque por el radio a cada rosca tendremos la fuerza de corte:

$$F_c = \frac{T}{r'} \quad si \quad r' = 250 \text{ mm}$$

$$F_c = \frac{538650}{25}$$

$$F_c = 21546 \text{ kg}$$

La fuerza por cada tornillo será:

$$F_{pt} = \frac{F_c}{n} = \frac{21546}{6}$$

$$F_{pt} = 3591$$

$$\sigma_c = \frac{F_{pt}}{A} = \frac{3591}{\pi * (0.9525)^2}$$

$$\sigma_c = 1259.89 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N = \frac{\sigma_{fl}}{\sigma_c} = \frac{0.6 * 6468}{1259.89}$$

$$N = 3.08$$

Componente verificado para los criterios de resistencia. Las dimensiones y material propuestos son correctos.

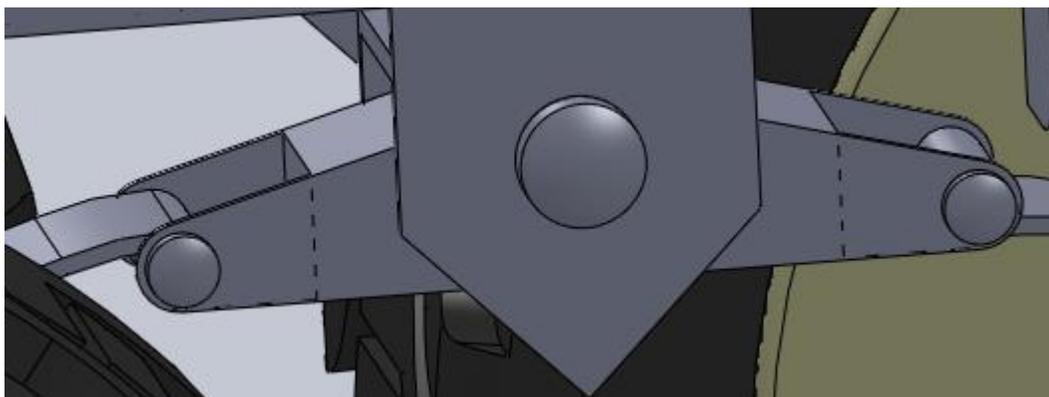
### 6-6) Verificación del perno pasador balancín

Es el componente que permite el pivoteo del balancín.

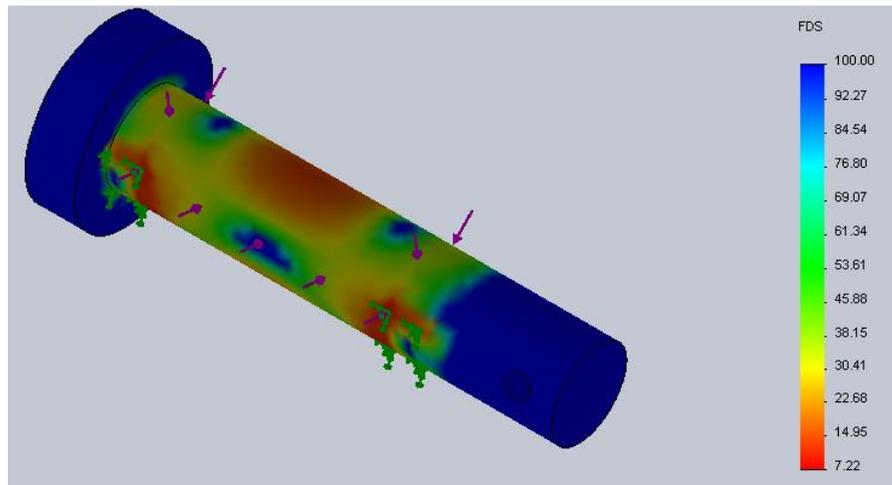
Material 1020 templado

Diámetro 38.1 mm

L=160 mm



**Figura 6.13.** Perno pasador del balancín



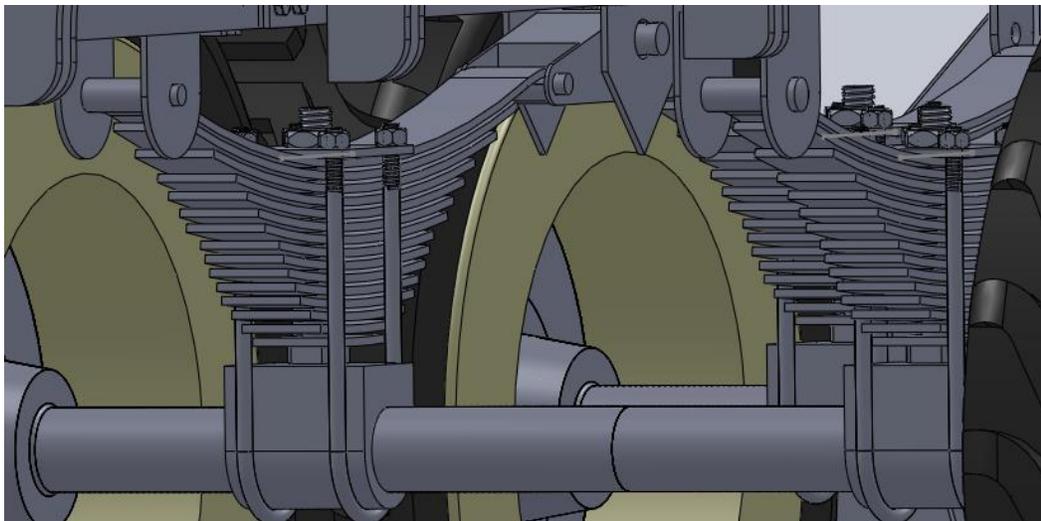
**Figura 6.14.** Coeficiente de seguridad por von Mises

El análisis fue estático y el coeficiente obtenido es de 7.22.

El componente calculado cumple con las condiciones de resistencia. Las dimensiones y material propuesto son correctos.

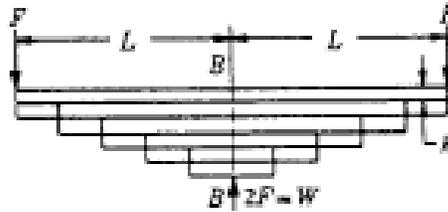
### 6-7) Cálculo de elásticos

Estos componentes son los encargados de amortiguar al equipo, ya que el su función principal se desarrollará sobre terrenos imperfectos y difícil de transitar.



**Figura 6.15.** Elásticos amortiguadores

El cálculo se realizará teniendo en cuenta la siguiente figura.



**Figura 6.16.** Distribución de cargas sobre el elástico

Material: SAE 4140

$$S_u = 9140 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 8085 \text{ kg/cm}^2$$

$$F = 1838.12 \text{ kg}$$

$$L = 1080.6 \text{ mm}$$

$$N = 15$$

$$h = 10 \text{ mm}$$

$$b = 101.6 \text{ mm}$$

$$b' = N * B$$

$$\sigma = \frac{3WL}{b'h^2} = \frac{3 * 1838.12 * 54.03}{15 * 10.16 * 1^2}$$

$$\sigma = 1955 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{8085}{1955}$$

$$N = 4.13$$

Coeficiente calculado verifica ampliamente los criterios de resistencia. Considerando como correcto el valor obtenido ya que el cálculo realizado fue estático y se omitieron los esfuerzos dinámicos.

## 6-8) Selección de neumáticos

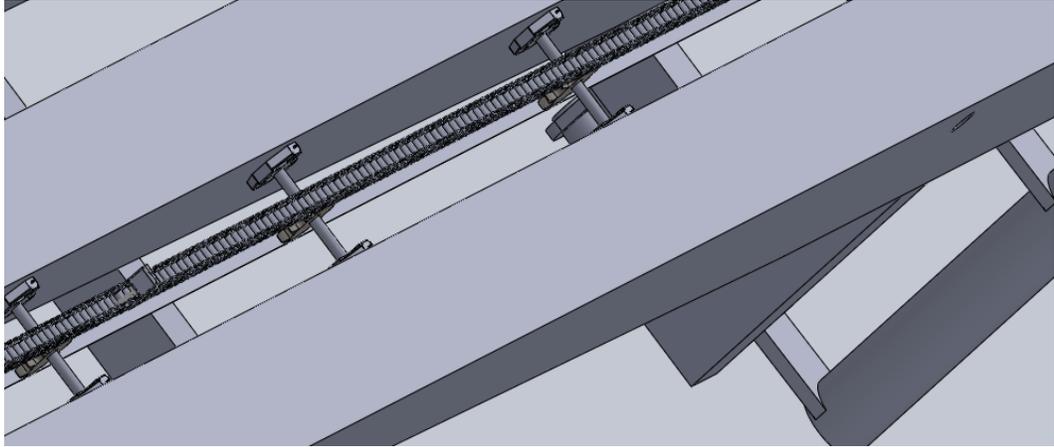
Las cubiertas seleccionadas para el equipo son de alta flotación y fueron elegidas del catálogo de Firestone, y cuentan con las siguientes características:  
Cubierta extra ancha diseñada para menor compactación del suelo;  
Cuerpo de cuerdas de nylon resistente a golpes, mayor resistencia a los impactos.



**Figura 6.17.** Modelo neumático y llanta seleccionada

Los neumáticos y las llantas fueron seleccionados de los catálogos de fabricante considerando el peso por cada uno de estos. De acuerdo a las especificaciones de estos, su carga máxima es de aproximadamente 4500 kg y la carga estipulada por rueda es de 3375 kg, por lo que verifican los criterios de resistencia.

**CAPITULO 7**



### **Descripción y cálculo de sistema de transmisión por cadenas**

Este mecanismo es el encargado de trasladar la pila de megafardos hasta la parte trasera de la plataforma de carga, esta operación se realiza en forma no continua ya que solo se realiza cuando quedan 1 o 2 pilas de megafardos. Los cálculos se harán conforme a estas especificaciones.

A través de un motor hidráulico, que es el encargado de proporcionar la potencia necesaria, por medio de una reducción de engranajes, ésta potencia es transmitida a un eje apoyado sobre rodamientos, en el cual giran 2 piñones enchavetados a éste. Estos piñones accionan el movimiento de sus respectivas cadenas, las cuales están dotadas de una “uña” que es la responsable de empujar la pila de megafardos hasta la posición requerida.

Los cálculos a realizar serán:

Eje motor hidráulico;

Reducción de engranajes;

Eje transmisión;

Selección de rodamientos;

Chavetas;

Selección de cadenas y piñones.

#### **7-1) Cálculo Eje Motor Hidráulico**

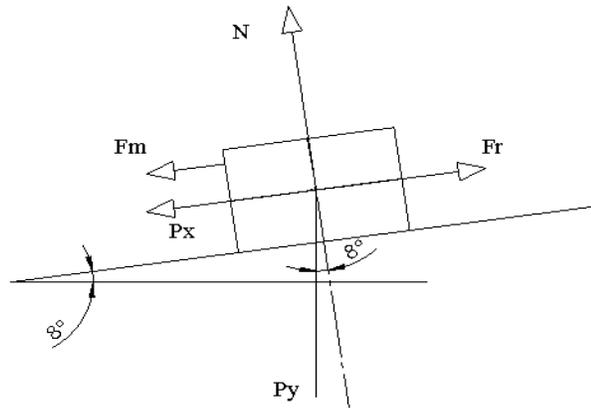
A través de un motor hidráulico se proporciona la potencia necesaria para poner en funcionamiento los sistemas de cadenas responsables de trasladar los megafardos. Para ello verificaremos el diámetro del eje estableciendo los siguientes parámetros.

Primero necesitamos calcular de la potencia necesaria para el motor hidráulico.

El motor hidráulico debe ser capaz de proporcionar la potencia necesaria para empujar las pilas de fardos hacia la parte trasera de la plataforma de carga. Se supondrá el caso más desfavorable de traccionar un peso igual a la máxima carga:

$$F = 450kg * 20 fardos = 9000kg$$

La plataforma es un plano inclinado de  $8^\circ$  con respecto a la horizontal:



**Figura 7.1.** Fuerzas actuantes sobre plano inclinado

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum -P_x + F_r + F_m = m * a \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum N - P_y = 0$$

$$N = 9000 * \cos(8^\circ) = 8912 \text{ kg}$$

$$F_r = \mu * N = 3565 \text{ kg}$$

Reemplazando en la ecuación 1:

$$F_m = P_x - F_r$$

$$F_m = 9000 * \sin(8^\circ) - 3565$$

$$F_m = 2312,44 \text{ kg}$$

Esta fuerza será impulsada por 2 piñones unidos a un eje, por lo tanto el torque sobre el eje será:

$$F_m = \frac{2312,44}{2} = 1156,22 \text{ kg}$$

El torque sobre el eje si el  $d_p$  del piñón es 20,735 cm:

$$T_{eje} = 1156,22 * 10,37$$

$$T_{eje} = 11987 \text{ kgcm}$$

La fuerza aplicada sobre la corona, si el  $d_p$  es 14 cm:

$$F_c = \frac{T_{eje}}{r_c} = \frac{11987}{7}$$

$$F_c = 1712,44 \text{ kg}$$

Sabiendo que la fuerza en el punto de contacto entre la corona y el piñón es la misma, el  $d_p$  del piñón 7 cm:

$$T_{motor} = 1712,44 * 3,5$$

$$T_{motor} = 5993,55 \text{ kgcm}$$

La potencia necesaria:

$$N = \frac{T_{motor} * n}{71620}$$

$$N = \frac{5993,55 * 175}{71620}$$

$$N = 14,64 \text{ CV}$$

Seleccionado un motor de catálogo con las siguientes prestaciones:

*Presión máxima: 207 bares*

*Velocidad máxima de trabajo: 393 rpm*

*Par de salida máxima: 6887,75 kgcm*

El caudal necesario trabajando a máxima presión:

$$N = \frac{P * Q}{450 * \eta} \rightarrow Q = \frac{N * 450 * \eta}{P}$$

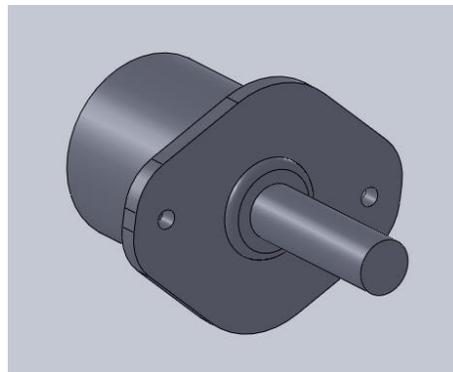
$$Q = 23.87 \frac{l}{min}$$

Ya conocidas las fuerzas actuantes, ahora calculamos el eje del motor:

$$n_{motor} = 175 \text{ rpm}$$

$$D_{eje} = 25.4 \text{ mm}$$

$$L = 40 \text{ mm}$$



**Figura 7.2.** Eje motor hidráulico

$$T = F_c * r_{eng} = 1712,44 * 3.5$$

$$T = 5993.54 \text{ kgcm}$$

Como el eje entrega la potencia a un piñón FD 20°, las fuerzas actuantes sobre el eje serán:



**Figura 7.3.** Fuerzas actuantes sobre un engranaje

Donde  $F_c$  (en la figura 7.3 sería  $F$ ) es la fuerza tangencial que conocemos y por descomposición de fuerzas obtenemos  $F$  y  $N$ :

$$N = F_c * \tan \varphi = 1712,44 * \tan(20^\circ)$$

$$N = 623,27 \text{ kg}$$

$$F = \sqrt{(F_c)^2 + (N)^2}$$

$$F = \sqrt{(1712,44)^2 + (623,27)^2}$$

$$F = 1822,33 \text{ kg}$$

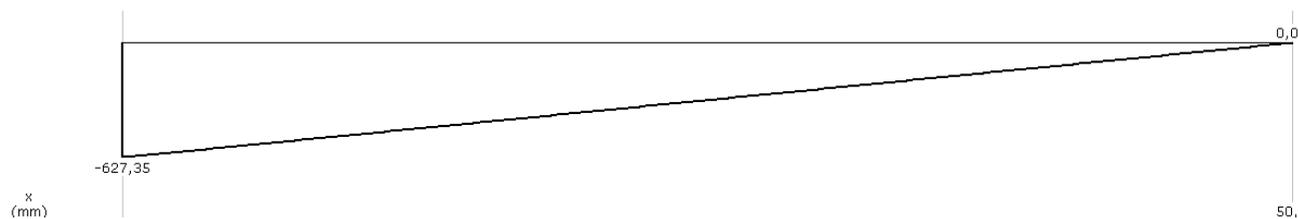
Calculamos los momentos flectores para cada plano:

$$Mf_x = F_c * L = 1712,44 * 4 \text{ cm}$$

$$Mf_x = 6507,27 \text{ kgcm}$$



**Figura 7.4.** Diagrama de cargas  $F_c$  actuando sobre el eje motor



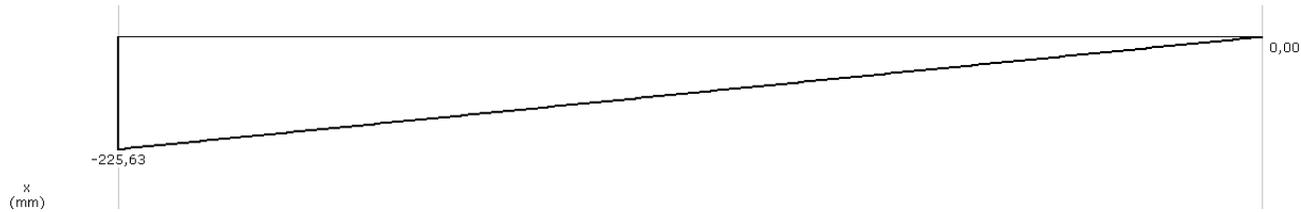
**Figura 7.5.** Diagrama de Momento flector  $F_c$  sobre eje motor

$$Mf_z = N * L = 623,27 * 4 \text{ cm}$$

$$Mf_z = 2368,43 \text{ kgcm}$$



**Figura 7.6.** Diagrama de cargas  $N$  actuando sobre el eje motor



**Figura 7.7.** Diagrama de Momento flector N sobre eje motor

$$Mf_r = [(Mf_x)^2 + (Mf_z)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$Mf_r = [(6507.27)^2 + (2368.43)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$Mf_r = 6924.88 \text{ kgcm}$$

Ahora verificamos el diámetro:

Material: SAE 4140

D=25.4 mm

$$\sigma_y = 16943 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_u = 18980 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_e = \frac{\sigma_n}{\sigma_y} * \sigma_m + k_f * \sigma_a; \quad \sigma_m = 0$$

$$\sigma_{es} = \frac{\sigma_{ns}}{\sigma_{ys}} * \sigma_{ms} + k_{fs} * \sigma_{as}; \quad \sigma_{as} = 0$$

$$\sigma_e = k_f * \sigma_a; \quad \sigma_a = \frac{Mf_r}{W}$$

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * (2.54)^3}{32}$$

$$W = 1.61 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_a = \frac{Mf_r}{W} = \frac{6924.88}{1.61}$$

Ingeniería Mecánica

$$\sigma_a = 4301.17 \frac{kg}{cm^2}$$

$$k_f = 1.6 \quad \sigma_n = 9490 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_e = 1.6 * 4527.55 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_e = 6924.88 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{es} = \frac{\sigma_{ns}}{\sigma_{ys}} * \sigma_{ms}; \quad \sigma_{ns} = 5694 \frac{kg}{cm^2}; \quad \sigma_{ys} = 10166 \frac{kg}{cm^2}$$

$$W' = \frac{\pi * d^3}{16} = \frac{\pi * (2.54)^3}{16}$$

$$W' = 3.22 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{ms} = \frac{T}{W'} = \frac{5993,54}{3.22}$$

$$\sigma_{ms} = 1862.74 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{es} = \frac{5694}{10166} * 1862.74$$

$$\sigma_{es} = 1043.32 \frac{kg}{cm^2}$$

Verificamos en coeficiente de seguridad:

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_e}{\sigma_n} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{es}}{\sigma_{ns}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{6924.88}{9490} \right)^2 + \left( \frac{1043.32}{5694} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 1.51$$

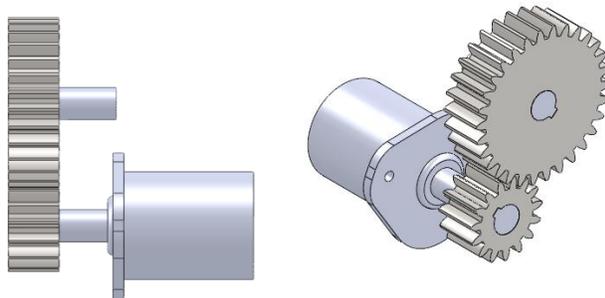
Las dimensiones y el material propuesto cumplen con las condiciones de resistencia. El coeficiente lo tomaremos como correcto ya que en el cálculo fueron

considerados esfuerzos dinámicos y este sistema será utilizado solo cuando sea necesario, o sea, que su uso será intermitente o no continuo.

## 7-2) Cálculo de engranajes para la reducción

Como la velocidad de traslación de la cadena requerida tiene que ser baja, es necesario hacer una reducción mediante engranajes. La reducción será de las 350 rpm que nos entrega el motor hasta las 175 rpm que giran los piñones.

Los cálculos se realizarán teniendo en cuenta los siguientes datos:



**Figura 7.8.** Reducción de engranajes

$$n_1 = 350 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 175 \text{ rpm}$$

$$D_p = 7 \text{ cm}$$

$$N = 14,64 \text{ CV}$$

$$F_c = 1712,44 \text{ kg}$$

$$m_w = 2$$

$$M = \frac{D_p}{N_p}; \quad N_p = 15$$

$$M = 4.7 \cong 5$$

$$v_m = \pi * \frac{D_p}{100} * n_1; \quad v_m = 77 \text{ mpm}$$

Como el servicio será intermitente y  $v_m \leq 610$  mpm la fuerza dinámica es:

$$F_d = \frac{(183 + v_m)}{183} * F_c$$

$$F_d = 2059 \text{ kg}$$

Si multiplicamos la fuerza dinámica por un coeficiente de servicio  $N_{sf}$ , que tomaremos para este caso igual a 1.25 queda:

$$F_{ds} = N_{sf} * F_d$$

$$F_{ds} = 2284 \text{ kg}$$

Ahora calculamos la resistencia del diente, lo cual debemos cumplir con la condición de  $F_{ds} < F_d$ , entonces:

*Material: 8620SOQT 300°*

$$\sigma_u = 13217 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma = 0.5 * \sigma_u = 6608.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

*Factor de forma  $Y = 0.289$  (FD 20°)*

$$k_f = 1.5$$

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

$$F_s = \frac{\sigma * b * Y * M}{10 * k_f}$$

$$F_s = \frac{6608.5 * 3.5 * 0.289 * 5}{10 * 1.5}$$

$$F_s = 2355.49 \text{ kg} \quad F_s > F_{ds} \text{ verifica}$$

Las dimensiones de la corona son:

$$D_c = m_w * D_p \quad N_c = m_w * N_p$$

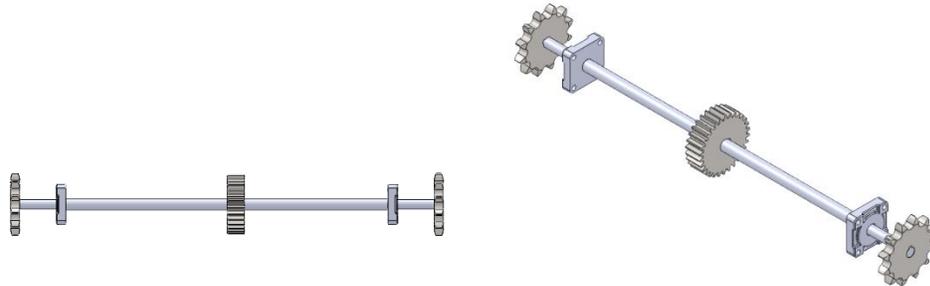
$$D_c = 14 \text{ cm} \quad N_c = 30$$

Las dimensiones y el material propuestos para la corona son correctos, ya que el cálculo realizado verifica las condiciones de resistencia.

### 7-3) Cálculo eje Transmisión de Cadenas

Este sistema será el medio por el cuál al momento de que la carga no es suficiente como para trasladar los megafardos hasta la posición trasera de la plataforma, se accionará el motor hidráulico y pondrá en funcionamiento el sistema, que por medio de cadenas empujen la carga restante hasta la posición trasera.

El eje gira, solidario a él, 2 piñones que impulsan las cadenas trasportadoras. Dicho eje girará gracias a los rodamientos sobre los cuales estará apoyado. Las fuerzas transmitidas a los piñones son como se muestra la figura 7.3.



**Figura 7.9.** Eje transmisión por cadenas

$$N = 14,64 \text{ CV} \quad F_{m1} = F_{m2} = 1156,22 \text{ kg}$$

$$n = 175 \text{ rpm}$$

$$T = \frac{71620 * N}{n}$$

$$T = 5991,52 \text{ kg cm}$$

Verificamos para un eje de  $d = 40 \text{ mm}$ , por lo tanto:

$F_1$  y  $F_2$  son las fuerzas que realizan el piñón 1 y 2, respectivamente.

La fuerza  $F$  que actúa en el centro del eje es la generada por el torque que genera el motor hidráulico sobre los engranajes de reducción:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{5991,52}{7}$$

$$F = 855,93 \text{ kgcm}$$

Las Fuerzas quedan:

Calculamos reacciones tomando momento al vínculo de A:

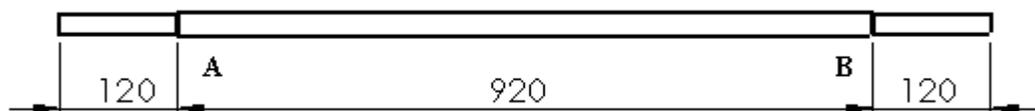


Figura 7.10. Dimensiones eje transmisión

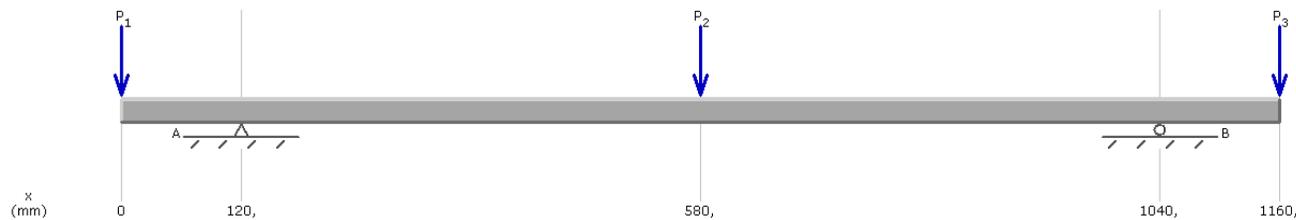


Figura 7.11. Diagrama de cargas

$$P_1 = F_{m1} = 1156,22 \text{ kg}$$

$$P_2 = F = 855,93 \text{ kg}$$

$$P_3 = F_{m2} = 1156,22 \text{ kg}$$

$$-F_{m1} * 12 \text{ cm} + F * 46 \text{ cm} + F_{m2} * 104 \text{ cm} - R_b * 92 = 0$$

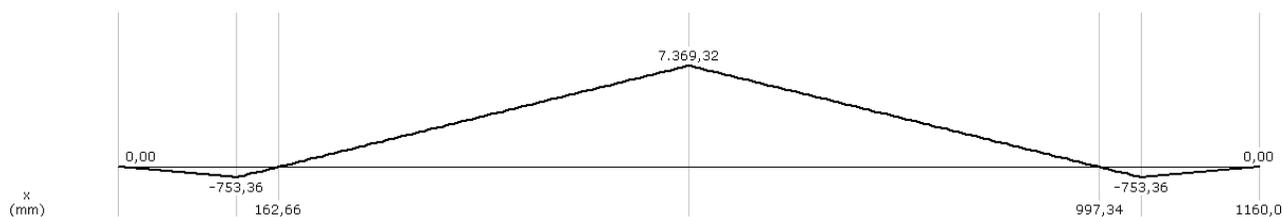
$$-1156,22 * 12 \text{ cm} + 855,93 * 46 \text{ cm} + 1156,22 * 104 \text{ cm} - R_b * 92 = 0$$

$$R_b = 1585,5 \text{ kg}$$

$$-F_{m1} - F_{m2} - F + R_b + R_a = 0$$

$$R_a = 1585,5 \text{ kg}$$

El momento flector máximo será para  $L=580$  mm, por lo tanto la verificación será en este punto:



**Figura 7.12.** Diagrama de momento flector

$$Mf = -F_{m1} * x - R_a * (x - 12)$$

para  $x = 58 \text{ cm}$   $Mf = 5885 \text{ kg cm}$

Las componentes normales N serán:

$$N = F * tg(20^\circ) = 855,93 * tg(20^\circ)$$

$$N = 311,53 \text{ kg}$$

$$N_r = P_1 = P_3$$

$$N = P_2$$

$$N_r = P_1 = P_3 = F_{m1} = F_{m2} * tg(20^\circ) = 1156,22 * tg(20^\circ)$$

$$N_r = 420,75 \text{ kg}$$

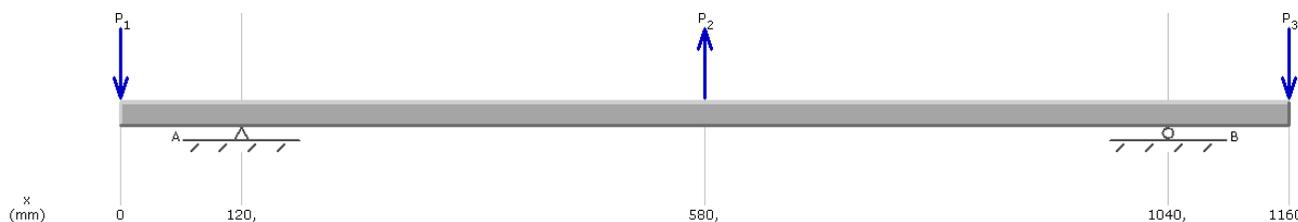
$$-P_1 * 12 \text{ cm} - P_2 * 46 \text{ cm} + P_3 * 104 \text{ cm} + R_b * 92 = 0$$

$$-420,75 * 12 \text{ cm} - 311,53 * 46 \text{ cm} + 420,75 * 104 \text{ cm} + R_b * 92 = 0$$

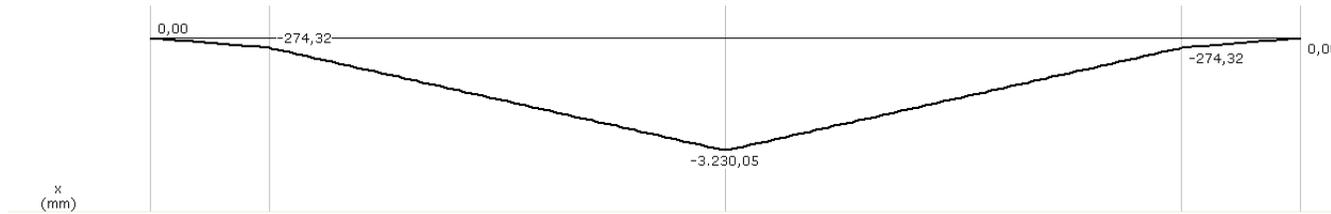
$$R_b = 264,98 \text{ kg}$$

$$-P_1 - P_3 + P_2 + R_b + R_a = 0$$

$$R_a = 264,98 \text{ kg}$$



**Figura 7.13.** Diagrama de cargas esfuerzos normales



**Figura 7.14.** Diagrama de momento flector cargas normales

$$Mf = N_r * x - R_a * (x - 12)$$

para  $x = 58 \text{ cm}$   $Mf = 12214,42 \text{ kgcm}$

$$Mf_x = 5885 \text{ kgcm} \quad Mf_z = 12214,42 \text{ kgcm}$$

$$Mf_r = [(Mf_x)^2 + (Mf_z)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$Mf_r = [(5885)^2 + (12214,42)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$Mf_r = 13558,22 \text{ kgcm}$$

Material: AISI 4140;  $S_y=16943 \text{ kg/cm}^2$   $S_u=18980 \text{ kg/cm}^2$

$$\sigma_e = \frac{\sigma_n}{\sigma_y} * \sigma_m + k_f * \sigma_a; \quad \sigma_m = 0$$

$$\sigma_e = k_f * \sigma_a; \quad \sigma_a = \frac{Mf_r}{W}; \quad W = \frac{\pi * d^3}{32} = 6,28 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_a = 2158,95 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad k_f = 1.6 \quad \sigma_n = 9440 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_e = 1.6 * 2158,95$$

$$\sigma_e = 3454,32 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{es} = \frac{\sigma_{ns}}{\sigma_{ys}} * \sigma_{ms} + k_{fs} * \sigma_{as}; \quad \sigma_{as} = 0$$

$$\sigma_{ns} = 5694 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}; \quad \sigma_{ys} = 10166 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$T = 5991,52 \text{ kg cm (eje motor)}$$

Ingeniería Mecánica

$$F = \frac{T}{r_p} = \frac{5991,52}{3,5}$$

$$F = 1711,86 \text{ kg}$$

El torque en el eje de transmisión será:

$$T = F * r_c = 1711,86 * 7$$

$$T = 11983,04 \text{ kgcm}$$

$$\sigma_{ms} = \frac{T}{W'}; \quad W' = \frac{\pi * d^3}{16} = 12,56 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{ms} = 954,06 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{es} = \frac{5694}{10166} * 954,06$$

$$\sigma_{es} = 1266,36 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Verificamos el coeficiente de seguridad:

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_e}{\sigma_n} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{es}}{\sigma_{ns}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{3454,32}{9440} \right)^2 + \left( \frac{1266,36}{5694} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 2.33$$

Ahora verificamos sobre los apoyos donde se produce un cambio de sección:

$$r_{entalla} = 2 \text{ mm} \quad q = 0.9 \quad d = 30 \text{ mm}$$

$$k_t = 1.75 \quad k_f = 1 + q * (k_t - 1) = 1.675$$

$$Mf_x = F_1 * x = 1156,22 \text{ kg} * 12 \text{ cm} = 13874,64 \text{ kgcm}$$

$$Mf_z = N_r * x = 420,75 \text{ kg} * 12 \text{ cm} = 5049 \text{ kgcm}$$

$$Mfr = [(Mf_x)^2 + (Mf_z)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$Mf_r = [(13874,64)^2 + (5049)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$Mf_r = 14764,76 \text{ kgcm}$$

$$\sigma_e = \frac{\sigma_n}{\sigma_y} * \sigma_m + k_f * \sigma_a; \quad \sigma_m = 0$$

$$\sigma_e = k_f * \sigma_a; \quad \sigma_a = \frac{Mf_r}{W}; \quad W = \frac{\pi * d^3}{32} = 4,21 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_a = 3507,7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}; \quad \sigma_n = 9440 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_e = 1.675 * 3507,7$$

$$\sigma_e = 5875,39 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$r_{entalla} = 2 \text{ mm} \quad q = 0.9$$

$$k_{ts} = 1.40 \quad k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1) = 1.36$$

$$\sigma_{es} = \frac{\sigma_{ns}}{\sigma_{ys}} * \sigma_{ms} + k_{fs} * \sigma_{as}; \quad \sigma_{as} = 0$$

$$\sigma_{ns} = 5694 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}; \quad \sigma_{ys} = 10166 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$T_1 = T_2 = T = F_1 * r_p \quad r_p = 207.35 \text{ mm}$$

$$T = 11987,11 \text{ kgcm}$$

$$\sigma_{ms} = \frac{T}{W'}; \quad W' = \frac{\pi * d^3}{16} = 8,41 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{ms} = 1423,90 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{es} = \frac{5694}{10166} * 1423,90$$

$$\sigma_{es} = 797,53 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Verificamos N:

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{5875,39}{9440} \right)^2 + \left( \frac{797,53}{5694} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 1.57$$

Verifica las condiciones de resistencia en todas las secciones consideradas. El coeficiente obtenido es aceptable, ya que fueron considerados esfuerzos dinámicos.

#### 7-4) Selección de Rodamientos

La selección de rodamientos se realizará teniendo en cuenta la carga a soportar. Para este caso la duración en horas de funcionamiento ( $L_h$ ) estimada por los catálogos de fabricantes de rodamientos será de 4000 a 8000 horas.

Para este tipo de mecanismos SKF recomienda (carga radial) rodamientos a bolas de una hilera, procederemos a seleccionar este tipo de componentes.

$$F_r = 1156,22 \text{ kg}$$

$$n = 175 \text{ rpm}$$

*Para un servicio de 8000 horas a 175 rpm la seguridad de carga*

$$\frac{C}{P} = 4.23$$

Ahora calculamos la carga equivalente P:

$$F_a = 0$$

$$P = X_0 * F_r + Y_0 * F_a$$

$$P = X_0 * F_r; \text{ si } F_a = 0 \quad X_0 = 1 \wedge Y_0 = 0$$

$$P = 1 * 1156,22 \text{ kg}$$

$$P = 1156,22 \text{ kg}$$

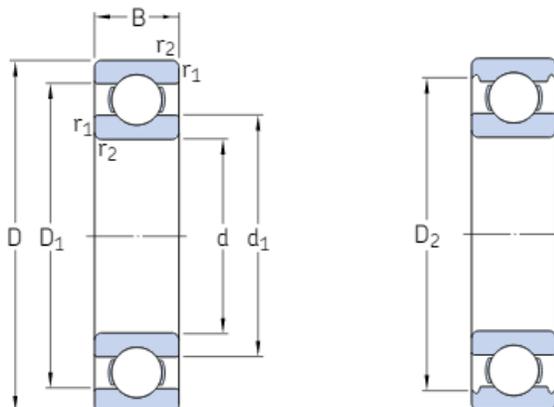
Calculamos la carga dinámica como:

$$C = 4.23 * P$$

$$C = 4890,81 \text{ kg}$$

Vamos al catálogo de SKF y buscamos un rodamiento con el diámetro deseado (40 mm) y verificamos que la capacidad de carga dinámica sea mayor a la calculada, el rodamiento seleccionado es **6408** con las siguientes características principales:

$$d = 40 \text{ mm}; D = 110 \text{ mm}; B = 27 \text{ mm}; Co = 3720,7 \text{ kg}$$

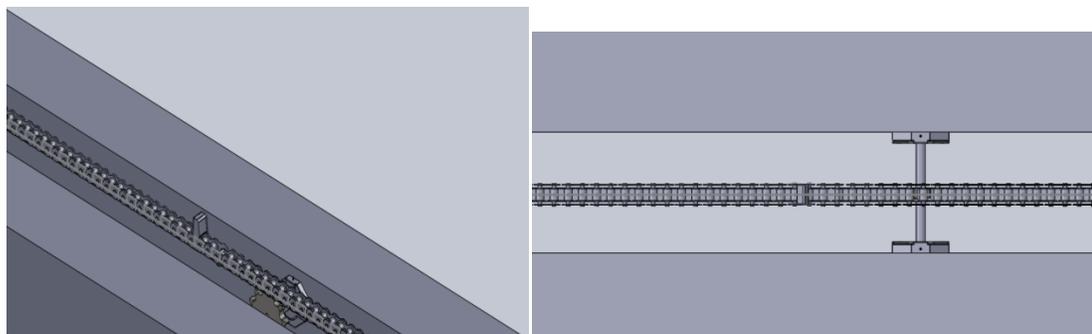


**Figura 7.15.** Dimensiones del rodamiento seleccionado

De acuerdo a las condiciones de uso se procedió a la selección de estos componentes, los cuales cumple las condiciones de uso.

### 7-5) Selección de Piñones y Cadenas

Como ya se ha explicado anteriormente, la cadena debe ser capaz de resistir la tracción generada cuando esta está empujando la pila de megafardos. Para este componente se propone:



**Figura 7.16.** Cadenas de transporte

Cadena N° 120:

$$N_t = 17 \text{ dientes} \quad n = 175 \text{ rpm}$$

$$\text{paso} = 3.81 \text{ cm} \quad CV = 14,64$$

Definimos la potencia de diseño:

$$\text{potencia de diseño} = N_{sf} * \text{transmitida}$$

$$\text{potencia de diseño} = 1.1 * 14,64 \text{ CV}$$

$$\text{potencia de diseño} = 16,104 \text{ CV}$$

La cadena seleccionada con las condiciones dadas es capaz de transmitir 24.5 CV, por lo tanto la cadena elegida verifica.

Para una cadena de paso 38.1 mm y un piñón de 17 dientes las dimensiones son:

$$D_{\text{primitivo}} = 207.35 \text{ mm}$$

$$D_{\text{exterior}} = 226.68 \text{ mm}$$

En cuanto al piñón, la potencia máxima es de 25.4 CV y la potencia requerida es 16,104 CV, por lo tanto, también verifica esta condición. Ahora verificamos la velocidad lineal de la cadena como:

$$v_m = \frac{\text{paso} * N_t * n}{100}$$

$$v_m = \frac{3.81 * 17 * 175}{100}$$

$$v_m = 113 \frac{\text{m}}{\text{min}} \cong 7 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

La velocidad límite para esta cadena es de 365 m/min.

Comprobación de resistencia:

Resistencia requerida= 1156.22 kg

Resistencia máxima= 15422 kg

Resistencia requerida < resistencia máxima, por lo tanto verifica.

La cadena tendrá una longitud aproximadamente de 7 m, por lo que es necesario colocar otros piñones, de lo contrario se producirá un colgamiento excesivo de los 2 ramales de la cadena, condición que no es recomendable. Por esta razón calcularemos las distancias entre centros de los piñones.

$$L = 7m \quad \text{paso} = 3.81 \text{ cm}$$

La longitud entre centros es:

$$C = \frac{1}{4} * \left\{ \left[ L - \frac{N_2 - N_1}{2} + \left( L - \frac{N_2 - N_1}{2} \right) \right] - 8 * \left[ \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$\text{Si } N_2 = N_1 = N_t$$

$$C = \frac{1}{4} * \left\{ \left[ 700 - \frac{17 - 17}{2} + \left( 700 - \frac{17 - 17}{2} \right) \right] - 8 * \left[ \frac{(17 - 17)^2}{4\pi^2} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$C = 341.5 \text{ cm}$$

La distancia entre centro y centro de los piñones debe ser de 341,5 cm.

El componente seleccionado cumple con las condiciones requeridas.

## 7-6) Cálculo de chavetas

Eje motor hidráulico:

Material:

- Eje **AISI 4140**;  $\sigma_u = 18980 \text{ kg/cm}^2$      $\sigma_y = 16943 \text{ kg/cm}^2$
- Engranaje **AISI 8620**;  $\sigma_u = 13217 \text{ kg/cm}^2$      $\sigma_y = 10475 \text{ kg/cm}^2$
- Chaveta **AISI 1020**;  $\sigma_u = 5483 \text{ kg/cm}^2$      $\sigma_y = 4640 \text{ kg/cm}^2$
- D=30 mm; chaveta plana b=6.4 mm t=4.8 mm

$$T = \frac{\sigma_s * b * L * d}{2} \quad \text{cizalladura}$$

$$T = \frac{\sigma_c * t * L * d}{4} \quad \text{compresión}$$

$$\text{Si } N = 2 \quad \sigma_s = \frac{\sigma_y * 0.6}{N} \quad T = 4476 \text{ kg cm}$$

$$L_s = \frac{T * 2}{b * d * \frac{\sigma_y * 0.6}{N}} = \frac{4476 * 2}{0.64 * 3 * \frac{4640 * 0.6}{2}}$$

$$L_s = 3 \text{ cm}$$

$$\text{Si } N = 2 \quad \sigma_c = \frac{\sigma_y}{N} \quad T = 4476 \text{ kg cm}$$

$$L_c = \frac{T * 4}{t * d * \frac{\sigma_y}{N}} = \frac{4476 * 4}{0.48 * 3 * \frac{4640}{2}}$$

$$L_c = 3.7 \text{ cm}$$

Adoptamos la de mayor la de mayor longitud, en este caso  $L_c = 3.7 \text{ cm} \cong 4 \text{ cm}$ .

Ahora calculamos la chaveta del eje cadenas:

*Primero se calculara para la chaveta de la corona.*

Material:

- Eje **AISI 4140**;  $\sigma_u = 18980 \text{ kg/cm}^2$      $\sigma_y = 16943 \text{ kg/cm}^2$
- Engranaje **AISI 8620**;  $\sigma_u = 13217 \text{ kg/cm}^2$      $\sigma_y = 10475 \text{ kg/cm}^2$
- Chaveta **AISI 1020**;  $\sigma_u = 5483 \text{ kg/cm}^2$      $\sigma_y = 4640 \text{ kg/cm}^2$
- D=40 mm; chaveta plana b=15.9 mm t=11.1 mm

$$T = \frac{\sigma_s * b * L * d}{2} \quad \text{cizalladura}$$

$$T = \frac{\sigma_c * t * L * d}{4} \quad \text{compresión}$$

$$\text{Si } N = 2 \quad \sigma_s = \frac{S_y * 0.6}{N} \quad T = 9003 \text{ kg cm}$$

$$L_s = \frac{T * 2}{b * d * \frac{\sigma_y * 0.6}{N}} = \frac{9003 * 2}{1.59 * 6 * \frac{4640 * 0.6}{2}}$$

$$L_s = 1.4 \text{ cm}$$

$$\text{Si } N = 2 \quad \sigma_c = \frac{\sigma_y}{N} \quad T = 4476 \text{ kg cm}$$

$$L_c = \frac{T * 4}{t * d * \frac{\sigma_y}{N}} = \frac{9003 * 4}{1.11 * 6 * \frac{4640}{2}}$$

$$L_s = 2.4 \text{ cm}$$

Adoptamos la de mayor longitud:

$$L_s = 2.4 \text{ cm} \cong 3 \text{ cm}$$

Ahora para la chaveta donde va a ir colocados los piñones:

Material:

- Eje **AISI 4140**;  $\sigma_u = 18980 \text{ kg/cm}^2$   $\sigma_y = 16943 \text{ kg/cm}^2$
- Engranaje **AISI 8620**;  $\sigma_u = 13217 \text{ kg/cm}^2$   $\sigma_y = 10475 \text{ kg/cm}^2$
- Chaveta **AISI 1020**;  $\sigma_u = 5483 \text{ kg/cm}^2$   $\sigma_y = 4660 \text{ kg/cm}^2$
- D=30 mm; chaveta plana b=6.4 mm t=4.8 mm

$$T = 6588 \text{ kgcm}$$

$$T = \frac{\sigma_s * b * L * d}{2}$$

$$\text{Si } N = 2 \quad \sigma_s = \frac{\sigma_y * 0.6}{N} \quad T = 6588 \text{ kg cm}$$

$$L_s = \frac{T * 2}{b * d * \frac{\sigma_y * 0.6}{N}} = \frac{6588 * 2}{0.64 * 3 * \frac{4640 * 0.6}{2}}$$

$$L = 4.90 \text{ cm} \cong 5 \text{ cm}$$

Para la compresión:

$$T = \frac{\sigma_c * t * L * d}{4}$$

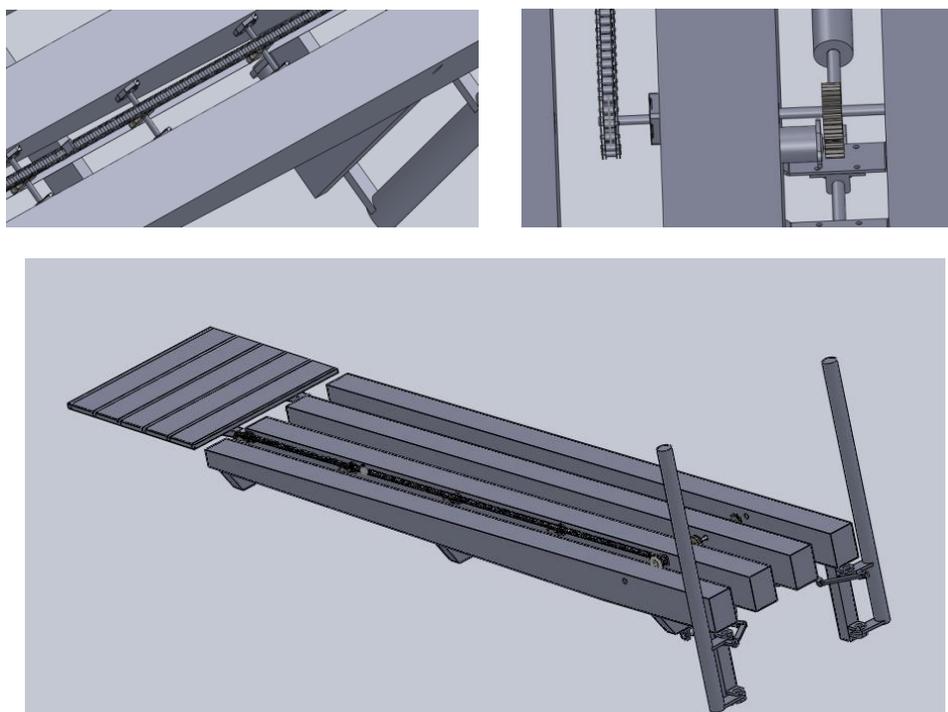
$$\text{Si } N = 2 \quad \sigma_c = \frac{\sigma_y}{N} \quad T = 6588 \text{ kg cm}$$

$$L_c = \frac{T * 4}{t * d * \frac{\sigma_y}{N}} = \frac{6588 * 4}{0.48 * 3 * \frac{4640}{2}}$$

$$L = 7.88 \text{ cm} \cong 8 \text{ cm}$$

Adoptamos el L mayor, pero como este es mayor a 2D se colocaran 2 chavetas separadas 180°.

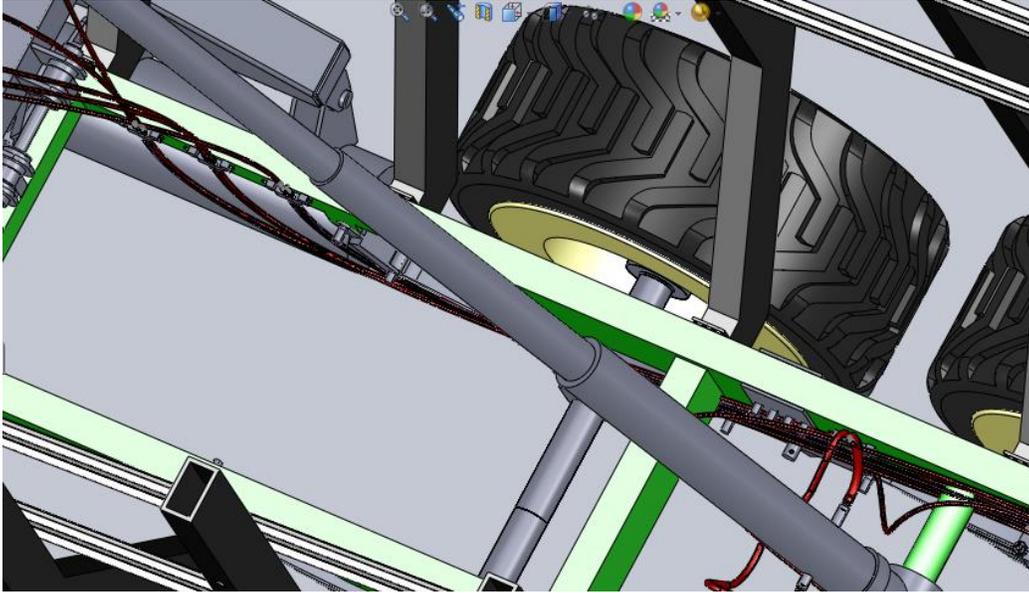
Las chavetas calculadas cumplen con las condiciones de resistencia tanto para la cizalladura como para la compresión.



**Figura 7.17.** Cadenas en plataforma

Nota: La transmisión por cadenas no se agregó al ensamble por falta de recursos informáticos.

**CAPITULO 8**



### **Descripción y cálculo de sistema hidráulico**

Este sistema debe ser el encargado de poner en funcionamiento los distintos actuadores hidráulicos para realizar las distintas tareas, ya sea, recolección, descarga, etc.

El circuito hidráulico estará comandado por electroválvulas, que serán accionadas eléctricamente, comandadas desde un joystick que estará ubicado en un lugar al alcance del operario.

El circuito estará compuesto por actuadores (cilindro, motor), electroválvulas, una línea principal de alimentación y retorno y líneas secundarias hacia los componentes antes mencionados.

Para ello realizaremos el cálculo y selección de los distintos componentes que forman parte de este sistema para la correcta ejecución del equipo. También se calcularán las tuberías correspondientes y las pérdidas de carga de fluido generadas en el interior de los conductos (líneas primarias y secundarias).

#### **8-1) Cálculo del cilindro hidráulico telescópico**

Este componente hidráulico tiene por función elevar la plataforma hasta que quede totalmente en posición vertical y así poder producirse la descarga.

El cilindro seleccionado tiene una carrera de 5.60 m divididos en 4 tramos. Los diámetros son: 120 mm, 100 mm, 80 mm, 60 mm.

Las áreas serán:

$$A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

Para el émbolo de 120 mm de diámetro:

$$A_1 = \frac{\pi * 12^2}{4} = 113 \text{ cm}^2$$

Para el émbolo de 100 mm de diámetro:

$$A_2 = \frac{\pi * 10^2}{4} = 78,5 \text{ cm}^2$$

Para el émbolo de 80 mm de diámetro:

$$A_3 = \frac{\pi * 8^2}{4} = 50 \text{ cm}^2$$

Para el émbolo de 60 mm de diámetro:

$$A_4 = \frac{\pi * 6^2}{4} = 28,5 \text{ cm}^2$$

Para los cálculos de los volúmenes se consideran las siguientes longitudes:

$$L_1 = 1045 \text{ mm} \quad V_1 = A_1 * L_1 = 11808.5 \text{ cm}^3$$

$$L_2 = 1130 \text{ mm} \quad V_2 = A_2 * L_2 = 8870.5 \text{ cm}^3$$

$$L_3 = 1050 \text{ mm} \quad V_3 = A_3 * L_3 = 5250 \text{ cm}^3$$

$$L_4 = 685 \text{ mm} \quad V_4 = A_4 * L_4 = 1952.25 \text{ cm}^3$$

Para el cálculo de la potencia necesitamos saber los caudales necesarios, para eso se asumirá que la apertura total del cilindro se realizará en un tiempo de 60 segundos, o sea, 15 segundos por tramo.

$$Q = \frac{V}{t}$$

El caudal para el tramo 1:

$$Q_1 = \frac{V_1}{t_1} = \frac{11.80 * 60}{15} = 47.2 \frac{l}{min}$$

El caudal para el tramo 2:

$$Q_2 = \frac{V_2}{t_2} = \frac{8.87 * 60}{15} = 35.48 \frac{l}{min}$$

El caudal para el tramo 3:

$$Q_3 = \frac{V_3}{t_3} = \frac{5.25 * 60}{15} = 21 \frac{l}{min}$$

El caudal para el tramo 4:

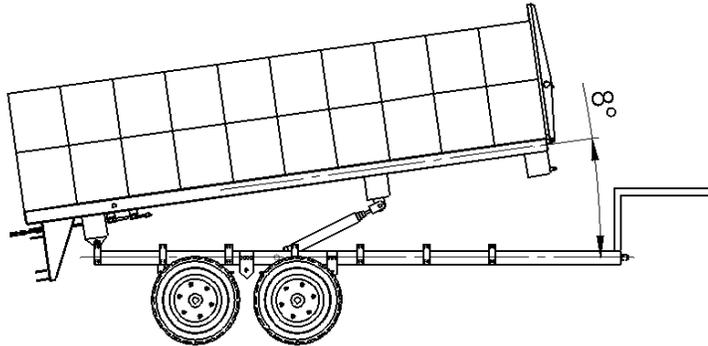
$$Q_4 = \frac{V_4}{t_4} = \frac{1.95 * 60}{15} = 7.8 \frac{l}{min}$$

Ya conocidos los caudales de en todas las etapas durante la apertura, se calculará las presiones soportadas con la carga máxima, donde se tomará 9000 kg de carga más 1000 kg de la plataforma:

$$P = \frac{F_1}{A}$$

Para el primer tramo:

La plataforma se encuentra a  $8^\circ$  con respecto a la horizontal.

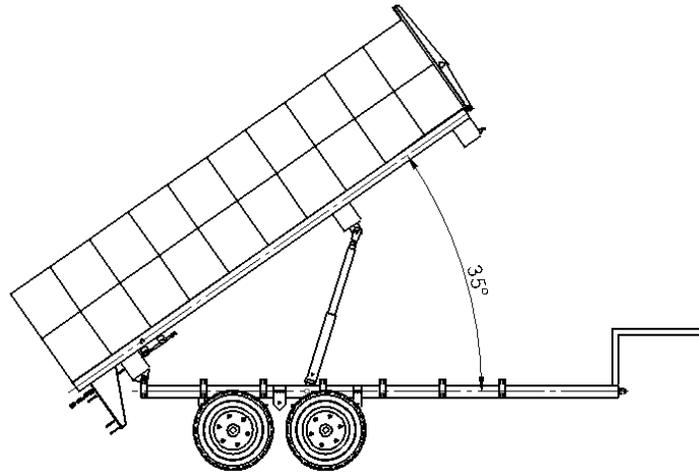


**Figura 8.1.** Posición inicial de la plataforma

$$P_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{10000 * \cos(8^\circ)}{113} = \frac{9902.68}{113} = 87,63 \frac{kg}{cm^2}$$

Para el segundo tramo:

Ya concluido la primera etapa, la plataforma se posiciona a  $35^\circ$  con respecto a la horizontal.

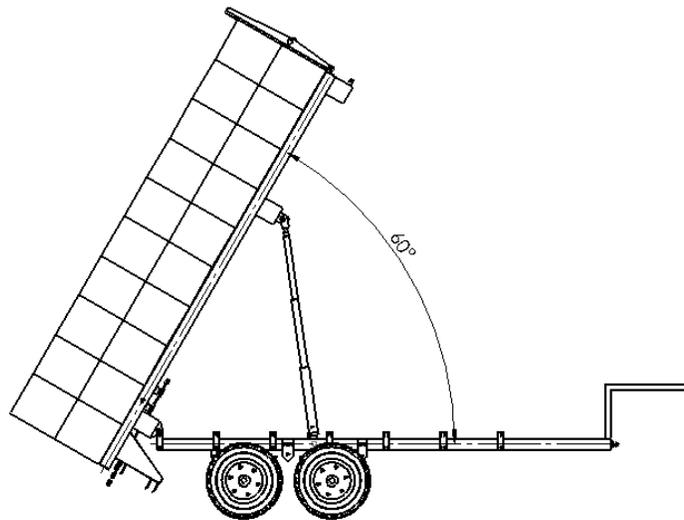


**Figura 8.2.** La plataforma a 35°

$$P_2 = \frac{F_1 * \cos(35^\circ)}{A_2} = \frac{7660.44}{78,5} = 104.35 \frac{kg}{cm^2}$$

Para el tercer tramo:

Al terminar el segundo tramo, la plataforma se posiciona a 60° con respecto a la horizontal.

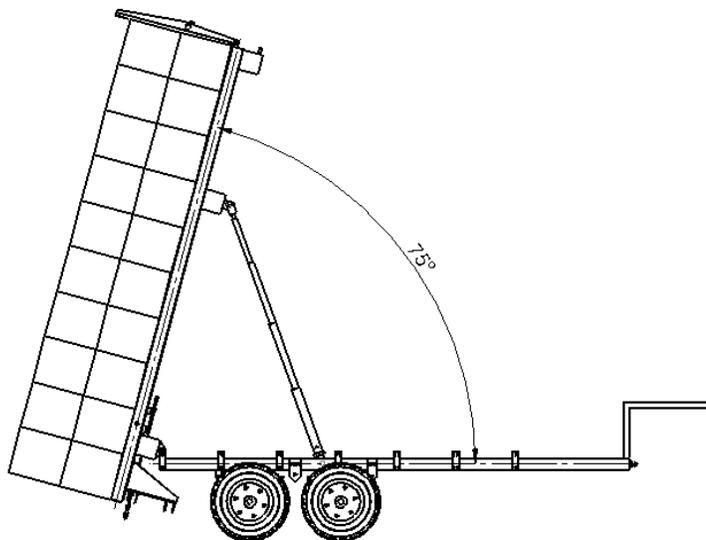


**Figura 8.3.** La plataforma en 60°

$$P_3 = \frac{F_1 * \cos(60^\circ)}{A_3} = \frac{5000}{50} = 100 \frac{kg}{cm^2}$$

Para el cuarto tramo:

Por último, comienza la cuarta etapa ya con la plataforma a  $75^\circ$  con respecto a la horizontal. Su posición final será cuando llegue a los  $90^\circ$ .



**Figura 8.4.** La plataforma a  $75^\circ$

$$P_4 = \frac{F_1 * \cos(75^\circ)}{A_4} = \frac{2588.19}{28,3} = 90.81 \frac{kg}{cm^2}$$

Para el cálculo de la potencia se tomará un rendimiento del 75%:

$$N(CV) = \frac{P * Q}{450 * \eta}$$

$$N_1 = \frac{P_1 * Q_1}{450 * \eta} = \frac{87,63 * 47.2}{450 * 0.75} = 12.25 CV$$

$$N_2 = \frac{P_2 * Q_2}{450 * \eta} = \frac{97.6 * 35.48}{450 * 0.75} = 10.26 CV$$

$$N_3 = \frac{P_3 * Q_3}{450 * \eta} = \frac{100 * 21}{450 * 0.75} = 6.22 CV$$

$$N_4 = \frac{P_4 * Q_4}{450 * \eta} = \frac{90.81 * 7.8}{450 * 0.75} = 2.09 CV$$

Ahora hacemos lo mismos pero para la etapa de descenso (sin carga tomando como peso el de la plataforma 1000 kg), suponiendo que la tarea se realiza en 40 segundos, o sea, 10 segundos por tramo.

Para el tramo 1 la plataforma se encuentra a  $90^\circ$ , pero se considerará el instante que desciende hasta los  $75^\circ$ , ya que a los  $90^\circ$  no estaría realizando fuerza el cilindro:

$$P_1' = \frac{F_1}{A_1} = \frac{1000 * \cos(75^\circ)}{28,3} = 9.14 \frac{kg}{cm^2}$$

Para el tramo 2, cuando la plataforma se encuentra a  $75^\circ$ :

$$P_2' = \frac{F_2}{A_2} = \frac{1000 * \cos(75^\circ)}{50} = 5.17 \frac{kg}{cm^2}$$

Para el tramo 3, cuando la plataforma se encuentra a  $60^\circ$ :

$$P_3' = \frac{F_3}{A_3} = \frac{1000 * \cos(60^\circ)}{78,5} = 6.37 \frac{kg}{cm^2}$$

Para el tramo 4, cuando la plataforma se encuentra a  $40^\circ$ , hará que lo lleve a la posición inicial, o sea a los  $8^\circ$ :

$$P_4' = \frac{F_4}{A_4} = \frac{1000 * \cos(40^\circ)}{113} = 6.78 \frac{kg}{cm^2}$$

Los caudales de salida:

$$Q = \frac{V}{t}$$

$$Q_1' = \frac{V_1}{t_1} = \frac{1.95}{10} = 11.7 \frac{l}{min}$$

$$Q_2' = \frac{V_2}{t_2} = \frac{5.25}{10} = 31.5 \frac{l}{min}$$

$$Q_3' = \frac{V_3}{t_3} = \frac{8.87}{10} = 53.22 \frac{l}{min}$$

$$Q_4' = \frac{V_4}{t_4} = \frac{11.80}{10} = 70.8 \frac{l}{min}$$

Las potencias para cada tramo serán:

$$N(CV) = \frac{P * Q}{450 * \eta}$$

$$N_1' = \frac{P_1' * Q_1'}{450 * \eta} = \frac{9.14 * 11.7}{450 * \eta} = 0.317 \text{ CV}$$

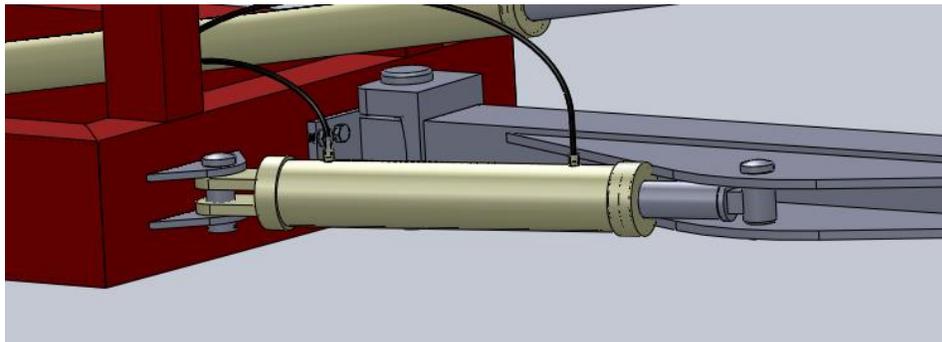
$$N_2' = \frac{P_2' * Q_2'}{450 * \eta} = \frac{5.17 * 31.5}{450 * \eta} = 0.48 \text{ CV}$$

$$N_3' = \frac{P_3' * Q_3'}{450 * \eta} = \frac{6.37 * 53.22}{450 * \eta} = 1 \text{ CV}$$

$$N_4' = \frac{P_4' * Q_4'}{450 * \eta} = \frac{6.78 * 70.8}{450 * \eta} = 1.42 \text{ CV}$$

En este punto se realizó el cálculo de presiones, caudales y potencias, con carga y sin carga, necesarias para la selección de la bomba que necesitaremos usar. Para esta operación la potencia máxima necesaria es de 12,25 CV (levantamiento de la plataforma 1 tramo).

## 8-2) Cálculo de la potencia necesaria para el cilindro de la lanza



**Figura 8.5.** Cilindro hidráulico de la lanza

Este componente hidráulico es el encargado de realizar el desplazamiento lateral de la máquina. Como en el punto anterior, verificaremos las condiciones de uso tales como: potencial, caudal necesario y presión de trabajo.

Datos:

Diámetro interior=100 mm

Largo cilindro=525 mm

F=4050 kg

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 10^2}{4} = 78,5 \text{ cm}^2$$

$$V = A * l = 78,5 * 52,5 = 4123 \text{ cm}^3$$

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{4,123}{15} = 16,5 \frac{l}{min} \quad \text{apertura y cierre } t = 15 \text{ seg}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{4050}{78,5} = 51,6 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N(CV) = \frac{P * Q}{450 * \eta} = \frac{51,6 * 16,5}{450 * \eta} = 2,52 \text{ CV}$$

En retroceso:

Diámetro interior=100 mm

Diámetro pistón=40 mm

$$A = \frac{\pi * (d_i - d_p)^2}{4} = \frac{\pi * (10 - 4)^2}{4} = 28,3 \text{ cm}^2$$

$$V = A * l = 28,3 * 52,5 = 1496 \text{ cm}^3$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{4050}{28,3} = 143 \frac{kg}{cm^2}$$

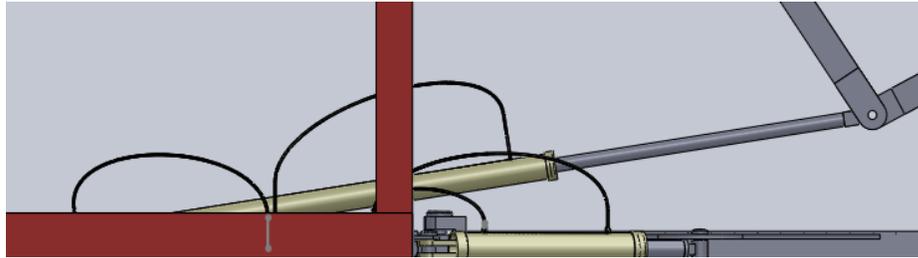
$$Q = \frac{V}{t} = \frac{1,496}{15} = 5,984 \frac{l}{min}$$

$$N(CV) = \frac{P * Q}{450 * \eta} = \frac{143 * 5,984}{450 * \eta} = 2,54 \text{ CV}$$

Parámetros calculados y la potencia necesaria es menor que la necesaria a la del punto anterior.

### 8-3) Cálculo de la potencia para cilindro recolector

Este componente hidráulico es el que impulsa el recolector cuando este recoge del piso el megafardo y lo traslada hasta la rampa de carga.



**Figura 8.6.** Cilindro hidráulico del recolector

Datos:

Diámetro cilindro=60 mm

Diámetro vástago=40 mm

Largo cilindro= 1390 mm

F=732 kg

$$A = \frac{\pi * 6^2}{4}$$

$$A = 28,3 \text{ cm}^2$$

$$V = A * L = 28,3 * 139$$

$$V = 3934 \text{ cm}^3 \cong 3,9 \text{ l}$$

En avance para t=5 seg

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{3,9}{5}$$

$$Q = 0,78 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cong 46,8 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{732}{28,3}$$

$$P = 25,86 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{P * Q}{450 * \eta} = \frac{25,86 * 46,8}{450 * 0,75}$$

$$N = 3,58 \text{ CV}$$

En retroceso para  $t=3$  seg

$$A_e = \frac{\pi * (6 - 4)^2}{4}$$

$$A_e = 3,14 \text{ cm}^2$$

$$V_e = A_e * L = 3,14 * 139$$

$$V_e = 437 \text{ cm}^3 \cong 0,437 \text{ l}$$

$$Q = \frac{V_e}{t} = \frac{0,347}{3}$$

$$Q = 0,115 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cong 6,94 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$P = \frac{F}{A_e} = \frac{100}{3,14}$$

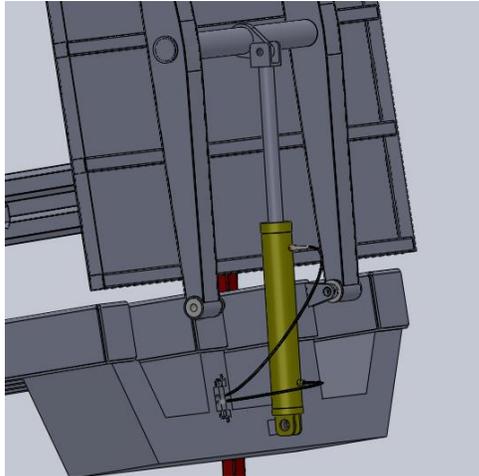
$$P = 31,84 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{P * Q}{450 * \eta} = \frac{31,84 * 6,94}{450 * \eta}$$

$$N = 0,65 \text{ CV}$$

La potencia necesaria es menor a la necesaria en el punto 8.1.

### 8-4) Cálculo de la potencia cilindro rampa



**Figura 8.7.** Cilindro hidráulico de la rampa de carga

Este componente hidráulico traslada la rampa de carga hasta la plataforma para realizar la descarga de la pila de megafardos sobre esta última.

Datos:

Diámetro cilindro=50 mm

Diámetro vástago=50 mm

Largo cilindro=483 mm

$$A = \frac{\pi * 5^2}{4}$$

$$A = 19,63 \text{ cm}^2$$

$$V = 19,63 * 48,25$$

$$V = 947,14 \text{ cm}^3 \cong 0,95 \text{ l}$$

En avance 3 seg:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{0,95}{3}$$

$$Q = 0,31 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 18,9 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Ingeniería Mecánica

$$P = \frac{F}{A} = \frac{1000}{19,63}$$

$$P = 50,94 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N = \frac{P * Q}{450 * \eta} = \frac{50,94 * 18,9}{450 * \eta}$$

$$N = 2,85 CV$$

En retroceso para 3 seg:

$$A_e = \frac{\pi * (5 - 3)^2}{4}$$

$$A_e = 3,14 cm^2$$

$$V_e = 151,5 cm^3$$

$$Q = \frac{V_e}{t} = \frac{151,5}{3}$$

$$Q = 50,56 \frac{l}{min}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{100}{3,14}$$

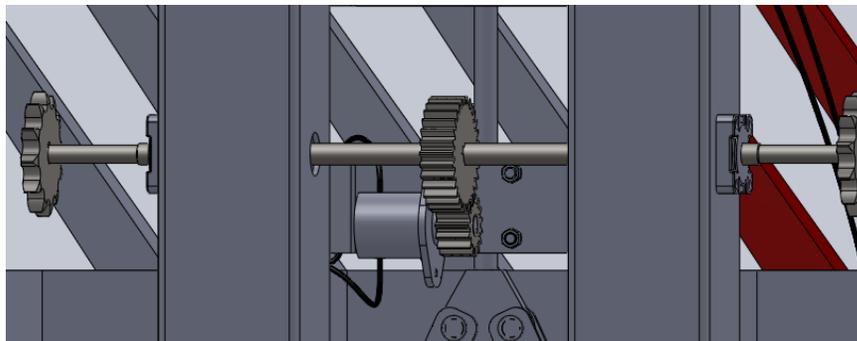
$$P = 31,84 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N = \frac{P * Q}{450 * \eta} = \frac{31,84 * 50,56}{450 * \eta}$$

$$N = 3,83 CV$$

La potencia necesaria es menor a la necesaria para el punto 8.1.

### 8-5) Cálculo de la potencia necesaria para el motor hidráulico sistema de cadenas



**Figura 8.8.** Motor hidráulico dispositivo de cadenas

Este motor es el que debe impulsar los sistemas de cadenas.

Para ver las consideraciones hechas ver capítulo 7 punto 1.

$$N = 14,64 \text{ CV}$$

Seleccionado un motor de catálogo con las siguientes prestaciones:

- Presión máxima: 207 bares
- Velocidad máxima de trabajo: 393 rpm
- Par de salida máxima: 6887.75 kg cm

El caudal necesario trabajando máxima presión:

$$N = \frac{P * Q}{450 * \eta} \rightarrow Q = \frac{N * 450 * \eta}{P}$$

$$Q = 23.87 \frac{l}{min}$$

Ya seleccionado el motor hidráulico, la potencia necesaria para este componente es la mayor potencia necesaria, con lo que el tractor que impulse este equipo debe ser capaz de proporcionar esta potencia, 14.64 CV.

El motor hidráulico seleccionado está dentro de los parámetros.

En cuanto al cilindro que pone en movimiento los brazos de descarga no se realizará la verificación, ya que la fuerza que debe realizar este es mucho menor con respecto a la de los otros actuadores hidráulicos.

## 8-6) Cálculo de las tuberías

En este punto se dimensionará los conductos por los cuales circulará el fluido hidráulico. Estos conductos serán los primarios (aspiración y retorno) y secundarios.

TUBERÍA DE ASPIRACIÓN	TUBERÍA DE RETORNO	TUBERÍA DE PRESIÓN (kg/cm <sup>2</sup> )					
		0 a 10	10 a 25	25 a 50	50 a 100	100 a 150	150 a 200
0.5 a 1.5 m/seg.	2 m/seg.	3 m/seg.	3,5 m/seg.	4 m/seg.	4,5 m/seg.	5 m/seg.	5,5 m/seg.

**Tabla 8.1.** Velocidades máximas de circulación de fluido hidráulico

Considerando tuberías para una presión máxima de trabajo de 200 kg/cm<sup>2</sup> las velocidades serán:

- Velocidad de aspiración= 1.5 m/s
- Velocidad de retorno= 2 m/s
- Velocidad de circulación= 5.5 m/s

Para cilindro telescópico en avance:

$$v = \frac{4 * Q}{\pi * d^2} \rightarrow d = \left( \frac{4 * Q}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}}$$

1 tramo:

$$Q_1 = 6,6 \times 10^{-4} \frac{m^3}{seg} \rightarrow d = \left( \frac{4 * Q_1}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = 12,36 \text{ mm}$$

2 tramo:

$$Q_2 = 6,28 \times 10^{-4} \rightarrow d = \left( \frac{4 * Q_2}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = 12,06 \text{ mm}$$

3 tramo:

$$Q_3 = 3,83 \times 10^{-4} \rightarrow d = \left( \frac{4 * Q_3}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = 9,42 \text{ mm}$$

4 tramo:

$$Q_4 = 2,07 \times 10^{-4} \rightarrow d = \left( \frac{4 * Q_4}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = 6,92 \text{ mm}$$

En retroceso:

1 tramo:

$$Q_1' = 1,06 \times 10^{-3} \rightarrow d = \left( \frac{4 * Q_1'}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = 15,7 \text{ mm}$$

2 tramo:

$$Q_2' = 9,42 \times 10^{-4} \rightarrow d = \left( \frac{4 * Q_2'}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = 14,8 \text{ mm}$$

3 tramo:

$$Q_3' = 5,75 \times 10^{-4} \rightarrow d = \left( \frac{4 * Q_3'}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = 11,53 \text{ mm}$$

4 tramo:

$$Q_4' = 3 \times 10^{-4} \rightarrow d = \left( \frac{4 * Q_4'}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = 8,3 \text{ mm}$$

Tomando el diámetro mayor de 15,7 mm (1 tramo en retroceso) vamos a seleccionar una manguera de un catálogo de un fabricante y buscamos un diámetro próximo mayor.

La manguera seleccionada tiene un diámetro de 15,9 mm. Con este diámetro normalizado recalcularemos la velocidad de circulación del fluido en su interior.

$$v = \frac{4 * Q_{max}}{\pi * d^2} = \frac{4 * 1,06 \times 10^{-3}}{\pi * 0,0159^2} = 5,34 \frac{m}{s}$$

Diámetro final de manguera 15.9 mm.

Para el cilindro lanza:

Procederemos igual que se hizo para el dimensionamiento de las tuberías del cilindro telescópico.

En avance

$$d = \left( \frac{4 * Q}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{4 * 2,67x10^{-4}}{\pi * 5,5} = 7,85 \text{ mm}$$

En retroceso

$$d = \left( \frac{4 * Q}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{4 * 1x10^{-4}}{\pi * 5,5} = 4,81 \text{ mm}$$

El diámetro normalizado de catálogo es de 9,5 mm, por lo tanto la velocidad será:

$$v = \frac{4 * Q_{avance}}{\pi * d^2} = \frac{4 * 2,67x10^{-4}}{\pi * (9,5x10^{-3})^2} = 3,77 \frac{m}{s}$$

$$v = \frac{4 * Q_{retroceso}}{\pi * d^2} = \frac{4 * 1x10^{-4}}{\pi * (9,5x10^{-3})^2} = 1,41 \frac{m}{s}$$

El diámetro final de tubería es de 9.5 mm.

Para el cilindro recolector:

Ídem cilindro lanza.

En avance

$$d = \left( \frac{4 * Q}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{4 * 7,83x10^{-4}}{\pi * 5,5} = 13,46 \text{ mm}$$

En retroceso

$$d = \left( \frac{4 * Q}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{4 * 1,455x10^{-4}}{\pi * 5,5} = 5,80 \text{ mm}$$

Tomando el diámetro mayor de 13,46 mm vamos al catálogo y seleccionamos una manguera de diámetro próximo superior que será de 15,9 mm.

Procedemos a calcular la velocidad con el diámetro de manguera normalizado:

$$v = \frac{4 * Q_{avance}}{\pi * d^2} = \frac{4 * 7,83x10^{-4}}{\pi * (0,0159)^2} = 3,94 \frac{m}{s}$$

$$v = \frac{4 * Q_{retroceso}}{\pi * d^2} = \frac{4 * 1,455 \times 10^{-4}}{\pi * (0,0159)^2} = 0,73 \frac{m}{s}$$

Tomaremos como diámetro final el de 15.9 mm.

Para el cilindro rampa:

Ídem cilindro lanza.

$v = 5.5 \text{ m/s}$

En avance:

$$Q = 18,9 \frac{l}{min} \cong 3,2 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$d = \left( \frac{4 * Q}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = \left( \frac{4 * 3,2 \times 10^{-3}}{\pi * 5,5} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$d = 8,61 \times 10^{-3} \text{ m} \cong 8,61 \text{ mm}$$

En retroceso:

$$Q = 6,06 \frac{l}{min} \cong 1 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$d = \left( \frac{4 * Q}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = \left( \frac{4 * 1 \times 10^{-4}}{\pi * 5,5} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$d = 4,81 \times 10^{-3} \text{ m} \cong 4,81 \text{ mm}$$

Seleccionando de catálogo una manguera con diámetro normalizado elegimos la de diámetro próximo superior, en este caso elegimos de 9,5 mm.

Seleccionada el tamaño normalizado recalculamos la velocidad de circulación del fluido:

En avance:

$$v = \frac{4 * Q}{\pi * d^2} = \frac{4 * 3,2 \times 10^{-3}}{\pi * (0,0095)^2}$$

$$v = 4,51 \frac{m}{s}$$

En retroceso:

$$v = \frac{4 * Q}{\pi * d^2} = \frac{4 * 1x10^{-4}}{\pi * (0,0095)^2}$$

$$v = 1,41 \frac{m}{s}$$

El diámetro final de manguera es de 9.5 mm.

Para el motor hidráulico:

Ídem cilindro lanza.

$$v = 5,5 \frac{m}{s}$$

$$Q = 23,87 \frac{l}{min}$$

$$d = \left( \frac{4 * Q}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = \left( \frac{4 * 4x10^{-4}}{\pi * 5,5} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$d = 9,62x10^{-3}m \cong 9,62 \text{ mm}$$

De catalogo el diámetro próximo superior es 12,7 mm, entonces la velocidad de circulación es:

$$v = \frac{4 * Q}{\pi * d^2} = \frac{4 * 4x10^{-4}}{\pi * (0,0127)^2}$$

$$v = 3,15 \frac{m}{s}$$

El tamaño final de manguera es 12.7 mm.

### 8-7) Cálculo de tuberías primarias

Tubería de aspiración:

v=1.5 m/s

$$Q_{max} = 42,5 \frac{l}{min} \rightarrow 7,08x10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$d = \left( \frac{4 * Q_{max}}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = \left( \frac{4 * 7,08x10^{-4}}{\pi * 1,5} \right)^{\frac{1}{2}} = 28 \text{ mm}$$

Tubería de retorno:

$v=2 \text{ m/s}$

$$d = \left( \frac{4 * Q_{max}}{\pi * v} \right)^{\frac{1}{2}} = \left( \frac{4 * 1,063x10^{-3}}{\pi * 2} \right)^{\frac{1}{2}} = 26,01 \text{ mm}$$

Seleccionamos teniendo en cuenta el diámetro mayor de 28 mm, por lo tanto en el catálogo buscamos un diámetro próximo superior, que para este caso 31,8 mm es el diámetro de la tubería seleccionada.

Verificamos la velocidad de circulación del fluido hidráulico:

En aspiración

$$v = \frac{4 * Q_{max}}{\pi * d^2} = \frac{4 * 7,08x10^{-4}}{\pi * (0,0318)^2} = 0,89 \frac{m}{s}$$

En retorno

$$v = \frac{4 * Q_{max}}{\pi * d^2} = \frac{4 * 1,063x10^{-3}}{\pi * (0,0318)^2} = 1,34 \frac{m}{s}$$

Verificados los parámetros, los diámetros finales para ambas tuberías es de 31.8 mm.

### 8-8) Cálculo de las pérdidas de carga

En este punto calcularemos las pérdidas de carga de fluido hidráulico producidas por efecto del rozamiento de este último con las paredes de la tubería.

Para esto consideraremos la siguiente ecuación:

$$\Delta P = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} \quad (1)$$

Mangueras cilindro recolector:

$$L_1 = 1500 \text{ mm}$$

$$L_2 = 800 \text{ mm}$$

$$d = 15,9 \text{ mm}$$

$$v_{av} = 3,94 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{re} = 0,73 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\delta = 800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ (aceite mineral)}$$

$$\gamma = 6 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \text{ (viscosidad cinemática)}$$

Pérdidas de carga en avance

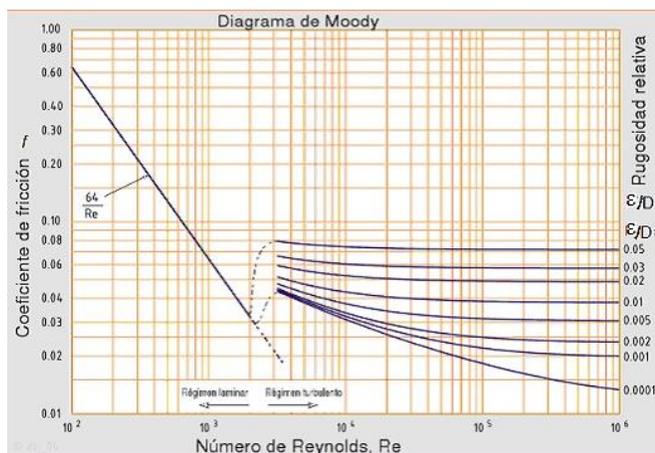
Para calcular el coeficiente de fricción (f) de (1) necesitamos saber en número de Reynolds y posteriormente verificar el tipo de régimen del fluido. El número de Reynolds se calcula como:

$$Re = \frac{v_{av} * D}{\gamma} = \frac{3,94 * 0,0159}{6 \times 10^{-5}} = 1044$$

Nº de Reynolds	Régimen
< 2000	Laminar
entre 2000 y 4000	Zona crítica o de transición
> 4000	Turbulento

**Tabla 8.2.** Régimen del fluido hidráulico

Siguiendo la tabla 2 vemos que el fluido se encuentra en régimen laminar, por lo tanto, para calcular el coeficiente f entramos con el número de Reynolds en el Diagrama de Moody (figura 8.3).



**Tabla 8.3.** Coeficiente de fricción según el nº de Reynolds

El fluido al encontrarse en régimen laminar, el coeficiente (f) también se puede calcular como:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1044} = 0,06$$

$$\Delta P = 0,06 * \frac{1,5}{0,0159} * \frac{(3,94)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 4,48 \text{ m}$$

Pérdidas de carga en retroceso

$$Re = \frac{v_{re} * D}{\gamma} = \frac{0,73 * 0,0159}{6 \times 10^{-5}} = 193,45$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{193,45} = 0,33$$

$$\Delta P = 0,33 * \frac{0,8}{0,0159} * \frac{(0,73)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 0,45 \text{ m}$$

Pérdidas en manguera de cilindro lanza:

En avance

$$d = 9,5 \text{ mm}$$

## Ingeniería Mecánica

$$v_{av} = 3,77 \frac{m}{s}$$

$$v_{re} = 1,41 \frac{m}{s}$$

$$L_1 = 500 \text{ mm}$$

$$L_2 = 930 \text{ mm}$$

$$Re = \frac{v_{av} * D}{\gamma} = \frac{3,77 * 0,0095}{6 \times 10^{-5}} = 596,9$$

$$f = \frac{64}{596,6} = 0,10$$

$$\Delta P = 0,10 * \frac{0,5}{0,0095} * \frac{(3,77)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 3,81 \text{ m}$$

En retroceso

$$Re = \frac{v_{re} * D}{\gamma} = \frac{1,41 * 0,0095}{6 \times 10^{-5}} = 223,25$$

$$f = \frac{64}{223,25} = 0,28$$

$$\Delta P = 0,28 * \frac{0,93}{0,0095} * \frac{(1,41)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 2,77 \text{ m}$$

Pérdidas en mangueras de cilindro telescópico:

$$L_1 = 1100 \text{ mm}$$

$$L_2 = 400 \text{ mm}$$

$$v_{av} = 3,56 \frac{m}{s}$$

$$v_{re} = 5,35 \frac{m}{s}$$

$$d = 15,9 \text{ mm}$$

En avance

$$R_e = \frac{v_{av} * D}{\gamma} = \frac{3,56 * 0,0159}{6 \times 10^{-5}} = 943,4$$

$$f = \frac{64}{943,4} = 0,068$$

$$\Delta P = 0,068 * \frac{3,56}{0,0159} * \frac{(3,56)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 2,99 \text{ m}$$

En retroceso

$$R_e = \frac{v_{re} * D}{\gamma} = \frac{5,35 * 0,0159}{6 \times 10^{-5}} = 1419$$

$$f = \frac{64}{1419} = 0,045$$

$$\Delta P = 0,045 * \frac{0,4}{0,0159} * \frac{(5,35)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 1,65 \text{ m}$$

Pérdidas en mangueras de motor hidráulico:

$$L_1 = 1557 \text{ mm}$$

$$L_2 = 1856 \text{ mm}$$

$$v = 3,15 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Para la entrada:

$$R_e = \frac{v * D}{\gamma} = \frac{3,15 * 0,0127}{6 \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 666,75$$

$$f = \frac{64}{666,75} = 0,096$$

$$\Delta P = f * \frac{L_1}{D} * \frac{(3,15)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 0,096 * \frac{1557}{12,7} * \frac{(3,15)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 5,98 \text{ m}$$

Para la salida:

$$\Delta P = f * \frac{L_2}{D} * \frac{(3,15)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 0,096 * \frac{1856}{12,7} * \frac{(3,15)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 7,09 \text{ m}$$

Pérdida de carga en mangueras de cilindro rampa:

$$v_{av} = 4,51 \frac{m}{s}$$

$$v_{re} = 1,41 \frac{m}{s}$$

$$d = 9,5 \text{ mm}$$

$$L_1 = 8494 \text{ mm}$$

$$L_2 = 7070 \text{ mm}$$

Para el avance:

$$R_e = \frac{v * D}{\gamma} = \frac{4,51 * 9,5 * 10^{-3}}{6 * 10^{-5}}$$

$$R_e = 714$$

$$f = \frac{64}{R_e} = 0,09$$

$$\Delta P = f * \frac{L_1}{D} * \frac{(v_{av})^2}{2 * g}$$

$$\Delta P = 0.09 * \frac{8494}{9,5} * \frac{(4,51)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 80,86 \text{ m}$$

Para el retroceso

$$R_e = \frac{v * D}{\gamma} = \frac{1,41 * 9,5 * 10^{-3}}{6 * 10^{-5}}$$

$$R_e = 223,25$$

$$f = \frac{64}{R_e} = 0,28$$

$$\Delta P = f * \frac{L_2}{D} * \frac{(v_{re})^2}{2 * g}$$

$$\Delta P = 0,28 * \frac{7070}{9,5} * \frac{(1,41)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 20,81 \text{ m}$$

Las pérdidas de carga son algo elevadas por lo que sería necesario modificar algunos de los parámetros con el fin de reducir estas. Uno de las posibles soluciones podría ser disminuir de la velocidad de circulación del fluido, ya que en la ecuación (1) la velocidad esta elevada al cuadrado o aumentar el diámetro de las tuberías.

### 8-9) Pérdida de carga en tuberías principales

Tuberías de aspiración:

$$L_{tubería} = 13884 \text{ mm}$$

$$d_{tubería} = 31,8 \text{ mm}$$

$$R_e = \frac{v * D}{\gamma} = \frac{0,89 * 0,0318}{6 * 10^{-5}}$$

$$R_e = 471,7$$

$$f = \frac{64}{Re} = 0,13$$

$$\Delta P = f * \frac{L_a}{D} * \frac{(v)^2}{2 * g}$$

$$\Delta P = 0,13 * \frac{13884}{31,8} * \frac{(0,89)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 2,29 \text{ m}$$

Tuberías de retorno:

$$L_{tubería} = 13615 \text{ mm}$$

$$v_{fluido} = 1,34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{diámetro tubería} = 31,8 \text{ mm}$$

$$Re = \frac{v * D}{\gamma} = \frac{1,34 * 0,0318}{6 * 10^{-5}}$$

$$Re = 710,2$$

$$f = \frac{64}{Re} = 0,090$$

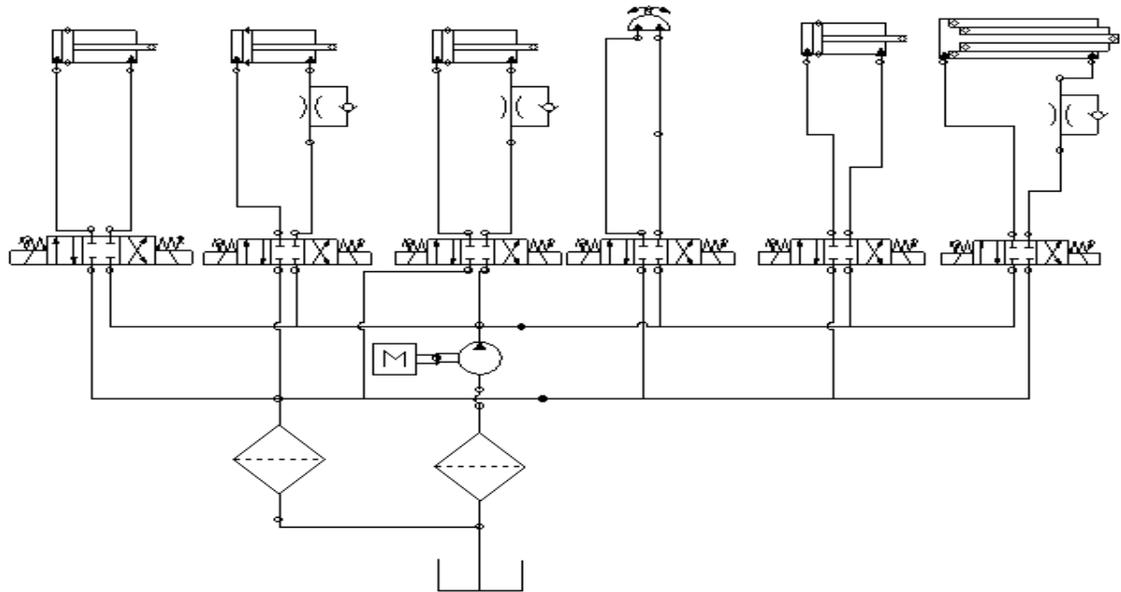
$$\Delta P = f * \frac{L_r}{D} * \frac{(v)^2}{2 * g}$$

$$\Delta P = 0,090 * \frac{13615}{31,8} * \frac{(1,34)^2}{2 * 9,81}$$

$$\Delta P = 3,52 \text{ m}$$

Pérdidas algo elevadas. Como solución se podría disminuir la velocidad de circulación del fluido hidráulico dentro de las tuberías por estar elevada al cuadrado en la ecuación (1).

### 8-10) Diseño del circuito hidráulico



**Figura 8.9.** Diagrama circuito hidráulico

En la figura 8.1 se muestra como queda el circuito hidráulico, el cual está compuesto por actuadores lineales, rotativos, electroválvulas y fuente de alimentación para su funcionamiento.

### **Conclusión**

Como conclusión general se puede decir que en este trabajo se estuvo tratando el diseño y desarrollo de un equipo destinado para la actividad agrícola, más precisamente para la actividad forrajera, con el objetivo de realizar un proyecto o prototipo que pueda brindar una solución eficaz, rápida y económica a dicha actividad.

En cuanto al resultado de este proyecto, podemos concluir que ha cumplido con las pautas que habíamos propuesto en un principio, que a partir de recursos mínimos, como componentes estándares que se consiguen fácilmente en el mercado, era posible diseñar un equipo o implemento único en su segmento. Si bien no fue fácil, ya que en etapas del diseño surgían algunos contratiempos, tuvimos que mediante algunos mecanismos simples solucionar esos problemas y de esta manera completar el proyecto con éxito.

### **Bibliografía**

Faires, V. M. (1987). *Diseño de elementos de maquina*. California: Montaner y Simon, S.A.

Ingersoll, R. L. (1964). *Mecanica de los fluidos*. California: Hasa.

Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de maquina*. México: Pearson.

Casillas, A. (1975). *Maquinas calculos de taller*. españa: Maquinas.

Apunte de clases. (2013). *Soldadura de filetes*. Villa Maria: Normas CIRSOS.

Catálogos de perfiles y chapas. Guiñafer.

Catálogos de mangueras Poberaj S.A.

<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>.

Catálogos hidráulica Parker

Catalogo de cadenas y piñones Oscar Vicente Pellegrini.

# Anexo

# Planimetría

## Registro de planos

### Subconjunto chasis

Código	Denominación	Observaciones	pág
RF CCC 00 00 M	Conjunto Completo	Dimensiones generales y componentes	1 y 2
RF CCH 00 00 M	Conjunto Chasis	Dimensiones generales y componentes	3
RF CCH 01 00 M	Subensamblaje chasis	Dimensiones generales y componentes	4
RF CCH 01 01 M	Viga lateral	Dimensiones	5
RF CCH 01 02 M	Viga delantera	Dimensiones	6
RF CCH 01 03 M	Viga trasera	Dimensiones	7
RF CCH 01 04 M	Viga crucero	Dimensiones	8
RF CCH 01 05 M	Planchela agarre columna	Dimensiones	9
RF CCH 04 00 M	Soportes brazos recolectores	Dimensiones generales y componentes	10
RF CCH 04 01 M	Viga vertical	Dimensiones	11
RF CCH 04 02 M	Viga vertical	Dimensiones	12
RF CCH 04 03 M	Orejas	Dimensiones	13
RF CCH 05 00 M	Crucero articulación	Dimensiones generales y componentes	14
RF CCH 05 01 M	Viga crucero biela	Dimensiones	15
RF CCH 05 02 M	Anclaje biela	Dimensiones	16
RF CCH 01 06 M	Orejas cilindro lanza	Dimensiones	17
RF CCH 06 00 M	Manotas delanteras	Dimensiones	18
RF CCH 06 01 M	Cara lateral manota delantera	Dimensiones	19
RF CCH 06 02 M	Placa media manotas delanteras	Dimensiones	20
RF CCH 07 00 M	Manotas principales	Dimensiones generales y componentes	21
RF CCH 07 01 M	Cara lateral manota principal	Dimensiones	22
RF CCH 07 02 M	Placa media manotas principal	Dimensiones	23
RF CCH 08 00 M	Manotas traseras	Dimensiones generales y componentes	24
RF CCH 08 01 M	Cara lateral manotas traseras	Dimensiones	25
RF CCH 08 02 M	Placa media manota trasera	Dimensiones	26
RF CCH 01 07 M	Orejas eje de vuelco	Dimensiones	27
RF CCH 09 00 M	Enganche	Dimensiones generales y componentes	28
RF CCH 09 01 M	Enganche delantero	Dimensiones	29
RF CCH 09 02 M	Placa enganche	Dimensiones	30
RF CCH 00 01 M	Perno elásticos balancín	Dimensiones	31
RF CCH 02 00 M	Ensamble travesaño cilindro hidraulico telescópico	Dimensiones generales y componentes	32
RF CCH 02 01 M	Travesaño	Dimensiones	33
RF CCH 02 02 M	Planchuelas agarre cilindro telescópico	Dimensiones	34
RF CCH 02 03 M	Nervios	Dimensiones	35
RF CCH 03 00 M	Ensamble travesaño cilindro recolector	Dimensiones generales y componentes	36
RF CCH 03 01 M	Travesaño cilindro recolector	Dimensiones	37
RF CCH 03 02 M	Planchela agarre cilindro recolector	Dimensiones	38
RF CCH 03 03 M	Nervios	Dimensiones	39
RF CCH 10 00 M	Biela articulación	Dimensiones generales y componentes	40

RF CCH 10 01 M	Orejas menores	Dimensiones	41
RF CCH 10 02 M	Orejas mayores	Dimensiones	42
RF CCH 10 03 M	Placa menor biela	Dimensiones	43
RF CCH 10 04 M	Placa mayor biela	Dimensiones	44
RF CCH 10 05 M	Vástago biela	Dimensiones	45
RF CCH 00 03 M	Perno pivot balancín	Dimensiones	46
RF CCH 11 00 M	Balancín	Dimensiones generales y componentes	47
RF CCH 11 01 M	Cara lateral	Dimensiones	48
RF CCH 11 02 M	Placa inferior balancín	Dimensiones	49
RF CCH 11 03 M	Placa superior balancín	Dimensiones	50
RF CCH 00 04 M	Pasador biela	Dimensiones	51
RF CCH 00 05 M	Eje de vuelco	Dimensiones	52
RF CCH 00 06 M	Buje eje de vuelco	Dimensiones	53
RF CCH 00 07 M	Pasador biela-crucero soporte recolector	Dimensiones	54
RF CCH 00 08 M	Perno cilindro lanza-chasis	Dimensiones	55

### Subconjunto plataforma

RF CPL 00 00 M	Conjunto Plataforma	Componentes y dimensiones generales	56
RF CPL 01 00 M	Subensamblaje plataforma	Componentes y dimensiones generales	57
RF CCH 02 00 M	Vigas principales interiores	Componentes y dimensiones generales	58
RF CCH 02 01 M	Viga	Dimensiones	59
RF CCH 02 02 M	Placa tapa	Dimensiones	60
RF CPL 03 00 M	Vigas principales exteriores	Componentes y dimensiones generales	61
RF CPL 03 01 M	Viga	Dimensiones	62
RF CPL 03 02 M	Placa tapa	Dimensiones	63
RF CPL 04 00 M	Vigas soporte brazos de descarga	Componentes y dimensiones generales	64
RF CPL 04 01 M	Placa delantera	Dimensiones	65
RF CPL 04 02 M	Placa trasera	Dimensiones	66
RF CPL 04 03 M	Placa lateral	Dimensiones	67
RF CPL 04 04 M	Placa inferior	Dimensiones	68
RF CPL 05 00 M	Costillas	Componentes y dimensiones generales	69
RF CPL 05 01 M	Cara lateral	Dimensiones	70
RF CPL 05 02 M	Placa lateral	Dimensiones	71
RF CPL 05 03 M	Placa inferior	Dimensiones	72
RF CPL 05 04 M	Placa lateral interior	Dimensiones	73
RF CPL 05 05 M	Placa lateral media	Dimensiones	74
RF CPL 05 06 M	Placa media	Dimensiones	75
RF CPL 05 07 M	Placa superior interior	Dimensiones	76
RF CPL 01 01 M	Oreja anclaje cilindro telescópico	Dimensiones	77
RF CPL 06 00 M	Oreja bisagra eje de vuelco	Dimensiones	78
RF CPL 06 01 M	Chapa bisagra	Dimensiones	79
RF CPL 06 02 M	Porta buje	Dimensiones	80
RF CPL 06 03 M	Cara lateral	Dimensiones	81
RF CPL 01 02 M	Soporte rampa-plataforma	Dimensiones	82
RF CPL 01 03 M	Anclaje cilindro rampa	Dimensiones	83
RF CPL 01 04 M	Oreja bisagra viga de descarga	Dimensiones	84
RF CPL 07 00 M	Biela corta	Componentes y dimensiones generales	85

RF CPL 07 01 M	Vástago biela corta	Dimensiones	86
RF CPL 07 02 M	Orejas	Dimensiones	87
RF CPL 07 03 M	Placa inferior	Dimensiones	88
RF CPL 08 00 M	Biela corta articulación	Dimensiones	89
RF CPL 08 01 M	Vástago biela articulación	Dimensiones	90
RF CPL 08 02 M	Orejas biela corta articulación	Dimensiones	91
RF CPL 08 03 M	Placa inferior	Dimensiones	92
RF CPL 08 04 M	Orejas lateral biela corta articulación	Dimensiones	93
RF CPL 09 00 M	Biela media	Componentes y dimensiones generales	94
RF CPL 09 01 M	Vástago	Dimensiones	95
RF CPL 09 02 M	Orejas biela media	Dimensiones	96
RF CPL 09 03 M	Placa inferior	Dimensiones	97
RF CPL 00 01 M	Soporte vástago guiado	Dimensiones	98
RF CPL 10 00 M	Guía cilindro	Componentes y dimensiones generales	99
RF CPL 10 01 M	Vástago	Dimensiones	100
RF CPL 10 02 M	Oreja superior	Dimensiones	101
RF CPL 10 03 M	Oreja inferior	Dimensiones	102
RF CPL 00 02 M	Guía de vástago	Dimensiones	103
RF CPL 00 03 M	Buje eje de vuelco	Dimensiones	104
RF CPL 00 04 M	Buje perno cilindro telescópico	Dimensiones	105
RF CPL 00 05 M	Perno cilindro telescópico	Dimensiones	106
RF CPL 00 06 M	Buje perno rampa-plataforma	Dimensiones	107
RF CPL 00 07 M	Perno rampa-plataforma	Dimensiones	108
RF CPL 00 09 M	Perno articulación bielas	Dimensiones	109
RF CPL 11 00 M	Anclaje cilindro brazos de descarga	Componentes y dimensiones generales	110
RF CPL 11 01 M	Vástago	Dimensiones	111
RF CPL 11 02 M	Orejas lateral	Dimensiones	112
RF CPL 11 03 M	Planchuela superior	Dimensiones	113

### Subconjunto ejes-elásticos

RF CEJ 00 00 M	Subconjunto ejes-elásticos	Componentes y dimensiones generales	114
RF CEJ 00 01	Hoja elástico 1	Dimensiones	115
RF CEJ 00 02	Hoja elástico 2	Dimensiones	116
RF CEJ 00 03	Hoja elástico 3	Dimensiones	117
RF CEJ 00 04	Hoja elástico 4	Dimensiones	118
RF CEJ 00 05	Hoja elástico 5	Dimensiones	119
RF CEJ 00 06	Hoja elástico 6	Dimensiones	120
RF CEJ 00 07	Hoja elástico 7	Dimensiones	121
RF CEJ 00 08	Hoja elástico 8	Dimensiones	122
RF CEJ 00 09	Hoja elástico 9	Dimensiones	123
RF CEJ 00 10	Hoja elástico 10	Dimensiones	124
RF CEJ 00 11	Hoja elástico 11	Dimensiones	125
RF CEJ 00 12	Hoja elástico 12	Dimensiones	126
RF CEJ 00 13	Hoja elástico 13	Dimensiones	127
RF CEJ 00 14	Hoja elástico 14	Dimensiones	128
RF CEJ 00 15	Hoja elástico 15	Dimensiones	129
RF CEJ 00 16	Eje hueco	Dimensiones	130
RF CEJ 00 17	Punta de eje	Dimensiones	131

RF CEJ 01 00 M	Soporte eje-elásticos	Componentes y dimensiones generales	132
RF CEJ 01 01 M	Pasador pasante	Dimensiones	133
RF CEJ 01 02 M	Soporte exterior	Dimensiones	134
RF CEJ 00 18 M	Masa	Dimensiones	135
RF CEJ 00 25 M	Placa soporte elásticos	Dimensiones	136

### Subconjunto recolector

RF CRE 00 00 M	Subconjunto Recolector	Componentes y dimensiones generales	137
RF CRE 01 00 M	Subconjunto brazos-marco	Componentes y dimensiones generales	138
RF CRE 01 01 M	Brazo recolector superior	Dimensiones	139
RF CRE 01 02 M	Brazo recolector inferior	Dimensiones	140
RF CRE 02 00 M	Crucero articulación	Componentes y dimensiones generales	141
RF CRE 02 01 M	Viga	Dimensiones	142
RF CRE 02 02 M	Orejas	Dimensiones	143
RF CRE 03 00 M	Subensablaje marco-puas	Componentes y dimensiones generales	144
RF CRE 03 01 M	Viga horizontal	Dimensiones	145
RF CRE 03 02 M	Viga vertical	Dimensiones	146
RF CRE 00 01 M	Buje	Dimensiones	147
RF CRE 00 02 M	Perno pasante	Dimensiones	148
RF CRE 04 00 M	Biela articulación	Componentes y dimensiones generales	149
RF CRE 04 01 M	Vátago	Dimensiones	150
RF CRE 04 02 M	Placa	Dimensiones	151
RF CRE 04 03 M	Orejas	Dimensiones	152

### Subconjunto rampa

RF CRA 00 00 M	Subconjunto Rampa	Componentes y dimensiones generales	153
RF CRA 01 00 M	Viga rampa	Componentes y dimensiones generales	154
RF CRA 01 01 M	Chapa viga rampa	Dimensiones	155
RF CRE 01 02 M	Chapa inferior	Dimensiones	156
RF CRE 01 03 M	Porta buje	Dimensiones	157
RF CRA 00 01 M	Chapa rampa	Dimensiones	158
RF CRA 00 02 M	Buje rampa	Dimensiones	159
RF CRA 00 03 M	Crucero rampa	Dimensiones	160
RF CRA 02 00 M	Ensamble travesaño-orejas	Componentes y dimensiones generales	161
RF CRA 02 01 M	Travesaño	Dimensiones	162
RF CRA 02 02 M	Orejas	Dimensiones	163
RF CRA 00 04 M	Perno cilindro rampa	Dimensiones	164

## Subconjunto columnas-barandas

RF CCO 00 00 M	Subconjuntos columnas	Componentes y dimensiones generales	165
RF CCO 01 00 M	Columna 1	Componentes y dimensiones generales	166
RF CCO 01 01 M	Placa sujeción	Dimensiones	167
RF CCO 01 02 M	Base	Dimensiones	168
RF CCO 01 03 M	Viga intermedia	Dimensiones	169
RF CCO 01 04 M	Viga superior	Dimensiones	170
RF CCO 01 05 M	Soporte inferior	Dimensiones	171
RF CCO 01 06 M	Soporte superior	Dimensiones	172
RF CCO 02 00 M	Columna 2	Componentes y dimensiones generales	173
RF CCO 02 01 M	Placa sujeción	Dimensiones	174
RF CCO 02 02 M	Base	Dimensiones	175
RF CCO 02 03 M	Viga intermedia	Dimensiones	176
RF CCO 02 04 M	Viga superior	Dimensiones	177
RF CCO 02 05 M	Soporte inferior	Dimensiones	178
RF CCO 02 06 M	Soporte superior	Dimensiones	179
RF CCO 03 00 M	Columna 3	Componentes y dimensiones generales	180
RF CCO 03 01 M	Placa sujeción	Dimensiones	181
RF CCO 03 02 M	Base	Dimensiones	182
RF CCO 03 03 M	Viga intermedia	Dimensiones	183
RF CCO 03 04 M	Viga superior	Dimensiones	184
RF CCO 03 05 M	Soporte inferior	Dimensiones	185
RF CCO 03 06 M	Soporte superior	Dimensiones	186
RF CCO 04 00 M	Columna 4	Componentes y dimensiones generales	187
RF CCO 04 01 M	Placa sujeción	Dimensiones	188
RF CCO 04 02 M	Base	Dimensiones	189
RF CCO 04 03 M	Viga intermedia	Dimensiones	190
RF CCO 04 04 M	Viga superior	Dimensiones	191
RF CCO 04 05 M	Soporte inferior	Dimensiones	192
RF CCO 04 06 M	Soporte superior	Dimensiones	193
RF CCO 05 00 M	Columna 5	Componentes y dimensiones generales	194
RF CCO 05 01 M	Placa sujeción	Dimensiones	195
RF CCO 05 02 M	Base	Dimensiones	196
RF CCO 05 03 M	Viga intermedia	Dimensiones	197
RF CCO 05 04 M	Viga superior	Dimensiones	198
RF CCO 05 05 M	Soporte inferior	Dimensiones	199
RF CCO 05 06 M	Soporte superior	Dimensiones	200
RF CCO 06 00 M	Columna 6	Componentes y dimensiones generales	201
RF CCO 06 01 M	Placa sujeción	Dimensiones	202
RF CCO 06 02 M	Base	Dimensiones	203
RF CCO 06 03 M	Viga intermedia	Dimensiones	204
RF CCO 06 04 M	Viga superior	Dimensiones	205
RF CCO 06 05 M	Soporte inferior	Dimensiones	206
RF CCO 06 06 M	Soporte superior	Dimensiones	207
RF CCO 07 00 M	Columna 7	Componentes y dimensiones generales	208
RF CCO 07 01 M	Placa sujeción	Dimensiones	209
RF CCO 07 02 M	Base	Dimensiones	210
RF CCO 07 03 M	Viga intermedia	Dimensiones	211
RF CCO 07 04 M	Viga superior	Dimensiones	212

RF CCO 07 05 M	Soporte inferior	Dimensiones	213
RF CCO 07 06 M	Soporte superior	Dimensiones	214
RF CCO 00 01 M	Banda de contención	Dimensiones	215

### Subconjunto lanza

RF CLA 00 00 M	Subconjunto lanza	Componentes y dimensiones generales	216
RF CLA 01 00 M	Subensamblaje lanza	Componentes y dimensiones generales	217
RF CLA 01 01 M	Lanza	Dimensiones	218
RF CLA 01 02 M	Refuerzo	Dimensiones	219
RF CLA 01 03 M	Enganche trasero	Dimensiones	220
RF CLA 01 04 M	Oreja	Dimensiones	221
RF CLA 00 01 M	Perno enganche delantero	Dimensiones	222
RF CLA 00 02 M	Perno cilindro-lanza	Dimensiones	223
RF CLA 02 00 M	Enganche delantero	Componentes y dimensiones generales	224
RF CLA 02 01 M	Placa intermedia	Dimensiones	225
RF CLA 02 02 M	Oreja inferior	Dimensiones	226
RF CLA 02 03 M	Oreja superior	Dimensiones	227
RF CLA 00 03 M	Perno lanza	Dimensiones	228
RF CLA 03 00 M	Pie	Componentes y dimensiones generales	229
RF CLA 03 01 M	Apoyo pie	Dimensiones	230
RF CLA 03 02 M	Vástago	Dimensiones	231
RF CLA 04 00 M	Orejas	Componentes y dimensiones generales	232
RF CLA 04 01 M	Placa inferior	Dimensiones	233
RF CLA 04 02 M	Oreja	Dimensiones	234
RF CLA 00 04 M	Pasador pie	Dimensiones	235

### Subconjunto brazos de descarga

RF CBR 00 00 M	Subconjunto brazos de descarga	Componentes y dimensiones generales	236
RF CBR 01 00 M	Subensamblaje brazos de descarga	Componentes y dimensiones generales	237
RF CBR 01 01 M	Viga	Dimensiones	238
RF CBR 01 02 M	Orejas	Dimensiones	239
RF CBR 02 00 M	Anclaje	Componentes y dimensiones generales	240
RF CBR 02 01 M	Placa vertical	Dimensiones	241
RF CBR 02 02 M	Placa horizontal	Dimensiones	242
RF CBR 00 01 M	Buje	Dimensiones	243
RF CBR 00 02 M	Perno	Dimensiones	244

**Subconjunto transmisión por cadenas**

RF CTC 00 00 M	Transmisión por cadenas	Componentes y dimensiones generales	245
RF CTC 00 01 M	Piñon conductor	Dimensiones	246
RF CTC 00 02 M	Corona	Dimensiones	247
RF CTC 00 03 M	Eje principal	Dimensiones	248
RF CTC 00 05 M	Eje secundario	Dimensiones	249
RF CTC 00 08 M	Eje motor hidráulico	Dimensiones	250