

# PROYECTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

REDISEÑO DE UNA PLATAFORMA AUTO  
CARGABLE PARA VEHICULOS DE HASTA 3500  
KG.

## AUTORES:

- Correa, Joaquin Rodrigo
- Grimalt, Adrian Gabriel

## TUTORES:

- Barilá, Daniel
- Distel, Gerardo
- Bugna, Luis
- Gomez, Rodolfo

07 DE JUNIO DE 2021  
UNPSJB  
FACULTAD DE INGENIERÍA



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO  
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO  
CARGABLE

Índice

CAPITULO 1	5
1.1 Motivación	5
1.2 Objetivo general	5
1.3 Objetivos específicos	5
1.4 Alcances	5
CAPITULO 2	6
GENERALIDADES	6
2.1 Definiciones de automotores	6
2.1.6 Licencia de conducir:	6
2.2 Exigencias y limitaciones legales	6
2.4 Cumplimiento de limitaciones legales	7
2.4.1 Calculo de la carga transmitida a la calzada	7
2.4.2 Calculo de la relación peso potencia	8
2.5 Tipos de vehículos especiales de transporte	9
2.5.1 Grúa tipo tijera	9
2.5.2 Grúa de arrastre	10
2.5.3 Plataforma auto cargable	10
2.5.4 Plataforma con suspensión móvil	13
Capítulo 3: Rediseño de la estructura	14
3.1 Esquema general	14
3.2 Bases para el diseño de la camilla	15
3.3 Rediseño de camilla propuesta	18
3.3.1 Análisis del sistema	18
3.3.2 Geometría del sistema	18
3.4 Tiempos del sistema	21
3.5 Diseño de los elementos estructurales	22
3.6 Selección del malacate	23
3.7 Selección del cable de acero	24
3.8 Selección del gancho	25
3.9 Cálculo del estado de tensión de la plataforma	26
3.9.1 Cálculo del estado de tensión de la plataforma ante cargas estáticas	26
3.9.1.2 Cálculo del estado de tensión suponiendo una curva	31
3.9.1.3 Cálculo de estado de tensión de la plataforma completamente apoyada sobre el falso chasis y cargada	33



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

3.9.2 Cálculo del estado de tensión de la plataforma ante cargas variables	34
3.10 Diseño de pasador de giro con el cojinete	37
3.10.1 Cálculo del pasador de giro y el cojinete	37
3.10.2 Conjunto pasador-cojinete (punto de giro)	40
3.10.3 Verificación por SolidWorks	45
3.10.4 Rediseño del apoyo del pistón	46
4. Circuito hidráulico	47
4.1 Componentes que integran el circuito hidráulico de la plataforma auto cargable	47
4.1.1 Toma de fuerza	47
4.1.2 Bomba hidráulica	47
4.1.3 Cilindros hidráulicos	48
4.1.4 Malacate (cabrestante)	48
4.1.5 Mandos de control	48
4.2 Diseño de los circuitos necesarios	49
4.3 Cálculo de fuerza de cilindros hidráulicos	54
4.4 Selección de cilindros hidráulicos	54
4.5 Selección de componentes de los circuitos hidráulicos	60
4.5.1 Selección de componentes de circuito encargado de desplazar la camilla	61
4.5.2 Selección de elementos del circuito encargado de inclinar la camilla	64
4.6 Cálculo de potencia	64
4.6.1 Calculo de potencia ideal	64
4.6.2 Cálculo de potencia perdida	65
5.6.3 Cálculo de rendimientos del ciclo de trabajo	81
4.7 Selección de la bomba	82
4.8 Mejora propuesta al circuito de elevación de camilla	84
4.8.1 Selección de actuador	84
4.8.2 Beneficio del aumento de ángulo de partida	85
5. Conclusión	86



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

## **Resumen**

El presente proyecto tiene como propósito el rediseño de una plataforma auto cargable para el transporte de vehículos averiados de hasta 3500 kg.

El diseño se basa fundamentalmente en dos subestructuras. Una primera tipo volquete accionada mediante dos cilindros hidráulicos que son los encargados de dar la inclinación necesaria al conjunto para cargar el vehículo. La segunda estructura es la plataforma que se desliza por encima de la anterior gracias a un cilindro hidráulico de carrera muy larga hasta llegar al suelo para que el vehículo pueda ser cargado.

Una vez la plataforma ya se encuentra posicionada para la carga (el vehículo), éste se sube a la plataforma mediante un malacate hidráulico.

Para el rediseño se parte del estudio de modelos ya existentes, para luego aportar posibles mejoras.

Partiendo de una camilla y usándola como diseño base, se busca realizar modificaciones en la estructura cuyo resultado una disminución de la carga del camión seleccionado y una elección de cilindros hidráulicos más chicos para inclinar la estructura.

Concluido el rediseño, se desarrolla la simulación de esfuerzos para los elementos estructurales principales con ayuda del programa Solid Works y así constatar la validez del diseño realizado.



## **CAPITULO 1**

### **1.1 Motivación**

El proyecto surgió como propuesta de optimizar las plataformas auto cargables existentes para que puedan ser fabricadas bajo criterios ingenieriles, ya que estos actualmente se fabrican siguiendo procedimientos empíricos cuyo resultado suele ser el sobredimensionamiento de las estructuras.

### **1.2 Objetivo general**

- Rediseñar una plataforma auto cargable para vehículos de hasta 3500 kg, montada sobre un chasis-camión.
- Diseñar los circuitos hidráulicos necesarios para lograr las funciones características del proyecto

### **1.3 Objetivos específicos**

- Realizar el análisis de los mecanismos utilizados en los sistemas auto cargables.
- Seleccionar los elementos estructurales normalizados que integran el prototipo.
- Proporcionar documentación que ayude a la construcción de la plataforma auto cargable.

### **1.4 Alcances**

- Estudiar alternativas de diseño correspondientes al transporte de vehículos averiados y seleccionar la más conveniente.
- Recopilar la información necesaria para establecer requisitos y especificaciones técnicas.
- Realizar análisis del comportamiento bajo carga de los distintos elementos por medio del software SolidWorks.



## CAPITULO 2

### GENERALIDADES

#### 2.1 Definiciones de automotores

Para continuar con el estudio, es necesario definir conceptos relacionados a tipos de vehículos a transportar como transportador; estas definiciones están impuestas por la ley nacional de tránsito 24449.

2.1.1 Automóvil: el automotor para el transporte de personas de hasta ocho plazas (excluido el conductor) con cuatro o más ruedas, y los de dos ruedas que exceda los 1000 kg de peso.

2.1.2 Camión: vehículo automotor para transporte de carga de más de 3500 kg de peso total.

2.1.3 Camioneta: el automotor para transporte de carga de hasta 3500 kg de peso total.

2.1.4 Peso: el total del vehículo más su carga y ocupantes.

2.1.5 Vehículo automotor: todo vehículo de más dos ruedas que tiene motor y tracción propia.

2.1.6 Licencia de conducir:

- Clase B: para automóviles y camionetas con acoplado de hasta 750 kg de peso o casa rodante.
- Clase D: Para los destinados al servicio de transporte de pasajeros, emergencia, seguridad y los de clase B o C, según el caso.

#### 2.2 Exigencias y limitaciones legales

ARTÍCULO 34- Revisión técnica obligatoria (RTO): Todos los vehículos automotores, acoplados y semirremolques destinados a circular por la vía pública están sujetos a la revisión técnica anual a fin de determinar el estado de funcionamiento de las piezas y sistemas que hacen a su seguridad activa y pasiva y a la emisión de contaminantes.

ARTÍCULO 53- Exigencias comunes: No se deben utilizar unidades con mayor antigüedad que la siguiente, salvo que se ajusten a las limitaciones de uso, tipo y cantidad de carga, velocidad y otras que se les fije en el reglamento y en la revisión técnica periódica:

- De veinte años para los de carga
- Ancho: dos metros con sesenta centímetros
- Alto: cuatro metros con diez centímetros
- Largo: trece metros con veinte centímetros

Los vehículos y su carga no deben transmitir a la calzada un peso mayor al indicado a continuación (cargas por eje):

- Con ruedas individuales: seis toneladas
- Con rodado doble: diez toneladas y media.

La relación de potencia efectiva al freno y el peso total de arrastre sea desde la vigencia de esta ley, igual o superior a 3.25 CV DIN por tonelada de peso. En el lapso de tiempo no superior a cinco años de antigüedad, la relación peso-potencia deberá ser igual o superior al valor 4.25 CV DIN por tonelada de peso.

## 2.4 Cumplimiento de limitaciones legales

### 2.4.1 Calculo de la carga transmitida a la calzada

Dado que la ley impone limitaciones para la carga transmitida al pavimento por cualquier tipo de automotor, fue necesario realizar los cálculos correspondientes para determinar dicho valor, y de este modo asegurar que el presente diseño no viola la norma vigente. Para este cálculo fue necesario conocer tanto las dimensiones del camión como del vehículo a transportar y realizar un diagrama de cuerpo libre, el cual se expone a continuación.

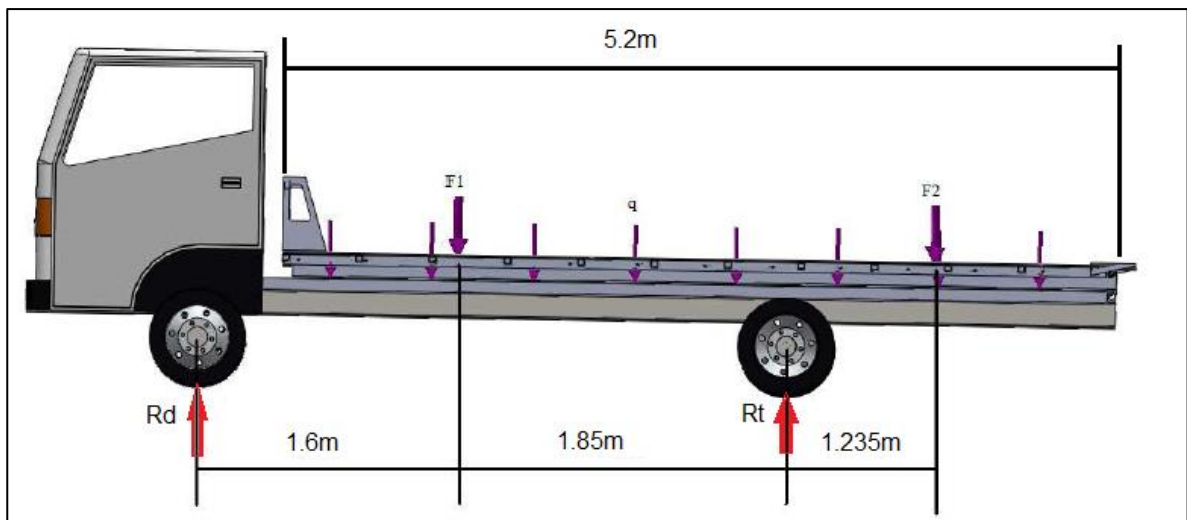


Figura 1: Diagrama de la carga comunicada a la calzada

Se supuso el caso más desfavorable dentro de las limitaciones legales, que es un vehículo de 3500 kg transportado y su distribución de carga fue 70% en su eje delantero ( $F_1$ ) y el 30% restante al trasero ( $F_2$ ). El mismo criterio aplicado a la IVECO DAILY.

Habiendo realizado las aclaraciones necesarias se realiza a continuación una sumatoria de momentos respecto al eje delantero para despejar el valor de  $R_t$ :

$$R_t = \frac{F_1 \cdot 1.6m + q \cdot \frac{(5.2m)^2}{2} + F_2 \cdot 4.685m + 5300kg \cdot 0.3 \cdot 3.45m}{3.45m}$$

Este cálculo nos arroja que  $R_t = 4815.3 \text{ kg}$



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO  
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO  
CARGABLE

La ley 24449 en su artículo 53 d.1 limita la carga por eje simple con rodado doble de neumáticos a 10 toneladas, por lo cual se encuentra dentro de lo enmarcado.

Ahora, en la búsqueda de hallar la carga sobre el eje delantero se planteó una sumatoria vertical de fuerzas:

$$R_d = -4815.3kg + 1000kg + F_1 + F_2 + 5300kg \cdot 0.7$$

Este cálculo arrojó un valor de  $R_d = 3395 kg$

Se observa que como  $R_d$  tiene un valor menor a las 6 Tn, cumple con la ley 24449.

Suponiendo que la camioneta se cargue al revés, en la sumatoria de momentos realizada anteriormente,  $F_1$  y  $F_2$  se intercambian y las distancias son las mismas, por lo tanto:

$$R_t = \frac{F_2 \cdot 1.6m + q \cdot \frac{(5.2m)^2}{2} + F_1 \cdot 4.685m + 5300kg \cdot 0.3 \cdot 3.45m}{3.45m}$$

$$R_t = 6066.6 kg$$

$$R_d = -6066.6kg + 1000kg + F_1 + F_2 + 5300kg \cdot 0.7$$

$$R_d = 2143.4 kg$$

Valores que, si bien se encuentran dentro de lo enmarcado, la ley no permite la carga de vehículos accidentados en esta disposición.

#### 2.4.2 Calculo de la relación peso potencia

La potencia del motor viene ligada a la carga que este es capaz de arrastrar y la velocidad a la cual es capaz de hacerlo. Es por esto que, en caso de los vehículos de este tipo es muy importante la relación peso potencia, a la cual la ley de tránsito impone un valor mínimo (en caso de un camión Iveco nuevo el valor mínimo es de  $4.25 \frac{CV}{ton}$  y luego de 5 años de uso disminuye a  $3.5 \frac{CV}{ton}$ ).

$$Pot, motor = 170 CV$$

$$Peso Ivecco Daily = 5300 kg$$

$$Peso de la plataforma \cong 1000 kg$$

$$Carga máx. a transportar = 3500 kg$$

$$Peso total arrastrado por el motor = 9800 kg = 9.8 ton$$

$$Relación potencia - peso \left[ \frac{CV}{ton} \right] = \frac{170 CV}{9.8 ton} \cong 17.35 \frac{CV}{ton}$$

## 2.5 Tipos de vehículos especiales de transporte

Los tipos de vehículos especiales que cumplen con el objetivo de cargar móviles se detallan a continuación:

### 2.5.1 Grúa tipo tijera

Gracias a un brazo fijo inclinado con una polea en su extremo, y debido a la fuerza de un malacate, ambos instalados sobre un chasis corto, este sencillo tipo de grúa era capaz de transportar vehículos livianos de hasta 1500 kg.

El brazo posterior servía para elevar el eje delantero o trasero, dependiendo la condición del vehículo accidentado.

Este modelo era popular en los 90'.



Figura 2: Grúa tipo tijera

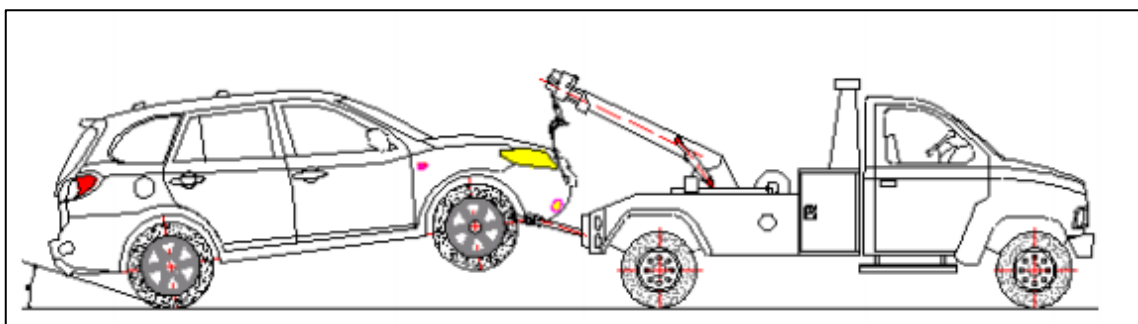


Figura 3: Esquema de una grúa tipo tijera remolcando un vehículo de uso particular

#### 2.5.1.1 Ventajas

- Los costos son relativamente bajos
- Su construcción no representa mayor complejidad.
- La estructura presenta buena rigidez, dado que es compacta con el automotor
- Se pueden usar automotores cortos de baja capacidad
- Su mantenimiento es sencillo



### 2.5.1.2 Desventajas

- Se requiere gran destreza del conductor para maniobrar al remolcar un vehículo.
- A mayor carga menor será la maniobrabilidad, dado que se pierde agarre en el eje delantero.
- No presta seguridad alguna a los vehículos transportados.
- Estando cargado es recomendable circular a velocidades bajas comparado con otros modelos de vehículos de auxilio.

### 2.5.2 Grúa de arrastre

Consta básicamente de un brazo móvil situado en un plano vertical con la grúa en su extremo, la cual se encarga de elevar al vehículo engancho sus ruedas.



Figura 4: Grúa de arrastre

### 2.5.2.1 Ventajas

- Se caracterizan por ser vehículos de tamaño medio.
- Dado que no posee cables o cadenas no es posible que se dañe o raye el vehículo transportado.

### 2.5.2.2 Desventajas

- A mayor carga menor será la maniobrabilidad.
- Aumenta el radio de giro en curvas al estar remolcando.

### 2.5.3 Plataforma auto cargable

La plataforma auto cargable es la más utilizada para la elevación y transporte de vehículos. Esta consiste en una plataforma móvil con 2 posibles movimientos montada sobre un vehículo chasis camión. Su funcionamiento consiste en deslizar la plataforma sobre el bastidor y moverla angularmente hasta alcanzar el nivel del suelo.



Figura 5: Plataforma auto cargable



Figura 6: Foto de una plataforma auto cargable transportando un vehículo de uso particular

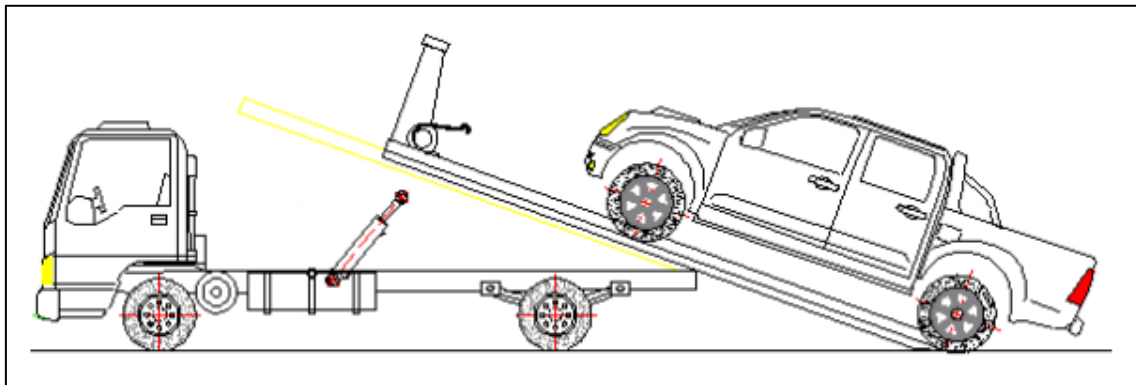


Figura 7: Esquema de una plataforma auto cargable montando un vehículo tipo camioneta

### 2.5.3.1 Ventajas

- Su diseño es muy versátil y funcional, dado que la movilidad de la camilla permite acomodarla hasta que esta toca el suelo.
- Las operaciones y manejo de equipo son sencillos
- Tiempos cortos de carga y descarga.
- Gran espacio útil sobre la plataforma
- Dado que la carga se ubica entre los ejes del camión transportador y no por detrás del trasero como en los casos ya expuestos, la maniobrabilidad no se ve tan afectada.

### 2.5.3.2 Desventajas

- Inversión inicial alta comparada con modelos ya expuestos.
- El mantenimiento requiere mayores conocimientos.

Existen vehículos adaptados, que realizan ineficazmente el trabajo que se solicita, estos constan de una plataforma con su extremo posterior caído y utilizan rampas desmontables a la hora de cargar o descargar vehículos.



Figura 8: Foto de una plataforma con rampas desmontables manualmente

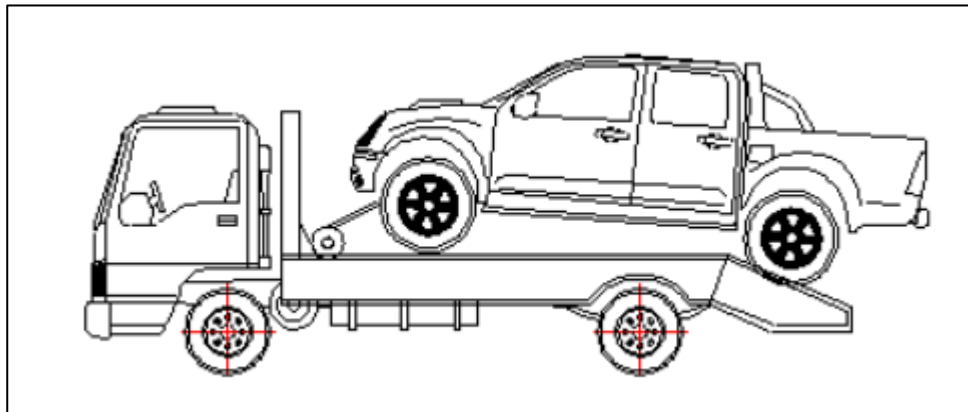


Figura 9: Esquema de una plataforma con rampas desmontables cargando un vehículo



#### 2.5.4 Plataforma con suspensión móvil

Consta de un camión modificado, cuya suspensión trasera se ve modificada por pistones hidráulicos. Estos permiten que el extremo trasero de la plataforma toque el suelo y con ayuda de un malacate hidráulico deslizan el vehículo a transportar hasta montarlo sobre la plataforma.



Figura 10: Foto de una plataforma con suspensión móvil

##### 2.5.4.1 Ventajas

- Diseño funcional, dado que se puede bajar la camilla hasta tocar el piso.
- Tiempos cortos de carga y descarga.
- Dado que la carga se ubica entre los ejes del camión transportador y no por detrás del trasero como en otros casos expuestos, la maniobrabilidad no se ve tan afectada.
- Las operaciones y manejo de equipo son sencillos

##### 2.5.4.2 Desventajas

- Esta opción representa la inversión inicial más elevada entre las expuestas.
- Se requieren cilindros de gran tamaño dado que estos realizan grandes esfuerzos.
- Su mantenimiento requiere de conocimientos de hidráulica.
- Alguna falla en el sistema hidráulico puede dejar la camilla baja, lo que imposibilita la conducción del camión.



### Capítulo 3: Rediseño de la estructura

En este capítulo se realiza primero una descripción general del equipo. Se realiza una presentación de las diferentes partes que conforman la plataforma auto cargable.

#### 3.1 Esquema general

A continuación, se presenta la estructura general del equipo. Existen dos grandes estructuras, una es el volquete que es el que le da la inclinación necesaria a la plataforma, acción que realiza mediante dos cilindros elevadores y la otra estructura es la misma plataforma, quien desliza por sobre el volquete gracias a la acción de un cilindro hidráulico de gran longitud.

Por último, el malacate, ubicado como se muestra en la figura, es el que eleva el vehículo desde el piso hacia la plataforma para su posterior traslado.

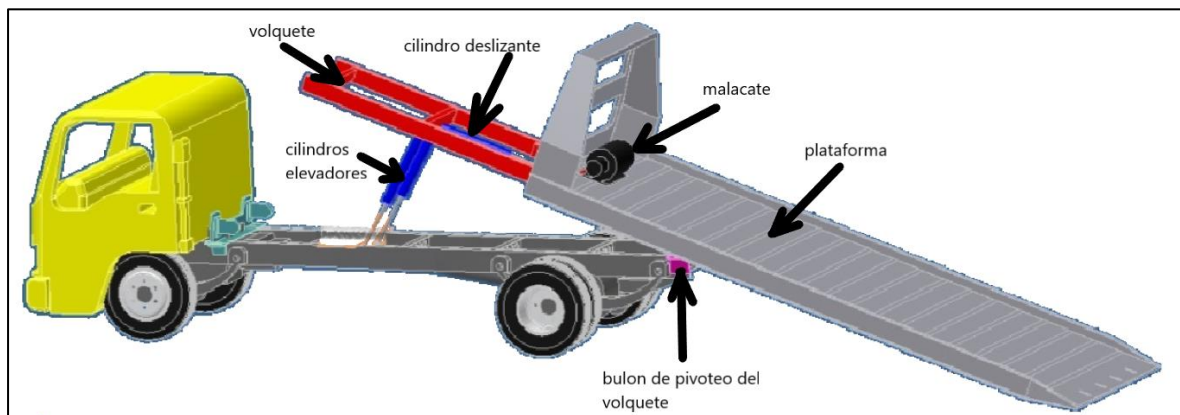


Figura 11: Esquema de la plataforma auto cargable mostrando sus partes



### 3.2 Bases para el diseño de la camilla

Dado que el objetivo del presente proyecto es el diseño de una camilla auto cargable, se ha tomado como referencia una en circulación para realizar mejoras sobre una estructura concreta, la cual está montada sobre un Iveco Daily.



Figura 12: Foto del camión Iveco Daily, sobre el cual se pretende adaptar la camilla

Para las mejoras estructurales el primer paso fue la réplica tan fielmente como se hizo posible en SolidWorks de la camilla Sukuba [1], en búsqueda de algunos detalles a mejorar.



Figura 13 a: Imagen de la camilla que se relevó para su posterior rediseño

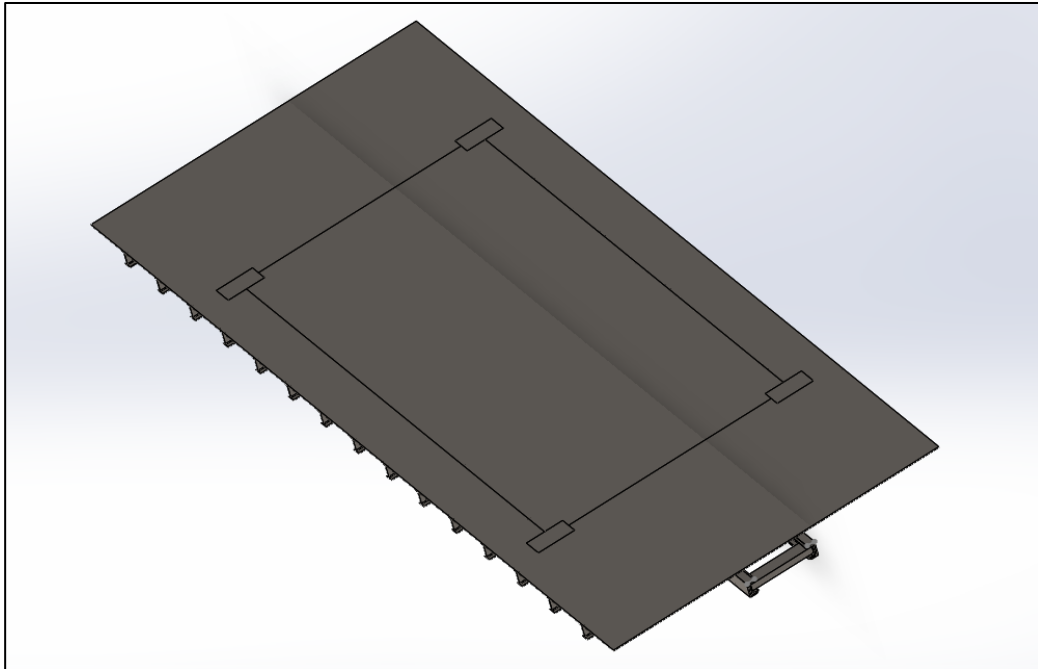


Figura 13 b: Esquema de la plataforma mostrada en la figura 13 a realizado en SolidWorks

Dicha camilla es transportada por un camión modelo Iveco Daily [2], el cual es de tamaño pequeño, pero de gran versatilidad.

Un primer indicio de sobredimensionamiento fue el coeficiente de seguridad, que surgió de una simulación en donde se supusieron los largueros como fijos y totalmente apoyados, como lo estarían en situación de circulación con el vehículo montado (por norma el valor mínimo es 4). Los primeros lugares susceptibles de alguna modificación fueron estas zonas de elevado coeficiente de seguridad.

Una vez lograda la reproducción se la simula bajo la condición de trabajo cuya carga está distribuida en una proporción 70 – 30 (70 % del peso total del vehículo va sobre el eje delantero, y el 30 restante sobre el trasero).

- Tensiones por Von Mises

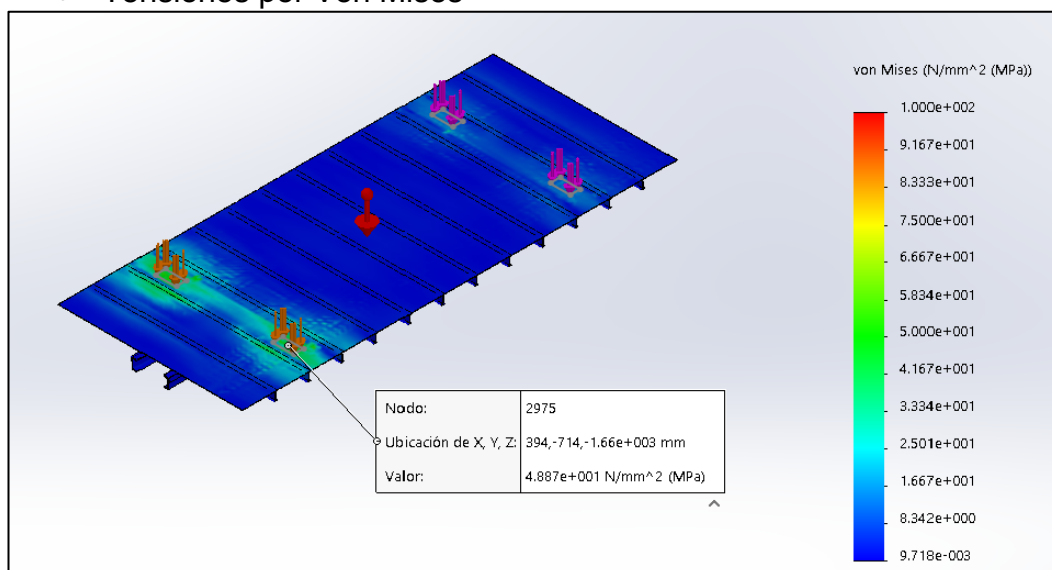


Figura 14: Vista en perspectiva de la camilla original dónde se ven las tensiones

- Factor de seguridad

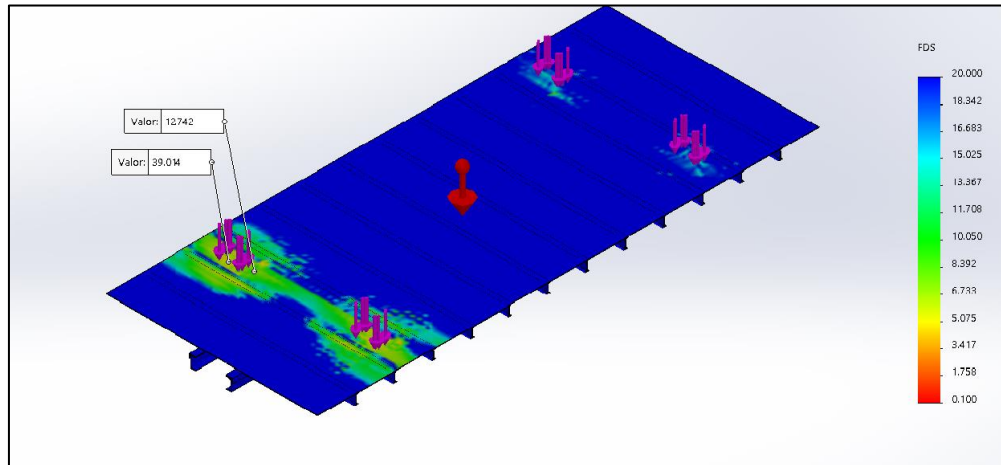


Figura 15: Vista en perspectiva de la camilla mostrando el factor de seguridad.

Puede observarse con total claridad, el sobredimensionamiento de esta estructura, dado que los factores de seguridad en buena parte de la misma superan el valor de 10, valor que excede en demasía lo pretendido.

Cabe destacar que se desconoce el material con el cual fue realizada la camilla original, pero para que estas simulaciones tengan validez se supuso un ASTM A36, que es el mismo que más adelante se usó en el diseño (este material está en la mayor parte del modelo) y un ASTM A572

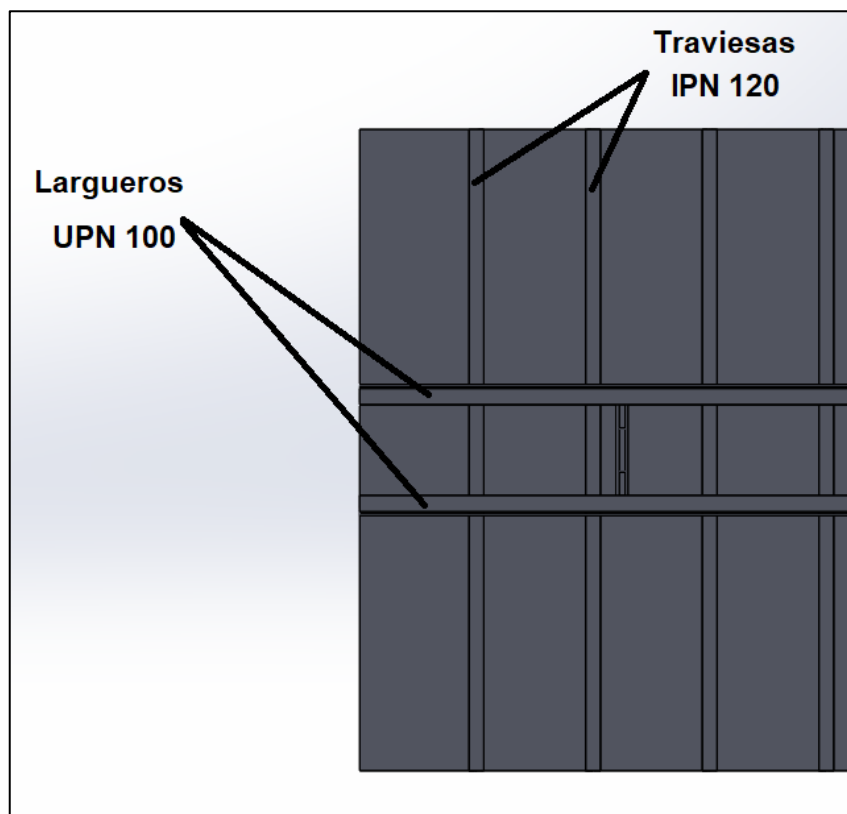


Figura 16: Esquema de la camilla vista desde abajo



Al ver las imágenes expuestas, y señalando a cuáles vigas se las considera largueros y a cuales traviesas, se mencionan posibles mejoras:

- Reducción de la cantidad de traviesas.
- Achicamiento de traviesas.
- Achicamiento de largueros o cambio del tipo de perfil por otro de menores valores de inercia.

### 3.3 Rediseño de camilla propuesta

El rediseño es un proceso creativo, mediante el cual se desarrolla la forma, los materiales y las prestaciones que tendrá el conjunto solicitado, el cual debe satisfacer condiciones de servicio para brindar, en este caso asistencia a vehículos averiados.

En este caso, la primera etapa fue la elección de la plataforma auto cargable por sobre las otras variantes ya presentadas de camillas, habiendo considerado variables analizadas como complejidad del sistema, mantenimiento y facilidades en el país a la hora de conseguir los elementos necesarios.

La segunda etapa fue el análisis de una estructura existente del tipo elegido, para analizar con ayuda del programa SolidWorks elementos sobredimensionados o exceso de piezas, que puedan ocasionar un aumento innecesario del peso de la estructura o un costo elevado, el cual se apuntó a disminuir. Para este análisis se supuso el estado de carga más desfavorable posible.

En una tercera etapa se procedió a modificar el diseño existente en búsqueda de ajustar coeficientes de seguridad a los impuestos por norma, haciendo algunas modificaciones a la camilla vista como referencia.

Como cuarta etapa se analizaron los esfuerzos que necesita llevar a cabo el sistema hidráulico para diseñarlo, considerando las medidas de seguridad que se mencionan en el capítulo pertinente.

#### 3.3.1 Análisis del sistema

El análisis del sistema como conjunto, está direccionado a resolver las operaciones de carga y descarga de vehículos, por lo cual debe realizarse un análisis geométrico.

#### 3.3.2 Geometría del sistema

Para el análisis geométrico de la alternativa seleccionada, se consideraron dos posiciones de la estructura:

1. Horizontal sobre el chasis o posición para el transporte.
2. Posición de carga inclinada con la plataforma posterior en contacto con el suelo (cuya pendiente debe ser lo suficientemente chica para permitir la carga de vehículos modificados, los cuales suelen ser más bajos que los

mismos sin modificaciones), pero lo suficientemente alta como para que la distancia entre apoyos sea tan grande que pueda ocasionar problemas estructurales.

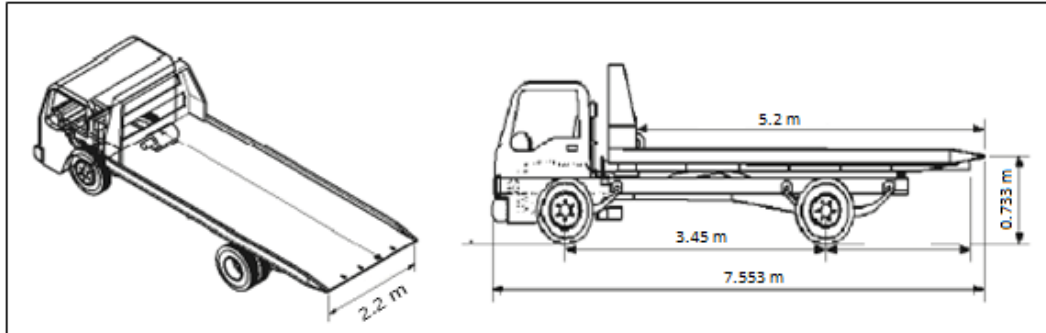


Figura 17: Esquema del camión con la camilla, mostrando las medidas con las que contará nuestro diseño

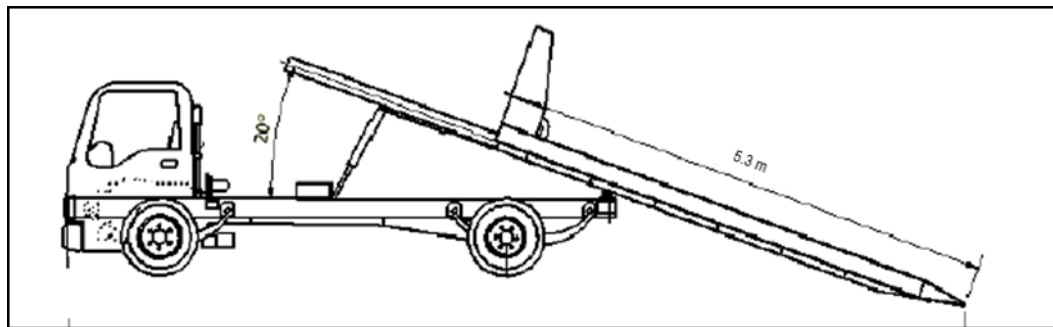


Figura 18: Esquema del camión con la camilla en posición de carga o descarga

La posición de la plataforma para la carga está determinada por la inclinación de la misma respecto del suelo, como se muestra en la siguiente figura.

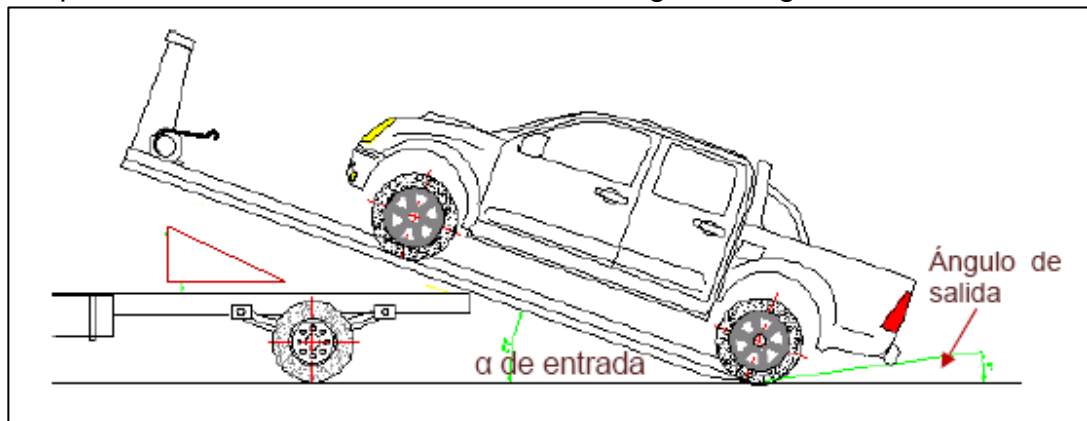


Figura 19: Esquema de la camilla operando en posición de carga o descarga

Para la carga, los ángulos de entrada y salida no deben ser mayores a  $20^\circ$ , en especial con vehículos de carrocería baja. Es por eso que, se procedió a la búsqueda de las longitudes de cilindros necesarios para elevar la camilla dicho ángulo, sabiendo que por las limitaciones que imponen las dimensiones del chasis de la IVECO Daily, la distancia entre el punto de pivote de los cilindros y el de la camilla no puede ser mayor a 3,45 m.



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

La búsqueda fue llevada a cabo mediante una planilla de Excel basada en el siguiente dibujo:

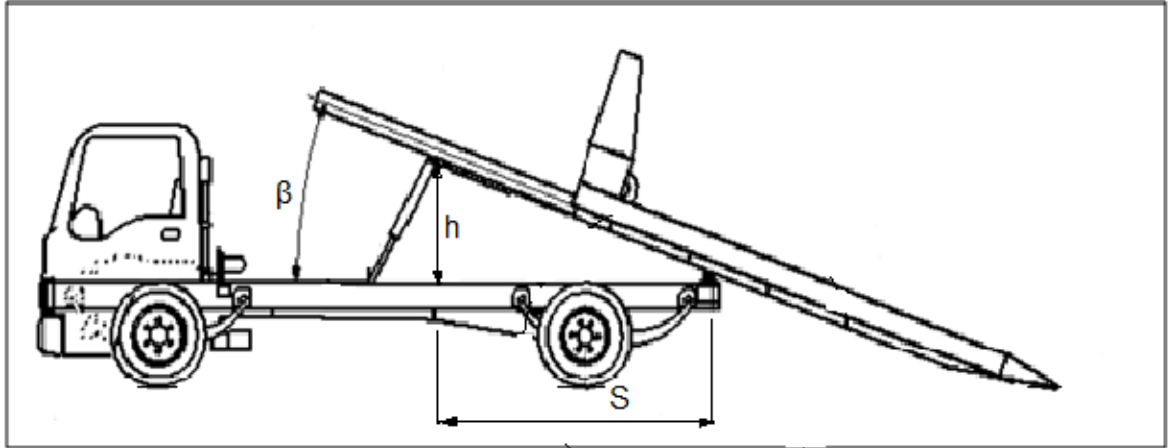


Figura 20: Esquema del camión y la camilla indicando nomenclatura para cálculos de longitud de los cilindros elevadores

Donde:

$\beta$  = ángulo de inclinación de la camilla respecto al chasis

$h$  = proyección vertical de la longitud del cilindro pistón.

$S$  = proyección horizontal de la distancia entre la articulación superior del actuador y la articulación camilla-chasis.

$\beta$ (grados)	$\beta$	Horizontal entre apoyos	Diagonal	$h$	$S$	Proyeccion horizontal piston	Long Piston
1	0.01744444	3.45	2.8	0.04884197	2.79957398	0.650426021	0.652257271
2	0.03488889			0.09766907	2.79829604	0.651703956	0.658982013
3	0.05233333			0.14646646	2.79616659	0.653833414	0.670037727
4	0.06977778			0.19521927	2.79318625	0.656813748	0.685211546
5	0.08722222			0.24391268	2.78935595	0.660644052	0.704232886
10	0.17444444			0.48597091	2.75750472	0.692495282	0.846000853
15	0.26166667			0.72433436	2.70468847	0.745311528	1.039302431
20	0.34888889			0.95719078	2.63130877	0.818691235	1.259551317

Figura 21: Tabla de Excel de cálculos iterativos para el cálculo de la longitud del pistón desplegado

Cabe aclarar lo siguiente:

*Diagonal = distancia medida sobre el volquete entre articulación y pistón*

Como se puede apreciar en la tabla de Excel, el pistón debe tener una longitud máxima de 1.26m (estando desplegado), dato que fue de vital utilidad a la hora de su selección.

Hay otro pistón, encargado de deslizar la plataforma una vez inclinada para que esta toque el suelo, el cual es de gran longitud comparado con el anterior.

Se sabe que el ángulo máximo es de 20° y por datos del camión elegido que la altura de su chasis respecto del suelo es de 0.633m.

Por trigonometría:

$$\text{seno}\beta = \frac{H}{P}$$



Siendo:

$\beta$ =ángulo de entrada

H= altura del chasis

P= diagonal medida desde la articulación posterior hasta el extremo de la camilla (en contacto con el piso).

Datos que se ilustran en la próxima imagen:

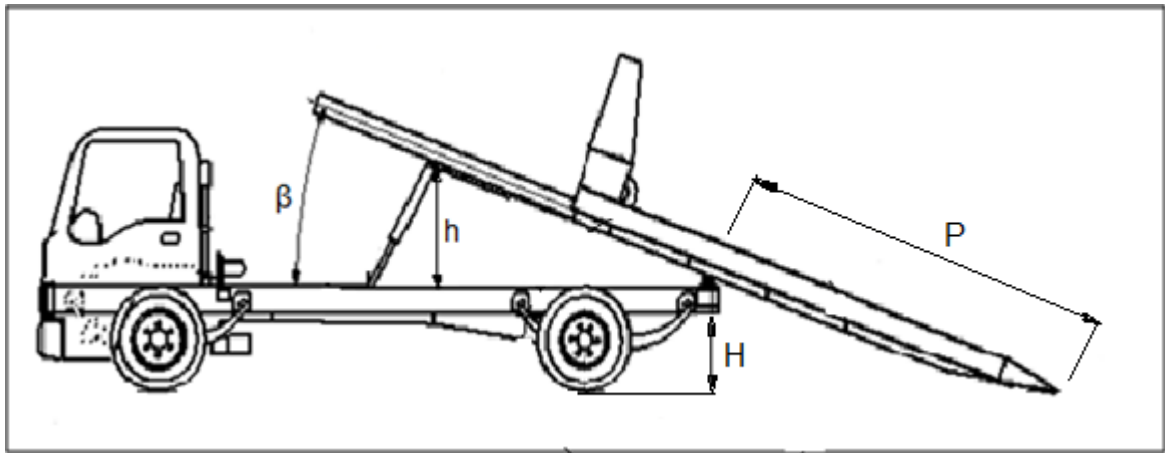


Figura 22: Esquema del camión y la camilla indicando nomenclatura para cálculo del cilindro que desplaza

Ingresando los valores ya conocidos y realizando el despeje apropiado, se llega a la siguiente igualdad:

$$P = 2.14m$$

A este valor, se le debe descontar la longitud de la camilla que excede al chasis del camión para llegar a la longitud del pistón que desliza la camilla, expuesto más adelante en el informe.

### 3.4 Tiempos del sistema

Durante el estudio de campo realizado, se tomaron los tiempos requeridos por una camilla en operación a modo de referencia, para calcular las velocidades de los elementos hidráulicos y los caudales que estos requieren para brindar dichas velocidades.

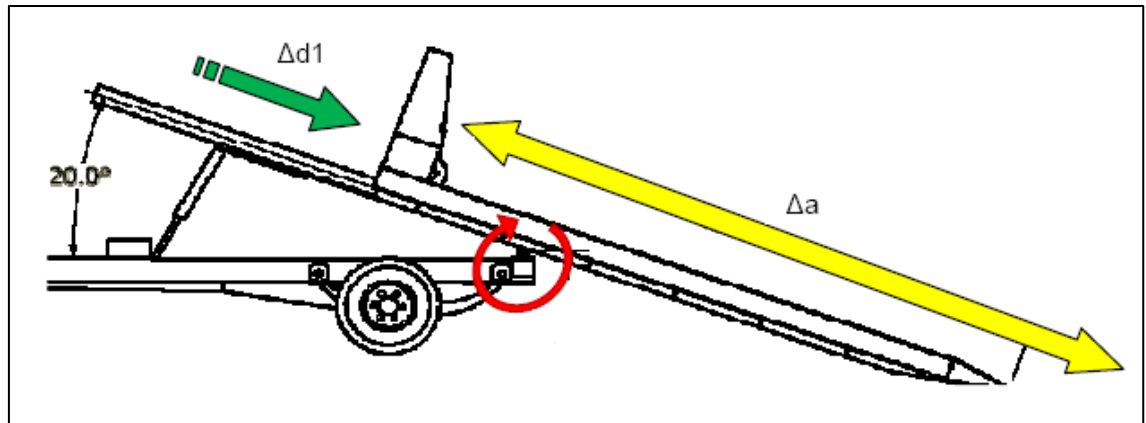


Figura 23: Esquema de la camilla indicando desplazamientos para luego indicar los tiempos

$\beta$ =ángulo de giro ( $20^\circ$ )

$\Delta d1$ =desplazamiento de plataforma sobre volquete

$\Delta a$ =desplazamiento de cable de arrastre

La camilla de referencia inclina la plataforma el ángulo  $\beta$  en un tiempo de medio minuto, luego desliza la camilla hasta su contacto con el piso ( $\Delta d1$ ) en 40 segundos para luego del tiempo que le toma al operario enganchar al auto, subirlo a la camilla ( $\Delta a$ ) en 20 segundos.

### 3.5 Diseño de los elementos estructurales

Para el diseño de los elementos de la plataforma auto cargable, se conocía que el sistema estaba formado por elementos de acero como material estructural y elementos normalizados para el sistema hidráulico.

Los materiales utilizados para este proyecto fueron Acero ASTM A-36 y A-572, que por su baja cantidad de elementos aleantes son de buena soldabilidad.

Sus propiedades son las siguientes[3]:

	Esfuerzo de fluencia	Esfuerzo de rotura a la tracción
ASTM A-36	250 MPa	400 MPa
ASTM A-572	450 MPa	520 Mpa

El análisis y diseño de la estructura del sistema auto cargable, fue realizado manualmente, utilizando la base de datos del SolidWorks y bibliografía, mediante la cual fue posible determinar las características de los distintos materiales de la estructura.

Los elementos estandarizados se seleccionaron según resultados de análisis estructural considerando velocidades y desplazamientos pretendidos, se consideró además la disponibilidad en el mercado.

### 3.6 Selección del malacate

Antes de dar inicio a la selección del malacate, el gancho o el cable se debe realizar un cálculo simple de sumatoria de fuerzas, que responde al siguiente diagrama de cuerpo libre.

El diagrama exhibe la situación más desfavorable durante la carga del vehículo, que es cuando este aún se encuentra con la totalidad de sus neumáticos apoyados sobre el piso y el malacate ejerce sobre él la fuerza con la misma inclinación de la camilla (20°)

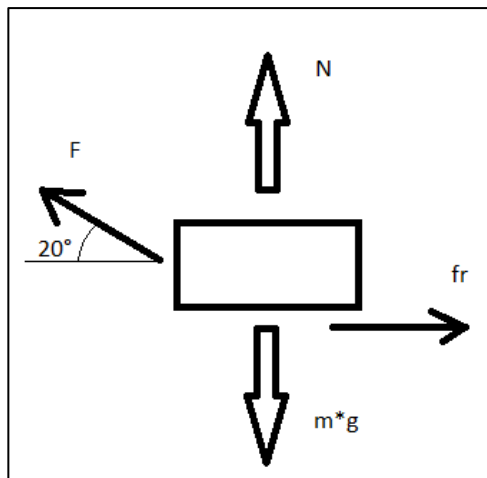


Figura 24: Diagrama de cuerpo libre del vehículo al momento de ser izado

Habiendo expuesto el diagrama de cuerpo libre se realizaron las sumatorias de fuerzas:

$$\Sigma F_h = fr - F * \cos(20) = 0$$

$$\Sigma F_v = -m * g + F * \sin(20) = 0$$

$$fr = \mu * N$$

Con esto se obtuvo que:

$$F = \frac{m * g}{\sin(20) + \frac{\cos(20)}{\mu}}$$

Reemplazando los siguientes valores:

$$m = 3500 \text{ kg}$$

$$\mu = 1$$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

Se alcanzó así el valor de  $F = 2730.72 \text{ kg}$ , que es la fuerza a realizar por el malacate.

Con esa fuerza se ingresó al catálogo de malacates FRAIN [4] para seleccionar el siguiente malacate:

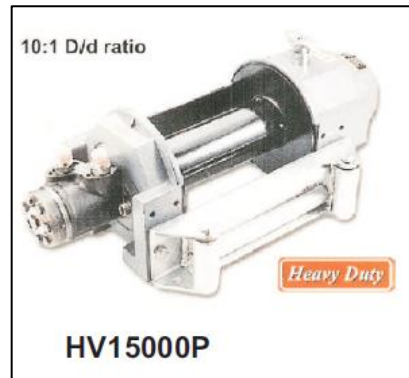


Figura 25 a: Malacate hidráulico de la empresa FRAIN

ESPECIFICACIONES		
MODELO	HV-12000P	HV-15000P
Fuerza arrastre 1ª vuelta	5.443 Kg	6.803 Kg
Velocidad Línea	11 mpm	9 mpm
Presión de operación	140 bar	140 bar
Flujo máx aceite	15,9 gr/min – 60l/min	15,9 gr/min – 60l/min
Cilindrada	125 ccc	156 ccc
Rotación	Contrario agujas reloj	Contrario agujas reloj
Engranaje	2 mecanismos	2 mecanismos
Embrague	Anillo giratorio	Anillo giratorio
Ratio	19,4 : 1	19,4 : 1
Tipo cable	Galvanizado A 12x40	Galvanizado A 14x27
Diámetro	127 mm	127 mm
Longitud tambor	255 mm	255 mm

Figura 25 b: Especificaciones del malacate elegido

### 3.7 Selección del cable de acero

Ya elegido el malacate, el paso siguiente fue la selección del cable, para el cual se consideró un coeficiente de seguridad de 6.

La fuerza afectada por el coeficiente de seguridad se calculó de la siguiente manera:

$$F_s = F * 6$$

Siendo F el valor calculado anteriormente de 2730.72 kg, obtenemos  $F_s=16384.33\text{kg}$ .

Con este valor, se buscó en la tabla de cables de acero ORTIZ [5] un cable capaz de soportar esa fuerza.



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

CARGA MÍNIMA DE ROTURA DE CABLES DE ACERO (Kgf)					
Ø mm	6x19 SEALE Alma Textil	6x19 FILLER Alma Acero	6x36 W. SEALE Alma Textil	6x36 W. SEALE Alma Acero	19x7 ANTIGIRO Alma Acero
3	443	-	-	-	-
4	787	-	-	-	-
5	1.234	-	-	-	-
6,3	1.775	-	1.775	-	2.132
8	4.304	4.804	4.304	4.916	3.794
9,5	6.059	6.773	6.059	6.926	5.350
11	8.425	9.415	8.425	9.619	7.171
13	10.200	11.903	10.200	12.005	10.006
14	12.801	14.902	12.801	15.004	11.628
16	16.810	19.400	16.810	19.604	15.198

Figura 26: Tabla de cables de acero de la empresa ORTIZ FISCHER

El valor resaltado es el del cable elegido, el cual es de 6\*19 SEALE de alma textil con un diámetro de 16 mm. El mismo fue elegido teniendo en cuenta un coeficiente de seguridad de 6.

### 3.8 Selección del gancho

Habiendo ya seleccionado tanto el malacate como el cable, el paso final fue la elección del gancho, el cual es el paso más simple, dado que en el catálogo [6] se ingresa con el diámetro del cable el cual fue seleccionado.

S-319SWG Ganchos de Espiga para Prensar								
Tamaño de cable		Código gancho	Carga límite de trabajo (Tons)*	S-319SWG No.de parte	Peso por c/u (lbs.)	Matriz requerida		Dim. Max. Desp. Prens. (plg)
(plg.)	(mm)					Descripcion de la matriz	No. de parte	
3/16	5	DC	0.4	1053002	.55	Botón 1/8"	1191621	.40
1/4	6-7	FC	0.7	1053011	.77	terminal 1/4"	1192845	.46
5/16	8	GC	1.1	1053020	1.26	Botón 1/4"	1191621	.58
5/16	8	HC	1.1	1053039	1.83	terminal 3/8"	1192863	.71
3/8	9-10	HC	1.6	1053048	1.80	terminal 3/8"	1192863	.71
7/16	11	IC	2.1	1053057	3.63	terminal 1/2"	1192881	.91
1/2	12-13	IC	2.8	1053066	3.58	terminal 1/2"	1192881	.91
9/16	14-15	JC	3.5	1053075	7.37	terminal 5/8"	1192907	1.16
5/8	16	JC	4.3	1053084	7.30	terminal 5/8"	1192907	1.16
3/4	18	KC	6.2	1053093	12.73	terminal 3/4"	1192925	1.42
7/8	20-22	LC	8.3	1053100	17.58	terminal 7/8"	1192949	1.55
1	24-26	NC	11.0	1053119	31.46	terminal 1"	1192961	1.80
1-1/8	28-30	OC**	14.0	1053128	53.73	terminal 1-1/8"	1192989	2.05

\* La carga de ruptura es 5 veces la carga límite de trabajo.  
 \*\*Tamaño "O" es el gancho antiguo #319.

Figura 27: Tabla de datos del gancho seleccionado de la empresa CROSBY

Como aclara la imagen extraída del catálogo, el gancho ya incluye un coeficiente de seguridad de 5.

A continuación, una imagen del gancho con sus respectivas cotas:

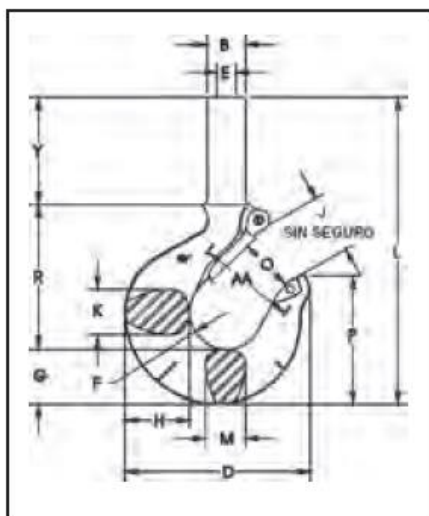


Figura 28: Esquema del gancho seleccionado y sus cotas

Tamaño de cable (plg.)	(mm)	S-319SWG No.de parte	Dimensiones (plg)														
			B	D	E	F	G	H	J	K	L	M	O	P	R	Y	AA
3/16	5	1053002	.44	2.86	.20	.63	.73	.81	.93	.63	5.18	.63	.93	1.96	2.39	2.00	1.50
1/4	6-7	1053011	.50	3.15	.27	.69	.84	.94	.97	.71	5.72	.71	.97	2.22	2.63	2.25	2.00
5/16	8	1053020	.65	3.59	.34	.75	1.00	1.16	1.06	.88	6.39	.88	1.06	2.44	2.80	2.50	2.00
5/16	8	1053039	.77	3.99	.34	.81	1.14	1.31	1.19	.94	7.18	.94	1.16	2.78	3.21	2.75	2.00
3/8	9-10	1053048	.77	3.99	.41	.81	1.14	1.31	1.19	.94	7.18	.94	1.16	2.78	3.21	2.75	2.00
7/16	11	1053057	.98	4.84	.48	1.00	1.44	1.63	1.50	1.31	8.70	1.13	1.41	3.47	3.92	3.25	2.50
1/2	12-13	1053066	.98	4.84	.55	1.00	1.44	1.63	1.50	1.31	8.70	1.13	1.41	3.47	3.92	3.25	2.50
9/16	14-15	1053075	1.25	6.27	.61	1.25	1.82	2.06	1.78	1.66	10.51	1.44	1.69	4.59	4.86	3.75	3.00
5/8	16	1053084	1.25	6.27	.67	1.25	1.82	2.06	1.78	1.66	10.51	1.44	1.69	4.59	4.86	3.75	3.00
3/4	18	1053093	1.55	7.54	.80	1.50	2.26	2.63	2.41	1.88	12.63	1.63	2.22	5.25	6.00	4.25	4.00
7/8	20-22	1053100	1.70	8.33	.94	1.63	2.60	2.94	2.62	2.19	13.60	1.94	2.41	5.69	6.51	4.38	4.00
1	24-26	1053119	1.98	10.38	1.06	2.13	3.01	3.50	3.41	2.69	16.80	2.38	3.19	6.88	8.30	5.38	4.00
1-1/8	28-30	1053128	2.25	13.63	1.19	2.50	3.62	4.62	4.00	3.00	23.09	3.00	3.25	8.78	9.43	9.75	6.50

Figura 29: Tabla con las medidas del esquema de la figura 28

### 3.9 Cálculo del estado de tensión de la plataforma

Dado que hay varias posibilidades en cuanto a condiciones de la calzada o de circulación, en este apartado se trataron con la profundidad pertinente varios posibles estados de carga por separado, tanto estáticos como dinámicos.

#### 3.9.1 Cálculo del estado de tensión de la plataforma ante cargas estáticas

Se ha realizado el análisis de la estructura bajo tres estados de carga estático, los cuales se exponen a continuación.

##### 3.9.1.1 Cálculo del estado tensional al momento del despegue de la camilla.

A continuación, se muestra un estudio por elementos finitos realizado con el programa SolidWorks cuando la plataforma se ve cargada con un vehículo mientras ésta ya se encuentra en posición de desplazamiento, pero antes se expone la hipótesis de carga considerada.

- Hipótesis de la presión ejercida por las ruedas en sus puntos de apoyo: se trabajó con una camioneta Hilux cargada al máximo de su capacidad, por lo que el vehículo pesa 3500 kg con una distribución del peso 70/30. Para esto se ha considerado una distancia entre ejes de 3085 mm y una



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO  
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO  
CARGABLE

separación entre ruedas de 1798 mm. Al ser estos vehículos capaces de transportar carga llevan neumáticos bastante anchos (265 mm), y se ha considerado que el contacto del neumático con la plancha se hace en 30 mm durante toda la anchura del neumático.

- Hipótesis de carga centrada: se supone que la carga es simétrica en la camilla, es por eso que es la misma distancia del eje delantero de la camioneta al extremo delantero de la plancha que la del eje trasero con el extremo posterior. De igual modo se situaron las cargas a lo ancho.

Por lo tanto, el área de contacto del neumático en la plancha es:

$$A = 265 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm} = 7950 \text{ mm}^2$$

El peso al eje delantero del vehículo transportado es:

$$3500 \text{ kg} \cdot 0.7 = 2450 \text{ kg.}$$

El peso al eje trasero del vehículo transportado es:

$$3500 \text{ kg} \cdot 0.3 = 1050 \text{ kg}$$

Teniendo el peso y área es posible calcular la presión que ejercen las ruedas:

$$P_d = \frac{2450}{2 \cdot 7950} \cdot 9.8$$

$$P_d = 1.5 \text{ MPa}$$

$$P_t = \frac{1050}{2 \cdot 7950} \cdot 9.8$$

$$P_t = 0.647 \text{ MPa}$$

Para el primer estudio se han considerado como puntos fijos la traviesa más cercana a la cabina de nuestro camión y las articulaciones en la parte posterior del volquete, para lograr una situación similar al instante en que los cilindros hidráulicos comienzan a inclinar la camilla para descargar el vehículo transportado.

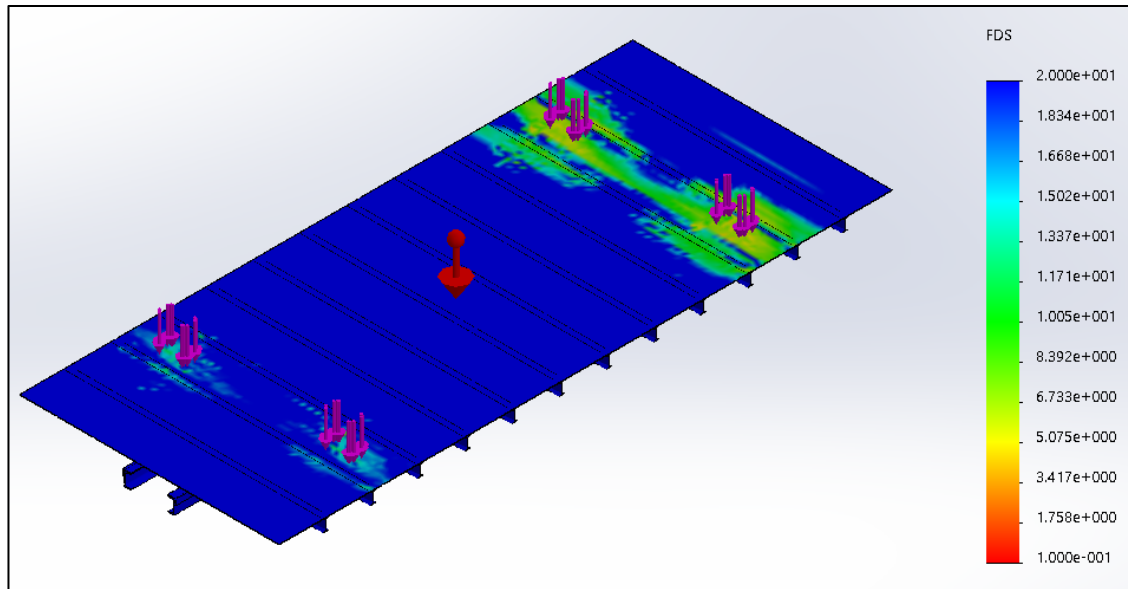


Figura 30 a: Distribución de los factores de seguridad con la camilla cargada vistos desde arriba

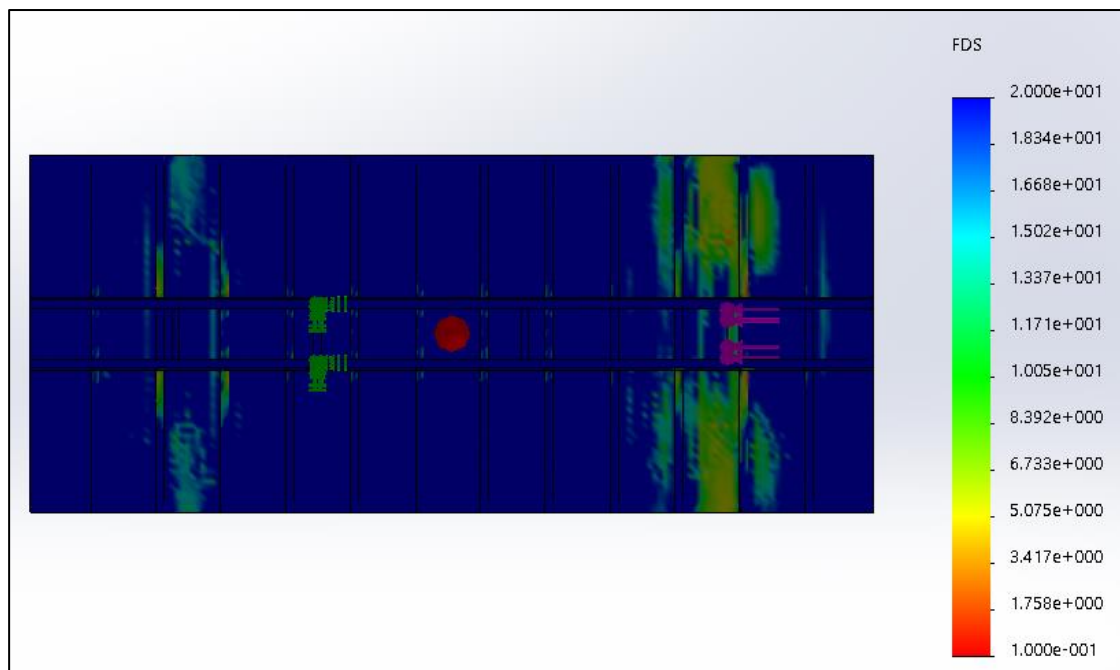


Figura 30 b: Distribución de los factores de seguridad con la camilla cargada vistos desde abajo

Como puede observarse los coeficientes de seguridad más desfavorables, se encuentran en los puntos de apoyo de los neumáticos de la Hilux (vehículo transportado), y por la gama de colores se observa que el coeficiente de seguridad más crítico ronda el valor 5 en la chapa y de 3 en un travesaño cercano al apoyo de la camioneta.

A continuación, se expondrán los gráficos de desplazamientos y tensiones de Von Mises:

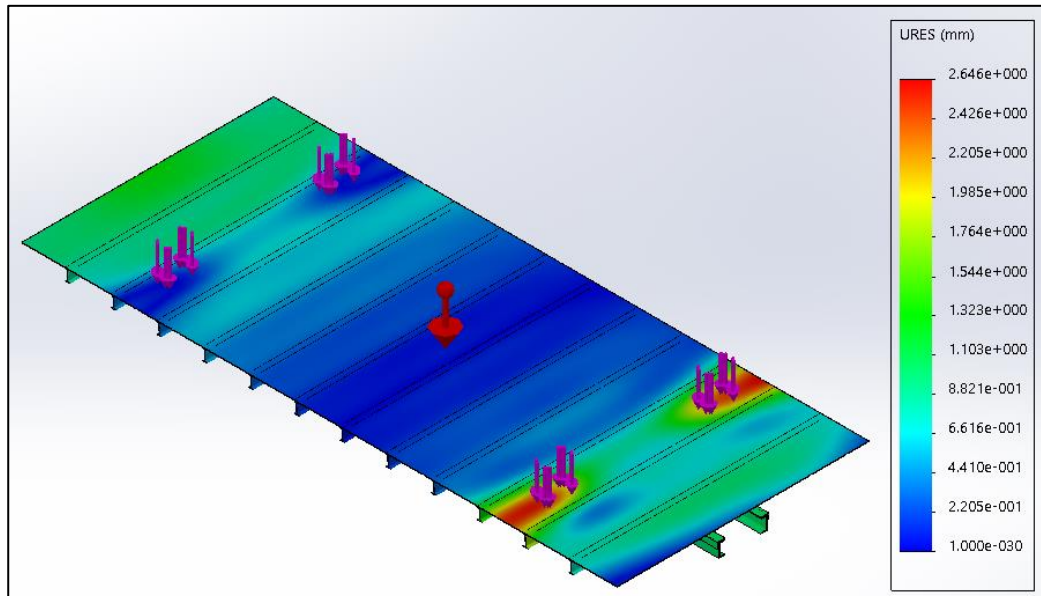


Figura 31: Desplazamientos en condiciones de plataforma cargada

Como se observa en la imagen anterior, el mayor desplazamiento se encuentra en la zona donde apoyan las ruedas delanteras del vehículo a transportar, donde el desplazamiento máximo es de 2 mm. La mayor parte de la estructura se encuentra en azul, lo que refiere a desplazamientos muy pequeños y un estado intermedio a los ya citados es la zona donde apoya el tren delantero de la camioneta transportada, con un valor cercano a los 1.5 mm como máximo.

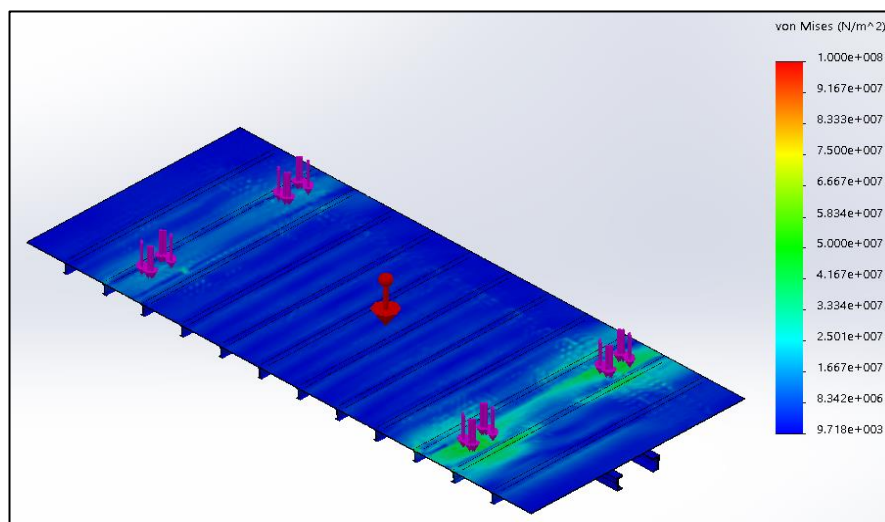


Figura 32: Tensiones de Von Mises en condiciones de plataforma cargada



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO  
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO  
CARGABLE

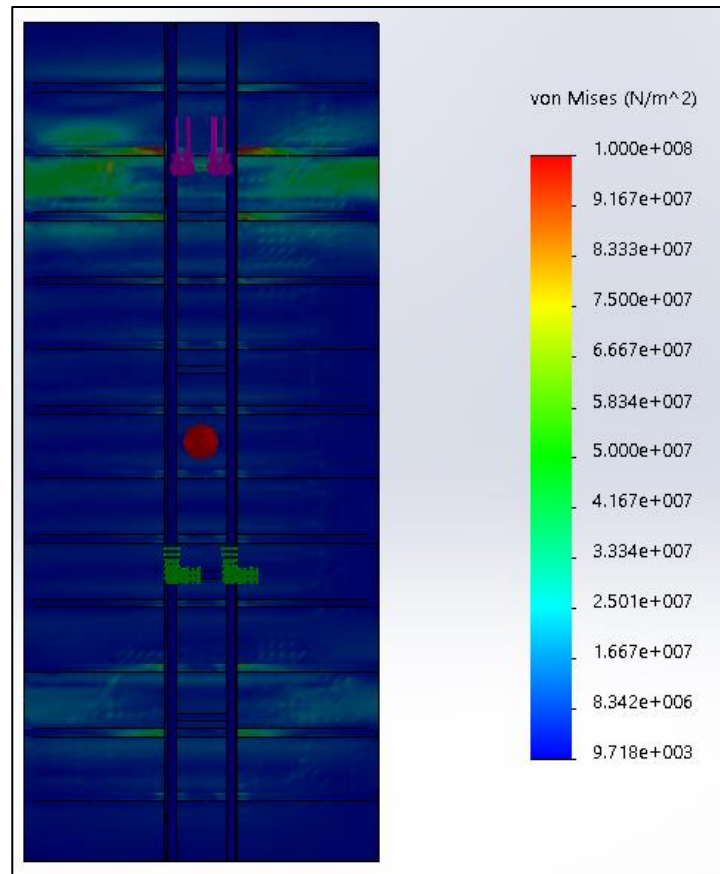


Figura 33: tensiones de Von Mises en condición cargada vista de planta invertida

Finalmente, solo resta analizar las imágenes correspondientes a las tensiones por Von Mises, la cual arrojó un valor máximo de tensión en los puntos de apoyo de los neumáticos del tren delantero (figura 32) con un valor de 58.64 GPa y 91.167 GPa en la traviesa más exigida (figura 33).

### 3.9.1.2 Cálculo del estado de tensión suponiendo una curva

Previo al cálculo de tensiones, es necesario disponer del valor de aceleración normal, para lo cual se dispone del radio de una rotonda realmente pequeña, y una velocidad relativamente elevada a la cual el conductor del camión circula en dichas rotondas.

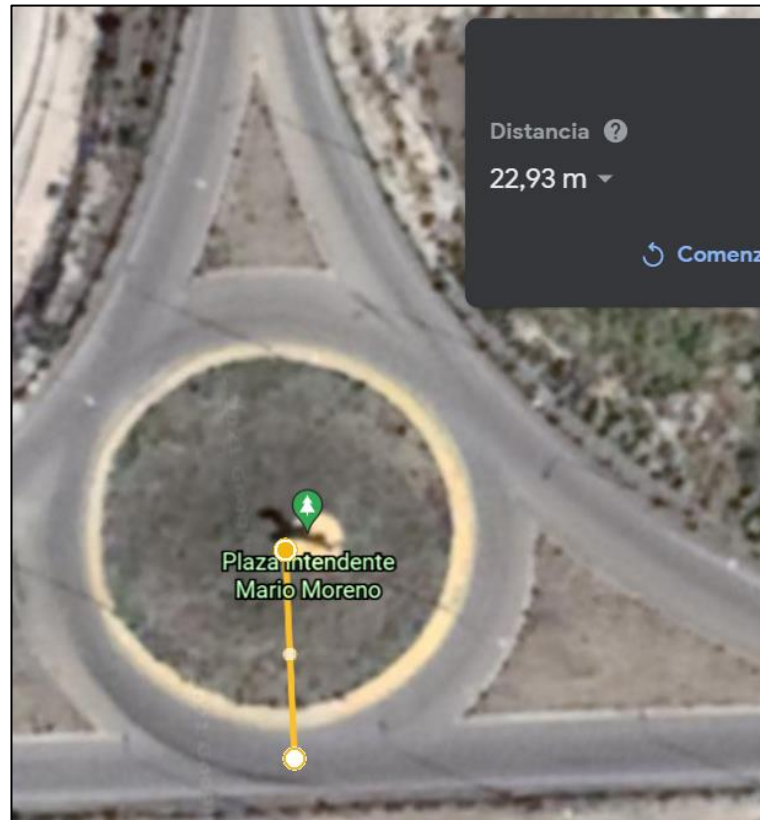


Figura 34: Imagen de Google Earth. Rotonda en km 8, plaza Intendente Mario Morejón, que empalma las calles Mario Morejon y Pedro Granzon (Mario Moreno como figura en Google Earth)

$$r = 23m$$

$$v \cong 35 \frac{km}{h} = \frac{9.7m}{s}$$

$$a_n = \frac{v^2}{r} = \frac{\left(9.7 \frac{m}{s}\right)^2}{23m}$$

$$a_n = 4 \frac{m}{s^2}$$

En el apartado anterior se calculó el estado de tensión de la camilla diseñada debido a cargas estáticas, pero aún resta saber si la estructura sería capaz de soportar la carga aumentada en uno de sus lados que aparece producto de una aceleración normal que se sufre al girar en una esquina o rotonda (situación simulada).

Para comenzar, se realiza el cálculo de la aceleración resultante producto de la gravedad y la aceleración normal, guiándonos con el siguiente esquema:

Donde:

$a_n$ : aceleración normal ( $4\text{m/s}^2$ ).

$g$ : gravedad ( $9.8\text{ m/s}$ ).

$a_r$ : aceleración resultante.

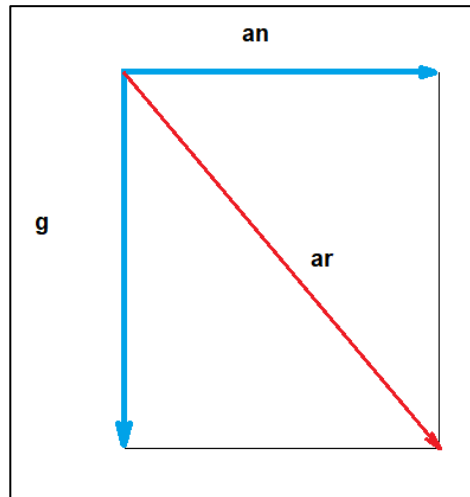


Figura 35: diagrama vectorial de aceleraciones sobre la carga

Se calculó la aceleración resultante como sigue:

$$a_r^2 = g^2 + a_n^2$$

y reemplazando los valores ya indicados, se llegó al resultado  $a_r = 10.58\text{ m/s}^2$ . Luego se pudo calcular el ángulo que este vector conforma con la vertical, lo que nos da un valor de  $23^\circ$ .

Para continuar con el cálculo de la nueva distribución de carga, se supuso que el centro de masa de la camioneta se ubica a unos  $90\text{ cm}$  del piso y por él se hizo pasar el vector de aceleración resultante previamente calculado.

Teniendo esa altura y conociendo la distancia entre ruedas ( $165\text{ cm}$ ) se pudo calcular a que distancia de cada neumático pasará el vector aceleración resultante como se muestra en la próxima imagen.

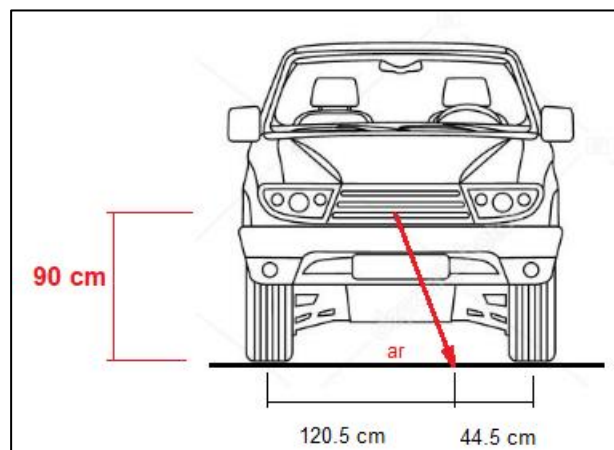


Figura 36: esquema de aceleración resultante sobre el vehículo a transportar.



Con el valor de la nueva aceleración, y la masa del vehículo de 3500 kg se alcanzó a una fuerza de 3778.5 kg, la cual es colineal con el vector aceleración ya expuesto. Finalmente, manteniendo la suposición de que el eje delantero del vehículo soporta el 70% de la carga, pero considerando gracias a los cálculos vectoriales que el 73% de la carga de cada eje es soportado por su neumático del lado externo de la curva se llegó a los siguientes valores de fuerzas para los apoyos:

$$F1 = 1930kg$$

$$F2 = 714kg$$

$$F3 = 827kg$$

$$F4 = 306 kg$$

Siendo los dos primeros valores correspondientes al tren delantero y los siguientes al trasero.

Finalmente, estos datos cargados en el soft devolvieron el siguiente diagrama de coeficientes de seguridad.

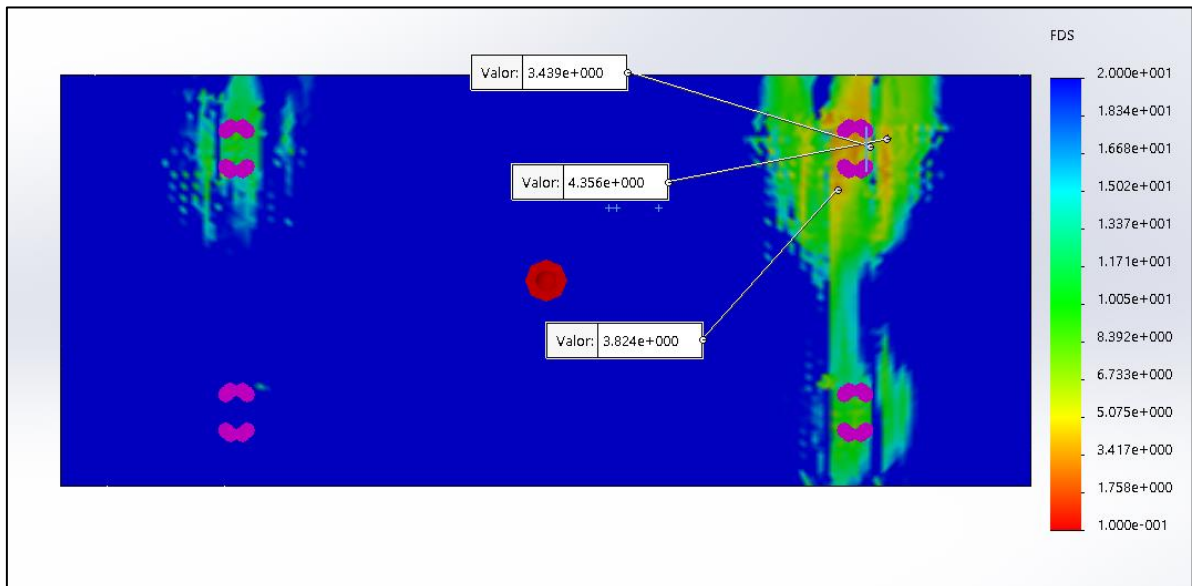


Figura 37: factor de seguridad durante una curva.

### 3.9.1.3 Cálculo de estado de tensión de la plataforma completamente apoyada sobre el falso chasis y cargada

Habiendo expuesto los anteriores estados de carga, solo resta exponer el más favorable, que se da en el momento en que la carga está apoyada y la camilla en posición de traslado (volquete completamente apoyado en el falso chasis y camión estacionado)

Dado que es el estado más benévolo con la estructura simplemente se exponen imágenes del factor de seguridad tanto en la vista superior como en la inferior.

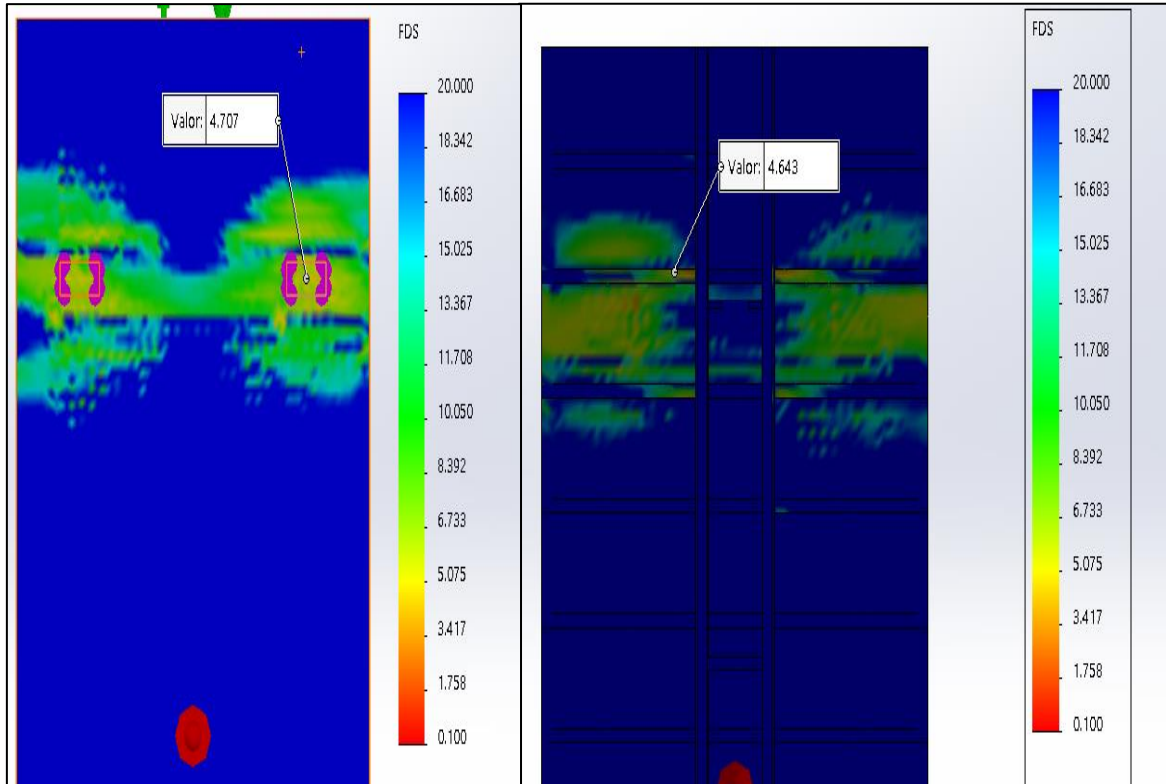


Figura 38(a): factor de seguridad con camilla cargada en posición de traslado vista en planta

Figura 38(b): factor de seguridad con camilla cargada en posición de traslado vista de abajo

Como puede apreciarse en las imágenes el factor de seguridad más desfavorable según la vista superior ronda el valor de 5 en la parte superior y 4.5 en la inferior.

### 3.9.2 Cálculo del estado de tensión de la plataforma ante cargas variables

Habiendo realizado el análisis del comportamiento de la estructura ante cargas estáticas, y considerando el mal estado de buena parte de las calles de nuestra ciudad, por donde la camilla podría circular, resultó tanto prudente como necesario realizar un análisis, aunque sea simplificado de su comportamiento a fatiga. Para esto se requiere un primer esquema de la distribución de la carga.

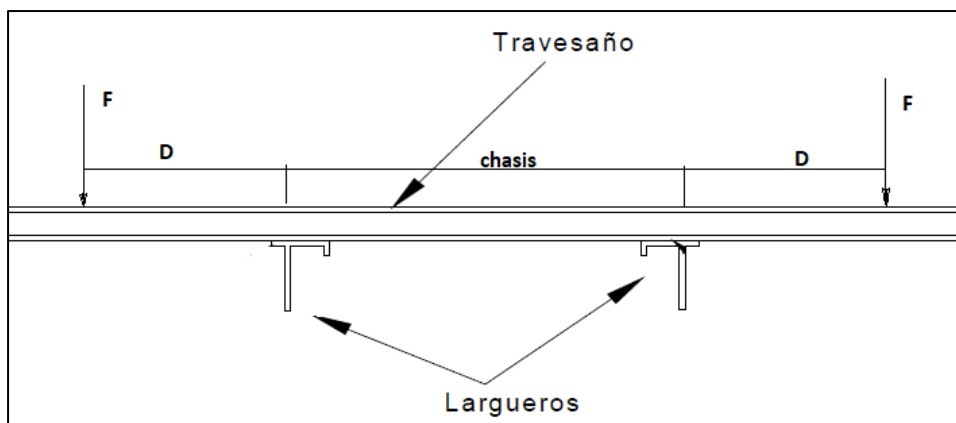


Figura 39: Esquema simplificado de la carga con la camilla vista de frente.



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO  
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO  
CARGABLE

Dado que tanto la carga como la estructura presentan simetría se simplifica el análisis al punto de poder hacerlo en solo una de las mitades.

El valor medio de F es de 1225 kg, y D corresponde a una distancia de 480 mm.

El siguiente paso fue la obtención al menos aproximada de una aceleración vertical, la cual se obtuvo con la aplicación para celular llamada *science journal* transitando los autores del presente informe en vehículos propios el camino más accidentado que se les fue posible encontrar, esto para suponer una condición gravemente deteriorada de la calzada.

La gráfica de aceleración vertical en el tiempo es la siguiente:

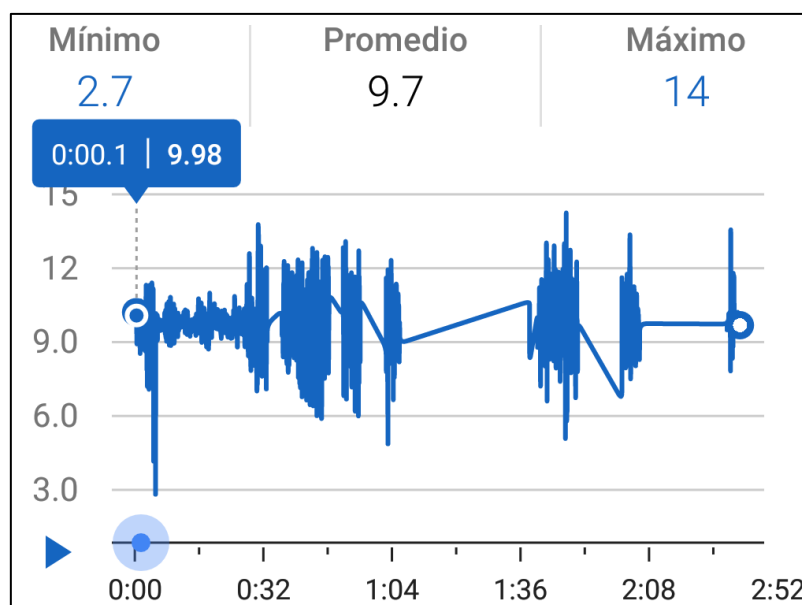


Figura 40: Gráfica de aceleración vertical en función del tiempo en un camino accidentado.

Se decidió no tomar el valor medio de la aplicación, sino que en su lugar se utilizó el de la gravedad ( $9.8 \frac{m}{s^2}$ ) puesto que el promedio es de  $9.7 \frac{m}{s^2}$  y puede deberse a un ligero error en la aplicación utilizada. Entonces la carga media fue la misma carga que ya se ha utilizado en simulaciones.

Ahora bien, el valor alterno de la fue la mitad de ese 70% (carga del eje más cargado, dividida en medios, por motivos de simetría) de la carga, es decir el 35% afectado por una aceleración de  $4.2 \frac{m}{s^2}$  (que surge de la diferencia entre el valor máximo ( $14 \frac{m}{s^2}$ ) y el valor medio ( $9.8 \frac{m}{s^2}$ ))

material	ASTM A 572	unidad
Sut=	520	Mpa
Sy=	450	Mpa
S'e=	260	Mpa

Figura 41: datos del material usado en la simulación de la camilla[3]



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

calculo coefs					
a=	4,51		a=	50	mm
b=	-0,265		b=	100	mm
ka=	0,92178714		A95=	250	mm <sup>2</sup>
Se=	148,58925	Mpa	d=	154,598104	mm
			de=	57,2012983	mm
			kb=	0,80598462	

Figura 42: coeficientes propios del cálculo de tensiones alternas. [7]

Inercia <sub>xx</sub>	171	cm <sup>4</sup>	Inercia <sub>xx</sub>	171	cm <sup>4</sup>
M <sub>f</sub> =	7000	N*m	M <sub>fa</sub> =	213,5	N*m
y <sub>max</sub> =	0,05	Mpa	y <sub>max</sub> =	0,05	m
σ <sub>max</sub> =	204,678363	Mpa	σ <sub>max</sub> =	6,24269006	MPa

Figura 43: tabla de cálculos de tensiones en fibras de vigas [7]

Donde:

*S<sub>ut</sub>* = tensión de rotura

*S<sub>y</sub>* = tensión de fluencia

*S'e* = límite de esfuerzo alterno

*M<sub>f</sub>* = momento flector medio

*M<sub>fa</sub>* = momento flector alterno

*σ<sub>max</sub>* = tensión de la fibra más alejada producto de la carga media

*σ<sub>amax</sub>* = tensión de la fibra más alejada producto de la carga alterna.

Habiendo calculado estos valores, se realizó el siguiente gráfico, marcando en el eje de ordenadas las tensiones alternas y en abscisas las tensiones medias, en ambos casos de la fibra más solicitada del perfil IPN 100.

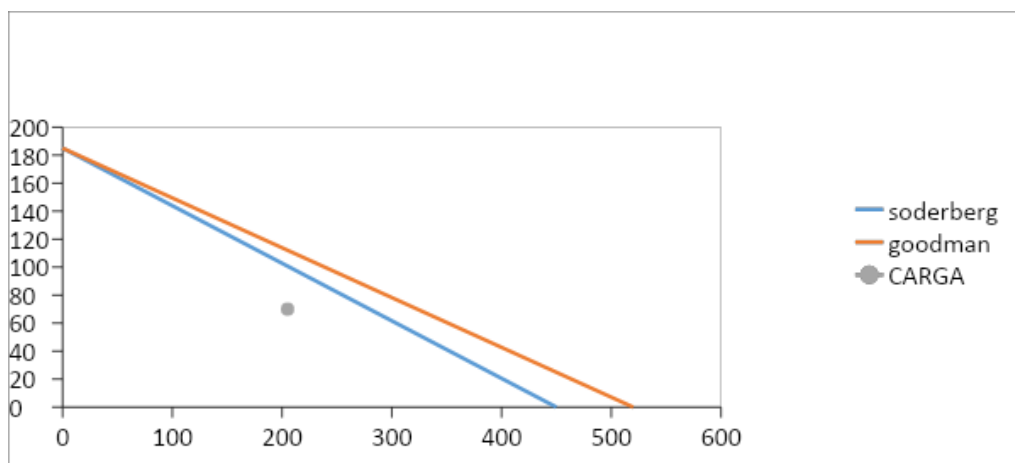


Figura 44: punto solicitado según criterios de Soderberg y Goodman

En la gráfica puede observarse como tanto dentro del criterio de Goodman como el de Soderberg, los perfiles más solicitados resisten la condición de carga a fatiga.



### 3.10 Diseño de pasador de giro con el cojinete

#### 3.10.1 Cálculo del pasador de giro y el cojinete

El diseño de las dimensiones del pasador de giro para la plataforma está determinado, por la resistencia a los esfuerzos cortantes en el bulón y por la resistencia al aplastamiento del material del cojinete dónde se aloja.

El eje de giro en el presente proyecto de diseño tiene dos puntos de apoyo.

##### 3.10.1.1 Material

Los pasadores de giro para para los camiones de tipo volquete normalmente se fabrican en acero al carbono F-1140 según se especifica en la normativa UNE (1045 AISI/SAE). La designación numérica para este tipo de acero es 1.1191 y la simbólica C45E, según la normativa EN 10083-1.

Este es un tipo de acero apto para uso general, válido para su empleo en los trabajos de carrozado de vehículos, que ofrece una resistencia media (650-800 MPa)

A continuación, se exponen las características mecánicas del material seleccionado en la fabricación del bulón de giro.

- Acero: F-1140 tratado
- Tensión de rotura:  $\sigma_r = 650-800$  MPa
- Tensión elástica:  $\sigma_e = 490$  MPa

##### 3.10.1.2 Esfuerzo sobre el pasador de giro

Para poder dimensionar el pasador de giro, fue necesario conocer los esfuerzos que sobre el mismo actúan como consecuencia del peso de la carga, no sólo cuando la plataforma de carga bascula y está inclinada para descargar, sino también en los instantes iniciales de vuelco, donde la plataforma se mantiene todavía en posición totalmente horizontal.

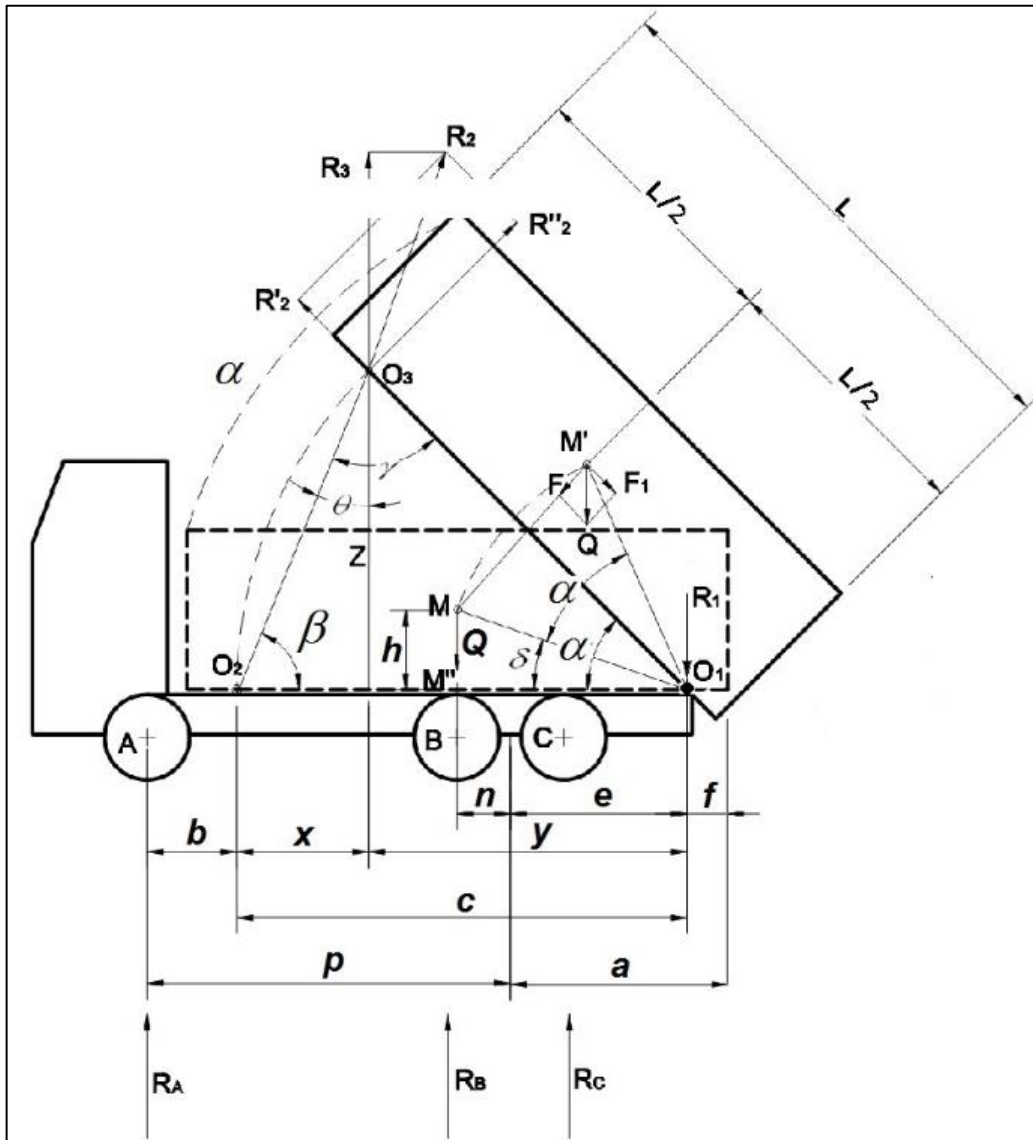


Figura 45: diagrama de carga en distintos momentos de la carga o descarga del vehículo a transportar

Cabe destacar que la imagen es meramente ilustrativa, dado que en este caso no hay un tándem trasero de ejes.

A continuación, se definen los distintos parámetros geométricos que se indicaron en la figura anterior y que describen la geometría del carrozado del vehículo. Es necesario conocer algunos de estos parámetros ya que intervienen en el cálculo del esfuerzo sobre el eje de articulación de la plataforma.

- L: es la longitud de la plataforma en nuestro trabajo.
- a: es el voladizo posterior de la plataforma.
- p: es la distancia entre los ejes delantero y trasero del vehículo. En caso de que el eje trasero se trate de un tándem de dos ejes, se considera el punto medio del tándem.
- O1: es el punto de articulación de la plataforma basculante.



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO  
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO  
CARGABLE

- O2: es el punto del soporte del cilindro hidráulico elevador.
- O3: es el punto de empuje del cilindro elevador sobre la plataforma.
- $\alpha$ : representa el ángulo de giro de la plataforma con respecto al chasis del vehículo, es decir, el ángulo que gira la plataforma.
- $\delta$ : es el ángulo con respecto al chasis que forma la línea que une el punto O1 con el centro de gravedad (c.d.g.) de la carga (punto M).
- $\beta$ : es el ángulo de inclinación del cilindro elevador con respecto al chasis.
- c: es la distancia entre los puntos O1 y O2.
- f: es la distancia entre el eje de articulación de la plataforma y el extremo posterior de ésta.
- e: es la distancia entre el eje trasero y el punto de articulación O1 de la plataforma.
- b: es la distancia entre el eje delantero y el punto de soporte del cilindro elevador O2.
- R1: es el esfuerzo que actúa sobre el eje de articulación de la plataforma.
- R2: es el esfuerzo sobre la plataforma debido al empuje del cilindro elevador.
- R3: es la componente perpendicular al chasis del vehículo del esfuerzo de empuje del cilindro elevador.
- Q: es el peso de la plataforma más su carga máxima que pueda transportar.

Habiendo aclarado la nomenclatura del esquema se procedió al cálculo.

Aplicando ecuaciones de equilibrio de momentos respecto de O2 para la camilla en posición horizontal se obtuvo la siguiente igualdad:

$$R_{1(\alpha=0^\circ)} = \frac{Q \cdot \left[ c - \left( \frac{L}{2} - f \right) \right]}{c}$$

Siendo:

$$Q = 4400kg$$

$$c = 3.45m$$

$$L = 5.2m$$

$$f = 1.75m$$

**Por lo que para  $\alpha=0^\circ$ , R<sub>1</sub> es de 3480 kg.**

Luego, se calculó el valor de R<sub>1</sub> en posición completamente inclinada ( $\alpha=20^\circ$ ):

$$R_{1(\alpha=20^\circ)} = Q \cdot \left[ 1 - \frac{\frac{L}{2} - f}{c} \cdot \frac{\cos \cos (\alpha + \delta)}{\cos \cos (\delta)} \right]$$



Siendo:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{h}{\frac{L}{2} - f}$$

y  $h$  es la altura del centro de gravedad de la plataforma con la carga respecto al chasis del vehículo. ( $h=0.9\text{m}$ ).

Se obtuvo:

$$\delta = 46.64^\circ$$

Para estas condiciones  $R_1$  de 4989.63 kg.

El mayor esfuerzo para el pasador de giro está dado en el momento en que los cilindros hidráulicos inician su trabajo para elevar la camilla cargada, en donde debe soportar una fuerza horizontal de 16557.3 kg.

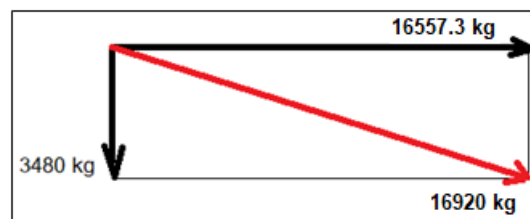


Figura 46: diagrama vectorial de esfuerzo soportado por el pasador que articula la camilla.

Por lo que el punto de giro está sometido a 16920 kg.

**Nota:** El cálculo de la componente horizontal de la fuerza, se expone en el capítulo 5, donde se desarrolla la parte hidráulica.

### 3.10.2 Conjunto pasador-cojinete (punto de giro)

#### 3.10.2.1 Tensión de trabajo

$R_t$  es el esfuerzo que actúa sobre el eje de articulación o giro de la plataforma, y por lo tanto, se diseñó de tal forma que pueda soportar sin problemas este esfuerzo de 16920 kg

Como se mencionó anteriormente, la plataforma cuenta con dos apoyos constituidos por sendos bulones para el eje de articulación, por lo que cada bulón recibiría la mitad de la carga ( $R_t/2$ ) transmitida al eje de articulación.

La carga debida al peso de la plataforma y el vehículo a transportar, y que se transmite a cada pasador de giro (de valor  $R_t/2$ ), produce en el propio pasador un esfuerzo cortante ( $V$ ), que da lugar a su vez a las respectivas tensiones de corte en la sección del bulón.

A continuación, se muestran dichas tensiones, que fueron necesarias conocer para diseñar adecuadamente el bulón de giro.

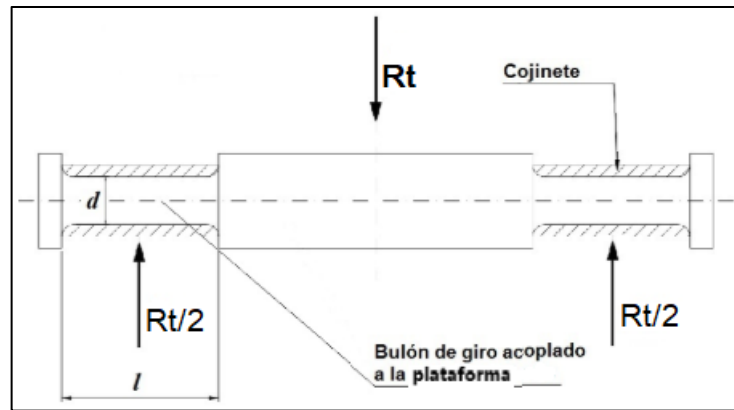


Figura 47: diagrama de cargas en el bulón de giro.

### 3.10.2.1.1 Tensión de corte:

La carga transmitida ( $R_t$ ) produce en cada apoyo un esfuerzo de tipo cortante ( $V$ ) en la sección del bulón de giro igual a la carga que soporta cada apoyo, esto es  $V=R_t/2$ .

El esfuerzo cortante ( $V$ ) a su vez genera una tensión ( $\tau$ ) en la sección del pasador, de valor:

$$\tau = \frac{V}{A_v}$$

Siendo  $V$  el esfuerzo cortante sobre el bulón (en este caso,  $V=R_t/2$ ) y  $A_v$  es el área de la pieza que interviene a resistencia en el esfuerzo de corte. En esta ocasión, coincide con el área de la sección cilíndrica del bulón ( $A_v = \pi \cdot d^2/4$ )

$$V = \frac{16920 \text{ kg}}{2}$$

$$V = 8460 \text{ kg}$$

$$A_v = \frac{\pi * d^2}{4}$$

Por otro lado, según el criterio de Von-Mises[7], la tensión cortante límite ( $\tau_{lim}$ ) cuando se alcanza el límite elástico de la pieza, vale:

$$\tau_{lim} = \frac{\sigma_e}{\sqrt{3}}$$

Combinando las dos expresiones anteriores se obtiene la resistencia plástica de la sección del bulón a corte ( $V_{m\acute{a}x}$ ), cuando éste alcanza su límite elástico.

$$V_{max} = A_v * \frac{\sigma_e}{\sqrt{3}}$$



Siendo  $\sigma_e = 490 \text{ MPa}$  para acero F-1140

$V_{\text{máx}}$  representa el esfuerzo cortante máximo que puede soportar cada apoyo antes de llegar a su límite elástico

Como comprobación a resistencia plástica de la sección del bulón a corte, se deberá comprobar por tanto que se cumple la siguiente condición

$$V_{\text{max}} > \gamma * V$$

$\gamma$  es un coeficiente de seguridad (se tomará un coeficiente de seguridad  $\gamma=3$ )

Por lo tanto  $V_{\text{max}} > 25380 \text{ kg}$

Usando este valor de  $V_{\text{max}}$  se calcula  $A_v$

$$A_v = \frac{V_{\text{max}} * \sqrt{3}}{\sigma_e}$$

$A_v = 880 \text{ mm}^2$  Conociendo la sección se calcula el diámetro

$d = 33.46 \text{ mm}$  (diámetro mínimo del bulón)

### 3.10.2.2 Cojinete

#### 3.10.2.2.1 Cálculo de la resistencia

El cálculo de la resistencia a compresión que puede ofrecer el cojinete en el eje de articulación de la plataforma es de vital importancia, dado que este valor, condiciona las dimensiones finales que debe tener el bulón de giro que se aloje en el propio cojinete.

En efecto, el pasador de giro de la plataforma debe alojarse en el interior de un cojinete cilíndrico o casquillo, que deben estar fabricado de un material más blando que el acero del eje, y que por lo tanto absorbe el desgaste producido por el bulón durante el movimiento de vuelco de la plataforma del vehículo.

De esta forma, como todo el desgaste se produciría en la pieza del cojinete, sólo habría que reemplazar el propio cojinete una vez se haya desgastado su espesor, resguardando el bulón y el resto de los componentes de cualquier desperfecto derivado del uso.

Generalmente, como material de fabricación para el cojinete se emplea bronce.

En esta ocasión, se ha empleado como cojinete un casquillo de aleación de bronce ASTM B-438 Grado 1 Clase A Tipo II (equivalente AENOR UNE 37.103), de tipo autolubricado, donde entre el 20 al 30% del volumen del cojinete está impregnado en aceite, lo que crea una película de aceite permanente que elimina el riesgo de gripado y le confiere un bajo coeficiente de rozamiento.



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO  
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO  
CARGABLE

Para determinar la resistencia radial a la compresión del cojinete ( $R_c$ ), se puede emplear la siguiente expresión que nos brinda el fabricante de “**METAL SERVICE**” [8]

$$R_c = k_c * \frac{L * e^2}{d_{ext} - e}$$

Siendo:

$k_c$  la constante de resistencia del material del cojinete, en este caso, 380 N/mm<sup>2</sup> para aleación de bronce ASTM B-438.

$L$  es la longitud del cojinete, en mm.

$e$  es el espesor de la pared del cojinete, en mm.

$d_{ext}$  es el diámetro exterior del cojinete, en mm.

Calculada la resistencia a la compresión ( $R_c$ ) que ofrece el cojinete, se debió comprobar que ésta es superior al valor de la reacción que transmite el pasador de giro al propio cojinete ( $R_c > R_t/2$ ).

Debido a la gran responsabilidad que tiene este tipo de articulación es preciso que trabaje con un coeficiente de seguridad  $CS$  no inferior a 3, por lo que fue imperioso cumplir la siguiente relación:

$$CS = \frac{2 * R_c}{R_t} > 3$$

### 3.10.2.2 Dimensiones:

Como se ha visto anteriormente, las dimensiones (espesor, diámetro y longitud) que debe tener el cojinete a instalar deben ser tales que permita ofrecer una resistencia a la compresión ( $R_c$ ) que sea suficiente como para soportar la reacción que transmite el eje de la articulación durante el vuelco de la plataforma de carga.

Como buena práctica se aconseja que el espesor ( $e$ ) del casquillo del cojinete que se instale se aproxime al siguiente valor:

$$e = 1/16 \cdot d + 0,5 \text{ cm}$$

Tomando  $d=33.43$  mm (diámetro del bulón  $q$  se alojará en el cojinete):  $e=7.1$  mm siendo “ $d$ ” el valor del diámetro del hueco cojinete.

Previo a continuar los cálculos siguiendo los consejos del catálogo, se realizó un cálculo básico para determinar, sin ningún tipo de coeficiente de seguridad la longitud mínima que debería tener el casquillo para soportar la carga a la cual se vería sometido y para esto se supone el casquillo cortado simétricamente según un corte longitudinal.

Habiendo realizado el corte, pudo calcularse presión interna en este medio casquillo, según la fórmula:



$$P_i = \frac{F}{\phi \cdot L}$$

Presión interna que limita el fabricante por el bronce que usa al valor de 18.2 kg/mm<sup>2</sup>.

Dado que la fuerza es conocida solo resta despejar y calcular la longitud necesaria, la cual como mínimo debe ser de 14 mm.

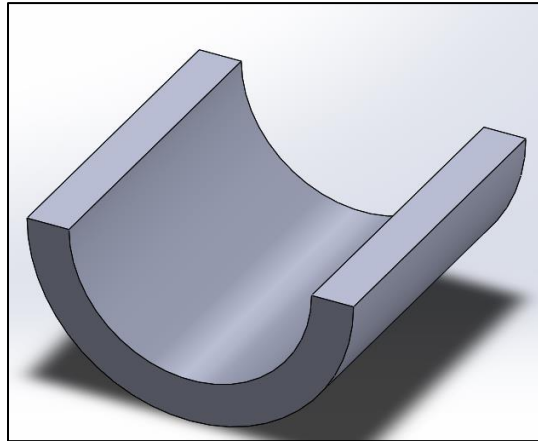


Figura 48: esquema de medio cojinete de volquete

Por otro lado, para la longitud (L) del cojinete se recomienda que se encuentre dentro del siguiente rango:

$$1,3 \cdot d < L < 1,8 \cdot d$$

$$L = 1.55 \cdot d \rightarrow L = 52 \text{ mm}$$

Visto todo lo anterior, el cojinete como mínimo debía tener las siguientes dimensiones:

$$d = 33.46 \text{ mm}$$

$$e = 7.1 \text{ mm}$$

$$L = 52 \text{ mm}$$

$$D_{ext} = 47.66 \text{ mm}$$

Pero habiendo considerado que se debe tener en cuenta un coeficiente de seguridad de 3 en su diseño, estas medidas se verán incrementadas. Por lo tanto, las dimensiones finales son:

$$d = 34 \text{ mm}$$

$$e = 21.3 \text{ mm}$$

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

$$D_{ext} = 76.6 \text{ mm}$$

Con estos datos se procedió a calcular la resistencia a la compresión del cojinete según manual de **metal service**[8].



$$Rc = 380 \frac{N}{mm^2} \frac{80 \text{ mm} * (21.3 \text{ mm})^2}{76.6 \text{ mm} - 21.3 \text{ mm}}$$

$$Rc = 249406.438 \text{ N}$$

$$Rc = 249406.438 \text{ N} > 25380 \text{ N}$$

$$Cs = \frac{249406.438 \text{ N}}{82908 \text{ N}} > 3$$

$$Cs=3.008$$



Figura 49: Imagen ilustrativa de un cojinete de bronce.

### 3.10.3 Verificación por SolidWorks

Ya habiendo obtenido las dimensiones pertinentes al pasador, se procedió a simular por SolidWorks los mismos, con el fin de corroborar los cálculos realizados.

Una vez lograda la reproducción se la sometió a las cargas de trabajo, obteniendo:

- Factor de seguridad:

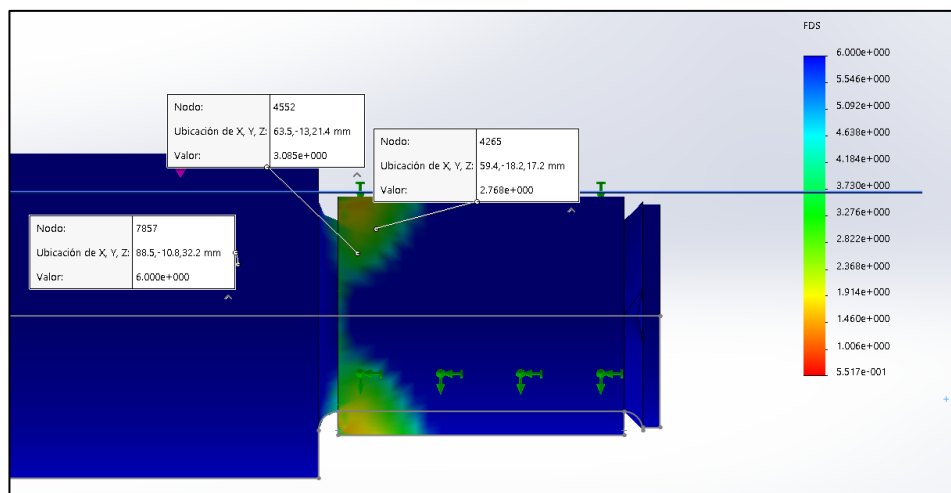


Figura 50: esquema en SolidWorks del factor de seguridad en los casquillos del volquete.

Se observa con claridad por la escala de colores en la gráfica de factor de seguridad que su valor más desfavorable, como era de esperarse se encuentra en la zona interna de los apoyos y este, ronda el valor de 3 en la zona más cercana a la carga, lo cual es lógico dado que el eje está simplemente apoyado y se espera que el desgaste sea en el lado interno.



### 3.10.4 Rediseño del apoyo del pistón

El par de pistones encargados de elevar la camilla debían realizar una fuerza de 8360 kg cada uno, fuerza que no es conveniente que soporte un perfil abierto (perfil tipo C), no por su magnitud, sino que por generar torsión en el mismo. Es por esto que la traviesa encargada de ser apoyo de los actuadores, se diferencia de las demás, siendo el único perfil estructural cerrado.

Los beneficios de esta salvedad con el primer travesaño del volquete pueden apreciarse en la siguiente imagen, en la cual se expone el factor de seguridad mientras los actuadores realizan la fuerza ya mencionada.

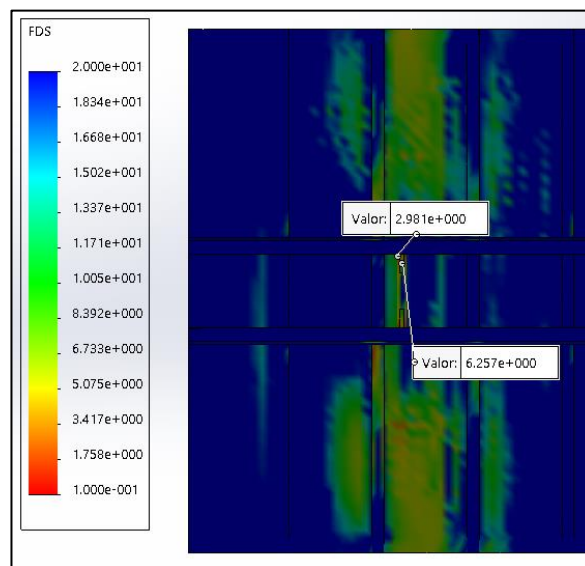


Figura 51: factor de seguridad en viga de apoyo de postones que realizan el esfuerzo de inclinar estructura.



## 4. Circuito hidráulico

### 4.1 Componentes que integran el circuito hidráulico de la plataforma auto cargable

Para una mejor comprensión del sistema hidráulico de la camilla se debe describir los principales componentes que la integran, los cuales son:

- Toma de fuerza
- Bomba hidráulica
- Cilindros hidráulicos
- Malacate (cabrestante)

El sistema hidráulico, es una de las grandes soluciones para las exigencias que suelen tener este tipo de vehículos y, a continuación, se describen sus elementos:

#### 4.1.1 Toma de fuerza

La toma de fuerza constituye la unión entre el vehículo y la bomba. Este se puede montar en la caja de cambios o el motor. Está constituido por ejes y engranajes principalmente.



Figura 52: Toma de fuerza de la empresa TER ARGENTINA[9]

#### 4.1.2 Bomba hidráulica

La bomba es un elemento que transforma la energía mecánica en hidráulica, por lo



que su finalidad es distribuir el aceite tomando energía de la toma de fuerza.

Figura 53: Boma de engranajes PARKER[10]

#### 4.1.3 Cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos son mecanismos que constan de un cilindro dentro del cual se desplaza un émbolo o pistón, y que transforma la presión de un líquido, generalmente aceite, en energía mecánica.



Figura 54: Cilindro de doble efecto pivotado Hidromec – pivotado[11]

#### 4.1.4 Malacate (cabrestante)

Este elemento permite arrastrar la carga mediante la tracción de un cable de acero del carrete.

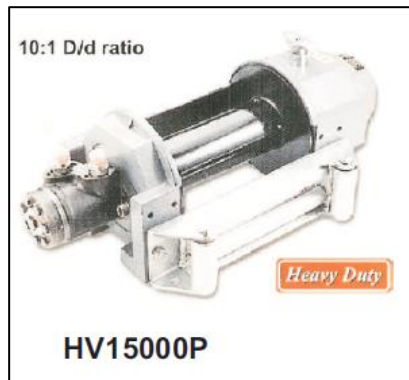


Figura 55: Malacate de la empresa FRAIN[4]

#### 4.1.5 Mandos de control

Son válvulas de control manual, las cuales permiten maniobrar los cilindros hidráulicos y el malacate.

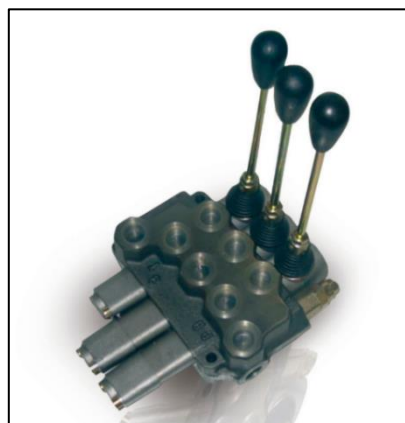


Figura 56: mandos de control en bloque[12]

## 4.2 Diseño de los circuitos necesarios

En primer lugar, se justifica la elección de un sistema hidráulico por sobre un mecánico o neumático, por su eficiencia y la gran capacidad de transmitir carga de este tipo de componentes.

El total de circuitos hidráulicos en la estructura es de tres, compartiendo la bomba y el depósito, pero actuando solo uno de ellos por vez, por cuestiones de operatividad. Esto redujo los caudales necesarios, lo cual aminoró el tamaño de la bomba y el depósito.

A continuación, se expone el primer circuito, encargado de desplazar la camilla:

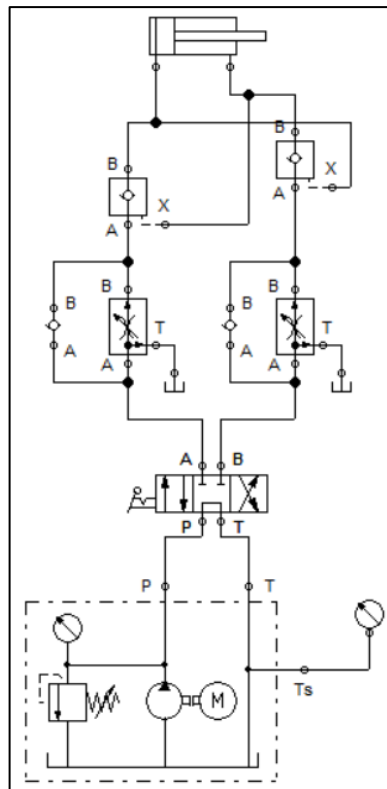


Figura 57: Circuito hidráulico que desplaza la camilla

El cual está compuesto por los siguientes elementos:

- Depósito (compartido con otros circuitos)
- Cilindro de doble efecto
- Válvula de 3 posiciones y 4 conexiones de accionamiento manual
- Válvulas antirretornos (2)
- Válvulas reguladoras de caudal con derivación al tanque (2)
- Válvulas de retención pilotadas (2)

En la imagen anterior puede verse el circuito con su válvula en posición central, por lo que el pistón se encuentra fijo y el fluido circula del tanque a la válvula y vuelve al tanque; ahora si el operario acciona la válvula direccional (colocándola por ejemplo, en la posición A), el fluido se abre paso por el ramal izquierdo, pasando por la check valve, para luego llegar a la válvula de retención pilotada, el fluido al pasar por esta válvula se divide en dos, la mayor parte se dirige al cilindro el cual se desliza a la derecha y una pequeña parte (lo que se llama **señal de presión**) se dirige a la válvula de retención pilotada ubicada en el ramal derecho, por lo que esta válvula se abre, dándole paso al fluido que salga del cilindro, para luego pasar por la válvula reguladora de caudal con derivación al tanque y finalmente volver al depósito, situación que se ilustra en la siguiente imagen:

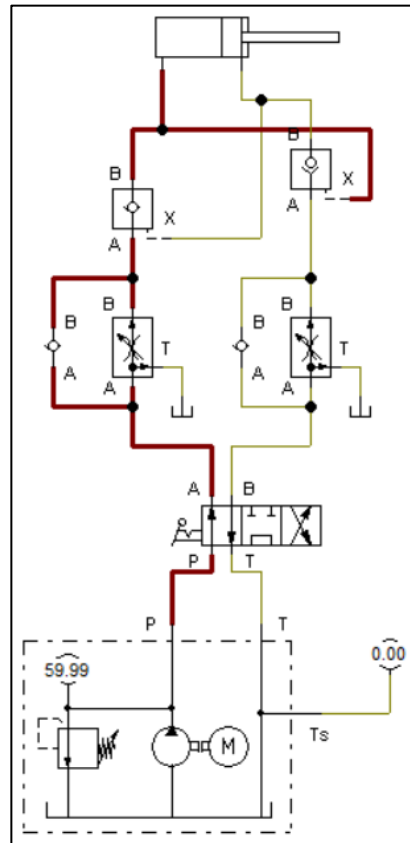


Figura 58: Circuito hidráulico de desplazamiento de la plataforma dispuesto de manera tal que la camilla sale

A continuación, se expone el segundo circuito, encargado de inclinar la camilla con dos pistones actuando de forma simultánea y unidos mecánicamente:

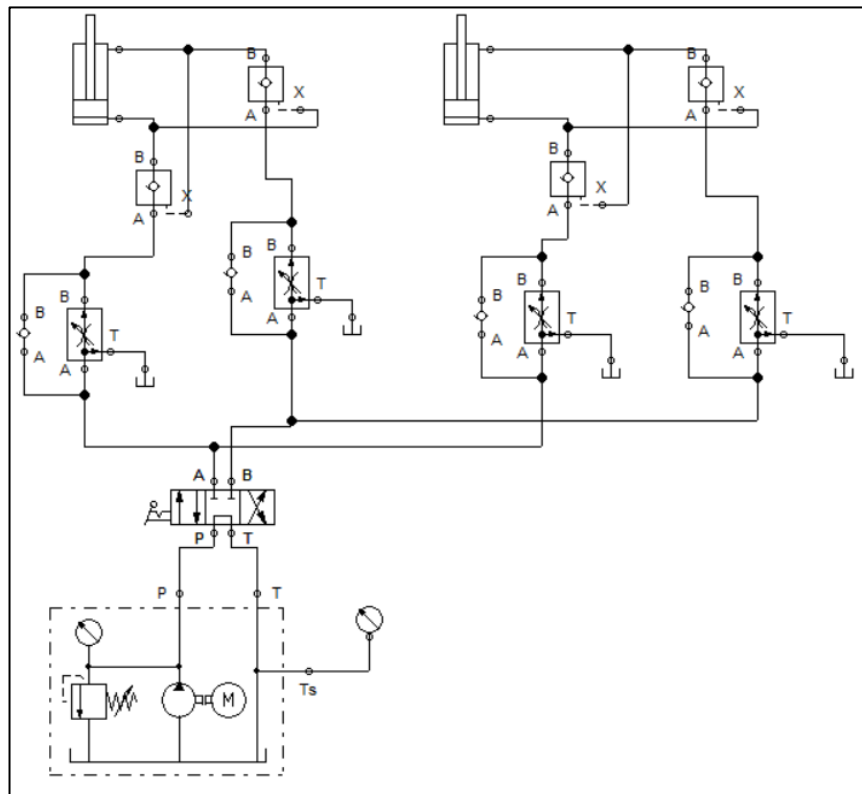


Figura 59: Circuito hidráulico de elevación y descenso de la plataforma

El cual está compuesto por los siguientes elementos:

- Depósito (compartido con otros circuitos)
- Cilindros de doble efecto (2)
- Válvula de 3 posiciones y 4 conexiones de accionamiento manual
- Válvulas antirretornos (4)
- Válvula reguladora de caudal con derivación al tanque (4)
- Válvulas de retención pilotadas (4).

Este circuito funciona de la misma forma que el ya expuesto, con la salvedad de que debe lograrse una correcta regulación del caudal para que ambos pistones funcionen en sincronía, como es debido.

A continuación, se expone el circuito con la válvula de accionamiento manual fuera de su posición central, para lograr que ambos pistones se desplacen. Al igual que en el circuito anterior se colocan válvulas pilotadas para que en caso de cualquier pérdida o falla los actuadores o mangueras se claven, evitando así posibles accidentes.

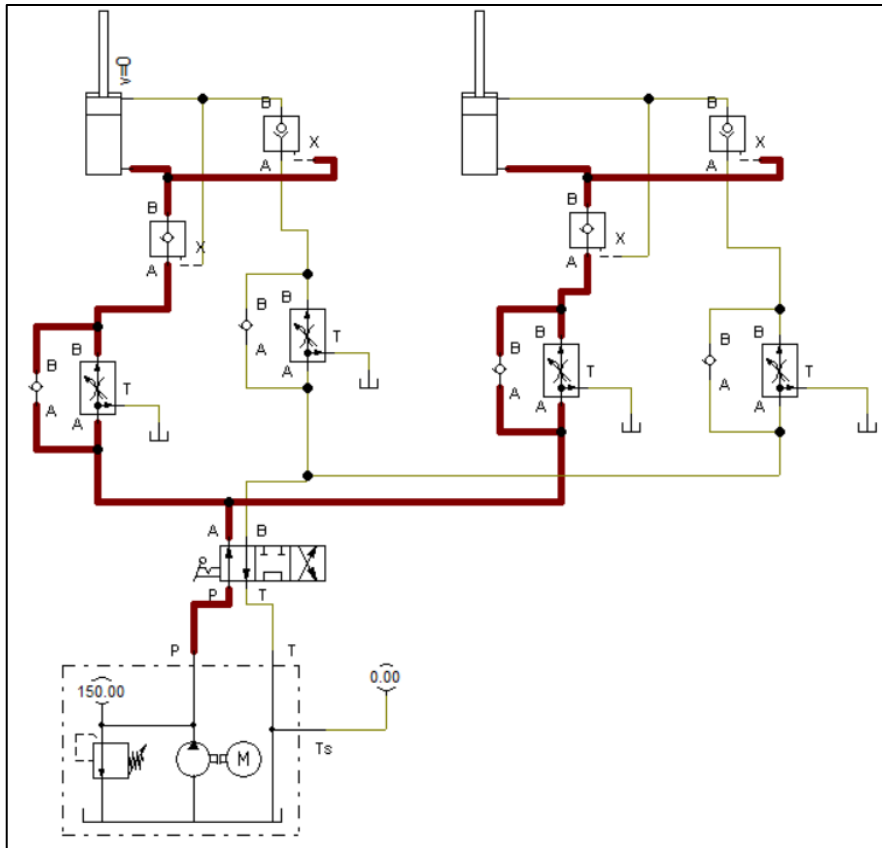


Figura 60: Circuito hidráulico de elevación y descenso de la plataforma dispuesto de manera tal que la camilla sube

En tercer y último lugar el circuito hidráulico correspondiente al motor hidráulico del malacate:

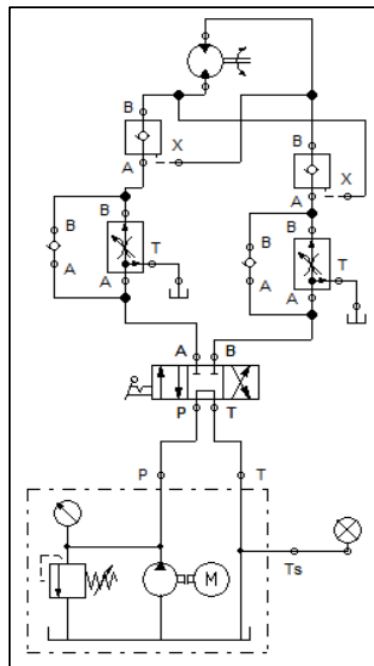


Figura 61: Circuito hidráulico del malacate

Compuesto por los siguientes elementos:

- Depósito (compartido con otros circuitos)
- Motor hidráulico
- Válvula de 3 posiciones y 4 conexiones de accionamiento manual
- Válvulas antirretornos (2)
- Válvulas reguladoras de caudal con derivación al tanque (2)
- Válvulas de retención pilotadas (2)

Este circuito funciona al sacar de la posición central la válvula de 3 posiciones y 4 conexiones, al igual que en los anteriores se usan válvulas de retención pilotadas, porque en caso de pérdida de fluido, si bien no corren riesgo las partes críticas de la camilla se compromete la seguridad del vehículo a transportar.

El funcionamiento es parecido al de los anteriores, con la salvedad de que en este caso se hace girar al motor hidráulico en lugar de desplazar un pistón (el sentido de rotación del motor dependerá de la posición de la válvula de comando)

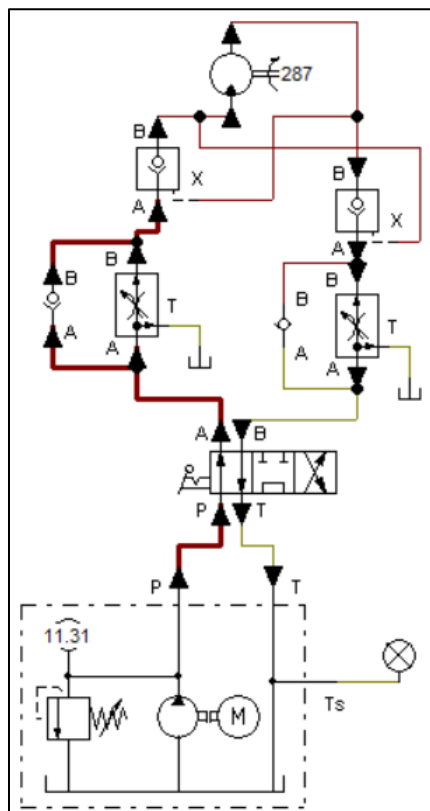


Figura 62: Circuito hidráulico del malacate en funcionamiento

### 4.3 Cálculo de fuerza de cilindros hidráulicos

Para poder seleccionar los cilindros elevadores, fue necesario realizar una sumatoria de momentos respecto al punto de giro, en el momento del despegue (estando la plataforma en posición horizontal y cargada, la cual corresponde a la situación más desfavorable), para de esta manera conocer la fuerza máxima necesaria para elevar la plataforma cuando esta se encuentra cargada.

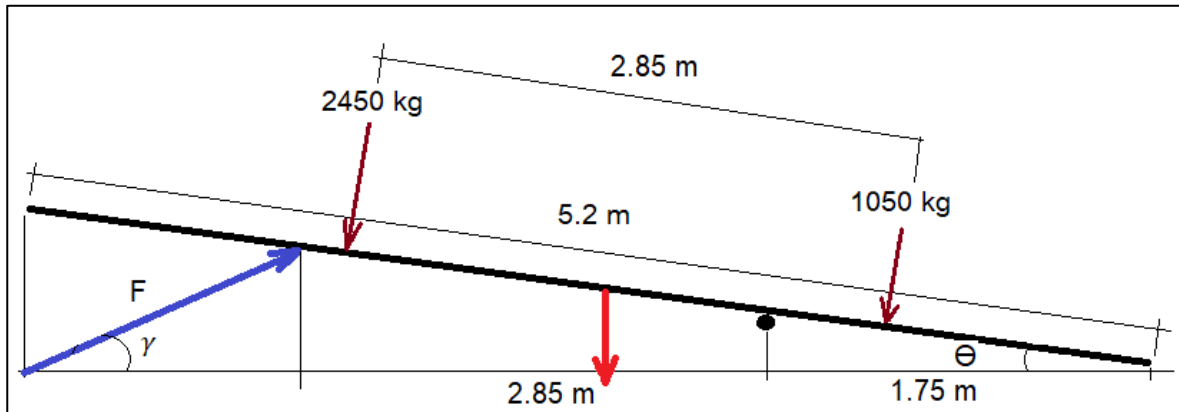


Figura 63: Diagrama de cuerpo libre de la plataforma al momento del despegue

$$\Sigma M_o = F * 2.85 \text{ m} * \text{sen}(\gamma) - mg * 0.85\text{m} - 2450 \text{ kg} * 2.6925 \text{ m} * \text{cos}(\gamma) + 1050 \text{ kg} * 0.695 \text{ m} * \text{cos}(\gamma) = 0$$

Prosiguiendo entonces con el cálculo:

$$F = \frac{900 \text{ kg} * 0.85\text{m} + 2450 \text{ kg} * 2.6925\text{m} * \text{cos}(\theta) - 1050 \text{ kg} * 0.695\text{m} * \text{cos}(\theta)}{2.85\text{m} * \text{sen}(\gamma)}$$

Lo que nos arroja un resultado dependiente del ángulo  $\gamma$  puesto que para el momento inicial  $\theta=0^\circ$  el cual queda expresado de la siguiente forma:

Así es que fijando un ángulo inicial de  $\gamma=8^\circ$  se llega a:

$$F = 16720 \text{ kg}$$

Por lo tanto, cada uno de ellos realizaría una fuerza:

$$Fu = 8360 \text{ kg}$$

### 4.4 Selección de cilindros hidráulicos

La empresa de la cual se ha seleccionado el catálogo para la obtención de los pistones fue HIDROMECC. [11]

Por cálculos ya realizados se sabe que como requisitos básicos cada uno de los pistones que inclinaría la camilla debe ser capaz de realizar una fuerza de 8360 kg y debe alcanzar una longitud de 1.26m.



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO  
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO  
CARGABLE

Se comenzó observando que los cilindros del catálogo seleccionado responden a las siguientes generalidades:

$$P_n = 180 \frac{kg}{cm^2}$$

$$P_{max} = 210 \frac{kg}{cm^2}$$

$$V_{max} = 0.5 \frac{m}{s}$$

Para cubrir el diseño en pro de la seguridad, el par de cilindros seleccionados sería capaz de levantar aproximadamente 18000 kg, por lo que cada uno debería levantar cerca de 9000 kg.

Teniendo la fuerza a realizar y la presión de trabajo de los actuadores, se pudo calcular el diámetro de los mismos, según el siguiente procedimiento:

$$S = \frac{F}{P_n}$$

Pero por otro lado la sección transversal de los actuadores es circular, entonces:

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

Es así como combinando ambas ecuaciones pudo llegarse a:

$$D = \sqrt{\frac{4 * F}{\pi * P_n}}$$

Lo cual arrojó que el diámetro necesario para el actuador es  $D = 8 \text{ cm}$ .

Como próximo paso debió seleccionarse el vástago, para lo que el mismo catálogo nos arroja la siguiente fórmula:

$$L_r = CM * (CT + TP)$$

Siendo:

$L_r$  = carrera relativa

$CM$  = coeficiente de montaje

$CT$  = carrera de trabajo medida en pulgadas

$TP$  = tubo de parada

Como premisa, se supuso que no se necesita un tubo de parada, para más adelante verificar dicha suposición.



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

Por otro lado, se seleccionó un coeficiente de montaje partiendo de la premisa de que los pistones debían cambiar su inclinación respecto al chasis y la camilla mientras esta se inclinaba:







TIPOS DE MONTAJES	MODELOS	Soporte del Vástago (tipos)	cm
		 h	PIVOTADO Y RIGIDAMENTE GUIADO
 i			3
 t		PIVOTADO	2
		 u	3
 k		PIVOTADO Y RIGIDAMENTE GUIADO	4
		 g	PIVOTADO

Figura 64: Coeficiente de montaje seleccionado para los actuadores que elevan la plataforma[11]

La carrera de trabajo era conocida gracias a cálculos previos y adoptó un valor de 60 cm, lo que equivale a 23.62 in.

Entonces procediendo con el cálculo de  $L_r$ :

$$L_r = 4 * (24)$$

Esto arrojó un valor de  $L_r = 96$ .



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

Luego sabiendo que cada pistón realizaría una fuerza de 9000 kg se observó en la siguiente tabla:

FUERZA DEL CILINDRO EN KGF	Lr											
	Ø DEL VASTAGO											
	5/8	1	1-3/8	1-3/4	2	2-1/2	3	3-1/2	4	4-1/2	5	5-1/2
22,7	130	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
45,4	112	219	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
68,0	106	207	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
113,4	82	183	285	-	-	-	-	-	-	-	-	-
181,4	70	163	267	369	-	-	-	-	-	-	-	-
317,5	58	131	229	335	401	543	-	-	-	-	-	-
453,6	52	121	207	305	377	505	659	-	-	-	-	-
635,0	46	101	183	271	347	483	619	759	-	-	-	-
816,5	42	91	161	251	315	459	597	719	886	-	-	-
1088,6	34	85	145	227	287	429	555	685	822	967	-	-
1451,5	28	79	131	203	253	385	513	659	798	919	-	-
1814,4	22	75	123	191	229	343	475	615	740	883	-	-
2268,0	16	65	117	173	215	323	443	559	712	843	978	-
2721,5	-	57	107	163	205	295	419	535	672	811	940	-
3628,7	-	45	97	149	185	265	369	477	624	755	874	-
4536,0	-	35	87	135	175	245	341	431	558	687	810	970
5443,0	-	29	75	125	159	237	311	407	528	644	780	900
7257,5	-	-	59	111	153	213	279	371	460	582	710	834
9072,0	-	-	47	95	133	191	263	337	426	506	658	752
13607,7	-	-	-	61	97	169	249	311	380	464	574	668
18143,7	-	-	-	45	75	137	215	275	350	418	492	572
22679,6	-	-	-	-	57	115	183	255	320	390	464	528
27215,5	-	-	-	-	-	97	159	235	300	358	442	514
36287,4	-	-	-	-	-	67	129	191	264	344	404	464
45359,2	-	-	-	-	-	-	99	159	224	300	386	434

Figura 65: Tabla con la que se seleccionó el diámetro del vástago [11]

Como puede apreciarse el valor mencionado no se encontró en la columna de valores de fuerza del cilindro, motivo por el cual se debió seleccionar al inmediatamente superior, lo que lleva a la fila resaltada y dentro de esta fila se cruza el valor de  $L_r = 133$  por ser el valor inmediatamente superior a 96. Este procedimiento nos indica que el diámetro del vástago es de 2 in, valor que debió ser verificado ante cargas de pandeo.

Para la verificación a pandeo se aplicó la siguiente ecuación:

$$K = \frac{\pi^2 * E * J}{sk^2}$$

Siendo:

$sk =$  longitud libre en mm

$E =$  módulo de elasticidad del acero ( $2.1 * 10^5$  Pa)

$J =$  momento de inercia de la sección transversal del vástago. ( $0.0491 * D^4$ )

$s = 3.5$  (coeficiente de seguridad recomendado por catálogo)

$K =$  máxima carga que es capaz de soportar el vástago

$$K = \frac{\pi^2 * 2.1 * 10^5 * 327 * 10^3}{600^2}$$

Así es que K adoptó un valor de 1882.63 kN.



Por otro lado, la carga máxima de operación es de:

$$F = \frac{K}{S}$$

Esto arrojó un valor para  $F = 538 \text{ kN}$ , el cual está muy por encima de la carga que sería soportada por el cilindro, motivo por el cual no fue necesario la verificación por pandeo.

Por último, pero no por eso menos importante, debió elegirse el tipo de montaje del cilindro, el cual es R23, dado que permite el movimiento necesario.

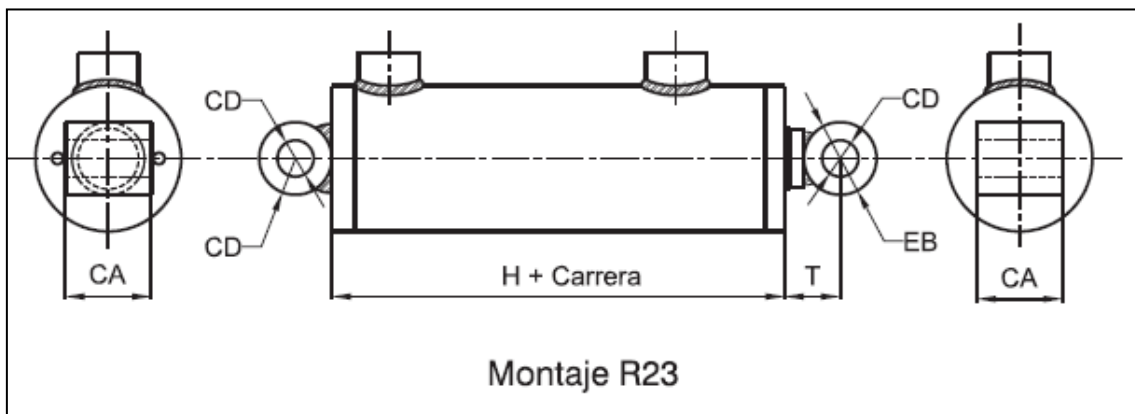


Figura 66: Tipo de montaje seleccionado[11]

Así es como según la nomenclatura del manual elegido, en el cual se describe a los cilindros según modelo-carrera-montaje-vástago, fue seleccionado un actuador HMR 40-600-R23-V1. Indicando la sigla V1 que todas las dimensiones necesarias aparecen en el catálogo.

En segundo lugar, se seleccionó el cilindro encargado de desplazar la camilla, para lo cual el procedimiento es similar al que se acaba de indicar.

Esta vez la fuerza a realizar era mucho menor, y adoptó el valor de 1935 kg. Nuevamente se aplicó la fórmula:

$$S_2 = \frac{F_2}{Pn}$$

Para la misma presión, lo que nos arroja un segundo diámetro:

$$D_2 = 3.7 \text{ cm}$$

Volviendo a suponer que no era necesario un tubo de parada.

Esta vez el coeficiente de montaje fue de 2, por el tipo de montaje seleccionado:

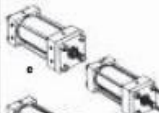




TIPOS DE MONTAJES	MODELOS	Soporte del Vástago (tipos)	cm
		EMPOTRADO Y RIGIDAMENTE GUIADO	1
		PIVOTADO Y RIGIDAMENTE GUIADO	1,5
		PIVOTADO PERO NO BIEN GUIADO	2
		PERO NO BIEN GUIADO	2
		NO SOPORTADO NI GUIADO	8

Figura 67: Coeficiente de montaje seleccionado para desplazar la camilla[11]

La carrera era mucho más larga que en el caso anterior, tomando esta un valor de:  
 $CT = 118.11 \text{ in}$

Con estos datos ya se pudo obtener un  $Lr2 = 236.22$  y se conocía la fuerza a realizar por este actuador, la cual adoptó un valor de 1935 kg.



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

Paso seguido, conociendo la fuerza del pistón:

FUERZA DEL CILINDRO EN KGf	Lr											
	Ø DEL VASTAGO											
	5/8	1	1-3/8	1-3/4	2	2-1/2	3	3-1/2	4	4-1/2	5	5-1/2
22,7	130	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
45,4	112	219	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
68,0	106	207	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
113,4	82	183	285	-	-	-	-	-	-	-	-	-
181,4	70	163	267	369	-	-	-	-	-	-	-	-
317,5	58	131	229	335	401	543	-	-	-	-	-	-
453,6	52	121	207	305	377	505	659	-	-	-	-	-
635,0	46	101	183	271	347	483	619	759	-	-	-	-
816,5	42	91	161	251	315	459	597	719	886	-	-	-
1088,6	34	85	145	227	287	429	555	685	822	967	-	-
1451,5	28	79	131	203	253	385	513	659	798	919	-	-
1814,4	22	75	123	191	229	343	475	615	740	883	-	-
2268,0	16	65	117	173	215	323	443	559	712	843	978	-
2721,5	-	57	107	163	205	295	419	535	672	811	940	-
3628,7	-	45	97	149	185	265	369	477	624	755	874	-
4536,0	-	35	87	135	175	245	341	431	558	687	810	970
5443,0	-	29	75	125	159	237	311	407	528	644	780	900
7257,5	-	-	59	111	153	213	279	371	460	582	710	834
9072,0	-	-	47	95	133	191	263	337	426	506	658	752
13607,7	-	-	-	61	97	169	249	311	380	464	574	668
18143,7	-	-	-	45	75	137	215	275	350	418	492	572
22679,6	-	-	-	-	57	115	183	255	320	390	464	528
27215,5	-	-	-	-	-	97	159	235	300	358	442	514
36287,4	-	-	-	-	-	67	129	191	264	344	404	464
45359,2	-	-	-	-	-	-	99	159	224	300	386	434

Lr - Carrera relativa

Figura 68: Tabla en la que se seleccionó el diámetro del vástago para el cilindro que desplaza la camilla[11]

Este procedimiento indicó que el diámetro del vástago es de 2.5 in, valor que debió ser verificado ante cargas de pandeo, para lo cual se repitió el procedimiento ya realizado, aplicando la fórmula:

$$K = \frac{\pi^2 * E * J}{sk^2}$$

Lo que arrojó un valor de  $K = 183.945 \text{ kN}$

Nuevamente:

$$F_2 = 52.5 \text{ kN}$$

Por lo cual, nuevamente, no fue necesario un tubo de parada.

#### 4.5 Selección de componentes de los circuitos hidráulicos

En esta sección se definen los componentes reales que formarían parte de los circuitos hidráulicos ya diseñados, para lo cual se los citara respetando el orden en el que fueron descritos los diseños en la sección “diseño de los circuitos hidráulicos”.

4.5.1 Selección de componentes de circuito encargado de desplazar la camilla  
 En primer lugar, para el circuito encargado de desplazar la camilla:

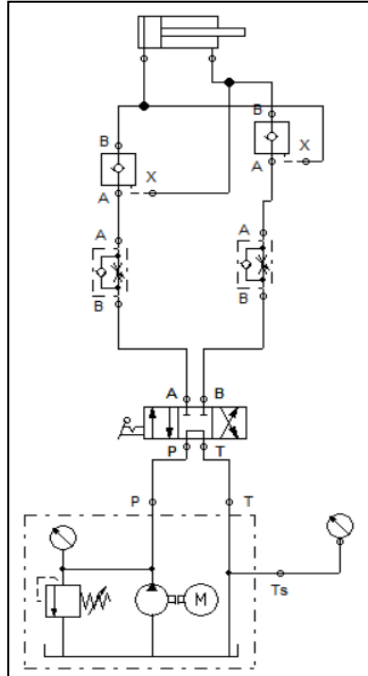


Figura 69: Circuito hidráulico que desplaza la camilla

Se comenzó eligiendo la válvula direccional, la cual se ilustra a continuación:

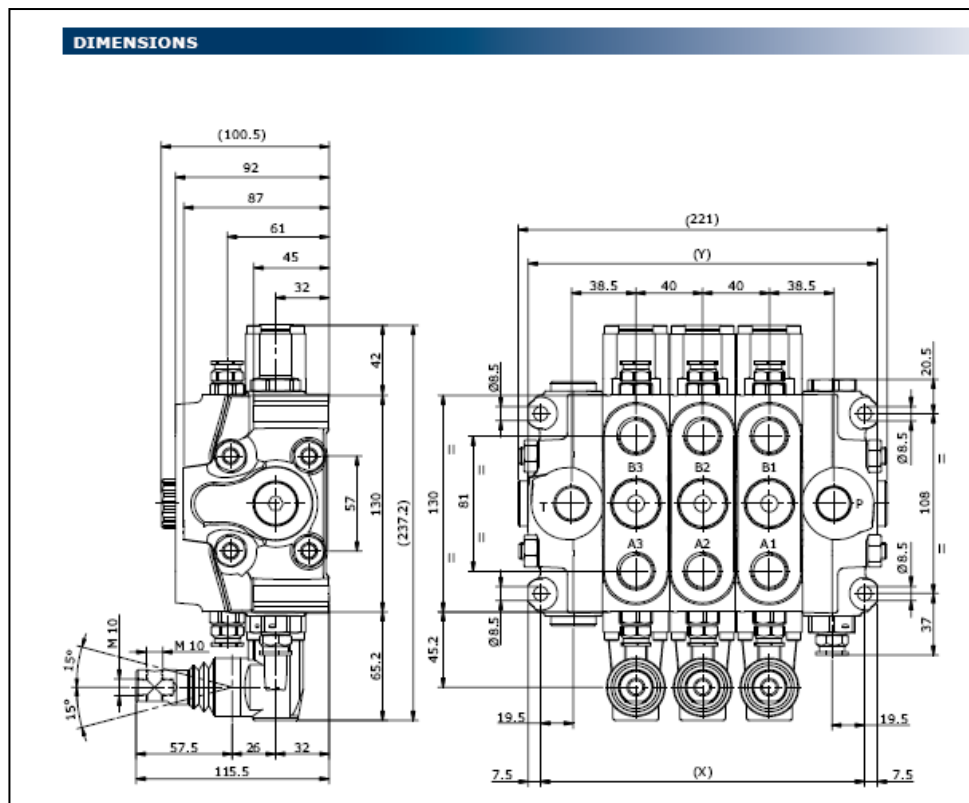


Figura 70: Esquema de la válvula direccional seleccionada[12]

Este tipo de válvulas es fabricado por la empresa **Hydro Control**, y es del tipo ensamblable. Cada válvula es capaz de dirigir un circuito, y al tener un total de tres circuitos, es necesario la misma cantidad de módulos acoplados.

Habiendo seleccionado el tipo y cantidad de válvulas se procedió a exponer sus curvas de pérdida de carga en función del caudal y la posición en la que se encuentren:

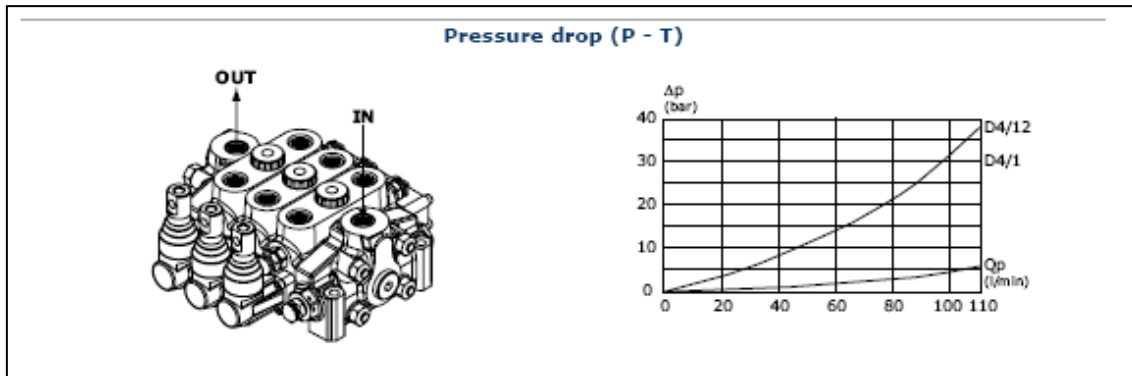


Figura 71(a): Curva de la válvula direccional en posición de descarga al tanque[12]

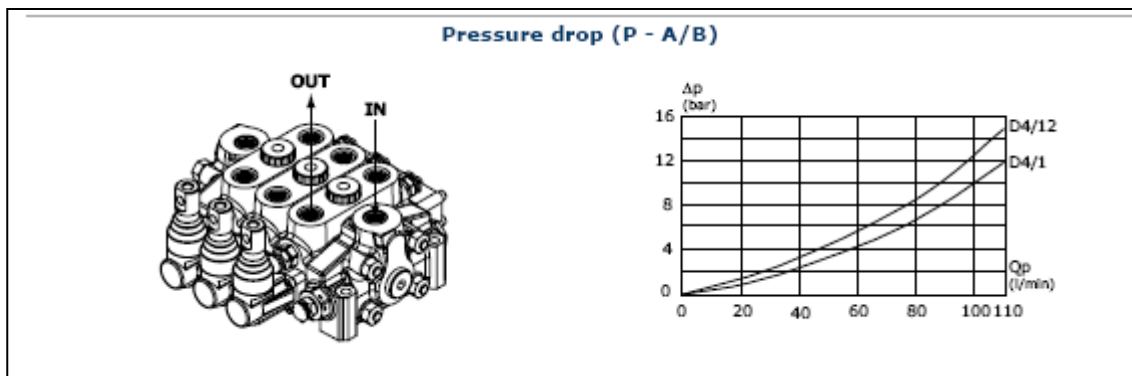


Figura 71(b): Curva de la válvula direccional en posición de salida del pistón[12]

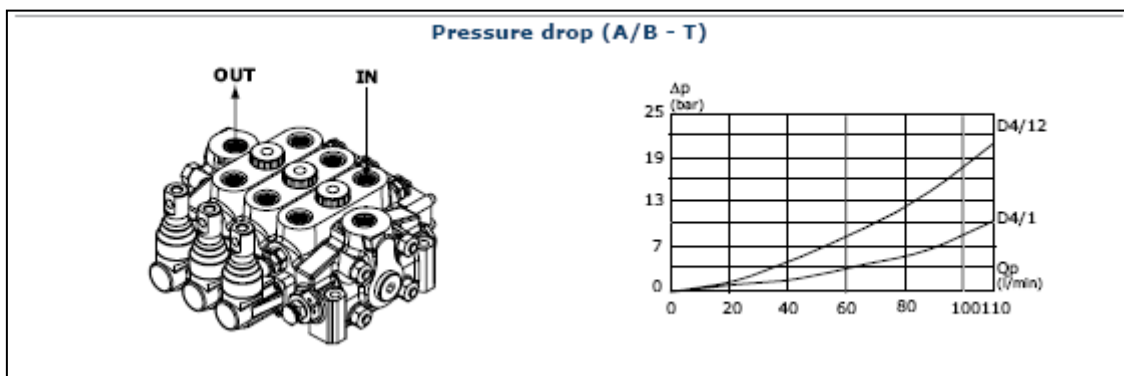


Figura 71(c): Curva de la válvula direccional en posición de regreso del pistón[12]

Las check-valve tienen el siguiente símbolo:

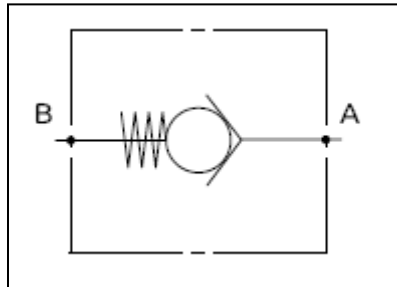


Figura 72: Símbolo de una válvula de retención (check valve) [12]

Y el siguiente aspecto:

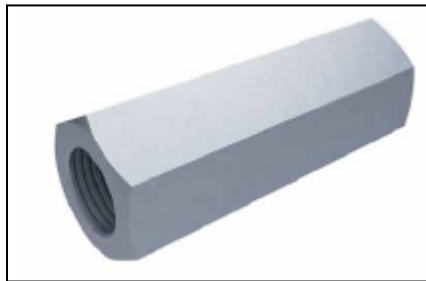


Figura 73: Imagen de una válvula de retención[12]

Las válvulas reguladoras con derivación al tanque responden al siguiente símbolo:

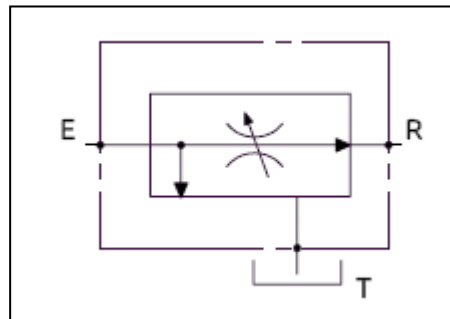


Figura 74: Símbolo de una válvula reguladora de caudal con derivación al tanque[12]

Y el siguiente aspecto:



Figura 75: Imagen de una válvula reguladora de caudal con derivación al tanque [12]

#### 4.5.2 Selección de elementos del circuito encargado de inclinar la camilla

En primer lugar, se vuelve a exponer el circuito:

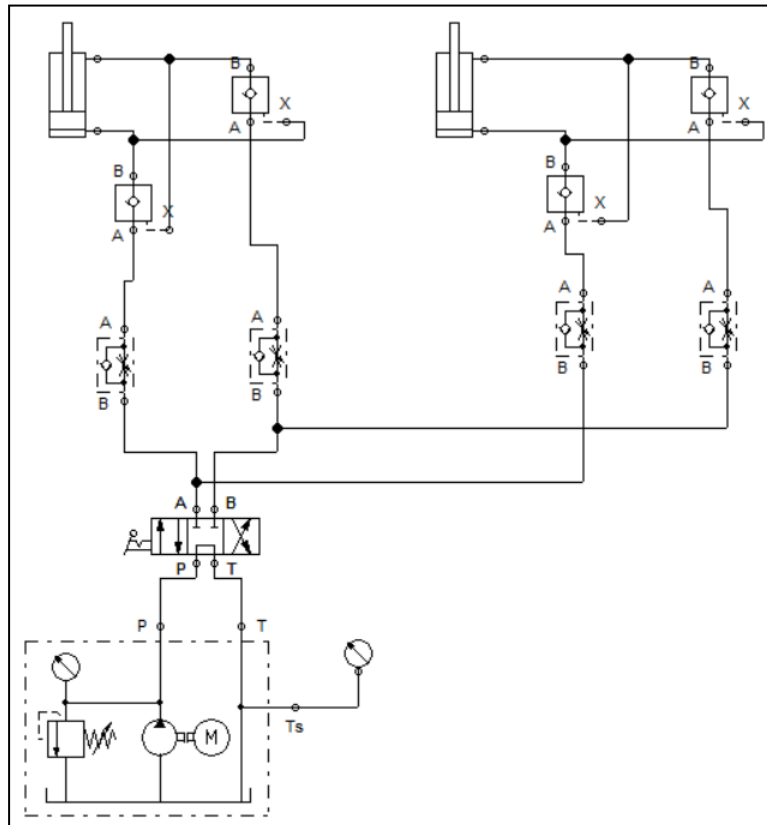


Figura 76: Circuito hidráulico de elevación y descenso de la camilla

La válvula direccional, al igual que las check-valve son las mismas que en el circuito anteriormente expuesto, motivo por el cual no se repiten sus datos.

### 4.6 Cálculo de potencia

#### 4.6.1 Calculo de potencia ideal

El cálculo de la potencia ideal es el primer paso del cálculo del rendimiento, para lo cual se aplica la siguiente fórmula:

$$Pot_{ideal}(HP) = \frac{Q * P}{745.7}$$

Donde:

$Q = \text{caudal}$

$P = \text{presión}$

El 745.7 en el denominador es un factor de conversión.

Se procede a exponer la potencia en cada parte del ciclo de trabajo para que finalmente la potencia ideal del ciclo de trabajo sea la suma de las partes.



#### 4.6.1.1 Potencia ideal al inclinar la camilla

$$Pot_{ideal1}(HP) = \frac{\frac{17651970N \text{ kg}}{m^2} * \frac{0.0005m^3}{s} * 2}{745.7}$$

$$Pot_{ideal1}(HP) = 23.67HP$$

Potencia ideal en el descenso de la camilla hasta el piso

$$Pot_{ideal2}(HP) = \frac{\frac{17651970 N}{m^2} * \frac{0.001m^3}{s}}{745.7}$$

$$Pot_{ideal2}(HP) = 23.67HP$$

#### 4.6.1.2 Potencia ideal en el circuito del malacate

En este caso para el cálculo de potencia fueron necesarios algunos datos previos:

$$F = 2730.72 \text{ kg}$$

$$\text{Radio tambor (+cable)} = 0.0675m$$

$$\text{Velocidad de línea} = 0.125 \text{ m/s}$$

$$\text{Velocidad angular} = 1.85 \text{ rad/s}$$

$$\text{Torque a la primera vuelta} = 1808.21N * m$$

$$Pot_{ideal3}(HP) = \frac{\frac{1.85 \text{ rad}}{s} * 1808.21N * m}{745.7}$$

$$Pot_{ideal3}(HP) = 4.49HP$$

#### 4.6.1.3 Potencia ideal en el retorno de la camilla inclinada

$$Pot_{ideal4}(HP) = \frac{\frac{17651970 N}{m^2} * \frac{0.001m^3}{s}}{745.7}$$

$$Pot_{ideal4}(HP) = 23.67HP$$

Potencia ideal en el retorno de la camilla a su posición horizontal

$$Pot_{ideal4}(HP) = \frac{\frac{17651970 N}{m^2} * \frac{0.001m^3}{s}}{745.7}$$

$$Pot_{idea5}(HP) = 23.67HP$$

#### 4.6.2 Cálculo de potencia perdida

La pérdida de carga en un circuito hidráulico es la pérdida de presión que se produce en un fluido debido a la fricción de las partículas de fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las conduce. También pueden deberse a circunstancias particulares, tales como un cambio de sección o alguna válvula.



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO  
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO  
CARGABLE

Previo al cálculo de la pérdida se debió calcular el número de Reynolds, el cual define si el tipo de flujo es laminar o turbulento.

El tipo de flujo define la fórmula a usar para el cálculo del factor de fricción, el cual es un parámetro adimensional que aparece en la ecuación de pérdida de carga.

Dado que los cálculos realizados se expondrán en tablas de Excel, se explica el procedimiento antes de exponer números.

Las mangueras seleccionadas, fueron todas de área circular cuya sección es:

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

Dado que los caudales son regulados estos son dato y teniendo el área se procedió al cálculo de la velocidad del fluido en la manguera con la siguiente fórmula:

$$v = \frac{Q}{A}$$

La velocidad permitió calcular Reynolds, introduciendo el valor de viscosidad del aceite a 20°C, lo cual es una buena aproximación a las condiciones de trabajo

$$Re = \frac{\rho \cdot v}{A}$$

Anticipando los resultados obtenidos para el factor de fricción siempre se aplica la fórmula para flujo laminar, dado que en ningún caso se obtuvo valores de Reynolds para flujo turbulento, es decir que siempre  $Re < 2000$ .

La fórmula del factor de fricción para flujo laminar es la siguiente:

$$f = \frac{64}{Re}$$

Conociendo este factor el próximo paso es el cálculo de la pérdida de carga, para lo cual se utilizan además algunos datos previamente calculados.

$$\Delta H = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Esto nos permite calcular ahora la pérdida en la presión producida en el elemento o el tramo de manguera en cuestión

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta H$$

Esto nos deja en condiciones de calcular la potencia perdida según la siguiente ecuación:

$$Pot = Q \cdot \Delta P$$



Finalmente, la potencia perdida durante un ciclo de trabajo será la suma de las potencias perdidas en cada proceso.

Cabe destacar que no siempre se respetó del todo lo expuesto, dado que algunos datos no se obtuvieron por las fórmulas presentadas, sino que se han extraído directamente de gráficas que figuran en los catálogos correspondientes.

Al igual que en casos anteriores se exponen los resultados obtenidos para los distintos circuitos de acuerdo con el orden según el cual operan.

#### 4.6.2.1 Pérdida de carga al inclinar la camilla

Se exponen las pérdidas de cada tramo, válvula o actuador en distintos cuadros.

Vale la pena aclarar, que tanto en este caso como en los próximos hay dos cuadros con el título de válvula direccional, esto es debido a que el caudal que va hacia el actuador pasando por ella, es distinto que el caudal que regresa al tanque.

Antes de los cálculos de potencias perdidas se muestran las curvas de las distintas válvulas con sus respectivas pérdidas de carga señaladas.

*Check valve*

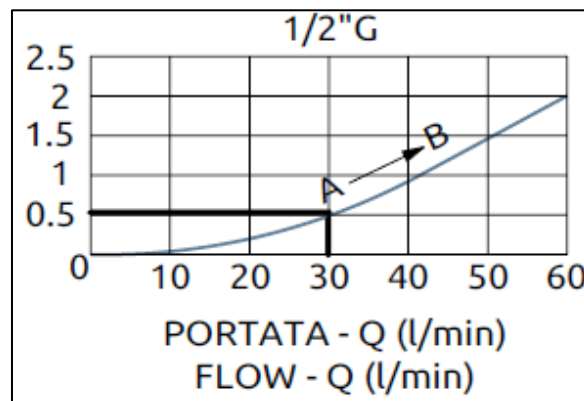


Figura 77: Pérdida de carga en función del caudal en la válvula de retención[12]

*Válvula direccional*

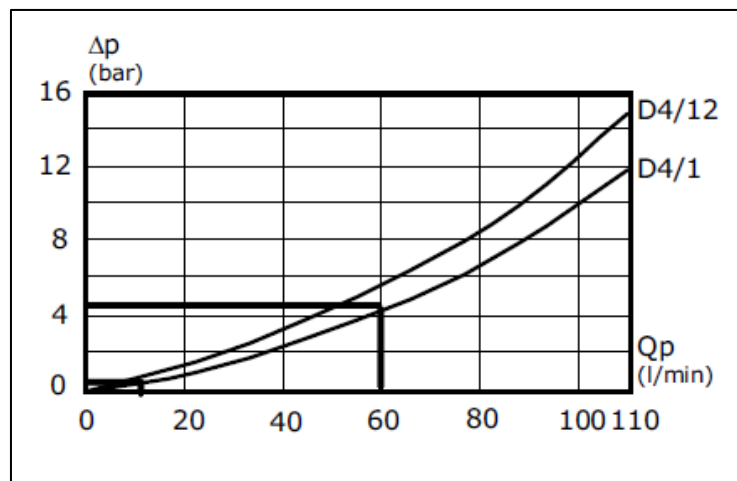


Figura 78: Pérdida de carga en función del caudal en la válvula direccional[12]

Válvula check pilotada

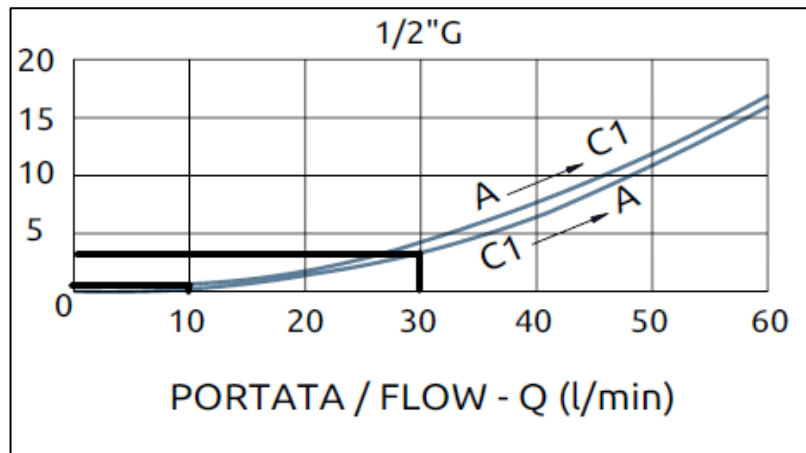


Figura 79: Pérdida de carga en función del caudal en la válvula de retención pilotada[12]

Reguladora con derivación al tanque

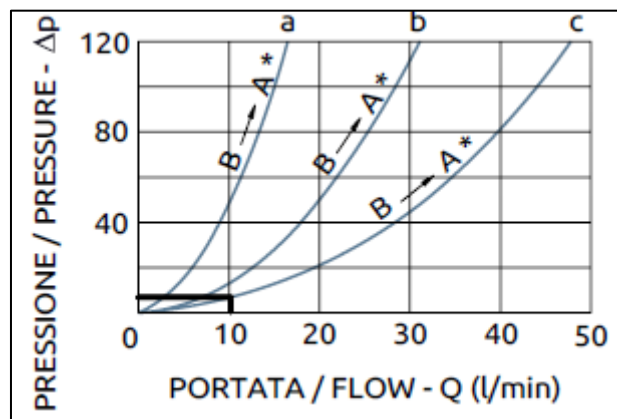


Figura 80: Pérdida de carga en función del caudal en la válvula de reguladora con derivación al tanque[12]

TANQUE A LA BOMBA					
largo [cm]	90	0,9	Area [m2]	0,00050671	
Q [lts/min]	60	0,001	vel [m/s]	1,97352524	
Diametro [in]	1	0,0254	Re	868,310084	
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,07370639	
ρ [kg/m3]	880		Δh [m]	0,51844213	
			ΔP [Pa]	4475,60726	
POT [HP]	0,00600189		ΔP [Bar]	0,04475607	

Figura 81: Pérdida de potencia en el trayecto tanque-bomba



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

MANGUERA BOMBA A VALVULA DIRECCIONAL				
largo [cm]		5,5	Area [m2]	0,00050671
Q [lts/min]	60	0,001	vel [m/s]	1,97352524
Diametro [in]	1	0,0254	Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,07370639
ρ [kg/m3]	880		Δh [m]	3,16825749
			ΔP [Pa]	27350,9332
POT [HP]	0,0366782		ΔP [Bar]	0,27350933

Figura 82: Pérdida de potencia en el trayecto bomba-válvula direccional

MANGUERA (DIRECCIONAL-ACTUADOR)				
largo [cm]		5,5	Area [m2]	0,00012668
Q [lts/min]	30	0,0005	vel [m/s]	3,94705048
Diametro [in]	0,5	0,0127	Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,07370639
ρ [kg/m3]	880		Δh [m]	25,3460599
			ΔP [Pa]	218807,466
POT [HP]	0,1467128		ΔP [Bar]	2,18807466

Figura 83: Pérdida de potencia en el segmento que conecta la válvula direccional y el primer actuador

MANGUERA (DIRECCIONAL-ACTUADOR)				
largo [cm]		5,5	Area [m2]	0,00012668
Q [lts/min]	30	0,0005	vel [m/s]	3,94705048
Diametro [in]	0,5	0,0127	Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,07370639
ρ [kg/m3]	880		Δh [m]	25,3460599
			ΔP [Pa]	218807,466
POT [HP]	0,1467128		ΔP [Bar]	2,18807466

Figura 84: pérdida de potencia en el segmento que conecta la válvula direccional y el segundo actuador

MANGUERA (ACTUADOR-DIRECCIONAL)				
largo [cm]		5,5	Area [m2]	0,00012668
Q [lts/min]	7,2	0,00012	vel [m/s]	0,94729212
Diametro [in]	0,5	0,0127	Re	208,39442
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,30710995
ρ [kg/m3]	880		Δh [m]	6,08305438
			ΔP [Pa]	52513,7918
POT [HP]	0,00845066		ΔP [Bar]	0,52513792

Figura 85: pérdida de potencia en el retorno del segmento direccional-actuador



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

VALVULA DIRECCIONAL			VALVULA DIRECCIONAL		
ΔP [Bar]	0,5	50000	ΔP [Bar]	5	500000
Q [m3/s]	0,00012		Q [m3/s]	0,001	
POT [W]	6		POT [W]	500	
POT [HP]	0,00804613		POT [HP]	0,67051093	

Figura 86: pérdidas de potencia en la ida y el retorno en la válvula direccional respectivamente

CHECK VALVE			CHECK VALVE PILOTADA		
ΔP [Bar]	0,5	50000	ΔP [Bar]	1	100000
Q [m3/s]	0,0005		Q [m3/s]	0,00012	
POT [W]	25		POT [W]	12	
POT [HP]	0,03352555		POT [HP]	0,01609226	

Figura 87: pérdidas de potencia en la check valve y check valve pilotada respectivamente

VÁLVULA REG CON DER AL TANQUE			CHECK VALVE PILOTADA		
ΔP [Bar]	8	800000	ΔP [Bar]	4	400000
Q [m3/s]	0,00012		Q [m3/s]	0,0005	
POT [W]	96		POT [W]	200	
POT [HP]	0,1287381		POT [HP]	0,26820437	

Figura 88: pérdida de potencia en la válvula reguladora con derivación y check valve pilotada respectivamente

Finalmente, la sumatoria de potencias:

$$\Sigma Pot = Pot_1 = 1.924 \text{ HP}$$

#### 4.6.2.2 Pérdida de carga al desplazar la camilla hacia el piso

Al igual que en el caso anterior se expondrán primero las curvas para luego realizar los cálculos correspondientes a la potencia perdida.

*Valvula direccional*

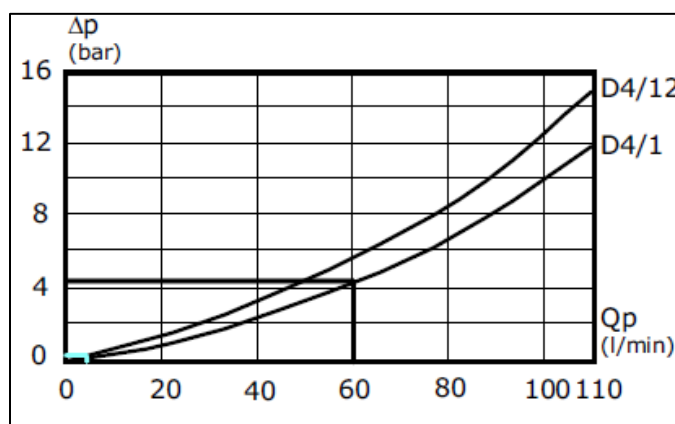


Figura 89: Pérdida de carga en función del caudal en la válvula direccional[12]

Check valve

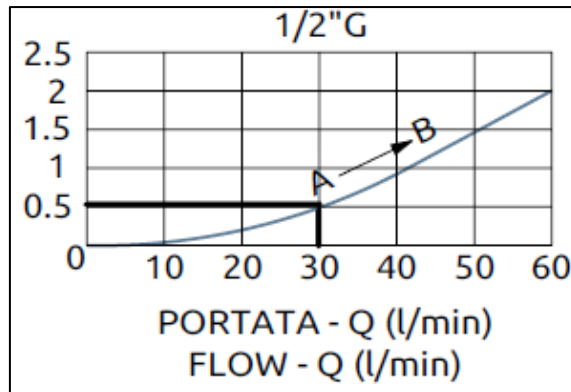


Figura 90: Pérdida de carga en función del caudal en la válvula de retención [12]

Check valve pilotada

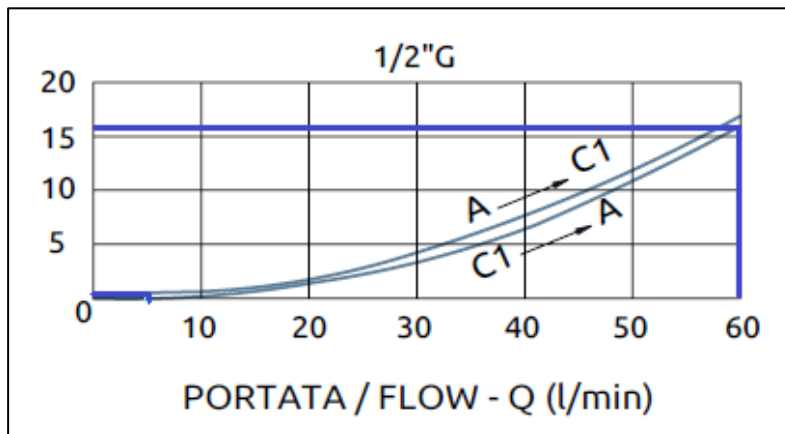


Figura 91: Pérdida de carga en función del caudal en la válvula de retención pilotada [12]

Válvula reguladora con derivación al tanque

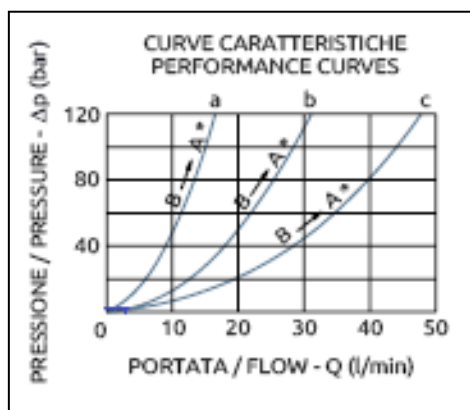


Figura 92: Pérdida de carga en función del caudal en la válvula de reguladora de caudal con derivación al tanque [12]



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

TANQUE A LA BOMBA				
largo [cm]	90	0,9	Area [m2]	0,00050671
Q [lts/min]	60	0,001	vel [m/s]	1,97352524
Diametro [in]	1	0,0254	Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,07370639
$\rho$ [kg/m3]	880		$\Delta h$ [m]	0,51844213
			$\Delta P$ [Pa]	4475,60726
POT [HP]	0,00600189		$\Delta P$ [Bar]	0,04475607

Figura 93: pérdida de potencia en el segmento tanque-bomba

BOMBA A VALVULA DIRECCIONAL				
largo [cm]		5,5	Area [m2]	0,00050671
Q [lts/min]	60	0,001	vel [m/s]	1,97352524
Diametro [in]	1	0,0254	Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,07370639
$\rho$ [kg/m3]	880		$\Delta h$ [m]	3,16825749
			$\Delta P$ [Pa]	27350,9332
POT [HP]	0,0366782		$\Delta P$ [Bar]	0,27350933

Figura 94: pérdida de potencia en el segmento bomba a válvula direccional

MANGUERA (DIRECCIONAL-ACTUADOR)				
largo [cm]		4,5	Area [m2]	0,00012668
Q [lts/min]	60	0,001	vel [m/s]	7,89410097
Diametro [in]	0,5	0,0127	Re	1736,62017
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,03685319
$\rho$ [kg/m3]	880		$\Delta h$ [m]	41,4753708
			$\Delta P$ [Pa]	358048,581
POT [HP]	0,48015097		$\Delta P$ [Bar]	3,58048581

Figura 95: pérdida de potencia en el segmento de manguera entre la válvula direccional y el actuador

MANGUERA (ACTUADOR-DIRECCIONAL)				
largo [cm]		1,2	Area [m2]	0,00012668
Q [lts/min]	2,51	4,1833E-05	vel [m/s]	0,33023656
Diametro [in]	0,5	0,0127	Re	72,6486103
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,88095285
$\rho$ [kg/m3]	880		$\Delta h$ [m]	0,4626808
			$\Delta P$ [Pa]	3994,23083
POT [HP]	0,00022407		$\Delta P$ [Bar]	0,03994231

Figura 96: pérdida de potencia en el segmento de manguera entre el actuador y la válvula direccional.



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

VALVULA DIRECCIONAL			VALVULA DIRECCIONAL		
ΔP [Bar]	5	500000	ΔP [Bar]	0,5	50000
Q [m3/s]	0,001		Q [m3/s]	4,1833E-05	
POT [W]	500		POT [W]	2,09166667	
POT [HP]	0,67051093		POT [HP]	0,00280497	

Figura 97: pérdida de potencia en la ida y el retorno del fluido pasando por la válvula direccional.

CHECK VALVE			CHECK VALVE PILOTADA		
ΔP [Bar]	0,5	50000	ΔP [Bar]	16	1600000
Q [m3/s]	0,001		Q [m3/s]	0,001	
POT [W]	50		POT [W]	1600	
POT [HP]	0,06705109		POT [HP]	2,14563497	

Figura 98: pérdida de potencia en la válvula de retención y la válvula de retención pilotada respectivamente

VÁLVULA REG CON DER AL TANQUE			CHECK VALVE PILOTADA		
ΔP [Bar]	0,5	50000	ΔP [Bar]	1	100000
Q [m3/s]	4,1833E-05		Q [m3/s]	4,1833E-05	
POT [W]	2,09166667		POT [W]	4,18333333	
POT [HP]	0,00280497		POT [HP]	0,00560994	

Figura 99: pérdida de potencia en la válvula reguladora de caudal con derivación y la de retención pilotada respectivamente

Finalmente, la sumatoria de potencias:

$$\Sigma Pot = Pot_2 = 3.417 HP$$

#### 4.6.2.3 Pérdida de carga del circuito del malacate

*Válvula direccional*

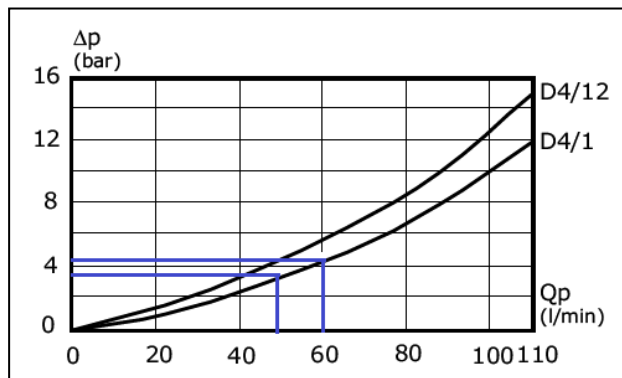


Figura 100: pérdida de carga en la válvula direccional[12]

*Válvula de retención (Check valve)*

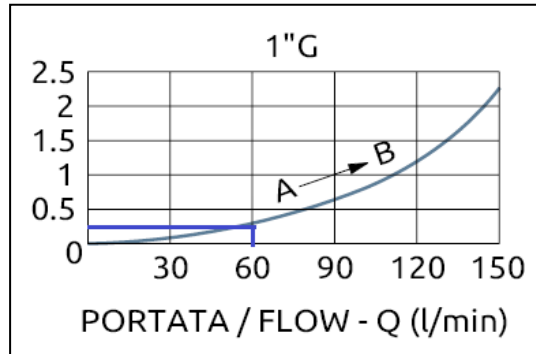


Figura 101: pérdida de carga en la válvula de retención[12]

*Válvula de retención pilotada*

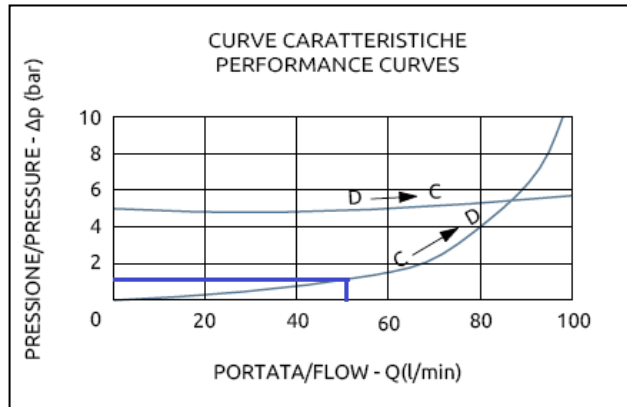


Figura 102: pérdida de carga en la válvula de retención pilotada[12]

*Reguladora de caudal con derivación al tanque*

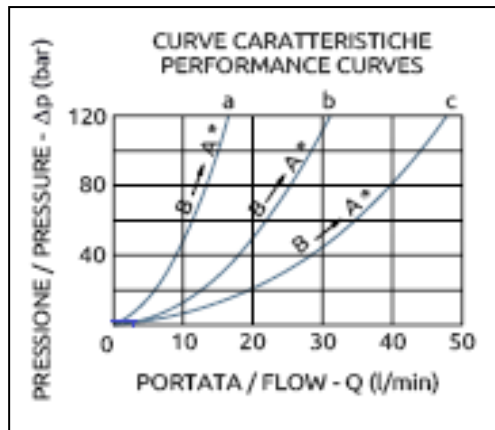


Figura 103: Pérdida de carga en la válvula reguladora de caudal con derivación [12]



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

<b>BOMBA A VALVULA DIRECCIONAL</b>				
largo [cm]		5,5	Area [m2]	0,00050671
Q [lts/min]	60	0,001	vel [m/s]	1,97352524
Diametro [in]	1	0,0254	Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,07370639
ρ [kg/m3]	880		Δh [m]	3,16825749
			ΔP [Pa]	27350,9332
POT [HP]	0,0366782		ΔP [Bar]	0,27350933

Figura 104: pérdida de potencia en el segmento de manguera entre el tanque y la bomba

<b>TANQUE A LA BOMBA</b>				
largo [cm]	90	0,9	Area [m2]	0,00050671
Q [lts/min]	60	0,001	vel [m/s]	1,97352524
Diametro [in]	1	0,0254	Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,07370639
ρ [kg/m3]	880		Δh [m]	0,51844213
			ΔP [Pa]	4475,60726
POT [HP]	0,00600189		ΔP [Bar]	0,04475607

Figura 105: pérdida de potencia en el segmento de manguera entre la bomba y la válvula direccional

<b>MANGUERA (MALACATE-DIRECCIONAL)</b>				
largo [cm]		4,5	Area [m2]	0,00050671
Q [lts/min]	50	0,00083333	vel [m/s]	1,64460437
Diametro [in]	1	0,0254	Re	723,591736
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,08844767
ρ [kg/m3]	880		Δh [m]	2,16017556
			ΔP [Pa]	18648,3636
POT [HP]	0,02083989		ΔP [Bar]	0,18648364

Figura 106: pérdida de potencia en el segmento de manguera que conecta la válvula direccional y el malacate

<b>MANGUERA (DIRECCIONAL-MALACATE)</b>				
largo [cm]		4,5	Area [m2]	0,00050671
Q [lts/min]	53	0,00088333	vel [m/s]	1,74328063
Diametro [in]	1	0,0254	Re	767,007241
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,08344119
ρ [kg/m3]	880		Δh [m]	2,28978609
			ΔP [Pa]	19767,2654
POT [HP]	0,0234157		ΔP [Bar]	0,19767265

Figura 107: pérdida de potencia en el segmento de manguera que conecta el malacate y la válvula direccional



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

VALVULA DIRECCIONAL			VALVULA DIRECCIONAL		
ΔP [Bar]	5	500000	ΔP [Bar]	4	400000
Q [m3/s]	0,001		Q [m3/s]	0,000833333	
POT [W]	500		POT [W]	333,333333	
POT [HP]	0,67051093		POT [HP]	0,44700729	

Figura 108: pérdida de potencia en la ida y el retorno del fluido pasando por la válvula direccional

CHECK VALVE			CHECK VALVE PILOTADA		
ΔP [Bar]	0,25	25000	ΔP [Bar]	1,8	180000
Q [m3/s]	0,001		Q [m3/s]	0,000833333	
POT [W]	25		POT [W]	150	
POT [HP]	0,03352555		POT [HP]	0,20115328	

Figura 109: pérdida de potencia en la válvula de retención y válvula de retención pilotada respectivamente

VÁLVULA REG CON DER AL TANQUE			CHECK VALVE PILOTADA		
ΔP [Bar]	4	400000	ΔP [Bar]	1,8	180000
Q [m3/s]	0,000833333		Q [m3/s]	0,000833333	
POT [W]	333,333333		POT [W]	150	
POT [HP]	0,44700729		POT [HP]	0,20115328	

Figura 110: pérdida de potencia en la válvula reguladora con derivación y válvula de retención pilotada respectivamente

Finalmente, la sumatoria de potencias:

$$\Sigma Pot = Pot_3 = 2.547 \text{ HP}$$

#### 4.6.2.4 Perdidas en el retorno de camilla inclinada

*Válvula direccional*

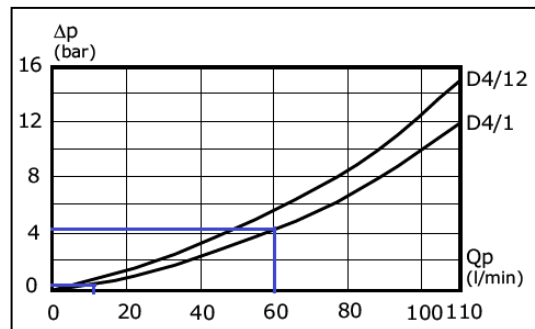


Figura 111: pérdida de carga en la válvula direccional[12]

válvula de retención (Check valve)

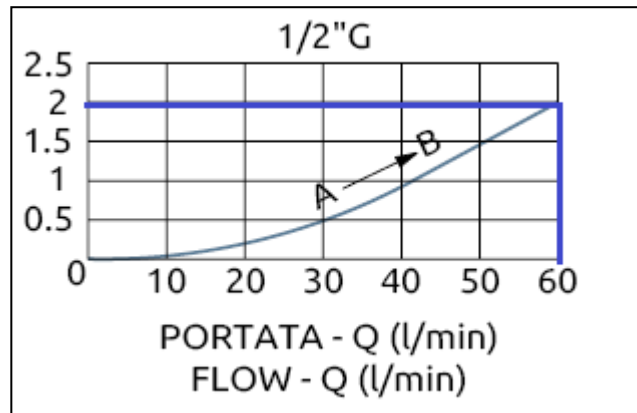


Figura 112: pérdida de carga en la válvula de retención[12]

válvula de retención pilotada

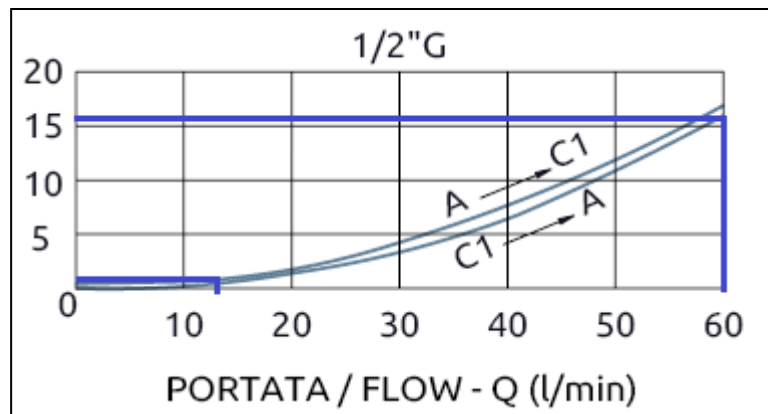


Figura 113: pérdida de carga en la válvula de retención pilotada[12]

MANGUERA (DIRECCIONAL-ACTUADOR)					
largo [cm]		1,2		Area [m2]	0,00012668
Q [lts/min]	60	0,001		vel [m/s]	7,89410097
Diametro [in]	0,5	0,0127		Re	1736,62017
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773		f	0,03685319
ρ [kg/m3]	880			Δh [m]	11,0600989
				ΔP [Pa]	95479,6215
POT [HP]		0,12804026		ΔP [Bar]	0,95479622

Figura 114: pérdida de potencia en el segmento que conecta el tanque y la bomba



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

BOMBA A VALVULA DIRECCIONAL					
largo [cm]		5,5		Area [m2]	0,00050671
Q [lts/min]	60	0,001		vel [m/s]	1,97352524
Diametro [in]	1	0,0254		Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773		f	0,07370639
ρ [kg/m3]	880			Δh [m]	3,16825749
				ΔP [Pa]	27350,9332
POT [HP]		0,0366782		ΔP [Bar]	0,27350933

Figura 115: pérdida de potencia en el segmento que conecta la bomba y la válvula direccional

MANGUERA (ACTUADOR-DIRECCIONAL)					
largo [cm]		4,5		Area [m2]	0,00012668
Q [lts/min]	14,5926	0,00024321		vel [m/s]	1,9199243
Diametro [in]	0,5	0,0127		Re	422,363391
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773		f	0,15152828
ρ [kg/m3]	880			Δh [m]	10,0872249
				ΔP [Pa]	87080,9953
POT [HP]		0,02840146		ΔP [Bar]	0,87080995

Figura 116: pérdida de potencia en el segmento que conecta la válvula direccional y el actuador

TANQUE A LA BOMBA					
largo [cm]	90	0,9		Area [m2]	0,00050671
Q [lts/min]	60	0,001		vel [m/s]	1,97352524
Diametro [in]	1	0,0254		Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773		f	0,07370639
ρ [kg/m3]	880			Δh [m]	0,51844213
				ΔP [Pa]	4475,60726
POT [HP]		0,00600189		ΔP [Bar]	0,04475607

Figura 117: pérdida de potencia en el retorno del actuador a la válvula direccional.

VALVULA DIRECCIONAL			VALVULA DIRECCIONAL		
ΔP [Bar]	5	500000	ΔP [Bar]	1	100000
Q [m3/s]	0,001		Q [m3/s]	0,00024321	
POT [W]	500		POT [W]	24,321	
POT [HP]	0,67051093		POT [HP]	0,03261499	

Figura 118: pérdida de potencia en la ida y el retorno pasando por la válvula direccional.

CHECK VALVE			CHECK VALVE PILOTADA		
ΔP [Bar]	2	200000	ΔP [Bar]	16	1600000
Q [m3/s]	0,001		Q [m3/s]	0,001	
POT [W]	200		POT [W]	1600	
POT [HP]	0,26820437		POT [HP]	2,14563497	

Figura 119: pérdida de potencia en la válvula de retención y la válvula de retención pilotada respectivamente



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

VÁLVULA REG CON DER AL TANQUE			CHECK VALVE PILOTADA		
ΔP [Bar]	16	1600000	ΔP [Bar]	1	100000
Q [m3/s]	0,00024321		Q [m3/s]	0,00024321	
POT [W]	389,136		POT [W]	24,321	
POT [HP]	0,52183988		POT [HP]	0,03261499	

Figura 120: pérdida de potencia en la válvula reguladora con derivación y la válvula de retención pilotada respectivamente.

Finalmente, la sumatoria de potencias:

$$\Sigma Pot = \Sigma Pot_4 = 3.8705 HP$$

#### 4.6.2.5 Pérdidas de carga en el retorno de camilla a posición horizontal

*Válvula direccional*

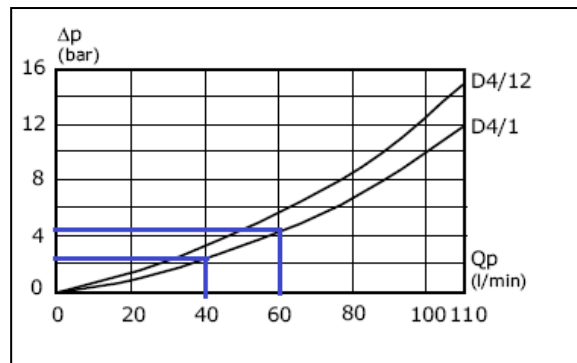


Figura 121: pérdida de carga en la válvula direccional[12]

*Válvula de retención (Check valve)*

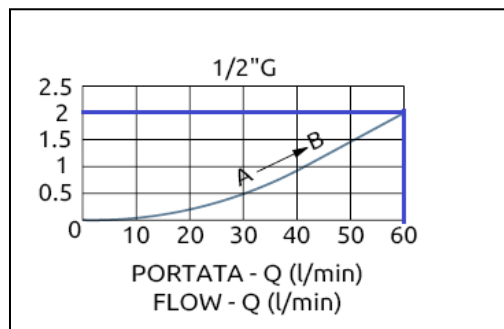


Figura 122: pérdida de carga en la válvula de retención[12]

*Válvula de retención pilotada*

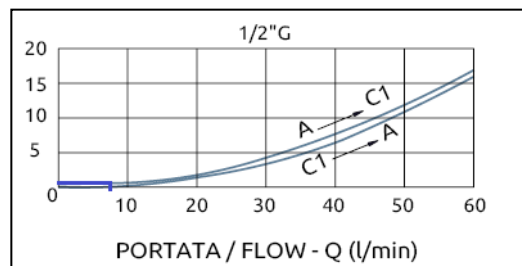


Figura 123: pérdida de carga en la válvula de retención pilotada[12]

*Válvula reguladora de caudal con derivación al tanque*

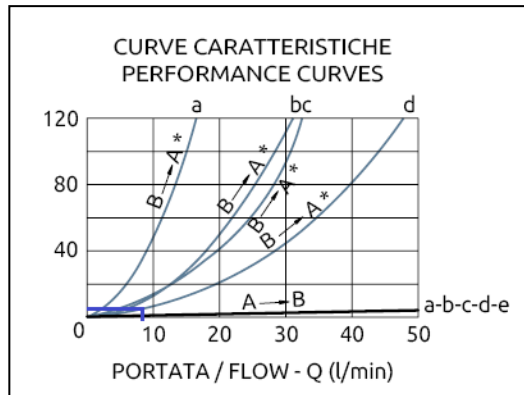


Figura 124: pérdida de carga en la válvula reguladora con derivación. [12]

TANQUE A LA BOMBA				
largo [cm]	90	0,9	Area [m <sup>2</sup> ]	0,00050671
Q [lts/min]	60	0,001	vel [m/s]	1,97352524
Diametro [in]	1	0,0254	Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,07370639
ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	880		Δh [m]	0,51844213
			ΔP [Pa]	4475,60726
POT [HP]	0,00600189		ΔP [Bar]	0,04475607

Figura 125: pérdida de potencia en el segmento del tanque a la bomba.

BOMBA A VALVULA DIRECCIONAL				
largo [cm]		5,5	Area [m <sup>2</sup> ]	0,00050671
Q [lts/min]	60	0,001	vel [m/s]	1,97352524
Diametro [in]	1	0,0254	Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,07370639
ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	880		Δh [m]	3,16825749
			ΔP [Pa]	27350,9332
POT [HP]	0,0366782		ΔP [Bar]	0,27350933

Figura 126: pérdida de potencia en el segmento de la bomba a la válvula direccional

MANGUERA (DIRECCIONAL-ACTUADOR)				
largo [cm]		5,5	Area [m <sup>2</sup> ]	0,00012668
Q [lts/min]	30	0,0005	vel [m/s]	3,94705048
Diametro [in]	0,5	0,0127	Re	868,310084
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773	f	0,07370639
ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	880		Δh [m]	25,3460599
			ΔP [Pa]	218807,466
POT [HP]	0,1467128		ΔP [Bar]	2,18807466

Figura 127: Pérdida de potencia en el segmento que conecta la válvula direccional y el actuador



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

MANGUERA (ACTUADOR-DIRECCIONAL)					
largo [cm]		5,5		Area [m2]	0,00012668
Q [lts/min]	7,3	0,00012167		vel [m/s]	0,96044895
Diametro [in]	0,5	0,0127		Re	211,288787
v a 20 °C [cSt]	57,73	0,00005773		f	0,30290296
ρ [kg/m3]	880			Δh [m]	6,16754124
				ΔP [Pa]	53243,1501
POT [HP]	0,00868703			ΔP [Bar]	0,5324315

Figura 128: pérdida de potencia en el segmento del retorno entre el actuador y la válvula direccional.

VALVULA DIRECCIONAL			VALVULA DIRECCIONAL		
ΔP [Bar]	3	300000	ΔP [Bar]	5	500000
Q [m3/s]	0,001		Q [m3/s]	0,001	
POT [W]	300		POT [W]	500	
POT [HP]	0,40230656		POT [HP]	0,67051093	

Figura 129: pérdida de potencia en la ida y el retorno del fluido pasando por la válvula direccional.

CHECK VALVE			CHECK VALVE PILOTADA		
ΔP [Bar]	0,5	50000	ΔP [Bar]	4	400000
Q [m3/s]	0,0005		Q [m3/s]	0,0005	
POT [W]	25		POT [W]	200	
POT [HP]	0,03352555		POT [HP]	0,26820437	

Figura 130: pérdida de potencia en la válvula de retención y válvula de retención pilotada respectivamente

VÁLVULA REG CON DER AL TANQUE			CHECK VALVE PILOTADA		
ΔP [Bar]	8	800000	ΔP [Bar]	1	100000
Q [m3/s]	0,00012167		Q [m3/s]	0,00012167	
POT [W]	97,3333333		POT [W]	12,1666667	
POT [HP]	0,13052613		POT [HP]	0,01631577	

Figura 131: pérdida de potencia en la válvula reguladora con derivación y la válvula de retención pilotada respectivamente

Finalmente, la sumatoria de potencias:

$$\Sigma Pot = Pot_5 = 2.32 \text{ HP}$$

### 5.6.3 Cálculo de rendimientos del ciclo de trabajo

Como premisa, se sabe que un rendimiento aceptable para un circuito hidráulico es aquel que supera el valor de 0.8.

El rendimiento en cada parte del ciclo de trabajo será el resultado del siguiente cociente:

$$\eta = \frac{Pot_{idealn}}{Pot_n + Pot_{idealn}}$$

Siendo para nosotros "n" un número comprendido entre 1 y 5.



A continuación, se exponen los resultados de los rendimientos obtenidos:

$$\eta_1 = \frac{23.67}{1.92 + 23.67} = 0.925$$

$$\eta_2 = \frac{23.67}{3.41 + 23.67} = 0.87$$

$$\eta_3 = \frac{4.49}{2.54 + 4.49} = 0.64$$

$$\eta_4 = \frac{23.67}{3.87 + 23.67} = 0.86$$

$$\eta_5 = \frac{23.67}{2.32 + 23.67} = 0.91$$

#### 4.7 Selección de la bomba

La bomba a seleccionar debe ser capaz de impulsar un caudal que abastezca al elemento de mayor consumo entre los elementos hidráulicos seleccionados, dado que dichos actuadores operan solo de a uno por vez.

El mayor caudal requerido de entre los componentes es el del malacate, el cual consume 1 lt/s o lo que es lo mismo 60 lt/min.

Se decide trabajar con una bomba de engranajes de la empresa PARKER.

Para comenzar el proceso de selección, se sabe que la velocidad de ralentí del motor es de 1000 rpm (velocidad a la cual girará la bomba) y se procede a calcular el volumen a bombear por cada revolución de la bomba:

$$\frac{1 \text{ min} * 60 \text{ s} * 1 \text{ lt} * 1000 \text{ cm}^3}{1000 \text{ rev} * 1 \text{ min} * 1 \text{ s} * 1 \text{ lt}}$$

Lo que nos da un resultado de:

$$60 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

Con este dato, observando el catálogo de tamaño de bombas, se cae en la categoría GP3.

Si bien existe en el catálogo una bomba que brinda exactamente el caudal calculado, se eligió la que brinda un caudal levemente superior por motivos de seguridad.

Esto orilla a elegir la bomba GP3-0696 RF/20N.

Según la nomenclatura del catálogo, las siglas significan lo siguiente:

*R: sentido de giro estándar.*

*F: conexiones estándar.*



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO  
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO  
CARGABLE

20: número de serie estándar.

N: juntas para aceites minerales.

Para finalizar el cálculo realizado se cruza la curva de la bomba seleccionada con la velocidad de giro a la que trabajará, obteniendo un caudal de unos  $70 \frac{cm^3}{rev}$ .

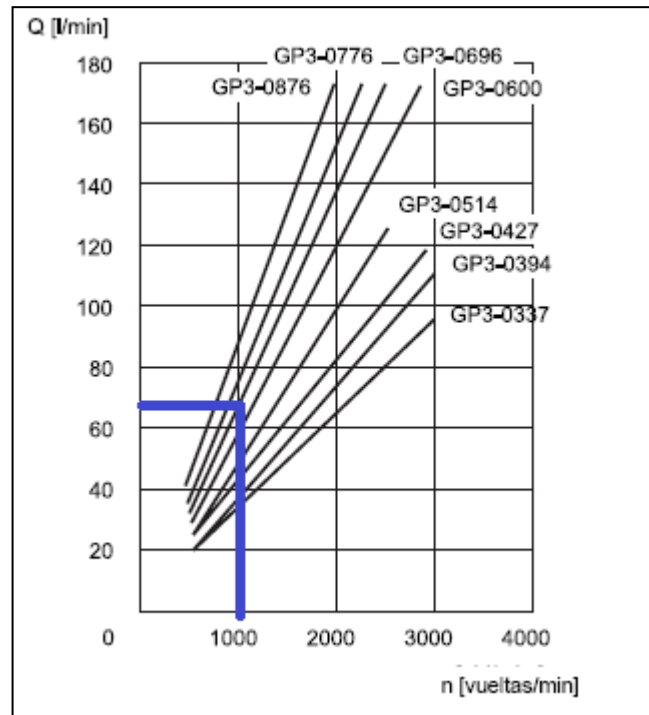


Figura 132: gráfica para la selección del tipo de bomba[10]

#### 4.8 Mejora propuesta al circuito de elevación de camilla

Si bien, en secciones anteriores se corroboró la estructura de la camilla, claramente en la vista del lado inferior de la misma, se podía observar que la zona más solicitada es la traviesa en la cual se aplica la fuerza del par de pistones que elevan el volquete.

La fuerza debe tener tan elevadas magnitudes debido al ángulo inicial reducido (8°), siendo que lo que aporta al movimiento es la componente vertical. Es por esto que, añadiendo un tercer pistón central pero vertical, se podría elevar el ángulo de la estructura con el cual comienzan a actuar los cilindros encargados de inclinar la estructura.

##### 4.8.1 Selección de actuador

Previo a la selección del actuador se debe mencionar el espacio vertical del cuál se dispone.

Dado que tanto el sobre chasis como el volquete son perfiles UPN 120, se dispone de un espacio vertical de 130 mm, descontando los espesores de sus alas. El siguiente paso es el cálculo de  $L_r$ .

$$L_r = CM * (CT + TP)$$

Inicialmente se considera que no es necesario un tubo de parada. El siguiente paso es la selección de un coeficiente de montaje, el cual toma un valor de 8, según la tabla a continuación expuesta.







MODELOS	Soporte del Vástago (tipos)	cm
	EMPOTRADO Y RIGIDAMENTE GUIADO	1
	PIVOTADO Y RIGIDAMENTE GUIADO	1,5
	PIVOTADO PERO NO BIEN GUIADO	2
	SOPORTADO PERO NO BIEN GUIADO	2
	NO SOPORTADO NI GUIADO	8
		

Figura 133: tabla de coeficientes de montaje del actuador[11]



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA SAN JUAN BOSCO**  
**PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA: DISEÑO DE CAMILLA AUTO**  
**CARGABLE**

Habiendo seleccionado el coeficiente de montaje y sabiendo que la fuerza vertical necesaria para iniciar el vuelco de la camilla cargada es de 2327 kg se ingresa a la tabla expuesta a continuación.

FUERZA DEL CILINDRO EN KGF	Lr											
	Ø DEL VASTAGO											
	5/8	1	1-3/8	1-3/4	2	2-1/2	3	3-1/2	4	4-1/2	5	5-1/2
22,7	130	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
45,4	112	219	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
68,0	106	207	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
113,4	82	183	285	-	-	-	-	-	-	-	-	-
181,4	70	163	267	369	-	-	-	-	-	-	-	-
317,5	58	131	229	335	401	543	-	-	-	-	-	-
453,6	52	121	207	305	377	505	659	-	-	-	-	-
635,0	46	101	183	271	347	483	619	759	-	-	-	-
816,5	42	91	161	251	315	459	597	719	886	-	-	-
1088,6	34	85	145	227	287	429	555	685	822	967	-	-
1451,5	28	79	131	203	253	385	513	659	798	919	-	-
1814,4	22	75	123	191	229	343	475	615	740	883	-	-
2268,0	16	65	117	173	215	323	443	559	712	843	978	-
2721,5	-	57	107	163	205	295	419	535	672	811	940	-
3628,7	-	45	97	149	185	265	369	477	624	755	874	-
4536,0	-	35	87	135	175	245	341	431	558	687	810	970
5443,0	-	29	75	125	159	237	311	407	528	644	780	900
7257,5	-	-	59	111	153	213	279	371	460	582	710	834
9072,0	-	-	47	95	133	191	263	337	426	506	658	752
13607,7	-	-	-	61	97	169	249	311	380	464	574	668
18143,7	-	-	-	45	75	137	215	275	350	418	492	572
22679,6	-	-	-	-	57	115	183	255	320	390	464	528
27215,5	-	-	-	-	-	97	159	235	300	358	442	514
36287,4	-	-	-	-	-	67	129	191	264	344	404	464
45359,2	-	-	-	-	-	-	99	159	224	300	386	434

**Lr - Carrera relativa**

Figura 134: tabla para obtención de diámetro de vástago según manual. [11]

Es de este modo que se obtiene un diámetro de vástago de 2.5 pulgadas.

Recordando que disponemos de un espacio reducido para el montaje del cilindro hidráulico central, la carrera será de unos 8 cm (ocho centímetros). Con esta pequeña ayuda para elevar los primeros 8 cm el punto de apoyo de los pistones, estos mejoran su ángulo para comenzar a actuar de 8° a 12°.

#### 4.8.2 Beneficio del aumento de ángulo de partida

Se procede a calcular la nueva fuerza necesaria para el par de cilindros elevadores, ahora que inician con un ángulo de 12°

$$F = \frac{900 \text{ kg} * 0.85\text{m} + 2450 \text{ kg} * 2.6925\text{m} * \cos(\theta) - 1050 \text{ kg} * 0.695\text{m} * \cos(\theta)}{2.85\text{m} * \sin(\gamma)}$$

$$F = 11000\text{kg}.$$



## 5. Conclusión

Habiendo aplicado un proceso ingenieril se pudo corroborar la hipótesis inicial de un importante sobredimensionamiento en las camillas Sukuba (uno de los principales fabricantes de plataformas auto cargables del país).

Se logró un mejor diseño, de camillas más livianas, con tamaños similares de actuadores hidráulicos, lo que nos lleva a concluir que los coeficientes de seguridad impuestos en la fabricación de los circuitos hidráulicos de las camillas en la zona muy por debajo de lo establecido.

Las camillas que respondan a este diseño serían capaces de soportar el peso de cualquier vehículo que alguien con carnet tipo B pueda conducir. Esto puede ser la premisa a menores tiempos de producción y ahorro en costos de materia prima sin haber dejado de lado cuestiones importantes como el respeto a los coeficientes de seguridad impuestos por norma.

En cuanto a la adaptabilidad, la camilla diseñada con solo un pequeño cambio a la separación entre largueros puede montarse en caso de ser fabricada a otro camión con dimensiones de chasis diferentes al IVECO que tomamos como referencia.



## 6.Referencias

- [1]: [http://chpr.com.ar/productos\\_camillas.htm](http://chpr.com.ar/productos_camillas.htm)
- [2]: Ficha técnica Daily Chasis (se adjunta PDF)
- [3]: Handbook world Steel standars.
- [4]: Catalogo de cabrestantes FRAIN (se adjunta PDF)
- [5]: Catálogo de cables de acero Ortiz Fischer (se adjunta PDF)
- [6]: Catálogo de ganchos de la empresa CROSBY (se adjunta PDF)
- [7]: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley novena edición 2012
- [8]: Catálogo de cojinetes autolubricados de la empresa METAL SERVICE (se adjunta PDF)
- [9]: <https://www.ter.com.ar/marcas/1>
- [10]: Catalogo de bombas Parker (se adjunta PDF)
- [11]: Catalogo de actuadores Hidromec (se adjunta PDF)
- [12]: Catalogo de válvulas HBS OLEOHIDRÁULICA (se adjunta PDF)