

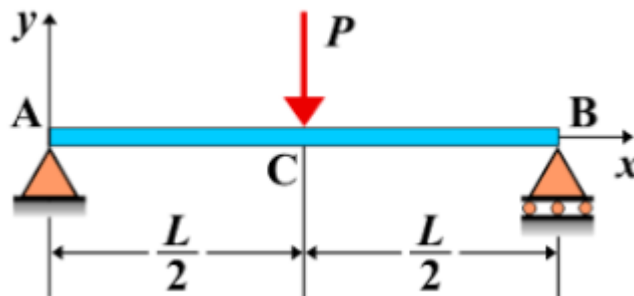
12 ANEXOS

(Los anexos están adjuntos y puede visualizarlos en base de datos de la biblioteca UIS)

Anexo 1. Cálculo vigas principales

El problema presentado es el de una viga simplemente apoyada con carga puntual ubicada en la mitad de la longitud de esta. Perfil en forma de I con doble simetría

Figura 1. Viga simplemente apoyada – carga puntual en el centro



Fuente: vaxasoftware [página web]. [Consultado el 28, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/fis/vigasdef.pdf.

Datos de la viga en acero estructural ASTM A572 Grado 50:

Donde:

L = Longitud de la viga principal.

Sy = Resistencia a la cedencia.

E = Modulo de elasticidad.

C_v = Carga viva (Peso de la cabina + Carga útil)

C_m = Carga muerta (Peso del contrapeso)

C_u = Carga aplicada

$L=2,22$ mts

$$S_y = 3519 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

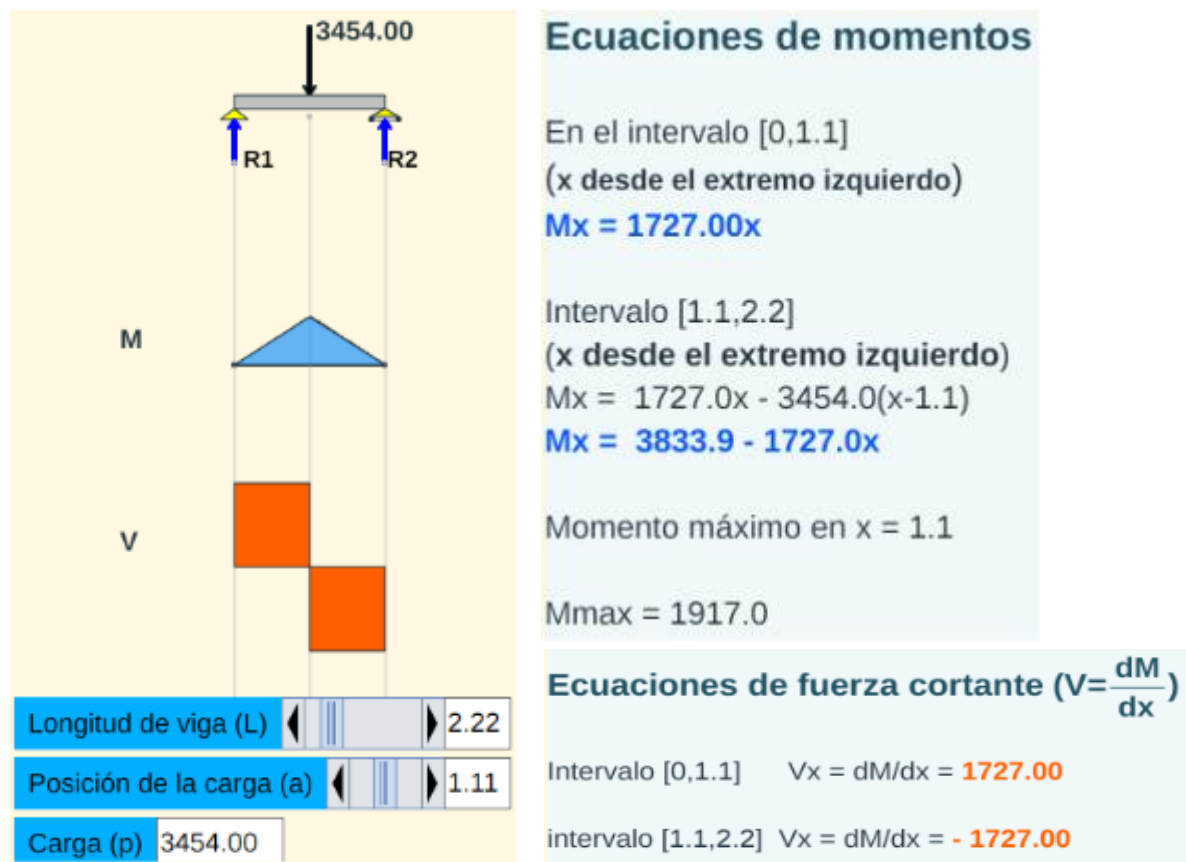
$$E = 2,11 \times 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$C_v = 1400$ kgf

$C_m = 1011.39$ kgf

$C_u = 1,2 \cdot C_m + 1,6 \cdot C_v = 3453.668$ kgf

Figura 2. Diagrama de cortante y momentos



Fuente: RIVERA BERRIO, Juan Guillermo. Caso 1. RED Descartes: ProyectoDescartes.org [página web]. (2014). [Consultado el 28, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: https://proyectodescartes.org/ingenieria/materiales_didacticos/estructuras-JS/caso1.htm.

De los diagramas de cortante y momento máximo se obtuvo los siguientes datos:

$V_{max}=1727$ kgf (Cortante máximo)

$M_{max}=1917$ kgf·m (Momento máximo)

Pre-dimensionamiento por demanda.

En esta sección se hace una primera aproximación del perfil IPE que podrá funcionar correctamente para este caso realizando los siguientes pasos:

Primero se calcula el módulo plástico que debe tener como mínimo el perfil IPE así:

$$Z_x \geq \frac{M_{max}}{\phi_b \cdot S_y}$$

Donde:

Z_x = Modulo plástico.

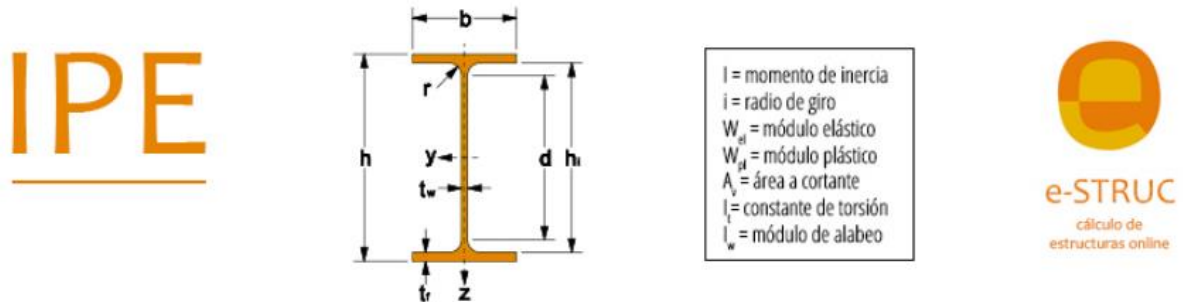
M_{max} = Momento máximo sobre la viga

ϕ_b = Factor de reducción de resistencia (0.9 por LRFD)

S_y = Resistencia a la cedencia

$$Z_x = \frac{191700 \text{ kgf}\cdot\text{cm}}{0.9 \cdot 3519 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 60.529 \text{ cm}^3$$

Figura 3. Dimensiones y propiedades mecánicas del perfil estructural IPE



Perfil	Dimensiones							Área	Propiedades mecánicas											Peso	
	h	b	t _w	t _f	r	h _i	d		Propiedades respecto al eje fuerte					Propiedades respecto al eje débil							
IPE	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	A	I _y	I _y	W _{el,y}	W _{pl,y}	A _{vy}	I _z	i _z	W _{el,z}	W _{pl,z}	A _{vz}	I _t	I _w	ρ
								mm ² x10 ²	mm ⁴ x10 ⁴	mm ⁴ x10	mm ³ x10 ³	mm ³ x10 ³	mm ² x10 ²	mm ⁴ x10 ⁴	mm	mm ³ x10 ³	mm ³ x10 ³	mm ² x10 ²	mm ⁴ x10 ⁴	mm ⁶ x10 ⁹	kg/m
IPE 80	80	46	3,8	5,2	5	70	60	7,6	80,1	3,24	20,0	23,2	5,00	8,5	1,05	3,7	5,8	3,58	0,70	0,12	6,00
IPE 100	100	55	4,1	5,7	7	89	75	10,3	171,0	4,07	34,2	39,4	6,67	15,9	1,24	5,8	9,2	5,08	1,20	0,35	8,1
IPE 120	120	64	4,4	6,3	7	107	93	13,2	317,8	4,90	53,0	60,7	8,47	27,7	1,45	8,7	13,6	6,31	1,74	0,89	10,4
IPE 140	140	73	4,7	6,9	7	126	112	16,4	541,2	5,74	77,3	88,3	10,47	44,9	1,65	12,3	19,3	7,64	2,45	1,98	12,9
IPE 160	160	82	5,0	7,4	9	145	127	20,1	869,3	6,58	108,7	123,9	12,84	68,3	1,84	16,7	26,1	9,66	3,60	3,96	15,8
IPE 180	180	91	5,3	8,0	9	164	146	23,9	1317,0	7,42	146,3	166,4	15,21	100,9	2,05	22,2	34,6	11,25	4,79	7,43	18,8
IPE 200	200	100	5,6	8,5	12	183	159	28,5	1943,0	8,26	194,3	220,6	18,25	142,4	2,24	28,5	44,6	14,00	6,98	12,99	22,4
IPE 220	220	110	5,9	9,2	12	202	178	33,4	2772,0	9,11	252,0	285,4	21,51	204,9	2,48	37,3	58,1	15,88	9,07	22,67	26,2
IPE 240	240	120	6,2	9,8	15	220	190	39,1	3892,0	9,97	324,3	366,6	25,44	283,6	2,69	47,3	73,9	19,14	12,88	37,39	30,7
IPE 270	270	135	6,6	10,2	15	250	220	45,9	5790,0	11,23	428,9	484,0	29,43	419,9	3,02	62,2	97,0	22,14	15,94	70,58	36,1
IPE 300	300	150	7,1	10,7	15	279	249	53,8	8356,0	12,46	557,1	628,4	34,02	603,8	3,35	80,5	125,2	25,68	20,12	125,90	42,2
IPE 330	330	160	7,5	11,5	18	307	271	62,6	11770,0	13,71	713,1	804,3	39,58	788,1	3,55	98,5	153,7	30,81	28,15	199,10	49,1
IPE 360	360	170	8,0	12,7	18	335	299	72,7	16270,0	14,95	903,6	1019,0	45,93	1043,0	3,79	122,8	191,1	35,14	37,32	313,60	57,1
IPE 400	400	180	8,6	13,5	21	373	331	84,5	23130,0	16,55	1156,0	1307,0	52,42	1318,0	3,95	146,4	229,0	42,69	51,08	490,00	66,3
IPE 450	450	190	9,4	14,6	21	421	379	98,8	33740,0	18,48	1500,0	1702,0	59,24	1676,0	4,12	176,4	276,4	50,85	66,87	791,00	77,6
IPE 500	500	200	10,2	16,0	21	468	426	116,0	48200,0	20,43	1928,0	2194,0	68,26	2142,0	4,31	214,2	335,9	59,87	89,29	1249,00	90,7
IPE 550	550	210	11,1	17,2	24	516	468	134,0	67120,0	22,35	2441,0	2787,0	76,77	2668,0	4,45	254,1	400,5	72,34	123,20	1884,00	106,0
IPE 600	600	220	12,0	19,0	24	562	514	156,0	92080,0	24,30	3069,0	3512,0	88,56	3387,0	4,66	307,9	485,6	83,78	165,40	2846,00	122,0

Fuente: E-STRUC. Perfiles estructurales de acero abierto. e-STRUC – Cálculo de estructuras [página web]. (2019). [Consultado el 29, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: <https://e-struc.com/2020/04/21/perfiles-estructurales-de-acero-abiertos/>.

Posteriormente se busca en la figura 3 un valor de modulo plástico mayor al calculado que en este caso fue $Z_x=60.529 \text{ cm}^3$, en la tabla este valor es el que aparece en la columna $W_{pl,y}$, para esta ocasión el perfil más adecuado es el IPE 140 porque tiene valor de $Z_x=88.3 \text{ cm}^3$ lo cual es un valor mayor al requerido dando un mayor factor de seguridad.

El perfil IPE 140 según la figura 3 tiene las siguientes características:

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

$$b=73 \text{ mm}$$

$$t_w=4.7 \text{ mm}$$

$$t_f=6.9 \text{ mm}$$

$$h_i=126 \text{ mm}$$

$$d=112 \text{ mm}$$

$$S_x=77.3 \text{ cm}^3$$

$$I_y=44.9 \text{ cm}^4$$

$$r_y=1.67 \text{ cm}$$

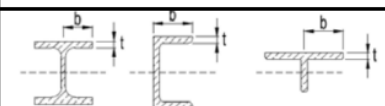

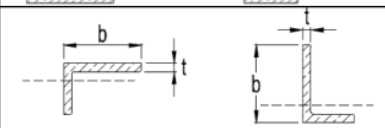
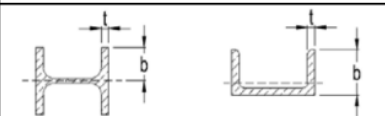

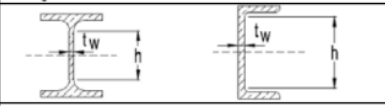
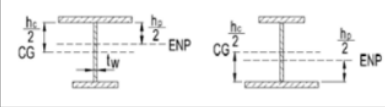
$$J=2.45 \text{ cm}^4$$

$$Z_{x\text{perfil}}=88.3 \text{ cm}^3$$

Para saber los estados limites aplicables para el caso que se presenta, primero se debe saber si las alas (elementos no atiesados) y el alma (elementos atiesados) son esbeltos o no.

Clasificación de la sección, de acuerdo con su esbeltez.

Figura 4. Valores límite de la relación ancho a espesor para elementos sometidos a flexión

Caso	Descripción del Elemento	Relación Ancho a Espesor	Valores límite de la relación ancho/espesor		Ejemplos	
			λ_p (compacto/no compacto)	λ_r (no compacto/Esbelto)		
Elementos No Atiesados	10	Aletas de perfiles laminados en I , canales y secciones en T	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$1.0\sqrt{E/F_y}$	
	11	Aletas de perfiles armados en I , de simetría doble o simple	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$0.95\sqrt{k_c E/F_L}$ (a) (b)	
	12	Aletas de ángulos sencillos	b/t	$0.54\sqrt{E/F_y}$	$0.91\sqrt{E/F_y}$	
	13	Aletas de todo tipo de perfiles en I y canales en flexión sobre su eje menor	b/t	$0.38\sqrt{E/F_y}$	$1.0\sqrt{E/F_y}$	
Elementos Atiesados	14	Almas de secciones en T	d/t	$0.84\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	$1.03\sqrt{\frac{E}{F_y}}$	
	15	Almas de perfiles en I de simetría doble y canales	h/t_w	$3.76\sqrt{E/F_y}$	$5.70\sqrt{E/F_y}$	
	16	Almas de perfiles en I de simetría simple ^(c)	h_c/t_w	$\frac{h_c}{h_p} \sqrt{\frac{E}{F_y}} \leq \lambda_r$ $\left(\frac{0.54 M_p}{M_y} - 0.09 \right)^2 \leq \lambda_r$	$5.70\sqrt{E/F_y}$	

Fuente: ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. NSR 10. Bogotá D.C: [s.n.]. 35 - 36 p.

Como el elemento sometido a flexión es un elemento estructural IPE aplica caso el N°10 de elementos no atiesado y el caso N°15 de elementos atiesados.

Primero se debe calcular a relación de esbeltez así:

$$\lambda_f = \frac{b}{2 \cdot t_f}$$

Donde:

λ_f = Relación de esbeltez.

b = Longitud total del ala (ver figura 3).

t_f = Espesor del ala (ver figura 3).

$$\lambda_f = \frac{73 \text{ mm}}{2 \cdot 6.9 \text{ mm}} \cong 5.29$$

Ahora se debe comparar la relación de esbeltez con el valor de que arroje λ_p según la figura 4 tanto para elementos no atiesados como atiesados:

- Ala (Elementos no atiesados)

$$\lambda_p = 0.38 \cdot \sqrt{\frac{E}{S_y}}$$

Donde:

E = Modulo de elasticidad.

S_y = Resistencia a cedencia.

$$\lambda_p = 0.38 \cdot \sqrt{\frac{2,11 \times 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{3519 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}} = 9.305$$

Como $\lambda_f \leq \lambda_p$ el ala (elemento no atiesado) tiene una sección compacta.

Ahora se realiza el mismo procedimiento anterior para el alma.

- Alma (Elemento atiesado)

$$\lambda_w = \frac{d}{t_w}$$

Donde:

λ_w = Relación de esbeltez.

d = Longitud total del alma (ver figura 3).

t_w = Espesor del alma (ver figura 3).

$$\lambda_w = \frac{112 \text{ mm}}{4.7 \text{ mm}} \cong 23.83$$

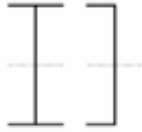


Ahora se debe comparar la relación de esbeltez con el valor de que arroje λ_b según la figura 4:

$$\lambda_p = 3.76 \cdot \sqrt{\frac{E}{S_y}}$$
$$\lambda_p = 3.76 \cdot \sqrt{\frac{2,11 \times 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{3519 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}} = 92.07$$

Como $\lambda_w \leq \lambda_p$ el alma (elemento atiesado) tiene una sección compacta.

Con los cálculos anteriores se comprobó que tanto el ala como el alma de la viga son elementos compactos, por tal razón se puede saber los estados límites aplicables para el perfil seleccionado, tal como se muestra a continuación:

Figura 5. Estados límites aplicables para el diseño a flexión

Numeral Aplicable	Sección Transversal	Esbeltez de la aleta	Esbeltez del alma	Estados límites
F.2.6.2		C	C	F, PLT
F.2.6.3		NC, E	C	PLT, PLA
F.2.6.4		C, NC, E	NC	F, PLT, PLA, FAT

Fuente: ASOCIACIÓN COLOMBIANA DE INGENIERÍA SÍSMICA. Reglamento colombiano de construcción sismo resistente. NSR 10. Bogotá D.C: [s.n.]. 58 p.

Donde:

C = Compacta

F = Fluencia

PLT = Pandeo lateral-torsional

Como tanto el alma como las alas son elementos compactos los estados límites a tener en cuenta será por fluencia y pandeo lateral-torsional.

Plastificación de la sección (momento plástico)

Conocidos los estados límites aplicables para el presente caso se procede a calcular los respectivos valores de resistencia nominal a la flexión M_n , se tomará como el menor entre los valores obtenidos para los estados límites de plastificación de la sección (momento plástico) y pandeo lateral – torsional.

$$M_n = M_p = S_y \cdot Z_{x\text{perfil}}$$

Donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia mínimo especificado para el tipo de acero usado, MPa

Z_x = Modulo plástico de la sección alrededor del eje x, mm^3

$$M_p = 3519 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot 88.3 \text{ cm}^3$$

$$M_p = 310727.7 \text{ kgf}\cdot\text{cm} = 3.107 \text{ ton}\cdot\text{m}$$

Pandeo lateral-torsional

Conocidos los estados límites aplicables para el presente caso se procede a calcular los respectivos valores de resistencia nominal a la flexión M_n , “Se tomará como el menor entre los valores obtenidos para los estados límites de plastificación de la sección (momento plástico) y pandeo lateral – torsional”.

- Cuando $L_b \leq L_p$, no se aplica el estado límite de pandeo lateral-torsional.

- Cuando $L_p \leq L_b \leq L_r$

$$M_n = C_b \left[M_p - (M_p - 0,7 \cdot F_y \cdot S_x) \cdot \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right]$$

- Cuando $L_b \geq L_r$

$$M_n = F_{cr} \cdot S_x \leq M_p$$

Donde:

L_b = Longitud comprendida entre dos puntos que están arriostrados ya sea contra el desplazamiento lateral de la aleta a compresión o contra la torsión de la sección transversal.

$L_b = 222$ cm (Como la viga no tiene arrostramientos su valor es igual a la longitud total)

L_p = Máxima longitud sin arrostramiento lateral para la cual se debe alcanzar el estado límite de plastificación (momento plástico) bajo condición de momento uniforme.

L_r = Máxima longitud sin arrostramiento lateral para la cual se alcanza el estado límite de pandeo lateral torsional en el rango inelástico.

Se procede a calcular los límites de longitud L_p y L_r de la siguiente manera:

$$L_p = 1,76 \cdot r_y \cdot \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$L_p = 1,76 \cdot 1.65 \cdot \sqrt{\frac{2,11 \times 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{3519 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}} \cong 71.11 \text{ cm}$$

Ahora se calcula la longitud L_r , pero antes se debe calcular el factor r_{ts} .

$$r_{ts} = \sqrt{\frac{I_y \cdot h_o}{2 \cdot S_x}}$$

Donde:

h_o = Distancia entre centroides de alas

S_x =

I_y =

r_{ts} =

$$h_o = h - t_f$$

$$h_o = 140 \text{ mm} - 6,9 \text{ mm} = 13,31 \text{ cm}$$

$$C_w = \frac{I_y \cdot h_o^2}{4}$$

$$C_w = \frac{44,9 \text{ cm}^4 \cdot (13,31 \text{ cm})^2}{4} = 1988,577 \text{ cm}^6$$

$$r_{ts} = \sqrt{\frac{44,9 \text{ cm}^4 \cdot 13,31 \text{ cm}}{2 \cdot 77,3 \text{ cm}^3}} = 1,966 \text{ cm}$$

Ahora se calcula la longitud L_r

$$L_r = 1,95 \cdot r_{ts} \cdot \frac{E}{0,7 \cdot S_y} \cdot \sqrt{\frac{J \cdot C}{S_x \cdot h_o} + \sqrt{\left(\frac{J \cdot C}{S_x \cdot h_o}\right)^2 + 6,76 \left(\frac{0,7 \cdot S_y}{E}\right)^2}}$$

Donde:

C = 1 para perfiles en I de doble simetría

$$L_r = 1,95 \cdot 1,966 \cdot \frac{2,11 \times 10^6}{0,7 \cdot 3519} \cdot \sqrt{\frac{2,45 \cdot 1}{77,3 \cdot 13,31} + \sqrt{\left(\frac{2,45 \cdot 1}{77,3 \cdot 13,31}\right)^2 + 6,76 \left(\frac{0,7 \cdot 3519}{2,11 \times 10^6}\right)^2}} = 259,4 \text{ cm}$$

En conclusión se obtuvieron los siguientes valores:

$$L_b = 222 \text{ cm}$$

$$L_p = 71,11 \text{ cm}$$

$$L_r = 259,4 \text{ cm}$$

En conclusión $L_p \leq L_b \leq L_r$ entonces se utiliza siguiente fórmula para Mn (resistencia nominal a la flexión).

$$M_n = C_b \left[M_p - (M_p - 0,7 \cdot F_y \cdot S_x) \cdot \left(\frac{L_b - L_p}{L_r - L_p} \right) \right]$$

Coficiente de flexión Cb.

$$C_b = \left(12,5 \frac{M_u}{2,5 M_u + 3M_a + 4M_b + 3M_c} \right) \cdot R_m$$

Donde:

Cb = Factor de modificación para pandeo lateral-torsional, aplicable cuando sobre el segmento de viga comprendido entre dos puntos arriostrados se tiene un diagrama de momentos no uniforme.

M_u = Valor absoluto del momento máximo en el segmento comprendido entre puntos arriostrados, N.mm.

M_a = Valor absoluto del momento a un cuarto de la longitud del segmento comprendido entre puntos arriostrados, N.mm.

M_b = Valor absoluto del momento en el punto medio del segmento comprendido entre puntos arriostrados, N.mm.

M_c = Valor absoluto del momento a los tres cuartos de la longitud del segmento comprendido entre puntos arriostrados, N.mm.

R_m = Parámetro de mono simetría de la sección transversal

$R_m = 1$ para miembros de doble simetría.

Se procede a calcular los momentos mostrados anteriormente usando la ecuación general de momentos de la figura 2:

$$X_A = \frac{1}{4} \cdot 2,22 \text{ m} = 0,555 \text{ m}$$

$$X_B = \frac{1}{2} \cdot 2,22 \text{ m} = 1,11 \text{ m}$$

$$X_C = \frac{3}{4} \cdot 2,22 \text{ m} = 1,665 \text{ m}$$

$$M_A = 1727 \text{ kgf} \cdot X_A$$

$$M_A = 1727 \text{ kgf} \cdot 0,555 \text{ m} = 958,485 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

$$M_B = 1727 \text{ kgf} \cdot X_B$$

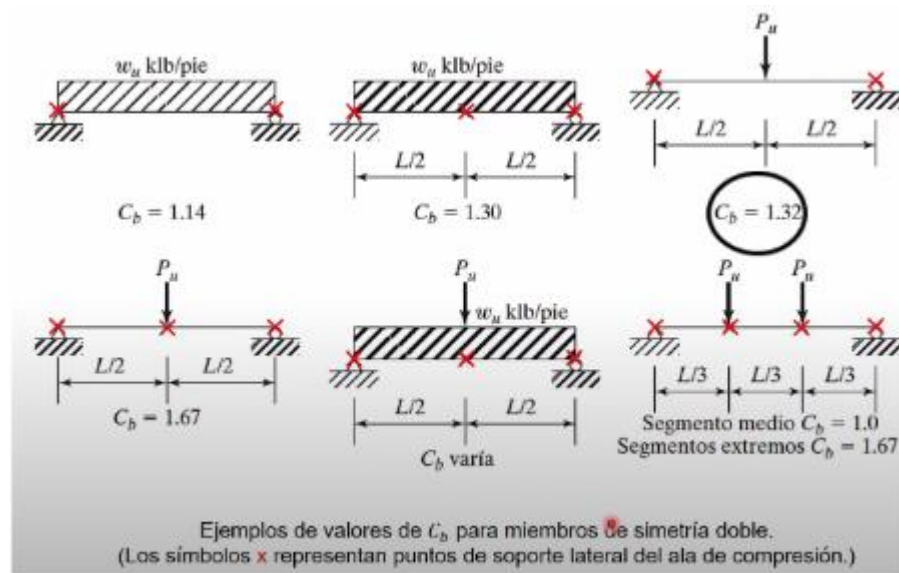
$$M_B = 1727 \text{ kgf} \cdot 1,11 \text{ m} = 1916,97 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

$$M_C = 3834 \text{ kgf} - 1727 \cdot X_C$$

$$M_C = 3834 \text{ kgf} - 1727 \cdot 1,665 \text{ m} = 958,545 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

$$C_b = \left(12,5 \cdot \frac{1917 \text{ kgf}\cdot\text{m}}{2,5 \cdot 1917 + 3 \cdot 958,485 + 4 \cdot 1916,97 + 3 \cdot 958,} \right) \cdot 1 = 1.316$$

Figura 6. Valores de C_b para miembros de simetría doble.



Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=URNw666ZR6A&list=LL&index=20&t=1703s>

Como se puede observar en la figura 6, el valor calculado de C_b es muy parecido al esperado para un miembro sometido a flexión simplemente apoyado y con una carga puntual en el centro.

$$M_n = 1.316 \left[310727.7 \text{ kgf}\cdot\text{cm} - \left(310727.7 \text{ kgf}\cdot\text{cm} - 0,7 \cdot 3519 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot 77.3 \text{ cm}^3 \right) \cdot \left(\frac{222 \text{ cm} - 71.11 \text{ cm}}{259.4 \text{ cm} - 71.11 \text{ cm}} \right) \right]$$

$$M_n = 282033.4783 \text{ kgf}\cdot\text{m}$$

$$M_n = 2.82 \text{ ton}\cdot\text{m}$$

Al comparar los dos valores de M_n calculados para los casos de plastificación de la sección y pandeo lateral – torsional se escoge el menor valor M_n que sería el del caso de Pandeo lateral – torsional.

$$M_n = 2.82 \text{ ton}\cdot\text{m}$$

Resistencia de diseño.

La resistencia de diseño en flexión

$$\Phi_b \cdot M_n = 0,9 \times 2,82 \text{ ton}\cdot\text{m} = 2,538 \text{ tonf}\cdot\text{m}$$

$$M_u = M_{\max} = 1,917 \text{ tonf}\cdot\text{m}$$

Se Recuerda que M_u es la resistencia nominal a la flexión, como M_u es el momento requerido por el sistema y es menor a M_n que es el disponible, entonces la viga resistirá.

```

AISC 360-16 STEEL SECTION CHECK (Summary for Combo and Station)
Units : Tonf, m, C

Frame : 1      X Mid: 1,11      Combo: 1,2CM_sin peso+1
Length: 2,22   Y Mid: 0,          Shape: IPE140
Loc : 1,11    Z Mid: 0,          Class: Compact      Design Type: Beam
                                           Frame Type: SMF
                                           Princpl Rot: 0, degrees

Provision: LRFD      Analysis: Direct Analysis
D/C Limit=0,95      2nd Order: General 2nd Order      Reduction: Tau-b Fixed
AlphaPr/Fy=0,      AlphaPr/Fe=0,      Tau_b=1,      EA factor=0,8      EI factor=0,8

PhiB=0,9      PhiC=0,9      PhiTY=0,9      PhiTF=0,75
PhiS=0,9      PhiS-RI=1,      PhiST=0,9

A=0,002      I33=5,410E-06      x33=0,057      S33=7,729E-05      Av3=8,395E-04
J=0,      I22=0,      x22=0,017      S22=1,230E-05      Av2=6,580E-04
E=20389019,16      Fy=38153,481      Ry=1,1      s33=8,830E-05      Cw=0,
RLLF=1,      Fu=45699,526

STRESS CHECK FORCES & MOMENTS (Combo 1,2CM_sin peso+1,6CV)
Location      Fu      Mu33      Mu22      Vu2      Vu3      Tu
1,11      0,      1,917      0,      1,727      0,      0,

PMX DEMAND/CAPACITY RATIO (H1.3b,H1-2,M)
D/C Ratio: 0,773 = 0,773
            = (Mr33/(Cb*Mc33))

COMPACTNESS
Slenderness      Lambda      Lambda_p      Lambda_r      Lambda_s      Compactness
Major/Flange      5,29      9,152      24,053
/Flange      23,872      90,553      137,274      232,      Compact
/Flange      5,29      9,152      24,053
/Flange      23,872      90,553      137,274      232,      Compact
Axial/Flange      5,29      13,487
/Flange      23,872      38,884      Compact

AXIAL FORCE & BIAXIAL MOMENT DESIGN (H1.3b,H1-2,M)
Factor      L      K1      K2      B1      B2      Cm
Major Bending      1,      1,      1,      1,      1,      1,
Minor Bending      1,      1,      1,      1,      1,      1,

Ltb      Lltb      Klrb      Cb
1,      1,      1,      1,316

Axial      Fu      phi*Pnc      phi*Pnt
Force      Capacity      Capacity
0,      14,47      51,887

Major Moment      Mu      phi*Mn      phi*Mn      phi*Mn
Moment      Capacity      No LTB      Cb=1
1,917      2,481      2,794      1,885
Minor Moment      0,      0,607

SHEAR CHECK
Vu      phi*Vn      Stress      Status
Force      Capacity      Ratio      Check
Major Shear      1,727      13,879      0,124      OK
Minor Shear      0,      19,123      0,      OK

CONNECTION SHEAR FORCES FOR BEAMS
VMajor      VMajor
Left      Right
Major (V2)      1,727      1,727
    
```

Fuente: Elaboración propia

Anexo 3. Cálculo de cuñas

A continuación se mostrará el cálculo de la cuña entre el eje principal y la polea de tracción. Primero se calcular la velocidad angular de la polea de tracción:

$$w = \frac{v}{r}$$

Donde:

w = Velocidad angular de la polea de tracción

v = velocidad nominal del elevador

$$v = 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

r = Radio de la polea de tracción

r = 260 mm

$$w = \frac{0.5 \text{ m/s}}{0.26 \text{ m}} = 1.923 \text{ rad/s}$$

Posteriormente se calcula la potencia nominal requerida por el sistema y la potencia de diseño que incluye un factor de servicio:

$$\text{Pot}_n = T_d \cdot w$$

Donde:

Pot_n = Potencia nominal requerida por el sistema

T_d = Torque total (Torque generado por la carga + torque inercial)

T_d = 1750 N·m (ver sección tensión de cables)

w = velocidad radial de la polea de tracción

$$Pot_n = 1750 \text{ Nm} \cdot 1.923 \text{ rad/s}$$

$$Pot_n = 3.365 \text{ kW}$$

Seguidamente, para el cálculo de la potencia de diseño se escoge un factor de servicio, este factor tiene valores entre 1.3 a 2.5, se selecciona a consideración del diseñador según los requerimientos de este caso.

$$Pot_d = Pot_n \cdot N_s$$

Donde:

Pot_d = Potencia de diseño

N_s = factor de servicio (1.3 – 2.5)

N_s = 2 (seleccionado por criterio del diseñador)

$$Pot_d = 3.365 \text{ kW} \cdot 2$$

$$Pot_d = 6.73 \text{ kW}$$

Ahora tomando que el material más débil entre el eje y la cuña va a ser la cuña, para la cuña se tomará el material AISI 1020 laminado simple el cual tiene el siguiente valor de resistencia a la fluencia:

$$S_y = 330876371 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

S_y = Resistencia a la fluencia

Como se conoce el diámetro del eje de la polea de tracción, se puede seleccionar la geometría de la cuña la cual tendrá las siguientes medidas:

d_s = diámetro del eje de la polea de tracción

b = base de la cuña

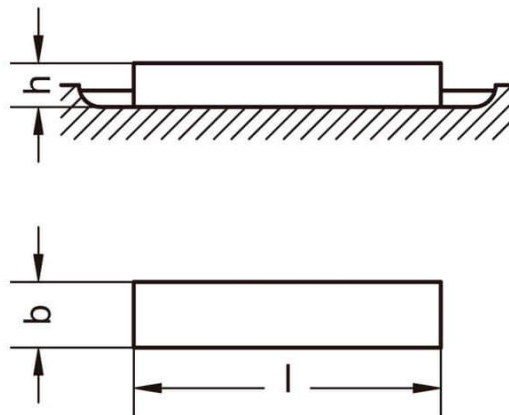
h = altura de la cuña

$d_s=88.9$ mm

$b=25$ mm

$h=14$ mm

Chaveta DIN 6885 B



Fuente: MAYMOL S.A. Din 6885 b. MAYMOL S.A. - Suministros Industriales y Normalizados para Matricería [página web]. (2022). [Consultado el 27, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: <https://www.maymol.com/producto-146-din-6885-b>.

Posteriormente se toma un valor de factor de seguridad también a consideración del diseñador y otros factores que se muestran a continuación:

$N=2$

N = Factor de seguridad

μ_1 = Coeficiente de fricción entre eje y la cuña

μ_2 = Coeficiente de fricción entre eje y el cubo

$$\mu_1 = 0.22$$

$$\mu_2 = 0.22$$

Ya se cuenta con los datos necesarios para calcular la cuña, primero se hará las fuerzas en lengüeta de la siguiente forma:

Como lengüeta:

- Por aplastamiento

$$L_1 = \frac{4 \cdot N_s \cdot Pot_d}{w \cdot S_y \cdot h \cdot (d_s - \frac{h}{2})}$$

$$L_1 = \frac{4 \cdot 2 \cdot 6.73 \text{ kW}}{1.923 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 330876371 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0.014 \text{ m} \cdot (0.0889 \text{ m} - \frac{0.014 \text{ m}}{2})} = 7.382 \text{ cm}$$

- Por corte

$$L_2 = \frac{4 \cdot N_s \cdot Pot_d}{w \cdot S_y \cdot b \cdot d}$$

$$L_2 = \frac{4 \cdot 2 \cdot 6.73 \text{ kW}}{1.923 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 330876371 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0.025 \text{ m} \cdot 0.089 \text{ m}} = 3.808 \text{ cm}$$

Como cuña encastrada:

$$\frac{Pot_d}{w} = \frac{1}{12} \cdot b^2 \cdot \frac{S_y}{N} \cdot l + \frac{1}{4} \cdot \mu_1 \cdot b \cdot \frac{S_y}{N} \cdot l \cdot (d-h) + \frac{1}{8} \cdot h \cdot \frac{S_y}{N} \cdot l \cdot (d-h_0) - \frac{1}{8} \cdot \mu_1 \cdot h \cdot \frac{S_y}{N} \cdot b \cdot l + \frac{1}{4} \cdot \mu_2 \cdot \frac{S_y}{N} \cdot l \cdot d \cdot (b - \mu_1 \left(\frac{h}{2}\right))$$

Reemplazando los valores ya obtenidos en la ecuación anterior da lo siguiente:

$$L_3 = 5.192 \text{ cm}$$

Luego se compara las tres longitudes y se escoge la más grande, en este caso fue el cálculo en lengüetas por aplastamiento $L_1 = 7.382 \text{ cm}$

Ahora ese valor se debe comparar con la longitud de la cuña máxima y mínima permitida de la siguiente forma:

$$L_{\min} = 1.25 \cdot ds$$

$$L_{\min} = 1.25 \cdot 8.89 \text{ cm} = 11.113 \text{ cm}$$

$$L_{\max} = 2.4 \cdot ds$$

$$L_{\max} = 2.4 \cdot 8.89 \text{ cm} = 21.336 \text{ cm}$$

Como L_1 es menor a L_{\min} entonces tomo el valor de L_{\min} como longitud para la cuña, en resumen la cuña tendría estas características:

- Material: AISI 1020 Laminado en frío
 - $b = 25 \text{ mm}$
 - $h = 14 \text{ mm}$
- $$l = 11.113 \text{ cm}$$

Anexo 4. Cálculo presión máxima y adherencia polea de tracción

Presión específica

La presión específica de los cables sobre las gargantas de las poleas de arrastre no debe superar ciertos límites, para evitar su desgaste prematuro, y el de los cables.

Primer se calcula la longitud de cada ramal de cable

$$L_{\text{Ramal}} = L + 5\text{m}$$

L = Recorrido de cada cable según medidas tomadas en sitio.

$$L = 7.4 \text{ m}$$

$$L_{\text{Ramal}} = 7.4 \text{ m} + 5\text{m}$$

$$L_{\text{Ramal}} = 12.4 \text{ m}$$

Ahora se calcula el peso de cada ramal de cable

$$Q_L = n \cdot m_L \cdot L_{\text{Ramal}} \cdot g$$

Datos:

$$n = 4$$

$$m_L = 0.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \text{ (cable 8 X 19+1 SEALE, ver selección de cables)}$$

$$g \cong 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Donde:

Q_L = Peso de cada ramal de cable.

n = Número de cables.

m_L = Peso de cada cable por metro.

L_{ramal} = Longitud de cada ramal de cable.

g = Aceleración de la gravedad.

$$Q_L = 4 \cdot 0.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 12.4 \text{ m} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$Q_L \cong 243.2 \text{ N}$$

Ahora se calcula la presión específica generada por los cables sobre un tipo de garganta semicircular con entalla.

$$P = \frac{T}{n \cdot d \cdot D_T} \cdot \frac{8 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}{\pi - \beta - \sin(\beta)}$$

Donde:

P = Presión específica máxima en MPa.

T = Tensión estática del cable en N (Peso de la cabina + carga máxima nominal + peso de los cables cuando la cabina se encuentra a nivel del primer piso).

n = Número de cables.

d = Diámetro de los cables.

D_T = Diámetro de la polea de tracción.

β = Ángulo del arco cortado por la entalla de la garganta semicircular.

$$T = Q_b + Q_u + Q_L$$

$$T = 3922.66 + 9806.65 \text{ N} + 243.2 \text{ N}$$

$$T = 13972.51 \text{ N}$$

Datos:

$D_T = 520 \text{ mm}$ (Ver selección de la polea de tracción)

d=12.5 mm (Ver selección del cable)

$\beta=106^\circ$ (Valor máximo permitido)

n=4

$$P = \frac{13972.51 \text{ N}}{4 \cdot 0.0125 \text{ m} \cdot 0.52 \text{ m}} \cdot \frac{8 \cdot \cos\left(\frac{106^\circ}{2}\right)}{\pi - \frac{106^\circ \cdot \pi}{180} - \sin(106^\circ)}$$

P=7.834 MPa

Presión máxima

El valor obtenido en la presión específica no debe ser mayor a la obtenida en la presión específica máxima, estos cálculos se hacen con la cabina a plena carga.

$$P_{\max} = \frac{12,5 + 4 \cdot V}{1 + V}$$

Donde:

P_{\max} = Presión máxima permisible en MPa.

V = Velocidad nominal de la cabina en m/s

v=0.5 m/s

$$P_{\max} = \frac{12,5 + 4 \cdot 0.5 \text{ m/s}}{1 + 0.5 \text{ m/s}}$$

$P_{\max}=9.667 \text{ MPa}$

Como se observa $P < P_{\max}$ así que la polea cumple el parámetro de diseño por presión.

Adherencia polea de tracción

Primero se debe calcular el coeficiente de rozamiento de los cables en las gargantas de las poleas de tracción que para este caso es una polea de garganta semicircular con entalla.

$$f = \frac{4 \cdot \mu \left(1 - \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)}{\pi - \beta - \sin(\beta)}$$

Donde:

μ = Coeficiente de fricción de los cables sobre la polea, si la polea esta echa de hierro fundido su valor se estima en 0.09.

β = Ángulo del arco cortado por la entalla de la garganta semicircular.

$$\mu = 0.09$$

$$f = \frac{4 \cdot 0.09 \left(1 - \sin\left(\frac{106^\circ}{2}\right)\right)}{\pi - \frac{106^\circ \cdot \pi}{180} - \sin(106^\circ)}$$

$$f \cong 0.219$$

Posteriormente se debe verificar que exista la suficiente adherencia entre las gargantas de la polea y los cables y se pueda transmitir el movimiento correctamente sin que patinen o deslicen entre ellas de la siguiente manera:

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 \leq e^{f \cdot \alpha}$$

Donde:

T_1/T_2 = Es la relación entre la carga mayor o ramal más cargado T_1 y la carga menor o ramal menos cargado T_2 .

C1 = Coeficiente que está en función de la desaceleración de la cabina y la aceleración producida por la gravedad.

C2 = Coeficiente que tiene en consideración el tipo de perfil utilizado para la garganta de la polea, es igual a 1 en este caso que se usó garganta semicircular con entalla.

α = Ángulo de abrace del cable a lo largo de la polea.

e = Número de Euler.

$$C_1 = \frac{g+a}{g-a}$$

$$C_1 = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} + 0.5 \frac{m}{s^2}}{9.81 \frac{m}{s^2} - 0.5 \frac{m}{s^2}}$$

$$C_1 \cong 1.107$$

$$C_2 = 1$$

La cabina no debe desplazarse hacia arriba cuando está apoyado en sus topes y se impone un movimiento de rotación, en el sentido "subida", sobre el mecanismo tractor.

Para este caso, la situación más crítica es cuando el contrapeso se encuentra sobre sus topes inferiores y además la cabina se encuentra descargada, se procede a calcular esta situación de la siguiente forma:

$$T_1 = Q_b$$

$$T_1 = 3922.66 \text{ N}$$

$$T_2 = Q_L$$

$$T_2 = 243.2 \text{ N}$$

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2$$

$$\frac{3922.66 \text{ N}}{243.2 \text{ N}} \cdot 1.107 \cdot 1 \cong 17.862$$

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 \leq e^{f \cdot \alpha}$$

Despejando α de la ecuación se obtiene lo siguiente:

$$\alpha = \frac{\text{Ln} \left[\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 \right]}{f}$$

$$\alpha = \frac{\text{Ln} [17.862]}{0.219} = 12.479 \text{ rad}$$

$$\alpha \cong 715^\circ$$

Lo cual significa que en este caso, para lograr que la cabina siga subiendo se necesitaría un ángulo de abrace de los cables sobre la polea de 715° lo cual es imposible.

Otra situación desfavorable es cuando la cabina se encuentra con su carga máxima y se encuentra ubicada en la planta más baja del edificio, para esta situación se obtiene lo siguiente:

$$T_1 = Q_b + Q_u + Q_L$$

$$T_1 = 3922.66 \text{ N} + 9806.65 \text{ N} + 243.2 \text{ N}$$

$$T_1 \cong 13973 \text{ N}$$

$$T_2 = Q_c$$

$$T_2 = 8825.99 \text{ N}$$

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2$$

$$\frac{13973}{8825.99} \cdot 1.107 \cdot 1 \cong 1.75$$

$$\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 \cong 1.75$$

$$e^{0.219 \cdot \frac{148^\circ \cdot \pi}{180^\circ}} \cong 1.76$$

Como se cumple la condición de $\frac{T_1}{T_2} \cdot C_1 \cdot C_2 \leq e^{f\alpha}$ entonces no patinará o deslizarán los cables sobre la polea.

Anexo 5. Geometría polea de tracción

Las características más importantes en la polea de tracción son: el diámetro externo, el perfil de garganta y el material en el que está fabricada. La geometría de esta se calcula de la siguiente manera:

Primero se procede a calcular el número de brazos que debe tener la polea:

$$i = 3 + 0,003 \cdot \frac{D}{2}$$

Donde:

i = Número de brazos de la polea, se aproxima al entero más cercano.

D_t = Diámetro externo de la polea en mm.

$D_t=520$ mm (ver selección de la polea)

$$i = 3 + 0,003 \cdot \frac{520 \text{ mm}}{2}$$

$$i = 3.78$$

$$i_{\text{entero}} \cong 4$$

Ahora se procede a calcular la fuerza tangencial a transmitir dada por la potencia que le llega al eje de la polea de tracción:

$$P = \frac{75 \cdot \text{Pot}}{V}$$

Donde:

P = Fuerza tangencial a transmitir en Kg

Pot = Potencia que llega al eje de la polea de tracción en HP.

V = Velocidad nominal de la cabina en m/s.

Pot=7 HP aproximadamente

v=0.5 m/s

$$P = \frac{75 \cdot 7 \text{ HP}}{0,5 \text{ m/s}}$$

P=1050 kg

A continuación se calcula la geometría recomendada para los brazos de la polea que será de forma elíptica, donde:

H = Altura del brazo en el centro del cubo.

h = Altura del brazo en la corona.

H_m = Altura menor del brazo.

$$H = 3.3 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{i_{\text{entero}}}}$$

$$H = 3.3 \cdot \sqrt[3]{\frac{1050 \text{ kg} \cdot 260 \text{ mm}}{4}} \cong 135 \text{ mm}$$

$$h = 0.75 \cdot H$$

$$h = 0.75 \cdot 135 \text{ mm} \cong 101 \text{ mm}$$

$$H_m = 0.4 \cdot H$$

$$H_m = 0.4 \cdot 135 \text{ mm} = 54 \text{ mm}$$

El cubo de las poleas de transmisión por cable metálico debe ser extenso con el fin de obtener una buena estabilidad, y se calcula de la siguiente manera:

$$L = 0,17 \cdot r + 5 \cdot d_c$$

Donde:

L = Longitud del cubo.

r = Radio de la polea.

dc = Diámetro del cable

dc=12.5 mm (Ver selección del cable de tracción)

$$L=0,17 \cdot \frac{520 \text{ mm}}{2} + 5 \cdot 12.5 \text{ mm}$$

$$L \cong 107 \text{ mm}$$

Se procede a calcular el espesor de las paredes del cubo con la siguiente formula:

$$W=20 \text{ mm}+0.85 \cdot d_s$$

Donde:

W = Espesor de las paredes del cubo

ds = Diámetro del eje que transmite el movimiento a la polea

ds=88.9 mm (ver cálculo eje polea de tracción)

$$W=20 \text{ mm}+0.85 \cdot 88.9 \text{ mm}$$

$$W \cong 96 \text{ mm}$$

A continuación para calcular el ancho de la polea se calcula primero el paso (distancia entre centro y centro de los cables) de la siguiente manera:

$$p=\text{paso}=1.2 \cdot d_c$$

$$p=1.2 \cdot 12.5 \text{ mm}=15 \text{ mm}$$

Con el valor del paso se procede a calcular el ancho de la polea:

$$\text{Ancho}_{\text{polea}} = p \cdot n + p$$

$$\text{Ancho}_{\text{polea}} = 15 \text{ mm} \cdot 4 + 15 \text{ mm} = 75 \text{ mm}$$

Anexo 6. Cálculo de columnas principales.

En el diseño de las columnas pertenecientes a la estructura auto portante del elevador de carga se contemplará las dimensiones y el espesor requerido del perfil tubular estructural seleccionado (PTE), con el fin de garantizar la resistencia a los modos de falla a los cuales estará sometida la estructura a lo largo de la vida útil.

Estimación carga muerta

La carga muerta de una estructura metálica hace referencia a los elementos constantes a lo largo del tiempo, tales como peso propio de la estructura, accesorios y elementos de apoyo.

En la siguiente tabla se estiman los elementos que componen la carga muerta de la estructura auto portante.

Estimación carga muerta estructura auto portante

Elemento	Descripción	Peso unitario [Kg/m]	Longitud [m]	Peso [Kg]
Columnas	Tubo estructural cuadrado 100x100x3 mm	11.73	38.4	450.43 2
Vigas	Tubo estructural cuadrado 100x100x3 mm	11.73	28	469.2
	Viga IPE 140	12.9	16	206.4
Arrostramientos	Tubo estructural rectangular 100x50x3 mm	8.59	26	223.34
Sistema Motriz	Motor reductor 7,5HP	-	-	90
Contrapeso	Contrapeso	-	-	900
Guaya metálica	Cable 8x19 tipo Seale alma de fibra	1.142	45	51.39
Elementos mecánicos (eje, rodamientos, poleas)	estimación de peso elementos mecánicos asociados	-	-	350

Total	2740.76 Kg
--------------	-----------------------

Fuente: Elaboración propia

Estimación carga viva

La carga viva se define como lo plantea McCormac y Csernak, es la carga que puede cambiar de magnitud y dirección. Dichas causas son generadas por la ocupación de la estructura metálica, de su uso o de su mantenimiento.

En el caso actual, la carga viva está compuesta por los dos factores variables: el peso en la cabina y el peso estimado de la estructura de la cabina.

$$C_{viva} = C_{util} + C_{cabina} = 1000\text{Kg} + 400\text{Kg} = 1400\text{Kg}$$

Combinación de carga de diseño

La carga mayorada para el análisis por el método LRDF según el Reglamento Colombiano de Construcción Sismo Resistente, se puede estimar de la siguiente manera:

$$C_{mayorada} = 1.4 * C_{muerta} + 1.6 * C_{viva} = 1.4 * 2750 + 1.6 * 1400 = 6090 \text{ Kg}$$

Asumiendo que la distribución de carga es uniforme en las cuatro columnas componentes de la estructura auto portante, se puede entonces definir la carga mayorada para cada columna.

$$C_{diseño} = \frac{6090}{4} = 1522.5 \text{ Kg}$$

Diseño de miembro estructural a compresión

El procedimiento de diseño mostrado en esta sección corresponde a la metodología expuesta por la Norma Técnica Colombiana de Construcción Sismo Resistente, en el Título F, correspondiente a las estructuras metálicas.

Clasificación de perfil para pandeo local

Conociendo la relación ancho/espesor y el límite del factor de esbeltez λ_r , se puede definir el perfil como perfil con elementos esbeltos o sin elementos esbeltos, donde en el caso del perfil con elementos esbeltos el factor de esbeltez excede el valor límite de la relación ancho espesor.

$$\text{Rel} \frac{\text{Ancho}}{\text{Espesor}} = \frac{B}{t} = \frac{83.025\text{mm}}{2.32\text{mm}} = 35.710$$

Donde:

B = Distancia del alma del perfil estructural.

t = Espesor de diseño según norma, 93% del espesor nominal.








Tal como está establecido por el Reglamento Colombiano de Construcción Sismo Resistente, se procede a calcular el límite de la relación ancho espesor λ_r , según el tipo de perfil estructural.

$$\lambda_r = 1.40 * \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 1.40 * \sqrt{\frac{207 * 10^9}{317 * 10^6}} = 35.775$$

En resumen, el perfil se clasifica como un perfil sin elementos esbeltos, el cual deberá ser analizado por el modo de falla de flexión de Euler.

Teniendo en cuenta la siguiente tabla, extraída de Reglamento Colombiano de Construcción Sismo Resistente, en correspondencia con el diseño de elementos a compresión se identifica el modelo de falla crítico que debe ser validado para la sección transversal seleccionada para las columnas.

Modo de falla recomendados para elementos a compresión

Sección Transversal	Sin Elementos Esbeltos		Con Elementos Esbeltos	
	Numeral Aplicable	Estados límites	Numeral Aplicable	Estados límites
	F.2.5.3 F.2.5.4	PF PT	F.2.5.7	PL PF PT
	F.2.5.3 F.2.5.4	PF PFT	F.2.5.7	PL PF PFT
	F.2.5.3	PF	F.2.5.7	PL PF
	F.2.5.3	PF	F.2.5.7	PL PF
	F.2.5.3 F.2.5.4	PF PFT	F.2.5.7	PL PF PFT
	F.2.5.6 F.2.5.3 F.2.5.4	PF PFT	F.2.5.6 F.2.5.7	PL PF PFT
	F.2.5.5		F.2.5.5	

Fuente: REGLAMENTO COLOMBIANO DE CONSTRUCCION SISMO RESISTENTE. [Imagen]. Modos de fallo de elementos a compresión. NSR-10 Titulo F. Bogotá D.C: 1997. P. 47.

Se aplica el estado límite de pandeo por flexión (flexión de Euler), correspondiente al numeral F.2.5.3.

La resistencia nominal a la compresión será entonces:

$$P_n = F_{cr} \cdot A_g$$

En primer lugar, se debe comparar la longitud efectiva de la columna S_r con el factor $4.71 \cdot \left(\frac{E}{F_y}\right)^{0.5}$ y en base al resultado de la operación efectuar la fórmula especificada.

Para el cálculo de la relación de esbeltez, se deben conocer los valores de longitud efectiva para la columna y el radio de giro de la sección transversal de la columna.

En el caso actual, se seleccionó un tubo de 90x90x2, 5mm. El área de la sección transversal son 8.59 cm², la inercia son 108.57 cm⁴ y el radio de gira resulta en un valor de 3.556 cm.

La ecuación del factor de esbeltez, de acuerdo con Hamrock, Jacobson, y Schmid, se describe de la siguiente manera:

$$\delta_r = \frac{K \cdot L}{r}$$

Donde:

K = Factor de corrección de longitud efectiva debido a los apoyos extremos.

r = Radio de giro de la sección transversal de la columna.

L = Longitud de la columna.

De acuerdo con la recomendación de Hamrock, Jacobson, y Schmid, para el valor de K, en el caso de una columna apoyada en un extremo y con el otro extremo empotrado, se recomienda un valor según la AISC e 0.81 como valor de diseño.

Entonces,

$$\delta_r = \frac{0.81 \cdot 9 \text{ m}}{0.03556 \text{ m}} = 205.026$$

El valor del factor $4.71 \cdot \left(\frac{E}{F_y}\right)^{0.5}$ para la columna seleccionada resulta en 120.4.

Con estos resultados la fórmula para el cálculo del esfuerzo a compresión se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$F_{Cr} = 0.877 \cdot F_e$$

Para el cálculo del esfuerzo de Euler, se emplea la siguiente ecuación:

$$F_e = \frac{\pi^2 \cdot E}{S_r^2} = 48.601 \text{ MPa}$$

Con este resultado se obtiene un valor de $F_{Cr} = 42.62 \text{ MPa}$

Siguiendo con el procedimiento, el valor de la resistencia a la compresión de la columna seleccionada resulta:

$$P_n = 42.62 \text{ MPa} \cdot \left(\frac{8.59 \text{ cm}^2}{100^2}\right) = 36.613 \text{ kN}$$

Ahora bien, teniendo el valor de la fuerza resistente a la compresión se evalúa el valor de diseño, siguiendo la recomendación de la normativa técnica, de manera que la fuerza de diseño se calcula como:

$$F_d = 0.9 \cdot P_n$$

$$F_d = 0.9 \cdot 36.613 \text{ KN} = 32.95 \text{ kN}$$

En suma, teniendo en cuenta que el valor de carga de diseño de la columna seleccionada es de 14,59 kN y considerando este valor contra el valor obtenido de 32.95 kN de resistencia a la compresión, se valida como suficiente y seguro el perfil estructural seleccionado para la construcción de la estructura auto portante del elevador de carga actual.

Anexo 7. Recomendación de diseño para cables metálicos

Cable	Peso por altura, lb/pies	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Diámetro del cable, d , pulg	Material	Tamaño de los alambres exteriores (pulg)	Módulo de elasticidad, ^a psi	Resistencia, ^b psi
6 × 7 De arrastre	1.50 d^2	42 d	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	Acero monitor	$d/9$	14 × 10 ⁶	100 × 10 ³
				Acero de arado	$d/9$	14	88
				Acero de arado dulce	$d/9$	14	76
6 × 19 De izamiento estándar	1.60 d^2	26 $d - 34d$	$\frac{1}{4} - 2\frac{3}{4}$	Acero monitor	$d/13 - d/16$	12	106
				Acero de arado	$d/13 - d/16$	12	93
				Acero de arado dulce	$d/13 - d/16$	12	80
6 × 37 Flexible especial	1.55 d^2	18 d	$\frac{1}{4} - 3\frac{1}{2}$	Acero monitor	$d/22$	11	100
				Acero de arado	$d/22$	11	88
8 × 19 Flexible extra	1.45 d^2	21 $d - 26d$	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	Acero monitor	$d/15 - d/19$	10	92
				Acero de arado	$d/15 - d/19$	10	80
7 × 7 Para aeronaves	1.70 d^2	—	$\frac{1}{16} - \frac{3}{8}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	124
				Acero al carbono	—	—	124
7 × 9 Para aeronaves	1.75 d^2	—	$\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	135
				Acero al carbono	—	—	143
19-Alambres para aeronaves	2.15 d^2	—	$\frac{1}{32} - \frac{5}{16}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	165
				Acero al carbono	—	—	165

^a El módulo de elasticidad es sólo aproximado; depende de las cargas en el cable y, en general, aumenta con la vida del cable.

^b La resistencia se basa en el área nominal del cable. Las cifras dadas son sólo aproximadas y se basan en tamaños de cables de 1 pulg y de 1/4 pulg para aeronaves.

Fuente: HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. Resistencia cables metálicos [Figura]. Elementos de máquinas. México D.F: McGraw-Hill. 2000. p 843.

Anexo 8 Diseño de ejes.

Inicialmente, se calculan las reacciones de la polea de tracción respecto al eje de tracción, con el fin de obtener los momentos equivalentes máximos y el torque nominal el cual será transmitido por la polea de tracción.

El diagrama de cuerpo libre de la cabina subiendo a carga completa resulta en las siguientes ecuaciones de equilibrio:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$T_1 \cdot N_c - W_{\text{util}} = m \cdot a$$

$$T_1 = \frac{(W_{\text{util}} \cdot g)}{N_c} \cdot \left(1 + \frac{a}{g}\right) = 3866.25 \text{ N}$$

Donde:

N_c = Numero de cables de tracción (4 cables).

W_{util} = Carga útil de diseño (1400Kg).

A = aceleración del sistema (0,5m/s²).

G = gravedad (9,81m/s²).

T_1 = Tensión de ramal más cargado.

Realizando el mismo planteamiento en el contrapeso del elevador de carga se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$W_c - N_c \cdot T_2 = m \cdot a$$

$$T_2 = \frac{W_c \cdot g}{N_c} \cdot \left(1 - \frac{a}{g}\right) = 2094.75 \text{ N}$$

Donde:

T2= Ramal menos cargado.

Ahora bien, para proceder se realiza el diagrama de cuerpo libre para la polea de tracción del sistema de elevación, obteniéndose las siguientes ecuaciones de equilibrio:

$$\Sigma M_a=0$$

$$T_n=N_c * R_t *(T_1-T_2)=1771.5 \text{ N*m}$$

Donde:

Rt= Radio de la polea de tracción (0,25m).

$$\Sigma F_y=0$$

$$A_{y1}=T_1 * N_c + N_c * T_2 * \sin(60) = 22721.427 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x=0$$

$$A_{x1}=N_c * T_2 * \cos 60 = 4189.5 \text{ N}$$

Ahora bien, teniendo en cuenta el momento de inercia debido a la masa de la polea se obtiene un torque total calculado de la siguiente manera:

$$M_{\text{polea}}=72 \text{ Kg}$$

$$I_{\text{polea}}=\frac{1}{2} * M_{\text{polea}} * R_t^2=2.25 \text{ Kg*m}^2$$

$$\alpha_{\text{polea}}=\frac{a}{R_t} = 2 \frac{1}{\text{s}^2}$$

$$T_{\text{polea}}=I_{\text{polea}} * \alpha_{\text{polea}}=4.5 \text{ J}$$

$$T_{\text{total}}=T_{\text{polea}}+T_n=1776 \text{ Nm}$$

Para el caso de la polea de desvío, se realiza el mismo análisis estático, obteniéndose las siguientes ecuaciones:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_{y2} = T_2 * N_c - N_c * T_2 * \sin 60 = 1122.573 \text{ N}$$

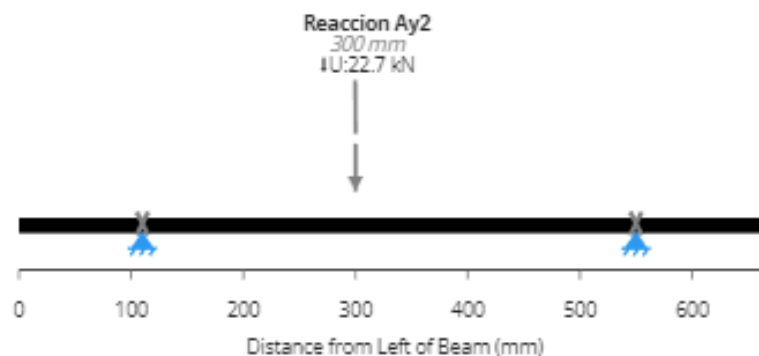
$$\Sigma F_x = 0$$

$$A_{x2} = N_c * T_2 * \cos 60 = 4189.5 \text{ N}$$

Diámetro mínimo eje de tracción

Para analizar el plano XY, se establece el siguiente modelo, en el cual la carga de la polea de tracción en dicho plano se encuentra en el centro del eje, mientras que los apoyos A y B se encuentra a 110mm y 550mm respectivamente, de acuerdo con el montaje planteado para el sistema.

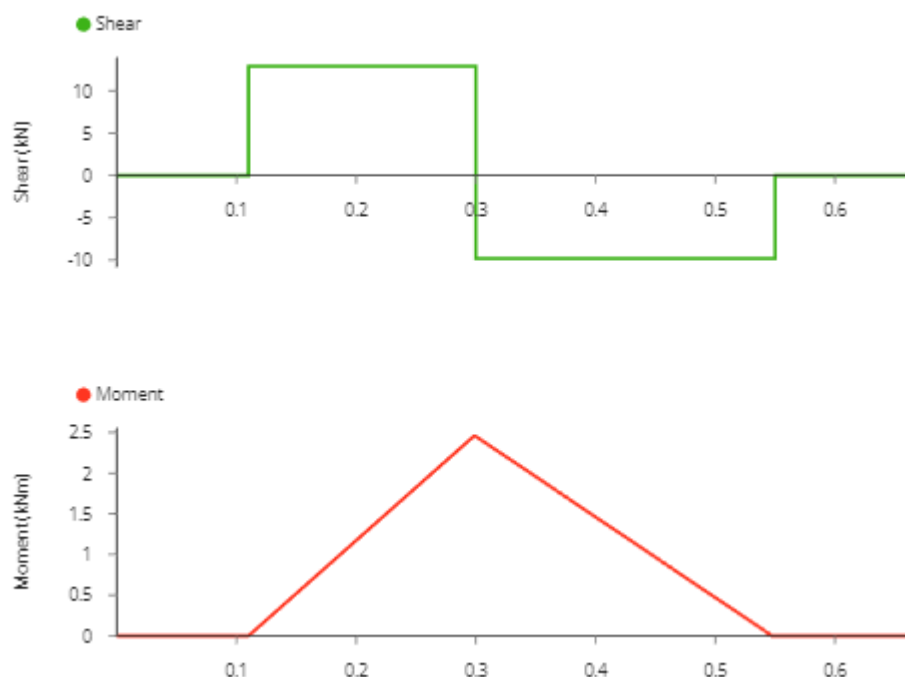
Diagrama plano XY eje de tracción.



Fuente: ClearCalcs. Gráfico distribución de carga eje tracción. [Grafico]. Diagrama de carga eje de tracción. [Consultado el 27 de septiembre del 2022]. Disponible en: <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>.

Haciendo uso del software gratuito para el cálculo de vigas ClearCalcs se registran los siguientes resultados de momento flector y cortante máximo:

Esfuerzo cortante y momento flector en plano XY.

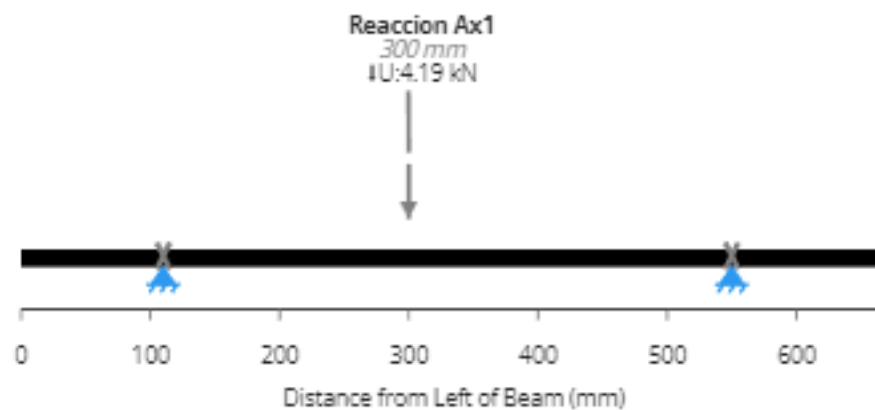


Fuente: ClearCalcs. Gráfico esfuerzo cortante y momento flector en plano XY. [Grafico]. Gráfico esfuerzos y cortante en eje de tracción. [Consultado el 27 de septiembre del 2022]. Disponible en: <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>.

Se obtuvieron como valores máximos de esfuerzo cortante y momento flector 12900 N y 2450 N*m respectivamente.

De manera similar se analiza el plano XZ, donde el modelo de cálculo se observa en la siguiente figura:

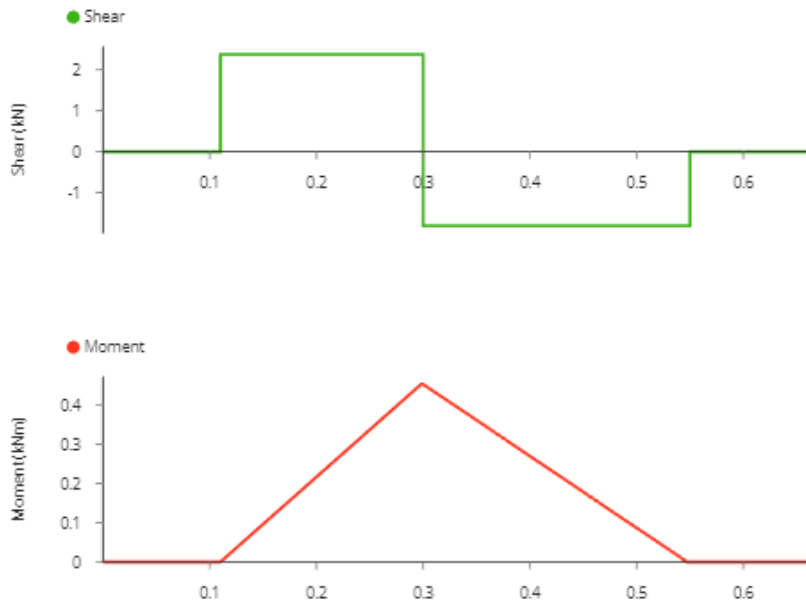
Distribución de carga plano XZ eje de tracción.



Fuente: ClearCalcs. Gráfico distribución de carga eje tracción plano XZ. [Grafico].
Diagrama de carga eje de tracción plano XZ. [Consultado el 27 de septiembre del 2022].
Disponible en: <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>.

Las gráficas de cortante máximo y esfuerzo flector máximo son las mostradas a continuación:

Gráfico momento flector y cortante en plano XZ.



Fuente: ClearCalcs. Gráfico esfuerzo cortante y momento flector en plano XZ. [Grafico]. Gráfico esfuerzos y cortante en eje de tracción en plano XZ. [Consultado el 27 de septiembre del 2022]. Disponible en: <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>.

Se obtuvieron como valores máximos de esfuerzo cortante y momento flector 2380 N y 452 N*m respectivamente.

Siguiendo la metodología de diseño de ejes para elementos de máquinas expuesto por la literatura seleccionada y teniendo en cuenta la selección del material AISI SAE 4140 para la manufactura de los ejes, los datos de entrada para el problema de diseño son los mostrados a continuación:

$$\zeta_u = 420 \text{ MPa}$$

$$\zeta_y = 350 \text{ MPa}$$

$$C_m = 1$$

$$C_{st}=1$$

$$C_r=0.81$$

$$C_s=0.78$$

$$S_n=36000 \text{ psi}$$

Conociendo estos datos de entrada, se calcula la resistencia a la fatiga equivalente, de la siguiente manera:

$$S_{n_{\text{equivalente}}} = S_n * C_r * C_s * C_m * C_{st} = 156.82 \text{ MPa}$$

El momento equivalente en el eje de tracción se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$M_{eq} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{452 \text{ Nm}^2 + 2450 \text{ Nm}^2} = 2491 \text{ Nm}$$

El torque equivalente es igual al torque calculado en el diagrama de cuerpo libre de la polea de tracción, es decir 1700 Nm.

Entonces el diámetro mínimo calculado en el punto crítico, es decir, en el cuñero del eje de perfil, tomando un valor de $K_t = 2$, según lo expone Hamrock se calcula de la siguiente manera:

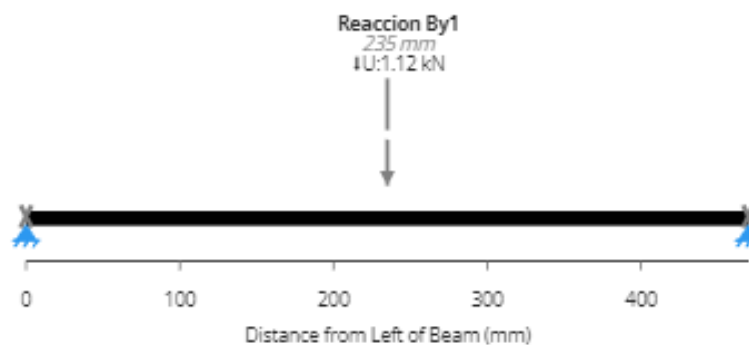
$$D_{\min} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 * N_{\text{seg}}}{\pi}\right) * \sqrt{\left(K_t * \frac{M_{eq}}{S_{eq}}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_{eq}}{S_y}\right)^2}} = 8.218 \text{ cm}$$

En conclusión, el eje de tracción se diseña con un diámetro nominal mínimo de 3-1/4 in. Sin embargo, debido al diámetro nominal de la polea de tracción adquirida para la construcción del elevador y por aumentar la seguridad se tomará un eje de 3-1/2 in.

Diámetro mínimo eje de desvió

El diagrama de modelo de cálculo del eje de desvió para el plano XY, el cual corresponde a una viga simplemente apoyada en sus extremos, es el mostrado a continuación:

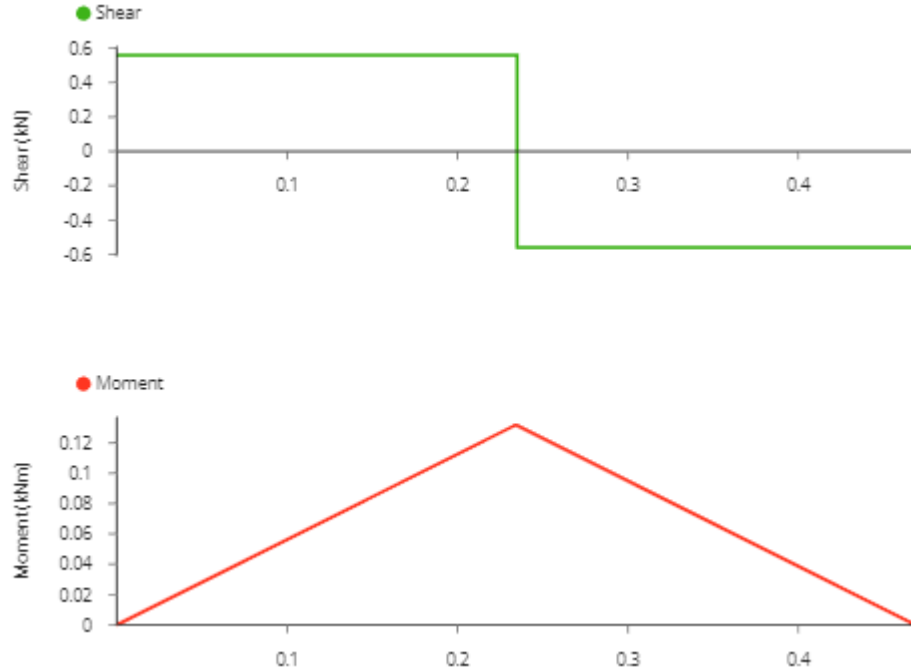
Modelo de cálculo eje de desvió plano XY.



Fuente: ClearCalcs. Gráfico distribución de carga eje desvió plano XY. [Grafico].
Diagrama de carga eje de tracción plano XY. [Consultado el 27 de septiembre del 2022].
Disponible en: <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>.

Las gráficas de momento flector y cortante máximo son las mostradas a continuación:

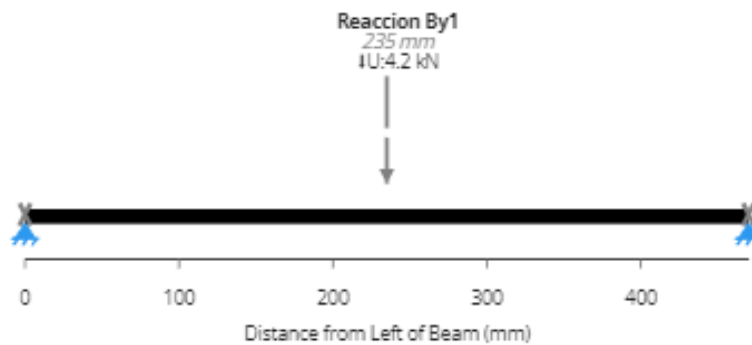
Diagramas momento flector y cortante eje de desvió plano XY.



Fuente: ClearCalcs. Gráfico eje de desvió esfuerzo cortante y momento flector en plano XY. [Grafico]. Gráfico esfuerzos y cortante en eje de desvió en plano XY. [Consultado el 1 de septiembre del 2022]. Disponible en: <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>.

Se obtuvo un valor de Momento flector de 132 Nm y un cortante máximo de 560 Newtons. El modelo de cálculo para el plano XZ es el mostrado a continuación:

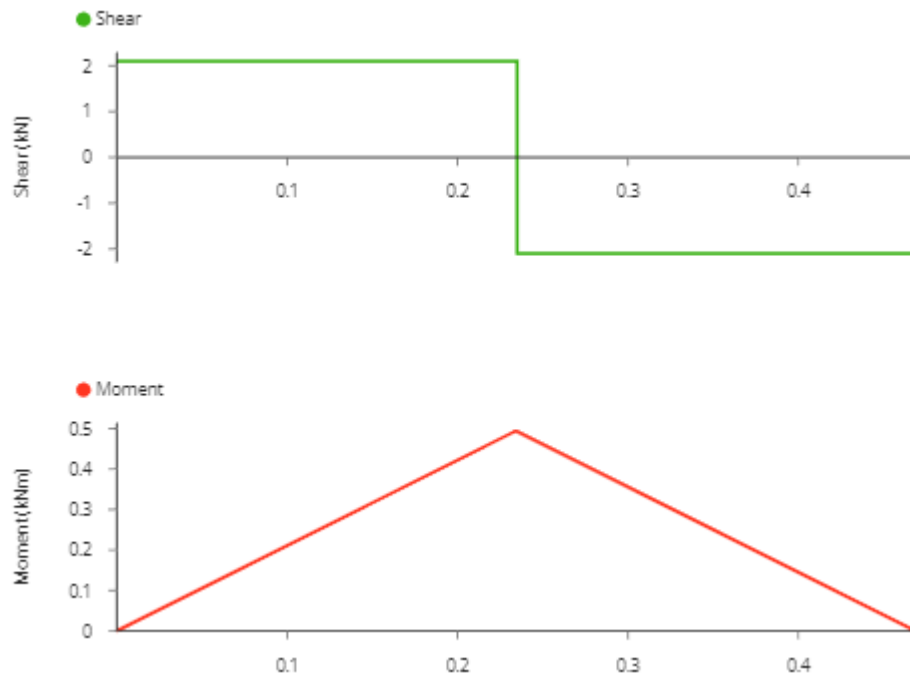
Modelo de cálculo eje de desvió plano XZ.



Fuente: ClearCalcs. Gráfico Modelo de cálculo XZ. [Grafico]. Gráfico esfuerzos y cortante en eje de desvío en plano XZ. [Consultado el 1 de septiembre del 2022]. Disponible en: <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>.

Los diagramas de momento flector y Cortante son los mostrados a continuación:

Grafica de momento flector y cortante eje de desvío en plano XZ.



Fuente: ClearCalcs. Gráfico eje de desvió esfuerzo cortante y momento flector en plano XZ. [Grafico]. Gráfico esfuerzos y cortante en eje de desvió en plano XZ. [Consultado el 1 de septiembre del 2022]. Disponible en: <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>.

Los valores máximos de momento flector y cortante son 493 Nm y 2100 N.

De manera análoga al caso anterior, se calculan los valores de entrada obteniendo los siguientes resultados:

$$\zeta_u = 420 \text{ MPa}$$

$$\zeta_y = 350 \text{ MPa}$$

$$C_m = 1$$

$$C_{st} = 1$$

$$C_r = 0.81$$

$$C_s=0.815$$

$$S_n=36000 \text{ psi}$$

Donde:

ζ_u = Resistencia ultima a la tracción.

ζ_y = Resistencia a la cedencia.

C_m = Factor de material.

C_{st} = Factor de tipo de esfuerzo.

C_r = Factor de confiabilidad 99%.

C_s = Factor de tamaño.

S_n = Resistencia a la fatiga

El valor de la resistencia a la fatiga equivalente se calcula como:

$$S_{n_{\text{equivalente}}} = S_n * C_r * C_s * C_m * C_{st} = 156.82 \text{ MPa}$$

El momento equivalente en el eje de tracción se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$M_{eq} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{493\text{Nm}^2 + 132\text{Nm}^2} = 510.36 \text{ Nm}$$

Entonces, el diámetro mínimo para el eje desvío, calculado con un $K_t=1.6$ y un factor de seguridad de 1,8 es la mostrada continuación:

$$D_{\min} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 * N_{\text{seg}}}{\pi}\right) * \sqrt{\left(K_t * \frac{M_{eq}}{S_{eq}}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_{eq}}{S_y}\right)^2}} = 4.927 \text{ cm}$$

En suma, se selecciona un eje en AISI 4140 con un diámetro nominal de 50mm métrico, ya que los rodamientos y la polea de desvío adquirida por la empresa para el montaje se encuentran ya fabricada bajo el sistema métrico.

Anexo 9. Diseño de guías de la cabina

DISEÑO DE GUIAS DE LA CABINA

Según ICONTEC, el diseño de los rieles de guiado para un elevador de carga con la carga centrada en la cabina se debe realizar bajo dos modos de falla: la actuación del dispositivo de frenado de seguridad, el pandeo de la sección y la torsión de brida de la sección de guía.

Accionamiento del componente de seguridad

Se selecciona un perfil T90B para el guiado de la cabina del elevador de carga, teniendo en cuenta su uso común para este tipo de aplicaciones. Se validará su funcionalidad para el problema de diseño actual.

En primer lugar, se calcula la reacción sobre la guía del riel en la dirección X, con el fin de calcular el esfuerzo de flexión en el riel ante un accionamiento de emergencia del freno del elevador.

Según ICONTEC, el procedimiento de cálculo a seguir es el mostrado a continuación:

$$F_x = \frac{K_1 * G_n * (Q * X_q + P * X_p)}{n * h} = \frac{3 * \frac{9.81m}{s^2} * (1000Kg * 25cm + 500Kg * 5cm)}{4 * 2.4m} = 843.0468 \text{ N}$$

Donde:

K1=Factor de impacto para el freno de seguridad.

Gn=gravedad.

Q=Carga máxima del elevador.

XQ= distancia aproximada de la carga a el centroide de la sección del foso.

P= Masa de la cabina del elevador.

XP=Distancia del centroide de la cabina al centroide de la sección del foso.

N= número de cables de tracción.

H= Altura de la cabina.

El momento flector en el riel en el eje Y, se calcula como:

$$M_{s_y} = \frac{3 \cdot F_{s_x} \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 843 \text{N} \cdot 2.6 \text{m}}{16} = 410,9 \text{ Nm}$$

Donde:

L= longitud total apernada del riel de la cabina.

Ahora bien, el esfuerzo flector en el eje Y, se calcula como:

$$\sigma_{s_y} = \left(\frac{M_{s_y}}{W_y} \right) = \left(\frac{410.9 \text{Nm}}{12.8 \text{cm}^3} \right) = 32.10 \text{ MPa}$$

Donde:

Wy= momento de sección del perfil T90B.

Análisis por pandeo

Según recomienda ICONTEC, La fuerza de reacción al pandeo en rieles de elevadores de carga se calcula de la siguiente manera:

$$F_k = K_1 \cdot G_n \cdot \frac{P+Q}{2} = 3 \cdot \frac{9.81 \text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left(\frac{1500 \text{Kg}}{2} \right) = 22072.5 \text{ N}$$

Así como lo recomienda ICONTEC, el esfuerzo de pandeo siguiendo el método OMEGA se calcula mediante la metodología de calcula mostrada a continuación:

$$\lambda = \frac{l}{r_m} = \frac{2.6\text{m}}{1.83\text{cm}} = 142.077$$

Donde:

L=longitud de pandeo.

Rm=radio de giro mínimo de la sección transversal.

$$w = 0.00016887 * \lambda^2 = 0.00016887 * 142.077^2 = 3.409$$

El esfuerzo de pandeo se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_k = F_k * \left(\frac{w}{a} \right) = 22072.5\text{N} * \left(\frac{3.409}{16.9\text{cm}^2} \right) = 44.521 \text{ MPa}$$

Donde:

a = Área neta de la sección transversal del riel.

Esfuerzo normal

Según ICONTEC, el esfuerzo total se define como:

$$\sigma_{\text{total}} = \sigma_k + \sigma_{\text{sy}} = 44.521 \text{ MPa} + 32.10 \text{ MPa} = 76.629 \text{ MPa}$$

El esfuerzo máximo permisible para el riel de la guía se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{S_y}{N_s} = \frac{235\text{MPa}}{1.8} = 130.556 \text{ MPa}$$

Donde:

S_y = Esfuerzo de fluencia del material del riel.

N_s = factor de seguridad para las guías.

En conclusión, el esfuerzo permisible de las guías supera considerablemente el esfuerzo resultante sobre los rieles de guiado, por lo cual se valida la viabilidad del uso de dicho perfil de guiado y se describe como seguro para el montaje del elevador de carga.

Torsión de brida

Según ICONTEC, la torsión de brida debe ser menor en valor que el esfuerzo permisible de las guías y su valor se define como:

$$\sigma_f = 1.85 * \left(\frac{F_x}{C^2} \right) = 1.85 * \left(\frac{843.0468\text{N}}{(16\text{mm})^2} \right) = 6.092 \text{ MPa}$$

Donde:

F_x = Fuerza de reacción ante accionamiento de freno de seguridad.

C = Espesor de riel de guía.

Deflexión de guía

Según ICONTEC, la deflexión de la guía se calcula de la siguiente manera:

$$\delta_x = 0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y} = 0.7 \cdot \frac{843.0468 \text{ N} \cdot (2.6 \text{ m})^3}{48 \cdot 210 \text{ GPa} \cdot 57.75 \text{ cm}^4} = 1.782 \text{ mm}$$

Donde:

E=Modulo elástico del perfil de guiado.

I_y=Inercia del perfil en cm⁴.

Teniendo en cuenta que la deflexión máxima admisible para el caso de perfiles en T son 5mm, se valida el uso del perfil seleccionado como guía de la cabina del sistema de elevación.

Debido a los problemas logísticos de los proveedores nacionales y las dificultades de la importación del perfil T90B se plantea la sustitución del perfil t90B por dos perfiles angulares de 3" X 5/16" pulgadas soldadas de manera que el perfil resultante tenga propiedades de sección transversales superiores al perfil t90B.

Anexo 10. Construcción del foso



Anexo 11. Abertura hueco en el segundo piso del edificio.



Anexo 12. Recepción perfiles para la estructura y la cabina



Anexo 13. Aplicación de anticorrosivo



Anexo 14. Armado y aplicación de soldadura



Anexo 15. Aplicación de pintura



Anexo 16. Ensamble estiba principal



Anexo 17. Fabricación del bastidor para la polea de desvío



Anexo 18. Fabricación de la cabina



Anexo 19. Compra de algunos elementos necesarios




Anexo 20. Instalación malla de seguridad

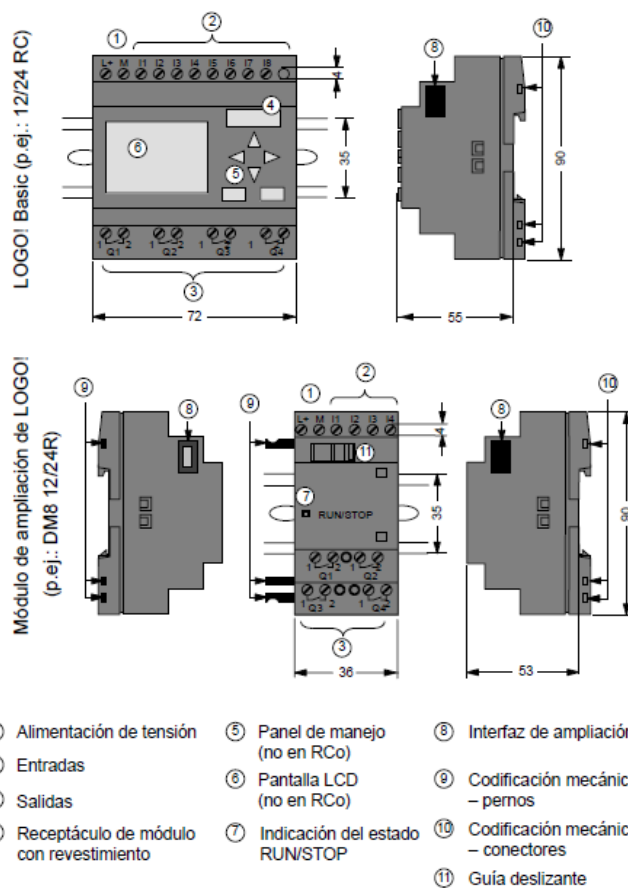


Anexo 21. Techado y montura de la segunda parte de la estructura.



Anexo 22. Estructura básica del PLC Logo

Símbolo	Designación	Alimentación	Entradas	Salidas	Características
	LOGO! 12/24RC	12/24 V CC	8 digitales (1)	4 relés de 10A	
	LOGO! 24	24 V c.c.	8 digitales (1)	4 transistores 24V / 0,3A	Sin reloj
	LOGO! 24RC (3)	24 V AC / 24 V DC	8 digitales	4 relés de 10A	
	LOGO! 230RC (2)	115...240 V CA/CC	8 digitales	4 relés de 10A	



Fuente: SIEMENS. Ilustración estructura básica del plc logo [Grafico]. [Consultado el 2 de octubre del 2022]. Disponible en: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/461/16527461/att_82567/v1/Logo_s.pdf.

Anexo 23. Descripción general del variador de frecuencia






Significance of the product type code:

T/C: HLP-A10007D543P20XBX1CX0AXXVXXX

	1-8	9-12	13-14	15-17	18	19	20	21	22	23	24	25	26-27	28-31
1-8	HLP-A100													
9-12		07D5												
13-14			21											
				23										
					43									
15-17				P20										
18					X									
						A								
19						X								
							B							
20							X							
								B						
21								1						
22									C					
23										X				
24											0			
												1		
25												B		
26-27													XX	
28-31														VXXX

Fuente: HOLIP.Descripcion general nomenclatura variador de frecuencia [Grafico]. [Consultado el 1 de abril del 2022]. Disponible en <https://www.traincol.com.co/PDF/VARIADORES/VARIADORES-HLP-A100-HOLIP.pdf>.

Anexo 24. Características técnicas del variador de frecuencia HOLIP 10 HP

Inverter Series	HLP-A	
Control Mode	SPWM	
Input Power	380±15% for 380V power; 220±15% for 220V power	
5-Digits Display & Status Indicator Lamp	Displaying frequency, current, revolution, voltage, counter, temperature, forward or reserve running, and fault, etc.	
Communication Control	RS-485	
Operation Temperature	-10~40°C	
Humidity	0-95% Relative Humidity (without dew)	
Vibration	Below 0.5G	
Frequency Control	Range	0.10~400.00Hz
	Accuracy	Digital: 0.01% (-10~40°C), Analog: 0.1% (25±10°C)
	Setting Resolution	Digital: 0.01Hz, Analog: 1% of Max. Operating Frequency
	Output Resolution	0.01Hz
	Operator Setting Method	Press directly    to set.
	Analog Setting Method	External Voltage 0-5V, 0-10V, 4-20mA, 0-20mA.
	Other Functions	Frequency lower limit, starting frequency, stopping frequency, three skip frequencies can be respectively set.
General Control	Ramp Control	Selectable 4-speed steps ramp-up and -down time (0.1-6500s).
	V/F Curve	Set V/F curve at will
	Torque Control	Torque increase is settable by max. 10.0%. The starting torque can reach 150% at 1.0Hz.
	Multi-Inputs	6 multi-function input terminals for 8-speed steps control, program operation, switching of 4-speed Ramp, UP/DOWN function, counter, external emergency stop and other functions.

Fuente: HOLIP.Descripcion general nomenclatura variador de frecuencia [Grafico]. [Consultado el 1 de abril del 2022]. Disponible en <https://www.traincol.com.co/PDF/VARIADORES/VARIADORES-HLP-A100-HOLIP.pdf>.

	Multi-Outputs	5 multi-function output terminals for displaying of running, zero speed, counter, external abnormality, program operation and other information and warnings.
	Other Functions	AVR (auto voltage regulation), Deceleration stop or free-stop, DC brake, auto reset and restart, frequency track, PLC control, traverse function, drawing control, auto energy-savings, carrier adjustable by max. 16KHz, etc.
Protection Functions	Overload Protection	Electronic relay protection motor Drive (for constant torque 150%/1 min. for the kinds of fan 120%/1min.)
	FUSE Protection	FUSE broken, Motor stops.
	Over-voltage	DC Voltage > 400V for 220V class DC Voltage > 800V for 380V class
	Low Voltage	DC Voltage < 200V for 220V class DC Voltage < 400V for 380V class
	Instant Stop and Restart	Restarted by frequency track after instantaneous stop.
	Stall Prevention	Anti-stall during Acc/Dec run
	Output End Shorts	Electronic circuit protecting
	Other Functions	Fin over-heat protection, restriction of reverse running, direct start after power on, fault reset, parameter lock PID, one-drive-more, etc.

Fuente: HOLIP.Descripcion general nomenclatura variador de frecuencia [Grafico]. [Consultado el 1 de abril del 2022]. Disponible en <https://www.traincol.com.co/PDF/VARIADORES/VARIADORES-HLP-A100-HOLIP.pdf>.

Anexo 25. Caja de comandos



Fuente: Elaboración propia.

Anexo 26. Características técnicas y referencias de interruptores termo magnéticos.

Beneficios:

- La alimentación puede hacerse tanto desde los bornes inferiores como superiores, ya que son idénticos.
- La conexión del cableado puede observarse y comprobarse con facilidad, ya que queda delante de la barra.
- El espacio disponible en los bornes es generoso y fácilmente accesible, facilita al máximo la conexión de los cables.



- Los bornes de doble cámara permiten alojar 2 conductores de distinta sección (consultar para combinaciones de distintas secciones).



- Los interruptores Rien DIN pueden soltarse fácilmente del perfil sin necesidad de desembornar toda la barra.
- Se ahorra tiempo a la hora de sustituirlos, puesto que ya no es necesario desembornar de la barra los aparatos adyacentes.

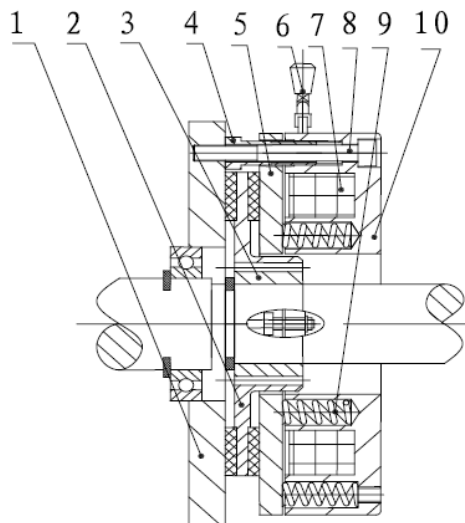


- Los interruptores automáticos son apropiados para el montaje fácil y rápido de contactos auxiliares o de señalización de defecto.
- Gracias a las grapas metálicas imperdibles, los accesorios pueden adosarse a los interruptores automáticos de manera fácil y rápida y sin necesidad de herramientas.



Fuente: SIEMENES. Interruptores electromagnéticos siemens [Grafico]. [Consultado el 5 de agosto del 2022]. Disponible en <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:4fc6aece-4320-44c6-a777-2c418a8a7f24/version:1579213679/pe-di-lista-de-precios-final-2020-moviles-1601.pdf>

Anexo 27. Características técnicas principales del freno SDZ1-80

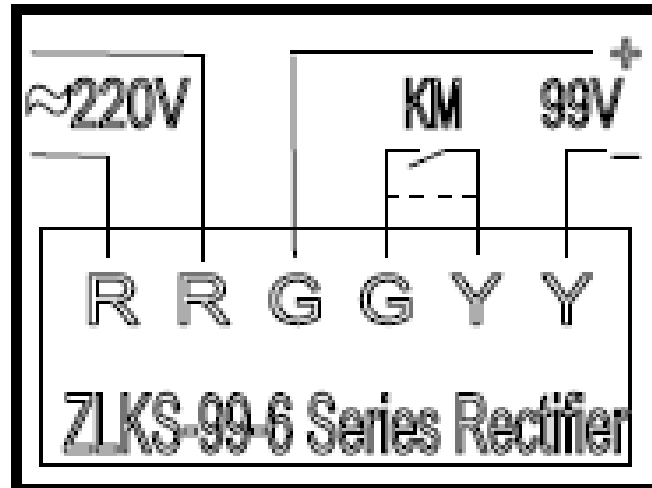


1. end cover of motor 2. brake plate 3. spline cover
 4. hollow bolt 5. gag bit 6. manual release 7. coil
 8. screw 9. spring 10. yoke

type	SDZ1-02	SDZ1-04	SDZ1-08	SDZ1-15	SDZ1-30	SDZ1-40	SDZ1-80	SDZ1-150	SDZ1-200	SDZ1-300	SDZ1-450	SDZ1-600	SDZ1-850	SDZ1-2000
base of motor	63	71	80	90	100	112	132	160	180	200	225	250	280	315
Rated brake moment $M_e(N \cdot m)$	2	4	7.5	15	30	40	75	150	200	300	450	600	850	2000
voltage rating DC(V)	99						170							
power rating $P_{20^\circ C}(W)$	25	30	45	50	65	70	95	110	150	200	210	340	400	
braking time (s)	0.18		0.2			0.25		0.35						
Max. gap of operation (mm)	0.6	0.8	1				1.2			1.5		1.6		2
permissible relative rotation velocity(rpm)	3000													

Fuente: Elaboración propia

Anexo 28. Diagrama de conexión del rectificador



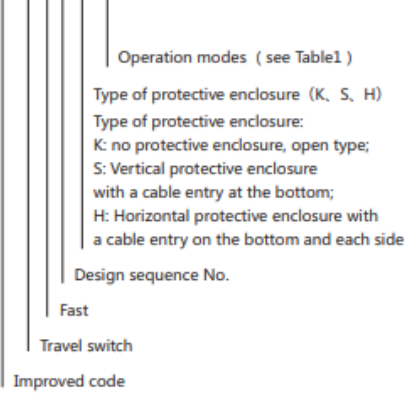
Fuente: Elaboración propia.

Anexo 29. Características generales del fin de carrera YBLX-K3.



2. Type designation

YB LX K3/□/□



Contact type

YBLX-K3 Travel Switch

1. General

YBLX-K3 series of travel switch is applicable to electric circuit with voltage not more than AC-15 Ue 380V,50Hz/60Hz or DC-13 Ue 220V and current not more than AC-15 Ie 5A 0.8A or DC-13 Ie 0.15A for travel control, direction of motion or speed change of movement mechanism, automatic control of machine tool, action limit & travel or procedure control of movement mechanism.

Standard: GB/T 14048.5, IEC60947-5-1,CCC China Compulsory Product Certification.

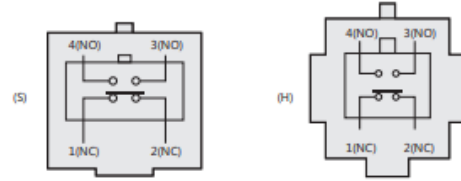


Table 1

Symbol	Operation modes
Z	Plunger type
L	Roller plunger type
B	Roller jib type
T	Adjustable roller jib type
D	Flexible rocker type
J	Adjustable metal rocker type
H1	"cross" type, two wheels are in the same direction (upper left, upper right)
H2	"cross" type, left wheel is the front and the right wheel is on the back (upper left, lower right)
H3	"cross" type, left wheel is the front and the right wheel is on the back (lower left, upper right)
W	Universal type

Ingress protection	IP52
Rated voltage	AC-15 380V ; DC-13 220V
Rated control current	AC-15 0.8A ; DC-13 0.15A
Operation frequency	20 t/min
Ambient temperature	-5°C~+40°C
Relative humidity	≤90%
Altitude	≤2000m
Installation category	II
Pollution degree	class3
Insulation voltage Ui	415V
Rated impulse withstand voltage Uimp	2.5KV
Scope of application	For operation, control, limit, signal and interlock in control circuit and auxiliary circuit. Typical application: control AC, DC electromagnets
Standard	GB/T 14048.5 IEC 60947-5-1



Fuente: CHINT.Sensor final de carrera mecánico YBLX-K3 [Grafico]. [Consultado el 1 de agosto del 2022]. Disponible en <https://isc.net.co/documentacion/CHINT/CHINT%20Final%20Carrera%20YBLX.pdf>.

Anexo 30. Características generales sensor tipo PR Autonics y características técnicas del sensor PR-082DP



Características principales

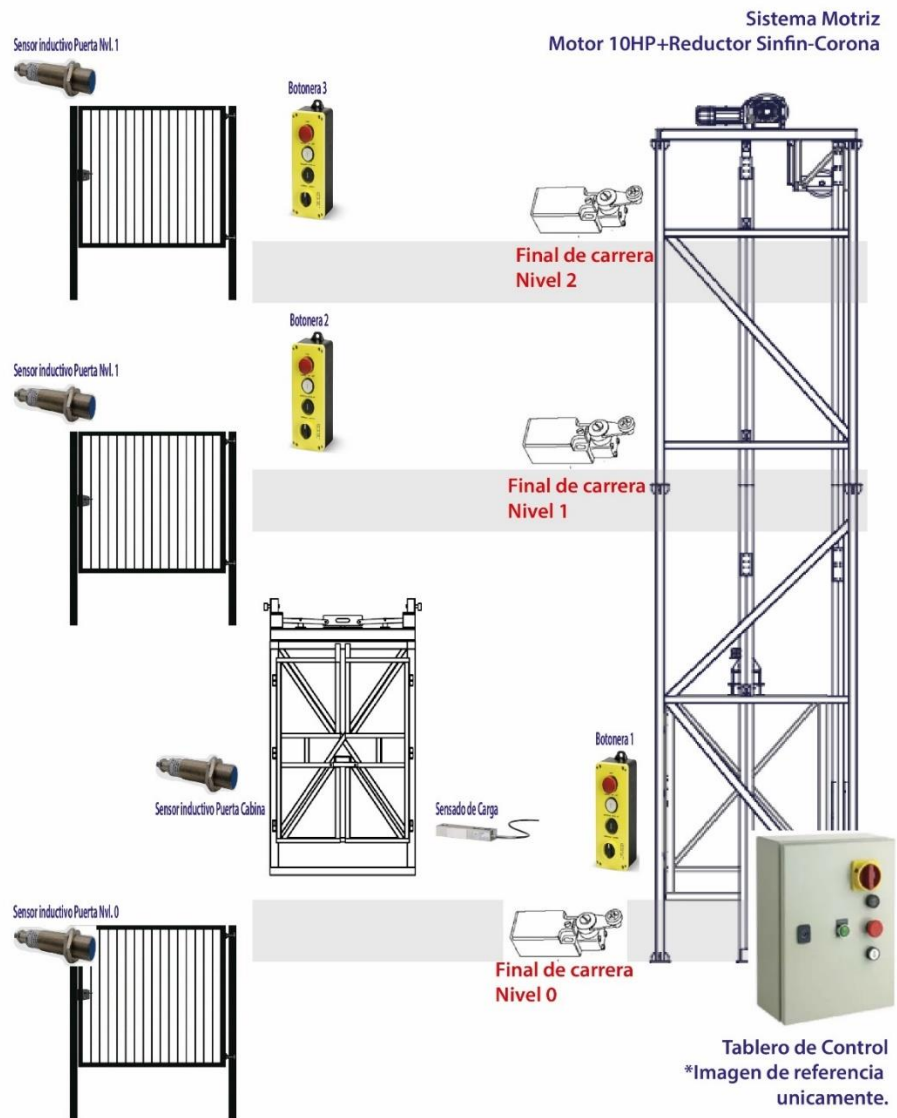
- Excelente inmunidad al ruido con sensor especializado IC
- Operación sencilla, desempeño confiable, y alta durabilidad
- Circuito de protección contra variación de voltaje integrado
- Circuito de protección contra sobrevoltaje incluido (Tipo 2-hilos CC, 3-hilos CC)
- Circuito de protección contra polaridad inversa incluido (Tipo 3-hilos CC)
- Indicador de operación (LED rojo)
- Alternativa duradera y confiable para micro interruptores e interruptores de límite
- Protección IP67 (Estándar IEC)

Wire type and power	DC 3-wire type 12-24VDC 
Sensing side diameter	M08
Sensing distance	2mm
Installation	Non-shield(non-flush)
Standard sensing target	8x8x1mm(iron)
Response frequency	1kHz
Current specification	Current consumption: Max. 10mA
Control output	PNP Normally Open
Material	Brass(nickel plated)
Cable Standard/material	Standard cable
Protection structure	IP67
Approval	
Body length	Standard type
Environment_Ambient temperature	-25 to 70âf, storage: -30 to 80?
Environment_Ambient humidity	35 to 95% RH, storage: 35 to 95% RH
Hysteresis(distance)	Max. 10% of sensing distance
Residual voltage	Max. 2V
Weight	Approx. 64g(approx. 52g)

Fuente: AUTONICS.Sensor inductivo tipo PR 2mm [Grafico]. [Consultado el 1 de agosto del 2022]. Disponible en https://www.lacasadelcontrol.com.mx/assets/ver%202-6_guia%20de%20productos_autonics_compressed.pdf.

Anexo 31. Planteamiento de diseño automatismo secuencial de elevación

AUTOMATISMO ELEVADOR DE CARGA 1 TONELADA

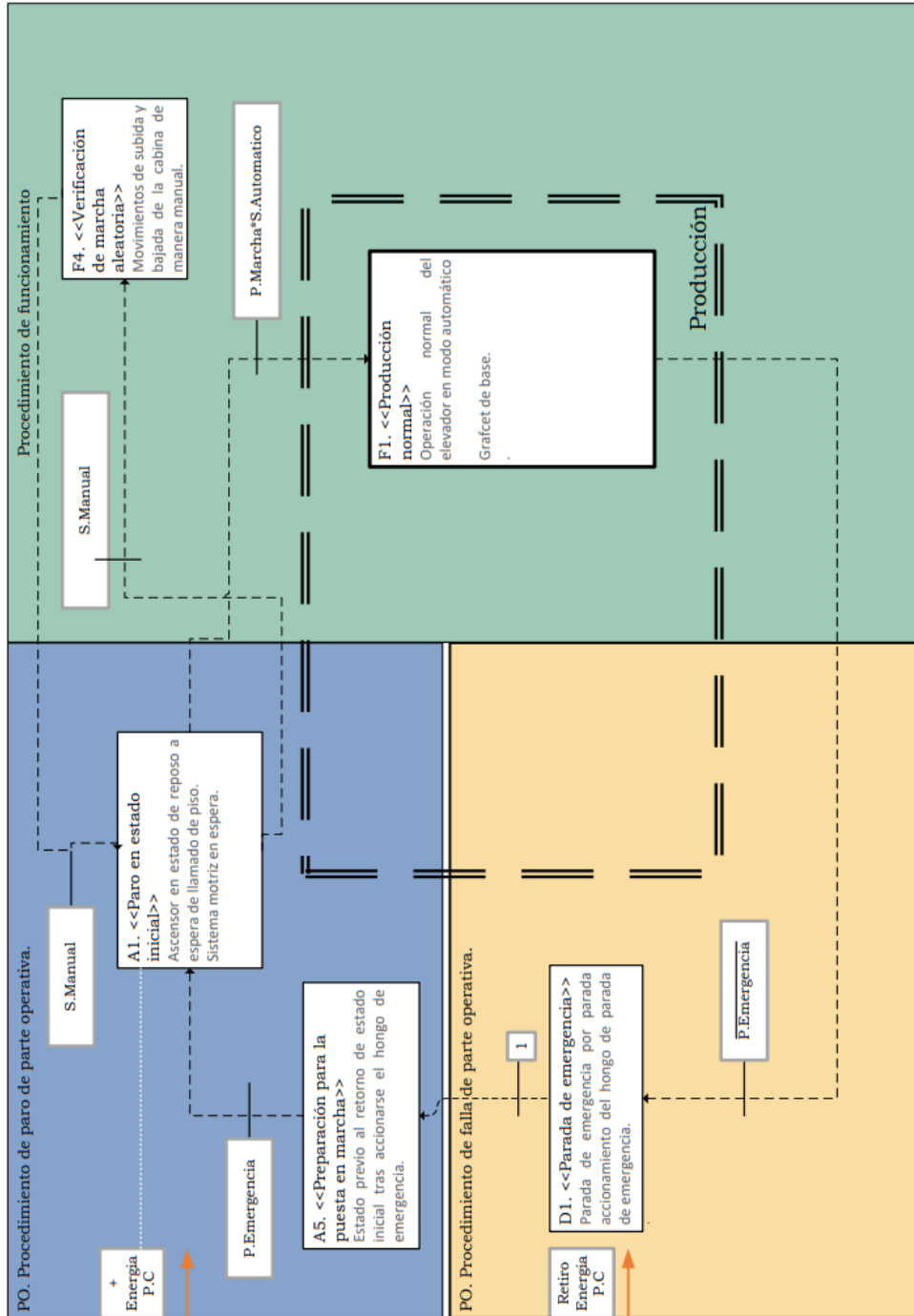


**Las imagenes utilizadas son una representacion unicamente de los elementos a utilizar*

ENTRADAS	SALIDAS	DESCRIPCION
S1		Pulsador N/A Llamada nivel 0
S2		Pulsador N/A Llamada nivel 1
S3		Pulsador N/A Llamada nivel 3
S4		Final de Carrera N/A
S5		Final de Carrera N/A
S6		Final de Carrera N/A
S7		Sensor Inductivo PNP 2mm
S8		Sensor Inductivo PNP 2mm
S9		Sensor Inductivo PNP 2mm
S10		Sensor Inductivo PNP 2mm
S11		Selector dos posiciones
S12		Interruptor Parada de emergencia
S13		Entrada analógica Celda de carga
	Q1	Motor subiendo
	Q2	Motor bajando

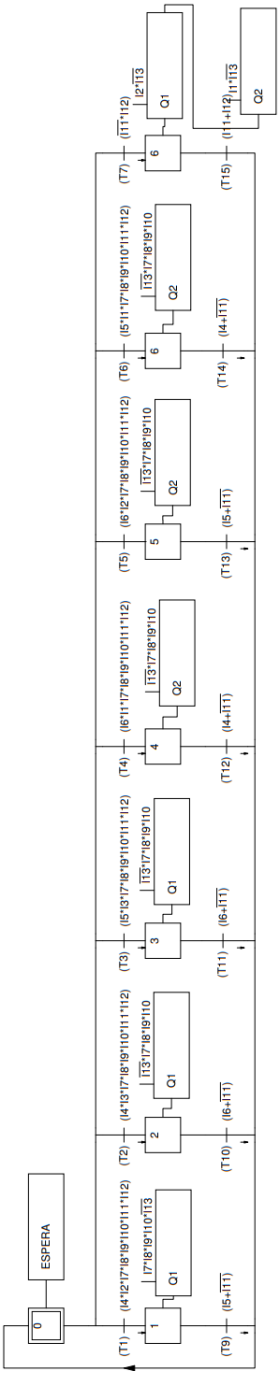
Fuente: Elaboración propia

Anexo 32. Diagrama Gemma



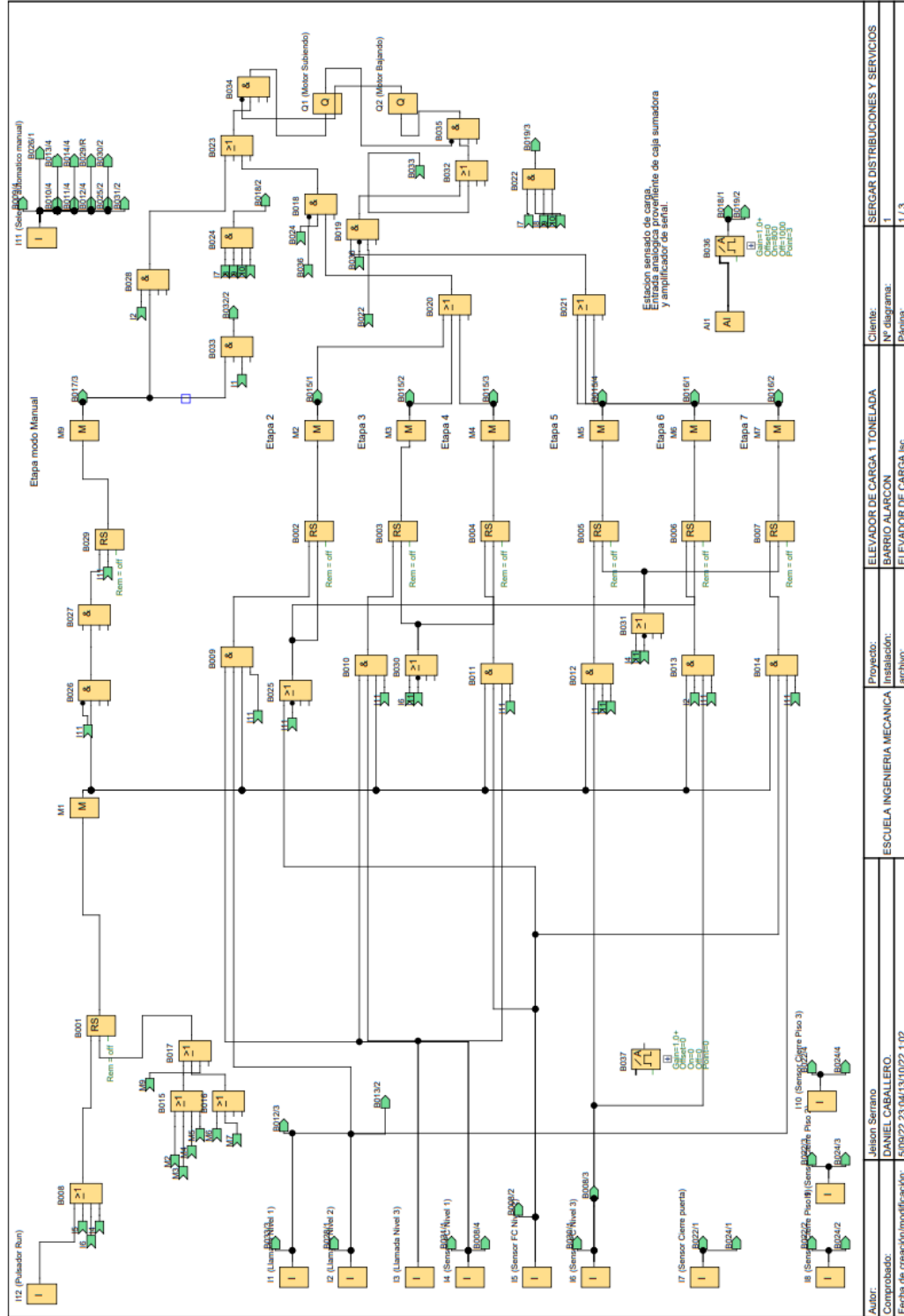
Fuente: Elaboración propia

Anexo 33. Grafset del automatismo para el elevador de carga



Fuente: Elaboración propia

Anexo 34. Programa FUP PLC Logo Siemens.



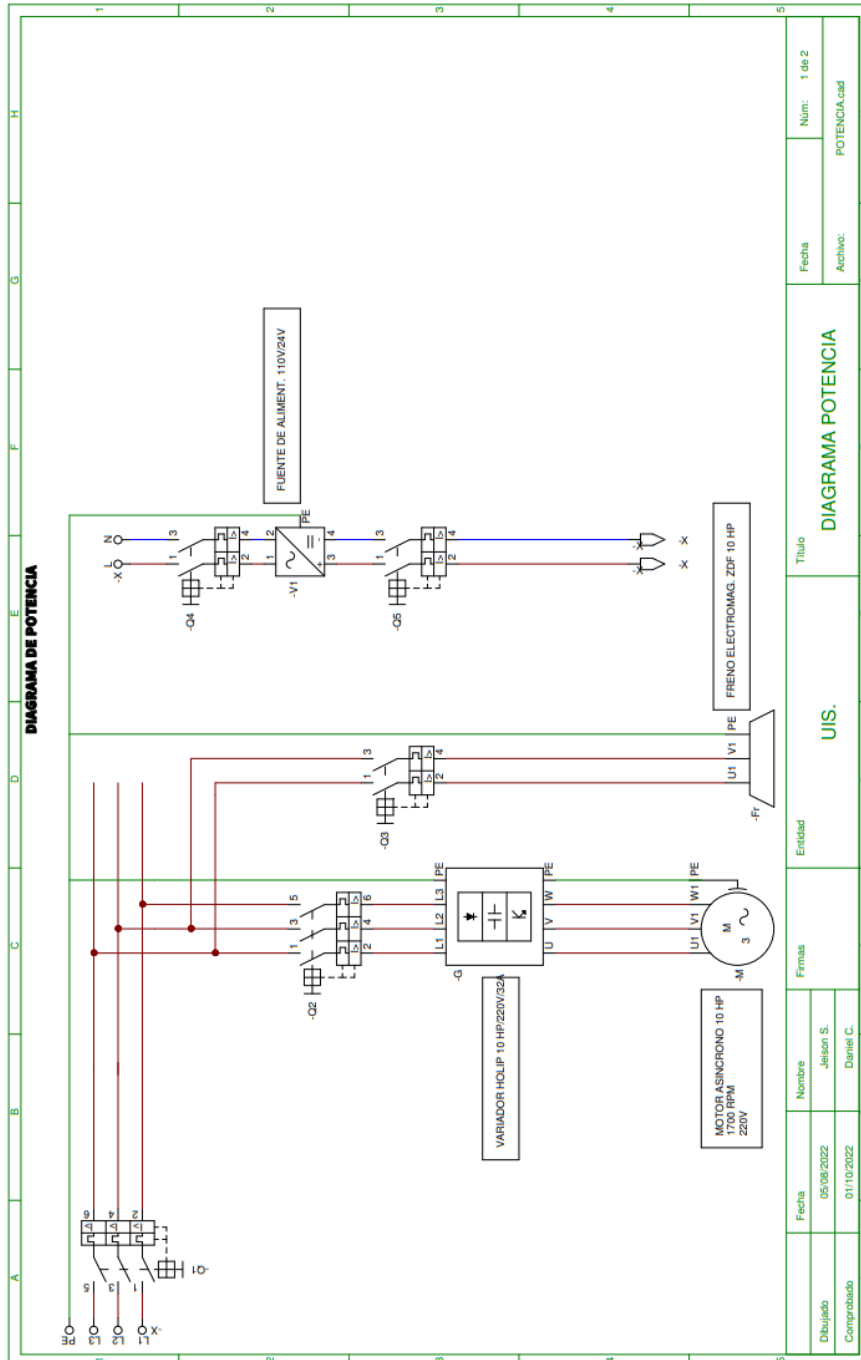
Autor: Jelson Serrano Comprobado: DANIEL CABALLERO Fecha de creación/modificación: 5/09/22-23:04/13/10/22-1:02	Proyecto: ESCUELA INGENIERIA MECANICA Instalación: archivo:	Cliente: ELEVADOR DE CARGA 1 TONELADA Nº diagrama: BARRIO ALARCON Página: 1 / 3	SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS
--	---	---	-----------------------------------

Número de bloque (tipo)	Parámetro
B001(Relé autoenclavador) :	Rem = off
B002(Relé autoenclavador) :	Rem = off
B003(Relé autoenclavador) :	Rem = off
B004(Relé autoenclavador) :	Rem = off
B005(Relé autoenclavador) :	Rem = off
B006(Relé autoenclavador) :	Rem = off
B007(Relé autoenclavador) :	Rem = off
B029(Relé autoenclavador) :	Rem = off
B036(Conmutador analógico de valor umbral) :	Gain=1.0+ Offset=0 On=800 Off=1000 Point=3
B037(Conmutador analógico de valor umbral) :	Gain=1.0+ Offset=0 On=0 Off=0 Point=0
M2(Marca) : Etapa 2	
M3(Marca) : Etapa 3	
M4(Marca) : Etapa 4	
M5(Marca) : Etapa 5	
M6(Marca) : Etapa 6	
M7(Marca) : Etapa 7	
M9(Marca) : Etapa modo Manual	

Conector	Rotulación
I1	Llamada Nivel 1
I2	Llamada Nivel 2
I3	Llamada Nivel 3
I4	Sensor FC Nivel 1
I5	Sensor FC Nivel 2
I6	Sensor FC Nivel 3
I7	Sensor Cierre puerta
I8	Sensor Cierre Piso 1
I9	Sensor Cierre Piso 2
I10	Sensor Cierre Piso 3
I11	Selector automatico manual
I12	Pulsador Run
AI1	
Q1	Motor Subiendo
Q2	Motor Bajando

Fuente: Elaboración propia

Anexo 36. Diagrama de potencia



Fuente: Elaboración propia

Anexo 37. Características técnicas de la celda de carga WL 1263

WL1263				
Capacidades (E _{max})	150 kg	300 kg	500 kg	750 kg
Clase	C3			
Máximo número de intervalos (n _{max})	3000			
Mínimo intervalo de verificación (V _{min})	0,03 kg	0,06 kg	0,1 kg	0,15 kg
Sensibilidad (C _n)	2 ± 0,2 mV / V			
Balance de cero	± 2 % E_{max}			
Resistencia de entrada (R _{ic})	404 ± 10 ohm			
Resistencia de salida (R _o)	350 ± 3 ohm			
Certificado número	R60/2000-NL-1-14.06, TC 8452			
Máximo tamaño plataforma	60 x 60 cm		60 x 80 cm	
Resistencia de aislamiento	> 5000 M ohm (50VDC)			
Límite de sobrecarga	150 % de E_{max}			
Ruptura de celda	170 % de E_{max}			
Rango de temperatura en operación	-10 ~ 40 °C			
Excitación Recomendada	10 V DC			
Máxima excitación permitida	15 V DC			
Peso Aproximado	1.5 kg			
Material	Aluminio			
Clase de protección	IP 65			
Cable	4 hilos, Ø 6 mm, 2.5m			
Celdas compatibles	Lexus SP24, SP-W24			

Fuente: OIML.Celda de carga 750Kg [Grafico]. [Consultado el 10 de agosto del 2022].
 Disponible en <https://milligrampesaje.com/wp-content/uploads/2019/05/Catalogo-wl1263.pdf>

Anexo 38. Marco de referencia

A continuación, se dará una revisión teórica de los diferentes conceptos sobre los cuales está fundamentado el proyecto, esta fase permite aterrizar el tema de investigación, respetando las leyes físicas, matemáticas, entre otras, que lo rigen y así no incurrir en falsos resultados.

REFERENTES TEÓRICOS

En la actualidad se cuenta con diferentes sistemas para elevar carga, cada uno con diferentes ventajas y desventajas, dependiendo de los requisitos del cliente y las consideraciones de los encargados de su diseño e instalación se hace su selección. Factores importantes que definen el tipo de elevador puede ser el aprovechamiento máximo del volumen donde se va a realizar el pozo del elevador o su carga máxima, entre otros.

Se han establecido diferentes normativas internacionales con la intención de estandarizar los materiales, sistemas de seguridad, perfiles estructurales, elementos básicos de construcción, reduciendo en gran manera los errores de diseño y accidentes que puedan ocurrir con el uso de este tipo de máquinas. Cada país realiza diferentes adecuaciones de dichas normativas para aplicarlas a su geografía y necesidades conservando los parámetros más importantes.

ASCENSOR O MONTACARGAS

Se puede diferenciar un ascensor de un montacargas dependiendo de si se transporta personas o carga pero cumplen la misma función, tal como lo define Miravete y Larrodé, es un sistema de transporte vertical que no supera un ángulo de inclinación mayor a 15° con respecto a la vertical que permite mover personas u objetos por diferentes niveles de

una bodega o edificación, dicho sistemas está compuesto de elementos mecánicos y eléctricos.

Se pueden dividir en dos grupos: ascensores electromecánicos e hidráulicos, dependiendo de los requerimientos y uso que se le vaya a dar al ascensor así como el espacio disponible en el lugar de instalación se elige uno o el otro.

Hueco

Zona importante de la edificación o lugar donde se va a construir el montacargas debido a que es determinante en algunas ocasiones para elegir el sistema motriz, tipo de cabina, entre otros, además como lo menciona Miravete y Larrodé, es el espacio que debe ser usado exclusivamente para el desplazamiento de la cabina y el contrapeso, no está permitido usarse para albergar componentes ajenos al elevador, además deberá estar diseñado de tal forma que sea imposible el acceso al hueco excepto para los trabajos de mantenimiento y en caso de alguna emergencia. No debe ser posible usar el elevador cuando una persona esté en el hueco.

Las paredes, el piso y el techo deber estar compuestos de materiales incombustibles, soportar las reacciones generadas por las guías al accionar el paracaídas, así como la acción de los amortiguadores en caso de usarse, entre otros, además deben ser materiales que no generen polvo.

Foso.

Como se define “Parte del hueco situado por debajo del nivel de parada más bajo servido por la cabina”, el suelo del foso debe ser liso, a nivel e impermeabilizarse para evitar filtraciones de agua. En el foso se encuentran ubicados los amortiguadores encargados de reducir el impacto de la cabina en caso de fallo en el sistema de frenado o en la rotura

de los cables, en algunos casos dependiendo del tipo de sistema de lubricación usado para los rieles de las guías, también se ubican pequeños almacenamientos en donde cae la grasa o aceite lubricante para evitar derrames en el suelo del foso.

A la hora de definir las medidas pertinentes para el foso se deben tener consideración de diferentes factores como el terreno donde se va a construir y las normas de seguridad que rigen este tipo de equipos como lo estipula el Instituto Colombiano de Normas Técnicas y Certificación, se recomienda que la profundidad del foso sea suficiente del tal forma que la cabina este sobre los amortiguadores totalmente comprimidos y aun quede una altura libre de 0,5 metros, suficiente para albergar a salvo a una persona en caso de una emergencia.

Foso construido en la empresa SERGAR DISTRIBUCIONES Y SERVICIOS S.A.S



Fuente: Elaboración propia

Cabina.

Su función general es como lo define Miravete y Larrodé, “Elemento del ascensor o del montacargas destinado a recibir las personas y/o la carga a transportar”. Para el diseño de la cabina de un elevador de carga se debe tener en cuenta diferentes factores importantes como el tipo de material a transportar, la carga nominal, la forma en cómo se va a introducir la carga ya sea por carretilla o manualmente, si es material corrosivo o inflamable entre otros lo que determina los materiales, dimensiones y precauciones para tener en cuenta para al diseñar la cabina.

Para evitar que se pueda embarcar un número de pasajeros mayor a la capacidad máxima de la cabina el reglamento establece una relación entre la superficie del suelo de la cabina y el número de los pasajeros de acuerdo con la siguiente figura.

Relación carga nominal vs superficie máxima cabina

Carga nominal (masa) (kg)	Superficie útil máx. de cabina (m ²)	Carga nominal (masa) (kg)	Superficie útil máx. de cabina (m ²)
100 (a)	0,37	900	2,20
180 (b)	0,58	975	2,35
225	0,70	1 000	2,40
300	0,90	1 050	2,50
375	1,10	1 125	2,65
400	1,17	1 200	2,80
450	1,30	1 250	2,90
525	1,45	1 275	2,95
600	1,60	1 350	3,10
630	1,66	1 425	3,25
675	1,75	1 500	3,40
750	1,90	1 600	3,56
800	2,00	2 000	4,20
825	2,05	2 500 (c)	5,00

- (a) Mínimo para un ascensor de una persona.
- (b) Mínimo para un ascensor de dos personas.
- (c) Por encima de 2 500 kg, añadir 0,16 m² por cada 100 kg más:

Fuente: INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Código de seguridad para la construcción e instalación de los ascensores eléctricos. NTC 2769. Bogotá D.C: ICONTEC, 2004. 126 p.

Para el caso de elevadores exclusivamente destinados para carga y usuarios advertidos o autorizados pueden tener una superficie de cabina superior a las señaladas en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, para evitar que el número de pasajeros exceda la capacidad máxima, el encargado del servicio del elevador será el responsable de que esto no ocurra.

Contrapeso.

Es un elemento presente en la mayoría de los montacargas y sus pesas generalmente están fabricadas en bloque de fundición y hormigón, además como lo enuncia Miravete y Larrodé, tiene como función principal reducir la carga que debe mover el sistema motriz y de este modo reducir la potencia y energía necesarias para mover la cabina, esto se traduce en una reducción de costos bastante significativo. Para definir el contrapeso generalmente se toma el peso de la cabina vacía más el 50% de la carga nominal, además debe tomarse las medidas necesarias para evitar el libre movimiento de las pesas:

- “Un bastidor en el cual sean mantenidas las pesas.
- O bien, si las pesas son metálicas y si la velocidad nominal del ascensor no supera 1 m/s, pueden utilizarse dos varillas como mínimo, entre las cuales se deben mantener las pesas”

Guías.

Para permitir el movimiento de la cabina y el contrapeso y ser guiados verticalmente, es necesario un riel de donde se apoyen las zapatas tratando de reducir las pérdidas de energía por fricción, como lo menciona Miravete y Larrodé, cumplen la función de conducir la cabina y el contrapeso a lo largo del hueco del elevador además debe ser capaz de soportar las cargas generadas con la cabina a máxima capacidad y en momentos más críticos tales como cuando se activa el sistema de paracaídas o en caso de rotura de los cables. Las guías en el contrapeso se limitan exclusivamente a él guiado del mismo, a excepción de cuando se utiliza cables de suspensión.

Existen diferentes tipos de perfiles para las guías siendo el perfil en T el más utilizado para el guiado de la cabina, se deben instalar de forma que estén perfectamente alineadas para evitar movimientos bruscos en la cabina y esfuerzos excesivos. Las guías deben cumplir con las siguientes condiciones:

- La sección de las guías deberá ser suficiente para soportar, con un coeficiente de seguridad igual o mayor que 10, el esfuerzo de frenado de la cabina al ser detenida por el paracaídas.
- Deberán, además, resistir sin deformarse más de 3 mm los empujes horizontales que les produzcan las excentricidades de la carga de la cabina.
- La fijación de las guías al edificio por medio de bridas se hará de manera que permita la compensación automática o por medio de sencillos ajustes, del acortamiento de la obra producida por los asentos, y contracción del hormigón.
- Se recomienda la instalación de guías suspendidas cuyo propio peso favorece el mantenimiento de la alineación inicial.
- La tolerancia máxima en el paralelismo de las guías será de 5 mm, cualquiera que sea el recorrido del ascensor.

Guía en T más usadas para la cabina



Fuente: JIANGSHAN GUANGDA ELEVATOR TECHNOLOGY CO., LTD. 18k ascensor guía t114b rieles guía para ascensores - buy 18k elevator guide rail, guide rail, elevator guide rail product on alibaba.com. Alibaba [página web]. (2022). [Consultado el 2, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/18k-Elevator-Guide-Rail-T114B-guide-60264426550.html>

Apoyos deslizantes para guías.

Son los elementos que permiten la interacción entre la cabina y el contrapeso con las guías, según lo indica Miravete y Larrodé, los apoyos deslizantes son usados en elevadores de velocidad nominal menor a 2 m/s, están contruidos en acero y la superficie que está en contacto con la guía generalmente está fabricada en neopreno y nylon que es un material de bajo coeficiente de fricción.

Apoyo deslizante



Fuente: NEXWAY STORE. 49.5US \$ |1 pieza de repuesto de elevador, Zapata de guía deslizante para accesorios de elevación [Piezas para herramientas] - AliExpress. aliexpress.com [página web]. (2022). [Consultado el 9, agosto, 2022]. Disponible en Internet: <https://es.aliexpress.com/item/4001232106013.html>

Los carriles de las guías debes ser lubricados para evitar fuerzas de rozamiento excesivas entre las guías el apoyo, para esto normalmente se usan lubricadores automáticos eléctricos o mecánicos, estos últimos tienen un depósito de aceite y una cuerda que por capilaridad poco a poco va liberando el aceite y lubricando las guías.

CABLES

Los cables son elementos que según Miravete y Larrodé, están compuestos inicialmente por uno o varios alambres que en la mayoría de caso se enrolla sobre un alma que puede ser metálica o textil y de esta forma se obtiene un cable apto para soportar esfuerzos a tracción. Los cables están compuestos por alambres, cordones o torones y el alma.

Partes de un cable metálico



Fuente: IPH. Cables de acero para USO GENERAL. iphglobal [página web]. (2017). [Consultado el 16, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: <https://www.iphglobal.com/uploads/downloads/296763001513024041.pdf>

Para elevadores lo cables deben cumplir ciertas condiciones:

- Los diámetros nominales de los cables deberán ser como mínimo de:
 - I. 6 mm para limitadores de velocidad.
 - II. 8 mm para suspensión y paracaídas.

- La resistencia de los alambres debe ser:
 - I. 1570 N/mm² o 1770 N/mm² para cables de una sola resistencia.
 - II. 1370 N/mm² para alambres exteriores y 1770 N/mm² para los alambres interiores, en los cables de dos resistencias.

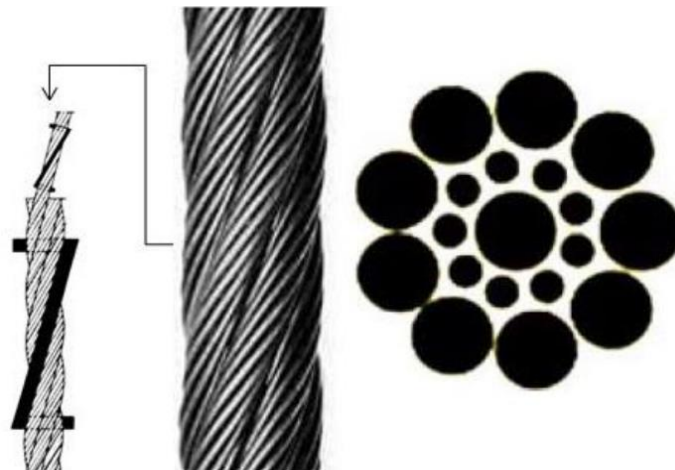
- El número mínimo de cables debe ser de dos. Los cables deben ser independientes.

- La relación entre el diámetro primitivo de las poleas y el diámetro nominal de los cables de tracción debe ser al menos de 40, cualquiera que sea el número de estos.

- El coeficiente de seguridad de los cables de tracción debe tener al menos:
 - I. 12 en el caso de tracción por adherencia con 3 cables o más.
 - II. 16 en el caso de tracción por adherencia con 2 cables.
 - III. 12 en el caso de tracción por tambor de arrollamiento.
- La resistencia de los amarres de cables debe ser al menos el 80% de la resistencia de los cables.
- Los extremos de los cables deben ser fijados a la cabina, al contrapeso y a los puntos de suspensión por material fundido, amarres de cuña de apretado automático, al menos tres abrazaderas o grapas apropiadas para cables, manguitos fuertemente prensados o cualquier otro sistema que ofrezca seguridad equivalente.
- La adherencia de los cables debe ser de tal forma que la cabina no se desplace hacia arriba cuando el contrapeso está apoyado en sus topes y se impone un movimiento de rotación, en el sentido “subida”, sobre el mecanismo tractor.

Existen diferentes configuraciones para los cables de tracción, según el diámetro de los alambres, el número de cordones, el sentido de trenzado de los alambres y los cordones, entre otras características. Sin embargo para ascensores en cuanto a la construcción de cordón, el más utilizado es tal como lo indica Miravete y Larrodé, es la configuración Seale que se mostrara a continuación:

Cable tipo SEALE



Fuente: MÉNDEZ, César A. y COSTA, Marcus. Desarrollo del modelo computacional 3D del cable de acero “6x19s” a través de PTC Creo Parametric™. ResearchGate [página web]. (Noviembre, 2014). [Consultado el 5, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: https://www.researchgate.net/publication/282218490_Desarrollo_del_modelo_computacional_3D_del_cable_de_acero_6x19s_a_traves_de_PTC_Creo_Parametric

Su característica geométrica se evidencia en sus dos últimas capas las cuales tienen igual número de hilos además tienen una gran resistencia a la rotura a la abrasión debido a que los alambres externos son más gruesos. Además son más fáciles de construir lo que se traduce en menor costo de adquisición.

En lo que ascensores concierne el Seale de 8 cordones y alma textil es el más utilizado, ya que:

- Las ventajas:
 - I. Es más redondo que el de 6 (tiene más puntos de contacto con la garganta de la polea)
 - II. Su sección es más deformable.
 - III. Es flexible y por lo tanto, resiste a fatiga.
 - IV. El precio es medio.
- Las desventajas son:
 - I. Elevada elongación elástica y permanente con relativamente alta reducción en diámetro.
 - II. Depende de gran medida de la calidad del material del alma y del alambre.
 - III. La fuerza de rotura respecto al diámetro es baja.
 - IV. Al ser la sección muy deformable puede presentar problemas con las gargantas en U.

En la gran mayoría de casos se usan cables con tipo de enrollamiento en sentido contrario debido a su baja tendencia a desenrollarse, son más fáciles de fabricar y menos costosos.

El material usado para el alma generalmente es textil, solo en elevadores de grandes prestaciones se usando materiales mixtos, los materiales textiles más típicos son:

- Fibra natural sisal. Es el material más utilizado. El contenido de lubricante debe estar por debajo del 17%. Presenta una buena absorción del lubricante, alta resistencia a la presión y bajo grado de estrechamiento elástico. Como desventaja, es muy sensible a la humedad alta.
- Fibra de cáñamo. El contenido de lubricante debe estar por debajo del 22%. Presenta una buena absorción del lubricante, un buen comportamiento a la flexión y bajo grado de estrechamiento elástico. Como desventaja, es muy sensible a la humedad alta y es menos estable en diámetro que el sisal.
- Fibra natural yute. El contenido de lubricante debe estar por debajo del 20%. Se recomienda para cables de diámetros menores de 6 mm.
- Fibra sintética de polipropileno. El contenido de lubricante debe estar por debajo del 12%. Presenta una buena uniformidad en diámetros aunque tiene una baja resistencia a la presión y puede plastificarse y deformarse ante altas temperaturas.
- Fibra sintética de poliamida. El contenido de lubricante debe estar por debajo del 8%. Presenta una buena uniformidad en diámetro y es estable bajo presión. Tiene una baja absorción de lubricante, es muy elástico y su coste es muy elevado.
- Fibra sintética de aramida. El contenido mínimo de lubricante no se conoce pero se sabe que es bajo, es muy resistente a la temperatura y a la tracción. Como desventajas están que la fibra es muy difícil de trabajar para constituir un alma y su coste es muy elevado.

POLEA DE TRACCIÓN

Las poleas en un elevador siempre son siempre tractoras por lo tanto se debe tener especial cuidado con la adherencia que debe existir entre la polea y los cables con el fin de evitar deslizamientos o que el cable patine sobre la polea.

Polea de tracción

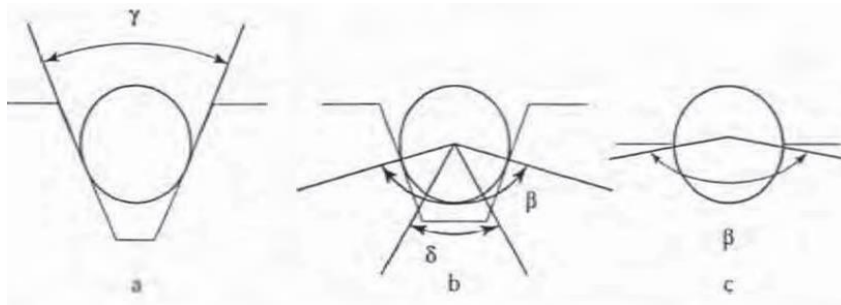


Fuente: SISTEMA DE POLEAS | Qué es, tipos, partes, funcionamiento [Anónimo]. Como Funciona | Explicaremos hasta cosas que NO existen! [Página web]. (2022). [Consultado el 27, septiembre, 2022]. Disponible en Internet: [https://como-funciona.co/sistema-de-poleas/#:~:text=Una%20polea%20es%20una%20m%C3%A1quina,conjuntos%20\(aparejos%20o%20polipastos\).](https://como-funciona.co/sistema-de-poleas/#:~:text=Una%20polea%20es%20una%20m%C3%A1quina,conjuntos%20(aparejos%20o%20polipastos).)

Regularmente están construidas en fundición gris o maleable y su tamaño y geometría depende de diferentes factores de diseño importantes para tener en cuenta como presión generada por los cables sobre las gargantas, vida útil de los cables, material, entre otros.

Los perfiles de garganta más utilizados para este tipo de poleas son mostrados a continuación:

Perfiles de garganta de poleas para cables.



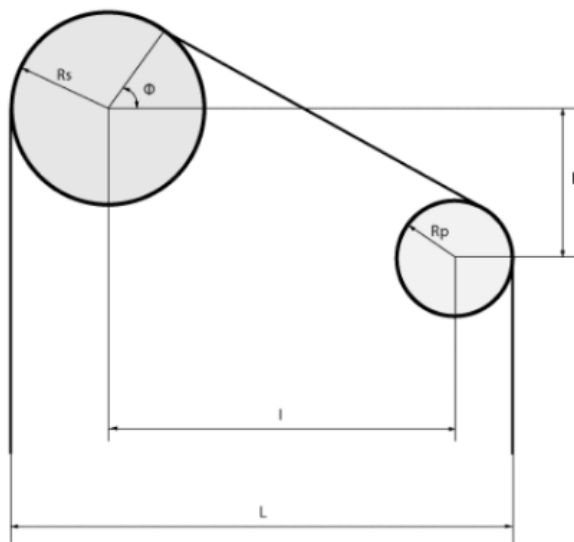
Fuente: MIRAVETE, Antonio y LARRODÉ, Emilio. Elevadores: principios e innovaciones. Barcelona: Reverté S.A., 2007. 467 p. ISBN 978-84-291-8012-1.

Tal como lo menciona Miravete y Larrodé, el perfil trapezoidal (a) tiene una mayor adherencia a costa de una mayor presión sobre la garganta y los cables aumentando su desgaste prematuro, el perfil semicircular con entalla o ranura (b) es el más utilizado para los ascensores, siendo entre 120° a 150° el ángulo de apoyo de cable recomendado y aunque tiene menor adherencia que el trapezoidal, aumenta considerablemente la vida útil de los cables y la polea.

POLEA DE DESVIO

En los casos que se toma la determinación de usar contrapeso generalmente es necesario usar una polea de desvío, tanto para dirigir los cables que sostienen al contrapeso como para aumentar la adherencia de los cables, pues no solo influye el tipo de perfil utilizado para la garganta de la polea de tracción sino también el arco de abrace o contacto del cable sobre la polea. Por tal razón la polea de desvío se ubica por debajo de la polea de tracción para aumentar el arco de contacto, así como lo precisa Miravete y Larrodé, entendiéndose que el ángulo máximo posible es de 180° y el mínimo sería de 90° si la polea de desvío estuviera al mismo nivel de la polea de tracción.

Esquema sistema polea de tracción y desvío



Fuente: VILLORIA, Carlos Muñoz. Análisis y diseño del sistema de tracción de un ascensor residencial [en línea]. Trabajo de grado. Zaragoza: Universidad de Zaragoza, 2016 [consultado el 1, agosto, 2022]. 53 p. Disponible en Internet: <https://core.ac.uk/download/pdf/289987473.pdf>

MOTOR

Los motores usados para elevadores de carga dependen de la cantidad de ciclos de carga, la velocidad nominal de la cabina, la carga total a mover, entre otros. Sin embargo se puede diferenciar dos clases de motores más usados para elevadores, motores de corriente alterna y de corriente continua, pueden ser de una velocidad, dos velocidad o con variador de frecuencia.

Motores de corriente alterna.

Se clasifican según la velocidad de giro, número de fases de alimentación y por el tipo de rotor. Son los más usados para aplicaciones de elevadores debido a que su fabricación

es más sencilla lo cual significa que son menos costosos que un motor de corriente continua, siendo el tipo de rotor jaula de ardilla el predilecto para este tipo de trabajos.

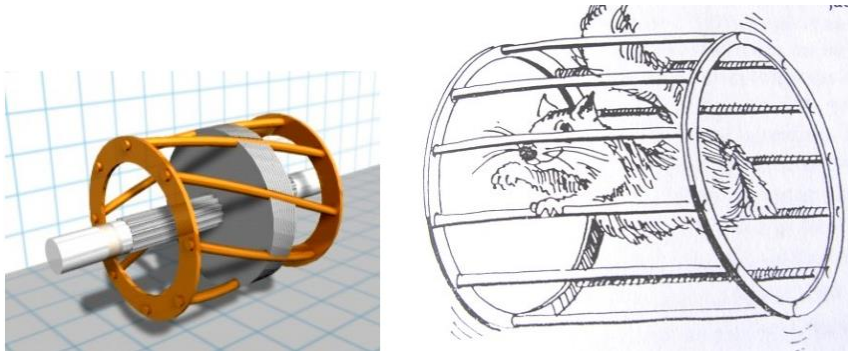
Motores con variador de frecuencia.

La utilización de variadores de frecuencia permite que las paradas a nivel de piso sean más precisas y rápidas aumentando la frecuencia de utilización del elevador, además permite trabajar en un amplio rango de velocidades dependiendo de las necesidades del elevador, reduce significativamente los consumos de energía del sistema motriz y necesitan muy poco mantenimiento lo que los hace ideales para prolongar la vida útil de los motores y demás sistemas conectados a él.

Motores con jaula de ardilla.

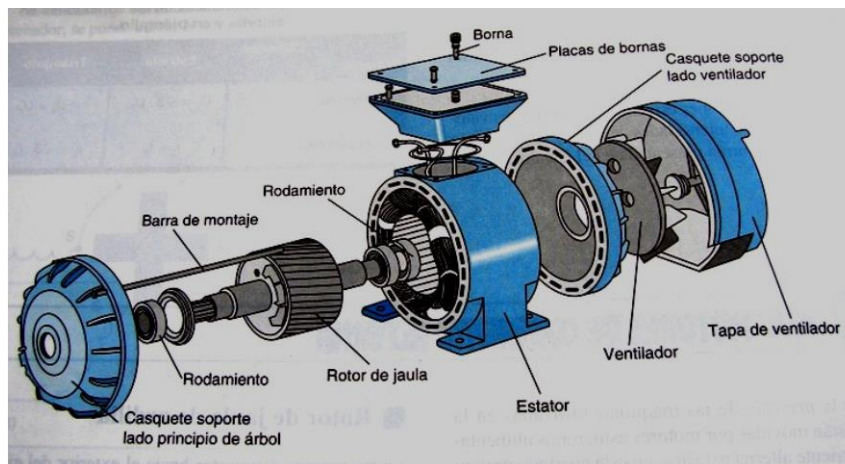
Existen diferentes tipos de motores de corriente alterna dependiendo el rotor empleado, sin embargo el rotor es el más usado así como lo menciona Miravete y Larrodé, debido a su sencillez, fácil construcción y menor mantenimiento lo que se traduce en un menor precio de adquisición y costos de operación. El rotor está construido por un conjunto de barras conductoras en paralelo a la dirección axial y en una configuración cilíndrica alrededor del eje, las barras van conectadas a unos anillos llamados anillos extremos y por esta disposición es que adquiere la forma de jaula de ardilla.

Rotor jaula de ardilla



Fuente: DE VANDELVIRA, Andrés. Motores de corriente alterna. platea.pntic.mec [página web]. (noviembre, 2011). [Consultado el 20, agosto, 2022]. Disponible en Internet: http://platea.pntic.mec.es/~jgarrigo/SAP/archivos/1eva/introduccion_motores_ca.pdf

Partes de un motor de corriente alterna jaula de arriba



Fuente: DE VANDELVIRA, Andrés. Motores de corriente alterna. platea.pntic.mec [página web]. (noviembre, 2011). [Consultado el 20, agosto, 2022]. Disponible en Internet: http://platea.pntic.mec.es/~jgarrigo/SAP/archivos/1eva/introduccion_motores_ca.pdf

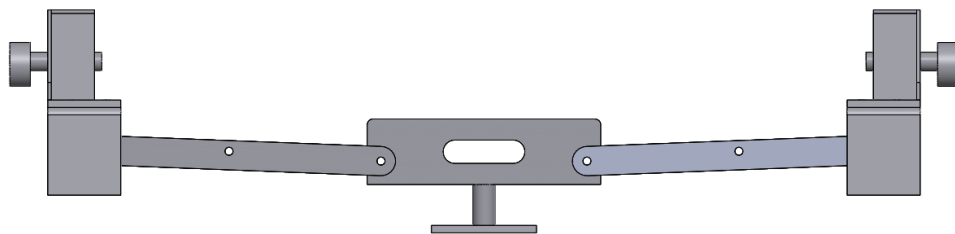
PARACAIDAS

Es un sistema de seguridad ubicado generalmente en la cabina y algunas veces en el contrapeso que tiene como función detener el descenso descontrolado de la cabina en caso de haber una rotura de los cables. Después de que se acciona el paracaídas se debe desbloquear según lo indica el Instituto Colombiano de Normas Técnicas y Certificación, recomienda que solo se debe desbloquear moviendo la cabina o el contrapeso hacia arriba, además para el desbloqueo del sistema se debe necesitar de una persona calificada para reponer la maniobra. El paracaídas debe quedar en buenas condiciones mecánicas para funcionar normalmente.

Paracaídas de acción instantánea con zapatas de rodillo de ejes excéntricos.

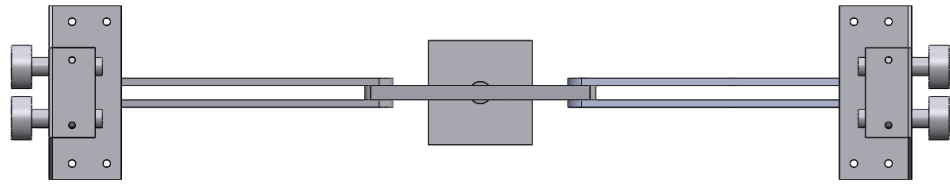
Consta de cuatro barras que pivotan y están unidas a una placa donde están conectados los cables, cuando los cables se cortan y dejar de hacer tensión sobre la placa, el peso propio de la placa hacer que baje y haga pivotar las barras que posteriormente hacen rotar unos ejes excéntricos acercando las zapatas de rodillo a las guías y por la misma fricción generada entre las guías y la zapata se frena cada vez más hasta generar la parada total de la cabina.

Vista frontal paracaídas de acción instantánea.



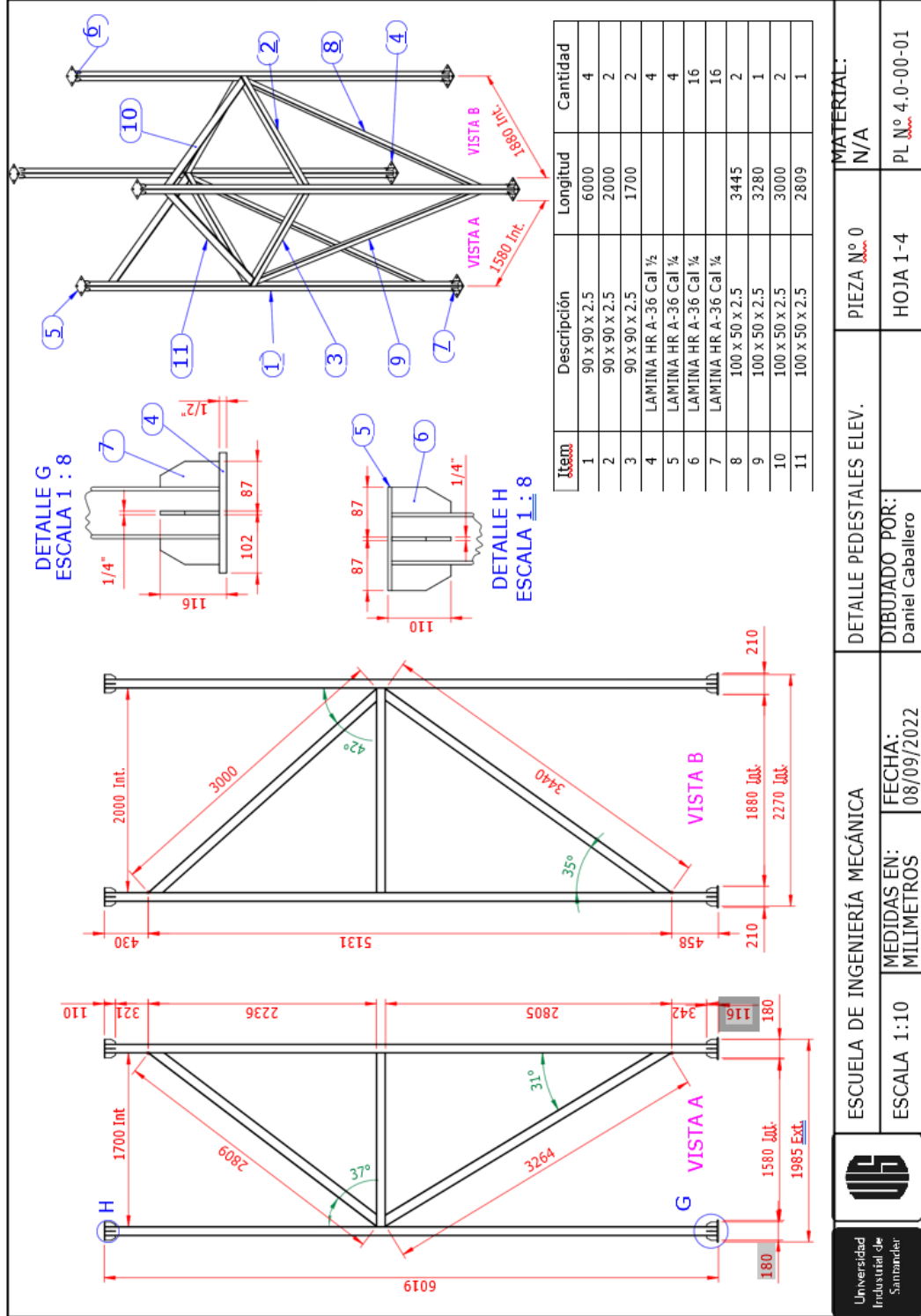
Fuente: Elaboración propia

Vista superior paracaídas de acción instantánea



Fuente: Elaboración propia

Anexo 39. Planos generales y de detalle



Universidad Industrial de Santander

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
 ESCALA 1:10

MEDIDAS EN: MILIMETROS

FECHA: 08/09/2022

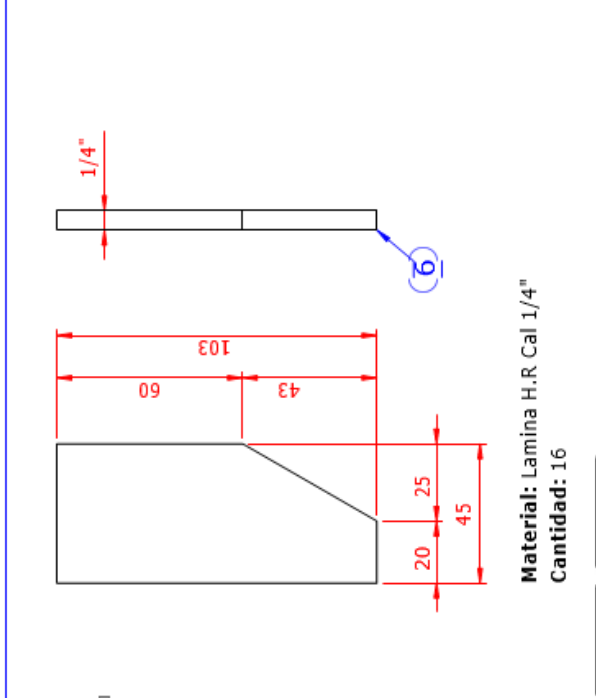
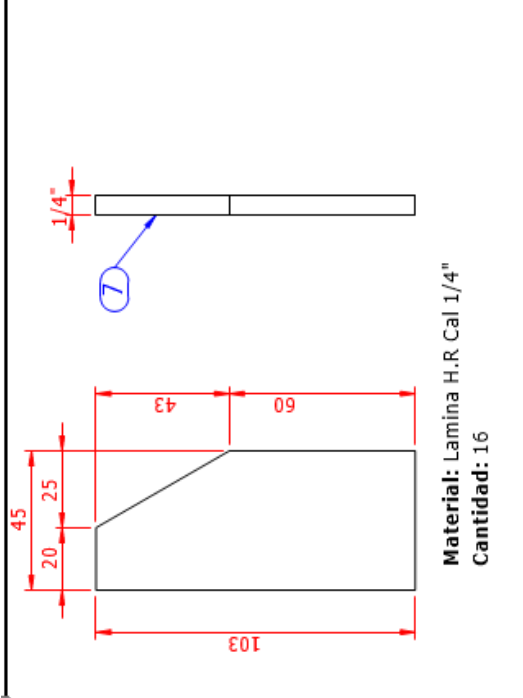
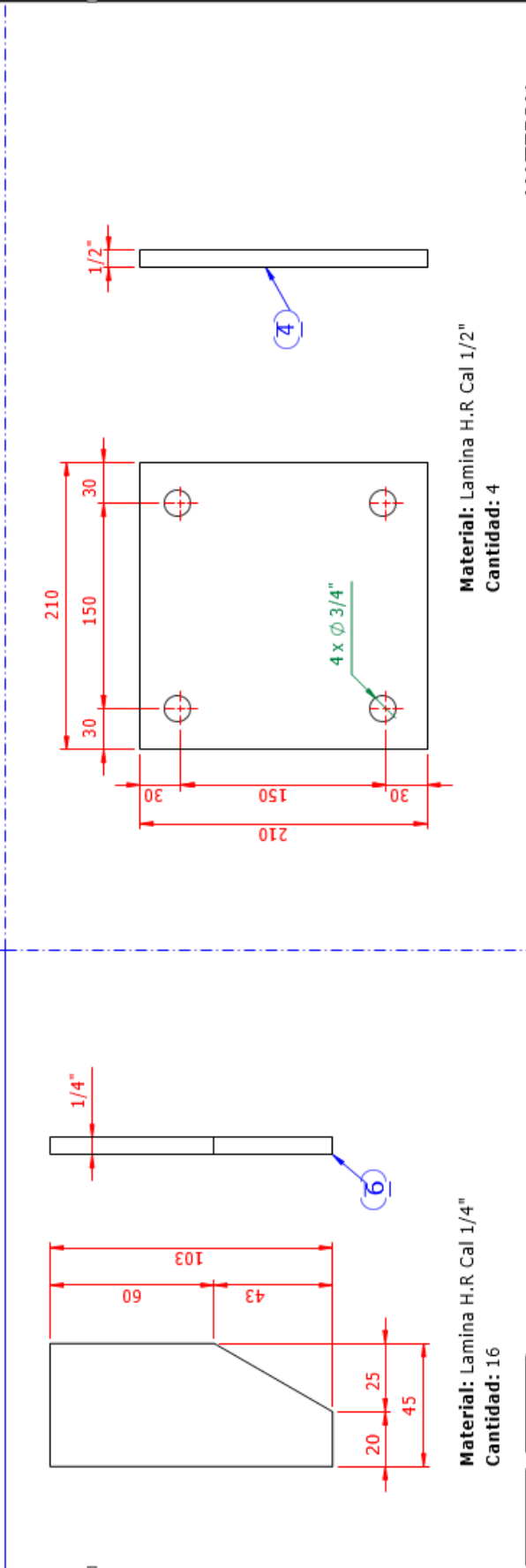
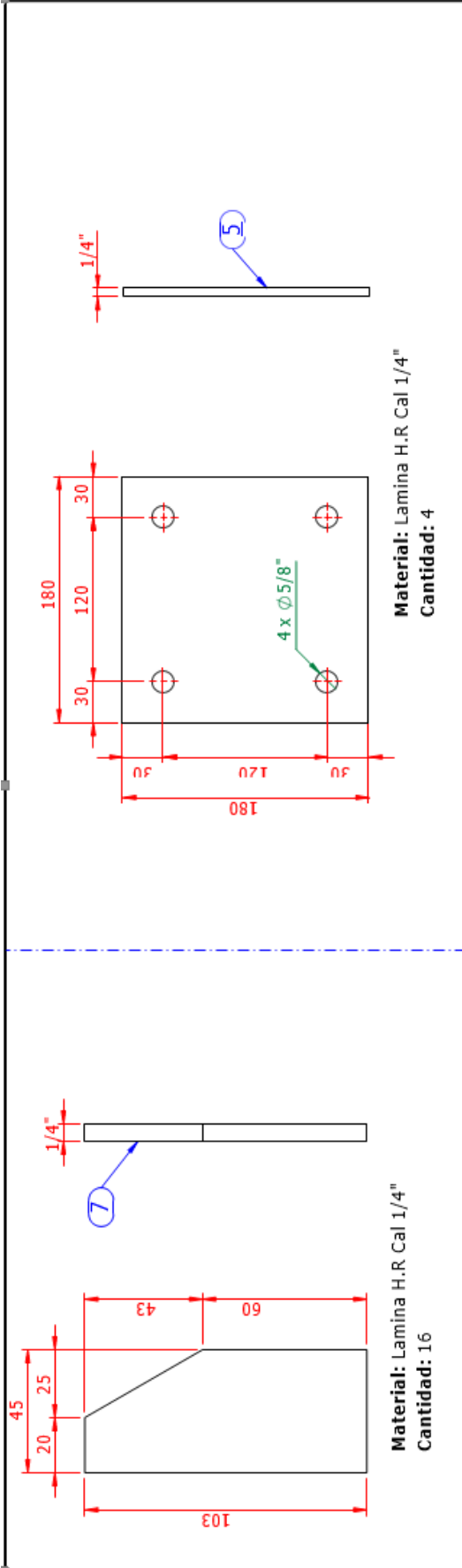
DIBUJADO POR: Daniel Caballero

DETALLE PEDESTALES ELEV.

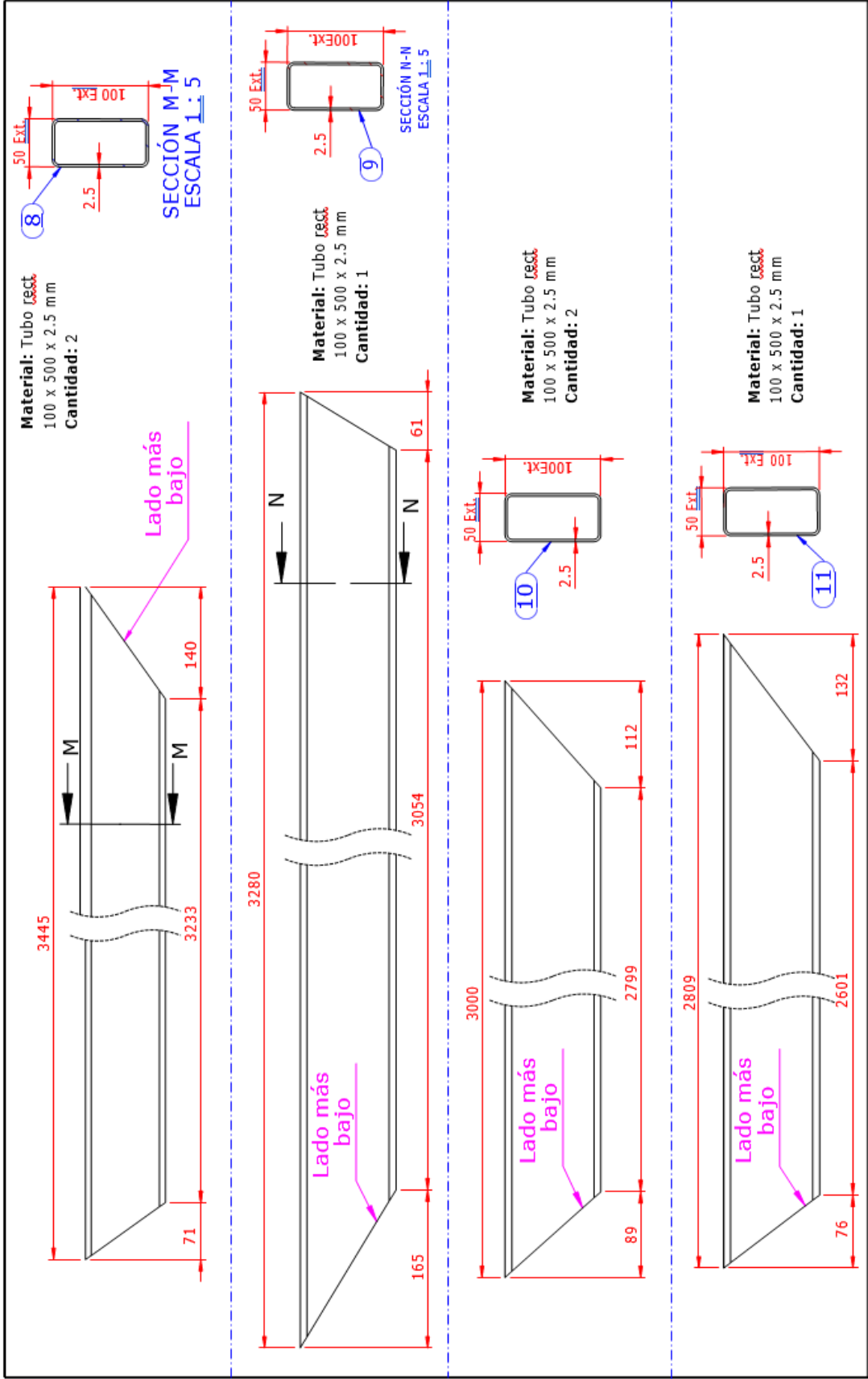
PIEZA N° 0

HOJA 1-4

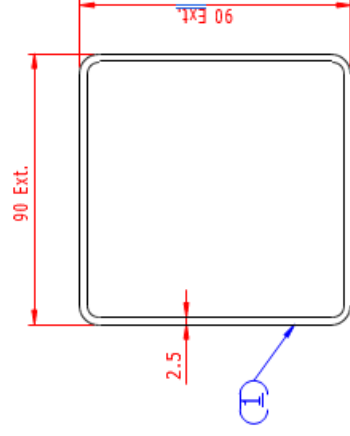
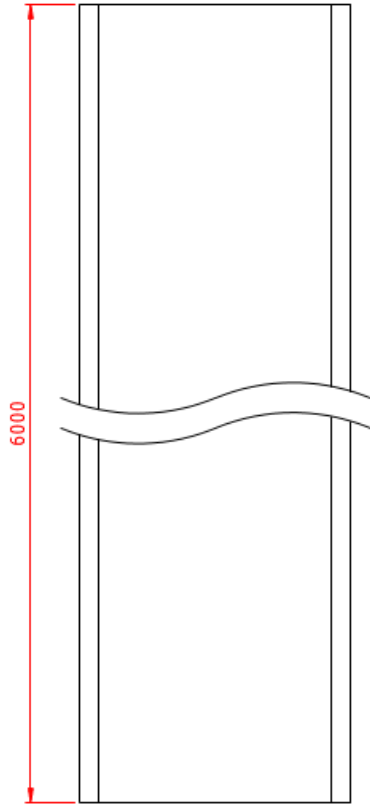
MATERIAL: N/A
 PL N° 4.0-00-01




 Universidad Industrial de Santander	ESCUOLA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DETALLE PEDESTALES ELEV.		MATERIAL: N/A	
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 08/09/2022	DIBUJADO POR: Daniel Caballero	PIEZA N° 0	PL N° 4.0-00-01

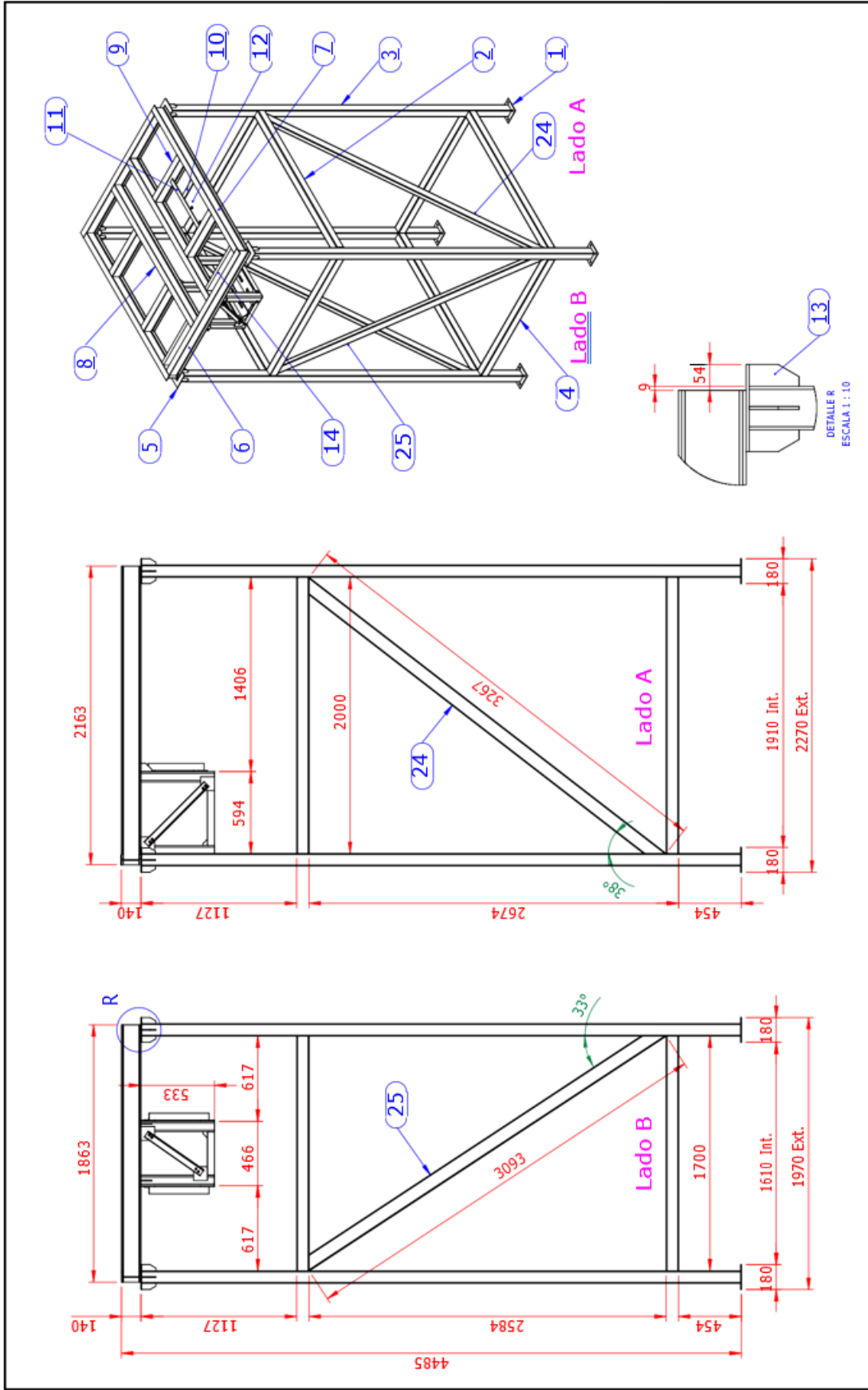


 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DETALLE PEDESTALES ELEV.	PIEZA N° 0	MATERIAL: N/A
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 08/09/2022 DIBUJADO POR: Daniel Caballero	HOJA 3-4	PL N° 4.0-00-01

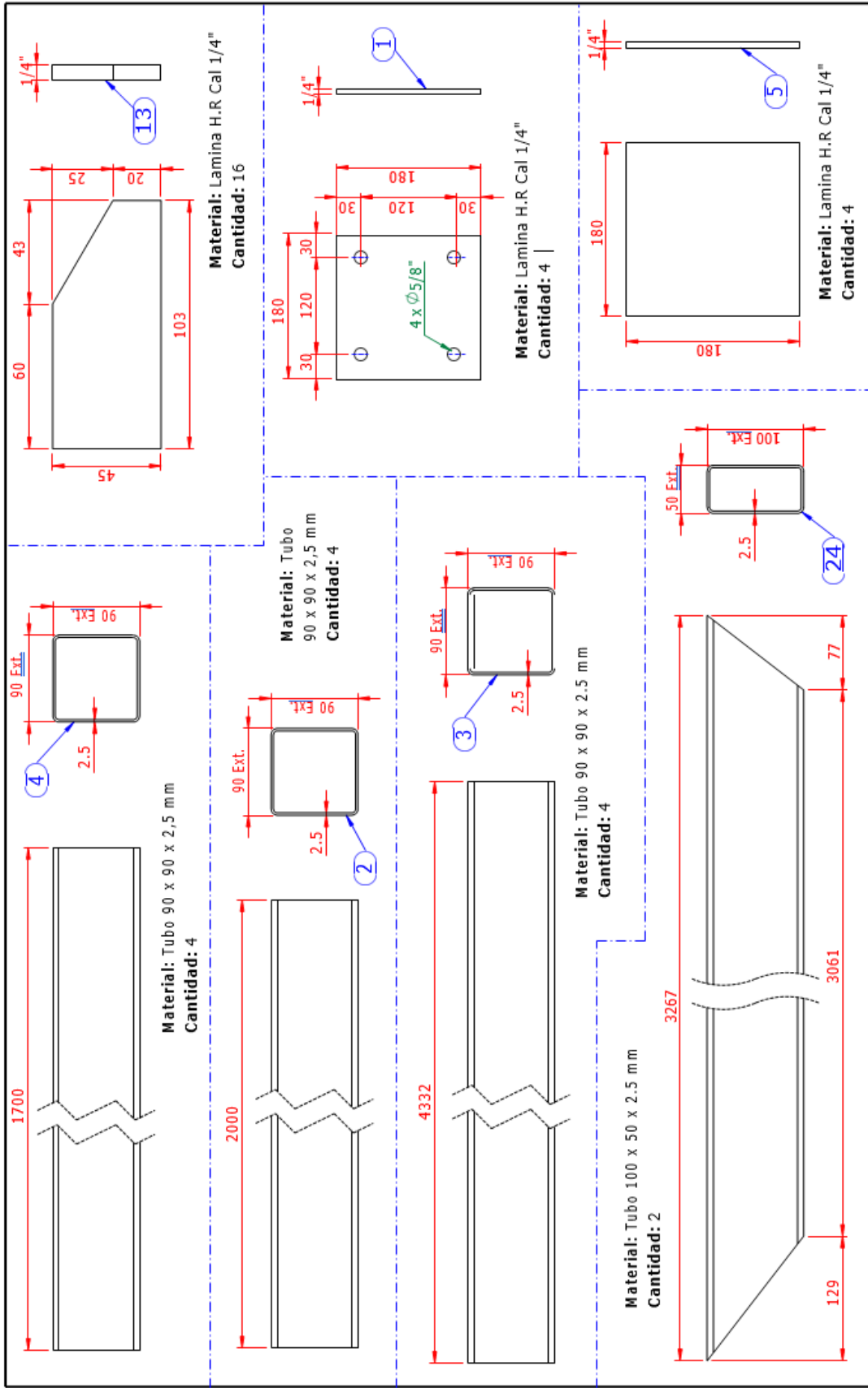


Material: Tubo cuadrado 90 x 90 x 2.5mm
Cantidad: 4

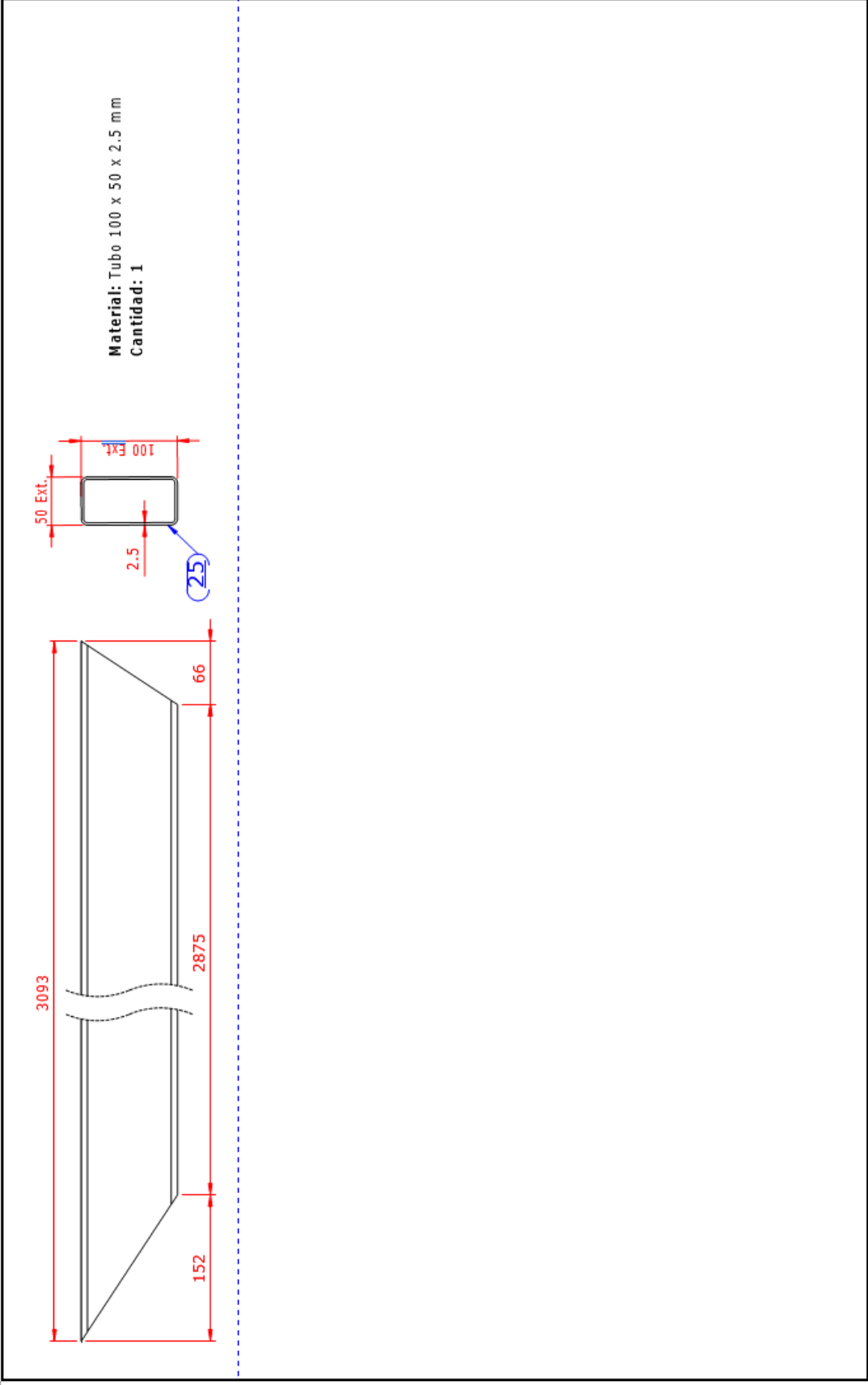
	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DETALLE PEDESTALES ELEV.		PIEZA N° 0	MATERIAL: N/A
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 08/09/2022	DIBUJADO POR: Daniel Caballero	HOJA 4-4	PL N° 4.0-00-01




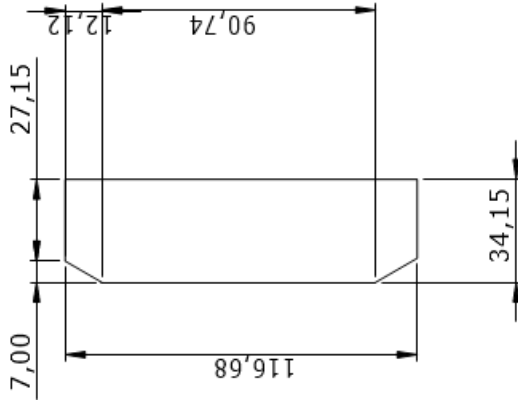
 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DETALLE PEDESTALES ELEV.		PIEZA N° 0	MATERIAL: N/A
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 13/09/2022	DIBUJADO POR: Daniel Caballero	HOJA 1-3	PL N° 4.0-00-01



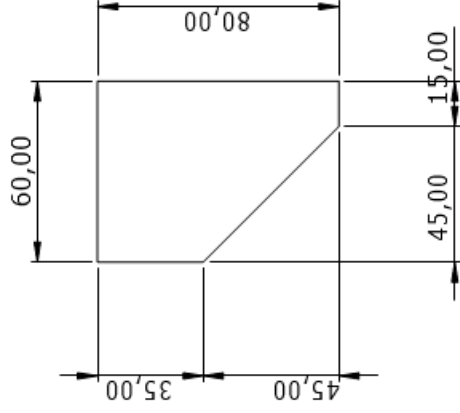
 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DETALLE PEDESTALES ELEV.		PIEZA N° 0	MATERIAL: N/A
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 13/09/2022	DIBUJADO POR: Daniel Caballero	HOJA 2-3	PL N° 4.0-00-01



 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DETALLE PEDESTALES ELEV.	PIEZA N° 0	MATERIAL:
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: MILIMETROS	DIBUJADO POR: Daniel Caballero	HOJA 3-3	N/A
		FECHA: 13/09/2022			PL N° 4.0-00-01



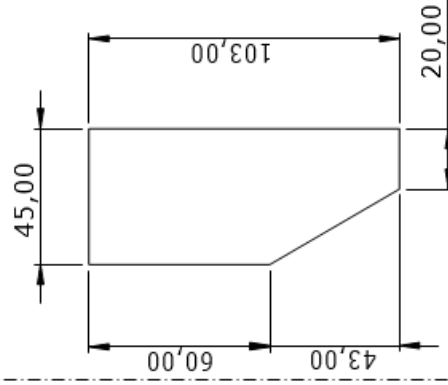
Material: Platina HR 1/2 pulgadas
Cantidad **4 UND.**



Material: Platina HR 1/2 pulgadas
Cantidad **8 UND.**



Material: Platina HR 3/8 pulgadas
Cantidad **2 UND.**



Material: Platina HR 3/8 pulgadas
Cantidad **16 UND.**



Universidad Industrial de Santander

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA 1:1

MEDIDAS EN: MILIMETROS

FECHA: 14/09/2022

CARTELA RIGIDIZ. ESTIBA

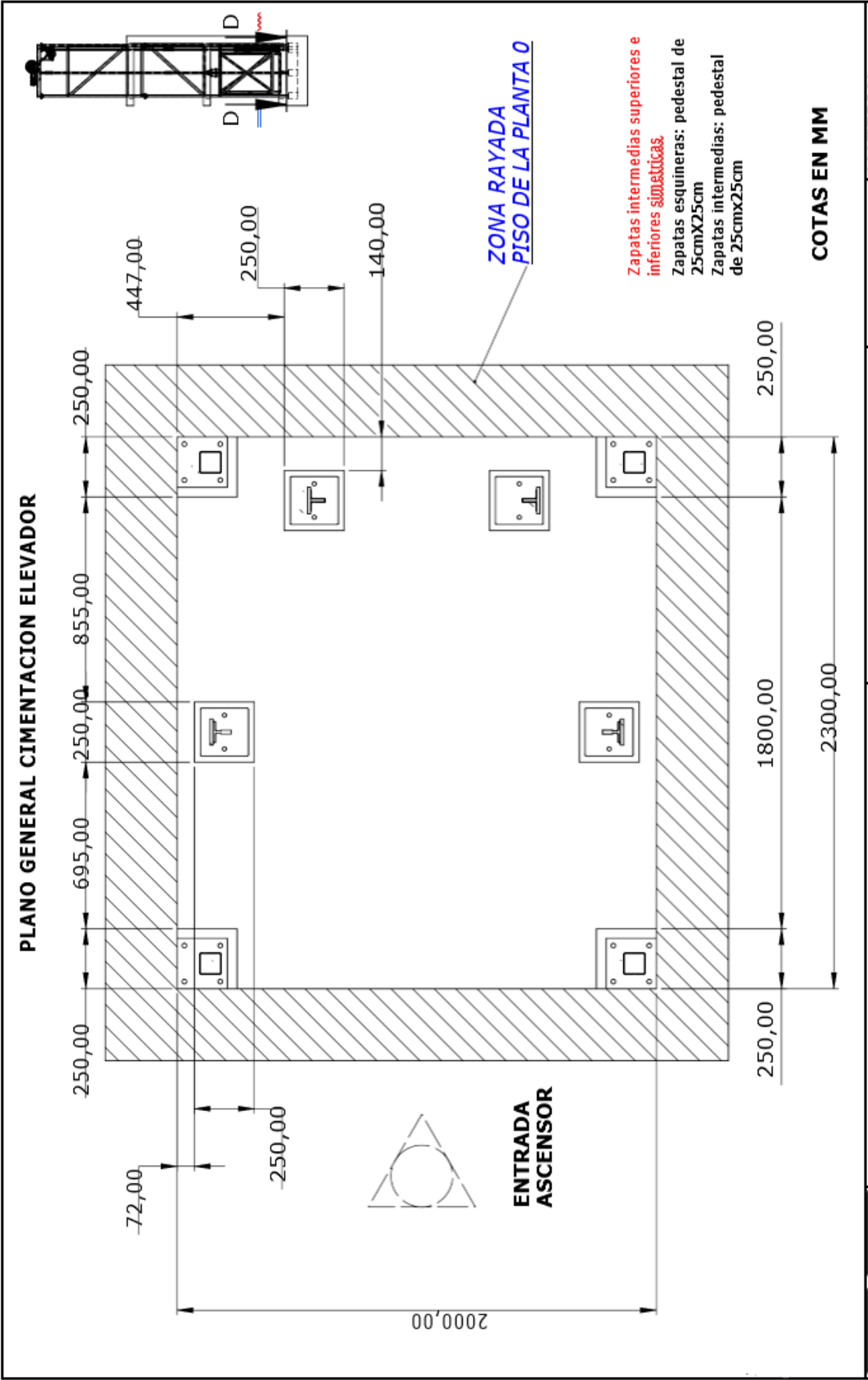
DIBUJADO POR: JEISON SERRANO

PIEZA N° 0

HOJA 3-4

MATERIAL: LAMINA HR 1/4 IN

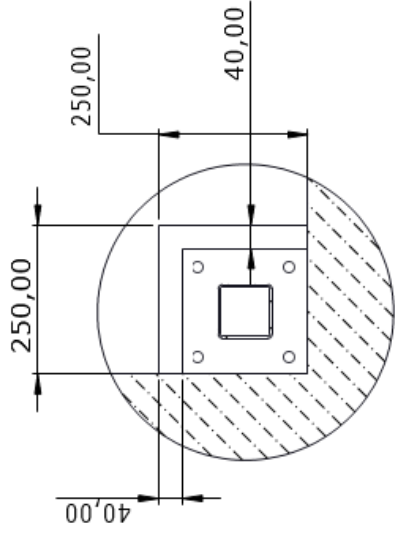
PL N° 2.0-00-04



 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		PLANO GENERAL PEDESTALES		MATERIAL: N/A	
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 19/08/2022	DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	PIEZA N° 0	HOJA 1-2
PL N° 4.0-00-00						

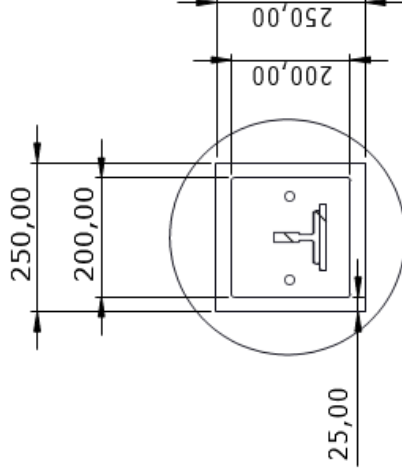
DETALLE PLACAS BASE ESQUINERAS E INTERMEDIAS

ZAPATAS ESQUINERAS



DETALLE E
ESCALA 1: 10

ZAPATAS INTERMEDIAS



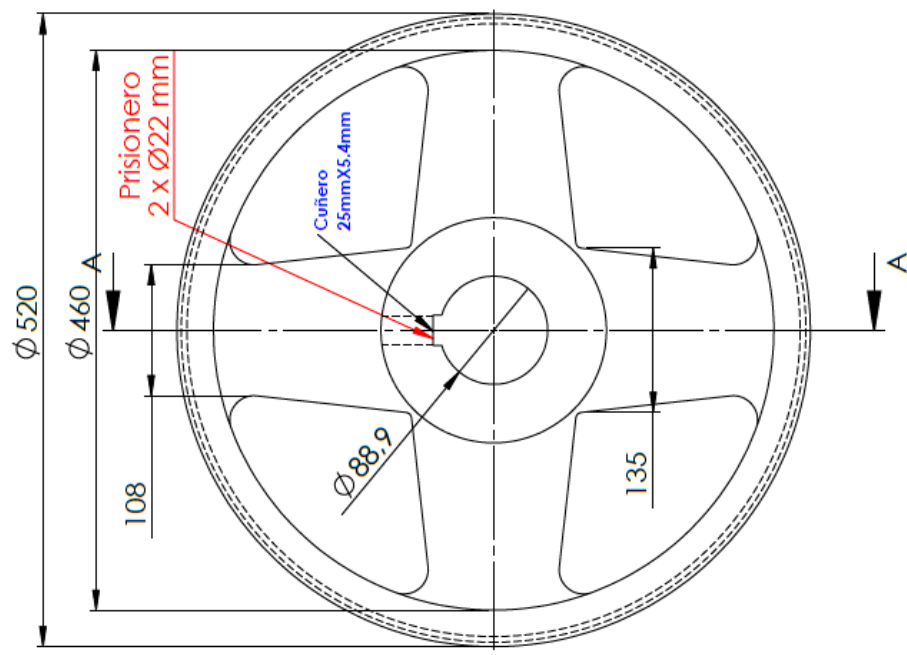
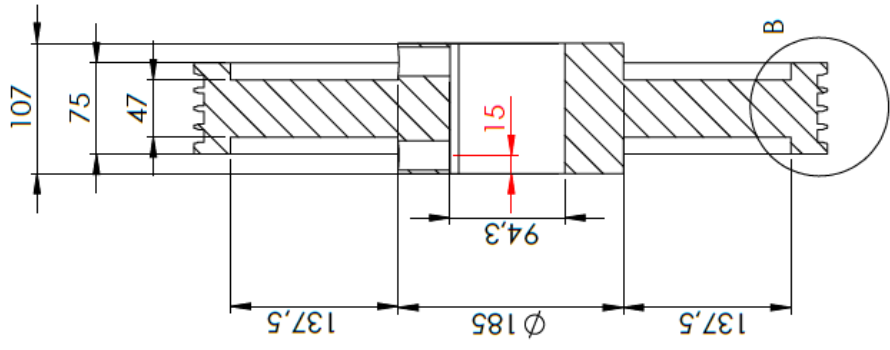
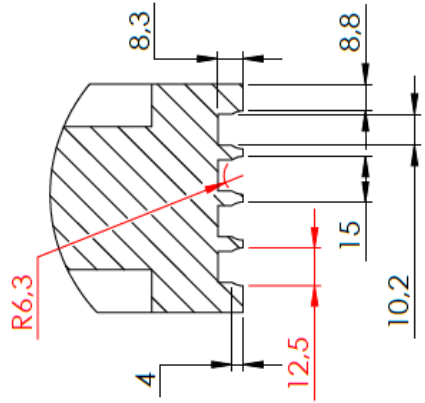
DETALLE F
ESCALA 1: 10

◀ COTAS EN MM

	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		DETALLE PEDESTALES ELEV.	PIEZA N° 0	MATERIAL: N/A
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 19/08/2022	DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	HOJA 2-2



GARGANTA SEMICIRCULAR CON ENTALLA CABLE 8X19 1/2 IN



COTAS EN MM,
Tolerancia General $\pm 0,5\text{mm}$

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

DETALLE B
ESCALA 1 : 2



Universidad Industrial de Santander

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA 1:5

MEDIDAS EN: MILIMETROS

FECHA: 20/10/2022

DIBUJADO POR: JEISON SERRANO

POLEA TRACCION

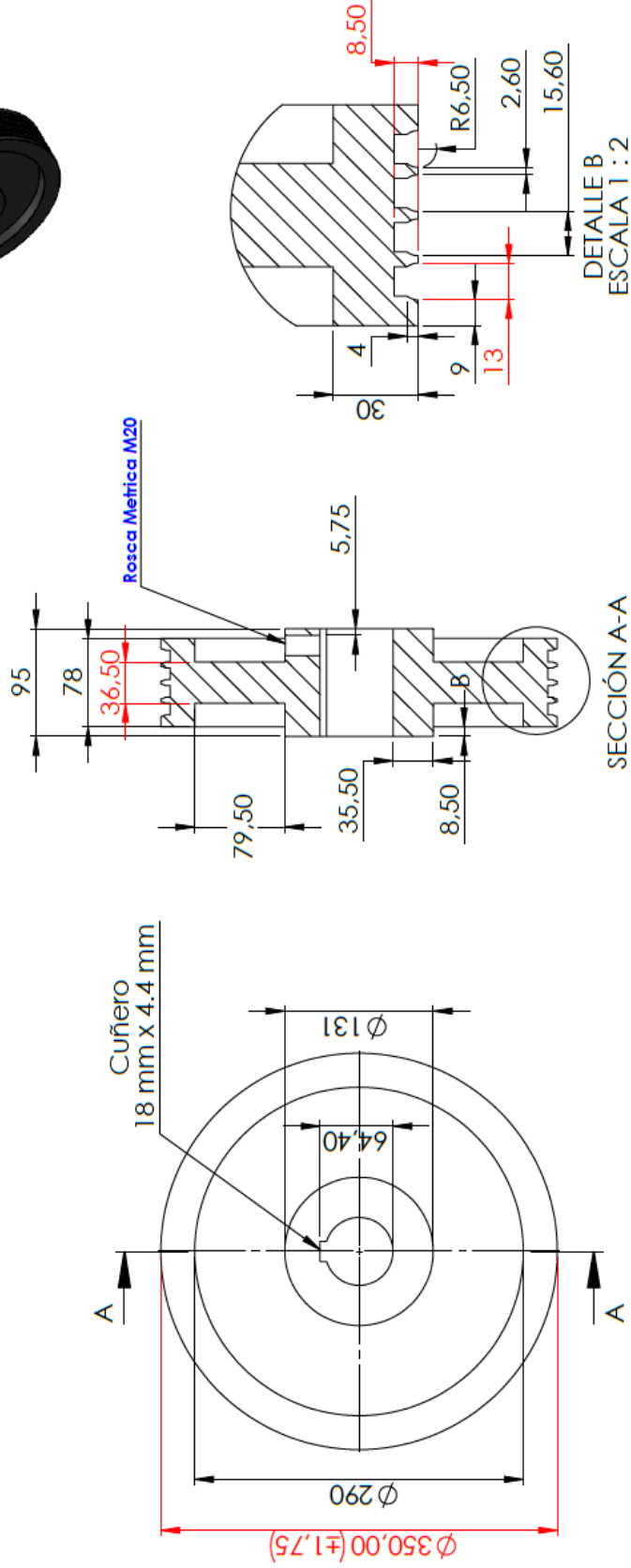
PIEZA Nº 0

MATERIAL: FUNDICION GRIS

HOJA 1-1

PL Nº 3.0-00-01

POLEA DE DESVIO



**COTAS EN MILIMETROS
TOLERANCIA GENERAL NO ESPECIFICADA +0,01MM**



Universidad
Industrial de
Santander

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

MEDIDAS EN:
MILIMETROS

FECHA:
20/10/2022

POLEA DE DESVIO

DIBUJADO POR:
JESON SERRANO

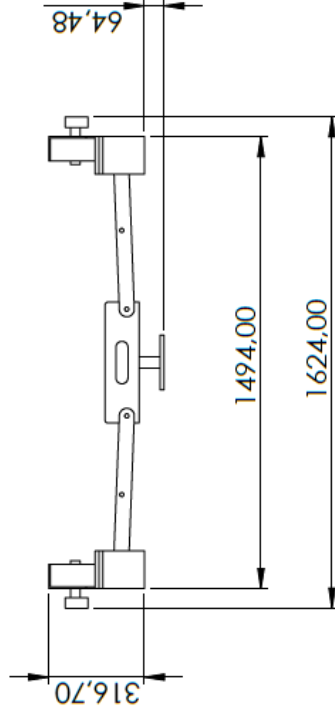
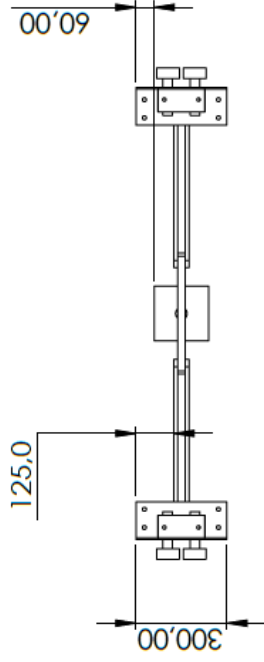
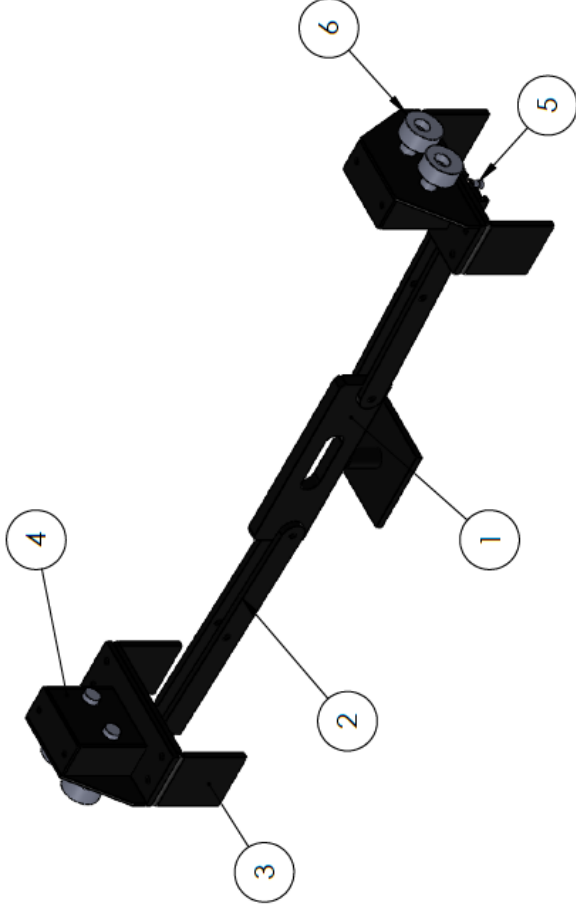
PIEZA N° 1

HOJA 1-1

MATERIAL:
FUNDICION GRIS

PL N° 3.0-00-02

ENSAMBLAJE FRENO MECANICO



N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Base gancho	1
2	Barras pivotante	4
3	Base caja de frenado	2
4	caja de frenado	2
5		2
6	Piñon de frenado	4



Universidad Industrial de Santander

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESCALA 1:20

MEDIDAS EN: MILIMETROS

FECHA: 20/10/2022

ENSAMBLAJE FRENO MECAN.

PIEZA N° 0

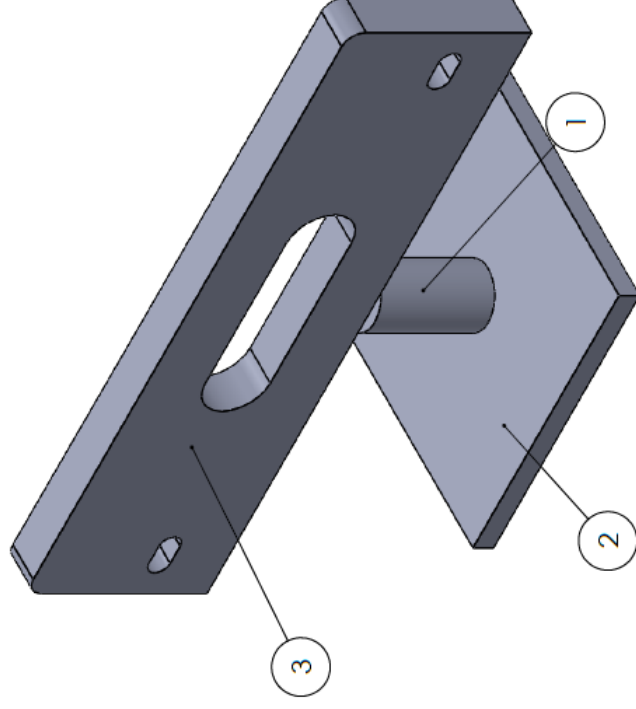
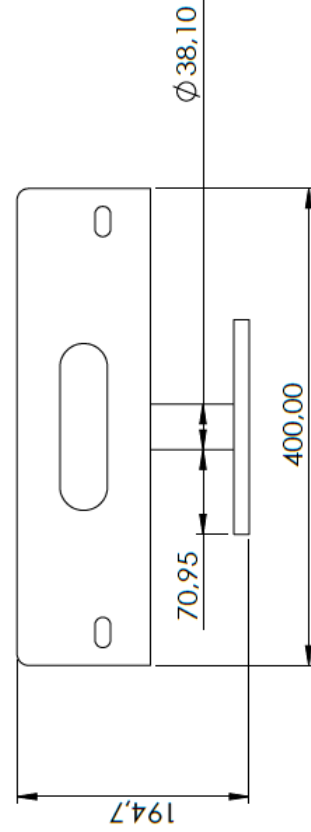
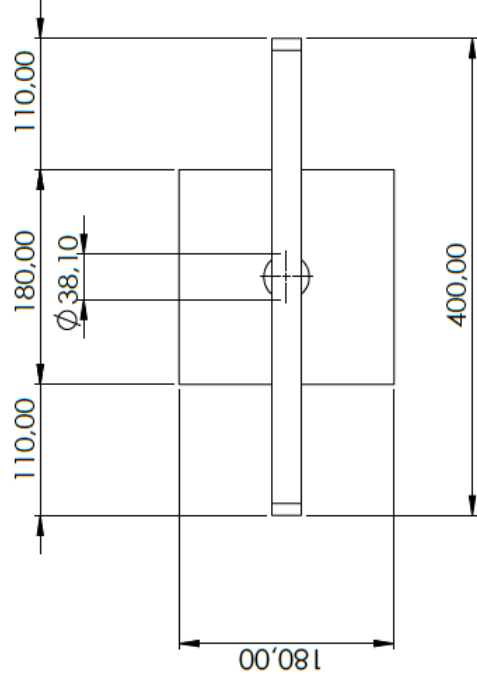
MATERIAL: LAMINA HR 1/4 IN

HOJA 1-13

PL N° 7.0-00-00

DIBUJADO POR: JEISON SERRANO

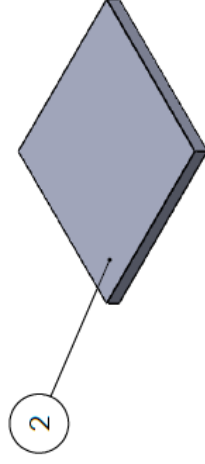
BASE GANCHO



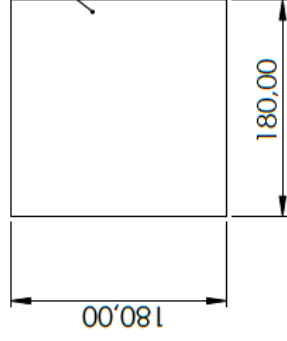
Nº de elemento	Cantidad	Descripción
1	1	Barra union gancho
2	1	placa retencion gancho
3	1	anclaje guardacabos

 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		BARRA GANCHO	PIEZA Nº 0	MATERIAL: SEGUN ESP.
	ESCALA 1:5	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 20/10/2022	DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	HOJA 2-13 PL Nº 7.0-01-00

LAMINA RETENCION GANCHO



LAMINA HR 1/2 PULGADA

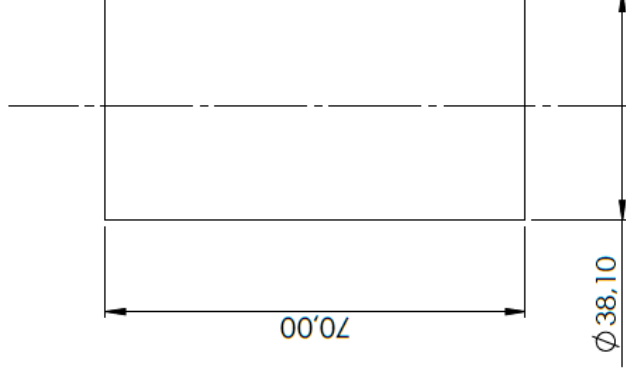
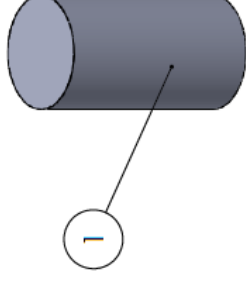


Escala 1:5

Material: Lamina HR 1/2 pulg.

Cantidad: Una (1) unidad

EJE DE CONEXION GANCHO



Escala 1:1

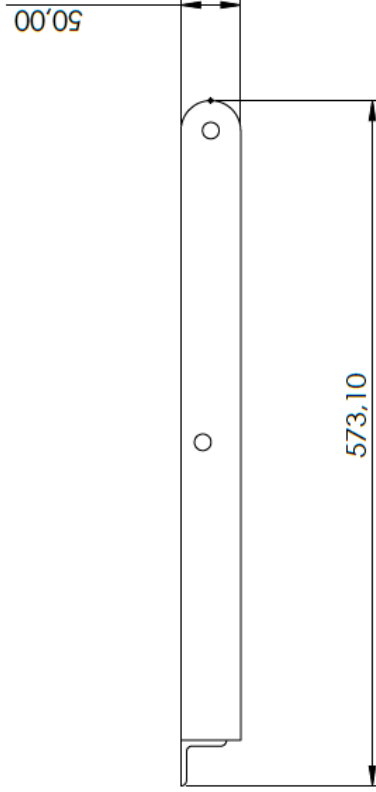
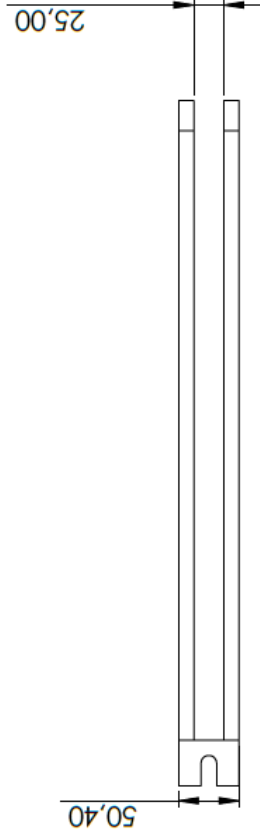
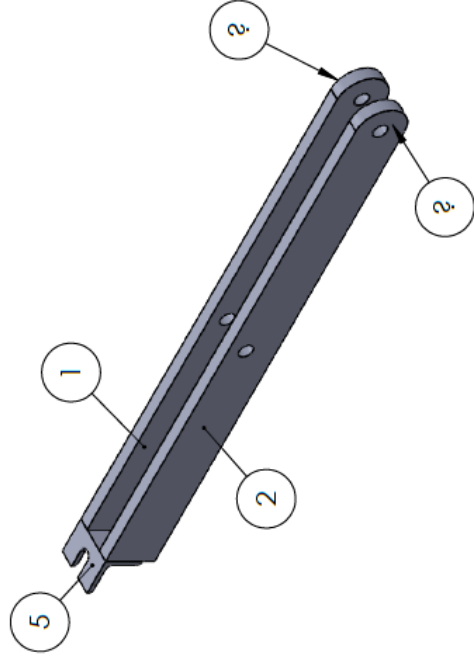
Material: Acero AISI SAE 1020

Cantidad: Una (1) unidad


 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		PLACA RETENCION GANCHO	PIEZA N°0	MATERIAL: LAMINA HR 1/2
	ESCALA 1:5	MEDIDAS EN: MILIMETROS	DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	HOJA 3-13	PL N° 7.0-01-01

FECHA:
20/10/2022

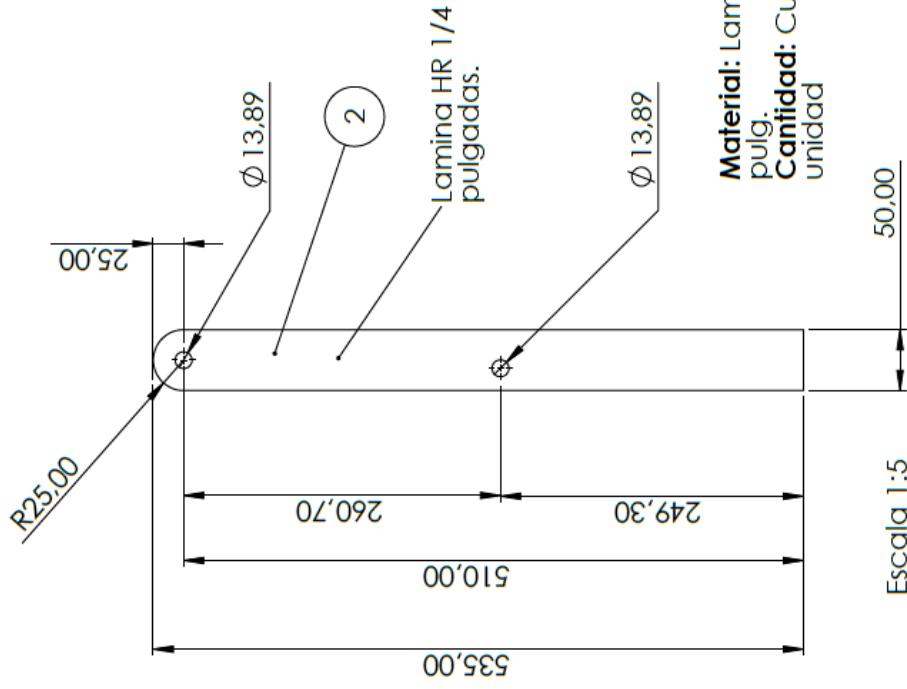
BARRAS PIVOTANTES



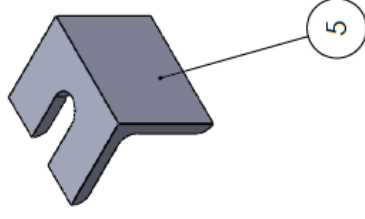
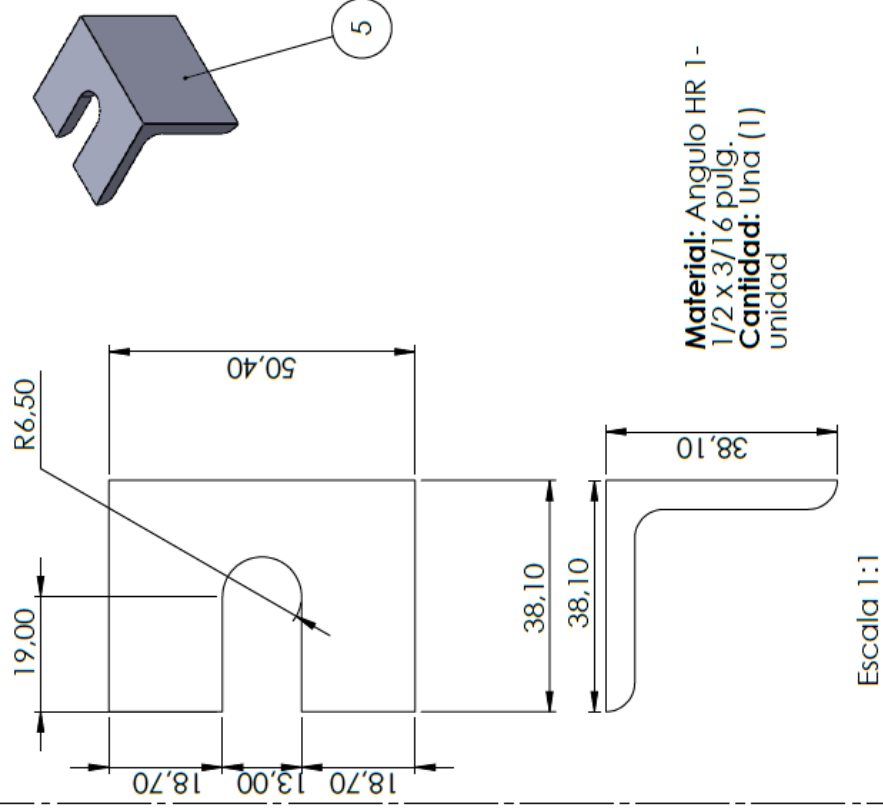
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Barra freno	1
2	Barra freno	1
3	guia perno conexión	1

 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		ENS. BARRAS PIVOTANTES		PIEZA N° 0		MATERIAL: SEGUN IND.	
	ESCALA 1:5	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 20/10/2022	DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	HOJA 4-13		PL N° 7.0-02-00	

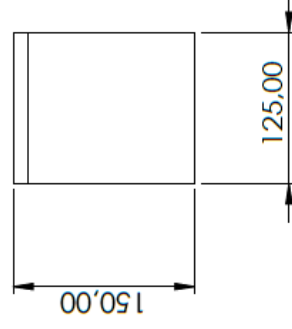
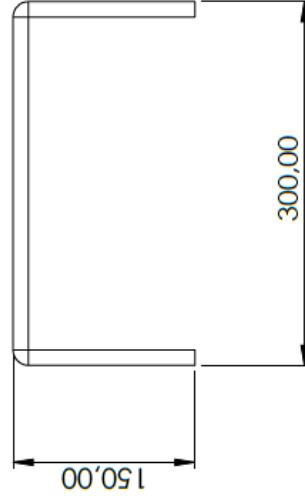
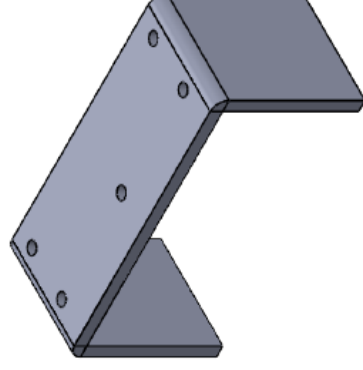
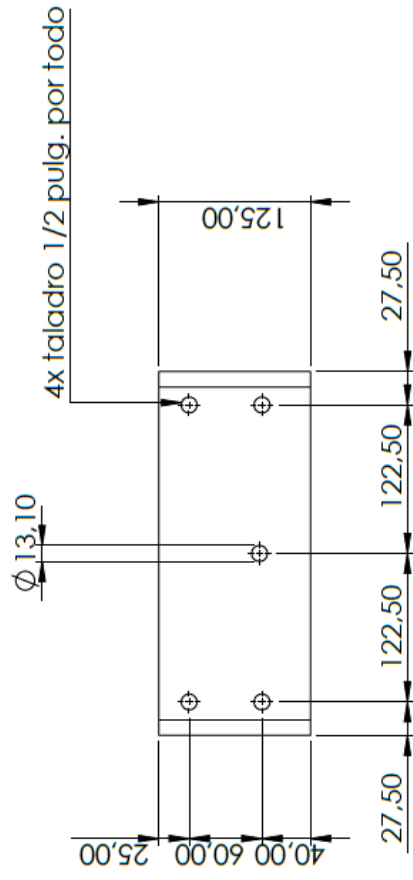
Barra pivotante



Guia esparrago conexion




BASE CAJA FRENADO

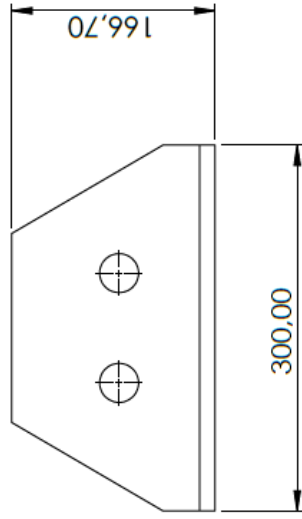
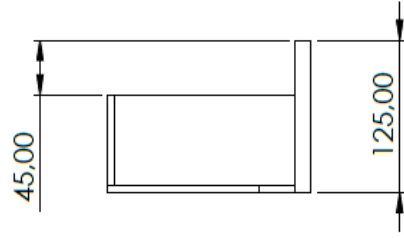
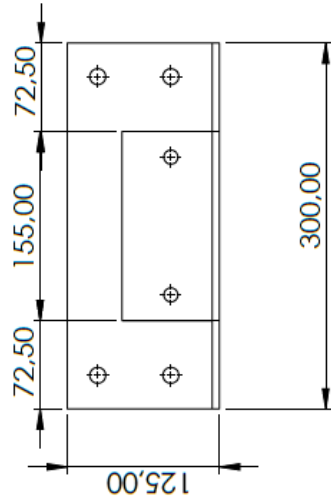
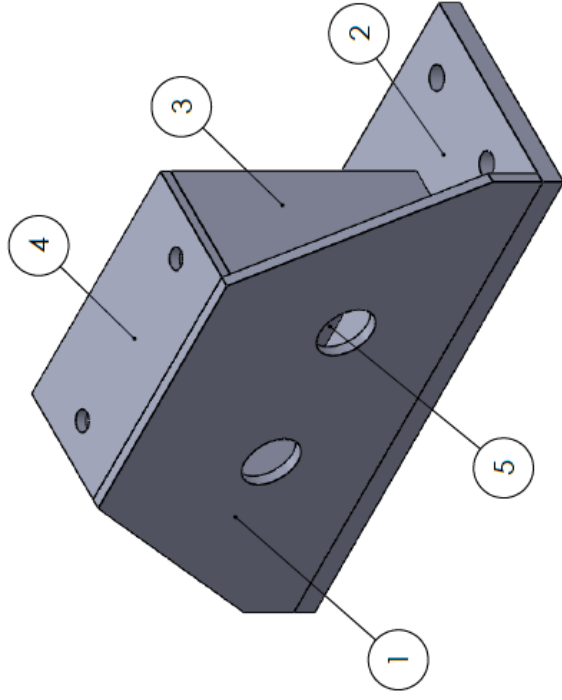


Material: Lamina HR 1/4 pulg.
Cantidad: Una (1) unidad

Todas las chapas en lamina HR 1/4 pulgadas.

 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ESCALA 1:5	MEDIDAS EN: MILIMETROS FECHA: 20/10/2022	BASE CAJA FRENADO DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	PIEZA N° 0 HOJA 6-13	MATERIAL: LAMINA HR 1/4 IN PL N° 7.0-03-00
--	--	---	---	-------------------------	---

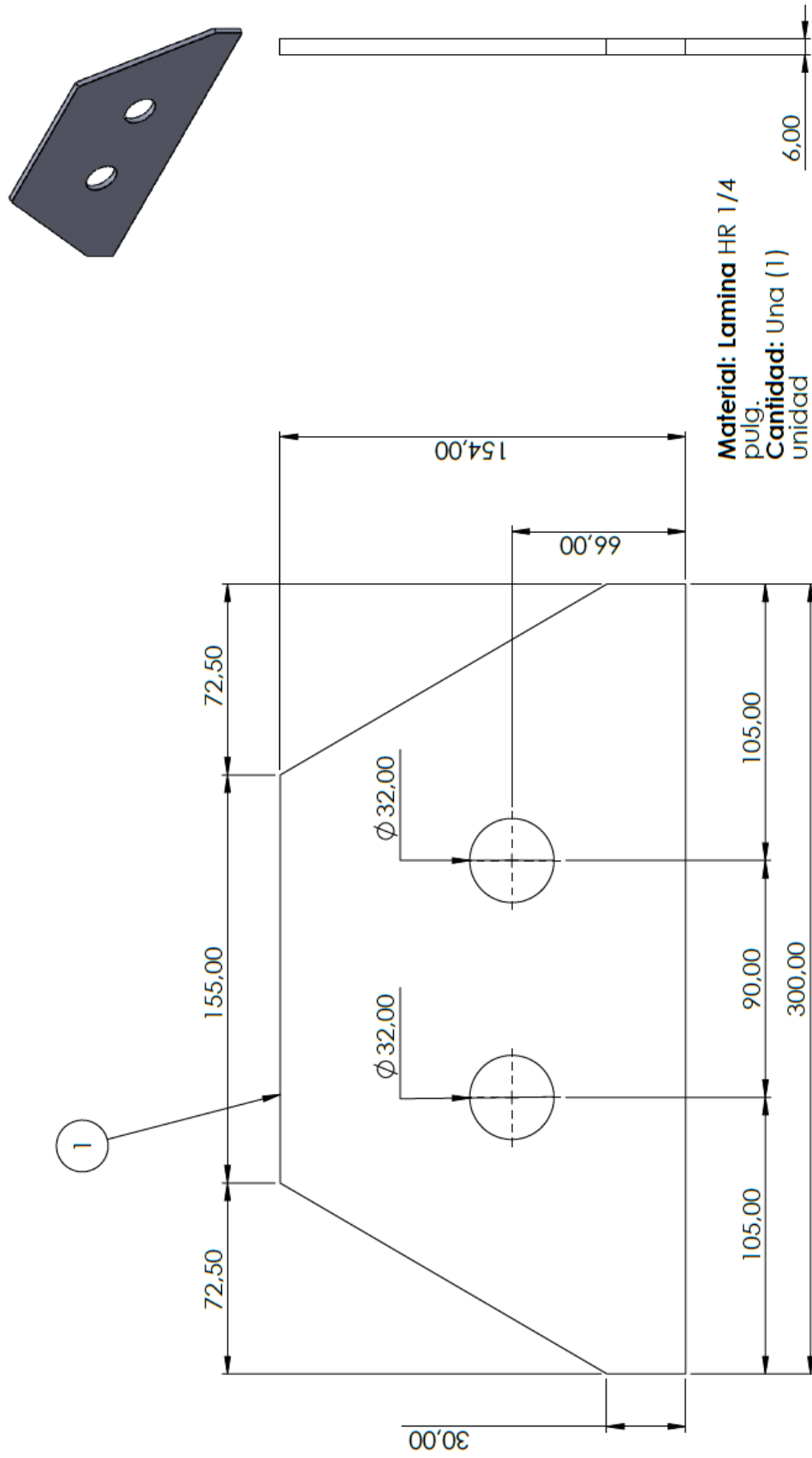
CAJA FRENADO



Nº de elemento	Cantidad	Descripción
1	1	Tapa frontal
2	1	Placa inferior
3	2	Tapa lateral
4	1	Tapa superior
5	1	Tapa posterior

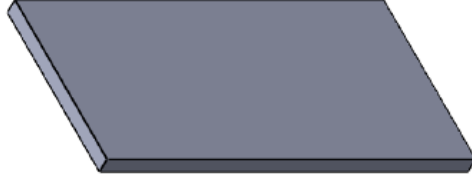
 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Caja frenado		PIEZA Nº 0	MATERIAL: LAMINA HR 1/4 IN
	ESCALA 1:5	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 20/10/2022	DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	HOJA 7-13	PL Nº 7.0-04-00

TAPA FRONTAL

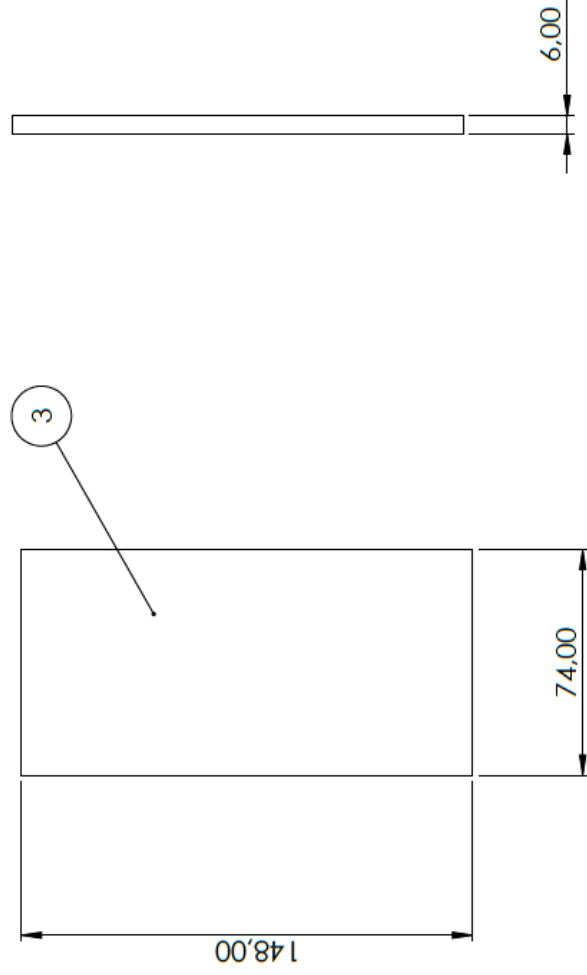


 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	TAPA FRONTAL	PIEZA N° 0	MATERIAL: LAMINA HR 1/4 IN
	ESCALA 1:2	FECHA: 20/10/2022	DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	HOJA 8-13 PL N° 7.0-04-01

TAPA LATERAL

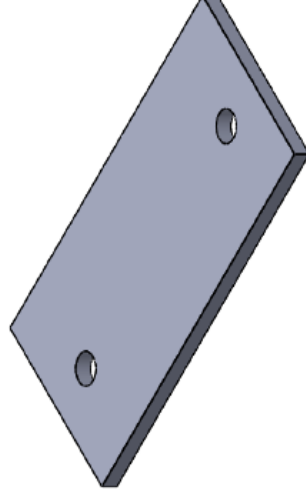
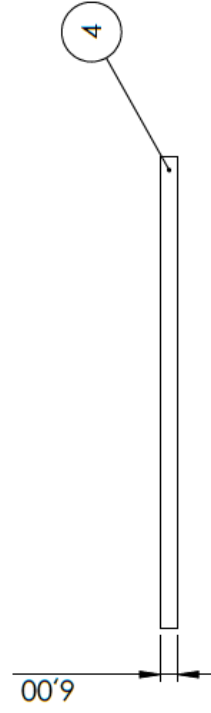
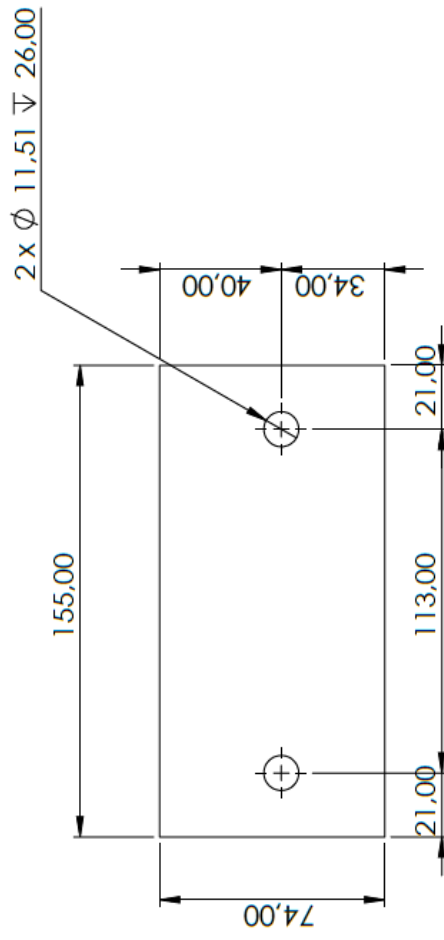


Material: Lamina HR 1/4 pulgadas.
Cantidad: Cuatro (4) Unidades.



 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Tapa lateral	PIEZA N° 0	MATERIAL: LAMINA HR 1/4 IN
	ESCALA 1:2	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 20/10/2022	DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	HOJA 10:13 PL N° 7.0-04-03

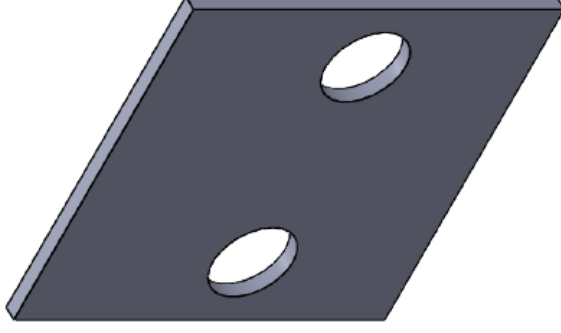
TAPA SUPERIOR



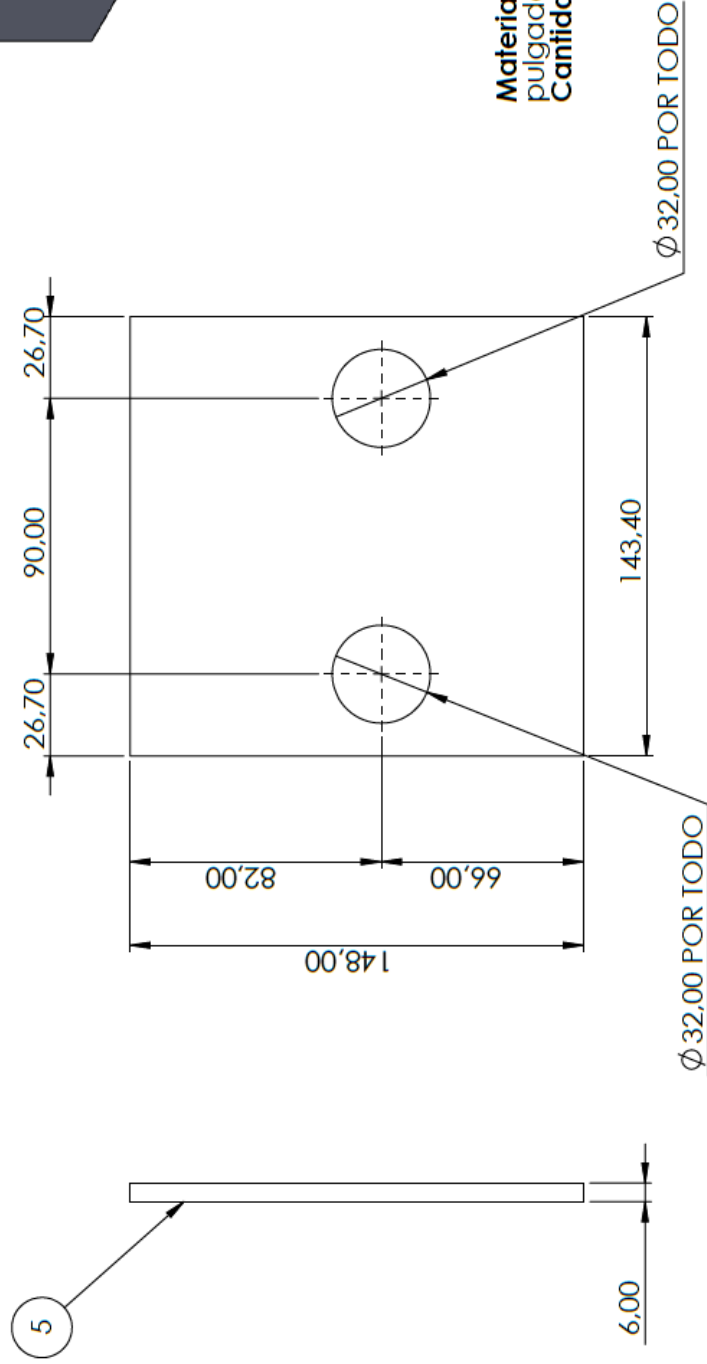
Material: Lamina HR 1/4
pulgadas.
Cantidad: DOS (2) Unidades.

 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TAPA SUPERIOR	PIEZA N° 0	MATERIAL: LAMINA HR 1/4 IN
	ESCALA 1:2	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 20/10/2022	DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	HOJA 11-13

TAPA POSTERIOR

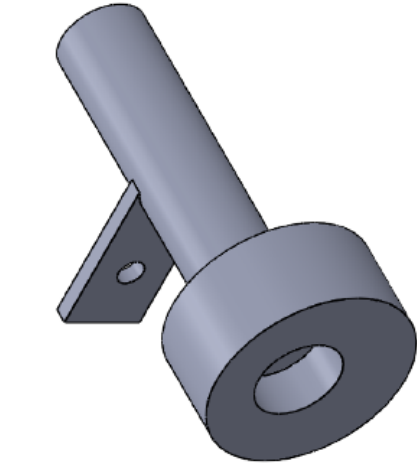


Material: Lamina HR 1/4
pulgadas.
Cantidad: DOS (2) Unidades.

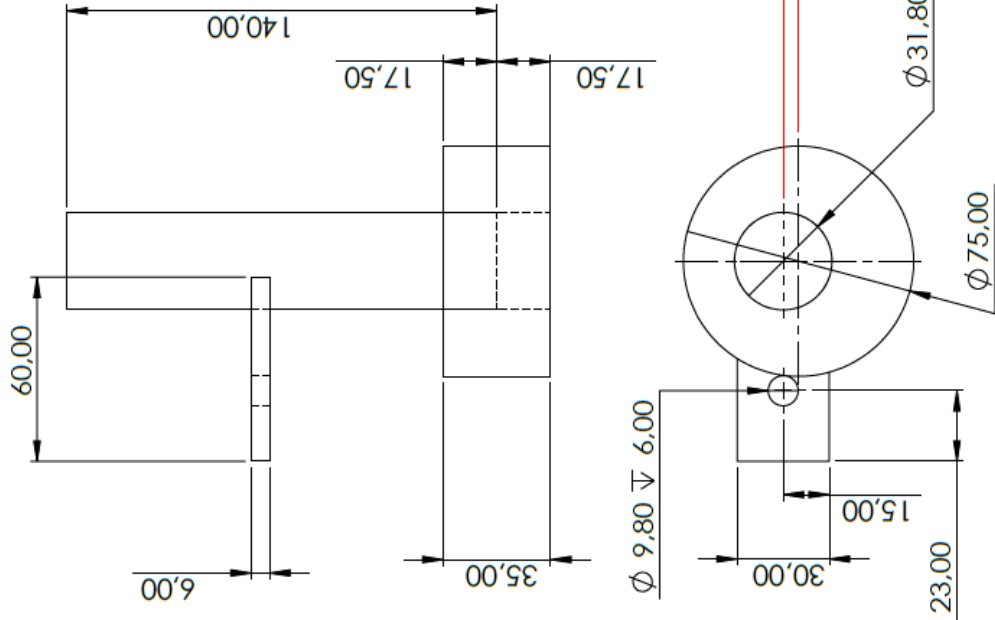



 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	TAPA POSTERIOR	PIEZA N° 0	MATERIAL: LAMINA HR 1/4 IN
	ESCALA 1:2 MEDIDAS EN: MILIMETROS	DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	HOJA 12-13	PL N° 7.0-04-05

PIÑÓN FRENO

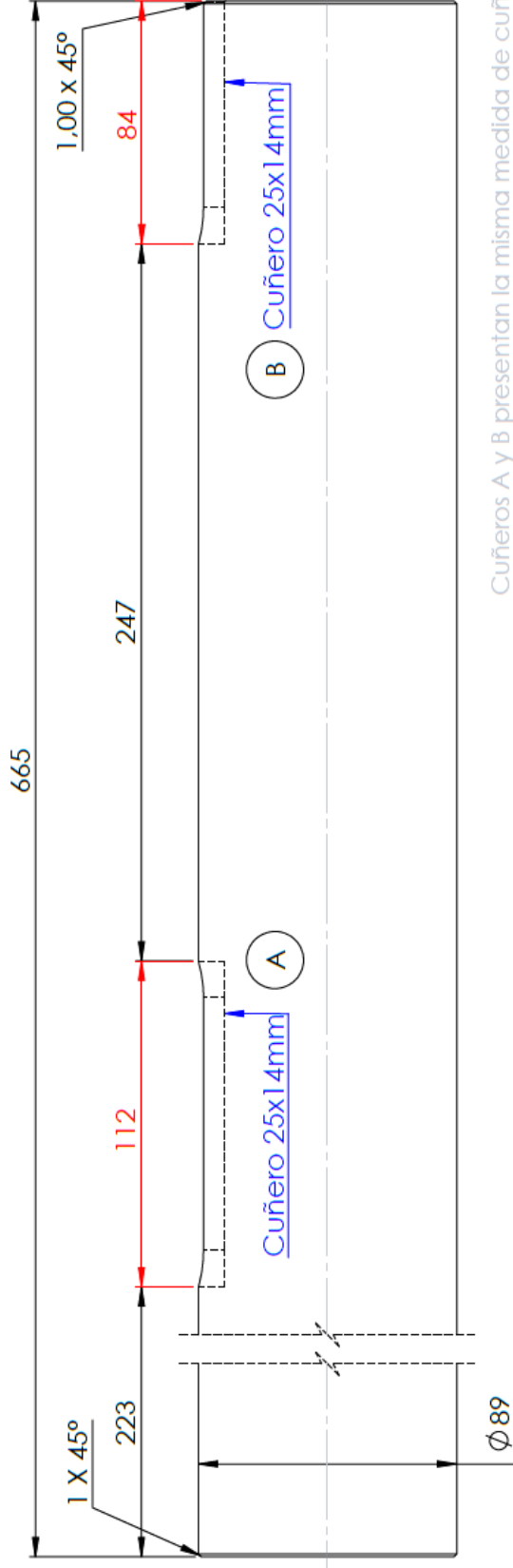


Material: AISI SAE 1020, LAMINA HR 1/4 IN.
Cantidad: 4 UND




 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		PIÑÓN FRENO	MATERIAL: LAMINA HR 1/4 IN
	ESCALA 1:2	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 20/10/2022	PIEZA N° 0
			DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	HOJA 13-13
				PL N° 7.0-06-00

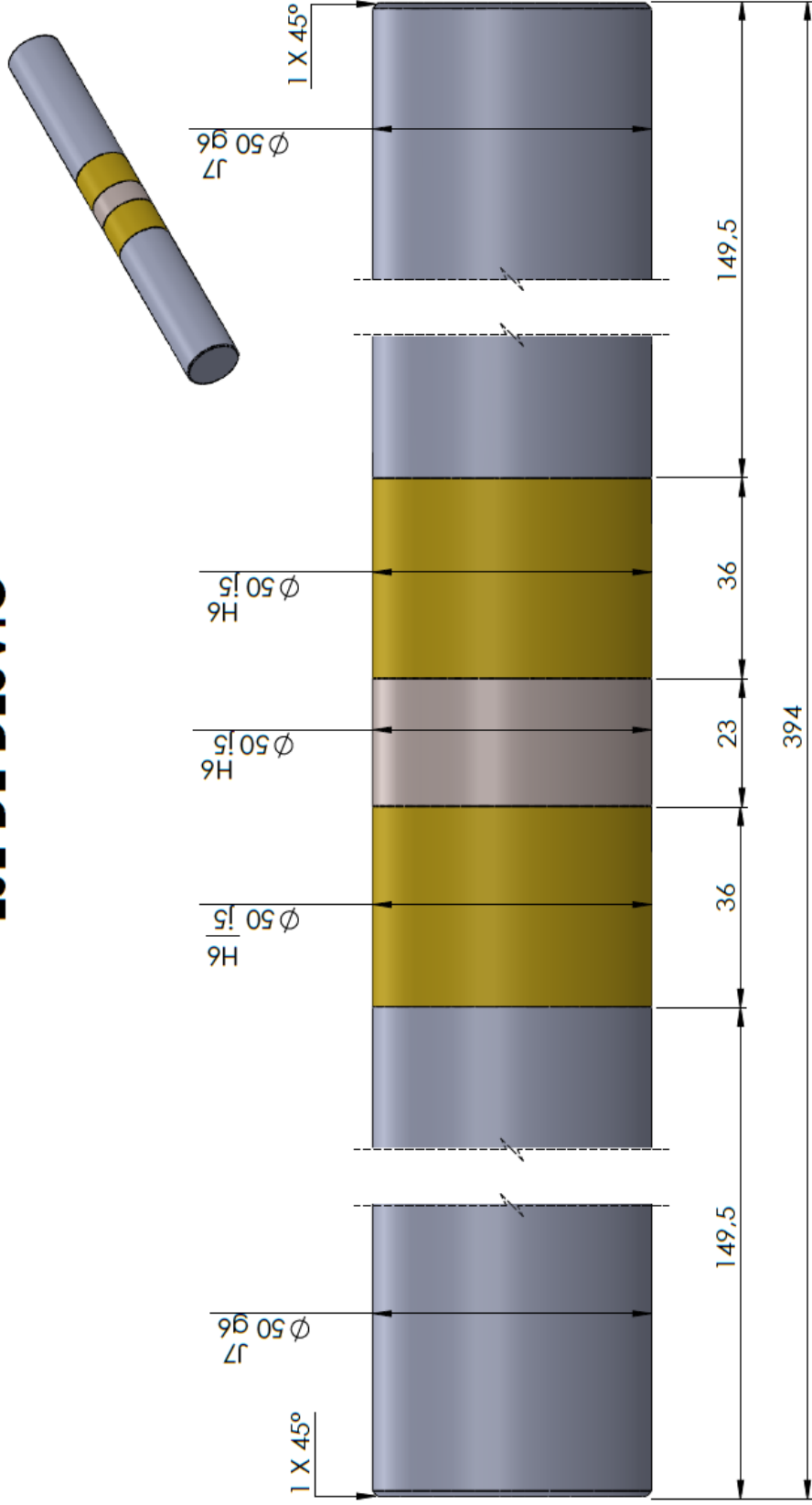
EJE DE TRACCION



Cuñeros A y B presentan la misma medida de cuña.

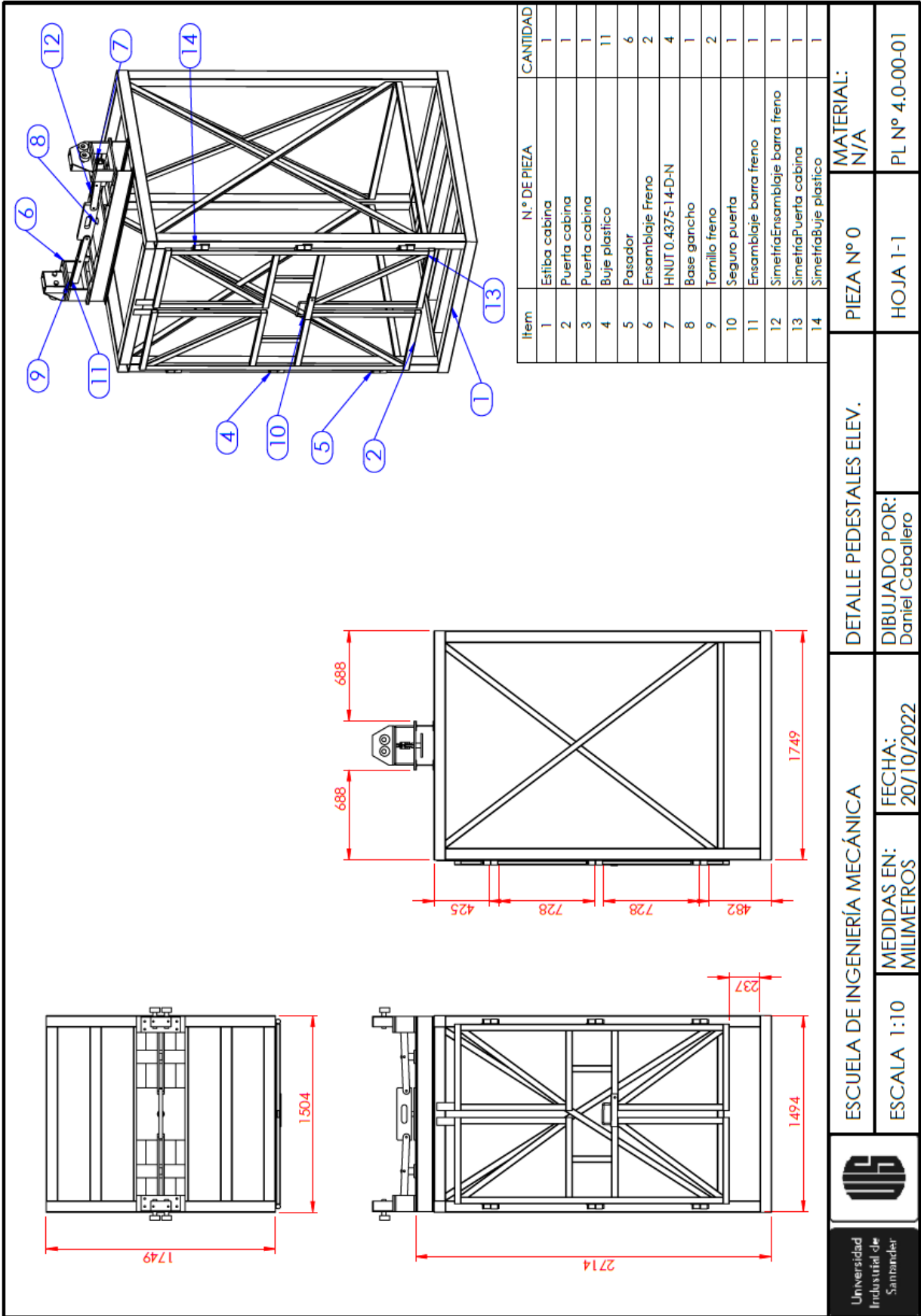
 Universidad Industrial de Santander	ESCALA 1:1		ESCUOLA DE INGENIERÍA MECÁNICA		EJE DE DESVIO		PIEZA N° 0		MATERIAL: ACERO AISI 4140	
	MEDIDAS EN: MILIMETROS		FECHA: 20/10/2022		DIBUJADO POR: JEISON SERRANO		HOJA 1-2		PL N° 6.0-00-02	

EJE DE DESVIO



Las zonas delimitadas por colores representan las zonas de ajuste de rodamientos axiales y buje de separación.

 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		EJE DE DESVIO		MATERIAL: ACERO AISI 4140	
	ESCALA 1:1	MEDIDAS EN: MILIMETROS	FECHA: 20/10/2022	DIBUJADO POR: JEISON SERRANO	PIEZA N° 0	PL N° 6.0-00-02



Item	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Estiba cabina	1
2	Puerta cabina	1
3	Puerta cabina	1
4	Buje plastico	11
5	Pasador	6
6	Ensamblaje Freno	2
7	HNUT 0.4375-14-D-N	4
8	Base gancho	1
9	Tornillo freno	2
10	Seguro puerta	1
11	Ensamblaje barra freno	1
12	SimetríaEnsamblaje barra freno	1
13	SimetríaPuerta cabina	1
14	SimetríaBuje plastico	1



Universidad Industrial de Santander

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
 ESCALA 1:10
 MEDIDAS EN: MILIMETROS
 FECHA: 20/10/2022

DETALLE PEDESTALES ELEV.
 DIBUJADO POR: Daniel Caballero

PIEZA Nº 0
 HOJA 1-1
 MATERIAL: N/A
 PL Nº 4.0-00-01