



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

## Diseño y construcción de un Apilador Electro - Hidráulico

Jossue Jairo Chiluisa Bravo  
Director: Ing. Guido Torres  
Codirector: Ing. Juan Rocha

## Planteamiento del problema

Este proyecto nace debido a la pérdida de tiempo en el proceso productivo de la empresa “2L”, la cual es una empresa de tipo industrial dedicada a la *elaboración y comercialización de prendas impermeables de PVC*.

La pérdida de tiempo se da debido a que en el momento de transportar los rollos de PVC, desde el área de almacenamiento hacia el área de corte, el trabajador encargado de ello y un trabajador más de otra áreas realizan esta tarea, es por este motivo es que la producción se detiene en las dos áreas durante el tiempo que toma transportar el rollo de PVC.

# Objetivos

## Objetivo general

- ▶ “Diseñar y construir un apilador electro - hidráulico que se ajuste a las necesidades y requerimientos de la empresa 2L”

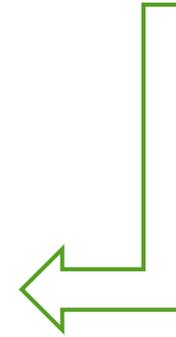
## Objetivos específicos

- ▶ Diseñar y construir la estructura del apilador electro - hidráulico.
- ▶ Diseñar y seleccionar de los elementos de transmisión de fuerza hidráulica.
- ▶ Diseñar y construir las horquillas del apilador.
- ▶ Utilizar el software de ingeniería asistida por computador para simular y diseñar el sistema hidráulico y análisis de cargas mecánicas en el apilador.

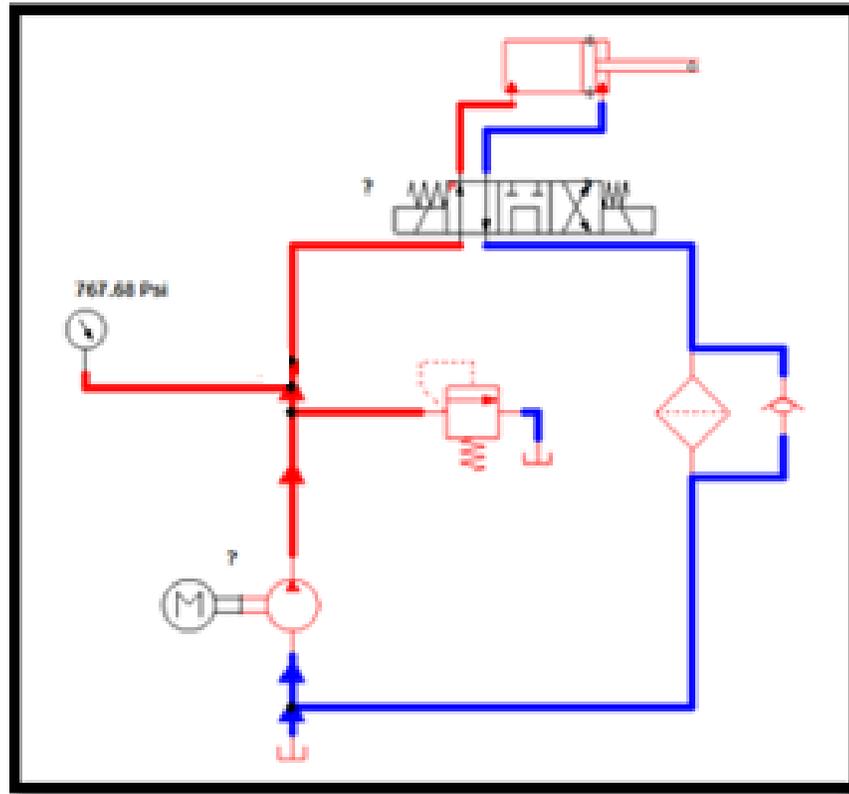
## Diseño



Parámetro	Valor
Capacidad de carga	1000 [kg]
Carrera del cilindro	1250 [mm]
Longitud total	$\leq 1800$ [mm]
Ancho total	$\leq 800$ [mm]
Altura total	$\leq 2400$ [mm]
Tiempo de elevación	25 [s]

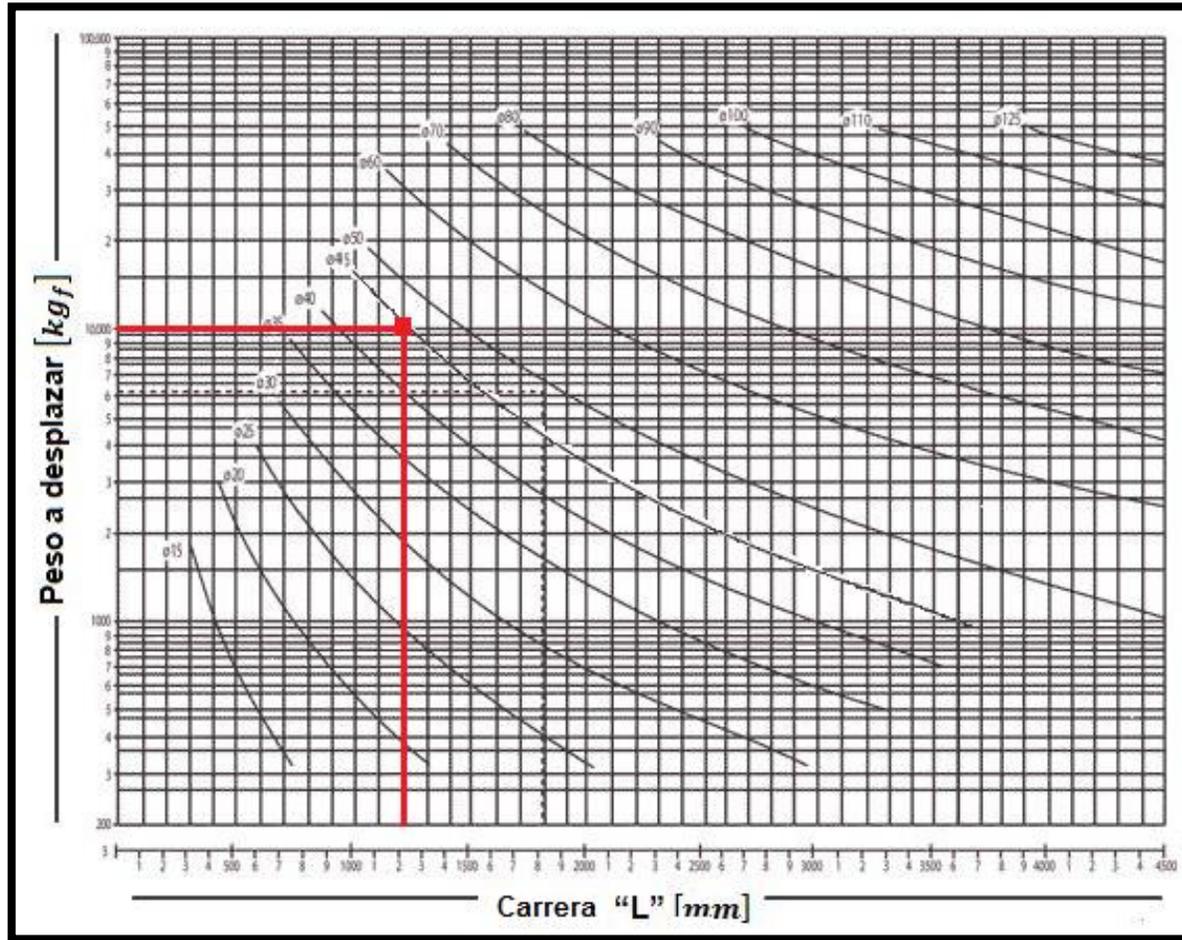


# Diseño Hidráulico



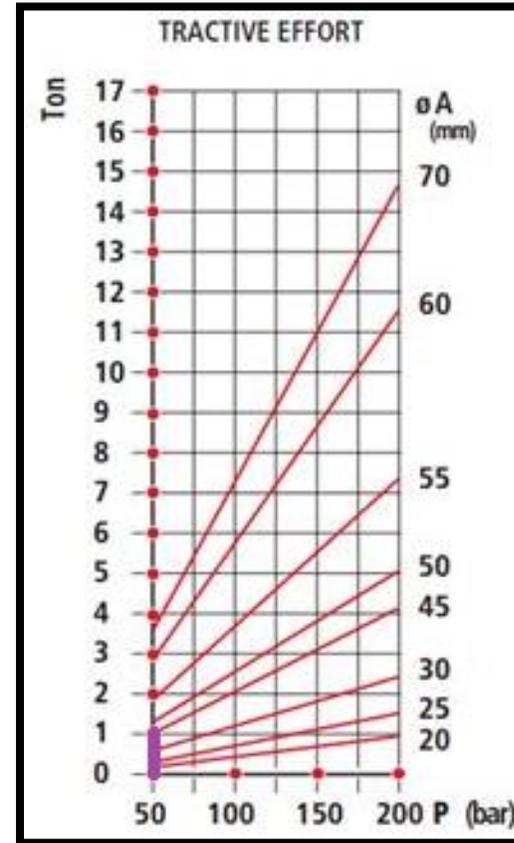
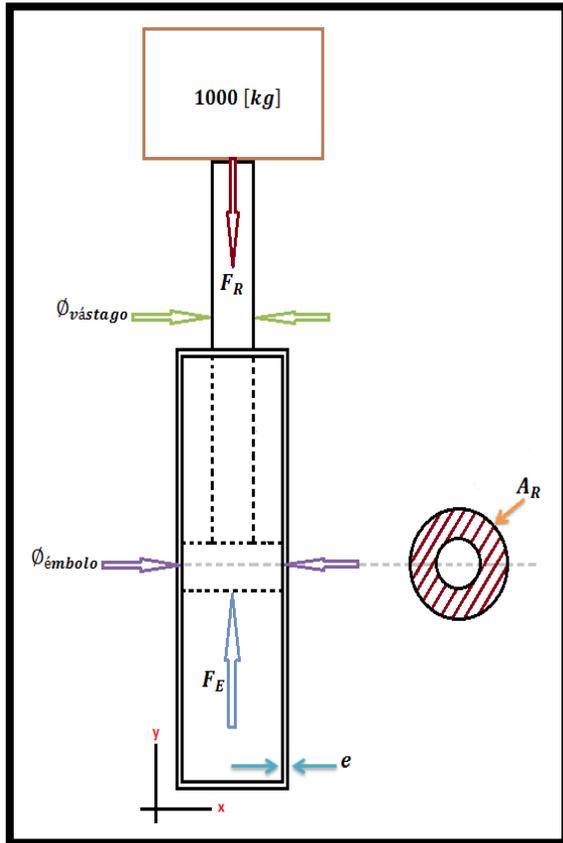
# Vástago del cilindro hidráulico

Para estimar el diámetro del vástago del actuador hidráulico, se toma en cuenta la siguiente figura



Fuente: Terranova A. (1999).

# Presión de trabajo



$$P_R = 50 [\text{bar}] = 5 * 10^6 [\text{Pa}]$$

Para seleccionar un cilindro se debe tomar en cuenta que la fuerza de empuje  $F_E$  debe ser por lo menos un **25%** superior a la carga que debe levantar, de acuerdo a lo establecido por **Vicker's (1997)**. El sobre dimensionamiento es necesario ya que si ejerce una fuerza de empuje igual a la carga, el vástago permanecerá quieto, soportando la carga pero sin desplazarla.

$$F_E = F_R + (0.25F_R)$$

$$A_{vástago} = \pi * \frac{(0.045[m])^2}{4} = 0.00126 [m^2]$$

$$F_E = 9806.65 [N] + (0.25 * 9806.65 [N]) = 12258.3125 [N]$$

$$P_R = \frac{F_R}{A_R} ; Ecuación 2.1$$

$$A_R = \frac{F_R}{P_R}$$

$$A_R = \frac{9806.65 [N]}{5 * 10^6 [Pa]} = 0.00196 [m^2]$$

$$\therefore A_{émbolo} = A_R + A_{vástago}$$

$$A_{émbolo} = 0.00196 [m^2] + 0.00126 [m^2] = 0.00322 [m^2]$$

$$\varnothing_{émbolo} = \sqrt{\frac{4 * A_{émbolo}}{\pi}} ; Ecuación 3.1 (despejada)$$

$$\varnothing_{émbolo} = \sqrt{\frac{4 * 0.00322 [m^2]}{\pi}} = 0.0641 [m] \sim 2.5 [in]$$

$$P_E = \frac{F_E}{A_{émbolo}} ; Ecuación 2.1$$

$$P_E = \frac{12258.3125 [N]}{0.00322 [m^2]}$$

$$P_E = 3.81 * 10^6 [Pa]$$

# Camisa del cilindro hidráulico

$$e = \frac{P * d}{2 * \sigma}$$

Espesor de la camisa del cilindro.

Fuente: Baumeister T. (1986).

**Dónde:**

- $P$ : Presión máxima de trabajo. [Pa]
- $d$ : Diámetro interior del cilindro, en este caso es el diámetro del émbolo. [m]
- $\sigma$ : Tensión a la tracción  $\sigma_{acero SAE 1020} = 600000 \left[ \frac{kg}{m^2} \right]$ .

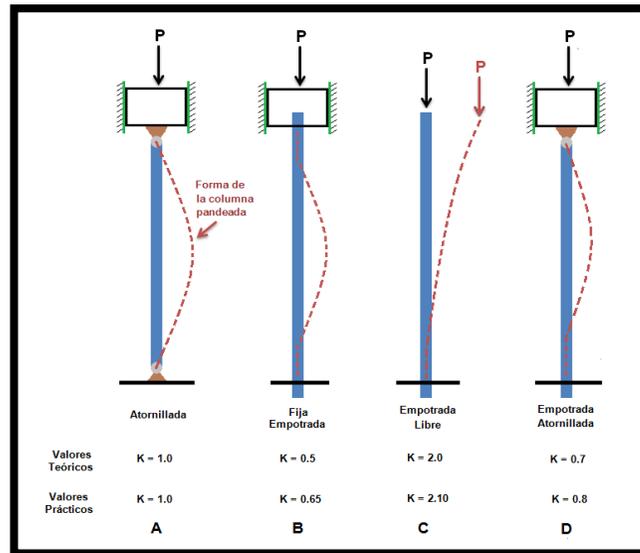
$$\therefore e = \frac{P * \varnothing_{\text{émbolo}}}{2 * \sigma_{acero SAE 1020}}; \text{Ecuación 3.3}$$

$$e = \frac{(5 * 10^6 [Pa]) * 0.0635 [m]}{2 * (5.884 * 10^6) [Pa]} = 0.0107 [m]$$

# Condiciones de criticas funcionamiento - Vástago

$$\therefore I_{vástago} = \frac{\pi(0.045)^4}{64} = 1.256 \cdot 10^{-7} [m^4]$$

$$L_e = L \cdot K$$



$$L_e = 1 [m] \cdot 2.1 = 2.1 [m]$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{1.256 \cdot 10^{-7} [m^4]}{0.00126 [m^2]}} = 9.986 \cdot 10^{-3} [m]$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^{11} [Pa]}{310 \cdot 10^6 [Pa]}} = 112.8493$$

$$\text{Relacion de esbeltez} = \frac{L_e}{r}$$

$$\text{Relacion de esbeltez} = \frac{2.1 [m]}{9.986 \cdot 10^{-3} [m]} = 210.28$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\text{Relacion de esbeltez}^2}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 (2 \cdot 10^{11} [Pa]) (0.00126 [m^2])}{210.28^2}$$

$$P_{cr} = 56247.2139 [N]$$

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N}$$

$$P_a = \frac{56247.2139 [N]}{3}$$

$$P_a = 18749.0713 [N]$$

# Condiciones de criticas funcionamiento - Cilindro

$$S_t = \frac{r_i^2 * P_{max}}{r_e^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_i^2}{r_e^2} \right)$$

Esfuerzo critico tangencial en un cilindro.

Fuente: Baumeister|T. (1988).

**Dónde:**

- $S_t$ : Esfuerzo máximo tangencial en un cilindro de radio  $r$ . [Pa]
- $r_i$ : Radio interno del cilindro, en este caso es el radio del émbolo [m]
- $r_e$ : Radio externo del cilindro, en este caso es el diámetro del émbolo más el espesor de la camisa del cilindro, esto dividido para dos. [m]
- $P_{máx}$ : Presión máxima dentro del cilindro. [Pa]

$$S_t = \frac{r_i^2 * P_{max}}{r_e^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_i^2}{r_e^2} \right); \text{Ecuación 3.5.}$$

$$\therefore S_t = \frac{(0.03175 [m])^2 * (5 * 10^6 [Pa])}{(0.0371 [m])^2 - (0.03175 [m])^2} \left( 1 + \frac{(0.03175 [m])^2}{(0.0371 [m])^2} \right)$$

$$S_t = 23705233.41 [Pa]$$

# Bomba hidráulica

$$v = \frac{d}{t}$$

$$\therefore v_{salida} = \frac{L}{t_{salida}}$$

$$v_{salida} = \frac{1 [m]}{25 [s]} = 0.04 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$Q = v * A$$

Ecuación general de caudal.

Fuente: Manual de selección y operación de equipos hidráulicos. (2006).

Dónde:

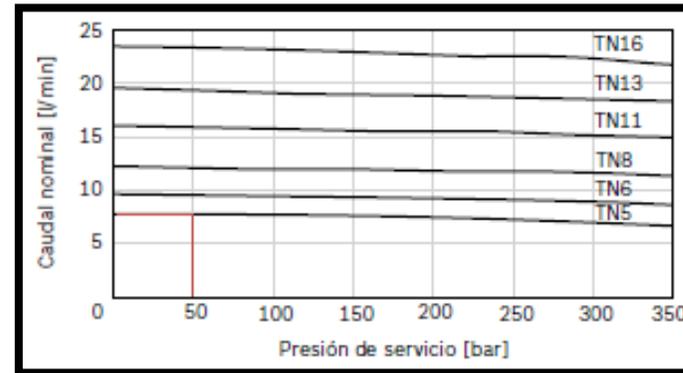
- $Q$ : Caudal de salida del vástago.  $[m^3/s]$
- $v$ : Velocidad de salida del vástago.  $[m/s]$
- $A$ : Área del émbolo.  $[m^2]$

$$\therefore Q = 0.04 \left[ \frac{m}{s} \right] * 0.00322 [m^2]$$

$$Q = 1.288 * 10^{-4} \left[ \frac{m^3}{s} \right] = 2.029 [GPM] = 7.42 \left[ \frac{l}{m} \right]$$

Tamaño constructivo	TC	2	2	2	3	3	3		
Tamaño nominal	TN	5	6	8	11	13	16		
Cilindrada	$V_g$	5.24	6.5	8.2	11	13.3	16		
Velocidad de rotación del acoplamiento	$n_{min}$	600	600	600	600	600	600		
Presión de servicio absoluta	$n_{max}$	3000	3000	3000	3000	3000	3000		
Entrada	$P$	0.8 hasta 2 (brevemente en el arranque 0.6 bar)							
Salida	Continua								
	Fluido estándar	$P_{min}$	bar	315	315	315	315	315	315
	Fluido especial	$P_{min}$	bar	210	210	210	210	210	210
	Intermitente								
	Fluido estándar	$P_{max}$	bar	350	350	350	350	350	350
	Fluido especial	$P_{max}$	bar	230	230	230	230	230	230
Caudal	$q$	l/min	7.5	9.3	11.8	15.8	19.1	23	
Masa	$m$	kg	4.3	4.4	4.6	4.8	5	5.3	

Tamaño constructivo de una bomba de engranajes externos Bosch



Presión de servicio de bomba hidráulica según su tamaño.

# Motor eléctrico del sistema hidráulico

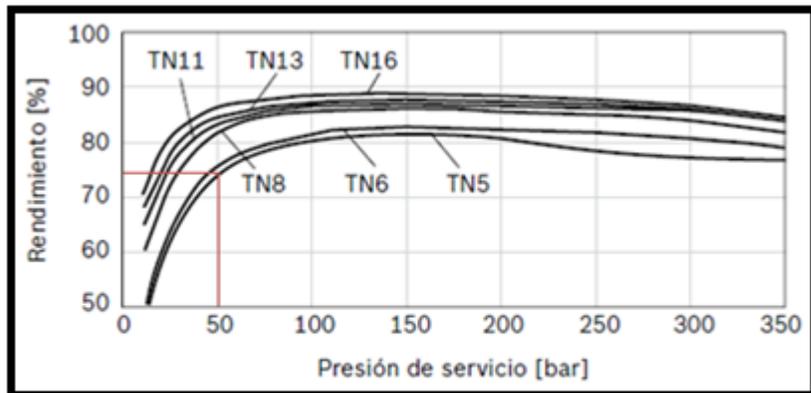
$$P_w = \frac{P * Q}{\eta}$$

Fuente: Rexroth. (2013).

Ecuación 3.7. Potencia requerida para impulsar la bomba hidráulica.

**Dónde:**

- $P_w$ : Potencia eléctrica para accionar la bomba. [W]
- $P$ : Presión de servicio del sistema. [Pa]
- $Q$ : caudal del sistema. [ $m^3/s$ ]
- $\eta$ : Eficiencia de la bomba.



Eficiencia de la bomba de engranajes externos.

Fuente: Rexroth. (2013).

$$\therefore P_w = \frac{5 * 10^6 [Pa] * 0.00012801 \left[ \frac{m^3}{s} \right]}{0.74}$$

$$P_w = 864.93 [W] = 1.1599 [HP]$$

Entonces se obtiene como conclusión que para poder activar una bomba de 2.029 [GPM] es necesario un motor con una potencia eléctrica de 1.1599 [HP].

# Dimensionamiento del depósito hidráulico

“El fluido hidráulico debe ser almacenado de tal forma que nunca sea insuficiente ni excesivo, el depósito debe por lo tanto cumplir con las necesidades mínimas y máximas del sistema. Una regla práctica de dimensionamiento del depósito es hacer que su **volumen sea igual o mayor de 2 veces el caudal de la o las bombas que alimentan el sistema.**” De la consideración anterior se obtiene la siguiente ecuación. (Vicker's. 1997.)

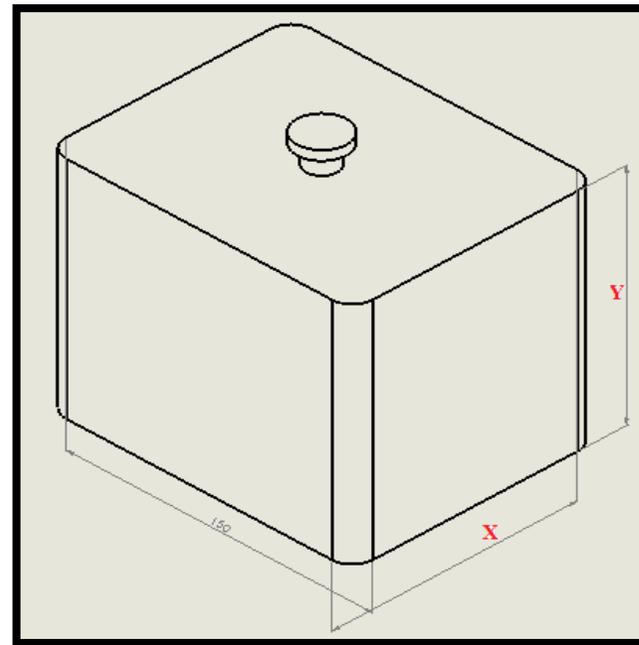
$$V_T = 2 * Q$$

$$V_C = A_{\text{émbolo}} * L$$

$$V_C = 0.00322 [m^2] * 1.25 [m] = 0.00322 [m^3] = 3.22 [lt]$$

$$V_T = 2 * Q$$

$$V_T = 2 * 2.029 [GPM] = 4.058 [Gal] = 15.3612 [lt] = 0.0153612 [m^3]$$



$$A_T = (0.15 * 2 * x) + (2 * x * y) + (0.15 * 2 * y)$$

$A_T = (0.8x) + (2xy) + (0.8y)$ ; (Superficies del tanque "función objetivo")

$V_T = (0.15 * x * y)$  ; (Volumen del tanque "función restricción")

$$0.15 * x * y = 0.0231 \text{ (Despejo y)}$$

$$y = \frac{0.154}{x}$$

Reemplazo "y" en  $A_T$

$$A_T = (0.3x) + \left(2x * \frac{0.154}{x}\right) + \left(0.3 * \frac{0.154}{x}\right)$$

$$A_T = (0.3x) + (0.308) + \left(\frac{0.0462}{x}\right)$$

$$\frac{dA_T}{dx} = (0.3) + (0) + \left(-\frac{0.0462}{x^2}\right)$$

$$(0.3) - \left(\frac{0.0462}{x^2}\right) = 0$$

$$(0.3x^2) - (0.046) = 0$$

$$x = 0.17 \text{ [m]}$$

$$\therefore y = 0.17 \text{ [m]}$$

## Espesor de la pared del tanque

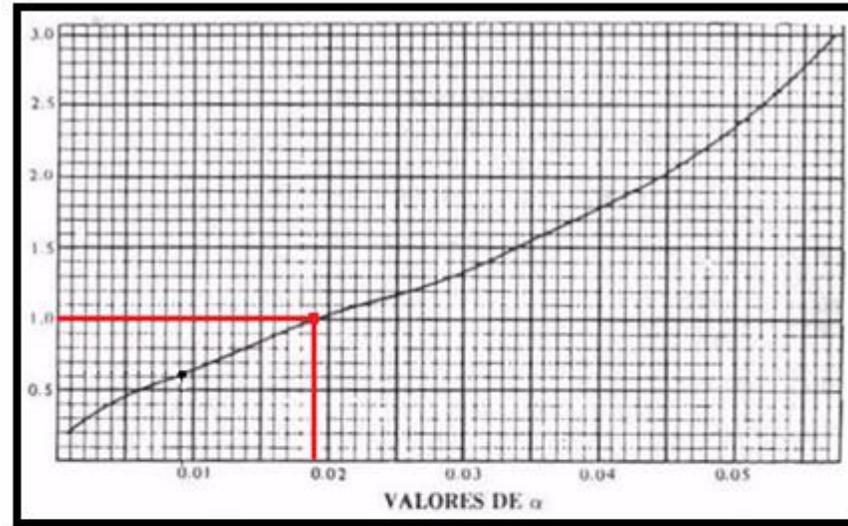
$$e = \left( 2.45 * L * \sqrt{\frac{\alpha * H * 0.036 * G}{S_y}} \right) + 0.0625$$

Espesor de pared del tanque.

Fuente: Vicker's. (1997).

### Dónde:

- $e$ : Espesor de las paredes del depósito hidráulico. [in]
- $S_y$ : Resistencia de fluencia del material. [Psi]
- $L$ : Longitud del tanque. [in]
- $H$ : Altitud del tanque. [in]
- $G$ : Gravedad específica del fluido. [0.877]
- $\alpha$ : Relación longitud/altura del tanque.



Coefficiente de relación Longitud/Altura del tanque.

Fuente: Vicker's. (1997).

$$e = \left( 2.45 * L * \sqrt{\frac{\alpha * H * 0.036 * G}{S_y}} \right) + 0.0625; \text{ Ecuación 3.9.}$$

$$\therefore e = 2.45 * 6.96 * \sqrt{\frac{0.02 * 6.96 * 0.877}{1849.035}} + 0.0625$$

$$e = 0.1358 \text{ [in]} = 3.44932 \text{ [mm]} \sim 3.5 \text{ [mm]}$$

# Conclusiones del diseño hidráulico

## Dimensión de diseño vs. Máximo permisible cilindro

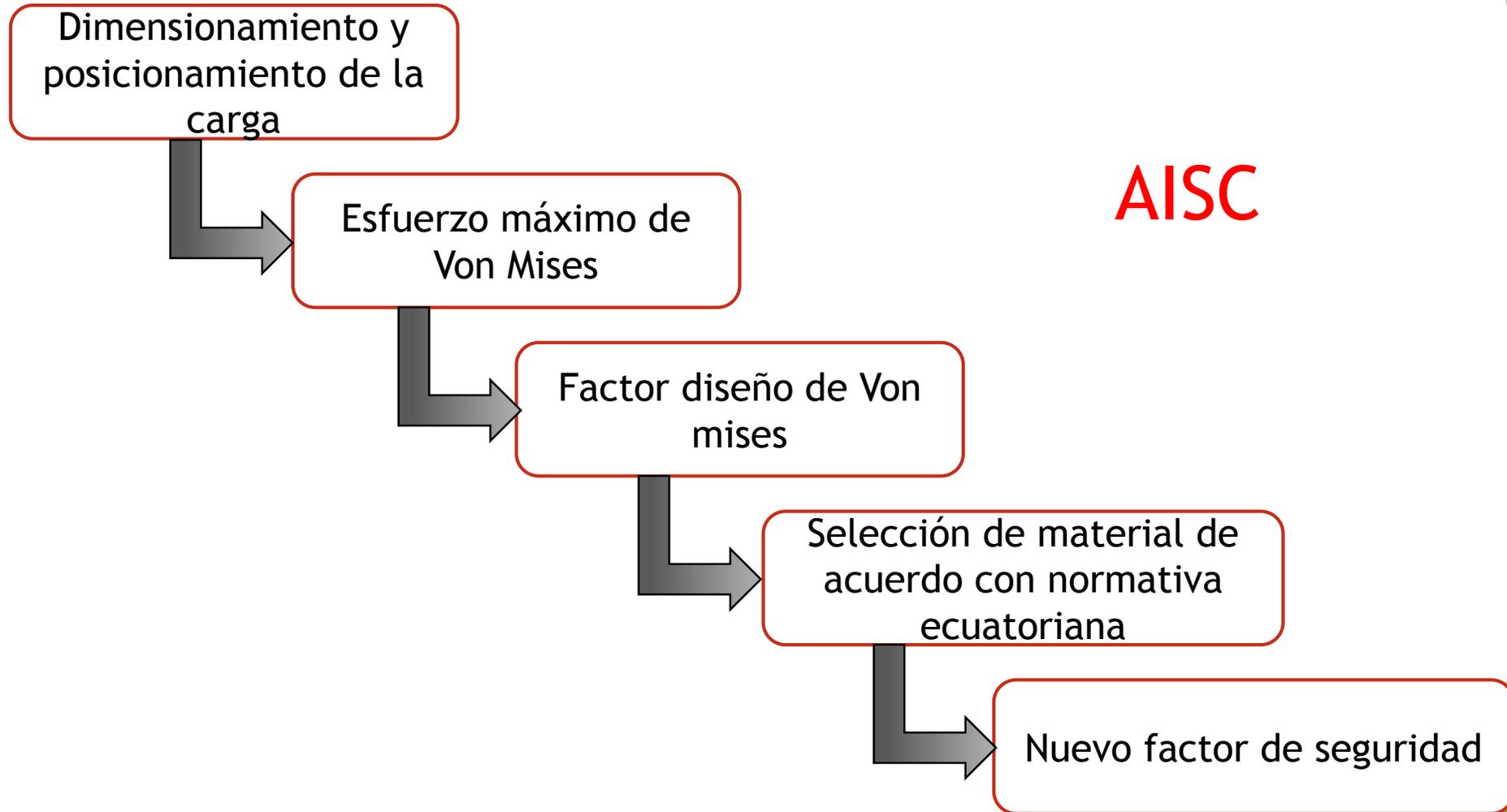
Parámetro	Diseño	Máximo permisible
Carga máxima	9.81 [kN]	18.75 [kN]
Presión máxima	5 [MPa]	23,71 [MPa]

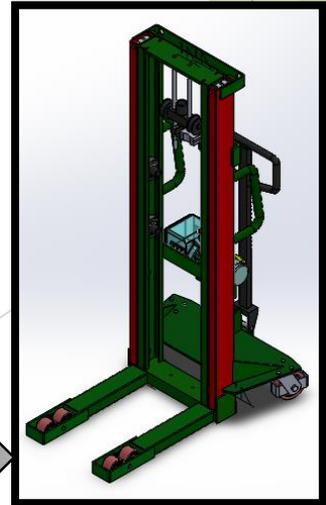
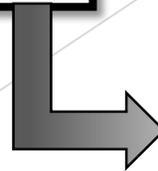
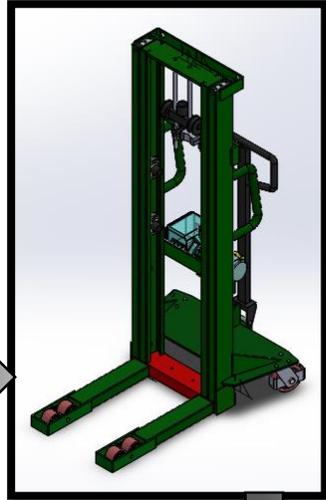
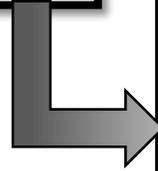
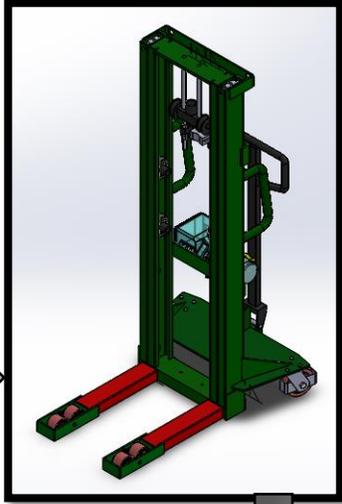
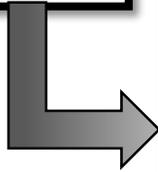
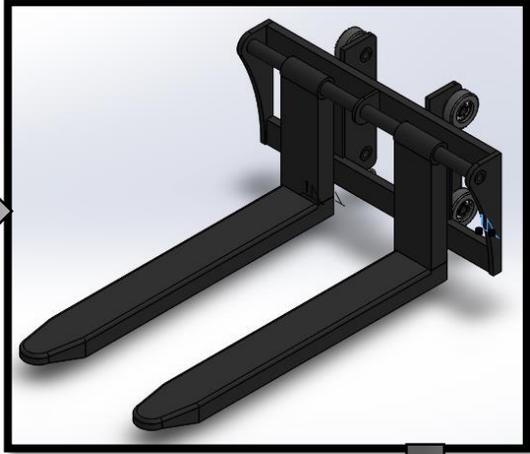
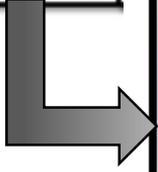
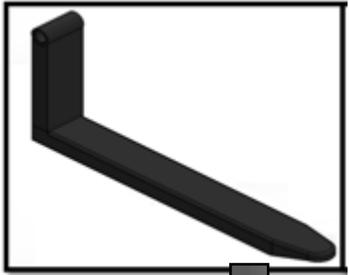
## Tabla comparativa magnitud de diseño vs. Magnitud de catálogo

Parámetro	Magnitud de diseño	Magnitud de catálogo
Presión de trabajo en el sistema	5 [MPa] = 725.1887 [PSI]	16 [MPa] = 2320.604[PSI]
Diámetro del vástago	45 [mm]	45 [mm]
Diámetro del émbolo	64.1 [mm]	63 [mm]
Diámetro de mangueras	10 [mm]	10 [mm]
Caudal de la bomba	2.029 [GPM]	2.4568[GPM]
Potencia del motor eléctrico	1.1599 [HP]	1.072818 [HP]
Electro válvula	12 [V]	12 [V]

# Diseño Mecánico

# Load / Resistance / Factor Design (LRFD)

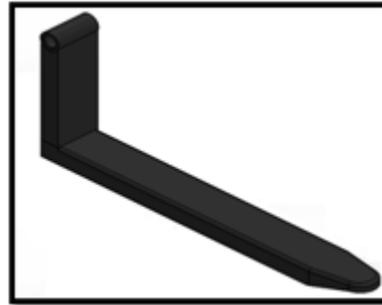




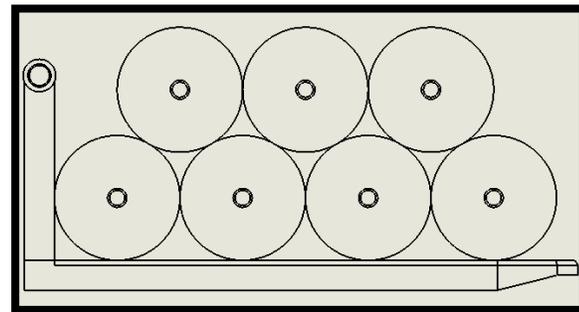
## Horquillas

Sobre este elemento va asentada la carga, que en este caso en puntual es el peso de 7 rollos de PVC equivalente a 1 tonelada o 1000 kg, el cual es distribuido entre las dos horquillas.

Teniendo en cuenta la consideración anterior cada viga es diseñada para soportar una carga total de 500 kg.

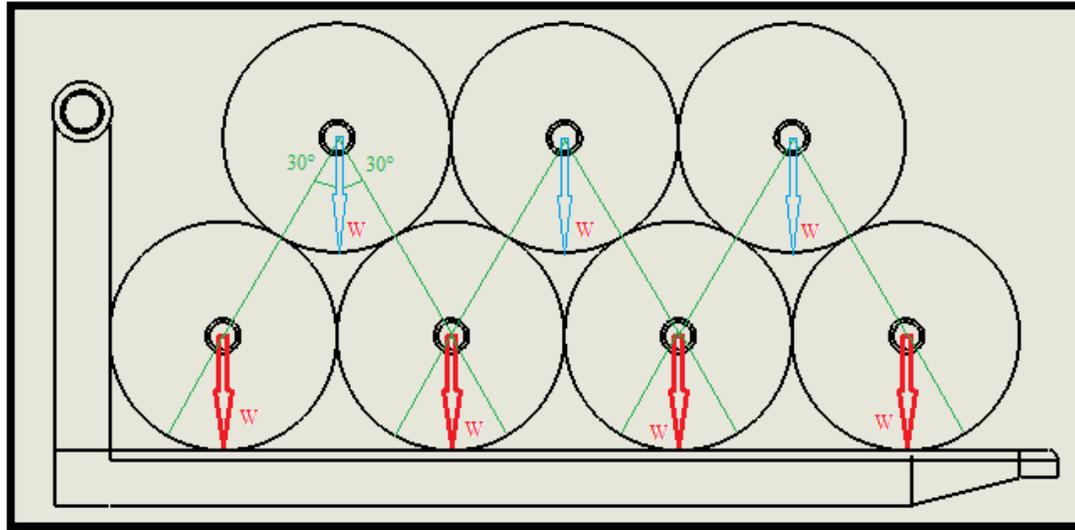


Cada uno de los rollos posee un diámetro igual a 24.97 cm, pero por motivos de agilizar el cálculo lo se lo redondeará a 25 cm.



## Distribución de cargas sobre la horquilla

Cada rollo tiene un peso de 140 kg. Para motivos de análisis sobre una sola viga se divide este peso en dos, donde se obtiene un peso de 70 kg por rollo.

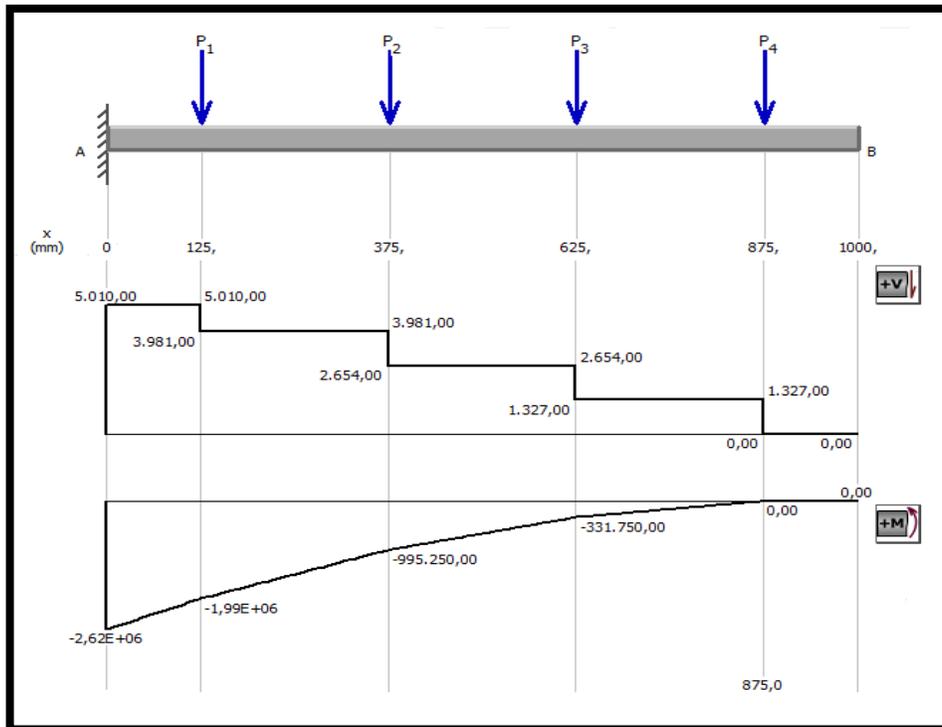
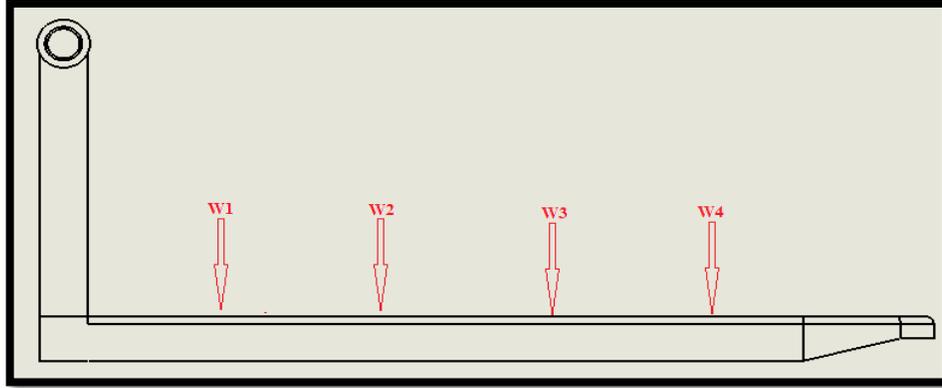


$$w_1 = 686 [N] + 343 [N] = 1029 [N]$$

$$w_2 = 686 [N] + 343 [N] + 343 [N] = 1372 [N]$$

$$w_3 = 686 [N] + 343 [N] + 343 [N] = 1372 [N]$$

$$w_4 = 686 [N] + 343 [N] = 1029 [N]$$



Para seleccionar las dimensiones del perfil se debe tomar en cuenta la norma NTE INEN 1 623:2009. Se selecciona una perfil estructural tipo **C 150 x 60 x 5**.

$$\sigma_y = \frac{M_{max} * C}{I} = \frac{M_{max}}{W}$$

Esfuerzo normal de flexión.

Fuente: Mott R. (2006).

**Dónde:**

- $\sigma_y$ : Esfuerzo normal generado por cargas a flexión. [MPa]
- $I$ : Momento de inercia de la sección transversal [ $m^4$ ]
- $M_{max}$ : Momento máximo ejercido sobre la viga. [Nm]
- $C$ : Distancia al centroide del perfil estructural. [m]
- $W$ : Módulo de la sección axial [ $m^3$ ]

$$\sigma_y = \frac{M_{max}}{W} ; \text{Ecuación 3.11}$$

$$\sigma_y = \frac{2616.75 \text{ [Nm]}}{5.491 * 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}}$$

$$\sigma_y = 47.8373 \text{ [MPa]}$$

$\sigma_x = 0$  ; debido a que no existen cargas de tipo axial actuando sobre la horquilla

$$\tau_{xy} = \frac{V * Q_i}{I * b}$$

Esfuerzo máximo de corte.

Fuente: Mott R. (2006).

**Dónde:**

- $\tau_{xy}$ : Esfuerzo generado por la fuerza de corte. [MPa]
- $I$ : Momento de inercia de la sección transversal [m<sup>4</sup>]
- $V$ : Fuerza cortante máxima. [N]
- $b$ : espesor del alma del perfil. [m]
- $Q_i$ : Primer momento con respecto al eje centroidal del área media de la sección transversal. [m<sup>3</sup>]

$$\tau_{xy} = \frac{V * Q_i}{I * b}$$

$$\tau_{xy} = \frac{5010 [N] * 8.876 * 10^{-5} [m^3]}{4.19 * 10^{-6} [m^4] * 5 * 10^{-3} [m]}$$

$$\tau_{xy} = 21.2261 [MPa]$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

Ecuación 3.13. Esfuerzos principales de Mohr.

Fuente: Mott R. (2006).

**Dónde:**

- $\sigma_1$ : Esfuerzo principal máximo. [MPa]
- $\sigma_2$ : Esfuerzo principal mínimo. [MPa]
- $\tau_{max}$ : Esfuerzo cortante máximo. [MPa]

Datos:

- $\sigma_x = 0$
- $\sigma_y = 47.8373 [MPa]$
- $\tau_{xy} = 21.2261 [MPa]$



$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{0 + 47.8373 \text{ [MPa]}}{2} + \sqrt{\left(\frac{0 - 47.8373 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (21.2261 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma_1 = 52.8975 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{0 + 47.8373 \text{ [MPa]}}{2} - \sqrt{\left(\frac{0 - 47.8373 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (21.2261 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma_2 = -11.0602 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{0 - 47.8373 \text{ [MPa]}}{2}\right)^2 + (21.2261 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\tau_{max} = 31.9789 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_1)^2 - \sigma_1 \sigma_2 + (\sigma_2)^2}$$

Esfuerzo máximo de Von Mises

Fuente: Mott R. (2006).

Datos:

- $\sigma_1 = 52.8975 \text{ [MPa]}$
- $\sigma_2 = -11.0602 \text{ [MPa]}$
- $\tau_{max} = 31.9789 \text{ [MPa]}$

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_1)^2 - \sigma_1 \sigma_2 + (\sigma_2)^2}; \text{ Ecuación 3.14.}$$

$$\sigma' = \sqrt{(52.8975 \text{ [MPa]})^2 - (52.8975 \text{ [MPa]})(-11.0602 \text{ [MPa]}) + (-11.0602 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma' = 59.2075 \text{ [MPa]}$$

Se asume un factor de seguridad “Fs” de 1.67, de acuerdo a lo determinado con *Specification for Structural Steel; Chapter F (Desing of Memembers for Flexure); Pág. 104.*

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Factor de Seguridad de Von Mises

Fuente: Mott R. (2006).

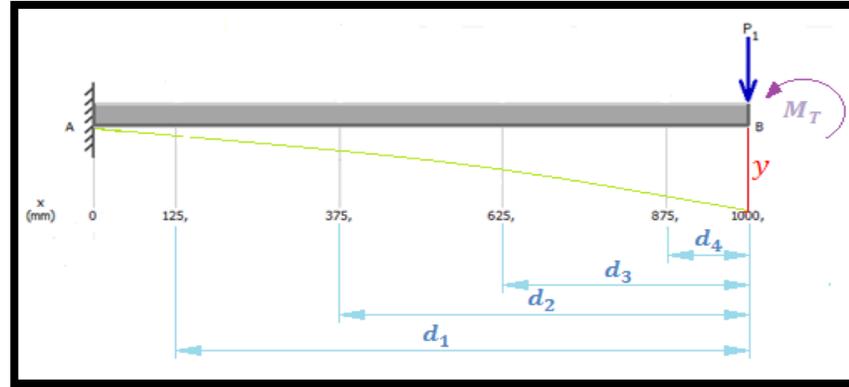
$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$
$$1.67 = \frac{S_y}{59.2075 \text{ [MPa]}}$$

$$S_y = 98.8765 \text{ [MPa]}$$

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'}$$
$$F_s = \frac{250 \text{ [MPa]}}{59.2075 \text{ [MPa]}}$$

$$F_s = 4.2224$$

# Deflexión máxima en la viga



$$P_1 = W_1 + W_2 + W_3 + W_4$$

$$P_1 = 1029 [N] + 1372 [N] + 1372 [N] + 1029 [N]$$

$$P_1 = 4802 [N]$$

Luego se procede a calcular cada uno de los momentos generados por las cargas desplazadas, y luego se procederá a sumarlos para obtener  $M_T$ ,

$$M_1 = W_1 + d_1 = 1029 [N] * 0.875 [m] = 946.805 [Nm]$$

$$M_2 = W_2 + d_2 = 1372 [N] * 0.625 [m] = 923.825 [Nm]$$

$$M_3 = W_3 + d_3 = 1372 [N] * 0.375 [m] = 554.295 [Nm]$$

$$M_4 = W_4 + d_4 = 1029 [N] * 0.125 [m] = 135.257 [Nm]$$

$$M_T = M_1 + M_2 + M_3 + M_4$$

$$M_T = 946.805 [Nm] + 923.825 [Nm] + 554.295 [Nm] + 135.257 [Nm] \quad M_T = 2854.887 [Nm]$$

$$y_v \text{ máx} = \frac{-P * L^3}{3 * E * I}$$

Deflexión máxima generada por la carga para vigas en voladizo

Fuente: Mott R. (2006).

#### Dónde:

- $y_v \text{ máx}$ : Deflexión máxima generada por la carga para vigas en voladizo. [m]
- $I$ : Momento de inercia de la sección transversal [m<sup>4</sup>]
- $P$ : Carga. [N]
- $L$ : Longitud del elemento. [m]
- $E$ : Módulo de elasticidad del material [Pa]

$$y_v \text{ máx} = \frac{-P * L^3}{3 * E * I}; \text{Ecuación 3.17.}$$

$$y_v \text{ máx} = \frac{-5120.36 [N] * (1[m])^3}{3 * (200 * 10^9 [Pa]) * (4.19 * 10^{-6} [m^4])}$$

$$y_v \text{ máx} = -2.036 * 10^{-3} [m] = 2.036 [mm]$$

$$y_m \text{ máx} = \frac{-M * L^2}{3 * E * I}$$

Deflexión máxima generada por un momento para vigas en voladizo

Fuente: Mott R. (2006).

$$y_m \text{ máx} = \frac{-M * L^2}{3 * E * I}$$

$$y_m \text{ máx} = \frac{-2854.887 [Nm] * (1[m])^2}{3 * (200 * 10^9 [Pa]) * (4.19 * 10^{-6} [m^4])}$$

$$y_m \text{ máx} = 1.07 * 10^{-3} [m] = 1.07 [mm]$$

Entonces al sumar las dos deflexiones causadas por la carga y el momento se obtiene una deflexión máxima total.

$$y_{\text{máx}} = y_m \text{ máx} + y_v \text{ máx} = 1.07 [mm] + 2.036 [mm] = 3.043 [mm]$$

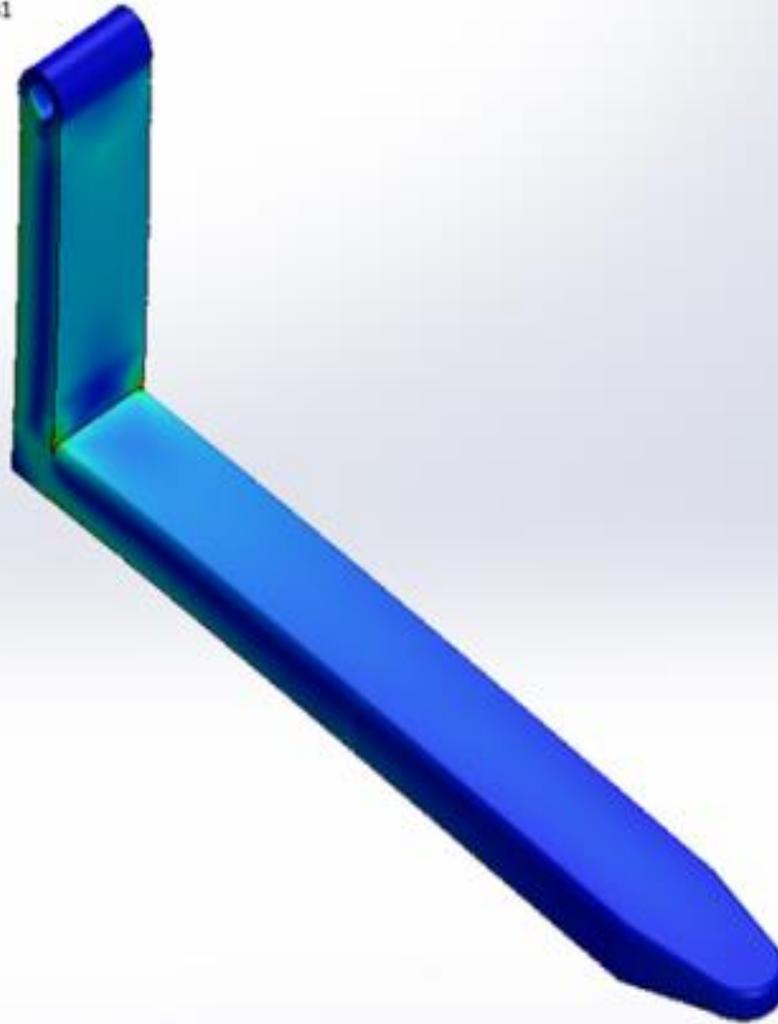
$$\text{tg } \theta = \left( \frac{y_{\text{máx}}}{L} \right)$$

$$\theta = \text{tg}^{-1} \left( \frac{y_v \text{ máx}}{L} \right)$$

$$\theta = \text{tg}^{-1} \left( \frac{2.036 * 10^{-3} [m]}{1 [m]} \right) = 0.11^\circ$$

# Comprobación de resultados con uso de software CAD (SolidWorks 2014)

Nombre de modelo: Hoquilla  
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Pre determinado)  
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1  
Escala de deformación: 3.59512



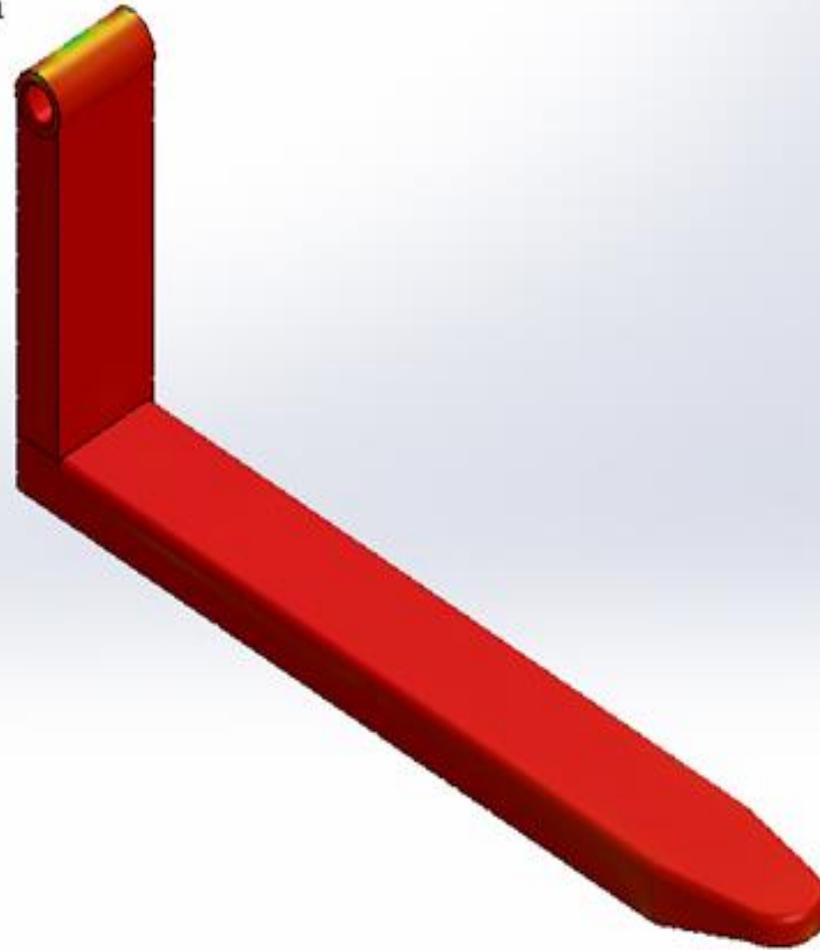
Nombre de modelo: Hoquilla

Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Pre determinado-)

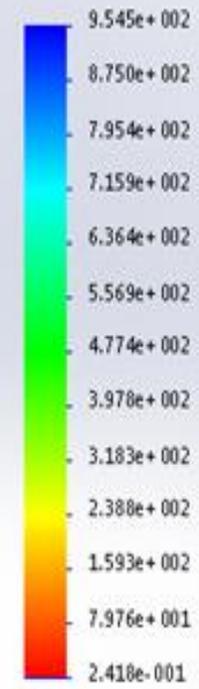
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1

Criterio: Automático

Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0.24



FDS

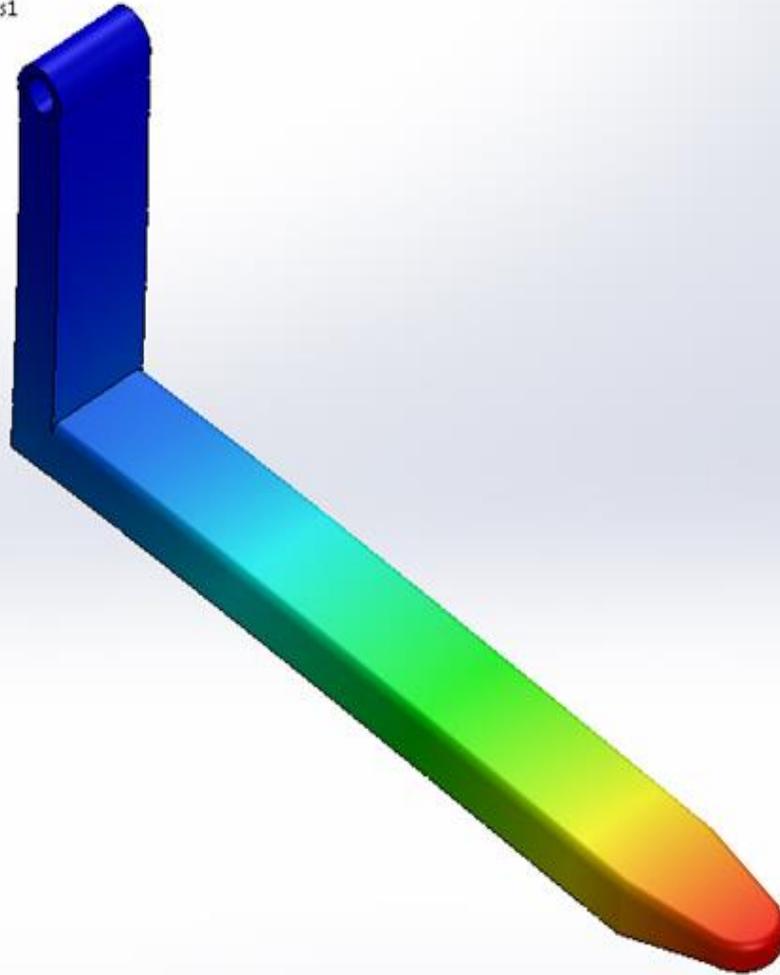


Nombre de modelo: Hoquilla

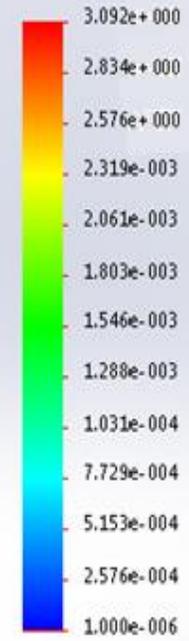
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Pre determinado-)

Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1

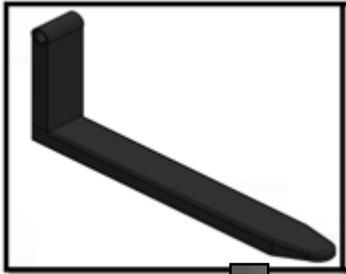
Escala de deformación: 3,59512



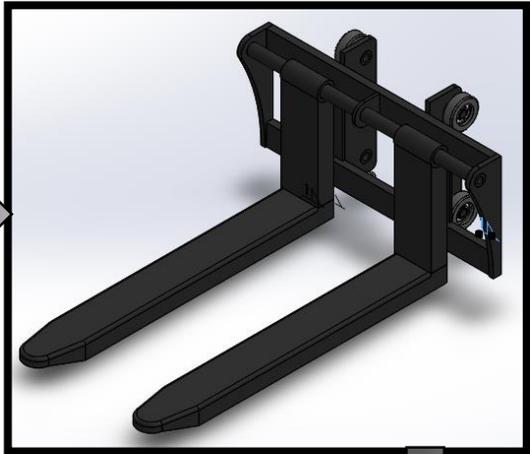
URES (mm)



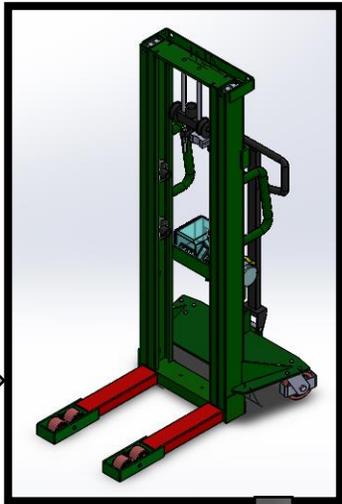
$F_s = 4.2224$



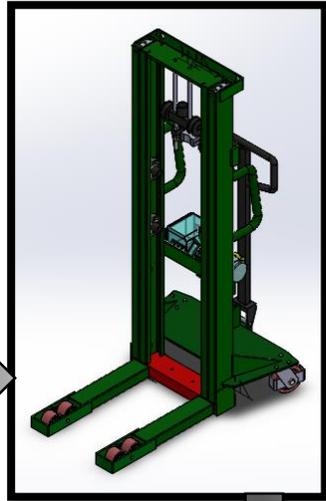
$S_y = 2.40 \text{ [MPa]}$



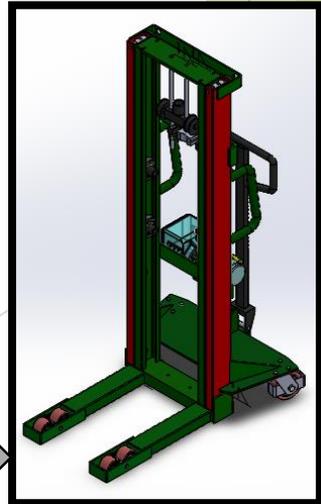
$F_s = 3.359$



$F_s = 2.3156$



$F_s = 2.2828$

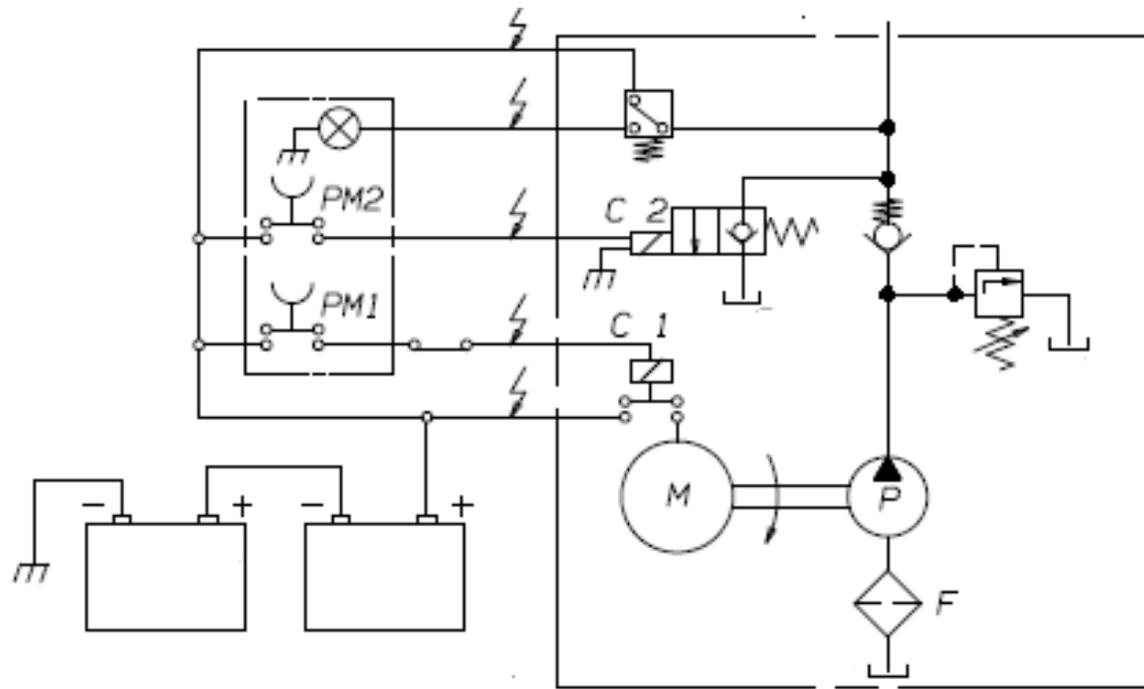


# Diseño Eléctrico

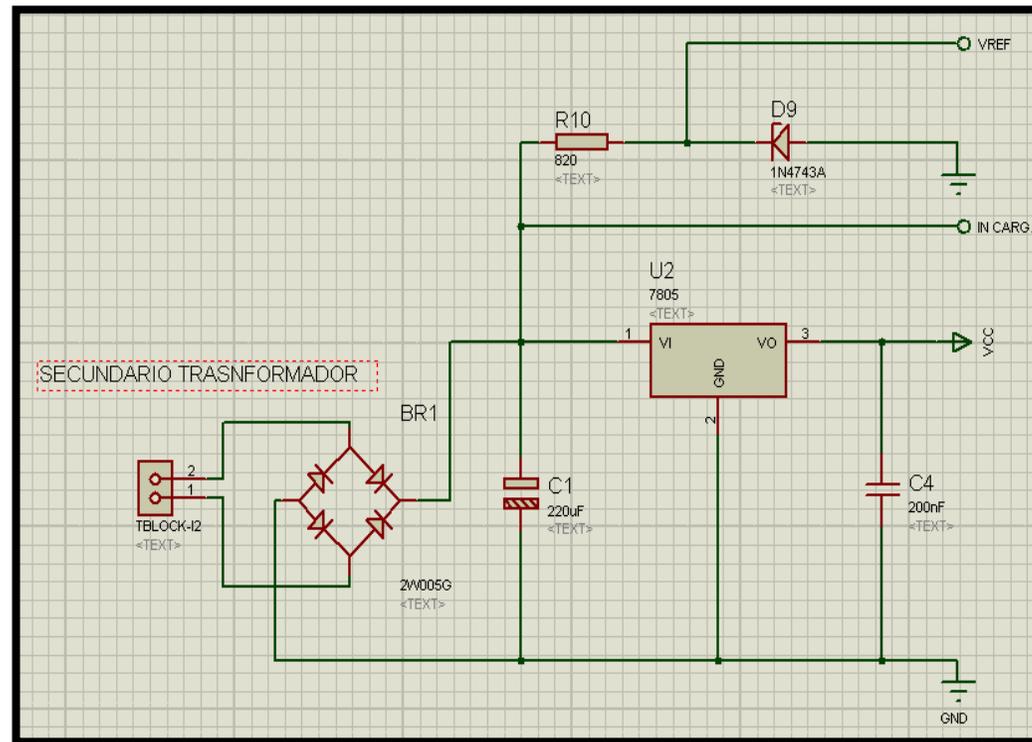
# Funcionamiento



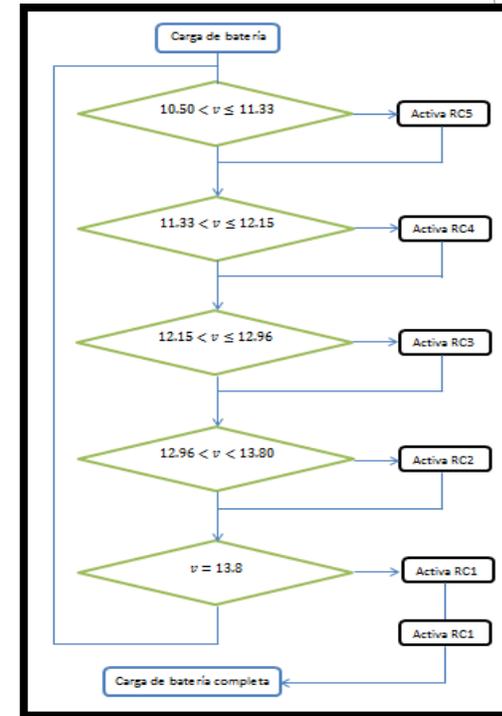
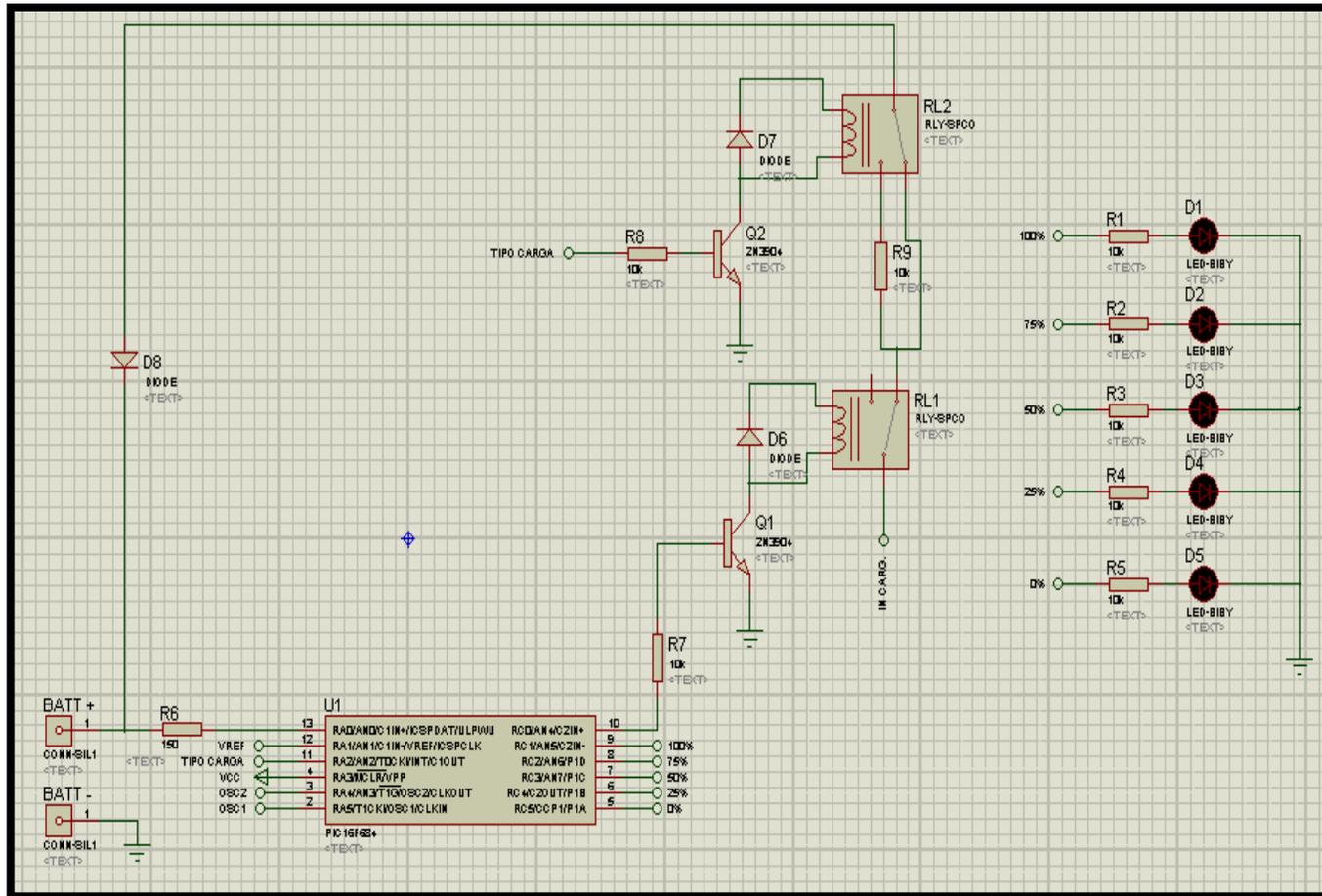
# Circuito de activación



# Diseño esquemático del sub-circuito de reducción y rectificación de voltaje



# Diseño esquemático del sub-circuito de control de carga



# Codificación PIC 16F526

```
#include "D:\Tesis \Programa_PIC\Controlador.h"
int16 dato=0;
void main()
{
    setup_adc_ports(sAN0|VSS_VREF);
    setup_adc(ADC_CLOCK_INTERNAL);
    setup_timer_0(RTCC_INTERNAL|RTCC_DIV_1);
    setup_timer_1(T1_DISABLED);
    setup_timer_2(T2_DISABLED,0,1);
    setup_comparator(NC_NC_NC_NC);
    setup_vref(FALSE);

//Setup_Oscillator parameter not selected from Intr Oscillator
Config tab
// TODO: USER CODE!!
        set_adc_channel( 0 ); //Selecion del canal de
lectura analogica de la bateria

    for(;;){
        output_high(pin_C0); //Puerto de on/OFF para la carga general de
la bateria !!desconectar la carga de la bateria para monitorizar el
voltaje de la Batt.
        dato=read_adc(); //Lee el valor de voltaje del canal analogico 0
(carga de Batt)
        if (dato>1020){ //Si el valor del voltaje de la Batt es mayor que
12,96?

            output_high(pin_C0); //Desconectar la carga gral
Batt*/output_high(pin_A2)/*Selecciona el tipo de carga
lenta*/;output_high(pin_C5);output_high(pin_C4);output_high(pin_
C3);output_high(pin_C2);output_high(pin_C1); //leds indicadores de
nivel
        }

        if (dato<1020&&dato>994){ //Si el valor del voltaje
de la Batt es menor que 12,96 y es mayor que 13.8?
        output_low(pin_C0);output_high(pin_A2);output_high(pin_C5);outp
```

```
        else if (dato<994 && dato>978){
            output_low(pin_C0);output_high(pin_A2);output_high(pin_C5);outp
ut_high(pin_C4);output_high(pin_C3);output_high(pin_C2);output_lo
w(pin_C1);
        }

        else if (dato<978 && dato>962){
            output_low(pin_C0);output_low(pin_A2);output_high(pin_C5);outpu
t_high(pin_C4);output_high(pin_C3);output_low(pin_C2);output_lo
w(pin_C1);
        }

        else if (dato<962 && dato>948){
            output_low(pin_C0);output_low(pin_A2);output_high(pin_C5);outpu
t_high(pin_C4);output_low(pin_C3);output_low(pin_C2);output_low
(pin_C1);
        }

        else if (dato<948){
            output_low(pin_C0);output_low(pin_A2);output_high(pin_C5);outpu
t_low(pin_C4);output_low(pin_C3);output_low(pin_C2);output_low(
pin_C1);
        }

        delay_ms(500);
    }
}
```

# PROTOSCOLOS DE PRUEBA

The background features abstract, overlapping geometric shapes in various shades of green, ranging from light lime to dark forest green. These shapes are primarily located on the right side of the frame, creating a modern, layered effect. The rest of the background is plain white.

# Pruebas del equipo sin carga

PROTOCOLO DE PRUEBAS APILADOR ELECTRO - HIDRÁULICO				
Empresa: LOA Corp. - 2L		Nombre del verificador: Jossué Chiluisa		
Fecha: 09-02-2015		Numero de hoja: 1/1		
Pruebas sin carga				
Parámetro	Cumple	No cumple	Observación	Condición
Ubicación correcta de los elementos.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>Holguras correctas</li> <li>centrados</li> </ul>
Montaje correcto del cilindro hidráulico.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>Centrado</li> <li>Apriete de la base correcto</li> </ul>
Montaje correcto del sistema de transmisión de potencia hidráulica.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>Estado de la bomba</li> <li>Nivel de aceite</li> <li>No hay impurezas</li> </ul>
Montaje correcto de poleas	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>Estado de rodamientos</li> <li>Estado de vinchas</li> <li>Centradas</li> <li>Engrasadas</li> </ul>
Montaje correcto de las cadenas de elevación.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>Estado de los bulones y eslabones</li> <li>Apriete correcto al bastidor y al porta horquillas</li> </ul>
Comprobación de ajustes de pernos.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>Estado de los pernos.</li> <li>Controlar el torque en ellos</li> </ul>
Comprobación de ajustes de acoples y estado de las mangueras.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>Apriete correcto de los acoples.</li> <li>No haya fugas.</li> <li>No abolladuras en las mangueras</li> </ul>
Encendido correcto del equipo.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>Funcionan los mandos "up" y "down"</li> </ul>
Inspección externa de las baterías.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>No hay acido derramado en la baterías</li> <li>Estado correcto de los bornes</li> </ul>
Comprobación de cargador de baterías.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>Voltímetro marca 12 V y subiendo.</li> <li>Ruido del relé de activación.</li> <li>Funciona la pinza amperimétrica</li> </ul>
Apagado del equipo.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>Todos los sistemas se bloquean</li> </ul>
Elevación de las horquillas	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>2.5 meros</li> </ul>
Tiempo de elevación	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>13 segundos</li> </ul>

# Pruebas del equipo con carga

Parámetro	Unidad	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Promedio
Elevación con 7 rollos de PVC.	Tiempo [s]	13	13	13	13
	Voltaje [V]	13.3	13.3	13.3	13.3
Elevación con 12 rollos de EcoFlex calibre 10.	Tiempo [s]	14	14.2	13	13.73
	Voltaje [V]	13.3	13.3	13.3	13.3
Elevación con 10 rollos de EcoFlex calibre 13.	Tiempo [s]	18	16	15	16.3
	Voltaje [V]	13.3	13.3	13.3	13.3
Elevación de 23 rollos de mezclilla. $\varnothing = 11$ [cm]	Tiempo [s]	16	15	16	15.6
	Voltaje [V]	13.3	13.3	13.3	13.3

Parámetro	Pruebas con carga			Condición
	Cumple	No cumple	Observación	
Elevación con 7 rollos de PVC.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 875 Kg en 13 segundos</li> <li>• 2.5 metros de elevación</li> </ul>
Elevación con 12 rollos de EcoFlex calibre 10.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 960 Kg en 13.7 segundos</li> <li>• 2.5 metros de elevación</li> </ul>
Elevación con 10 rollos de EcoFlex calibre 13.	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 1000 kg en 16.3 segundos</li> <li>• 2.5 metros de elevación</li> </ul>
Elevación de 23 rollos de mezclilla. Ø = 11 [cm]	<input checked="" type="radio"/>	<input type="radio"/>	Ninguna	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 989 Kg en 15.6 segundos</li> <li>• 2.5 metros de elevación</li> </ul>

**Observaciones generales.**

- El prototipo se ha desempeñado de forma correcta, cumpliendo con los parámetros preestablecidos en la etapa de diseño y sin presentar ninguna novedad.
- Una comprobación visual de estos parámetros medidos está adjuntada en forma de video, y se encuentra en el disco compacto entregado a la biblioteca Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

# Proyección de mejora en el proceso

Parámetro	Actual	Unidad	Proyectado	Porcentaje de mejora en el proceso
Rollos de PVC desplazados en cada proceso	1	Rollos	7	600 %
Cantidad de desplazamientos diarios promedio	32.5	Operaciones	4.64	600 %
Personal requerido para el proceso	2	Personas	1	100 %
Tiempo promedio por cada proceso	5	Minutos	16	-220 %
Tiempo total diario utilizado en el proceso	162.5	Minutos	74.28	118.75 %
Costo promedio diario del proceso	18.48	Dólares	4.23	335.69 %
Costo promedio mensual total de personal de proceso	369.69	Dólares	84.50	337.50 %

# Conclusiones

- ▶ De acuerdo con el estudio desarrollado a lo largo de este proyecto, se logró obtener una solución viable y que se ajustase a las necesidades planteadas por la empresa 2L.
- ▶ Se establecieron subsistemas tales como hidráulico, mecánico y electrónico. Lo cual facilitó el desarrollo y entendimiento de cada uno de estos aplicando los conocimientos de ingeniería y poder brindar una solución al problema planteado por la empresa.
- ▶ Se diseñó y construyó la estructura principal del apilador, de la cual para verificar su aptitud y comportamiento a la carga de una tonelada se realizó análisis de cargas, el cual arrojó como resultado el dimensionamiento necesario de cada uno de estos elementos, ajustándose a la norma ecuatoriana NTE INEN 1 623:2009. También se obtuvo una composición estructural apta, la cual fue la de un acero A36, el cual en todos los elementos nos brinda un factor de seguridad mayor a dos, lo cual indica un alto grado de confiabilidad en nuestro diseño de acuerdo a lo establecido por la AISC.

- ▶ Se diseñaron y construyeron las horquillas del equipo, para una carga máxima de una tonelada. Estas fueron construidas en perfil estructural C 150 x 60 x 5, de acero A36. Tras un análisis de estos elementos se obtuvo un factor de seguridad realmente alto, el cual garantiza un óptimo comportamiento al ser sometido a una carga de 1000 [Kg].
- ▶ Se diseñó y construyó un sistema eléctrico, el cual consta de un motor de 1.2 [HP] y par de baterías de 6 [V]. Dichos elementos permiten la activación y autonomía del equipo, permitiendo que este se desplace sin ningún impedimento por todas las instalaciones de la empresa.
- ▶ El equipo consta de un sistema electrónico de carga y monitoreo de las baterías, el cual nos muestra el estado de estas y en etapa de carga se desconectará de forma automática, suministrando solo la carga justa a las baterías e impedir daños por sobrecarga.
- ▶ Se dio como viable el proyecto, al comparar su costo de producción de equipo en relación a productos de similares características y midiendo la mejora productiva dentro de la empresa 2L, la cual fue de una 600% en el proceso de apilado de rollos de PVC y una reducción al 22% del costo original mensual, por proceso.