

ASIGNATURA:

Proyecto Final

TRABAJO PRACTICO Nº:

2

TÍTULO:

**Máquina Unica
Puente Grúa 40 Tn - Pulpo para chatarra**

PROFESOR :

Ing. Federico Gastón Trejo Ponce

JEFE DE TRABAJOS PRÁCTICOS :

**Ing. Diego Perreti
Ing. Fernando Babez**

ALUMNO/S :

**Fabbricatore, Matías
Ramadori, Juan Tomás
Ruiz, Facundo
Sande, Nahuel**

CURSO / GRUPO :

4

ESPECIALIDAD :

MECÁNICA

FECHA DE REALIZACION :

02/05/2020

FECHA Y FIRMA
APROBACION DEL TP :

FIRMA DE LOS ALUMNOS :



LISTADO DE DOCUMENTOS:

N	Cód. Documento	Cant. Pág.	Tipo	Descripción
1	DOC-PG 40-01	71	MEMORIA CÁLCULO	CARRO
2	DOC-PG 40-02	27	MEMORIA CÁLCULO	VIGA PRINCIPAL Y TESTERAS
3	PG 40-CJ-01	1	PLANO	CONJUNTO PG 40
4	PG 40-CR-01	1	PLANO	CONJUNTO CARRO
5	PG 40-CR-02	2	PLANO	CALDERERÍA CARRO
6	PG 40-CR-03	1	PLANO	MECANIZADOS CARRO
7	PG 40-E-01	1	PLANO	UNIFILAR ELÉCTRICO
8	PG 40-E-02	1	PLANO	TOPOGRÁFICO ELÉCTRICO
9	PG 40-E-03	1	PLANO	INSTALACIÓN ELÉCTRICA CARRO
10	PG 40-T-01	1	PLANO	TAMBOR DE IZAJE
11	PG 40-VP-01	2	PLANO	VIGA PRINCIPAL
12	PG 40-VT-01	1	PLANO	DETALLES VIGA TESTERA
13	PG 40-VT-02	1	PLANO	CONJUNTO VIGA TESTERA
14	DOC-PG 40-03	9	PROCEDIMIENTO	PROCEDIMIENTO DE PINTURA
15	DOC-PG 40-04	7	PROCEDIMIENTO	PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA
16	DOC-PG 40-05	42	MANUAL	MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO
17	DOC-PG 40-06	6	LISTA MATERIALES	LISTA DE MATERIALES
18	DOC-PG 40-07	7	COTIZACIÓN	EVALUACIÓN DE COSTOS

Introducción	4
Datos y requerimientos	4
Selección del aparejo	5
Selección del tipo de aparejo	5
DISPOSITIVO PULPO (con aparejo incluido en el dispositivo)	5
Cálculo y selección del cable de izaje	6
Carga de un ramal de cable (S)	6
Determinación diámetro del cable	6
Diámetro del cable aproximado	6
Enrollamiento: tambor, espiras, motor, reductor, freno de elevación.	7
Diámetro del tambor de enrollamiento	7
Cantidad de espiras del tambor de enrollamiento	8
Distancia entre gargantas	8
Largo de enrollamiento del tambor	8
Cálculo de espesores de tambor	8
Cálculo resistivo de los tambores	9
Selección de espesor de tambor	10
Verificación de los espesores de los tambores	11
Esfuerzos con tambor enrollado completo	12
Esfuerzos debidos a una sola espira	12
Espesor de los flancos del tambor	13
Motor de elevación:	14
Variador de frecuencia de motor de izaje	15
Reductor de elevación	16
Verificación de la potencia térmica:	17
Carga radial	21
Carga axial	21
Corrección del diámetro primitivo del tambor	22
Cálculo de deformación de la fibra externa (ASME / UCS – 79)	23
Soporte de tambor	23

Calculo del eje del extremo del tambor _____	23
Selección de rodamientos para soporte de tambores _____	24
Selección de retén para soporte de tambores _____	26
Acoplamiento motor –Reductor elevación _____	31
Freno de elevación: _____	33
Carro: rieles, ruedas, motorreductores, frenos _____	34
Rieles para grúas DIN 536 _____	34
Ruedas del carro _____	34
Motorreductores de traslación del carro _____	39
Requerimientos _____	40
Selección de motorreductor _____	40
Variador de frecuencia del motorreductor del carro _____	43
Freno del motorreductor _____	44
Selección de los paragolpes del carro [bumpers] _____	45
Cálculo y análisis del bastidor del carro _____	50
Pre dimensionamiento y disposición de elementos _____	50
Dimensionamiento de vigas _____	51
Análisis de cargas, cálculo de módulos resistentes y verificación de tensión adm. _____	51
Otros detalles _____	51
CÁLCULO VIGA LATERAL I & II _____	52
CÁLCULO TRAVESAÑO III & IV (tipo cajón) _____	53
Materiales eléctricos _____	55
Equipo de izaje _____	55
Variador de frecuencia de motor de izaje _____	55
Traslación del carro _____	55
Selección de motorreductor _____	55
Variador de frecuencia del motorreductor del carro _____	56
Traslación de viga principal _____	56
Selección de motorreductor _____	56

Variador de frecuencia para translación de viga principal	56
Consumo eléctrico total	57
Selección de blindo-barra	57
Selección de cables	60
Selección de cadena porta-cable	62
Selección de finales de carrera	63
Selección del limitador de vueltas del tambor	64
Selección limitador de carga de izaje	65
Selección del control de comando	66
Tamaños de los principales componentes	67
Selección de gabinetes metálicos	69
Bibliografía	71

Introducción

Se realizará un puente grúa con dispositivo de sujeción del tipo pulpo capaz de realizar manipulación de chatarras pesadas, estructural, pellets, ferroaleaciones, residuos industriales pesados, piedras y rocas, materiales y productos hasta una densidad de 3 t/m³.

Datos y requerimientos

Capacidad ¹	40 tn
Velocidad de traslación del puente	80 m/min
Cantidad de izajes	1
Uso	Continuo Clase F, M8, 5m
Velocidad de traslación del carro	20 m/min
Velocidad de izaje	10 m/min
Trocha	30 m
Altura de izaje	12m
Lugar de operación	No intemperie ²

¹ La capacidad SWL del puente grúa es de 40Tn y operará con carga máxima de 36,8Tn (el pulpo tiene una capacidad de 24Tn y pesa 12,8Tn).

² Las cargas de viento no son consideradas en el cálculo.

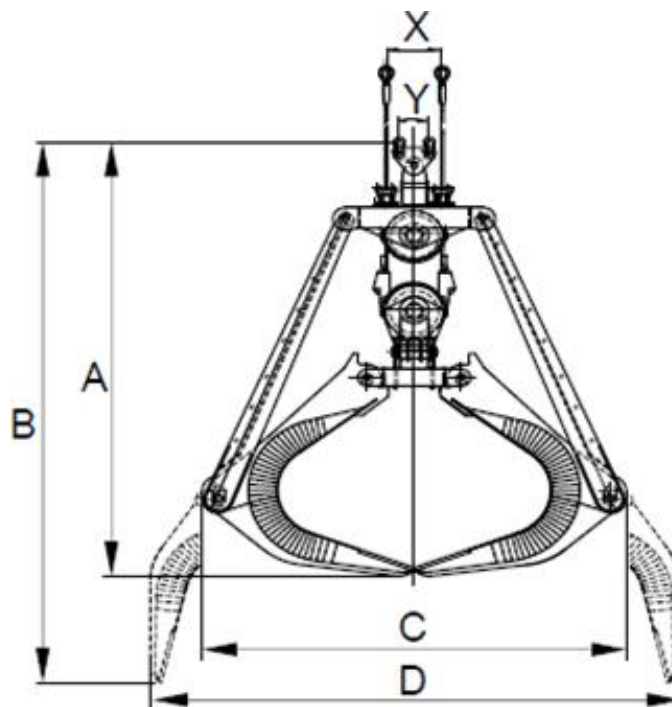
Selección del aparejo

Selección del tipo de aparejo

DISPOSITIVO PULPO (con aparejo incluido en el dispositivo)

Modelo	Capacidad m ³	Nº de garras	Carrera de cable mm	Polea Ø mm	Cable Ø mm	Grúa SWL t	Peso kg	Dimensiones mm					
								A	B	C	D	X	Y
PM4-2000-3	2	6	8000	400	18	12,5	4800	2650	3200	2620	3470	430	220
PM4-2500-3	2,5	6	9000	400	18	16	5890	2860	3480	2820	3700	430	220
PM4-3200-3	3,2	6	10000	450	20	18	6900	3150	3770	3100	4100	480	220
PM4-4000-3	4	6	11000	450	20	25	7500	3800	4500	3600	4600	480	220
PM4-5000-3	5	6	12410	450	20	30	9200	4570	5670	3950	4920	480	220
PM4-6300-3	6,3	6	13275	500	24	32	11300	4885	6065	4225	5265	530	240
PM4-8000-3	8	8	14375	500	24	40	12800	5295	6565	4580	5700	530	240
PM4-10000-3	10	8	16080	560	26	50	14100	5720	7100	4915	6160	595	280
PM4-12500-3	12,5	8	16725	630	28	60	16800	6150	7635	5320	6628	670	320
PM4-15000-3	15	8	17700	630	28	70	18600	6520	8090	5635	7020	670	320
PM4-17500-3	17,5	8	18705	630	28	80	20800	6920	8200	5835	7170	835	500

Relación de aparejo: 1:5 ³



³ Catálogo BLUG. Pág. 11. <http://blug.es/productos/>

Seleccionamos PM4-8000-3

Capacidad portante máxima del pulpo:

*Vol de carga * densidad de carga*

$$8 \text{ m}^3 * \frac{3 \text{ tn}}{\text{m}^3} = 24 \text{ tn}$$

Cálculo y selección del cable de izaje

Carga de un ramal de cable (S)

El dispositivo de pulpo tendrá 4 cables en total: 2 cables de sujeción y 2 cables de apertura y cierre. Se considera que el pulpo es soportado siempre por 4 cables, si bien sabemos que no siempre será así ya que en la maniobra de cierre del mismo la mayor carga la tomaran los cables de apertura/cierre. En caso que falle alguno de los cables esta carga se repartirá (no uniformemente) entre los restantes.

Tipo de Servicio	Factor de Seguridad
Cables de guía estáticos	3 - 4
Sostenes	4 - 5
Grúas	5
Máquinas para terraplenar	5
Servicios generales de levantamiento de cargas	5 - 6
Eslingas	5 - 6
Planos inclinados (montados sobre rieles)	6
Puentes rodantes	6 - 8
Grúas - Torres de perforación (tipo Petróleo)	6 - 8
Winchas eléctricas y neumáticas	7
Puentes rodantes de hornos siderúrgicos	8
Ascensores de baja velocidad (16 a 100 m/min)	7 - 8
Ascensores de alta velocidad (101 a 470 m/min)	9 - 11

4

Coeficiente de seguridad, adoptamos 6

$$C * \text{coef adm} = 40 \text{ tn} / 4 * 6 = 60 \text{ tn}^5$$

Determinación diámetro del cable

Cable GPT de 8 cordones compactados. Alma de acero plastificada.

Grado 2.160 N/mm²

Diámetro del cable aproximado

⁴ Coeficientes de seguridad mínimos según el tipo de aplicación

⁵ Para realizar este cálculo, se considera que la SWL (Safety Working Load) del puente grúa es de 40 Tn a pesar de tener un pulpo que cargará 24 Tn y pesa 12.8 Tn

Adoptamos diámetro de cable 25mm

$$Carga\ nominal\ del\ cable = 60,2\ tn = 60.200\ kg$$

Carga mínima de rotura

Diámetro	Masa aprox.	Grado 1960 N/mm ²		Grado 2160 N/mm ²	
		[mm]	[kg/m]	[kN]	[t]
10,00	0,46	87,7	8,95	96,4	9,84
12,00	0,66	126	12,9	139	14,2
13,00	0,78	148	15,1	163	16,6
14,00	0,90	172	17,6	189	19,3
15,00	1,03	198	20,2	217	22,1
16,00	1,17	225	23,0	247	25,2
17,00	1,33	254	25,9	278	28,4
18,00	1,49	284	29,0	312	31,8
19,00	1,66	317	32,3	348	35,5
20,00	1,83	351	35,8	385	39,3
21,00	2,02	380	38,8	417	42,5
22,00	2,22	417	42,6	457	46,7
23,00	2,43	455	46,4	500	51,0
24,00	2,64	496	50,6	544	55,5
25,00	2,87	538	54,9	590	60,2
26,00	3,10	582	59,4	639	65,2
27,00	3,34	628	64,1	689	70,3
28,00	3,60	675	68,9	741	75,6
29,00	3,86	721	73,6	794	81,1
30,00	4,13	775	79,1	851	86,8
31,00	4,41	815	83,2	895	91,3
32,00	4,70	869	88,7	953	97,3
33,00	4,99	924	94,3	1010	103
34,00	5,30	981	100	1080	110
35,00	5,62	1040	106	1140	116

6

Enrollamiento: tambor, espiras, motor, reductor, freno de elevación.

Diámetro del tambor de enrollamiento

Por diseño utilizaremos dos tambores iguales y opuestos a ambos lados. El diámetro mínimo recomendado es de 24 a 30 veces el diámetro del cable. Adoptamos 30 veces el diámetro del cable.

$$D\ tambor = 30 \times D\ cable$$

$$Dt = 30 \times 25\ mm$$

$$Dt = 750\ mm = 75\ cm$$

⁶ Catalogo Cables IPH Alta Performance GPT. Pág. 7

Cantidad de espiras del tambor de enrollamiento

$$n = \frac{(\text{Long elevación} + \text{Long por apertura y cierre de pinza})}{\pi \times Dt} + 2 \text{ espiras}$$

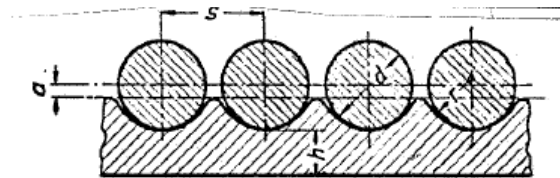
$$n = \frac{(12.000 + 14.375) \text{ mm}}{\pi \times 750} + 2 \text{ espiras}$$

$$n = 13,19 \text{ espiras}$$

Adoptamos $n = 14$ espiras, de cada lado del tambor.

Distancia entre gargantas

Dimensiones de las ranuras de los tambores



Díámetro del cable (mm)	10	13	16	19	22	27	33	40	44
S	12	15	18	22	25	31	37	45	49
R	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
a	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

$$S \text{ cable} = D_{\text{cable}} \times 1,15 = 25 \text{ mm} \times 1,15$$

$$S \text{ cable} = 28.75 \text{ mm} = 2.875 \text{ cm}$$

Adoptamos $S \text{ cable} = 30 \text{ mm}$

Largo de enrollamiento del tambor

$$L_t = n \times S \text{ cable} = 8 \times 30 \text{ mm}$$

$$L_t = 240 \text{ mm} = 24 \text{ cm}^7$$

Cálculo de espesores de tambor

Cargas que intervienen en el cálculo de espesor de tambor

⁷ En esta etapa del cálculo, se calcula solo la longitud de tambor utilizado para enrollar el cable, luego se definirá el largo total del tambor en el proceso de diseño.

- Torsión
- Flexión
- Compresión

Los esfuerzos de torsión son pequeños y por ello despreciables. Normalmente también los esfuerzos de flexión son despreciables excepto para los tambores de longitud excesiva. Resulta, por lo tanto, que el espesor de un tambor debe elegirse de acuerdo con la sollicitación del arrollamiento.

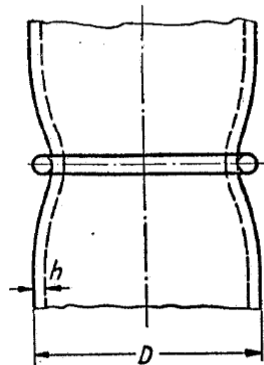


FIG. 40.

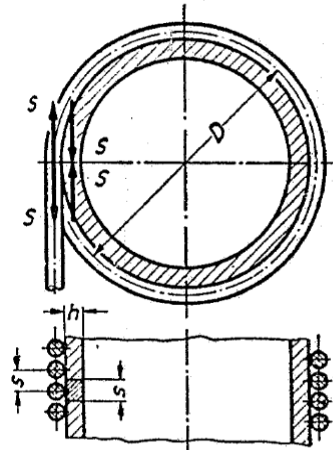


FIG. 41.

FIG. 40. — Deformación de un tambor bajo la influencia de una espira de cable única.
 FIG. 41. — Sollicitación a compresión del tambor en el caso de un arrollamiento completo.

Cálculo resistivo de los tambores

NORMAS	CALIDAD	CARACTERÍSTICAS MECANICAS UNIDAS		
		Rt mín. (Mpa)	E mín. (Mpa)	A% (Lo:50mm)
IRAM-IAS U500-42	F22	363-513	216	26
	F24	412-562	235	24
	F30	490-640	294	22
	F36	510-660	353	22

Adoptamos chapa de acero IRAM-IAS F30⁸

$$Tensión\ de\ rotura = 490\ MPa = 4996.61\ kg/cm^2$$

Adoptamos un coeficiente de seguridad = 5 del CMAA70

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rot}}{5} = \frac{4997\ kg/cm^2}{5} = 999\ kg/cm^2$$

⁸ Catálogo de chapas de ROMAER. <http://www.romaer.com.ar/chapas.html>

Adoptamos, $\sigma_{adm} = 1000 \text{ kg/cm}^2$

Las tensiones de compresion son:

$$\sigma_c = \frac{Q}{hxs} \rightarrow h \geq \frac{Q}{\sigma_{adm} * s} = \frac{10000 \text{kg}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 3 \text{cm}} = 3,33 \text{ cm} = 33,3 \text{mm}$$

Las tensiones de flexion son:

$$\sigma_f = 0,96 * Q * \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 * h^6}} \rightarrow h = \sqrt[6]{\left(\frac{0,96^4 * Q^4 * 1}{\sigma_{adm}^4 * D^2}\right)}$$

$$h = \sqrt[6]{\left(\frac{0,96^4 * (10000 \text{kg})^4 * 1}{\left(1000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)^4 * (75 \text{cm})^2}\right)} = 1,07 \text{cm} = 10,7 \text{mm}$$

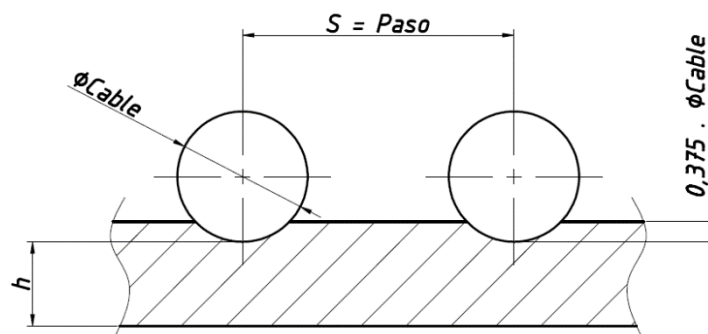
Adoptamos el mayor de los espesores $h=35 \text{mm}$

Selección de espesor de tambor

Utilizamos la siguiente fórmula para adoptar un espesor.

$$e = h + dc - a + se$$

- e: espesor a adoptar
- h: espesor que admite nuestra tensión admisible
- dc: profundidad del surco de la espira



- a: distancia desde el eje del cable hasta la superficie del tambor
- se: sobre espesor por deformaciones en el cilindrado y por la soldadura

$$e = 35 + 0,375 * 25 - 5 + 5 = 44,375 \text{mm}$$

Finalmente adoptamos chapa de $1 \frac{3}{4}$ " (45mm) de espesor para la construcción de los tambores.

PULGADAS	mm	Kgs/m ²
5/8"	15,50	125,00
3/4"	20,00	150
7/8"	22,00	175
1"	25,40	200
1 1/4"	31,80	250
1 1/2"	38,50	300
1 3/4"	45,00	350
2"	50,00	400
2 1/4"	57,00	450
2 1/2"	65,00	500
3"	75,00	600
3 1/2"	90,00	700
4"	100,00	800
5"	125,00	1000

Verificación de los espesores de los tambores

La tensión de compresión y flexión deberán ser menor que la tensión admisible por CMAA.

En servicio normal

Se verifica la tensión de compresión:

$$\sigma = \frac{S}{h \cdot s}$$

Donde S es la tracción de los cables (en nuestro caso la carga dividido 4), s es el paso (ya calculado anteriormente $s = 30 \text{ mm} = 3 \text{ cm}$), y h es el espesor del tambor. Adoptamos el valor de h calculado previamente.

$$\sigma = \frac{S}{h \cdot s} = \frac{10Tn \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{1 Tn}}{3,5 \text{ cm} \cdot 3 \text{ cm}} = 952,38 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma = 952,38 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} < \sigma_{adm} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{Verifica}$$

Compresión en extremidad del tambor:

$$\sigma = 0,5 \frac{S}{h \cdot s} =$$

$$\sigma = 476,19 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} < \sigma_{adm} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{Verifica}$$

Esfuerzos de flexión:

$$\sigma_{fa} = 0,96 \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}} = 0,96 \sqrt[4]{\frac{1}{(80 \text{ cm})^2 \cdot (3,5 \text{ cm})^6}} = 0,016 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{fa} = 300,26 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} < \sigma_{adm} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{Verifica}$$

Esfuerzos con tambor enrollado completo

De compresión:

$$\sigma = 0,85 * \frac{S}{h \cdot s} = 0,85 * \frac{10Tn \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{1Tn}}{3,5 \text{ cm} \cdot 3 \text{ cm}} = 809,52 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma = 809,52 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} < \sigma_{adm} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{Verifica}$$

Esfuerzos debidos a una sola espira

Por flexión:

$$\sigma_{fa} = 1,61 \cdot S \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}} = 1,61 * 10000 \text{ kg} \sqrt[4]{\frac{1}{(80 \text{ cm})^2 \cdot (3,33 \text{ cm})^6}} = 300,26 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{fa} = 300,26 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} < \sigma_{adm} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{Verifica}$$

Por compresión:

$$\sigma_{fc} = 0,93 \cdot S \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}} = 0,93 * 10000 \text{ kg} \sqrt[4]{\frac{1}{(80 \text{ cm})^2 \cdot (3,33 \text{ cm})^6}} = 173,44 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{fa} = 173,44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} < \sigma_{adm} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{Verifica}$$

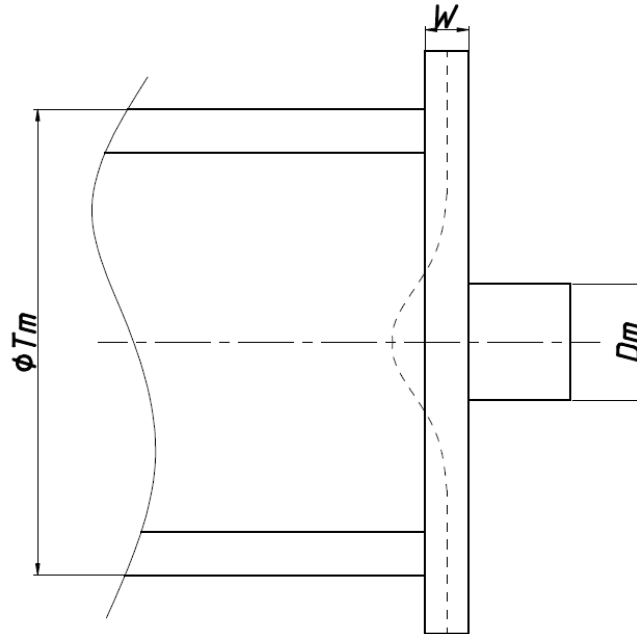
Tanto a flexión como a compresión verifican, entonces un espesor de 45 mm es aceptable.

Diámetros teóricos

$$di = Dt - dc - 2 * h = 750 - 25 - 2 * 45 = 635 \text{ mm}$$

$$de = Dt - 2 * a = 750 - 2 * 5 = 740 \text{ mm}$$

Espesor de los flancos del tambor



Los costados del tambor son solicitados a flexión por la componente axial que resulta de la inclinación de los cables. Esta componente puede ser estimada en un 10% de la tracción del cable. Utilizaremos el mismo material de chapa para todo el tambor (IRAM-IAS F30).

Tensión a la flexión de los costados:

$$\sigma_f = 1.44 * \left(1 - \frac{2}{3} * \frac{Dm}{D}\right) * \frac{H}{W^2} \leq \sigma_{fadm}$$

- σ_f = esfuerzo de flexión
- W = espesor del costado
- D = diámetro del tambor
- Dm = diámetro del cubo
- H = carga estimada

Adopto una relación tentativa de $Dm/D = 0.2$

$$H = 0.1 * 20000Kg = 2000 Kg$$

- $\sigma_{fadm} = 1000 Kg/cm^2$

$$W > \sqrt[2]{1.44 * \left(1 - \frac{2}{3} * \frac{Dm}{D}\right) * \frac{H}{\sigma_f}} > \sqrt[2]{1.44 * \left(1 - \frac{2}{3} * 0.2\right) * \frac{2000kg}{1000 \frac{kg}{cm^2}}} > 1.58cm$$

Adoptamos una chapa para los costados de $\frac{3}{4}$ "

$$\sigma_f = 1,44 * \left(1 - \frac{2}{3} * 0,2\right) * \frac{2000 kg}{(1,905 cm)^2} = 687,79 kg/cm^2$$

$$\sigma_f = 687,79 \frac{kg}{cm^2} < \sigma_{adm} = 1000 \frac{kg}{cm^2} \rightarrow Verifica$$

Espesor de chapa de $\frac{3}{4}$ " verifica.

Motor de elevacion:

La potencia necesaria para la máxima elevación será:

$$N = \frac{(Q) * V_e}{60 * 75 * \eta_{tot}}$$

$$\eta_{tot} = \eta_{red} * \eta_{tamb} * \eta_{apa} = 0.94 * 0.96 * 0.95 = 0.857$$

- $\eta_{red} = 0.94^9$
- $\eta_{tambor} = 0.96^{10}$
- $\eta_{apa} = 0.95^{11}$

$$N = \frac{(40000kg)/2 * \frac{10m}{min}}{60 * 75 * 0.857} = 51.86 cv = 38.67 Kw$$

Par motor necesario

$$M = 716.2 * \left(\frac{N}{n}\right) = 716.2 * \frac{51.86 Cv}{1480 rpm} = 25.1 Kgm$$

Adoptamos un motor asincrónico trifásico con rotor de jaula de ardilla con las siguientes características.

Catálogo de motores de ABB

- Marca ABB Lv Motors
- Motor de 4 polos - 1480 r.p.m. - 380v - 50 Hz
- Modelo M2QA 225 M4A
- Potencia: 45 kW/ 60 HP
- Peso: 335kg

⁹ Rendimiento del reductor de elevación de 4 etapas

¹⁰ Rendimiento del tambor. (pág. 14)

¹¹ Rendimiento de los polipastos o aparejos. (pág. 15)

- Corriente nominal: 80A

Potencia		% de la potencia nominal										In	Is	Ivacio	Tn	Ts	Tmax	J=1/4GD2	Peso	Ruido	
[kW]	[HP]	Tipo	r/min	50	75	100	50	75	100	FS	[A]	In	[A]	[Nm]	Tn	Tn	Tn	[kgm2]	[kg]	[dBA]	
4 polos = 1500 r/min		400 V 50 Hz										Diseño básico									
0,25	0,34	M2QA 71 M4A	1395	59,8	63,3	65,5	0,55	0,66	0,72	1,15	0,77	5,2	0,6	1,7	2,1	2,7	0,00053	11	43		
0,37	0,5	M2QA 71 M4B	1395	63,6	69,4	68,5	0,55	0,68	0,75	1,15	1,0	5,2	0,7	2,5	2,1	2,7	0,00066	11	45		
0,55	0,74	M2QA 80 M4A	1410	68,3	71,4	73,5	0,52	0,65	0,72	1,15	1,5	5,2	1,1	3,7	2,4	2,7	0,00145	16	46		
0,75	1	M2QA 80 M4B	1415	72,1	75,2	74,5	0,53	0,67	0,75	1,15	1,9	6,0	1,4	5,1	2,4	2,6	0,00174	17	46		
1	1,5	M2QA 90 S4A	1400	74,7	77,8	77,5	0,61	0,73	0,78	1,15	2,7	6,0	1,5	7,5	2,3	2,4	0,00254	21	52		
1,5	2	M2QA 90 L4A	1390	78,2	79,2	78,5	0,63	0,75	0,79	1,15	3,5	6,0	1,8	10,3	2,3	2,6	0,00317	25	52		
2,2	2,9	M2QA 100 L4A	1430	80,0	82,3	81,5	0,65	0,78	0,81	1,15	4,9	6,0	2,8	14,7	2,3	2,7	0,00679	32	53		
3	4	M2QA 100 L4B	1420	82,2	82,5	82,8	0,67	0,79	0,83	1,15	6,3	6,5	3,1	20,2	2,3	2,8	0,00862	36	53		
4	5,4	M2QA 112 M4A	1430	82,3	84,6	85,0	0,64	0,77	0,82	1,15	8,3	6,5	4,8	26,7	2,3	2,8	0,01306	45	56		
5,5	7,4	M2QA 132 S4A	1430	86,2	87,1	86,0	0,59	0,71	0,85	1,15	10,9	6,5	4,6	37	2,3	2,9	0,02673	60	59		
7,5	10	M2QA 132 M4A	1440	88,0	88,3	88,5	0,60	0,72	0,85	1,15	14,4	6,5	5,9	50	2,3	2,7	0,03432	73	59		
11	15	M2QA 160 M4A	1460	89,0	90,0	89,5	0,72	0,84	0,85	1,15	20,9	6,5	8,4	72	2,4	2,8	0,06543	116	66		
15	20	M2QA 160 L4A	1460	89,5	90,4	90,0	0,75	0,84	0,86	1,15	28	6,5	9,4	98	2,3	2,4	0,09349	137	66		
18,5	25	M2QA 180 M4A	1470	89,1	90,9	91,0	0,79	0,88	0,86	1,15	34	6,5	13,9	120	2,3	3,0	0,16049	170	66		
22	29	M2QA 180 L4A	1470	89,2	90,0	91,5	0,75	0,84	0,88	1,15	39	6,5	16,4	143	2,4	3,0	0,18046	186	66		
30	40	M2QA 200 L4A	1470	91,0	91,8	92,2	0,77	0,86	0,88	1,15	53	6,5	22	195	2,2	2,9	0,28190	254	71		
37	50	M2QA 225 S4A	1480	89,9	91,2	92,6	0,76	0,83	0,85	1,15	67	7,0	29	239	2,2	2,7	0,37000	308	73		
45	60	M2QA 225 M4A	1480	90,0	91,7	92,8	0,79	0,86	0,87	1,15	80	7,0	32	290	2,2	2,7	0,42000	335	73		
55	74	M2QA 250 M4A	1480	90,6	91,3	93,4	0,83	0,90	0,87	1,15	98	7,0	27	355	2,4	2,7	0,78000	450	76		
75	101	M2QA 280 S4A	1480	93,1	93,9	94,0	0,83	0,84	0,87	1,15	133	6,5	33	484	2,4	2,3	1,10000	534	78		
90	121	M2QA 280 M4A	1480	93,9	94,5	94,2	0,83	0,87	0,87	1,15	158	7,2	41	581	2,3	2,7	1,35000	592	78		
110	147	M2QA 315 S4A	1486	92,2	93,5	94,5	0,83	0,88	0,88	1,15	192	6,9	51	707	2,1	2,9	2,85960	930	80		
132	177	M2QA 315 M4A	1486	93,9	94,0	94,8	0,83	0,88	0,88	1,15	229	6,9	58	848	2,1	2,8	3,18480	1030	80		

Variador de frecuencia de motor de izaje

Tensión del Motor 380Vca / 460Vca

Alimentación	Modelo	Normal Duty (ND)	IEC		NEMA	Heavy Duty (HD)	IEC		NEMA	
		A	50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V		A	50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V
			kW	HP	HP			kW	HP	HP
380-480V	30	CFW700A03P6T4	3.6	1.5	2	2	3.6	1.5	2	2
		CFW700A05P0T4	5	2.2	3	3	5	2.2	3	3
		CFW700A07P0T4	7	3	4	3	5.5	2.2	3	3
		CFW700A10P0T4	10	4	7.5	5	10	4	7.5	5
		CFW700A13P5T4	13.5	5.5	10	7.5	11	4	7.5	7.5
		CFW700B17P0T4	17	7.5	12.5	10	13.5	5.5	10	7.5
		CFW700B24P0T4	24	11	15	15	19	9.2	12.5	10
		CFW700B31P0T4	31	15	20	20	25	11	15	15
		CFW700C38P0T4	38	18.5	30	25	33	15	25	20
		CFW700C45P0T4	45	22	30	30	38	18.5	30	25
		CFW700C58P5T4	58.5	30	40	40	47	22	30	30
		CFW700D70P5T4	70.5	37	50	50	61	30	50	40
		CFW700D88P0T4	88	45	75	60	73	37	60	50
		CFW700E0105T4	105	55	75	75	88	45	75	60
		CFW700E0142T4	142	75	100	100	115	55	75	75
CFW700E0180T4	180	90	150	150	142	75	100	100		
CFW700E0211T4	211	110	175	150	180	90	150	150		

Seleccionamos variador de frecuencia de la marca WEG modelo CFW700E0105T4.

¹² Catálogo de motores eléctricos ABB. Pág. 6

Reductor de elevación

Por cada vuelta el tambor enrollara:

$$C_{pt}^{13} = D_t * \pi = 750\text{mm} * \pi = 2356.19\text{mm} = 2.36\text{m}$$

Por lo tanto la velocidad del tambor será:

$$n_t = \frac{V_{iz}}{C_{pt}} = \frac{10 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{2.36\text{m}} = 4.24 \text{ rpm}$$

La relación real de reducción será:

$$i_{\text{real}} = \frac{n_{\text{mot}}}{n_t} = \frac{1480\text{rpm}}{4.24\text{rpm}} = 349.06$$

Catálogo SUMITOMO - Paramax serie 9000-Reductores (pág. 129) y unidades de accionamiento.

Determinamos el factor de servicio para esta aplicación (grupo IV) SF=1.75

Factor de servicio FS

Máquina accionada		Horas de funcionamiento (horas/día)				
		3 h	10 h	24 h		
GRÚAS						
Clasificación de la grúa	Elevadora	De movimiento transversal	De desplazamiento	De movimiento gralano	Elevadora con pluma	La clasificación de grúas se basa en JIS B8821-1976: "Norma de cálculo para la estructura de grúas".
Grupo I	1.00	1.50		1.25	1.00	
Grupo II	1.25	1.50			1.00	
Grupo III	1.50	1.75			1.25	
Grupo IV	1.75	2.00			1.50	

La potencia equivalente de la transmisión será:

$$N_e = N_{nm} * S_f = 38.67 \text{ kW} * 1.75 = 67.67 \text{ kW}$$

- N_{nm} =potencia nominal del motor

¹³ Enrollamiento por cada vuelta del tambor

Tamaño del reductor											Velocidad del eje de baja velocidad en RPM	Velocidad del eje de alta velocidad en RPM	Relación de reducción nominal	
9095	9100	9105	9110	9115	9118	9121	9126	9128	9131	9136				
317.35	305.90	299.46	328.33	313.90	316.08	314.53	314.53	298.95	323.52	323.52	Relación de reducción exacta			
60	74	91	99	124	157	182	212	266	278	328	5.7	1800	315	
50	62	76	83	103	131	152	177	222	232	274	4.8	1500		
40	49	60	66	83	105	122	142	178	186	220	3.8	1200		
33	41	50	55	69	88	101	118	149	155	183	3.2	1000		
30	37	45	50	62	79	91	106	134	140	165	2.9	900		
25.2	31	38	41	52	66	76	89	112	117	138	2.4	750		
346.58	349.61	338.53	375.23	370.97	362.44	341.25	341.25	355.99				Relación de reducción exacta		
55	65	80	87	105	137	168	195	224				5.1	1800	355
45	54	67	72	87	114	140	163	187				4.2	1500	
36	43	53	58	70	92	112	131	150				3.4	1200	
30	36	45	48	58	76	93	109	125				2.8	1000	
27.6	32	40	43	52	69	84	98	112				2.5	900	
23.0	27.4	33	36	44	57	70	82	94				2.1	750	
397.55	389.79	386.90	418.36	423.96	414.22	391.44	391.44	386.24				Relación de reducción exacta		
48	58	70	78	92	120	146	170	207				4.5	1800	400
40	49	59	65	76	100	122	142	172				3.8	1500	
32	39	47	52	61	80	98	114	138				3.0	1200	
26.8	32	39	43	51	67	81	95	115				2.5	1000	
24.1	29.5	35	39	46	60	73	85	104				2.3	900	
20.1	24.6	29.6	32	38	50	61	71	86				1.9	750	
C-156	C-156	C-156	C-156	C-156	C-158	C-158	C-158	C-160	C-160	C-160	Horizontal Vertical Perpendicular		Tablas de dimensiones	
C-178	C-178	C-178	C-178	C-178										

14

Seleccionamos el modelo P H D 9110 - P4 355

- P – Paramax
- H – Montaje Horizontal
- Nmr=72kW
- ireal-tambor=349.06
- inom reductor = 355
- ireal-reductor =375.23
- RPM entrada = 1500
- RPM salida = 4.2
- Eje lento: 220mm
- Eje rápido: 80mm

Verificación de la potencia térmica:

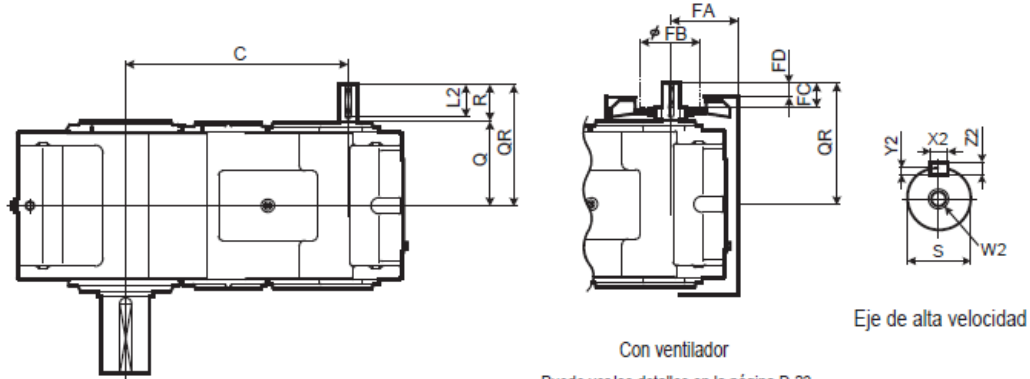
Para temperatura ambiente de 30°C el factor de corrección es Tcf =0.85

¹⁴ Pág. 250 del catálogo de SUMITOMO - PARAMAX

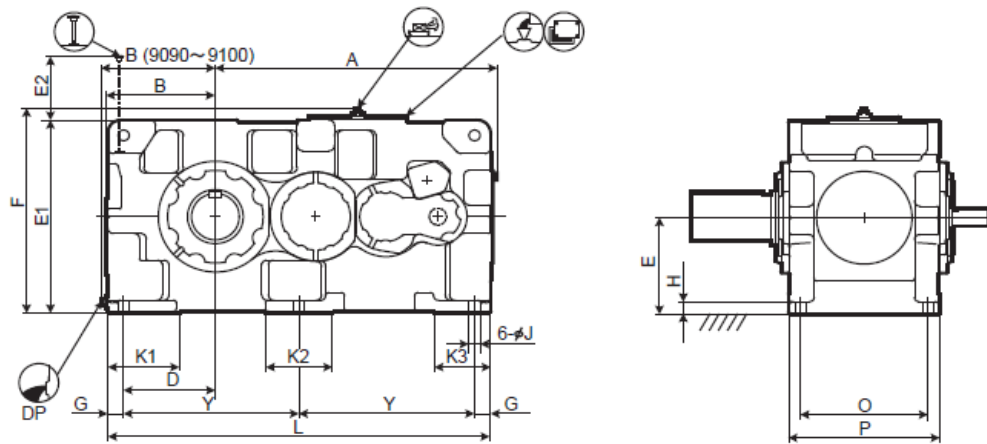
Temperatura ambiente °C	Factor de corrección de la temperatura	
	Sin ventilador	Con ventilador
20	1.00	1.00
30	0.85	0.87
40	0.70	0.73
50	0.55	0.60

$$N_{mr} \geq N_t * t_{cf} = 214kW * 0.85 = 181.9 kW \geq 72kW \rightarrow \text{Verifica}$$

Tamaño del reductor											Cantidad de ventiladores de enfriamiento	Velocidad del eje de alta velocidad en RPM	Relación de reducción nominal	
9095	9100	9105	9110	9115	9118	9121	9126	9128	9131	9136				
142	172	187	215	237	260	316	316	353	433	433	-	1800	Reducción cuádruple de tipo horizontal	
137	166	181	207	229	250	304	304	342	419	419	-	1500		
130	158	173	197	217	237	289	289	327	400	400	-	1200		
124	151	165	188	207	226	275	275	313	383	383	-	1000		315
120	147	160	182	201	219	267	267	305	372	372	-	900		▼
113	139	152	172	190	207	253	253	289	354	354	-	750	400	
148	180	196	223	246							-	1800	Reducción cuádruple de tipo vertical	
142	172	188	214	235							-	1500		
134	163	178	201	222							-	1200		
127	154	169	191	211							-	1000		315
122	150	164	185	204							-	900		▼
115	141	154	174	192							-	750		400



Puede ver los detalles en la página D-23.

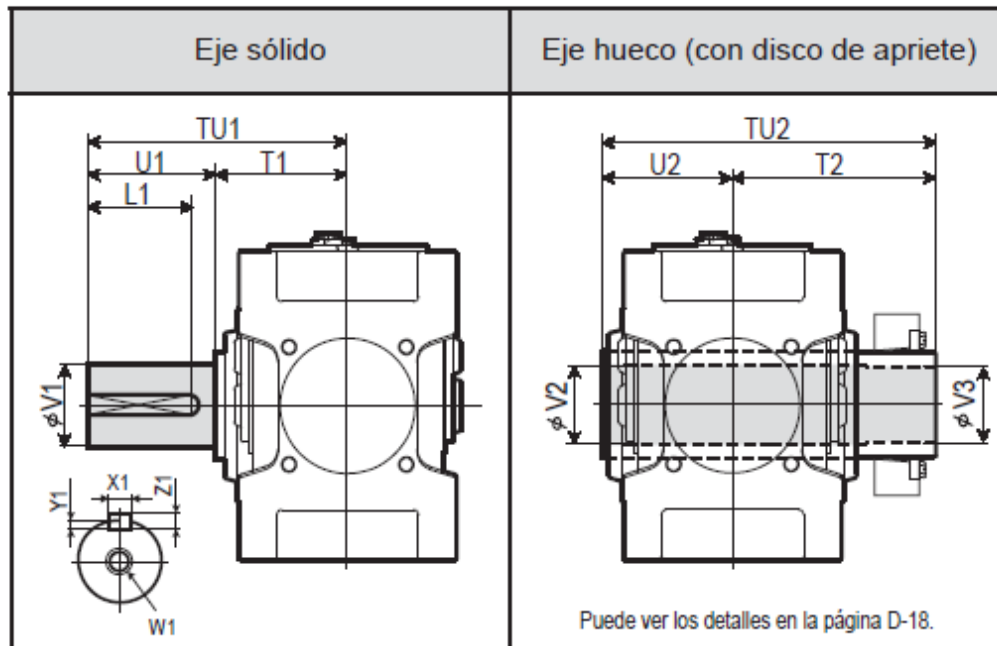


Tamaño	A	B	C	D	E	E1	E2	F	G	H	J	K1	K2	K3	L	O	P	Y
9090	1060	428	837	345	375	750	249	797	60	50	42	270	250	210	1440	480	570	660
9095	1090	458	867	375	400	800	254	847	60	50	42	290	250	210	1500	480	570	690
9100	1194	468	950	375	425	850	273	897	70	55	48	300	280	240	1610	560	650	735
9105	1228	493	984	410	450	900	278	947	70	55	48	320	280	240	1680	560	650	770
9110	1344	508	1050	420	475	950	283	997	75	60	56	340	310	260	1810	610	710	830
9115	1393	558	1099	470	500	1000	282	1047	75	60	56	350	310	260	1910	610	710	880

Tamaño	Eje de alta velocidad										Ventilador				DP	Peso kg	Cant. de aceite l
	Q	QR	R	S	W2/Prof.	X2	Y2	Z2	L2	FA	FB	FC	FD				
9090	330	470	140	65m6	M20/42	18	7	11	125	268	200	105	65	1 1/2"	2100	120	
9095	330	470	140	65m6	M20/42	18	7	11	125	268	200	105	65	1 1/2"	2350	155	
9100	375	515	140	75m6	M20/42	20	7.5	12	125	289	225	105	65	1 1/2"	2780	180	
9105	375	515	140	75m6	M20/42	20	7.5	12	125	289	225	105	65	1 1/2"	3340	225	
9110	405	575	170	80m6	M20/42	22	9	14	150	339	225	135	95	1 1/2"	4010	260	
9115	405	575	170	80m6	M20/42	22	9	14	150	339	225	135	95	1 1/2"	4460	325	

Unidad: mm

Eje de baja velocidad



Tamaño	Eje sólido					Eje hueco (con disco de apriete)								
	TU1	T1	U1	V1	W1/Prof.	Chaveta				TU2	T2	U2	V2	V3
						X1	Y1	Z1	L1					
9090	650	350	300	180m6	M30/60	45	15	25	270	844	494	350	193	190
9095	700	350	350	190m6	M30/60	45	15	25	320	859	509	350	203	200
9100	740	390	350	200m6	M30/60	45	15	25	320	934	544	390	213	210
9105	740	390	350	220m6	M30/60	50	17	28	320	949	559	390	223	220
9110	770	420	350	220m6	M30/60	50	17	28	320	1030	610	420	243	240
9115	830	420	410	240m6	M30/60	56	20	32	375	1065	645	420	253	250

Unidad: mm

Carga radial

Tamaño del reductor									Velocidad del eje de baja velocidad en RPM
9105	9110	9115	9118	9121	9126	9128	9131	9136	
192.3	167.8	222.7							250
200.6	174.1	234.9							160
183.9	184.9	245.7	391.9	352.7	330.6	315.4	403.2	391.9	100
178.1	190.8	303.1	387.5	369.3	341.4	328.6	462.5	430.7	63
173.6	194.7	320.8	460.1	449.3	401.2	409.6	572.4	511.1	40
167.3	184.9	316.4	448.3	554.8	497.4	534.6	733.8	638.6	≤ 25
213.9	250.6	316.9							250
200.6	214.8	334.5							160
183.9	195.2	340.9							100
178.1	190.8	333.5							63
173.6	194.7	320.8							40
167.3	184.9	316.4							≤ 25

Unidad: kN

Carga axial

Tamaño del reductor									Velocidad del eje de baja velocidad en RPM
9105	9110	9115	9118	9121	9126	9128	9131	9136	
131.5	94.2	152.5							250
138.3	92.2	155.0							160
146.7	101.0	167.3	312.0	228.1	197.7	159.4	203.6	190.3	100
200.1	144.7	220.7	292.3	244.3	206.0	170.7	260.9	218.8	63
235.4	199.1	250.2	373.3	322.7	257.0	250.2	369.3	286.5	40
304.1	272.7	353.2	460.1	427.2	348.7	373.3	528.3	398.3	≤ 25
213.4	191.3	248.7							250
223.2	197.7	261.4							160
236.9	210.4	274.2							100
301.7	267.8	341.9							63
304.1	323.7	382.1							40
304.1	323.7	374.7							≤ 25

15

¹⁵ Catálogo de SUMITOMO-PARAMAX. Página 253, 254.

Corrección del diámetro primitivo del tambor

Numero de revoluciones del tambor

$$n_t = \frac{n_{\text{motor}}}{i_{\text{real}}} = \frac{1480}{375,23} = 3,94 \text{ rpm}$$

Enrollamiento por cada vuelta del tambor.

$$C_{\text{pt}} = \frac{V_{\text{iz}}}{n_t} = \frac{10 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{3,94 \text{ rpm}} = 2,535 \text{ m} = 2.535 \text{ mm}$$

Diámetro primitivo del tambor

D_t=diámetro primitivo del tambor

$$D_t = \frac{C_{\text{pt}}}{\pi} = \frac{2.535 \text{ mm}}{\pi} = 806,92 \text{ mm} = 0,807 \text{ m}$$

Adoptamos 800mm. Girará a 4 RPM.

Cantidad de espiras del tambor de enrollamiento

$$n = \frac{\text{Long elevación} + \text{Long Ap. y cierre pinza}}{\pi \times D_t} + 2 \text{ espiras} = \frac{(12.000 + 14375) \text{ mm}}{\pi \times 800 \text{ mm}} + 2$$

$$n = 11,89$$

Adoptamos n = 12 espiras, de cada lado del tambor.

Largo de enrollamiento del tambor

$$L_t = n \times s = 12 \times 30 \text{ mm}$$

$$L_t = 360 \text{ mm}^{16}$$

Diámetro interior y exterior

$$d_i = D_t - d_c - 2 * e = 800 - 25 - 2 * 45 = 685 \text{ mm}$$

$$d_e = D_t - 2 * a = 800 - 2 * 5 = 790 \text{ mm}$$

Inclinación de la helice del cable

$$\text{Tg } \beta = \frac{s}{\pi * D_t} \rightarrow \beta = \text{Arc Tg } \frac{30 \text{ mm}}{\pi * 800 \text{ mm}} = 0.68^\circ$$

Peso del tambor

¹⁶ Este será el largo de uno de los lados del tambor.

$$\text{Peso flanco} = \frac{7,8\text{gr}}{\text{cm}^3} * 2 * \left(\frac{\pi * 80^2}{4} \right) * \frac{3}{4} * 2,54 = 149,38 \text{ kg}$$

$$\text{Peso tambor} = \frac{7,8\text{gr}}{\text{cm}^3} * 2 * (36\text{cm} + 12\text{cm}) * \left(\pi * \frac{(79\text{cm})^2 - (68,5\text{cm})^2}{4} \right) + 149,38\text{kg}$$

$$\text{Peso} = 1059,83 \text{ kg por cada tambor}$$

Cálculo de deformación de la fibra externa (ASME / UCS – 79)

Siendo la envolvente una figura de simple curvatura, debemos utilizar la siguiente fórmula:

$$\% \text{ de deformación} = 50 * \frac{t}{R_f} * \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$$

Siendo

- t: espesor de la chapa
- Rf: radio final
- Ro: radio inicial
- Rf/Ro=0 por partir de una chapa plana

$$\% \text{ de deformación} = 50 * \frac{5\text{cm}}{80\text{cm}} * (1 - 0)$$

$$\% \text{ de deformación} = 3,125\% < 5\%$$

Se determina que no requiere tratamiento térmico de alivio de tensiones para cilindrar la chapa del tambor.

Soporte de tambor

Calculo del eje del extremo del tambor

Debido a la reducida longitud entre el apoyo y el punto de aplicación de la carga en el extremo del tambor, consideramos al eje sometido solamente a esfuerzo de corte.

Para un acero **SAE 1045**, consideramos la tensión de rotura $\sigma_U = 6500 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$. Consideramos que la carga radial máxima la tendremos aplicada, para el más desfavorable de los casos, en el extremo del tambor, del lado del eje.

Adoptando un diámetro "d" de 220mm=22cm, se tiene:

$$I_{xx} = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * 22^4}{64} = 11.499 \text{ cm}^4$$

$$W_x = \frac{\pi * r^3}{4} = 1045,36 \text{ cm}^3$$

$$S_x = \frac{2x(r^2)^{3/2}}{3} = \frac{(2 * (11\text{cm})^2)^{3/2}}{3} = 887.33 \text{ cm}^3$$

$$S_x = \frac{\pi * r^2}{2} * \frac{1}{3} * r = 760,26 \text{ cm}^3$$

Verifico al corte

$$\tau_i = \text{esfuerzo de corte} = \frac{Q * S_x}{I_{xx} * d} = \frac{10000 \text{ kg} * 887,33\text{cm}^3}{11499\text{cm}^4 * 22 \text{ cm}} = 35,08 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\tau_{ii} = \text{esfuerzo de corte} = \frac{Q}{A} = \frac{10000}{\pi * 11^2} = 26,31 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Según CMAA, el esfuerzo de corte no debe superar $\frac{\sigma_u}{5 * \sqrt{3}}$

$$\frac{\sigma_u}{5 * \sqrt{3}} = 750,55 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} > 35,08 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto el eje adoptado verifica al corte puro.

Verifico a la flexión

$$\sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{1.600.000\text{kgcm}}{1045,36\text{cm}^3} = 1530,57 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_u = 6500 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} > 1530,57 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto, el eje adoptado verifica a la flexión simple.

Selección de rodamientos para soporte de tambores

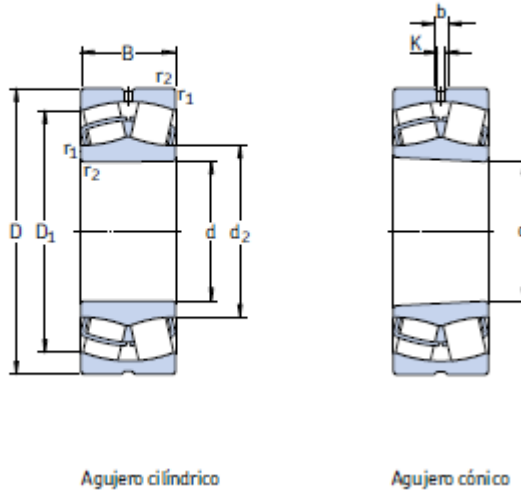
Se utilizarán rodamientos de doble hilera de rodillos a rotula, con una vida útil de 40.000 horas.

$$L_h = \frac{1.000.000}{60 * n} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

- L_h = duración nominal expresada en millones de revoluciones
- C = capacidad básica de carga dinámica del rodamiento en kg
- P = carga equivalente sobre el rodamiento en kg +10%
- C/P = seguridad de carga
- p = 10/3 para rodamientos de rodillos

La velocidad del tambor es de 4 RPM, por el cálculo estático del eje se sabe que la carga equivalente es de P = 10.000 kg.

Rodamientos de rodillos a rótula
 d 200 – 260 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designaciones		
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico	
mm			kN		kN	rpm		kg	-		
200	280	60	546	1 040	93	2 000	2 400	11,5	23940 CC/W33	23940 CCK/W33	
	310	82	1 000	1 530	137	1 800	2 200	23,3	* 23040 CC/W33	* 23040 CCK/W33	
	310	109	1 290	2 120	186	1 300	1 900	31,0	* 24040 CC/W33	* 24040 CCK30/W33	
	340	112	1 600	2 360	204	1 500	1 900	43,0	* 23140 CC/W33	* 23140 CCK/W33	
	340	140	1 800	2 800	232	1 100	1 500	53,5	* 24140 CC/W33	* 24140 CCK30/W33	
	360	98	1 460	1 930	166	1 600	2 200	43,5	* 22240 CC/W33	* 22240 CCK/W33	
	360	128	1 860	2 700	228	1 200	1 700	58,0	* 23240 CC/W33	* 23240 CCK/W33	
	420	138	2 320	2 900	224	1 200	1 500	95,0	* 22340 CC/W33	* 22340 CCK/W33	
	220	300	60	546	1 080	93	1 900	2 200	12,5	23944 CC/W33	23944 CCK/W33
		340	90	1 220	1 860	163	1 600	2 000	30,5	* 23044 CC/W33	* 23044 CCK/W33
340		118	1 560	2 600	212	1 200	1 700	40,0	* 24044 CC/W33	* 24044 CCK30/W33	
370		120	1 800	2 750	232	1 300	1 700	53,5	* 23144 CC/W33	* 23144 CCK/W33	
370		150	2 120	3 350	285	1 000	1 400	67,0	* 24144 CC/W33	* 24144 CCK30/W33	
400		108	1 760	2 360	196	1 500	2 000	60,5	* 22244 CC/W33	* 22244 CCK/W33	
400		144	2 360	3 450	285	1 100	1 500	81,5	* 23244 CC/W33	* 23244 CCK/W33	
460		145	2 700	3 450	260	1 000	1 400	120	* 22344 CC/W33	* 22344 CCK/W33	
240		320	60	564	1 160	98	1 700	2 000	13,5	23948 CC/W33	23948 CCK/W33
		360	92	1 290	2 080	176	1 500	1 900	33,5	* 23048 CC/W33	* 23048 CCK/W33
	360	118	1 600	2 700	228	1 100	1 600	43,0	* 24048 CC/W33	* 24048 CCK30/W33	
	400	128	2 080	3 200	255	1 200	1 600	66,5	* 23148 CC/W33	* 23148 CCK/W33	
	400	160	2 400	3 900	320	900	1 300	83,0	* 24148 CC/W33	* 24148 CCK30/W33	
	440	120	2 200	3 000	245	1 300	1 800	83,0	* 22248 CC/W33	* 22248 CCK/W33	
	440	160	2 900	4 300	345	950	1 300	110	* 23248 CC/W33	* 23248 CCK/W33	
	500	155	3 100	4 000	290	950	1 300	155	* 22348 CC/W33	* 22348 CCK/W33	
	260	360	75	880	1 800	156	1 500	1 900	23,5	23952 CC/W33	23952 CCK/W33
		400	104	1 600	2 550	212	1 300	1 700	48,5	* 23052 CC/W33	* 23052 CCK/W33
400		140	2 040	3 450	285	1 000	1 400	65,5	* 24052 CC/W33	* 24052 CCK30/W33	
440		144	2 550	3 900	290	1 100	1 400	90,5	* 23152 CC/W33	* 23152 CCK/W33	
440		180	3 000	4 800	380	850	1 200	110	* 24152 CC/W33	* 24152 CCK30/W33	
480		130	2 650	3 550	285	1 200	1 600	110	* 22252 CC/W33	* 22252 CCK/W33	
480		174	3 250	4 750	360	850	1 200	140	* 23252 CC/W33	* 23252 CCK/W33	
540		165	3 550	4 550	325	850	1 100	190	* 22352 CC/W33	* 22352 CCK/W33	

¹⁷ Catálogo de rodamiento SKF. Doble hilera a rodillo. Página 724

Seleccionamos un Rodamiento SKF 23944 CC/W33.

- Peso: 12.5kg
- Diámetro int. 220mm
- Diámetro ext.: 300mm
- C: 546kN

Verificamos:

$$L_h = \frac{1.000.000}{60 \times 4 \text{ r.p.m.}} \cdot \left(\frac{54.600 \text{ kg}}{11.000 \text{ kg}} \right)^{\frac{10}{3}} = 869.204,47 \text{ hs}$$

$$L_h = 869.204,47 \text{ hs} > 40000 \text{ hs} \rightarrow \text{Verifica}$$

Con una capacidad básica dinámica de 217kN alcanza las 40.000hs de vida útil.

Selección de retén para soporte de tambores



Eje tambor: 240mm

Nº DBH	Ø Eje	Ø Aloj.	Altura	Tipo	Giro	Compuesto	Aplicación
8831	240.00	280.00	18.00	Lz	L	NBR	- INDUSTRIAL

Eje contador de vueltas: 15mm

Nº DBH	Ø Eje	Ø Aloj.	Altura	Tipo	Giro	Compuesto
1151	15.00	21.00	3.00	Lt	L	NBR
8230	15.00	22.00	4.50	Lt	L	NBR/MVQ/FPW
8230	15.00	22.00	4.50	Lt	L	NBR/MVQ/FPW
8230	15.00	22.00	4.50	Lt	L	NBR/MVQ/FPW
8230	15.00	22.00	4.50	Lt	L	NBR/MVQ/FPW
9956	15.00	23.00	5.00	Lx	L	NBR
9956	15.00	23.00	5.00	Lx	L	NBR
8049	15.00	24.00	7.00	Lx	L	NBR/MVQ
8049	15.00	24.00	7.00	Lx	L	NBR/MVQ
5074	15.00	24.00	7.00	Lz	L	NBR

Acoplamiento para el tambor (Tipo Barrilete)



18

Cálculo del momento de giro en el acoplamiento

$$M_{\max} = \frac{N_{\max}}{n} * 955 * K_1$$

$$M_{\max} = S_r * \frac{D_p}{2} * K_1$$

- M máx. = Momento de giro máximo en el acoplamiento en DaNm
- S_r = tiro estático en el tambor, incluido rendimiento de cables y poleas en Kg
- n: rpm del tambor
- D_p : Diámetro primitivo del tambor
- K_1^{19} : Factor de servicio; $K_1=2$

GRUPO DIN 15020	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m
GRUPO FEM (1970)	I B	I A	II	III	IV	V
GRUPO FEM (1987)	M1, M2, M3	M4	M5	M6	M7	M8
GRUPO BS 466 (1984)						
Factor de servicio K1	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2

- K_2^{20} : Factor de servicio; $K_2=0.94$

¹⁸ Acoplamiento tipo barrilete

¹⁹DIN 15020 grupo 1Bm –Tabla N°1. Catálogo Miguel Abad.

Reducción de polipasto lr	2	3	4	5	6	7	8
Con cojinetes de bronce K2	0,92	0,90	0,88	0,86	0,84	0,83	0,81
Con rodamientos K2	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91

Puesto que tendremos dos izajes, donde cada izaje contenga un tambor, un reductor con su respectivo motor, utilizaremos dos acoplamientos cada uno de los cuales debe estar dimensionado para transmitir la potencia requerida.

La potencia de accionamiento del tambor será:

$$N_{\max} = \frac{S_r * V_{rt}}{6000} = \frac{20000\text{kg} * 10 \frac{\text{m}}{\text{seg}}}{6000} = 33,33 \text{ kW}$$

$$M_{\max} = \frac{N_{\max}}{n} * 955 * K_1 = \frac{33,33 \text{ Kw}}{4\text{rpm}} * 955 * 2 = 15916,67 \text{ daNm}$$

Con estos valores y teniendo en cuenta: la carga radial calculada previamente y que el diámetro del eje de salida del reductor es de 220mm, adoptamos un acoplamiento:

ART	Carga Max. (daNm)	St (Kg)	d max	d min	D	L	L min	E	A	B	G	A	F	b	r	e	E	F	X	Despl. axial (max)	Kg	GD2 (Kg m2)
65	450	1.450	65	38	250	95	85	95	159	160	220	42	44	12	2.5	16	31	220	15	3	12	0.24
75	600	1.650	75	48	280	100	85	110	179	180	250	42	44	12	2.5	16	31	250	15	3	19	0.50
85	750	1.850	85	58	320	110	95	125	199	200	280	45	46	15	2.5	17	32	280	19	4	23	0.66
95	900	2.000	95	58	340	125	95	140	219	220	300	45	46	15	2.5	17	32	300	19	4	27	1.13
105	1.550	3.100	105	78	360	130	95	160	239	240	320	45	47	15	2.5	19	34	320	19	4	33	1.42
120	1.950	3.500	120	78	380	145	95	180	259	260	340	45	47	15	2.5	19	34	340	19	4	42	1.90
135	2.400	3.850	135	98	400	170	95	200	279	280	360	45	47	15	2.5	19	34	360	19	4	54	2.65
145	2.800	4.200	145	98	420	175	95	220	309	310	380	45	47	15	2.5	19	34	380	19	4	70	3.7
175	3.800	4.900	175	98	450	185	120	260	339	340	400	60	61	20	2.5	22	40	400	24	4	95	5.80
205	7.000	11.500	205	118	550	240	125	310	419	420	500	60	61	20	2.5	22	42	500	24	6	162	15.7
230	12.000	12.500	230	138	580	260	130	350	449	450	530	62	61	20	2.5	22	42	530	24	6	195	22.5
280	18.000	15.000	280	158	650	315	140	415	529	530	580	65	66	25	2.5	27	47	600	24	6	305	43.9
300	31.000	25.000	300	168	680	350	145	445	559	560	600	65	70	25	4	34	54	630	24	8	360	63.4
315	40.000	30.000	315	198	710	380	165	475	599	600	640	81	85	35	4	34	56	660	28	8	408	79.8
355	50.000	34.000	355	228	780	410	165	535	669	670	700	81	85	35	4	34	56	730	28	8	580	138
400	68.500	38.000	400	258	850	450	165	600	729	730	760	81	85	35	4	34	59	800	28	8	715	208

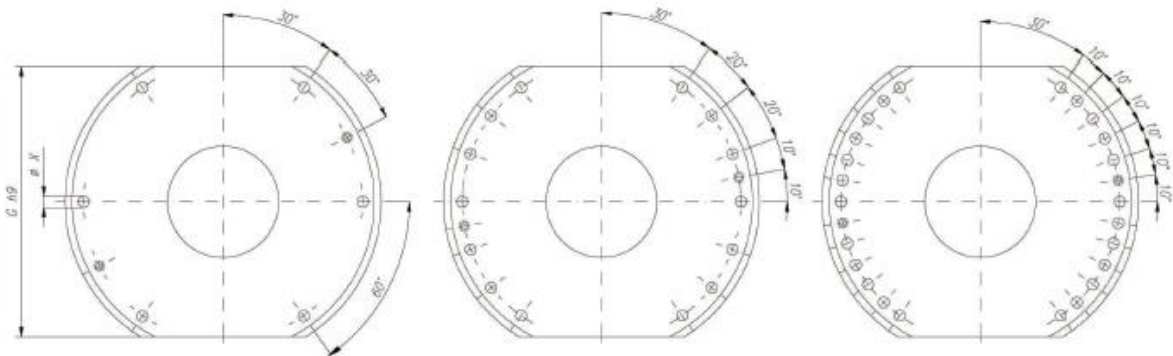
- Marca : ART ²¹
- Modelo : ART 280

²⁰Tabla N°2 SPM03. Pág. 038

²¹ Catálogo Miguel Abad. Acoplamientos ART – ART Plus. Pág. 61.

- Tamaño: 280
- Par torsor: $18000 \text{ daNm} > 15916.67 \text{ daNm}$, verifica al momento de giro máximo.
- $F_{adm} = 15000 \text{ kg} > 10000 \text{ Kg} + 509 \text{ kg}$ ($\frac{1}{2}$ peso tambor), verifica la carga radial admisible.
- Peso: 305 Kg

Disposición agujeros de la brida

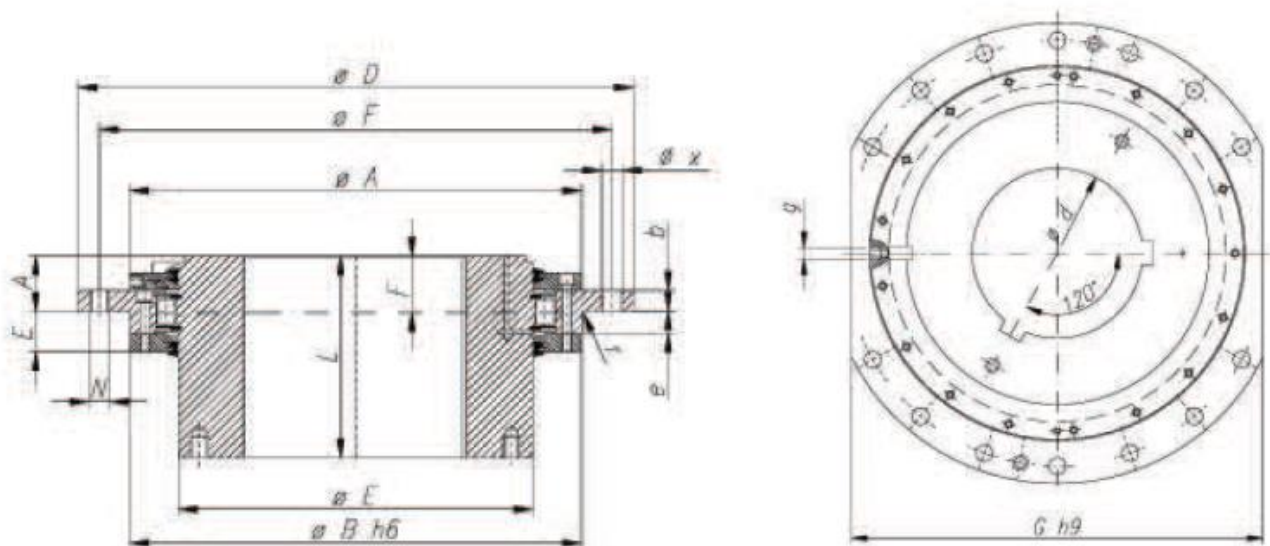


Tipo 65 - 205

Tipo 230 - 280

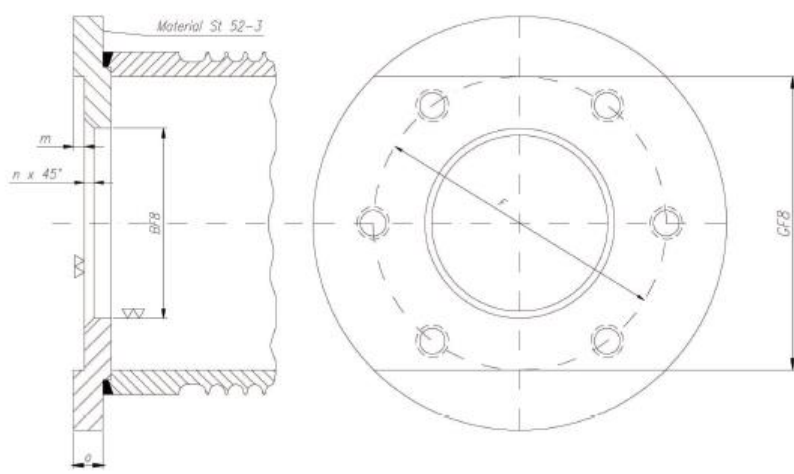
Tipo 300 - 400

Dimensiones



ART	D	F	G F8	o Min.	X	N rosca	B F8	nx45	m Min.
65	250	220	220	25	15	M12	160	3	10
75	280	250	250				180		
85	320	280	280				200		
95	340	300	300				220		
105	360	320	320		19	M16	240		
120	380	340	340				260		
135	400	360	360				280		
145	420	380	380				310		
175	450	400	400	30		340			
205	550	500	500			420			
230	580	530	530	40	24	M20	450		20
280	650	600	580	50			530		
300	680	630	600	60	28	M24	560	5	25
315	710	660	640				600		
355	780	730	700				670		
400	850	800	760				730		35

22



Momento flector teóricos máximo vs real

$$M_{ft} = F_{m\acute{a}x} \times d(\text{al centro del eje})$$

$$M_{ft} = (18854kg) \times \frac{0,350m}{2} = 3299,45kgm$$

$$M_{fr} = F \left(\text{carga} + \frac{1}{2} \text{peso tambor} \right) \times d(\text{al centro de apoyo del barrilete})$$

²² Catálogo Miguel Abad. Acoplamientos. ART – ART Plus. Pág 62

$$M_{ft} = \left(10000kg + \frac{1060}{2}kg\right) \times 0,238m = 2506,14kgm$$

$$3299,45kgm > 2506,14kgm$$

$$M_{ft} > M_{fr}$$

Por lo tanto, la posición del barrilete adoptada verifica la flexión simple en el eje.

Acoplamiento motor –Reductor elevación

Adoptamos un acoplamiento de engranajes, doble compensador, fabricado en acero 4140 bonificado y nitrurado a 45-50 Hrc.

Torque motor: 29,57 Kgm=290 Nm

- Marca: TECNON
- Modelo: TADF/B
- Tamaño: 101
- Torque: 1140 Nm
- Hp/100 rpm: 16
- Diámetro máx. del eje : 44 mm
- Peso : 3,7 Kg

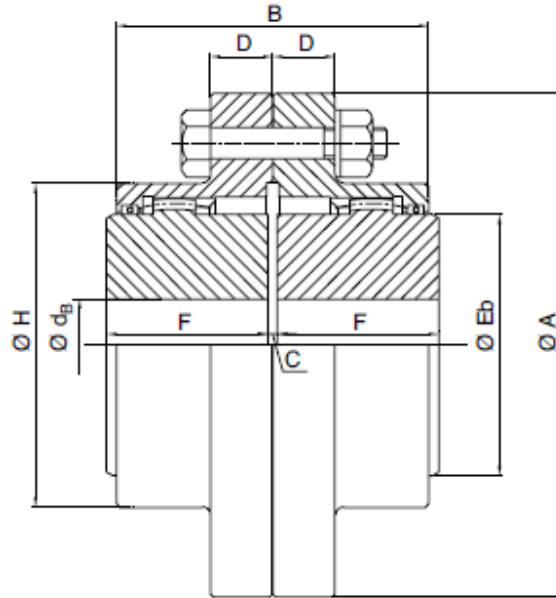
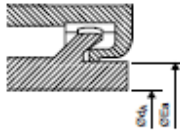
Tamaño Tamaño Size	Torque Nm	HP/ 100 rpm	rpm max	ø dB max	ø dA max	A	B	D	F	H	Eb	Ea	C gap	Peso Weight Kg
101	1140	16	8000	44	37	115.9	72.0	14.0	41	76.0	58	48	3.0	3.7
101¼	1756	25	7250	47	43	130.0	83.0	16.0	43	83.0	64	55	3.0	5.2
101½	2348	34	6500	60	54	152.4	95.0	19.0	49	98.0	79	69	3.0	8.5
102	4269	61	5600	73	71	177.8	120.0	19.0	62	124.5	100	92	3.0	13.3
102½	7470	107	5000	92	84	212.8	148.0	22.0	77	149.0	122	109	5.0	25.0
103	12094	172	4400	105	95	239.7	178.0	22.0	91	174.0	140	123	5.0	37.0
103½	18496	264	3900	123	105	279.4	206.0	27.0	106	200.0	162	140	6.0	59.0
104	30590	436	3600	146	120	317.5	234.0	27.0	120	234.0	192	168	6.0	86.0
104½	41971	598	3200	171	135	346.1	262.0	27.0	135	263.0	214	182	8.0	121.0
105	56560	806	2900	183	160	388.9	298.0	38.0	153	293.0	239	210	8.0	171.0
105½	73985	1054	2650	205	175	425.5	316.0	38.0	168	325.0	267	235	8.0	239.0
106	90345	1287	2450	230	190	457.2	338.0	25.0	188	356.0	295	250	8.0	267.0
107	135160	1926	2150	270	---	527.0	396.0	28.5	221	406.0	342	---	10.0	465.0

23

²³ Catálogo TECNOGROUP. Pág. 25

TADF/B

TADF/A
 Vedação por câmara redentora
 Cierre laberíntico
 Labyrinth Seal



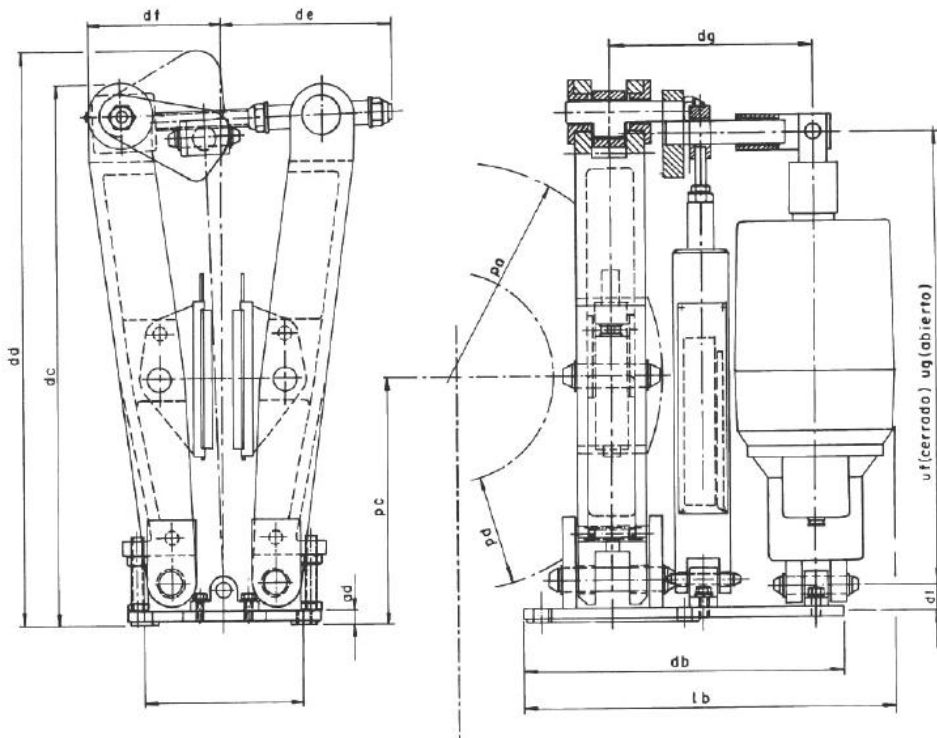
Freno de elevación:

Siendo el par motor máximo del motor: $C_p = 290 \text{ Nm}$

Seleccionamos dos frenos electrohidráulicos a disco modelo FPT-1 255 (160 a 390 Nm).

PINZA	TURBEL	PESO	POTENCIA	REACCION en el EJE	PAR DE FRENADO (Nm) EN FUNCIÓN DEL DIAMETRO DEL DISCO Regulable desde 50 - 100 %									
		Kg	VA	N	∅ 200	∅ 240	∅ 280	∅ 315	∅ 355	∅ 400	∅ 455	∅ 500	∅ 550	∅ 630
FPT-1	255	28	160	2250	160	210	250	290	340	390				
FPT-2	356	56	160	3600				410	490	580	650	760	850	1000
FPT-2	506	65	240	5000				580	680	810	910	1060	1180	1400
					∅ 445	∅ 500	∅ 550	∅ 630	∅ 710	∅ 800	∅ 900	∅ 1000	∅ 1100	∅ 1250
FPT-3	806	129	270	9900	1680	1930	2180	2550	2950	3400				
FPT-3	1306	140	575	14500	2450	2950	3200	3750	4350	4950				
FPT-3	2006	150	725	23500	3900	4500	5100	6050	6950	8000				
FPT-4	2006	220	725	24500				6100	7100	8200	9450	10600	11900	13700
FPT-4	3006	220	875	35000				8750	10100	11700	13500	15200	17000	19600

24



25

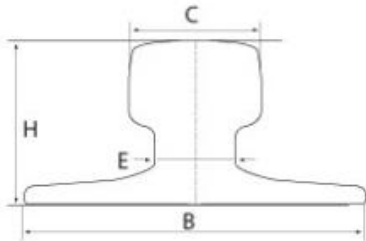
²⁴ Catálogo Miguel Abad. Sistema de freno electrohidráulico. Pág. 86

²⁵ Medidas en catálogo Miguel Abad. Sistema de freno electrohidráulico. Pág. 87

Carro: rieles, ruedas, motorreductores, frenos

Rieles para grúas DIN 536

Riel de Grúa - Norma alemana



Tipo de Rail	Normas	Dimensiones mm				Sección S cm ²	Masa M kg/m
		H	B	C	E		
A45	DIN 536 P1:1991	55,00	125,00	45,00	24,00	28,20	22,10
A55	DIN 536 P1:1991	65,00	150,00	55,00	31,00	40,50	31,80
A65	DIN 536 P1:1991	75,00	175,00	65,00	38,00	54,90	43,10
A75	DIN 536 P1:1991	85,00	200,00	75,00	45,00	71,60	56,20
A100	DIN 536 P1:1991	95,00	200,00	100,00	60,00	94,70	74,30
A120	DIN 536 P1:1991	105,00	220,00	120,00	72,00	127,40	100,00
A150	DIN 536 P1:1991	150,00	220,00	150,00	80,00	191,40	150,30

26

Ruedas del carro

Las Normas DIN establecen las siguientes fórmulas para determinar el diámetro de rodadura Dn.

$$D_n = \frac{R_m}{Plím \times b \times C1 \times C2}$$

- Dn : diámetro de la rueda en banda de rodadura (mm)
- Plím : tensión límite del material utilizado (N/mm²)
- b: ancho efectivo del riel (mm)
- C1: coeficiente que depende de la clase de mecanismo
- C2: coeficiente en función de la velocidad de rotación de la rueda
- Rm: reacción media sobre la rueda (N)

$$4 \times R_m = C_{carga} + P_{tambores} + P_{cable} \times L_{cable} + P_{reductores} + P_{acoples} + P_{motores}$$

²⁶ Medidas de rieles std Europeo. Norma alemana

En cada rueda la carga será:

$$R_{\text{máx}} = \frac{40.000 + 425 \times 2 + 2,87 \times 2 \times (12 + 2 \times 8 \times 3,14 \times 0,8) + 2 \times 4.010 + 2 \times 305 + 2 \times 335}{4}$$

$$R_{\text{máx}} = 12.612,4 \text{ kg}$$

$$R_{\text{mín}} = \frac{16.000 + 425 \times 2 + 2,87 \times 2 \times (12 + 2 \times 8 \times 3,14 \times 0,8) + 2 \times 4.010 + 2 \times 305 + 2 \times 335}{4}$$

$$R_{\text{mín}} = 6.612,4 \text{ kg}$$

$$R_m = \frac{2 * R_{\text{máx}} + R_{\text{mín}}}{3}$$

$$R_m = \frac{2 * 12.612,4 \text{ kg} + 6.612,4 \text{ kg}}{3} = 10.612,4 \text{ kg}$$

Tabla 1		
Tensión de Rotura		P lím
Riel	Rueda	
N/mm ²	N/ mm ²	N/ mm ²
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,60
≥690	≥ 740	7,00

Adoptamos de la tabla Nº 1 la presión límite:

$$P_{\text{lim}} = 7 \text{ N/mm}^2$$

Tabla 2				
Riel (Símbolo)			r	L-2r
STD	NUEVO	VIEJO		
mm	mm	mm	mm	mm
DIN 536 P1	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	45
	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
	A 120	KS 101	10	100
DIN 536 P2	F 100		5	90
	F 120		5	110

Adoptamos el valor del ancho efectivo del riel, de la tabla 2, para riel tipo BURBACH A75 según DIN 536

b = 59 mm

Tabla 3			
Tiempo de Operación Diario (Horas)			C ₂
Grupo DIN	Desde %	incluido %	
M 3	0	16	1,25
M 4	16	25	1,12
M 5	25	40	1,00
M 6	40	63	0,90
M 7	63	100	0,80

Adoptamos el valor del coeficiente C₁, que depende del grupo de mecanismo DIN M8

C₁ = 0.80

Tabla 4			
Velocidad de Rotación	C ₂	Velocidad de Rotación	C ₂
200,0	0,66	28,0	1,02
160,0	0,72	25,0	1,03
125,0	0,77	22,4	1,04
112,0	0,79	20,0	1,06
100,0	0,82	18,0	1,07
90,0	0,84	16,0	1,09
80,0	0,87	14,0	1,10
71,0	0,89	12,5	1,11
63,0	0,91	11,2	1,12
56,0	0,92	10,0	1,13
50,0	0,94	8,0	1,14
45,0	0,96	6,3	1,15
40,0	0,97	5,6	1,16
35,5	0,99	5,0	1,17
31,5	1,00		

Por no ser dato la velocidad de giro de la rueda adoptamos 20 RPM, por lo tanto, C₂=1.06

$$D_n = \frac{10612,4\text{kg} \times 9,806}{7 \times 59 \times 0,8 \times 1,06} = 296 \text{ mm}$$

Para la velocidad de desplazamiento del carro de V_c : 20m/min y el D_n calculado, estimamos ahora una velocidad de rotación.

Adoptamos una rueda $D_r=315$ mm según norma DIN

$$\omega = \frac{V_{\text{traslacion}}}{\pi \times D_r} = \frac{20 \text{ m/min}}{\pi \times 0,315 \text{ m}}$$
$$\omega = 20,21 \text{ rpm}$$

Adoptamos $\omega = 20$ RPM

Recalculamos C_2 .

$C_2 = 1,06$

Recalculamos el D_n con los siguientes datos:

- $R_m = 12612,4$ kg
- $b = 59$ mm
- $C_1 = 0,8$
- $C_2 = 1,06$
- $P_{\text{lim}} = 7$ N/mm²

$$D_n \text{ efectivo} = \frac{12612,4 \text{ Kg} \times 9,806}{7 \times 59 \times 0,8 \times 1.06} = 296 \text{ mm}$$

Por lo tanto verifica la rueda adoptada.

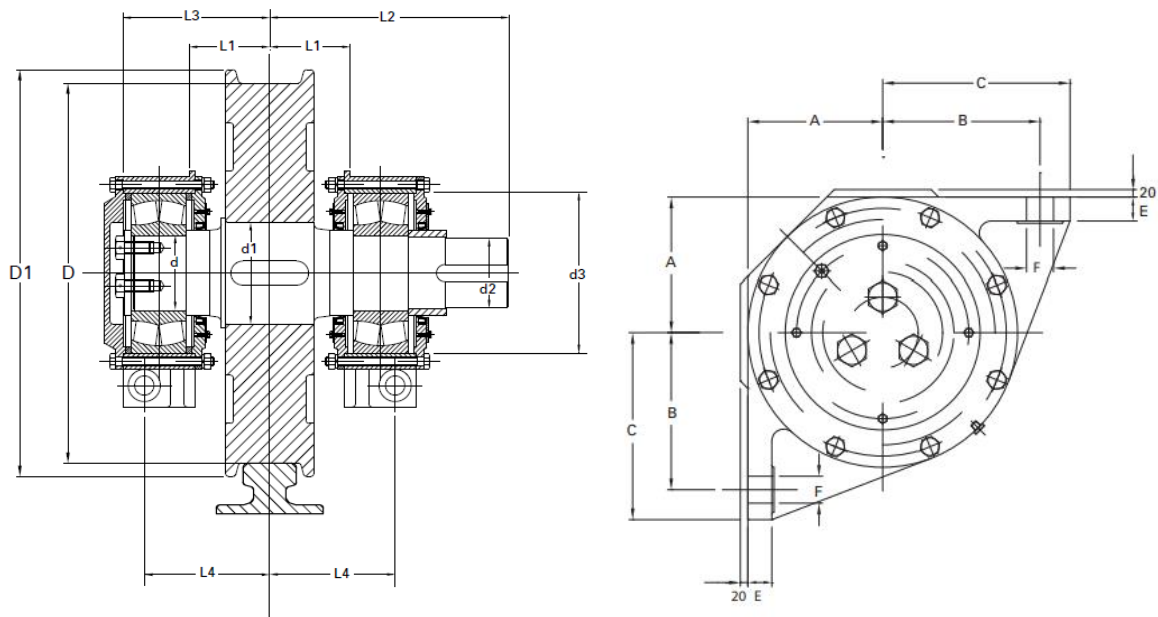
Seleccionamos una rueda $D=315$ mm con cajera según norma DIN

- Serie Nº = MA1 315
- $D_r = 315$ mm
- Rodamiento: 22314 CW33
- Peso: 55kg

Materiales:

- Rueda 42CrMo4v / 50CrMo4V
- Eje: 42CrMo4V
- Cajera: ASTM A27 60/30

Nº SERIE	D (mm) h11	RIEL	RODAMIENTO	CARGA ADM (N)	D1 (mm)	d (mm) k6	d1 (mm) k6	d2 (mm) k6	d3 (mm) k6
MA1 250	250	A45	22312CW33	80.000	300	60	100	55	130
MA1 315	315	A55	22314CW33	150.000	365	70	110	65	150
MA1 400	400	A75	22318CW33	180.000	450	90	130	85	190
MA1 500 S	500	A75	22320CW33	250.000	550	100	140	90	215
MA1 500 H	500	A100	22324CW33	300.000	550	120	170	90	260
MA1 630 S	630	A75	22322CW33	280.000	680	110	150	95	240
MA1 630 H	630	A100	22326CW33	400.000	680	130	180	110	280
MA1 710 S	710	A100	22328CW33	500.000	760	140	190	130	300
MA1 710 H	710	A120	22330CW33	590.000	760	150	200	140	320
MA1 800	800	A120	22332CW33	680.000	850	160	210	150	340



Observación: La rueda a comprar es la MA1 315 del catálogo de Miguel Abad que sugiere un riel de la norma: DIN 536 Serie: A55, con banda de rodadura especial para riel de la norma DIN 536 Serie: A75.

Nº SERIE	A (mm)	B (mm)	C (mm)	E (mm)	F (mm)	L1 (mm)	L2 (mm)	L3 (mm)	L4 (mm)
MA1 250	85	110	135	20	22	90	300	155	130
MA1 315	95	120	145	22	25	100	380	170	140
MA1 400	125	150	185	25	28	115	400	205	170
MA1 500 S	135	160	195	30	33	120	450	212	117
MA1 500 H	160	185	220	30	33	150	450	254	219
MA1 630 S	150	175	210	30	33	120	390	224	189
MA1 630 H	170	200	240	30	33	150	530	264	224
MA1 710 S	180	210	250	30	33	150	445	274	234
MA1 710 H	190	220	260	30	33	150	500	282	242
MA1 800	200	230	270	30	33	150	550	290	250

Motorreductores de traslación del carro

Potencia necesaria

Potencia de régimen (vel=cte)

$$N_r = \frac{(Q + P_c) \times w \times V_c}{75 \times \eta}$$

- w = resistencia a la rodadura para ruedas montadas sobre rodamientos en kg/Tn de reacción=7,0Kg/Tn
- Vc = velocidad del carro = 20 m/min = 0,33 m/seg
- η = rendimiento mecánico = 0,9
- Pc=Peso del carro=10,449 Tn

$$N_r = \frac{(40 \text{ tn} + 10,449 \text{ tn}) \times 7 \frac{\text{kg}}{\text{tn}} \times 0,333 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{75 \times 0,9} = 1,74 \text{ CV}$$

Potencia necesaria de aceleración:

$$N_a = \frac{(Q + P_c) \times V_c^2}{g \times t_a \times 75 \times \eta} \times \beta$$

- Na: potencia necesaria de aceleración
- g: aceleración de la gravedad
- ta = tiempo de arranque (s/ tabla Nº 69, pág. 059 SPM-03) = (Aproximado)2 seg
- β = coeficiente que tiene en cuenta las masas en rotación, según SPM-03, pág. 059 = 1,2

²⁷ Según tabla 41, pág. 041 SPM-03:

$$N_a = \frac{(40.000 \text{ kg} + 10.449 \text{ kg}) \times (0,333 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{9,806 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 2 \text{ s} \times 75 \times 0,9} \times 1,2 = 5,07 \text{ CV}$$

Potencia nominal necesaria:

$$N_{\text{nom}} = \frac{N_r + N_a}{1,7} = \frac{1,74 + 5,07}{1,7} = 4 \text{ CV} = 2,98 \text{ kW}$$

El N° de vueltas que deberá girar la rueda será:

$$n_{\text{rueda}} = \frac{V_c}{\pi \cdot D_r} = \frac{20}{\pi \times 0,315} = 20,21 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{motor}} = 1480 \text{ rpm}$$

Puesto que utilizaremos dos ruedas motrices, con un reductor acoplado a cada una de ellas, la energía requerida para la translación estará repartida entre dos unidades separadas.

Relación teórica

$$i \text{ teórica} = \text{relación de transmisión requerida} = \frac{n \text{ entrada}}{n \text{ salida}} = \frac{1480}{20,21} = 73,23$$

Determinamos el factor de servicio para esta aplicación (grupo I) SF=1.30

Potencia equivalente

N_{nm} = potencia nominal del motor

$$N_e = N_{nm} * S_f = \frac{2,98}{2} \text{ kw} \times 1,30 = 1,95 \text{ Kw}$$

Calculo del momento torsor:

$$M = 9,55 \frac{N_e}{n \text{ salida}} = 9,55 \times \frac{1950 \text{ w}}{20,21 \text{ RPM}} = 921,44 \text{ Nm}$$

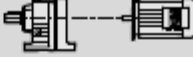
Requerimientos

- n motor = 1480 RPM
- n salida reductor = 20,21 RPM
- N motor = 1,95 kw
- Momento torsor = 921,44 Nm
- Relación de trasmisión (i) = 73,23

Selección de motorreductor

Como no hay un motorreductor que cumpla con nuestros requisitos, adoptamos uno de mayor potencia con el fin de, por medio de un variador poder conseguir la velocidad de salida del reductor y en consecuencia la

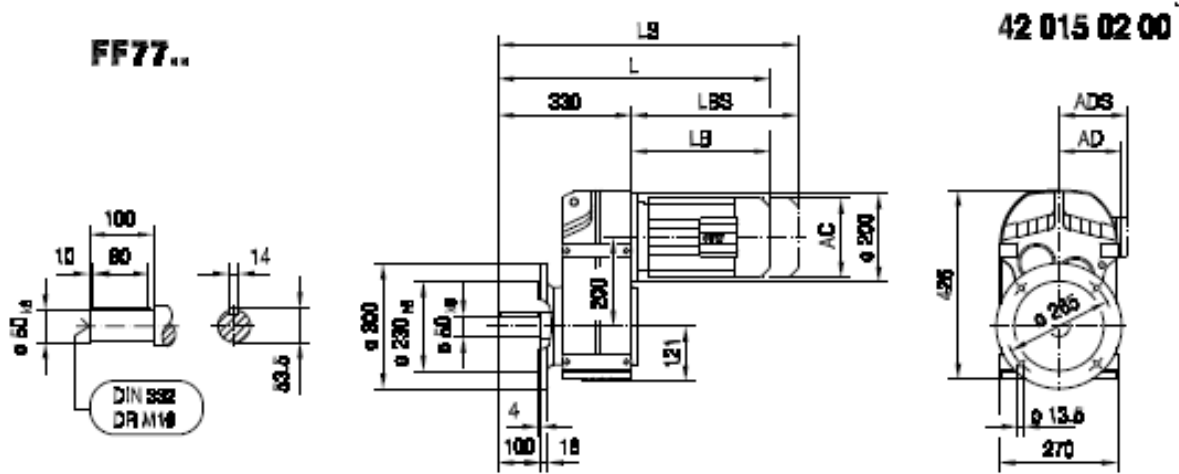
velocidad de traslación necesaria. Tenemos en claro que al reducir la velocidad del motor, disminuirá su potencia efectiva, pero al estar sobredimensionados no nos perjudica.

P_m [kW]	n_a [1/min]	M_a [Nm]	i	$F_{Ra}^{(1)}$ [N]	SEW f_B		m [kg]	ℓ [mm]	
2.2	2.8	7640	254.40*	49900	1.00	FA 107	DV 132S8	270	279
	3.2	6460	215.37	52900	1.20	FAF 107	DV 132S8	290	278
	3.5	5980	199.31	54100	1.30	F 107	DV 132S8	285	277
	3.9	5360	178.64	55500	1.45	FF 107	DV 132S8	315	278
	3.7	5690	254.40*	54900	1.35	FA 107	DV 112M6	265	279
	4.4	4810	215.37	56700	1.60	FAF 107	DV 112M6	285	278
	4.7	4450	199.31	57500	1.70	F 107	DV 112M6	280	277
	5.3	3990	178.64	58400	1.90	FF 107	DV 112M6	305	278
	5.5	3790	254.40*	58900	2.0	FA 107	DV 100M4	255	279
	6.5	3210	215.37	60000	2.4	FAF 107	DV 100M4	275	278
	7.1	2970	199.31	60400	2.6	F 107	DV 100M4	270	277
	7.9	2660	178.64	61000	2.9	FF 107	DV 100M4	300	278
	4.2	5000	223.88	12400	0.85	FA 97	DV 112M6	190	274
	5.0	4240	189.92	30100	1.00	FAF 97	DV 112M6	210	273
	5.4	3910	174.87	31000	1.10	F 97	DV 112M6	195	272
	6.0	3490	156.30	32100	1.25	FF 97	DV 112M6	230	273
	5.1	4120	276.77	30400	1.05				
	5.6	3780	253.41	31400	1.15				
	6.3	3340	223.88	32500	1.30	FA 97	DV 100M4	180	274
	7.4	2830	189.92	33700	1.50	FAF 97	DV 100M4	200	273
	8.1	2610	174.87	34200	1.65	F 97	DV 100M4	185	272
	9.0	2330	156.30	34800	1.85	FF 97	DV 100M4	220	273
	10	2100	140.71	35200	2.1				
	11	1900	127.42	35600	2.3				
	7.2	2940	197.20	22000	1.00	FA 87	DV 100M4	115	269
	7.8	2680	179.97	24200	1.10	FAF 87	DV 100M4	125	268
	8.8	2380	159.61	25200	1.25	F 87	DV 100M4	120	267
	11	2000	134.16	26400	1.50	FF 87	DV 100M4	135	268
	11	1840	123.29	26900	1.65				
	13	1630	109.49	27500	1.85				
	14	1460	97.89	27900	2.1				
	16	1310	88.01	28300	2.3	FA 87	DV 100M4	115	269
18	1140	76.39	27800	2.6	FAF 87	DV 100M4	125	268	
21	1020	68.40	27100	2.9	F 87	DV 100M4	120	267	
25	850	56.75	25900	3.6	FF 87	DV 100M4	135	268	
28	750	50.36	25200	3.9					
31	675	45.28	24500	4.2					
12	1710	114.45	14200	0.90	FA 77	DV 100M4	74	264	
13	1620	108.46*	14900	0.95	FAF 77	DV 100M4	81	263	
15	1410	94.93	16300	1.05	F 77	DV 100M4	78	262	
16	1270	85.52	17100	1.20	FF 77	DV 100M4	89	263	
19	1120	75.02	17800	1.35					
21	990	66.46	18300	1.50	FA 77	DV 100M4	74	264	
24	870	58.32	18800	1.75	FAF 77	DV 100M4	81	263	
26	820	55.27	18900	1.80	F 77	DV 100M4	78	262	
29	720	48.37	19200	2.1	FF 77	DV 100M4	89	263	
32	650	43.58	19400	2.3					

28

- n motor = 1450 rpm
- n salida reductor = 19 rpm
- N motor = 2,2 kW
- Momento torsor = 1120 Nm
- Relación de transmisión (i) = 75,02

²⁸ Catálogo de SEW SERIE F Pág. 212



(→ □) 14	DR63..	DT71D	DT80..	DT90..	DV100M	DV100L	DV112M	DV132S	DV132M	DV132ML	DV160M
AC	132	145	145	197	197	197	221	221	275	275	275
AD	105	122	122	154	166	166	179	179	230	230	230
ADS	105	127	127	161	166	166	182	182	230	230	230
L	509	523	573	591	641	671	675	720	742	802	802
LS	564	587	637	676	726	756	755	800	854	914	914
LB	179	193	243	261	311	341	345	390	412	472	472
LBS	234	257	307	346	396	426	425	470	524	584	584

29

- L = Total length of gearmotor
- LS = Total length of gearmotor including brake
- LB = Length of motor
- LBS = Length of brakemotor
- AC = Diameter of motor
- AD = Center of motor shaft to top part of terminal box
- ADS = Center of brakemotor shaft to top part of terminal box

Seleccionamos 2 moto reductores SEW con la siguiente nomenclatura: **FA77 DV100M4**

Con un peso total de 74 kg cada uno.

²⁹ Catálogo de SEW SERIE F Pág. 263

Variador de frecuencia del motorreductor del carro

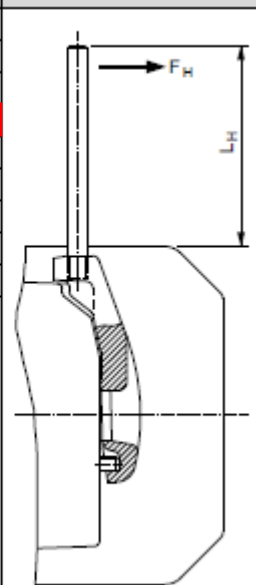
Tensión del Motor 380Vca / 460Vca

Alimentación	Modelo	Normal Duty (ND)	IEC		NEMA	Heavy Duty (HD)	IEC		NEMA	
			50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V		50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V	
		A	kW	HP	HP	A	kW	HP	HP	
380-480V	30	CFW700A03P6T4	3.6	1.5	2	2	3.6	1.5	2	2
		CFW700A05P0T4	5	2.2	3	3	5	2.2	3	3
		CFW700A07P0T4	7	3	4	3	5.5	2.2	3	3
		CFW700A10P0T4	10	4	7.5	5	10	4	7.5	5
		CFW700A13P5T4	13.5	5.5	10	7.5	11	4	7.5	7.5
		CFW700B17P0T4	17	7.5	12.5	10	13.5	5.5	10	7.5
		CFW700B24P0T4	24	11	15	15	19	9.2	12.5	10
		CFW700B31P0T4	31	15	20	20	25	11	15	15
		CFW700C38P0T4	38	18.5	30	25	33	15	25	20
		CFW700C45P0T4	45	22	30	30	38	18.5	30	25
		CFW700C58P5T4	58.5	30	40	40	47	22	30	30
		CFW700D70P5T4	70.5	37	50	50	61	30	50	40
		CFW700D88P0T4	88	45	75	60	73	37	60	50
		CFW700E0105T4	105	55	75	75	88	45	75	60
		CFW700E0142T4	142	75	100	100	115	55	75	75
CFW700E0180T4	180	90	150	150	142	75	100	100		
CFW700E0211T4	211	110	175	150	180	90	150	150		

Seleccionamos un variador de frecuencia de la marca WEG modelo CFW700B17P0T4 para los 2 motorreductores.

Freno del motorreductor

Brake Type	For motor size	M_{Bmax} [Nm]	Reduced braking torques M_{Bred} [Nm]							W [10 ⁸ J]	t_1 [10 ⁻³ s]	t_2		P_B [W]
			0.8	1.6	2.5	4	6	1.2	20 ¹⁾			35 ¹⁾		
BMG02	DT56	1.2	0.8							15	28	10	100	25
BR03	DR63	3.2	2.4	1.6	0.8					200	25	3	30	26
BMG05	DT71 DT80	5.0	4	2.5	1.6	1.2				120	30 20 ¹⁾	5	35	32
BMG1	DT80	10	7.5	6						120	50 20 ¹⁾	8	40	36
BMG2	DT90 DV100	20	16	10	6.6	5				260	70 30 ¹⁾	12	80	40
BMG4	DV100	40	30	24						260	130 35 ¹⁾	15	80	50
BMG8	DV112M	55	45	37	30	19	12.6	9.5		600	30	12	60	70
	DV132S	75	55	45	37	30	19	12.6	9.5	600	35	10	50	70
BM15	DV132M	100	75	50	35	25				1000	40	14	70	95
	DV132ML DV160M	150	125	100	75	50	35	25		1000	50	12	50	95
BM30	DV160L	200	150	125	100	75	50			1500	55	18	90	120
	DV180ML	300	250	200	150	125	100	75	50	1500	60	16	80	120
BM31	DV200/225	300	250	200	150	125	100	75	50	1500	60	16	80	120
BM32 ²⁾	DV180ML	300	250	200	150	100				1500	55	18	90	120
BM62 ²⁾	DV200/225	600	500	400	300	250	200	150	100	1500	60	16	80	120
BMG61	DV250/280	600	500	400	300	200				2500	90	25	120	195
BMG122 ²⁾	DV250/280	1200	1000	800	600	400				2500	90	25	120	195

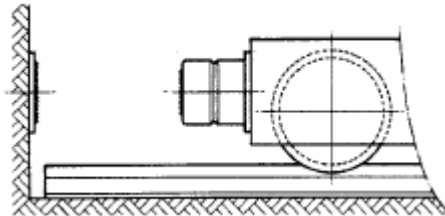
Brake type	Actuation force F_H [N]	Lever length L_H [mm]	
BR03	20	31	
BMG05	20	86	
BMG1	40	86	
BMG2	70	83.5	
BMG4	140	83.5	
BMG8	170	133.5	
BM15	280	187.5	
BM30, BM32	500	274.5	
BM31, BM62	500	243	
BMG61, BMG122	500	355	

Brake		BMG05		BMG1		BMG2		BMG4	
For motor size		71-80		80		90-100		100	
$M_B \text{ max [Nm]}$		5.0		10		20		40	
$P_B \text{ [W]}$		32		36		40		50	
Inrush current ratio I_B/I_H		4		4		4		4	
Rated voltage U_N									
V_{AC}	V_{DC}	$I_H \text{ [A}_{AC}]$	$I_G \text{ [A}_{DC}]$	$I_H \text{ [A}_{AC}]$	$I_G \text{ [A}_{DC}]$	$I_H \text{ [A}_{AC}]$	$I_G \text{ [A}_{DC}]$	$I_H \text{ [A}_{AC}]$	$I_G \text{ [A}_{DC}]$
	24	-	1.38	-	1.54	-	1.77	-	2.20
24	(23-25)	10	2.0	3.3	2.3	3.7	-	-	-
42	(40-46)	18	1.18	1.74	1.26	1.94	1.43	2.25	1.87
48	(47-52)	20	1.05	1.55	1.13	1.73	1.28	2.00	1.67
56	(53-58)	24	0.94	1.38	1.00	1.54	1.14	1.77	1.49
110	(105-116)	48	0.47	0.69	0.50	0.77	0.57	0.90	0.75
125	(117-131)	52	0.42	0.62	0.45	0.69	0.51	0.80	0.66
139	(132-147)	60	0.37	0.55	0.40	0.61	0.45	0.70	0.59
175	(165-185)	72	0.30	0.44	0.32	0.49	0.36	0.56	0.47
200	(186-207)	80	0.265	0.39	0.28	0.43	0.32	0.50	0.42
230	(208-233)	96	0.235	0.35	0.25	0.39	0.285	0.44	0.375
240	(234-261)	110	0.21	0.31	0.225	0.35	0.255	0.40	0.335
290	(262-293)	117	0.187	0.28	0.20	0.31	0.23	0.35	0.30
318	(294-329)	125	0.166	0.25	0.178	0.27	0.20	0.31	0.265
346	(330-369)	147	0.148	0.22	0.159	0.24	0.18	0.28	0.235
400	(370-414)	167	0.132	0.20	0.142	0.22	0.161	0.25	0.21
440	(415-464)	185	0.118	0.17	0.126	0.19	0.143	0.22	0.187
500	(465-522)	208	0.105	0.15	0.113	0.17	0.128	0.20	0.167
575	(523-585)	233	0.094	0.14	0.10	0.15	0.114	0.17	0.149

30

Seleccionamos **FRENO BMG2**.

Selección de los paragolpes del carro [bumpers]



Método de selección según Galvi (fabricante de bumpers) y tomando en cuenta la norma CMAA 70 - 4.14³¹

Utilizaremos un método gráfico, considerando los siguientes datos:

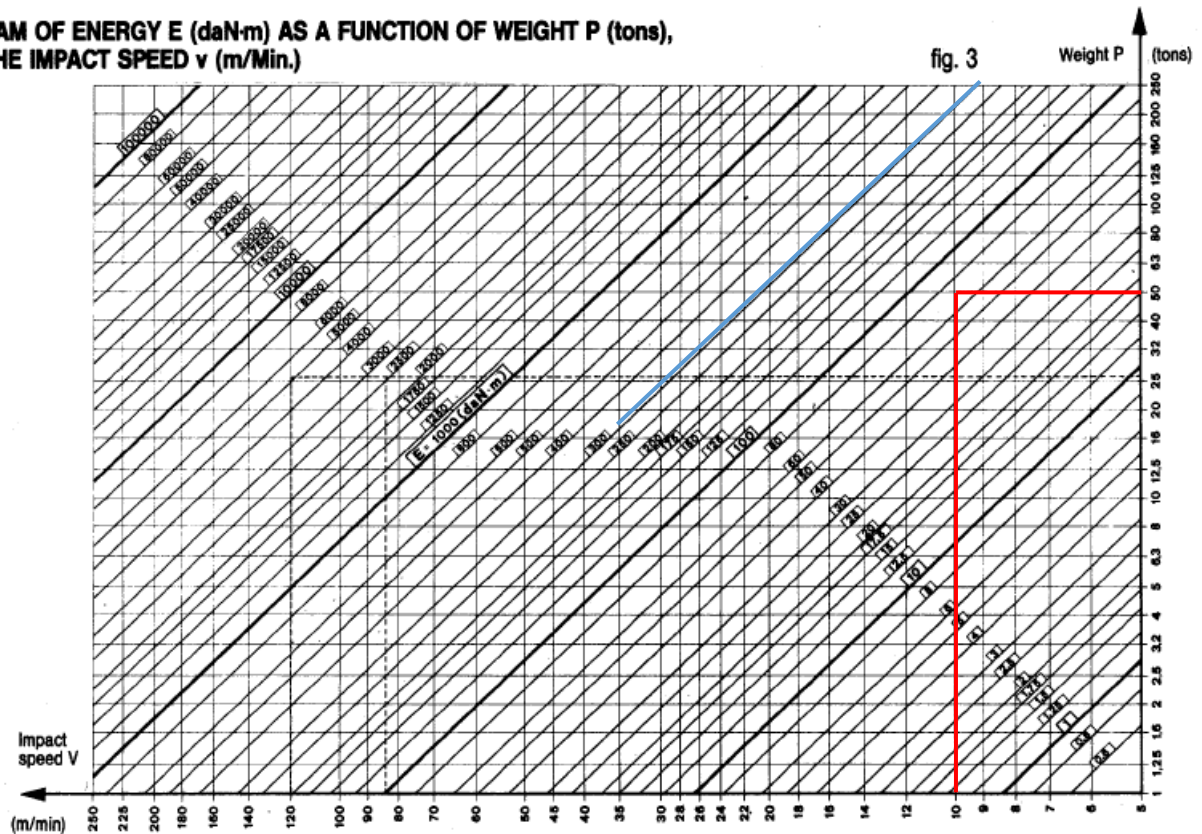
- Velocidad del carro: 10m/min
- Peso total: +/- 50,449tn

Entramos al siguiente gráfico y determinamos la Energía inducida en los soportes:

³⁰ CATALOGO SEW. PAG 552

³¹ En 4.14.2.2 CMAA 70 nos permite considerar el 50% de la velocidad del carro para selección de paragolpes.

DIAGRAM OF ENERGY E (daNm) AS A FUNCTION OF WEIGHT P (tons), AND THE IMPACT SPEED v (m/Min.)



32

También se puede realizar un cálculo aproximado con la siguiente ecuación:

$$E = \frac{P \times v^2}{72} = 70,07 \text{ daNm}$$

De la intersección de las dos líneas y de la ecuación utilizada consideramos una energía necesaria:

$$E = 80 \text{ daNm}$$

Por lo que por medio del siguiente grafico determinamos la medida del paragolpes necesario teniendo en cuenta una absorción de la energía de mismo mayor al 40% (según Norma CMAA 70 4.14.2)

Para nuestro caso consideramos una capacidad de absorción del 50%.

Una velocidad de carro cuasi estática a causa de la escala del gráfico.

Teniendo por consiguiente el siguiente resultado:

³² GALVI buffers catalogue pág. 1

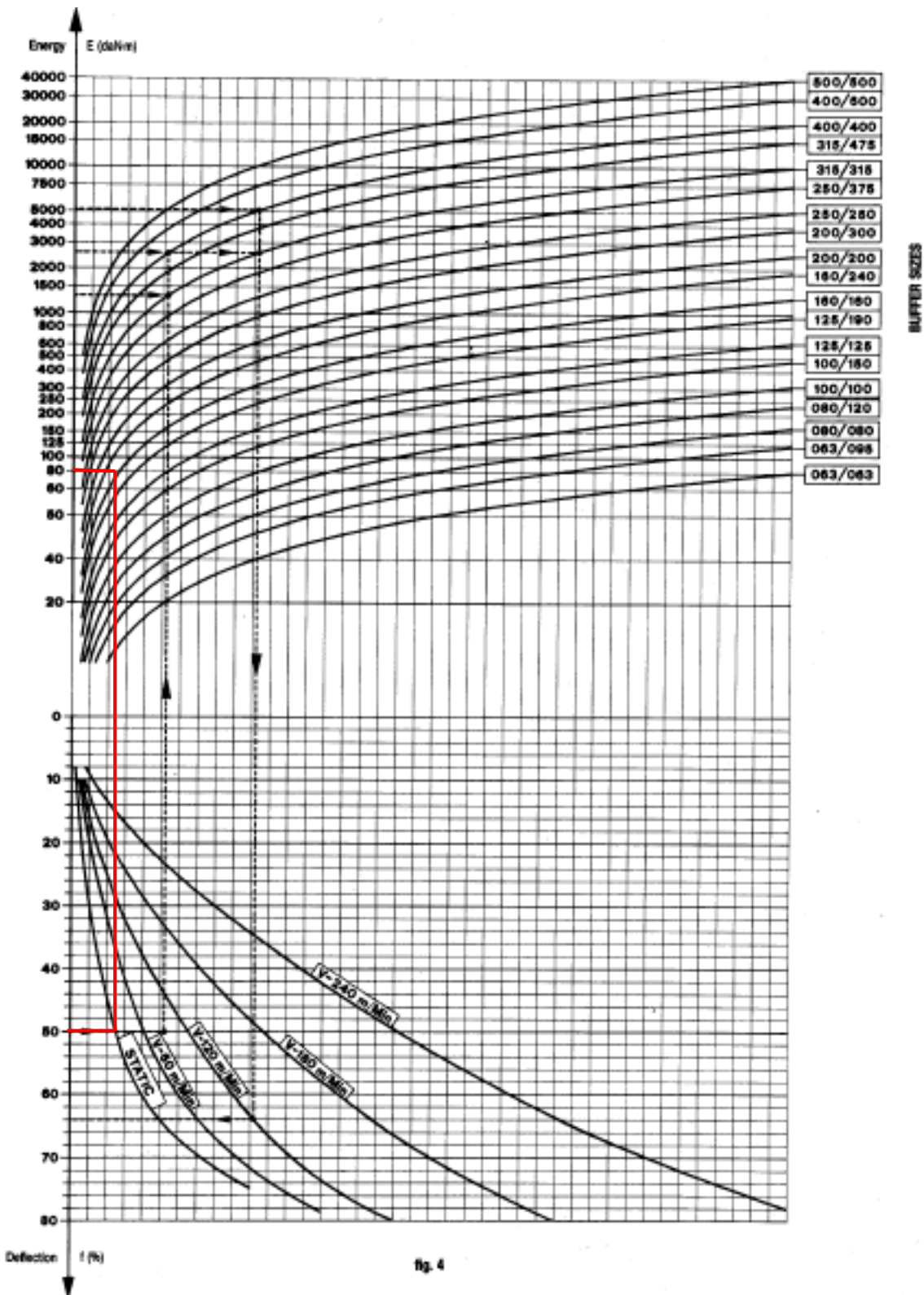
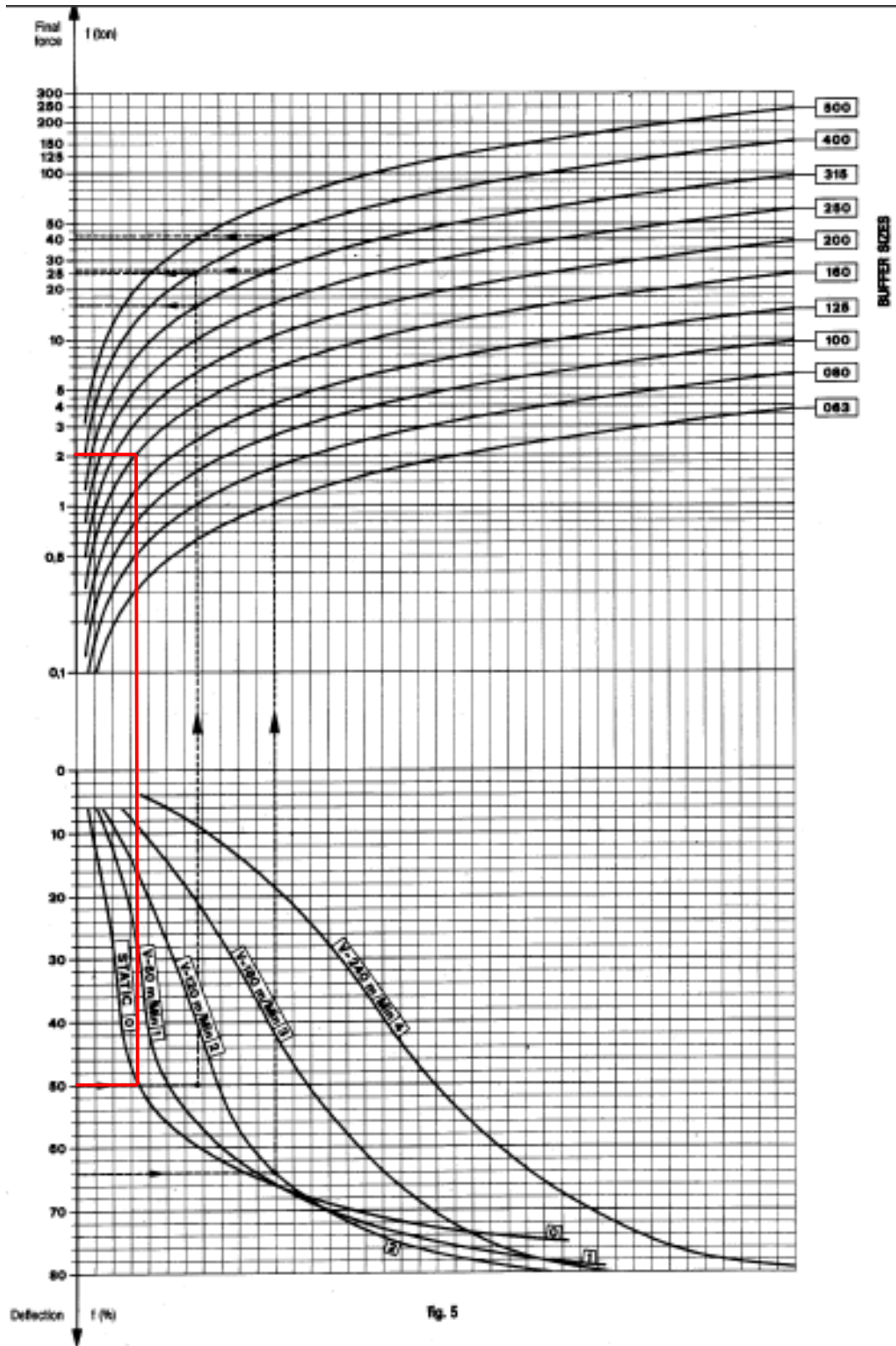
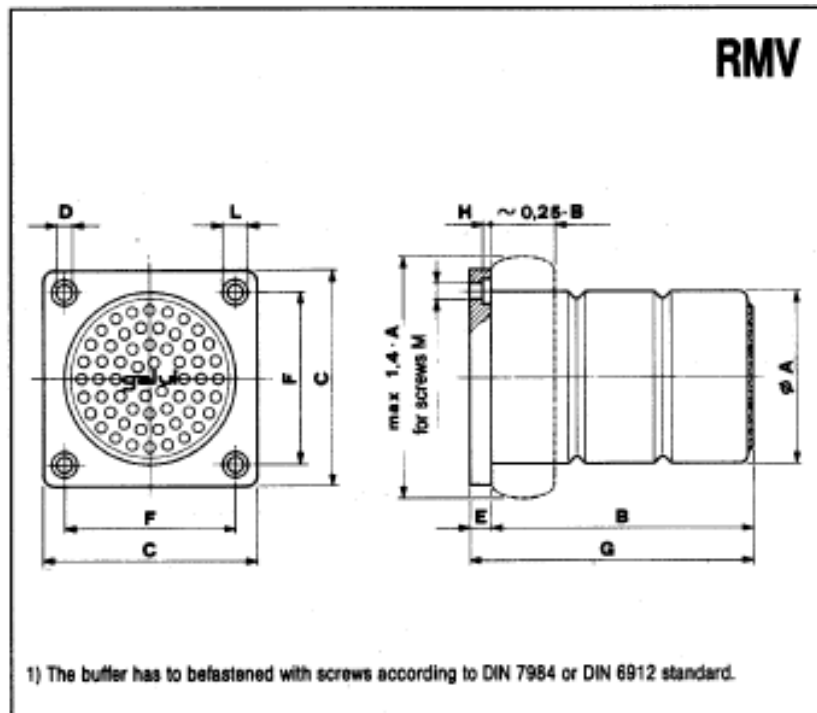


fig. 4

Adoptamos 4 paragolpes GALVI RMV 160/160.

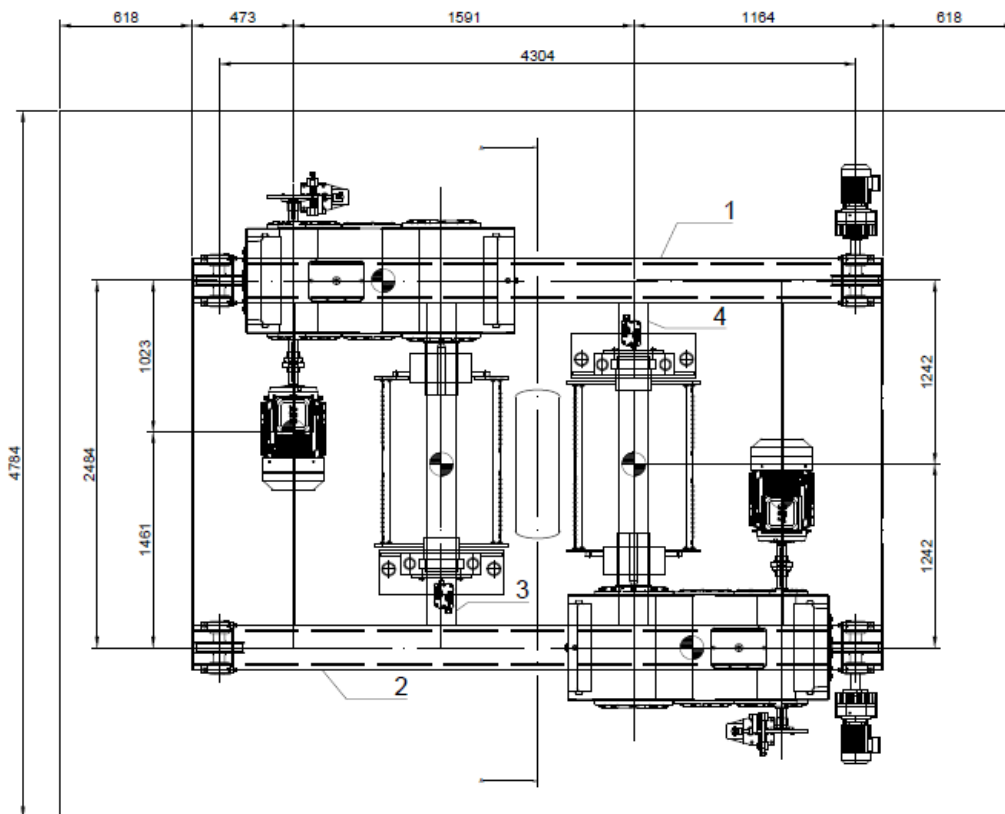




Type	φ A	B	C	D	E	F	G	H	L	M ⁽¹⁾	Weight (kg)
RMV.063.063	63	63	80	9	8	63	71	—	—	M8	0,230
RMV.063.095	63	95	80	9	8	63	103	—	—	M8	0,275
RMV.080.080	80	80	100	11	10	80	90	—	—	M10	0,440
RMV.080.120	80	120	100	11	10	80	130	—	—	M10	0,545
RMV.100.100	100	100	125	11	10	100	110	—	—	M10	0,750
RMV.100.150	100	150	125	11	10	100	160	—	—	M10	0,950
RMV.125.125	125	125	160	14	12	125	137	5	20	M12	1,535
RMV.125.190	125	190	160	14	12	125	202	5	20	M12	1,850
RMV.160.160	160	160	200	14	12	160	172	5	20	M12	2,950
RMV.160.240	160	240	200	14	12	160	252	5	20	M12	3,820
RMV.200.200	200	200	250	18	15	200	215	6	26	M16	5,600
RMV.200.300	200	300	250	18	15	200	315	6	26	M16	7,250
RMV.250.250	250	250	315	18	15	250	265	6	26	M16	10,000
RMV.250.375	250	375	315	18	15	250	390	6	26	M16	13,150
RMV.315.315	315	315	400	18	15	315	330	6	26	M16	18,200
RMV.315.475	315	475	400	18	15	315	490	6	26	M16	24,550
RMV.400.400	400	400	500	22	20	400	420	7	33	M20	39,000
RMV.400.600	400	600	500	22	20	400	620	7	33	M20	52,280
RMV.500.500	500	500	630	26	20	500	520	8	39	M24	76,300

Cálculo y análisis del bastidor del carro

Pre dimensionamiento y disposición de elementos



Para la disposición de los componentes en este carro se buscó una configuración simétrica para repartir las cargas sobre la estructura del carro de la forma más equitativa posible y con esto optimizar los espacios y el material requerido para la estructura. De esta manera nos termina quedando:

- 2 largueros principales tipo cajón soldado
- 2 travesaños tipo cajón soldado
- 4 travesaños de chapa única

Dimensionamiento de vigas

Análisis de cargas, cálculo de módulos resistentes y verificación de tensión adm.

<i>ELEMENTOS</i>	<i>PESO TOTAL (KG)</i>
CABLE	300
REDUCTOR (c/u)	4010
TAMBORES (incluyendo flancos y acoplamiento) (X2)	2185
MOTORES DE ELEVACION (incluyendo soporte y acople)	670
SISTEMA DE FRENOS (incluyendo soporte y acople)	78
PIE SOPORTE EJE TAMBOR (X2)	100
MOTORREDUCTORES DE TRASLACION (X2)	148
RUEDAS DEL CARRO (X4)	220
CARGA A ELEVAR (chatarra + pulpo)	40000
TOTAL	51721

Otros detalles

- Utilizaremos chapa rigidizadora del mismo espesor del alma de las vigas I, II, III, IV.
- Realizaremos nervios sobre placa de apoyo del motor para asegurar que no haya desalineación entre el centro baricéntrico del motor y el eje de la chapa. Se mostrarán luego en detalles de planos.
- Se utilizará chapa 3/8" A36 para los travesaños restantes y demás accesorios estructurales.

CÁLCULO VIGA LATERAL I & II

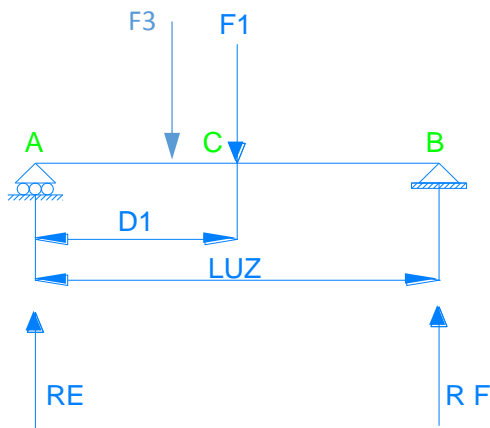
Se calcula ambas vigas por ser simétricas

T fluencia ACERO A36 (Mpa)	250
----------------------------	-----

	F1	F3
kg'	20150	5527
D (cm)	215,2	110,8

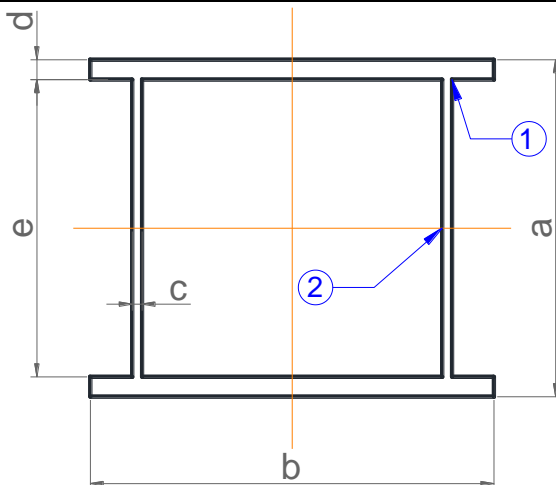
RE (kg')	RF (kg')	Luz (cm)
14179	11498	430,4

Q máx (kg')	MF máx (kg'cm)	W (cm ³)	σ (kg'/cm ²)
14179	2474336	1845,42	1340,80



Flecha máxima	0,432	cm
Flecha admisible	1,435	cm
VERIFICA		

a (cm)	b (cm)	c (cm)	d (cm)	e (cm)	Peso (kg)
40	30	0,95	1,27	37,46	498



σ (0,6 σ_{yp}) (kg'/cm ²)
1529,05

τ adm (0,35 σ_{yp}) (kg'/cm ²)
891,95

σ eq (kg'/cm ²)
1436,94

PUNTO 1			
I_x (cm ⁴)	S_x (cm ³)	Esp. alma (cm)	τ (kg'/cm ²)
36908,41	737,81	0,95	298,36

Punto 1
Verifica

PUNTO 2			
I_x (cm ⁴)	S_x (cm ³)	Esp. alma (cm)	τ (kg'/cm ²)
36908,41	1071,08	0,95	433,13

Punto 2
Verifica

CÁLCULO TRAVESAÑO III & IV (tipo cajón)

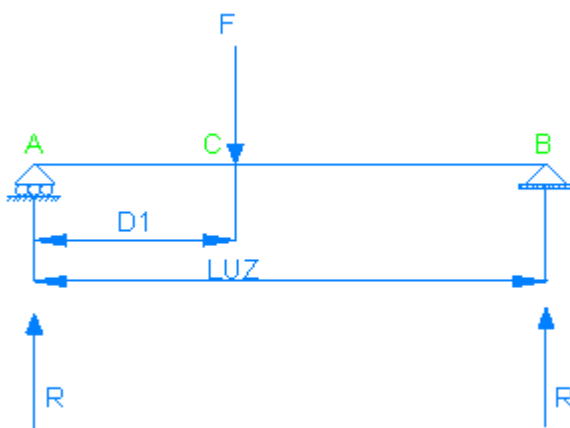
Hacemos cálculo de reacción del soporte motor que luego utilizaremos para dimensionamiento de la viga travesaño
Se calcula ambas vigas por ser simétricas

T fluencia ACERO A36 (Mpa)	250
----------------------------	-----

	F
kg'	21430
D (cm)	83

RE (kg')	RF (kg')	Luz (cm)
14269	7161	248,4

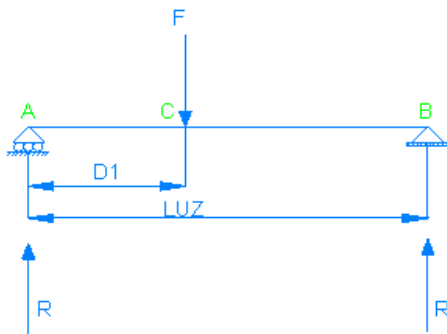
Diagrama de carga entre apoyo soporte tambor y viga lateral



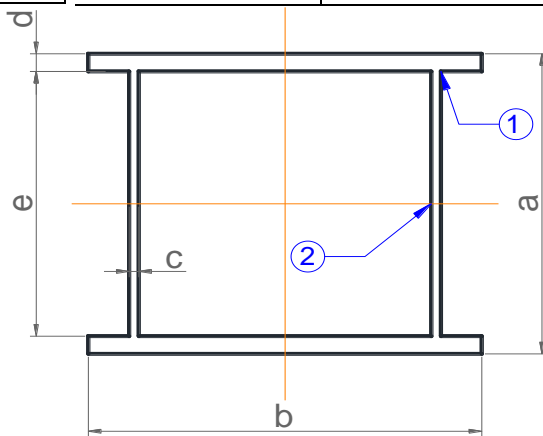
	F
kg'	14370
D (cm)	83

RE (kg')	RF (kg')	Luz (cm)
9568	4802	248,4

Q máx (kg')	MF máx (kg'cm)	W (cm ³)	σ (kg'/cm ²)
9568	794180	1369,00	580,12



a (cm)	b (cm)	c (cm)	d (cm)	e (cm)	Peso (kg)
40	20	0,95	1,27	37,46	238



σ (0,6 σ_p) (kg'/cm ²)
1529,05

τ adm (0,35 σ_p) (kg'/cm ²)
891,95

σ eq (kg'/cm ²)
659,36

PUNTO 1			
I_x (cm ⁴)	S_x (cm ³)	Esp. alma (cm)	τ (kg'/cm ²)
27379,91	491,87	0,95	180,94

PUNTO 2			
I_x (cm ⁴)	S_x (cm ³)	Esp. alma (cm)	τ (kg'/cm ²)
27379,91	825,14	0,95	303,54

Punto 1
Verifica

Punto 2
Verifica

Materiales eléctricos

Equipo de izaje

Catálogo de motores de ABB

- Motor de 4 polos - 1480 r.p.m. - 380v - 50 Hz
- Modelo M2QA 225 M4A
- **Potencia: 45 kW/ 60 HP**
- **Corriente nominal: 80A**

Variador de frecuencia de motor de izaje

Alimentación	Modelo	Normal Duty (ND)	IEC		NEMA	Heavy Duty (HD)	IEC		NEMA	
			50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V		50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V	
		A	kW	HP	HP	A	kW	HP	HP	
380-480V	30	CFW700A03P6T4	3.6	1.5	2	2	3.6	1.5	2	2
		CFW700A05P0T4	5	2.2	3	3	5	2.2	3	3
		CFW700A07P0T4	7	3	4	3	5.5	2.2	3	3
		CFW700A10P0T4	10	4	7.5	5	10	4	7.5	5
		CFW700A13P5T4	13.5	5.5	10	7.5	11	4	7.5	7.5
		CFW700B17P0T4	17	7.5	12.5	10	13.5	5.5	10	7.5
		CFW700B24P0T4	24	11	15	15	19	9.2	12.5	10
		CFW700B31P0T4	31	15	20	20	25	11	15	15
		CFW700C38P0T4	38	18.5	30	25	33	15	25	20
		CFW700C45P0T4	45	22	30	30	38	18.5	30	25
		CFW700C58P5T4	58.5	30	40	40	47	22	30	30
		CFW700D70P5T4	70.5	37	50	50	61	30	50	40
		CFW700D88P0T4	88	45	75	60	73	37	60	50
		CFW700E0105T4	105	55	75	75	88	45	75	60
CFW700E0142T4	142	75	100	100	115	55	75	75		
CFW700E0180T4	180	90	150	150	142	75	100	100		
CFW700E0211T4	211	110	175	150	180	90	150	150		

Seleccionamos variador de frecuencia de la marca WEG modelo CFW700E0105T4.

Traslación del carro

Selección de motorreductor

- n motor = 1450 rpm
- n salida reductor = 19 rpm
- N motor = 2,2 kW
- Momento torsor = 1120 Nm
- Relación de transmisión (i) = 75,02

Variador de frecuencia del motorreductor del carro

Alimentación	Modelo	Normal Duty (ND)	IEC		NEMA	Heavy Duty (HD)	IEC		NEMA	
			50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V		50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V	
			A	kW	HP		HP	A	kW	HP
380-480V	30	CFW700A03P6T4	3.6	1.5	2	2	3.6	1.5	2	2
		CFW700A05P0T4	5	2.2	3	3	5	2.2	3	3
		CFW700A07P0T4	7	3	4	3	5.5	2.2	3	3
		CFW700A10P0T4	10	4	7.5	5	10	4	7.5	5
		CFW700A13P5T4	13.5	5.5	10	7.5	11	4	7.5	7.5
		CFW700B17P0T4	17	7.5	12.5	10	13.5	5.5	10	7.5
		CFW700B24P0T4	24	11	15	15	19	9.2	12.5	10
		CFW700B31P0T4	31	15	20	20	25	11	15	15
		CFW700C38P0T4	38	18.5	30	25	33	15	25	20
		CFW700C45P0T4	45	22	30	30	38	18.5	30	25
		CFW700C58P5T4	58.5	30	40	40	47	22	30	30
		CFW700D70P5T4	70.5	37	50	50	61	30	50	40
		CFW700D88P0T4	88	45	75	60	73	37	60	50
		CFW700E0105T4	105	55	75	75	88	45	75	60
		CFW700E0142T4	142	75	100	100	115	55	75	75
		CFW700E0180T4	180	90	150	150	142	75	100	100
CFW700E0211T4	211	110	175	150	180	90	150	150		

Seleccionamos un variador de frecuencia de la marca WEG modelo CFW700B17P0T4 para los 2 motorreductores.

Translación de viga principal

Selección de motorreductor

Seleccionamos entonces 2 motorreductores Marca SEW con las siguientes características: 7,5 kw, 1450 RPM de velocidad de entrada y 50 RPM de velocidad de salida.

Serie FA-87-DV-132M4

- n motor = 1450 rpm
- n salida reductor = 19 rpm
- N motor = 13,2 kW
- Relación de trasmisión (i) = 75,02

Variador de frecuencia para translación de viga principal

Pot Nec: 22.5 kW

Alimentación	Modelo	Normal Duty (ND)	IEC		NEMA	Heavy Duty (HD)	IEC		NEMA	
			50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V		50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V	
			A	kW	HP		HP	A	kW	HP
380-480 V	30	CFW700A03P6T4	3.6	1.5	2	2	3.6	1.5	2	2
		CFW700A05P0T4	5	2.2	3	3	5	2.2	3	3
		CFW700A07P0T4	7	3	4	3	5.5	2.2	3	3
		CFW700A10P0T4	10	4	7.5	5	10	4	7.5	5
		CFW700A13P5T4	13.5	5.5	10	7.5	11	4	7.5	7.5
		CFW700B17P0T4	17	7.5	12.5	10	13.5	5.5	10	7.5
		CFW700B24P0T4	24	11	15	15	19	9.2	12.5	10
		CFW700B31P0T4	31	15	20	20	25	11	15	15
		CFW700C38P0T4	38	18.5	30	25	33	15	25	20
		CFW700C45P0T4	45	22	30	30	38	18.5	30	25
		CFW700C58P5T4	58.5	30	40	40	47	22	30	30
		CFW700D70P5T4	70.5	37	50	50	61	30	50	40
		CFW700D88P0T4	88	45	75	60	73	37	60	50
		CFW700E0105T4	105	55	75	75	88	45	75	60
		CFW700E0142T4	142	75	100	100	115	55	75	75
		CFW700E0180T4	180	90	150	150	142	75	100	100
CFW700E0211T4	211	110	175	150	180	90	150	150		

Seleccionamos un variador de frecuencia marca: WEG

Modelo: CFW700C58P0T4

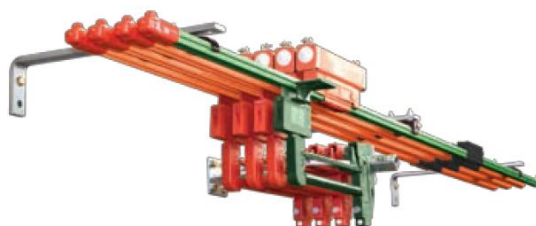
Consumo eléctrico total

Considerando un consumo eléctrico en demás sistemas eléctricos no contemplados de 5 kW, obtenemos un consumo total de corriente principal de:

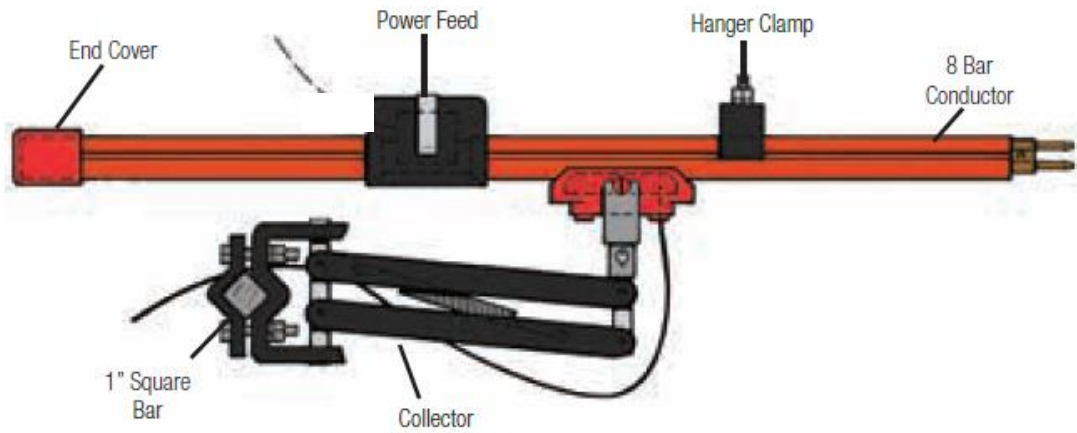
	Potencia	Corriente
Carro	7,5 kW	11,4 A
Viga	30,0 kW	45,6 A
Izaje 1	55,0 kW	83,7 A
Izaje 2	55,0 kW	83,7 A
Eq. Aux.	5,0 kW	7,6 A
Total:	147,5 kW	224,4 A

Selección de blindo-barra

Se seleccionará una blindo-barra dentro de la línea: "Safe-Lec 2" de la marca: Conductix-Wampfler.



Esquema de colector para blindo-bar



Selección de colector: Colector para 250A

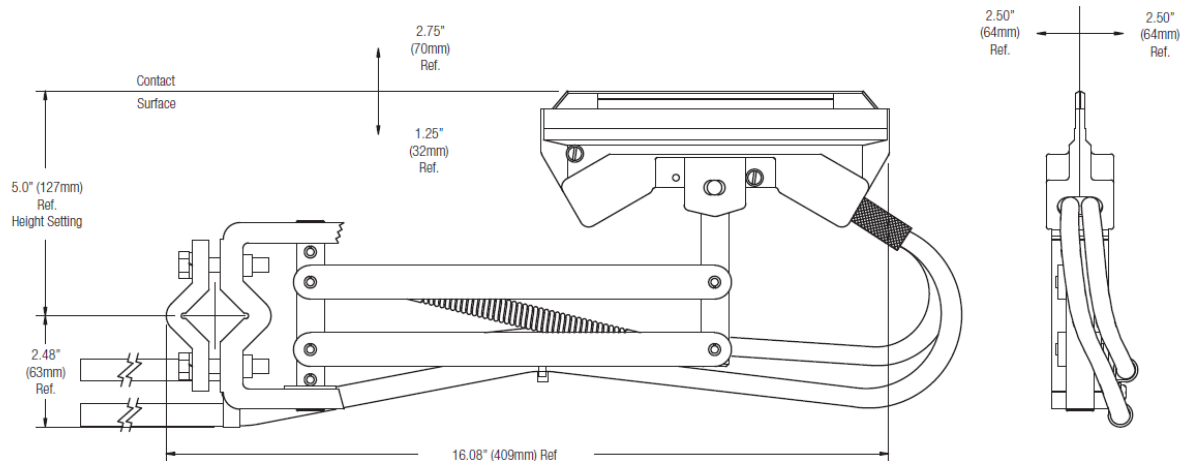
250A Collectors

Two 2 AWG cables, 42" long, are connected to the collector shoe. Incoming cables splice directly to the shunt wires.

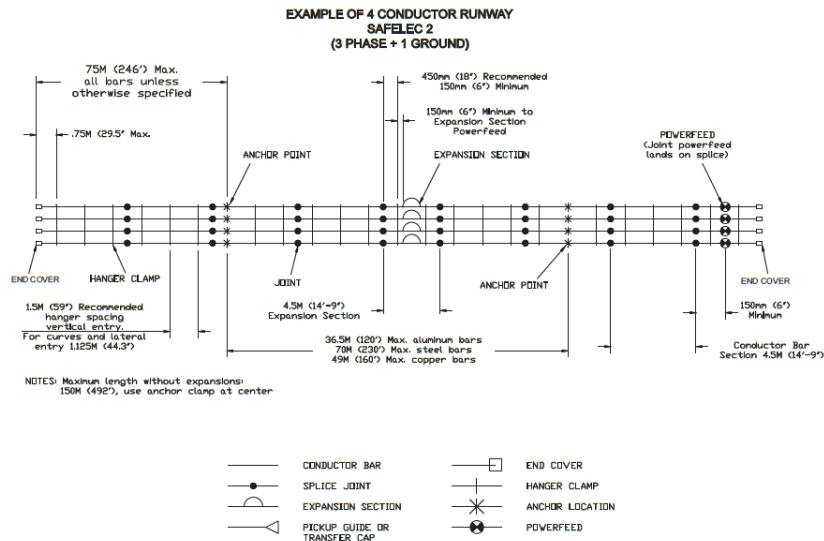


Type-Color	Part No.	Wt lb (kg)
Phase (Black)	34956	1.80 (0.80)

250A Collector (34956)



Esquema de blindo-barra de 4 polos:



Selección del conductor de la blindo-barra: Cobre para 250A

Safe-Lec 2 Conductor Bar

	Galvanized Steel			Copper			Aluminum / Stainless Steel		
Nominal Current	60A	100A	125A	160A	250A	400A	200A	315A	400A
Cross Sectional Area	50mm ²	63mm ²	93mm ²	50mm ²	63mm ²	93mm ²	104mm ²	120mm ²	156mm ²
Maximum System Voltage AC or DC (Per UL listing) *	600V	600V	600V	600V	600V	600V	600V	600V	600V
Resistance R (for DC) at 20° C (Ω/m)	0.003584	0.002867	0.001933	0.000342	0.000274	0.000184	0.000301	0.000261	0.000199
Impedance Z (for AC) at 20° C (Ω/m)	0.003604	0.002891	0.001968	0.000364	0.000300	0.000221	0.000325	0.000288	0.000234
Maximum Allowable Ambient Temperature for 100% Duty Cycle	25°C	25°C	25°C	25°C	25°C	25°C	25°C	25°C	25°C
Bar Length	4.5m	4.5m	4.5m	4.5m	4.5m	4.5m	4.5m	4.5m	4.5m
Support Pitch Standard	1500mm	1500mm	1500mm	1500mm	1500mm	1500mm	1500mm	1500mm	1500mm
Support Pitch Lateral	1125mm	1125mm	1125mm	1125mm	1125mm	1125mm	1125mm	1125mm	1125mm
Minimum Pitch Centers Standard	43mm	43mm	43mm	43mm	43mm	43mm	43mm	43mm	43mm
Expansion Sections (Not required for runs less than)	150m	150m	150m	150m	150m	150m	150m	150m	150m
Minimum Bending Radius (Horizontal only, bent at factory)	1.5m	1.5m	1.5m	1.5m	1.5m	1.5m	1.5m	1.5m	1.5m

Selección de la aislación de la blindo-barra: Estable a rayos UV (PVC Negro)

Safe-Lec 2 Conductor Bar Covers





	Standard (Orange or Green)	UV Stable (Black)	Medium Heat (Red)
Material	PVC	PVC	Polycarbonate
Dielectric Strength	180 kv/cm	180 kv/cm	240 kv/cm
Surface Resistivity	10 ¹¹ Ω	10 ¹¹ Ω	>10 ¹⁴ Ω
Volume Resistivity	>10 ¹⁵ Ω/cm	>10 ¹⁵ Ω/cm	>10 ¹⁶ Ω/cm
Vicat Softening Temperature Never expose PVC cover to temperatures in excess of 176° F (80° C)	160°F (71.1°C)	160°F (71.1°C)	250°F (121.1°C)
Flame Test	Self extinguishing	Self extinguishing	Self extinguishing
Oxygen Index	54%	54%	24%
Specific Density	1.5 g/cm ³	1.5 g/cm ³	1.15 g/cm ³

Selección de cables

Se separa en:

- Cables necesarios desde la blindo-barra hasta la alimentación del tablero principal
- Cables que van desde el tablero principal hasta la caja de borneras del carro.

Selección de conductores			
Sector	Cant.	Sección	Observaciones
Tablero principal	3	120mm ²	R-S-T
	1	35 mm ²	Neutro
	4	1,5 mm ²	Final de carrera viga x2
Carro	3	35 mm ²	Motor Izaje 1
	2	2,5 mm ²	Freno Izaje 1
	3	35 mm ²	Motor Izaje 2
	2	2,5 mm ²	Freno Izaje 2
	3	4 mm ²	Motor desplazamiento carro
	2	2,5 mm ²	Freno desplazamiento carro
	3	4 mm ²	Motor desplazamiento viga
	2	2,5 mm ²	Freno desplazamiento viga
	4	4 mm ²	Equipos Auxiliares
	2	1,5 mm ²	Limitador exceso de carga
	3	1,5 mm ²	Contador vueltas tambor
	4	1,5 mm ²	Final de carrera carro x2

Application										
	Basic Festoon		Heavy Duty Festoon			Basic Chain	Heavy Duty Chain	Specials		
Power / Control										
	FV	TG	FXG	TXP	TXG	CV	CXP	PV	SXP	SXG
Composite Power + Control + Data										
	FV-D		FXG-D			CV-D		SXP-D		
Label respectively Design	H09WHFF Y0FLY H07WHFF Y0FLY / YELCY	H07RN-F	N6RLE0EU (UL) N6RLE0EU-1 (UL) N6SDH0EU (UL) 62H06EU	12HARD11H 12HARD11H	N6R000EU (UL) N6R000EU-1 (UL) N6R000EG N6R000G55	Y0RMY Y0RMYC	12M6L11Y 13M6L13Y	MTTKO FM/TW	YSLTF-J0 YSLZ80EJ	NTMCW0EU
Outer jacket material	PVC	Rubber	Rubber	PUR	Rubber	PVC	PUR / TPE	PVC	PUR	Rubber
Suitable for use outdoors	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Voltage range	up to 450/750 V	up to 450/750 V	up to 300/500 V (600 V)	up to 0.6/1 kV	up to 0.6/1 kV	up to 0.6/1 kV	up to 0.6/1 kV	mV up to 35 kV	mV up to 0.6/1 kV	mV up to 35 kV
Tensile load capacity max. [N / mm ²]	15	15	15	15	15	15	15	15 up to 30	15 up to 30	15
Travel speed max. [m / min]	120	80	180	210	240	140	up to 300	various	various	-
Temperature range flexing [°C]	-20 up to 60	-25 up to 60	-35 up to 80	-30 up to 90	-35 up to 80	-5 up to 80	-35 up to 80	various	various	-25 up to 80
Page	6	12	16	20	24	28	32	38	42	46

Para el primer caso el cable se transporta por bandeja, desde el soporte de los colectores (o patines) de la blindo-barra hasta el tablero principal.

Seleccionaremos para los cables de alimentación de potencia, cables de la marca: Conductix-Wampfler, serie: Cable CXP.

Type of cable	Number of conductors and cross section [mm ²]	Order-No.	Outer - Ø min./max. [mm]	Cu - Number approx. [kg/km]	Weight approx. [kg/km]	Permitted tensile load [N]	Minimum Order Quantity required
	1 x 6	133100-R1X6#	6.7 - 7.3	60	96	90	-
	1 x 10	133100-R1X10#	7.7 - 8.3	100	142	150	-
	1 x 16	133100-R1X16#	9.2 - 9.8	160	211	240	-
	1 x 35	133100-R1X25#	12.1 - 12.9	350	428	525	-
	1 x 50	133100-R1X50#	14.1 - 14.9	500	598	750	-
	1 x 70	133100-R1X70#	16 - 17.0	700	801	1050	-
	1 x 95	133100-R1X95#	18.5 - 19.5	950	1061	1425	-
	1 x 120	133100-R1X120#	20.9 - 22.1	1200	1280	1800	-
	1 x 150	133100-R1X150#	22.4 - 23.6	1850	1996	2250	-
Power cable							
CXP 0.6/1 kV	4 G 4	133100-R4G4#	10.5 - 11.3	158	232	240	-
(TPE)	4 G 6	133100-R4G6#	13 - 13.8	231	348	360	-
	4 G 10	133100-R4G10#	16.7 - 17.7	348	570	600	-
	4 G 16	133100-R4G16#	21.1 - 22.3	614	905	960	-
	4 G 25	133100-R4G25#	24.6 - 26.2	960	1355	1500	-
	4 G 35	133100-R4G35#	30.0 - 32.0	1344	1914	2100	-
	5 G 4	133100-R5G4#	11.7 - 12.5	192	295	300	-
	5 G 6	133100-R5G6#	14.6 - 15.4	288	436	450	-
	5 G 10	133100-R5G10#	18.8 - 19.8	480	721	750	-
	5 G 16	133100-R5G16#	23.7 - 24.9	768	1140	1200	-
	7 G 4	133100-R7G4#	14.0 - 14.9	269	364	420	-
	7 G 6	133100-R7G6#	17.9 - 18.9	404	737	630	-

En el segundo caso, el cable se transporte con cadena porta cable.

Sector	Cant.	Sección
Totales carro	6	35 mm ²
	10	4 mm ²
	6	2,5 mm ²
	9	1,5 mm ²

Seleccionaremos para todos los cables que se trasladan con cadena porta cable, cables de la marca: Conductix-Wampfler, serie: Cable CV.

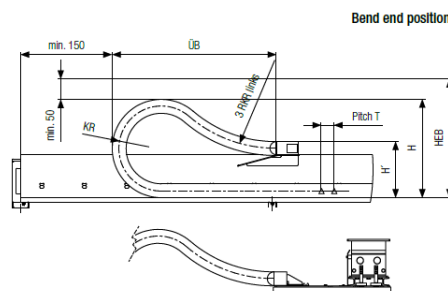
Type of cable	Number of conductors and cross section [mm ²]	Order-No.	Outer - Ø min./max. [mm]	Cu - Number approx. [kg/km]	Weight approx. [kg/km]	Permitted tensile load [N]	Minimum Order Quantity required ⁽²⁾
Control Cable	4 G 1.5	133250-R4G1.5#	7.0 - 7.7	58	105	90	-
	5 G 1.5	133250-R5G1.5#	8.0 - 8.0	72	127	112	-
	7 G 1.5	133250-R7G1.5#	10.0 - 10.4	101	168	157	-
	12 G 1.5	133250-R12G1.5#	11.9 - 12.3	175	275	270	-
	18 G 1.5	133250-R18G1.5#	13.9 - 14.4	260	403	405	-
25 G 1.5	133250-R25G1.5#	16.9 - 17.3	360	550	563	-	
CV 0.6/1 kV	4 G 2.5	133250-R4G2.5#	9.2 - 9.7	96	154	150	-
	5 G 2.5	133250-R5G2.5#	10.0 - 10.4	120	193	190	-
	7 G 2.5	133250-R7G2.5#	12.3 - 12.5	168	254	260	-
	12 G 2.5	133250-R12G2.5#	15.0 - 15.5	280	421	450	-
	18 G 2.5	133250-R18G2.5#	17.2 - 17.9	432	615	675	-
25 G 2.5	133250-R25G2.5#	22.0 - 22.5	600	843	940	-	
Power Cable	4 G 4	133150-R4G4#	11.2 - 11.5	154	239	240	-
	4 G 6	133150-R4G6#	13.2 - 13.6	231	519	360	-
	4 G 10	133150-R4G10#	16.9 - 17.4	384	580	600	-
	4 G 16	133150-R4G16#	20.5 - 20.9	615	836	960	-
	4 G 25	133150-R4G25#	24.9 - 25.5	960	1.313	1.500	-
CV 0.6/1 kV	4 G 35	133150-R4G35#	28.2 - 28.6	1.344	1.716	2.100	-
Screened Control Cable	5 G 4	133150-R5G4#	12.4 - 12.7	192	289	300	-
	7 G 4	133150-R7G4#	14.5 - 15.0	269	395	420	-
	7 G 6	133150-R7G6#	17.5 - 17.9	404	799	630	-
CV 0.6/1 kV	4 G 1.5C	133253-R4G1.5C#	8.2 - 8.5	75	133	90	-
	5 G 1.5C	133253-R5G1.5C#	9.0 - 9.5	101	171	112	-
	7 G 1.5C	133253-R7G1.5C#	10.3 - 10.8	136	228	157	-
	12 G 1.5C	133253-R12G1.5C#	12.5 - 12.9	216	339	270	-
	18 G 1.5C	133253-R18G1.5C#	14.9 - 15.4	311	478	405	-
25 G 1.5C	133253-R25G1.5C#	18.0 - 18.5	422	640	563	-	

Selección de cadena porta-cable

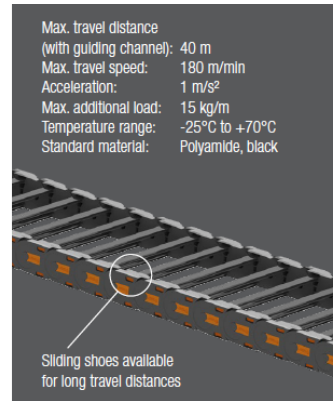
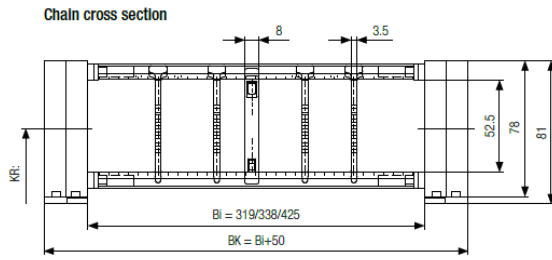
Seleccionamos una cadena porta cable LM52 de la marca Conductix-Wampfler

LM52 Energy Guiding Chain

- Robust and stable design
- Aluminum frame stays
- Travel distances up to 40 m
- For additional loads up to 15 kg/m
- Tested 2 million working cycles



Se selecciona la cadena con los patines para poder deslizar sobre sí misma.



Link height:	81 mm
Chain internal width BI:	319 / 338 / 425
(other internal widths on request)	
Chain pitch:	91 mm
Bending radius KR:	250 / 300 mm
Number of backward bending radius	
Links for lower driver connection:	3
Backward bending radius RKR:	250 mm
Height of chain bend H:	578 / 678 mm
Installation height HEB (H+50):	628 / 728 mm
Driver connecting height H':	330 / 380 mm
Bend overhang UB:	970 / 1100 mm

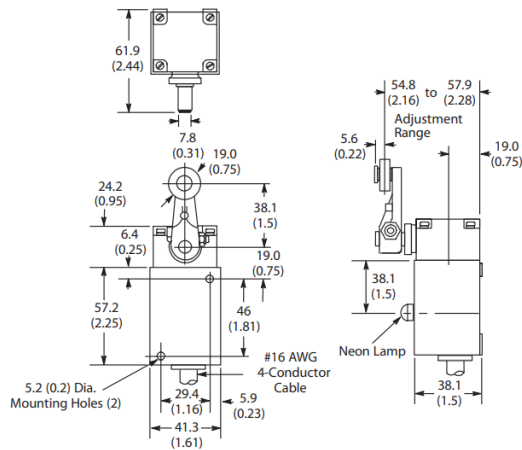


Selección de finales de carrera

Seleccionamos finales de carrera de la marca Allen-Bradley de la serie “Resistentes a la corrosión”, 802MC vienen pre cableados y sellados en la fábrica para proporcionar protección contra la corrosión en lugares mojados o secos.



Approximate Dimensions [mm (in.)]



Approximate Shipping Wt. 0.9 kg (2 lb)

Selección limitador de carga de izaje



Limitador de carga mecánico

LIM-201 BIG

Características Técnicas.

Fabricado en acero resistente, acabado bicromatado.

Precisión $\pm 2\%$.

Diámetro máximo del cable 40 mm.

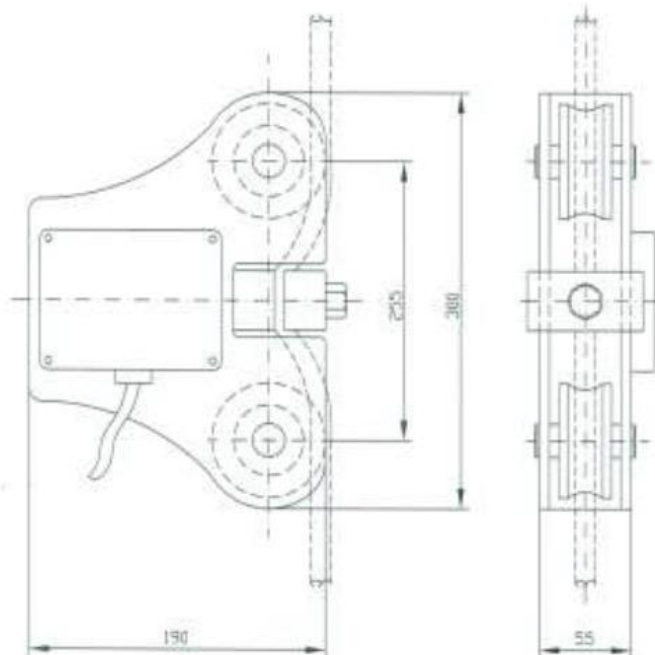
Capacidad máxima por ramal 15Tn.

Temperatura de trabajo -10°C a $+60^{\circ}\text{C}$.

Resistencia a sobrecarga del 150% del valor máximo de trabajo.

CERTIFICADO DE CALIBRACIÓN (a petición)

Fabricación nacional con control metrológico acreditado nº 01M042



Selección del control de comando

Se selecciona un control de mando emisor a distancia TM70 de la marca Danfoss.



El T70 1 es un telemando altamente personalizable que cuenta con diferentes características y accesorios. Desde el módulo SIM EEPROM extraíble hasta las soluciones de sistemas en tándem, el T70 1 brinda calidad y fiabilidad para las aplicaciones de elevación.

Características

- Pulsador de dos pasos de alta sensibilidad
- Radio Multibanda con comunicación Full-Duplex
- Módulo externo SIM EEPROM extraíble
- Gestión de frecuencias frente a interferencias

Beneficios

- Altamente personalizable
- Fácil y rápido mantenimiento
- Alta resistencia a impactos
- Pantalla LCD

Aplicaciones asociadas

- Utilizado en aplicaciones de elevación
- Utilizado en aplicaciones con grúas puente



Para la recepción del telemando a distancia se utiliza un R13 B de la marca Danfoss.

El receptor R13 B es altamente personalizable con muchas características y kits de montaje para garantizar un funcionamiento fiable y seguro en aplicaciones potencialmente peligrosas.

Características

- Radio Multibanda con comunicación Full-Duplex
- LEDs externos para diagnóstico de errores
- Altamente personalizable en campo
- Módulo externo SIM EEPROM extraíble
- STOP: PLd, Categoría 3 según EN ISO 13849-1:2008
- Multi retorno de información
- 13 salidas digitales y 4 analógicas

Beneficios

- Fácil y rápido mantenimiento



Con las siguientes características técnicas:

Receptor	R13 B
Función de Stop	Cat. 3-PLd
Protección - Grado de Estanqueidad	IP65/NEMA4
Banda de Frecuencia	Multibanda (400 - 930 MHz)
Alimentación AC	48 - 230 Vac +- 25% (Multitensión) / 18-30 Vac
Alimentación DC	8 - 36 Vdc
Antena	Externa/Interna
EEPROM Extraíble	Externa
Señalizaciones	Externa
Salidas ON/OFF (Máx.)	13
Salidas Analógicas (Máx.)	N/A
CANOpen, Profibus-DP	N/A
Entradas ON/OFF (Máx.)	4
Entradas Analógicas (Máx.)	1
Máxima corriente de Salida	8A
Temperatura de Trabajo	-20 °C to 70 °C (-4 °F to 158 °F)
Peso	1350 gramos
Dimensiones (LxAxH mm)	245x160x80
Conexión Cable	N/A
Transmisores asociados	T70/1, T70/2, T70/1 ATEX, T70/2 ATEX, IK2, IK3

Tamaños de los principales componentes

Para determinar las dimensiones del o los gabinetes necesarios para el tablero principal, primero necesitamos conocer las dimensiones de los principales componentes:

Dimensions, Weight and Temperature

Modelo	Talla	NEMA 1						IP20 / IP21		IP20		NEMA 1 / IP21		Peso kg (lb)	IGBT de Frenado
		Dimensiones mm (in)								Temperatura Máxima del Aire Interno, sin derating de potencia ° C (° F) _ ND / H					
		H	W	D	H	W	D								
CFW700A03P6T4	A	305 (12.02)	145 (5.71)	227 (8.94)	247 (9.73)	145 (5.71)	227 (8.94)	50 (122)_SN/SP	50 (122)_SN/SP	6.3 (13.9)	Estándar				
CFW700A05P0T4								50 (122)_SN/SP	50 (122)_SN/SP						
CFW700A07P0T4								45 (113)_SN	40 (104)_SN						
CFW700A10P0T4								50 (122)_SP	50 (122)_SP						
CFW700A13P5T4								45 (113)_SN/SP	45 (113)_SN/SP						
CFW700B17P0T4	B	351 (13.82)	190 (7.46)	227 (8.94)	293 (11.53)	190 (7.46)	227 (8.94)	50 (122)_SN/SP	50 (122)_SN/SP	10.4 (22.9)	Estándar				
CFW700B24P0T4	50 (122)_SN/SP	40 (104)_SN													
CFW700B31P0T4	50 (122)_SN/SP	50 (122)_SN/SP													
CFW700C38P0T4	50 (122)_SN/SP	50 (122)_SN/SP													
CFW700C45P0T4	50 (122)_SN/SP	50 (122)_SN/SP													
CFW700C58P5T4	C	448.1 (17.64)	220 (8.67)	293 (11.52)	378 (14.88)	220 (8.67)	293 (11.52)	50 (122)_SN/SP	50 (122)_SN/SP	20.5 (45.2)	Estándar				
CFW700D70P5T4	50 (122)_SN/SP	50 (122)_SN/SP													
CFW700D88P0T4	50 (122)_SN/SP	50 (122)_SN/SP													
CFW700E0105T4	50 (122)_SN/SP	50 (122)_SN/SP													
CFW700E0142T4	50 (122)_SN/SP	50 (122)_SN/SP													
CFW700E0180T4	D	550 (21.63)	300 (11.81)	305 (12.00)	504 (19.84)	300 (11.81)	305 (12.00)	45 (113)_SN/SP	45 (113)_SN/SP	32.6 (71.8)	Estándar				
CFW700E01105T4	45 (113)_SN/SP	45 (113)_SN/SP													
CFW700E0142T4	45 (113)_SN/SP	45 (113)_SN/SP													
CFW700E0180T4	45 (113)_SN/SP	45 (113)_SN/SP													
CFW700E0211T4	45 (113)_SN/SP	45 (113)_SN/SP													
	E	735 (28.94)	335 (13.2)	358 (14.1)	620 (24.4)	335 (13.2)	358 (14.1)	45 (113)_SN/SP	45 (113)_SN/SP	650 (143.3)	Opcional				
	828.9 (32.63)							45 (113)_SN/SP	45 (113)_SN/SP						
								45 (113)_SN/SP	45 (113)_SN/SP						
								45 (113)_SN/SP	45 (113)_SN/SP						



- Variador traslación Carro: WEG CFW700B17P0T4
- Variador traslación Viga: WEG CFW700C58P0T4
- Variador izaje: WEG CFW700E0105T4

Consideraciones de montaje:



Frame Size	Minimum Mounting Clearance with top Cover fitted in			
	A mm(in)	B mm(in)	C mm(in)	D mm(in)
A	25(0.98)	25(0.98)	10(0.39)	30(1.18)
B	40(1.57)	45(1.77)	10(0.39)	30(1.18)
C	110(4.33)	130(5.12)	10(0.39)	30(1.18)
D	110(4.33)	130(5.12)	10(0.39)	30(1.18)
E	100(3.94)	250(9.84)	20(0.78)	80(3.15)

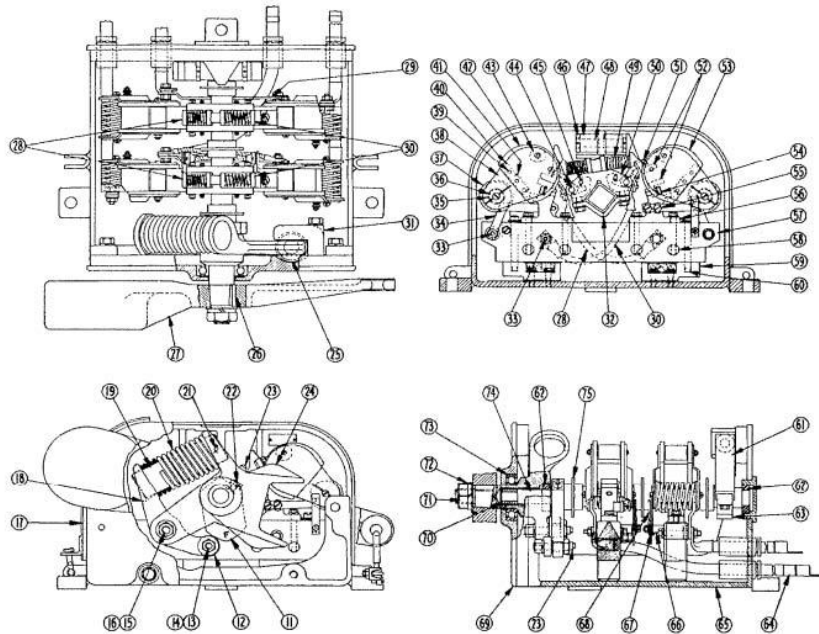
Interruptor termomagnético principal: ABB Tmax T4

T4				
320				
690				
750				
Fijo, Enchufable, Extraíble				
N	S	H	L	V
70	85	100	200	200
36	50	70	120	200
20	25	40	70	80
25	36	50	70	100
16	25	36	50	70
100%	100%	100%	100%	100%
100%	100%	100%	100%	100%
100%	100%	100%	100%	100%
20000				
240				
6000				
120				
105 x 103.5 x 205				
140 x 103.5 x 205				



Selección de limitador de potencia

Seleccionamos un limitador de potencia CUTLER HAMMER P-100 SAFETY LIMIT SWITCH

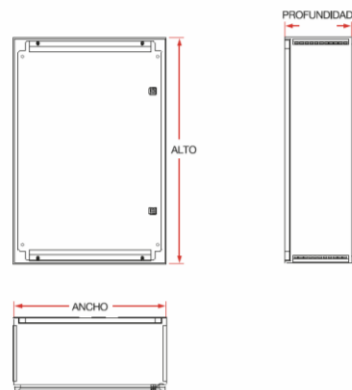


Selección de gabinetes metálicos

Todos los gabinetes seleccionados son de la marca Gabexel.

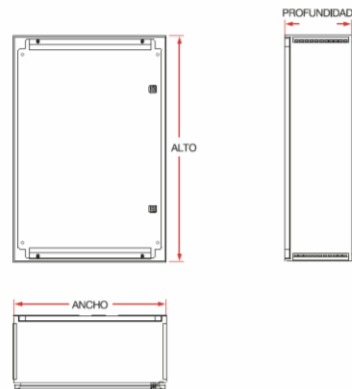
- Seleccionaremos 2 gabinetes Mod. GECL 12060 400 prof. para los dos variadores de izaje.

CÓDIGO	ALTO	ANCHO	PROFUNDIDADES		
			200	300	400
GECL 6060	600	600	✓	✓	✓
GECL 9060	900	600	✓	✓	✓
GECL 12060	1200	600	✓	✓	✓
GECL 15060	1500	600	✓	✓	✓
GECL 6080	600	800	✓	✓	✓
GECL 9080	900	800	✓	✓	✓
GECL 12080	1200	800	✓	✓	✓
GECL 15080	1500	800	✓	✓	✓



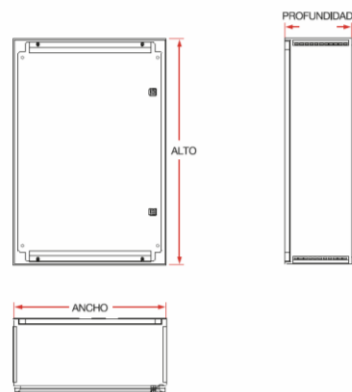
- Seleccionaremos 1 gabinete Mod. GECL 9060 400 prof. para los dos variadores de traslación.

CÓDIGO	ALTO	ANCHO	PROFUNDIDADES		
			200	300	400
GECL 6060	600	600	✓	✓	✓
GECL 9060	900	600	✓	✓	✓
GECL 12060	1200	600	✓	✓	✓
GECL 15060	1500	600	✓	✓	✓
GECL 6080	600	800	✓	✓	✓
GECL 9080	900	800	✓	✓	✓
GECL 12080	1200	800	✓	✓	✓
GECL 15080	1500	800	✓	✓	✓



- Seleccionaremos 1 gabinete Mod. GECL 6060 300 prof. para el interruptor termomagnético principal y todos los demás componentes eléctricos.

CÓDIGO	ALTO	ANCHO	PROFUNDIDADES		
			200	300	400
GECL 6060	600	600	✓	✓	✓
GECL 9060	900	600	✓	✓	✓
GECL 12060	1200	600	✓	✓	✓
GECL 15060	1500	600	✓	✓	✓
GECL 6080	600	800	✓	✓	✓
GECL 9080	900	800	✓	✓	✓
GECL 12080	1200	800	✓	✓	✓
GECL 15080	1500	800	✓	✓	✓



Bibliografía

Cálculo de cable / selección motor / frenos / selección reductor / tambor / estructural

- Cálculos varios extraídos de los catálogos de MIGUEL ABAD.
- Apuntes de la cátedra SPM-003 “Complemento de proyecto puente grúa, Norma CMAA 70.
- Norma para puentes grúa de aplicación en industria de acería “AIST / AISE Technical Report No.6 June 2005”
- Catálogos de ABB. <http://www.abb.com/>__(contacto: Belén Barraza ABB S.A email: belen.barraza@ar.abb.com)
- Catálogos de SUMITOMO DRIVE. http://www.sumitomodrive.com/?country_id=6
- Catálogos de rodamientos SKF. <http://www.skf.com/ar/index.html?switch=y>
- Catálogos de acoplamientos barriletes ETRON. <http://www.etrone.es/acoplamiento-de-barriletes>
- Frenos a disco, frenos a zapata y centrales hidráulicas Catálogo Miguel Abad.
- Catálogos motor-reductores SEW <http://www.sew-eurodrive.com.ar/>

Puente grua : Viga Principal

Datos de Inicio:

Carga Q(Tn)=	40	Tn
Velocidad del carro Vc(m/min)=	20	m/min
Velocidad del puente Vp(m/min)=	80 m/min= 262,47	Pies/min
Velocidad de elevacion Ve(m/min)=	10 m/min= 32,81	Pies/min
Luz L(m)=	30	m
Altura de elevacion H(m)=	12	m
Distancia entre ruedas del carro (a)=	4,304	m
Trocha del carro (E)=	2,484	m
Aceleracion del puente (ap) CMAA 5.2.9.1.2.1-A =	0,5	pies/seg^2

Grupo :

Equivalencia de grupo /clase	
DIN 120	
DIN 15020	5 m
ISO FEM	M5
CMAA	F

Cargas Principales

Carga Muerta Cs(DL)= 908,94 kg/m

Peso del carro Pc(TL) = 10,499 Tn= 10499 kg

Carga de Izaje Q(LL)= 40 Tn= 40000 kg

Peso total de la viga principal (Pvp)= 27268 kg

Factor de carga muerta (Dlf)=

Dlf= 1,1812336

Factor de carga izada (Hlf)=

Hlf= 0,164

Adoptamos entonces Hlf=

0,2

Fuerzas de Inercia de las transmisiones (Fit)=

Aceleracion recomendada = 0,5 pies/seg^2

Ifd= 0,039

Cargas Adicionales

Carga de Viento en operación : No aplica

Fuerzas debidas a la oblicuidad :

Adoptamos como primera aproximacion:

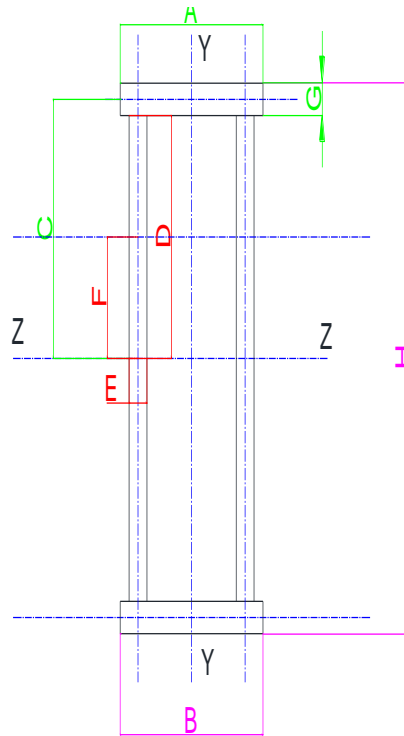
Sk= 0,15

Cargas Extraordinarias

Cargas de viento de estacionamiento : No aplica

Fuerzas de Colision : No aplica

Peso de la carga muerta



Limitaciones de Diseño (CMAA 3.5.1)

Proporciones	L/H <	25
	L/B <	65

Platabandas

B=	0,75	m	Largo=	30	m
G=	5/8	"	=	15,88	mm
			=	0,016	m

Peso de platabanda= 7850 Kg/m³* 0,7144 M³= 5607,84 Kg

Carga distribuida por metro= 186,93 Kg/m

Almas

Distancia H=	2	m	Largo=	30	m
Largo del alma 2D=	1,984	m			
E=	1/4	"	=	6,35	mm
			=	0,006	m

Peso del alma= 7850 Kg/m³* 0,7499033 M³= 5886,7 Kg

Carga distribuida por metro= 196,22 Kg/m

Casos de Combinación de Cargas (Según CMMA 3.3.2.4)

Caso 1: Uso regular bajo cargas principales (Según CMMA 3.3.2.4.1)

$$DL(DLFb) + TL(DLFt) + LL(1+HLF) + IFD$$

Caso 2: Uso regular bajo cargas principales y cargas adicionales (Según CMMA 3.3.2.4.2)

$$DL(DLFb) + TL(DLFt) + LL(1+HLF) + IFD + SK$$

Caso 3: Se aplica cuando hay cargas de viento y colisión. (Según CMMA 3.3.2.4.3)

En nuestro caso no corresponde

19.4 - Tensiones Admisibles (Según CMAA 3.4)

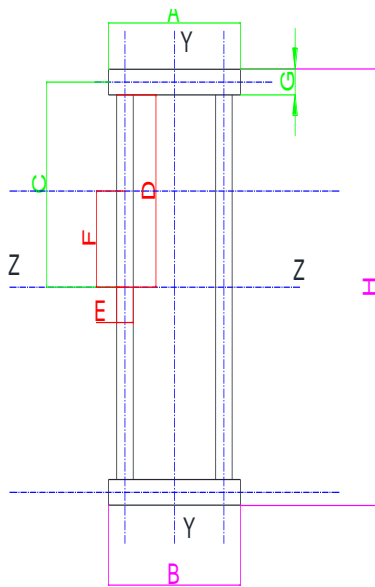
Utilizamos chapa estructural de material ASTM A36

$$\begin{aligned} \text{Tension de Fluencia } \sigma_{flu} &= 250 \text{ MPA} \\ S_{yp} &= 25,5 \text{ Kg/mm}^2 = 25.500.000 \text{ Kg/m}^2 \end{aligned}$$

Caso de Carga	Tension admisible Compresión (Sac)	Tension admisible Tracción (Sac)	Tension Admisible Corte (Ta)	Tension Admisible Aplastamiento (Sb)
1	$0,6 \cdot \sigma_{flu} = 15,30$	$0,6 \cdot \sigma_{flu} = 15,30$	$0,36 \cdot \sigma_{flu} = 9,18$	$0,80 \cdot \sigma_{flu} = 20,40$
2	$0,66 \cdot \sigma_{flu} = 16,83$	$0,66 \cdot \sigma_{flu} = 16,83$	$0,40 \cdot \sigma_{flu} = 10,20$	$0,90 \cdot \sigma_{flu} = 22,95$
3	$0,75 \cdot \sigma_{flu} = 19,13$	$0,75 \cdot \sigma_{flu} = 19,13$	$0,45 \cdot \sigma_{flu} = 11,48$	$1 \cdot \sigma_{flu} = 25,50$

Nota los valores de la tabla estan en kg/mm^2

Calculo de los momentos de inercia



Momento de inercia platabandas

$$J_{zz} = (A \cdot G^3) / 12 = 2,50047E-07 \text{ m}^4$$

$$J_{yy} = (A^3 \cdot G) / 12 = 0,000558105 \text{ m}^4$$

Momento de inercia almas

$$J_{zz} = (E \cdot D^3) / 12 = 0,004133325 \text{ m}^4$$

$$J_{yy} = (E^3 \cdot D) / 12 = 4,23359E-08 \text{ m}^4$$

Momento de inercia almas extremos

$$J_{zz} = (E \cdot (D/2)^3) / 12 = 0,000516666 \text{ m}^4$$

$$J_{yy} = (E^3 \cdot (D/2)) / 12 = 2,1168E-08 \text{ m}^4$$

Momento de inercia viga total

Jzz

- (1) Platabanda de compresion
- (2) Platabanda de traccion
- (3) Alma Izquierda
- (4) Alma derecha

$$Jzz \text{ viga} = Jzz(1) + Jzz(2) + Jzz(3) + Jzz(4)$$

$$Jzz(1) = Jzz(2) = Jzz + \text{Area platabanda} \cdot C^2 = 2,50047E-07 + 0,011717988 = 0,0117182 \text{ M}^4 = 1171823,8 \text{ Cm}^4$$

$$Jzz(3) = Jzz(4) = 0,0041 \text{ M}^4 \quad \text{La distancia Z entre el baricentro de las almas al baricentrico de la figura es 0}$$

$$Jzz \text{ viga} = Jzz(1) + Jzz(2) + Jzz(3) + Jzz(4) = \boxed{0,031703127 \text{ m}^4}$$

Jyy

$$Jyy \text{ viga} = Jyy(1) + Jyy(2) + Jyy(3) + Jyy(4)$$

$$Jyy(3) = Jyy(4) = Jyy + \text{Area alma} \cdot I^2 = 4,23359E-08 + 0,001649453 = 0,0016495 \text{ M}^4 = 164949,51 \text{ Cm}^4$$

$$\text{Cordon de soldadura estimado} = 0,01 \text{ m}$$

$$\text{Distancia l estimativa} = (B/2) - \text{cordones} - 1/2 \cdot E = 0,362 \text{ m}$$

$$Jyy(1) = Jyy(2) = 0,0006 \text{ M}^4 \quad \text{La distancia Y entre el baricentro de las platabanda al baricentrico de la figura es 0}$$

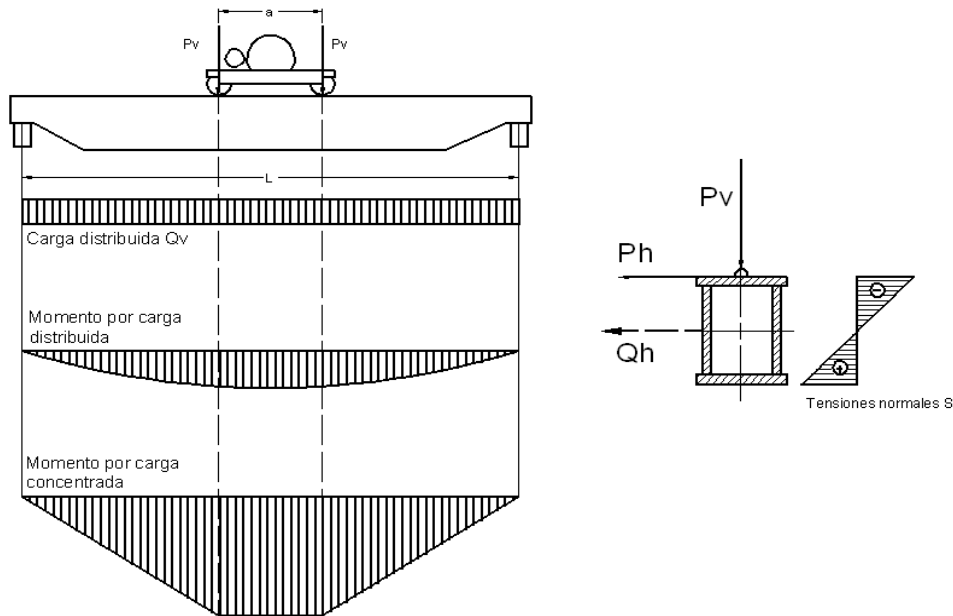
$$Jyy \text{ viga} = Jyy(1) + Jyy(2) + Jyy(3) + Jyy(4) = \boxed{0,004415201 \text{ m}^4}$$

Momentos Resistentes

$$Wz = \frac{Jz}{H/2} = \frac{0,0317031}{1} \text{ m}^4 = \boxed{0,031703127 \text{ m}^3}$$

$$Wy = \frac{Jy}{B/2} = \frac{0,0044152}{0,375} \text{ m}^4 = \boxed{0,01177387 \text{ m}^3}$$

Tensiones Normales



Carga concentrada

$$P=(Pc+Q)/4 = 12624,75 \text{ Kg}$$

Carga Concentrada Vertical	$Pv=((Pc+Q)*(1+HLF))/4=$	15149,7	Kg
Carga Concentrada Horizontal	$Ph=P*IFD=$	492,37	Kg

Carga distribuida

Carga distribuida vertical	$Qv=DL*DLF=$	32210,0	Kg
Carga distribuida horizontal	$Qh=Q*Ifd=$	1063,46	Kg

Momento Flector por carga concentrada

Mf vertical por carga concentrada	$Mvc=Pv/2L*[L-(a/2)]^2=$	195.812,68	Kgm
Mf horizontal por carga concentrada	$Mhc=Ph/2L*[L-(a/2)]^2=$	7.385,48	Kgm

Momento Flector por carga distribuida

Mf vertical por carga distribuida	$Mvq=(Qv*L)/8=$	120787,42	Kgm
Mf horizontal por carga distribuida	$Mhq=(Qh*L)/8=$	27695,55	Kgm

Tensiones Normales

Tensión Normal según x $S_x=(M_{xc}+M_{xq})/W_x=$ 9986399,59 kg/m²
 Tensión Normal según y $S_y=(M_{yc}+M_{yq})/W_y=$ 2979566,12 kg/m²

Tensión Normal Resultante $S_{max}=S_x+S_y=$ 12.965.966 kg/m²

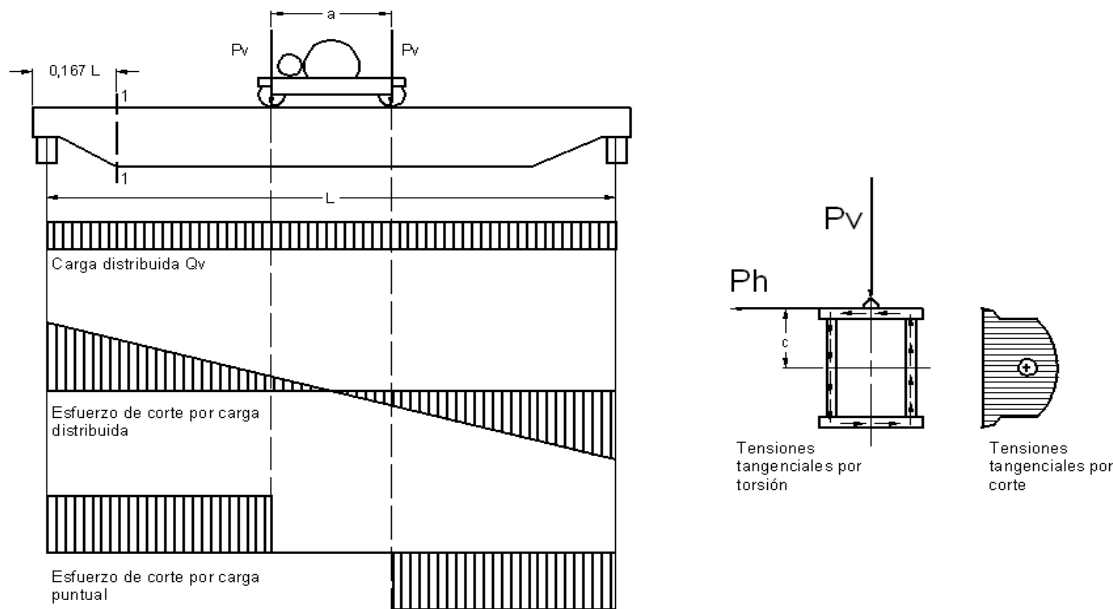
Tensión Admisible $S_{adm} = S_{at} = S_{ac} =$ 15,30 kg/mm² CASO 1
 = 15.300.000 kg/m²

$S_{max} < S_{adm} =$ Verifica

TENSIONES TANGENCIALES

Carro ubicado en el centro de la viga

Las tensiones tangenciales se calculan considerando el carro ubicado en el centro del puente, y también ubicado en la sección 1-1 (Esta es a 0,167L del extremo).



Distancia entre la base del riel y el eje x-x $c=H/2=$ 1 m

Tension Tangencial debida al momento torsor

Mt por carga horizontal $M_{tph}=(Ph)*c=$ 492,37 Kgm

Area media ficticia $A_m=(A-(2E+cord\ de\ soldad))*(H-G)=$ 1,44305 m²

Espesor mínimo $e_{min}=e_a=$ 0,0064 m

Tensión tangencial por M_{tph} $T_{ph}=M_{tph}/(2*A_m*e_{min})=$ 26865,88 kg/m²

Tension Tangencial debida al corte

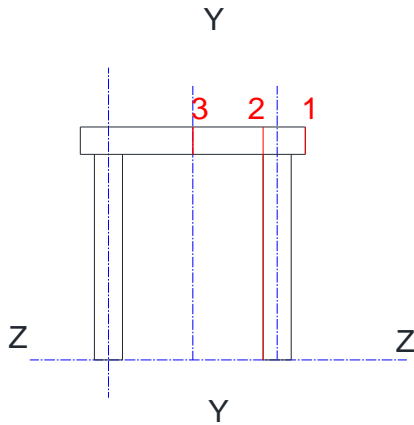
Debido a Esfuerzo Vertical

Corte por carga distribuida	$Cdv=0,33*Qv=$	10629 kg
Corte por carga concentrada	$Ccv=Pv=$	15150 kg
Corte total	$Ctv=Cdv+Ccv=$	25779 kg

Debido a Esfuerzo Horizontal

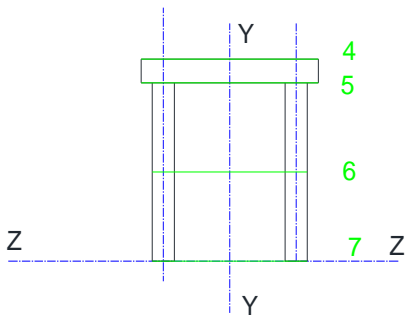
Corte por carga distribuida	$Cdh=0,33*Qh=$	351 kg
Corte por carga concentrada	$Cch=Ph=$	1063 kg
Corte total	$Cth=Cdh+Cch=$	1414 kg

Cálculo del momento estático



Momento estático respecto del Eje YY

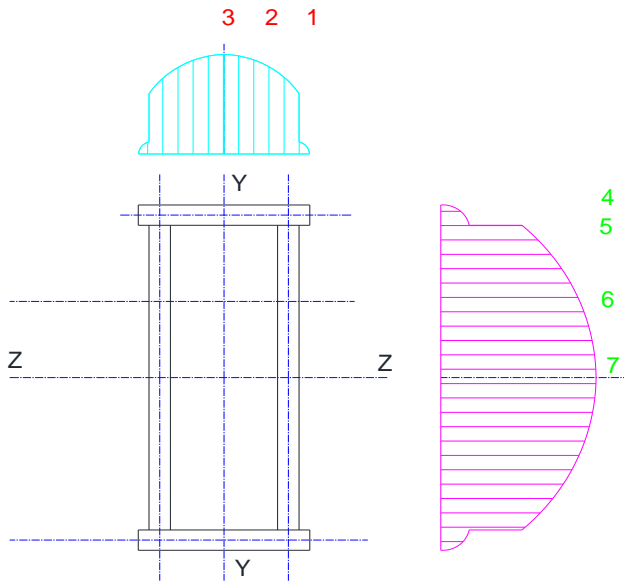
$Ey1=A1*dist\ 1=$	0	m^3
$Ey2=A2*dist\ 2=$	0,004653915	m^3
$Ey3=A3*dist\ 3=$	0,005674914	m^3



Momento estatico Respecto del eje ZZ

$Ez4=A4*dist\ 4=$	0	m^3
$Ez5=A5*dist\ 5=$	0,011811744	m^3
$Ez6=A6*dist\ 6=$	0,01649894	m^3
$Ez7=A7*dist\ 7=$	0,018061338	m^3

Tension Tangencial debida al corte



El punto donde los momentos estaticos son maximos (Ez7 y Ey3) se encuentra en el baricentro de la viga donde no hay material capaz de soportar dicha carga . Pero al ser la peor condicion existente en la viga lo calculamos , si verifica en ese punto , verifica en toda la seccion

Utilizaremos la siguiente formula

$$T_{corte} = - \left(\frac{C_{tv} * E_z}{J_{zz} * 2esp} \right) + \left(\frac{C_{th} * E_y}{J_{yy} * 2esp} \right)$$

$$T_{corte} = 1299550 \text{ Kg/m}^2$$

Consideraremos a la viga como un sección delgada cuyo espesor entero es igual al alma

$$T_{resultante} = T_{corte} + T_{ph} = 1.326.416 \text{ Kg/m}^2$$

Se considera 2 espesores porque las dos almas y dos platabandas resisten el corte

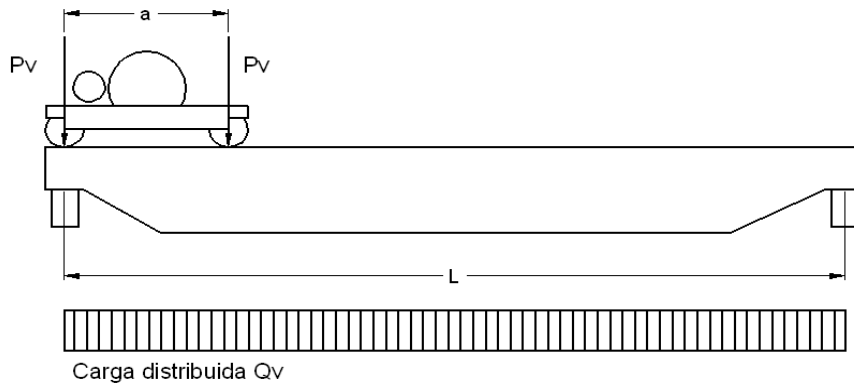
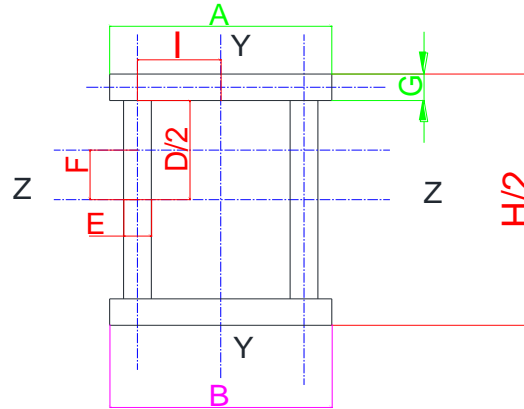
$$T_{admisible} = 9,18 \text{ Kg/mm}^2 = 9.180.000 \text{ Kg/m}^2$$

$$T_{res} < T_{adm} = \text{Verifica}$$

Carro ubicado en el extremo de la viga

Se calcula con el carro en el extremo y en la sección extrema que es de altura H/2

Se considera para el corte la reacción en el extremo un instante antes de que se alinee con Pv



$C=H/\text{reducción}= 1,00 \text{ m}$
 Reducción = 2

Mt por carga horizontal $Mtph=(Ph+Qh)*c= 1555,82 \text{ Kgm}$

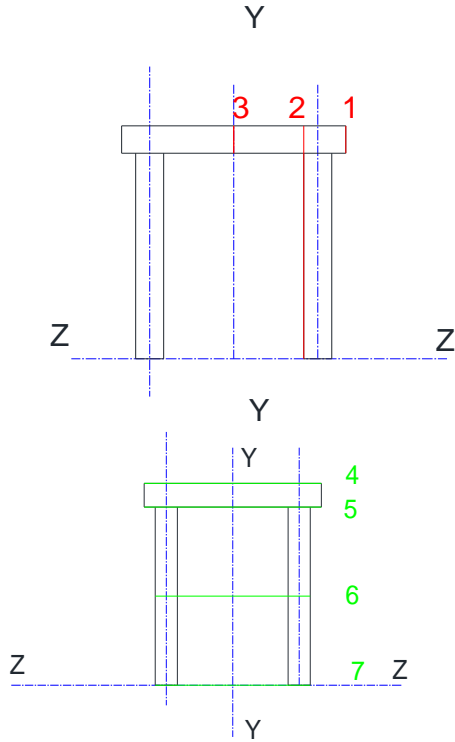
Area media ficticia $Am=(A-(2E+\text{cord de soldad})*(H-G)= 0,27274 \text{ m}^2$
 Espesor mínimo $emin=ea= 0,0064 \text{ m}$

Tensión tangencial por Mtph $Tph=Mtph/(2*Am*emin)= 449170,20 \text{ kg/m}^2$

Cargas

Corte por carga distribuida Vertical en el extremo	$Cvd=Qv/2=$	16105	kg
Corte por carga concentrada Vertical en el extremo	$Cvc=Pv*(2-a/L)=$	28126	kg
Corte total vertical en el extremo	$Cvt=Cvd+Cvc=$	44231	kg
Corte por carga distribuida Horizontal en el extremo	$Chd=Qh/2=$	532	kg
Corte por carga concentrada horizontal en el extremo	$Chc=Ph*(2-a/L)=$	1974	kg
Corte total horizontal en el extremo	$Cht=Chd+Chc=$	2506	kg

Calculo del momento estatico



Momento estatico respecto del Eje YY

$$E_{y1} = A_1 \cdot \text{dist } 1 = 0 \quad m^3$$

$$E_{y2} = A_2 \cdot \text{dist } 2 = 0,002374563 \quad m^3$$

$$E_{y3} = A_3 \cdot \text{dist } 3 = 0,003395563 \quad m^3$$

Momento estatico Respecto del eje ZZ

$$E_{z4} = A_4 \cdot \text{dist } 4 = 0 \quad m^3$$

$$E_{z5} = A_5 \cdot \text{dist } 5 = 0,005858619 \quad m^3$$

$$E_{z6} = A_6 \cdot \text{dist } 6 = 0,007030418 \quad m^3$$

$$E_{z7} = A_7 \cdot \text{dist } 7 = 0,007421018 \quad m^3$$

Momento de inercia

- (1) Platabanda de compresión
- (2) Platabanda de tracción
- (3) Alma Izquierda
- (4) Alma derecha

Jzz

$$J_{zz} \text{ viga} = J_{zz} (1) + J_{zz}(2) + J_{zz}(3) + J_{zz}(4)$$

$$J_{zz}(1) = J_{zz}(2) = J_{zz} + \text{Area platabanda} \cdot C^2 = 2,50047E-07 + 0,011717988 = 0,0117182 \quad M^4$$

$$= 1171823,8 \quad Cm^4$$

$$J_{zz}(3) = J_{zz}(4) = 0,0005 \quad M^4$$

$$J_{zz} \text{ viga} = J_{zz} (1) + J_{zz}(2) + J_{zz}(3) + J_{zz}(4) = \mathbf{0,024469808 \quad m^4}$$

Jyy

$$J_{yy} \text{ viga} = J_{yy} (1) + J_{yy}(2) + J_{yy}(3) + J_{yy}(4)$$

$$J_{yy}(3) = J_{yy}(4) = J_{yy} + \text{Area alma} \cdot I^2 = 4,23359E-08 + 0,000824726 = 0,0008248 \quad M^4$$

$$= 82476,874 \quad Cm^4$$

$$J_{yy}(1) = J_{yy}(2) = 0,000558105 \quad M^4$$

$$J_{yy} \text{ viga} = J_{yy} (1) + J_{yy}(2) + J_{yy}(3) + J_{yy}(4) = \mathbf{0,002765748 \quad m^4}$$

Utilizaremos la siguiente formula

$$T_{corte} = - \left(\frac{C_{tv} \cdot E_z}{J_{zz} \cdot 2 \cdot esp} \right) + \left(\frac{C_{th} \cdot E_y}{J_{yy} \cdot 2 \cdot esp} \right)$$

$$T_{corte} = 1298485,3 \quad \text{Kg/m}^2$$

$$T_{resultante} = T_{corte} + T_{ph} = 1.747.655 \quad \text{Kg/m}^2$$

$$T_{admisible} = 9,18 \quad \text{Kg/mm}^2 = 9.180.000 \quad \text{Kg/m}^2$$

$$T_{res} < T_{adm} = \text{Verifica}$$

Tensiones Combinadas

Se considera el carro en el centro del puente y la sección central.

Se calculan en el extremo superior debajo del riel, donde actúan las máximas tensiones normales y la tensiones tangenciales por momento torsor

<u>Tensión Combinada</u>	$S_{comb} =$	8.879.922,21	kg/m ²
	$S_{comb} = \frac{(S_x^2 + S_y^2 - S_x \cdot S_y + 3T_{ph}^2)^{1/2}}$	8,88	kg/mm ²

<u>Tensión Admisible</u>	$S_{adm} = S_{ac} = S_{at} =$	15,30	kg/mm ²	Caso 1
--------------------------	-------------------------------	-------	--------------------	--------

$$S_{comb} > S_{adm} = \text{Verifica}$$

Calculo de la Flecha

Según CMAA 3.5.5.1 se considera el peso del carro y la carga de izaje, sin considerar cargas de inercia.

Flecha	$f = \frac{(TL+LL)}{4} \cdot (L-a) \cdot \frac{[3L^2 - (L-a)^2]}{48 \cdot E \cdot J_x} =$	0,021 m
--------	---	---------

Flecha admisible (máx.)	$f_{adm} = L/888 =$	0,034 m
-------------------------	---------------------	---------

$f < f_{adm} =$	Verifica
-----------------	----------

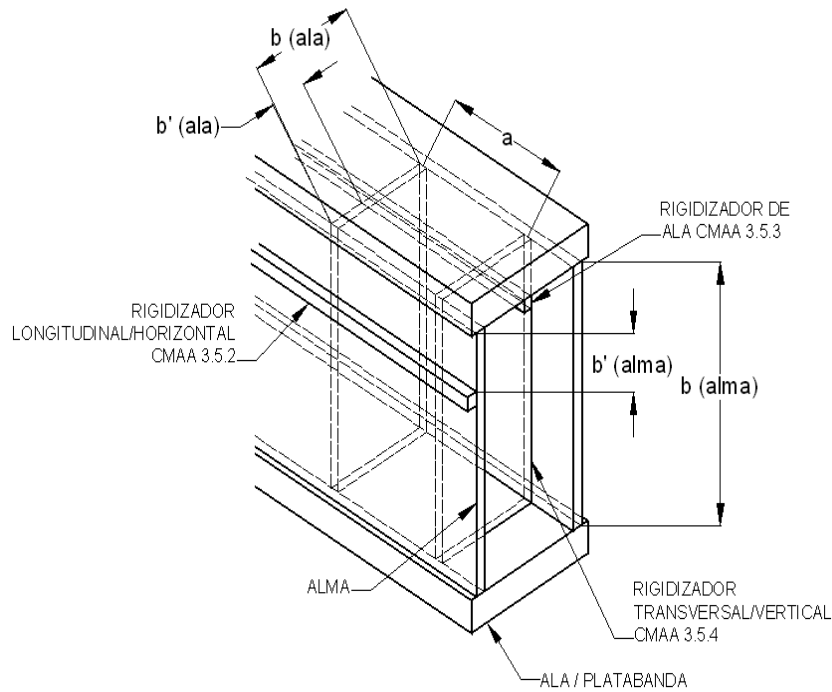
Según CMAA 3.5.5.1 las vigas cajón deben ser curvadas con una contraflecha "-f" calculada como sigue:

Flecha por peso propio	$f_p = \frac{5}{384} \cdot DL \cdot L^3 / E \cdot J_x =$	0,014 m
------------------------	--	---------

Flecha por carga de izaje	$f_i = \frac{(LL)}{4} \cdot (L-a) \cdot \frac{[3L^2 - (L-a)^2]}{48 \cdot E \cdot J_x} =$	0,016 m
---------------------------	--	---------

Contraflecha	$-f = f_p + 0,5 \cdot f_i =$	0,023 m
--------------	------------------------------	---------

Verificación del pandeo (Según CMAA 3.4.8)



Según CMAA 3.5.4.1 se calcula la máxima distancia entre las placas rigidizadoras transversales

Espesor del alma	$ea =$	1/4	pulg.
Tensión tangencial alma (sección central)	$T_{max} =$	1,8861	Ksi (Kpsi)
Distancia máxima	$k = 350 * ea / (T_{max})^{1/2} =$	63,7	pulg. = 1,62 m

Adoptamos un espesor de las placas rigidizadoras de = $1/4$ " = 0,00635 m

Cantidad de rigidizadores , adoptando una distancia de = 1,5 m
 = 20 rigidizadores adoptamos 20 rigidizadores

Largo de los rigidizadores = 1,984 - 0,1 m = 1,884

Ancho de los rigidizadores = 0,717 m (largo de la platabanda - 2 alma -2 cordones de soldadura)

Peso total de los rigidizadores = 1347,36 Kg

Alma sin rigidizador longitudinal

Sometida a esfuerzos de compresión, tracción y tangenciales de corte y torsión.

Ancho panel alma (dist. e/rigidizadores)	a=	1,5	m
Altura panel alma	b1=2D=	1,984	m
Tensión de compresión	S=Smax=	12.965.966	kg/m ²
Tensión corte (usamos corte + torsión)	T=Tmax=	1.326.416	kg/m ²
Coefficiente alfa	alfa=a/b1=	0,76	

Condición: $a1 < k$ y $a1 < 72$ ó $a1 < b1$

Verifica

Para el Caso 3 de tabla 3.4.8.2.1 "Tracción y compresión con igual valor de borde"

Tipo de repartición de carga	F=Smaxt/Smaxc=	-1
Coefficiente de abollamiento por compresión	Ks=	23,9

$$\text{alfa} \geq 2/3 \quad Ks = 23,9$$

$$\text{alfa} < 2/3 \quad Ks = 15,87 + 1,87/\text{alfa}^2 + 8,6 * \text{alfa}^2$$

Para el Caso 4 de tabla 3.4.8.2.1 "Corte"

Coefficiente de abollamiento por corte	Kt=	13,34
alfa ≥ 1	Kt=	$5,34 + 4,00/\text{alfa}^2$
alfa < 1	Kt=	$4,00 + 5,34/\text{alfa}^2$

<u>Tensión de Euler</u>	$Se = (\pi^2 E / 12(1 - \mu^2)) * (ea/b1)^2 =$	194.207	kg/m ²
-------------------------	--	----------------	-------------------

(Para el acero E=21000 kg/mm² y $\mu=0,3$)

Tensión crítica de compresión	Sk=Ks*Se=	4.641.552	kg/m ²
Tensión crítica de corte	Tk=Kt*Se=	2.591.350	kg/m ²

Tensión crítica de comparación (S1k)

Si $S1k < Sp$ el pandeo es en régimen elástico y se utiliza Nbe para la verificación

Si $S1k > Sp$ el pandeo es en régimen plástico y se utiliza Nbp para la verificación

Tensión de límite de proporcionalidad	Sp=Syp/1,32=Sb=	20,40	kg/mm ²
		20.400.000	kg/m ²

$S1k = (S^2 + 3T^2)^{1/2} / [(1+F)/4 * S/Sk + [(3-F)/4 * S/Sk]^2 + (T/Tk)^2]^{1/2} =$	4.636.655	kg/m ²
$S1kr = Syp * S1k^2 / (0,1836 * Syp^2 + S1k^2) =$	3891228	kg/m ²

Abolladura en régimen: **Elastico**

Factor de diseño	DFB=1,7+0,175*(F-1)=	1,35
Factor seguridad abolladura. Régimen elástico	Nbe=S1k/ (S ² +3T ²) ^{1/2} =	0,35
Factor seguridad abolladura. Régimen plástico	Nbp=S1kr/ (S ² +3T ²) ^{1/2} =	N/C

Nbe >= DFB

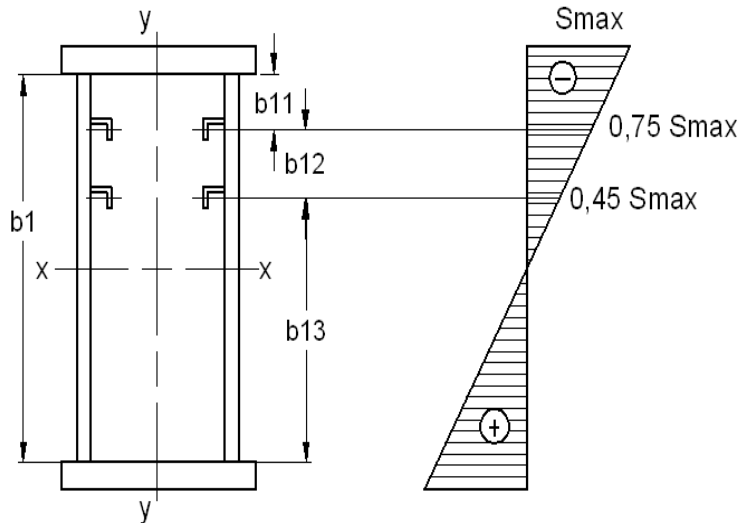
No Verifica

Nbp >= DFB

N/C

Alma con rigidizador longitudinal

Según CMAA 3.5.2.2 utilizamos dos rigidizadores ubicados a 0,25 y 0,55 veces la distancia entre la superficie interior de la platabanda de compresión y el eje neutro quedando el alma dividida en una parte superior, una parte media y una parte inferior.



Parte Superior

La parte superior se encuentra sometida a esfuerzos de compresión pura y tangenciales debidas al corte y torsión.

Ancho panel alma (dist. e/rigidizadores)	a=	1,5	m
Altura panel alma superior	b11=0,125*b1=	0,248	m
Tensión de compresión	S=Smax=	12965966	kg/m ²
Tensión corte (usamos corte + torsión)	T=Tmax=	1326416	kg/m ²
Coefficiente alfa	alfa=a/b1=	6,05	

Condición: $a1 < k$ y $a1 < 72$ ó $a1 < b1$

Verifica

Para el Caso 3 de tabla 3.4.8.2.1 "Tracción y compresión con igual valor de borde"

Tipo de repartición de carga	F=0,75 Smaxt/Smaxc=	0,875
Coefficiente de abollamiento por compresión	Ks=	4,25

$$\text{alfa} \geq 1 \quad K_s = 8,4 / (F + 1,1)$$

$$\text{alfa} < 1 \quad K_s = [\text{alfa} + 1 / \text{alfa}]^2 * [2,1 / (F + 1,1)]$$

Para el Caso 4 de tabla 3.4.8.2.1 "Corte"

Coefficiente de abollamiento por corte	Kt=	5,45
--	-----	-------------

$$\text{alfa} \geq 1 \quad K_t = 5,34 + 4,00 / \text{alfa}^2$$

$$\text{alfa} < 1 \quad K_t = 4,00 + 5,34 / \text{alfa}^2$$

<u>Tensión de Euler</u>	Se=(pi ² E/12(1-mu ²)) * (ea/b11) ² =	12.429.261	kg/m ²
(Para el acero E=21000000000 kg/m ² y mu=0,3)			

Tensión crítica de compresión $S_k = K_s * S_e =$ **52.863.694** kg/m²
 Tensión crítica de corte $T_k = K_t * S_e =$ **67.731.448** kg/m²

Tensión crítica de comparación (S1k)

Si $S_{1k} < S_p$ el pandeo es en régimen elástico y se utiliza N_{be} para la verificación
 Si $S_{1k} > S_p$ el pandeo es en régimen plástico y se utiliza N_{bp} para la verificación

Tensión de límite de proporcionalidad $S_p = S_{yp} / 1,32 = S_b =$ **20,40** kg/mm²
20.400.000 kg/m²

$S_{1k} = (S^2 + 3T^2)^{1/2} / [(1+F)/4 * S/S_k + \{((3-F)/4 * S/S_k)^2 + (T/T_k)^2\}^{1/2}] =$ **53.368.702** kg/m²
 $S_{1kr} = S_{yp} * S_{1k}^2 / (0,1836 * S_{yp}^2 + S_{1k}^2) =$ **24.474.142** kg/m²

Abolladura en régimen: **Plastico**

Factor de diseño $DFB = 1,7 + 0,175 * (F - 1) =$ **1,67813**
 Factor seguridad abolladura. Régimen elástico $N_{be} = S_{1k} / (S^2 + 3T^2)^{1/2} =$ **N/C**
 Factor seguridad abolladura. Régimen plástico $N_{bp} = S_{1kr} / (S^2 + 3T^2)^{1/2} =$ **1,85862**

$N_{be} \geq DFB$ **N/C** **$N_{bp} \geq DFB$** **VERIFICA**

Parte Central

La parte central se encuentra sometida a esfuerzos de compresión pura y tangenciales debidas al corte y torsión.

Ancho panel alma (dist. e/rigidizadores) $a =$ **1,5** m
 Altura panel alma superior $b_2 = 0,15 * b_1 =$ **0,298** m
 Tensión de compresión $S = S_{max} =$ **9724474** kg/m²
 Tensión corte (usamos corte + torsión) $T = T_{max} =$ **1326416** kg/m²
 Coeficiente alfa $\alpha = a/b_1 =$ **5,04**

Condición: $\alpha_1 < k$ y $\alpha_1 < 72$ ó $\alpha_1 < b_1$ **Verifica**

Para el Caso 3 de tabla 3.4.8.2.1 "Tracción y compresión con igual valor de borde"

Tipo de repartición de carga $F = 0,45 S_{max} / 0,75 S_{max} =$ **0,51429**
 Coeficiente de abollamiento por compresión $K_s =$ **5,20**

$\alpha > 1$ $K_s = 8,4 / (F + 1,1)$
 $\alpha < 1$ $K_s = [\alpha + 1 / \alpha]^2 * [2,1 / (F + 1,1)]$

Para el Caso 4 de tabla 3.4.8.2.1 "Corte"

Coeficiente de abollamiento por corte $K_t =$ **5,50**
 $\alpha > 1$ $K_t = 5,34 + 4,00 / \alpha^2$
 $\alpha < 1$ $K_t = 4,00 + 5,34 / \alpha^2$

Tensión de Euler $Se=(\pi^2E/12(1-\mu^2)) * (ea/b12)^2=$ **8.631.431** kg/m²

(Para el acero E=21000000000 kg/m² y mu=0,3)

Tensión crítica de compresión $Sk=Ks*Se=$ **44.913.997** kg/m²

Tensión crítica de corte $Tk=Kt*Se=$ **47.451.036** kg/m²

Tensión crítica de comparación (S1k)

Si S1k<Sp el pandeo es en régimen elástico y se utiliza Nbe para la verificación

Si S1k>Sp el pandeo es en régimen plástico y se utiliza Nbp para la verificación

Tensión de límite de proporcionalidad $Sp=Syp/1,32=Sb=$ **20,40** kg/mm²
20.400.000 kg/m²

$S1k=(S^2 + 3T^2)^{1/2} / [(1+F)/4 * S/Sk + [(3-F)/4 * S/Sk]^2+(T/Tk)^2]^{1/2}=$ **45.546.021** kg/m²
 $S1kr=Syp*S1k^2 / (0,1836*Syp^2 + S1k^2) =$ **24.112.314** kg/m²

Abolladura en régimen: **Plastico**

Factor de diseño $DFB=1,7+0,175*(F-1)=$ **1,615**

Factor seguridad abolladura. Régimen elástico $Nbe=S1k/ (S^2+3T^2)^{1/2}=$ **N/C**

Factor seguridad abolladura. Régimen plástico $Nbp=S1kr/ (S^2+3T^2)^{1/2}=$ **2,41312**

Nbe>=DFB

N/C

Nbp>=DFB

VERIFICA

Parte Inferior

La parte inferior se encuentra sometida a esfuerzos de compresión y tracción con predominio de tracción y tangenciales debidos al corte y torsión.

Ancho panel alma (dist. e/rigidizadores) $a=$ **1,5** m
 Altura panel alma superior $b13=b1-b11-b12=$ **1,438** m
 Tensión de compresión $S=0,45*Smax=$ **5.834.685** kg/m²
 Tensión corte (usamos corte + torsión) $T=Tmax=$ **1.326.416** kg/m²
 Coeficiente alfa $alfa=a/b1=$ **1,04**

Condición: $a1<k$ y $a1<72"$ ó $a1<b1$ **Verifica**

Para el Caso 3 de tabla 3.4.8.2.1 "Tracción y compresión con predominio de tracción"

Tipo de repartición de carga $F=Smaxt/0,45 Smax=$ **-2,2222**

Coefficiente de abollamiento por compresión $Ks=$ **23,90**

$alfa>=2/3 Ks=23,9$

$alfa < 2/3 Ks= 15,87 + 1,87/alfa^2 + 8,6*alfa^2$

Para el Caso 4 de tabla 3.4.8.2.1 "Corte"

Coefficiente de abollamiento por corte $Kt=$ **9,02**

$$\text{alfa} \geq 1 \quad Kt=5,34+4,00/\text{alfa}^2$$

$$\text{alfa} < 1 \quad Kt=4,00 + 5,34/\text{alfa}^2$$

Tensión Euler "tracción"

$$\text{Set}=(\pi^2 E/12(1-\mu^2)) * (ea/[2*(b1/2-(b11+b12))])^2= \quad \mathbf{959048} \quad \text{kg/m}^2$$

Tensión de Euler p/ corte $\text{Sec}=(\pi^2 E/12(1-\mu^2)) * (ea/b13)^2= \quad \mathbf{369479} \quad \text{kg/m}^2$

(Para el acero $E=21000 \text{ kg/mm}^2$ y $\mu=0,3$)

Tensión crítica de compresión $\text{Sk}=\text{Ks}*\text{Set}= \quad \mathbf{22921246} \quad \text{kg/m}^2$

Tensión crítica de corte $\text{Tk}=\text{Kt}*\text{Sec}= \quad \mathbf{3332208} \quad \text{kg/m}^2$

Tensión crítica de comparación (S1k)

Si $S1k < S_p$ el pandeo es en régimen elástico y se utiliza N_{be} para la verificación

Si $S1k > S_p$ el pandeo es en régimen plástico y se utiliza N_{bp} para la verificación

Tensión de límite de proporcionalidad $S_p=S_{yp}/1,32=S_b= \quad \mathbf{20,400} \quad \text{kg/mm}^2$
 $\mathbf{20.400.000} \quad \text{kg/m}^2$

$$S1k=(S^2 + 3T^2)^{1/2} / [(1+F)/4 * S/Sk + [((3-F)/4 * S/Sk)^2+(T/Tk)^2]^{1/2}]= \quad \mathbf{14.226.617} \quad \text{kg/m}^2$$

$$S1kr=S_{yp}*S1k^2 / (0,1836*S_{yp}^2 + S1k^2)= \quad \mathbf{16.039.137} \quad \text{kg/m}^2$$

Abolladura en régimen: Elastico

Factor de diseño $\text{DFB}=1,7+0,175*(F-1)= \quad \mathbf{1,136111111}$

Factor seguridad abolladura. Régimen elástico $\text{N}_{be}=S1k/ (S^2+3T^2)^{1/2}= \quad \mathbf{2,268744519}$

Factor seguridad abolladura. Régimen plástico $\text{N}_{bp}=S1kr/ (S^2+3T^2)^{1/2}= \quad \mathbf{N/C}$

$\text{N}_{be} > \text{DFB}$	Verifica
------------------------------	-----------------

$\text{N}_{bp} > \text{DFB} \quad \text{N/C}$

Abolladura en régimen: **Plastico**

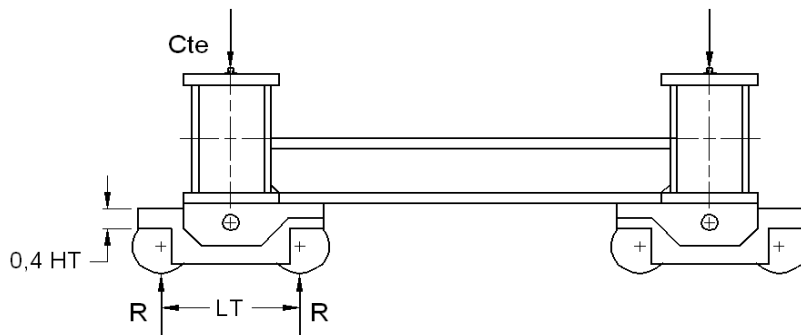
Factor de diseño	$DFB=1,7+0,175*(F-1)=$	1,7000
Factor seguridad abolladura. Régimen elástico	$Nbe=S1k/S=$	N/C
Factor seguridad abolladura. Régimen plástico	$Nbp=S1kr/S=$	1,8101

$Nbe \geq DFB$ N/C

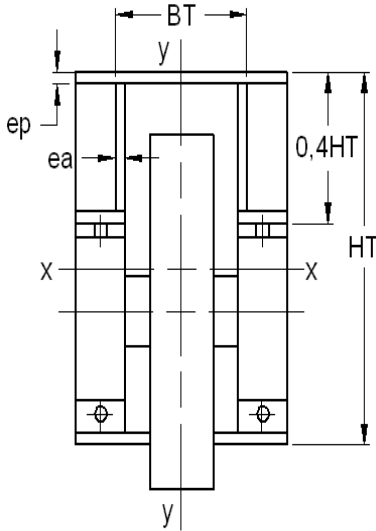
$Nbp \geq DFB$ VERIFICA

CALCULO DE VIGA TESTERA

Como diseño de viga se utilizaran balancines con dos ruedas y una viga rigidizadora de unión.



20.1 - Dimensionamiento de la viga Testera



Altura	HT=	0,7	m
Ancho	BT=	0,27	m
Espesor nominal platabanda	ep=	0,016	m = 5/8"
Espesor nominal del alma	ea=	0,0095	m = 3/8"
Distancia entre ruedas	LT=	1	m
Momento de inercia	$Jx=$	0,0015	m ⁴
Momento de inercia	$Jy=$	0,0003	m ⁴
Módulo resistente x-x	$Wx=Jx/(HT/2)=$	0,0042	m ³
Módulo resistente y-y	$Wy=Jy/(BT/2)=$	0,002	m ³
Peso propio viga testera	$PT=A*LT*7850=$	167,23	Kg

En la sección extrema de altura 0,4*HT aprox

Momento de inercia	$Jxe=$	0,0002	m ⁴
Momento estático en x-x	$Sxe=$	0,0007	m ³

Limitaciones de diseño según CMAA 3.5.1

$L/H < 25$	$LT/HT=$	1	VERIFICA
$L/B < 65$	$LT/BT=$	4	VERIFICA

Tensiones Normales

Momentos Flectores Verticales

Carga concentrada vertical	Cte=	44231	Kg
Carga distribuida vertical	Qv=PT*DLF=	198	Kg
Mf vertical por carga concentrada	Mxc=Cte*LT/4=	11057,73	Kgm
Mf vertical por carga distribuida	Mxq=(Qv*LT)/8=	24,69	Kgm

Momentos Flectores Horizontales

Carga concentrada horizontal	SK=Sk*Cte=	6635	Kg
Carga distribuida horizontal	Qh=Sk*Qv=	30	Kg
Mf horizontal por carga conc.	Myc=SK*LT/4=	1658,7	Kgm
Mf horizontal por carga distribuida	Myq=(Qh*LT)/8=	4	Kgm

Verificacion de Tensiones Normales

CASO 2

Tensión según x	Sx=(Mxc+Mxq)/Wx=	2.626.254	kg/m ²
Tensión según y	Sy=(Myc+Myq)/Wy=	837.070	kg/m ²
Tensión total	Smax=Sx+Sy=	3.463.324	kg/m²
Tensión admisible	Sadm=Sat=Sac=	16.830.000	kg/m²

Smax<Sadm	VERIFICA
-----------	----------

Tensiones Tangenciales

Tensiones Tangenciales por Corte

Corte por carga distribuida	Cdet=Qv/2=	99	Kg
Corte por carga concentrada	Ccet=Cte/2=	22115	Kg
Corte total en sección extrema	Ctet=Cde+Cce=	22214	Kg
Tensión tangencial en el alma	Tcte=Ctet*Sxe/Jxe*2*ea=	4.840.579	kg/m ²

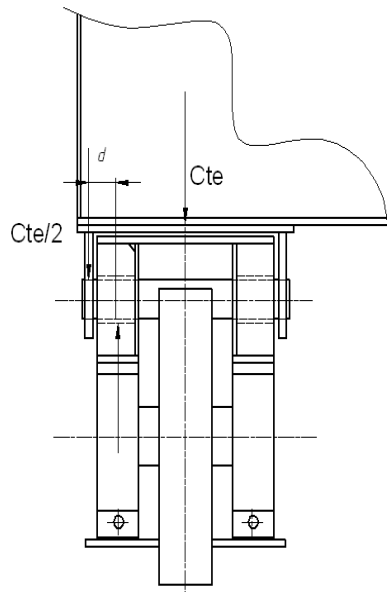
20.3.2 - Verificacion de Tensiones Tangenciales

CASO 2

Tensión total	Tmax=Tcte=	4.840.579	kg/m²
Tensión admisible	Ta=	10.200.000	kg/m²

Tmax<Ta	VERIFICA
---------	----------

20.4 - Cálculo del eje Balancín



Material SAE 4140 Normalizado

Tensión de fluencia	Syp=	66,29	kg/mm ²
Diámetro	D=	120	mm
Distancia al apoyo	d=	80	mm
Modulo resistente	W=pi*D ³ /32=	2E+05	mm ³

Usamos un eje de 100 mm

Tensión normal máxima	Smax=(Cte/2)*d/W=	10,43	kg/mm ²
Tensión admisible	Sadm=0,2*Syp=	13,26	kg/mm ²

Smax < Sadm VERIFICA

Tensión tang. máxima	Tmax=16/3*(Cte/2)/pi*D ² =	2,61	kg/mm ²
Tensión admisible	Tadm=0,11*Syp=	7,62	kg/mm ²

Tmax < Tadm VERIFICA

SELECCIÓN DE RUEDAS DE VIGA TESTERA

Vamos a preseleccionar una rueda para luego verificarla. Se necesitarán 8 ruedas.

Diámetro de rueda propuesta	MA1 500	Di=	500	mm
Ancho de riel	Burbach A75	b=	59	mm
Velocidad de rotación de las ruedas	nt=1000*Vp/(pi*Di)=		50,96	rpm

Reacción máxima	Rmax=Cte/2=	22.115	Kg
Reacción mínima	Rmin=[(Pv*a/L)+Qv/2]/2=	9.139	Kg
Reacción media	Rm=(2*Rmax+Rmin)/3=	17.790	Kg

Adoptamos de tabla 1 la presión límite.

Plim: 7,0 N/mm²

Adoptamos el valor del ancho efectivo del riel, de la tabla 2, para riel tipo Burbach A75 según DIN 536.

Tensión de Rotura		P lím
Riel	Rueda	
N / mm ²	N / mm ²	N / mm ²
590	≤ 330	2,80
	410	3,60
	490	4,50
	590	5,80
≥ 690	≥ 740	7,00

Para riel tipo Burbach b = L - 2 r

b: 59 mm

Adoptamos de la tabla 3 el valor del coeficiente C1, que depende del grupo de mecanismo DIN.

Riel (Símbolo)				
STD	NUEVO		r	L - 2 r
mm	mm	VIEJO		
DIN 536 P1	A 45	KS 22	4	37
	A 55	KS 32	5	45
	A 65	KS 43	6	53
	A 75	KS 56	8	59
	A 100	KS 75	10	80
DIN 536 P2	A 120	KS 101	10	100
	F 100		5	90
	F 120		5	110

C1: 0,80 Para Grupo DIN M8

C2 = 1,06 Para diametro de las ruedas de 296 y velocidad lineal de 20m/s

Tiempo de Operación Diario (Horas)			C ₁
Grupo DIN	Desde %	Incluido %	
M 3	0	16	1.25
M 4	16	25	1.12
M 5	25	40	1.00
M 6	40	63	0.90
M 7	63	100	0.80

Diámetro de la Rueda (mm)	Velocidad Lineal (m / min)														
	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66			
250	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66		
315	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	
400	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66
500	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72
630	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77
710		1.16	1.14	1.13	1.12	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84	0.79
800		1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82
900			1.16	1.14	1.13	1.12	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84
1000			1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87
1120				1.16	1.14	1.13	1.11	1.10	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89
1250				1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91

Por ultimo calculamos Dn y verificamos si la rueda adoptada es apta

$$Dn = \frac{Rm}{Plim \cdot b \cdot C_1 \cdot C_2} = 498 \text{ mm}$$

La rueda seleccionada es de MA1-S 500mm.(Miguel Abad)

CÁLCULO DE LA POTENCIA DE IMPULSIÓN DEL PUENTE

Según CMAA 5.2.9.1.2

Cálculo del factor de aceleración según tipo de motor (Ka)

$$Ka = \frac{f + (2000 \cdot ap \cdot Cr) / (g \cdot E)}{(33000 \cdot Kt)} \cdot Nr / Nf = 0,0010$$

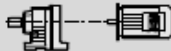
Factor de fricción	f=	11	lib/ton
Aceleración del puente	ap=	0,5	FT/S ²
Factor de inercia rotacional	Cr=1,05+(ap/7,5)=	1,12	
Aceleración de la gravedad	g=	32,2	FT/S ²
Factor de torque para aceleración	Kt=	1,5	
Rendimiento mecánico de las transmisiones	E=	0,85	
Número de revoluciones nominal a plena carga	Nr=	1450	rpm
Número de revoluciones luego de la aceleración	Nf=	1450	rpm

Cálculo de la potencia para la traslación (HP)

$$\begin{aligned}
 \text{Carga total } W &= (DL+TL)*DLF*(1+IFD)+LL*(1+IFD)= & 84,64 & \text{ Tn} \\
 \text{Velocidad del puente } V_p &= & 262,4672 & \text{ pies/min} \\
 \text{Factor de servicio } K_s &= & 0,75 & \\
 \\
 \text{Potencia de traslación } HP &= K_a * K_s * W * V_p = & 17,44 & \text{ Hp} \\
 &= & 13,01 & \text{ Kw}
 \end{aligned}$$

Según CMAA 5.2.9.2.1-B necesitamos el 25% de las ruedas motorizadas. Es decir $0,25*8= 2$ ruedas

$$\begin{aligned}
 \text{Número de revoluciones del motor } N_r &= 1450 \text{ rpm} \\
 \text{Número de revoluciones de las ruedas testeras } n_t &= 50,96 \text{ rpm} \\
 \text{Relación de transmisión } i &= N_r/n_t = 28,46
 \end{aligned}$$

P_m [kW]	n_a [1/min]	M_a [Nm]	i	$F_{Ra}^{(1)}$ [N]	SEW f_B					m [kg]	$\frac{L}{D}$
7.5	8.4	8560	170.83	90000	1.40	FA	127	DV	132M4	435	284
	9.3	7700	153.67*	90000	1.55	FAF	127	DV	132M4	475	283
	11	6280	125.37	90000	1.90	F	127	DV	132M4	475	282
						FF	127	DV	132M4	520	283
8.0	8.0	8950	178.64	46300	0.85	FA	107	DV	132M4	290	279
	8.9	8080	161.28*	48700	0.95	FAF	107	DV	132M4	310	278
	9.8	7340	148.49	50700	1.05	F	107	DV	132M4	305	277
	11	6510	129.97	52800	1.20	FF	107	DV	132M4	335	278
	12	5910	117.94	54200	1.30						
	14	5080	101.38*	56100	1.50	FA	107	DV	132M4	290	279
	15	4630	92.47*	57100	1.65	FAF	107	DV	132M4	310	278
	16	4430	88.49	57500	1.75	F	107	DV	132M4	305	277
	17	4210	83.99	58000	1.85	FF	107	DV	132M4	335	278
	19	3730	74.52	59000	2.1						
	21	3390	67.62	59600	2.3						
	15	15	4890	97.58	19300	0.90					
16		4500	89.85	29300	0.95	FA	97	DV	132M4	215	274
17		4340	86.59	29800	1.00	FAF	97	DV	132M4	235	273
18		4020	80.31	30700	1.05	F	97	DV	132M4	220	272
19		3790	75.63	31300	1.15	FF	97	DV	132M4	255	273
20		3620	72.29	31800	1.20						
22		3280	65.47	32200	1.30						
25		2910	58.06	31800	1.50	FA	97	DV	132M4	215	274
27	27	2830	52.49	31400	1.65	FAF	97	DV	132M4	235	273
	32	2230	44.49	30600	1.95	F	97	DV	132M4	220	272
	37	1950	38.88	29900	2.2	FF	97	DV	132M4	255	273
	44	1630	32.50	28900	2.6						
33	33	2170	43.28	30500	1.40	FA	97	DV	132M4	210	274
	39	1840	36.64	29600	1.65	FAF	97	DV	132M4	230	273
	42	1700	33.91	29200	2.5	F	97	DV	132M4	215	272
	47	1520	30.39	28500	2.8	FF	97	DV	132M4	250	273
25	25	2840	58.75	18100	1.05						
	28	2520	50.36	18200	1.15	FA	87	DV	132M4	150	269
	32	2270	45.28	18200	1.25	FAF	87	DV	132M4	165	268
	36	1970	39.30	18100	1.40	F	87	DV	132M4	155	267
	41	1760	35.19	18000	1.50	FF	87	DV	132M4	170	268
	49	1460	29.20	17800	1.70						
	50	1440	28.78	17800	1.70						
	54	1330	26.50	17400	2.3	FA	87	DV	132M4	150	269
60	60	1190	23.88	17100	2.5	FAF	87	DV	132M4	160	268
	67	1070	21.32*	16800	2.8	F	87	DV	132M4	155	267
	74	970	19.31	16500	3.1	FF	87	DV	132M4	170	268
	84	860	17.12	16200	3.5						
92	92	775	15.48	15900	3.9						
	42	1690	33.74	14300	0.90	FA	77	DV	132M4	110	264
	48	1500	29.91	15700	1.00	FAF	77	DV	132M4	120	263
	56	1280	25.54	17000	1.15	F	77	DV	132M4	115	262
56	56	1280	25.50*	17100	1.15	FF	77	DV	132M4	125	263
	67	1070	21.43	18000	1.40						
	73	990	19.70	18400	1.50						
	82	880	17.49	18800	1.70						
	91	785	15.64*	19000	1.90						
	102	705	14.06	18800	2.1	FA	77	DV	132M4	110	264
	117	610	12.30	18000	2.6						

Seleccionamos entonces 2 motorreductores Marca SEW con las siguientes características : 7,5 kw, 1450 RPM de velocidad de entrada y 50 RPM de velocidad de salida
Serie FA-87-DV-132M4

Anexo 1 : Diafragmas cortos

Según CMAA 3.5.4.6

Tension maxima de flexion en el riel $\geq \frac{\text{Carga de la rueda del carro} * \text{Distancia entre diafragmas}}{6 * \text{modulo de la seccion del riel}}$

Carga de la rueda del carro=Carga concentrada vertical+carga distribuida vertical = 12624,8 Kg
 = 27824,949 Lib

Modulo de la seccion del riel del carro

Designacion del riel A75/KS56 Wx= 109 cm³ = 6,65 pulg³
 Peso del riel A75= 56,6 Kg/m

Distancia entre diafragmas = 24 " = 0,610 m = 610 mm

Tension de flexion= 16,73 Ksi VERIFICA Tension admisible por norma =18Ksi

Adoptamos distancia 500mm entre diafragmas cortos 0,5 m

Altura máxima de los rigidizadores locales

Siguiendo recomendación de CMAA 3.5.2.3 y para rigidizadores soportados a ambas lados

Relación : alto/espesor alma<42,2 Alto = espesor alma*38 = 9,50 "
 = 241,3 mm

Adoptamos = 250 mm

Espesor de los rigidizadores locales= 1/4 " = 0,006 m

Cantidad de rigidizadores entre diafragmas= 2

Cantidad de rigidizadores locales total= 40

Ancho de los rigidizadores = 0,7173 m (largo de la platabanda - 2 alma -2 cordones de soldadura)

Peso total por rigidizadores locales = 357,56 Kg
 (espesor x altura x largo x7850)

Anexo 2 : Selección de variador de frecuencia para motorreductores

Se selecciona un variador para mover los dos motorreductores de 7.5 kW

Según recomendación de proveedor de variadores:

Pot Nec: (Pot mot)*Cant mot*1.5

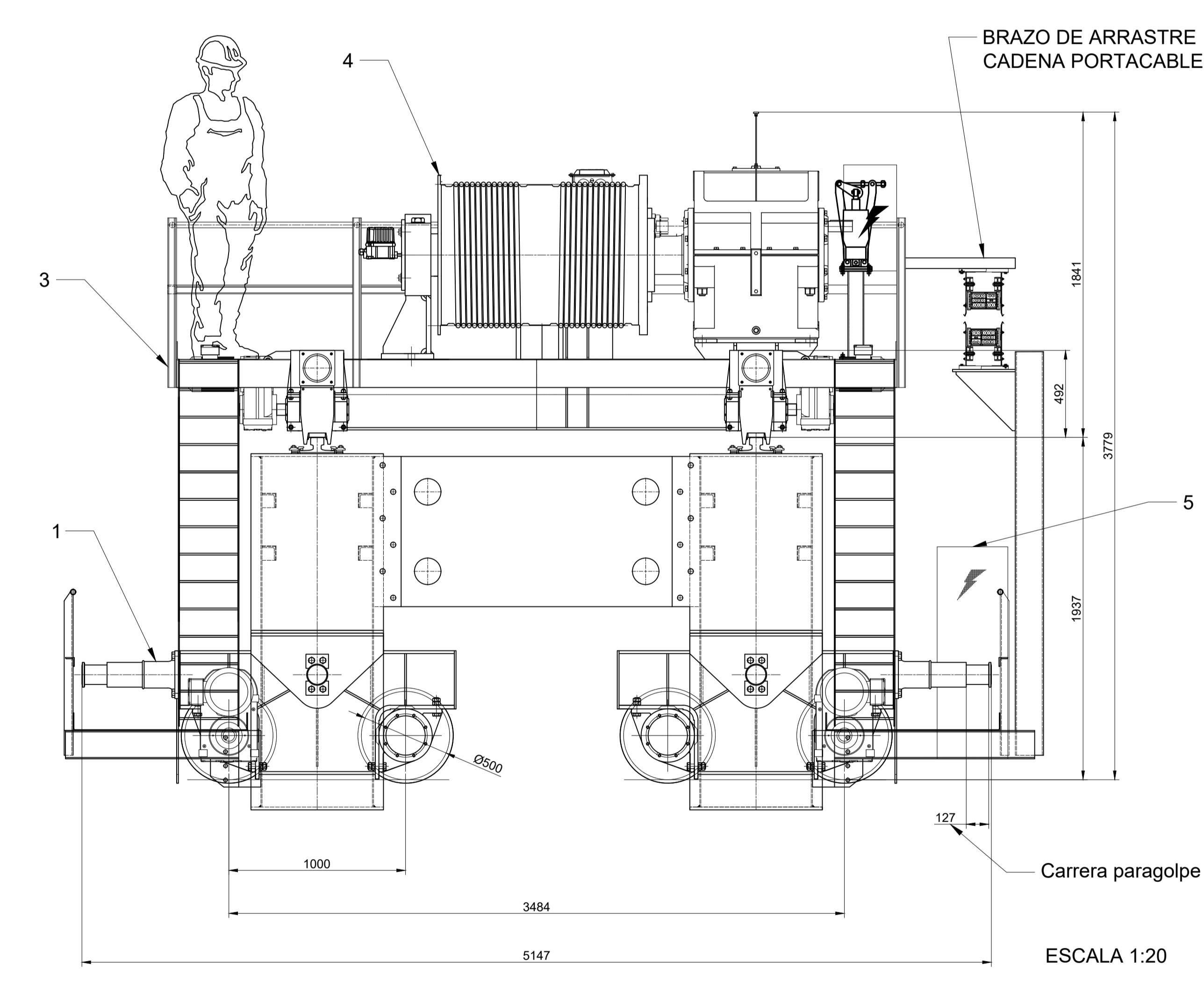
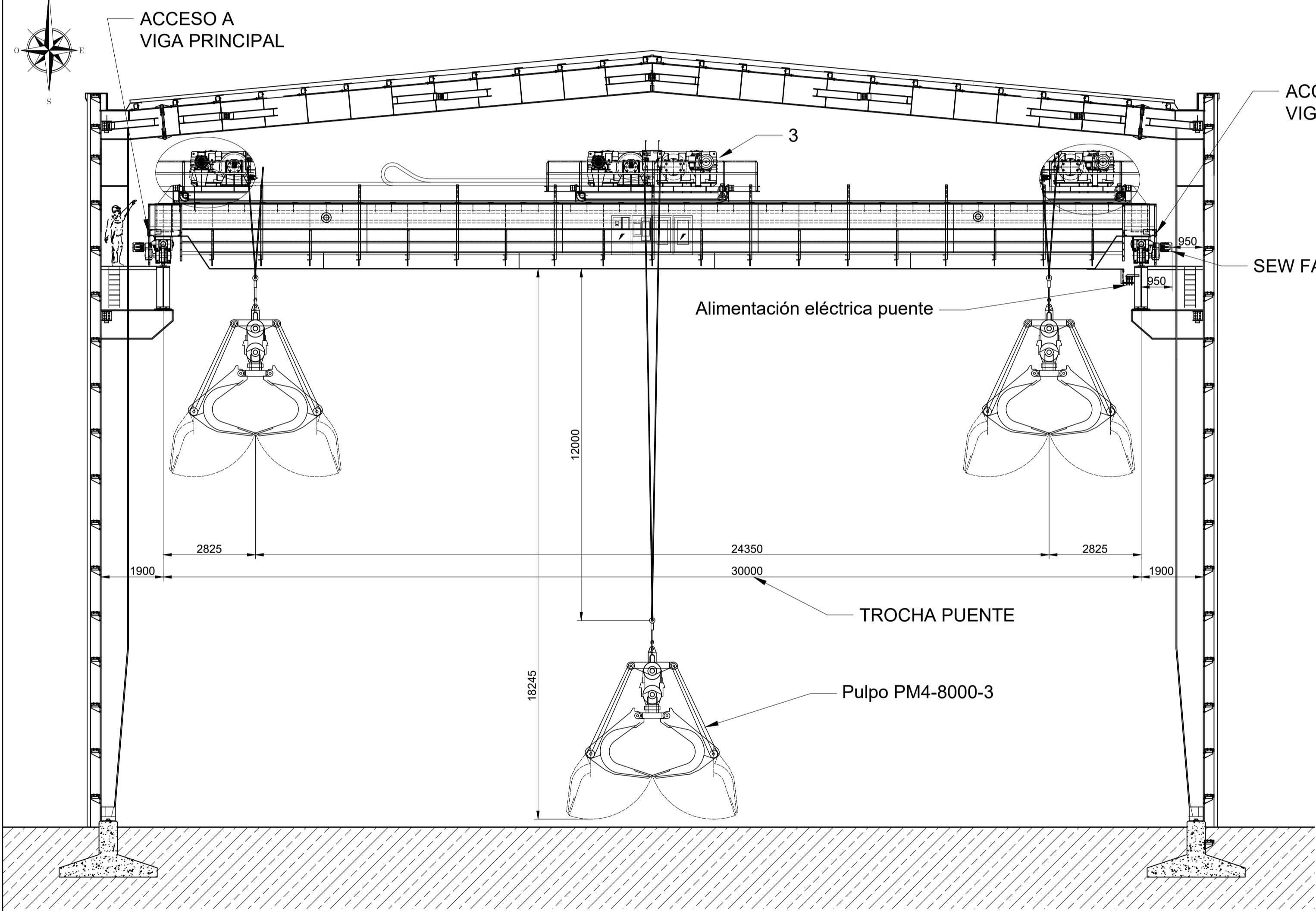
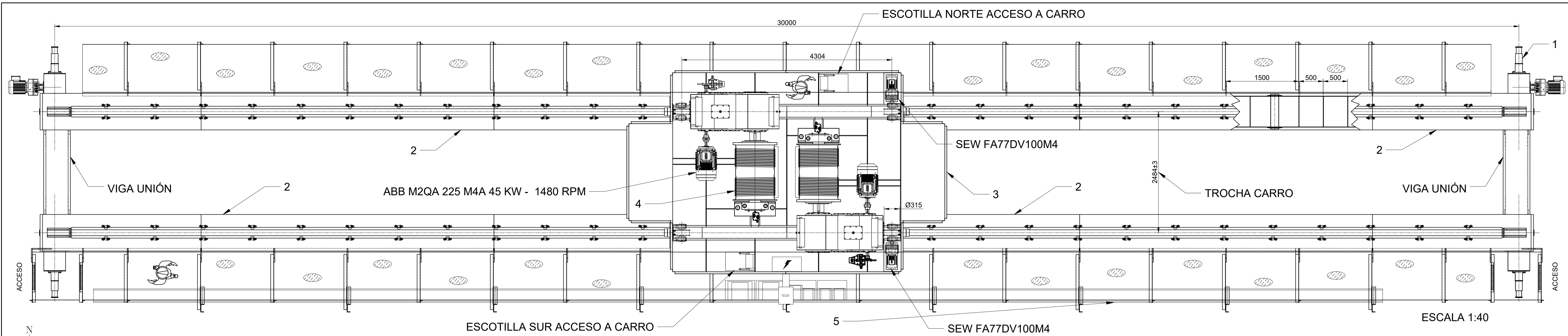
Pot Nec: (7.5 kW) * 2 * 1.5 Pot Nec: 22.5 kW

Tensión del Motor 380Vca / 460Vca

Alimentación	Modelo	Normal Duty (ND)	IEC		NEMA	Heavy Duty (HD)	IEC		NEMA	
			50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V		50Hz 380V 415V	60Hz 440V 460V	60Hz 460V	
			A	KW	HP		A	KW	HP	
380-480 V	30	CFW700A03P6T4	3.6	1.5	2	2	3.6	1.5	2	2
		CFW700A05P0T4	5	2.2	3	3	5	2.2	3	3
		CFW700A07P0T4	7	3	4	3	5.5	2.2	3	3
		CFW700A10P0T4	10	4	7.5	5	10	4	7.5	5
		CFW700A13P5T4	13.5	5.5	10	7.5	11	4	7.5	7.5
		CFW700B17P0T4	17	7.5	12.5	10	13.5	5.5	10	7.5
		CFW700B24P0T4	24	11	15	15	19	9.2	12.5	10
		CFW700B31P0T4	31	15	20	20	25	11	15	15
		CFW700C38P0T4	38	18.5	30	25	33	15	25	20
		CFW700C45P0T4	45	22	30	30	38	18.5	30	25
		CFW700C58P5T4	58.5	30	40	40	47	22	30	30
		CFW700D70P5T4	70.5	37	50	50	61	30	50	40
		CFW700D88P0T4	88	45	75	60	73	37	60	50
		CFW700E0105T4	105	55	75	75	88	45	75	60
		CFW700E0142T4	142	75	100	100	115	55	75	75
		CFW700E0180T4	180	90	150	150	142	75	100	100
CFW700E0211T4	211	110	175	150	180	90	150	150		

Seleccionamos un variador de frecuencia marca: WEG

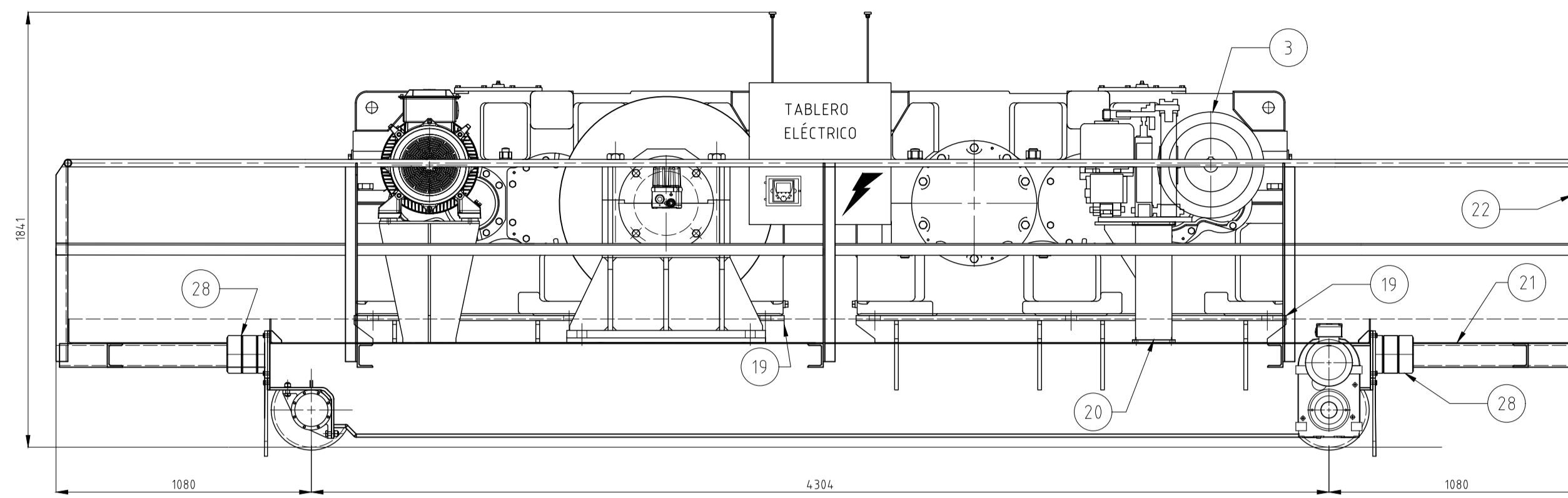
Modelo: CFW700C58POT4



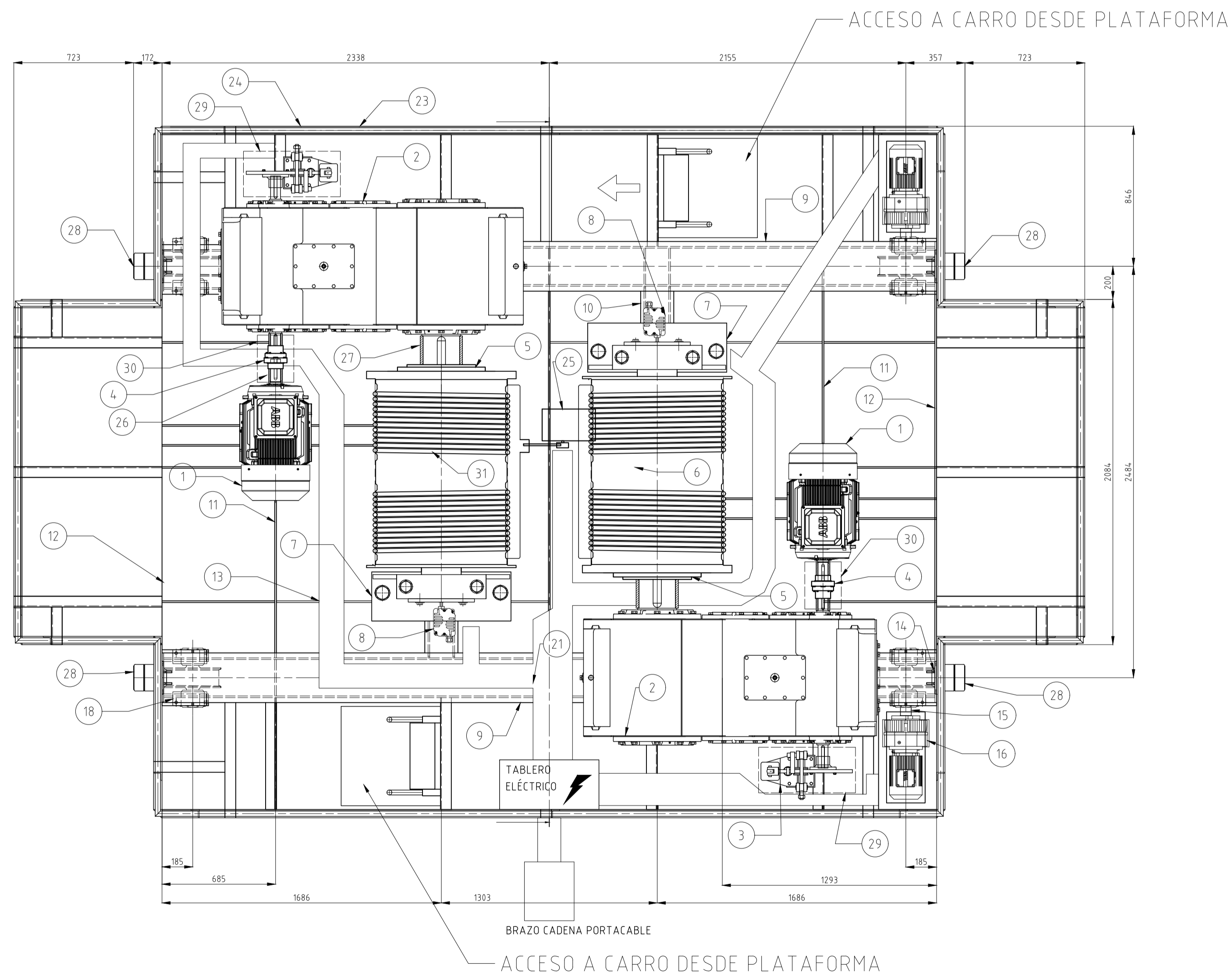
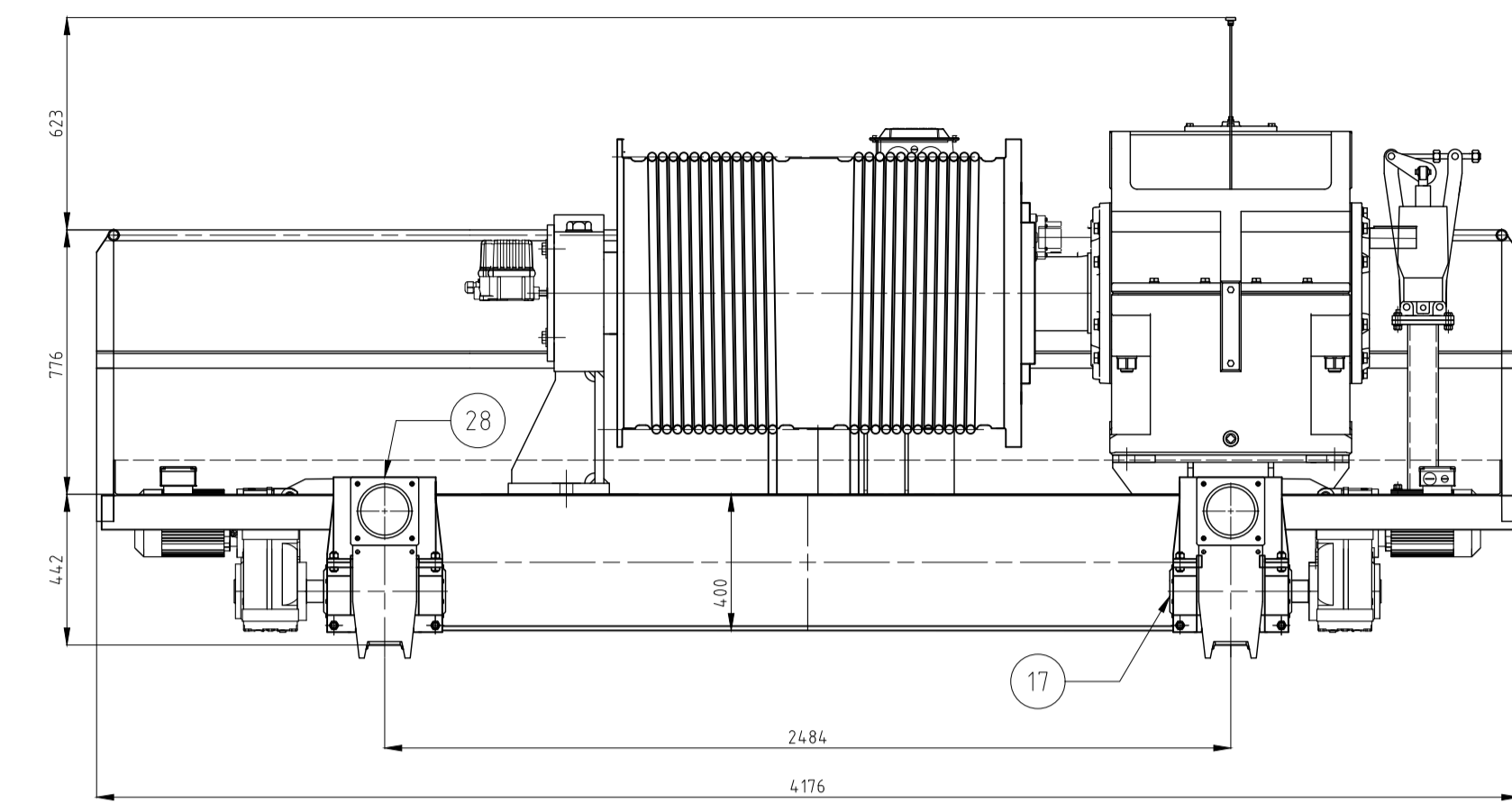
TRASLACIÓN PUENTE		TRASLACIÓN CARRO		IZAJE		GENERAL	
Velocidad de traslación	80 m/min @50 hz / 2 m/min @5 hz	Velocidad de traslación	20 m/min @50 hz / 2 m/min @5 hz	Carga nominal (bajo gancho)	24 tn (métrica)	Norma de diseño	CMAA 70 2010
Motorreductor	SEW FA87DV132M4. CANTIDAD: 2	Motorreductor	SEW FA77DV100M4. CANTIDAD: 2	Altura de izaje	12000 mm	Clase	F (CONTINUO)
Diámetro de rueda	500 mm	Diámetro de rueda	315 mm	Velocidad de izaje	10 m/min / 0,3 m/min	Denominación de la grúa	PG40-C
Riel	DIN A75	Riel	DIN A55	Motor	ABB M2QA 225 M4A 45 KW - 1480 RPM	Trocha de puente	30000 mm
				Diámetro de cable	Ø25 - GPT de 8 cordones compactados. 2º60 Grade	Trocha de carro	2484±3 mm
				Cantidad de partes de cable	4	Peso puente grúa	79065 Kg
				Accesorio	Pulpo PM4-8000-3	Ambiente de operación	NO Intemperie

Pos	DENOMINACION	CNT	MATERIAL	PLANO	F A T C	Obs
5	TOPOGRÁFICO ELÉCTRICO	1		PG 40-E-01		
4	TAMBOR	2		PG 40-T-01		
3	CARRO	1		PG 40-CR-01		
2	VIGA PRINCIPAL	2		PG 40-VP-01		
1	VIGA TESTERA	4		PG 40-VT-01		

DATOS TÉCNICOS		GENERAL	
Diseño:	UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final	Año:	2020
Revisó:	CONJUNTO PG 40	Especificaciones Tec N°:	
Fecha:		Plano N°:	PG 40-CJ-01
Escalas:	S/E	Tolerancias no Indicadas:	Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: ± 30° Rugosidad: 3.2



CORTE A-A



ESC: 1:20

Pos	DENOMINACION	CNT	MATERIAL/FIRMA	PLANO/MODELO	F	A	T	C	Obs
31	Cable de izaje d:25mm L:19m	4	2160 Grade	DOC-PG40-01					X
30	PROTECCIÓN ROTANTES MOTOR	2	SAE 1045	PROT-C-02					X
29	PROTECCIÓN ROTANTES FRENO	2	SAE 1045	PROT-C-01					X
28	PARAGOLPE GALVI RMV 160/160	4	COMERCIAL						X
27	ANILLO DISTANCIADOR REDUCT	2	SAE 1045						X
26	ANILLO DISTANCIADOR MOTOR	2	SAE 1045						X
25	LIMITADOR DE POTENCIA	1	DUKE BRAKES	P-100 Safety limit					X
24	PASAMANO NPS 1 1/4" SCH40		COMERCIAL						X
23	GUARDARODILLAS L 51x51x6.4		COMERCIAL						X
22	POSTES ÁNGULO L 51x51x6.4		COMERCIAL						X
21	INSTALACIÓN ELÉCTRICA CARRO	1	COMERCIAL	PG 40-E-03					X
20	SOPORTE DE FRENO	2		PG 40-CR-03					X
19	SOPORTE DE REDUCTOR IZAJE	2		PG 40-CR-02					X
18	RODAMIENTOS CAJERA	8	SKF	22314 CW33					X
17	CAJERA CONJUNTO MOTRIZ	2	COMERCIAL	M. Abad MA1 315					X
16	MOTORREDUCTOR DE CARRO	2	COMERCIAL	SEW-FA77DV100M4	X				
15	EJE MOTRIZ	2	COMERCIAL	M. Abad MA1 315	X				
14	CONJUNTO RUEDA MOTRIZ	2	COMERCIAL	M. Abad MA1 315					X
13	CHAPA RIGIDIZADOR PIE TAMBOR	2	ASTM A36	PG 40-CR-02					X
12	CHAPA RIGIDIZADOR CIERRE	2	ASTM A36	PG 40-CR-02					X
11	CHAPA RIGIDIZADOR MOTOR	4	ASTM A36	PG 40-CR-02					X
10	VIGA TRANSVERSAL	2	ASTM A36	PG 40-CR-02					X
9	VIGA LATERAL - LARGERO	2	ASTM A36	PG 40-CR-02					X
8	CONTADOR VUELTA FIN/CARRER	2	COMERCIAL						X
7	RODAMIENTO TAMBOR	2	SKF	23944 CC/W33					X
6	TAMBOR DE IZAJE	2	ASTM A36	PG40-T-01 - 1/1					X
5	ACOPAMIENTO TIPO BARRILETE	2	ART - 280	M. Abad-Acop. p32					X
4	ACOPAMIENTO MOT./REDUCTOR	2	TECNON	TADF/B 101					X
3	FRENO ELECTROHIDRÁULICO FPT	2	FPT-1 255	M. Abad - F.E. p87					X
2	REDUCTOR DE ELEVACIÓN	2	SUMITOMO	PHD9110-P4-355					X
1	MOTOR DE ELEVACIÓN	2	ABB LV MOTORS	M2QA-225M4A					X

TRASLACION PUENTE		TRASLACION CARRO		IZAJE		GENERAL	
Velocidad de traslación	80 m/min @50 hz / 2 m/min @5 hz	Velocidad de traslación	20 m/min @50 hz / 2 m/min @5 hz	Carga nominal (bajo gancho)	24 tn (métrica)	Norma de diseño	CMAA 70 2010
Motorreductor	SEW FA87DV132M4. CANTIDAD: 2	Motorreductor	SEW FA77DV100M4. CANTIDAD: 2	Altura de izaje	12000 mm	Clase	F (CONTINUO)
Diámetro de rueda	500 mm	Diámetro de rueda	315 mm	Velocidad de izaje	10 m/min / 0,3 m/min	Denominación de la grúa	PG40-C
Riel	DIN A75	Riel	DIN A55	Motor	ABB M2QA 225 M4A 4.5 KW - 1480 RPM	Trocha de puente	3000 mm
				Diámetro de cable	ø25 - GPT de 8 cordones compactados. 2160 Grade	Trocha de carro	2484±3 mm
				Cantidad de partes de cable	4	Peso puente grúa	79065 Kg
				Accesorio	Pulpo PM4-8000-3	Ambiente de operación	NO intemperie

Mdf: Era Es: Autor: Rev: Fecha:

UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final

Diseño: **CONJUNTO CARRO** Año: 2020

Revisó: **CONJUNTO CARRO** HOJA 1

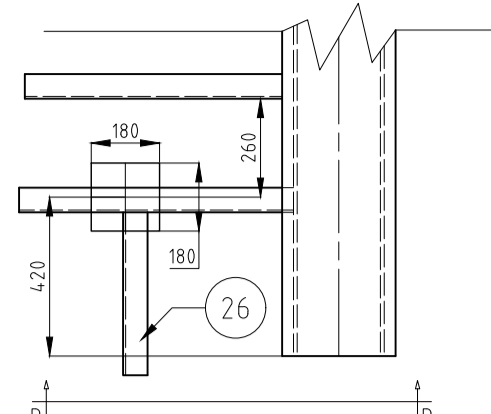
Fecha:

Escalas: 1:20

Tolerancias no Indicadas:
 Longitudinales: ± 0.1 mm
 Angulares: ± 30'
 Rugosidad: 3.2

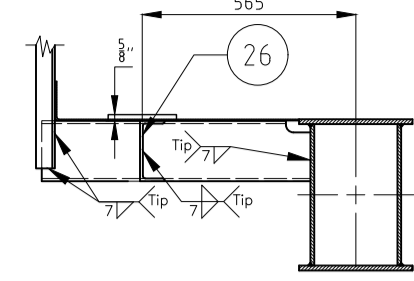
Plano Nº PG 40-CR-01

Detalle chapa para soporte de freno



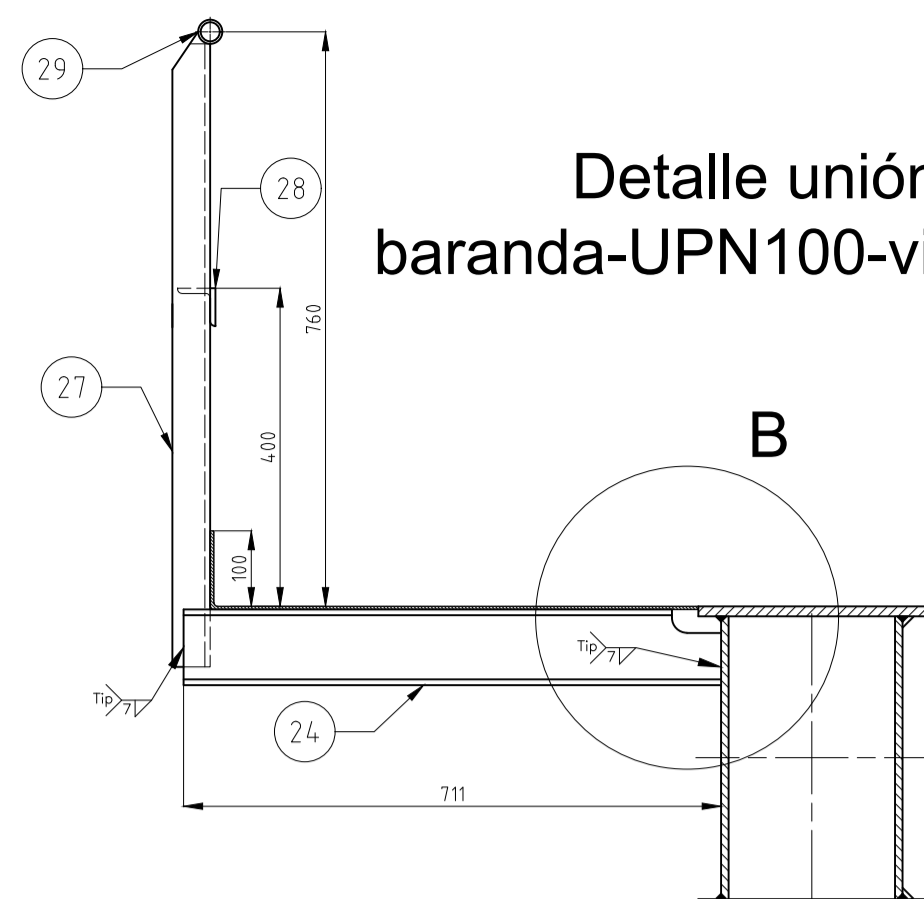
ESC: 1:20

Vista D-D



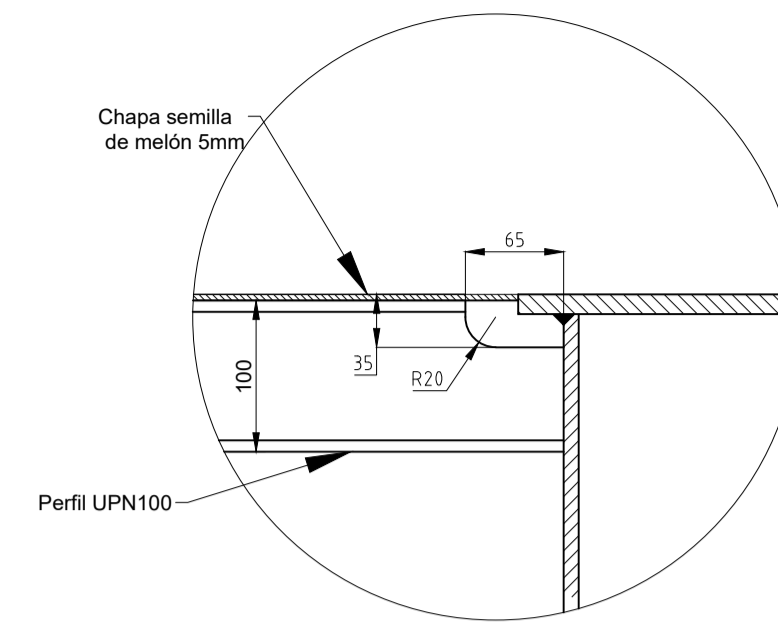
ESC: 1:20

Detalle unión: baranda-UPN100-viga lateral



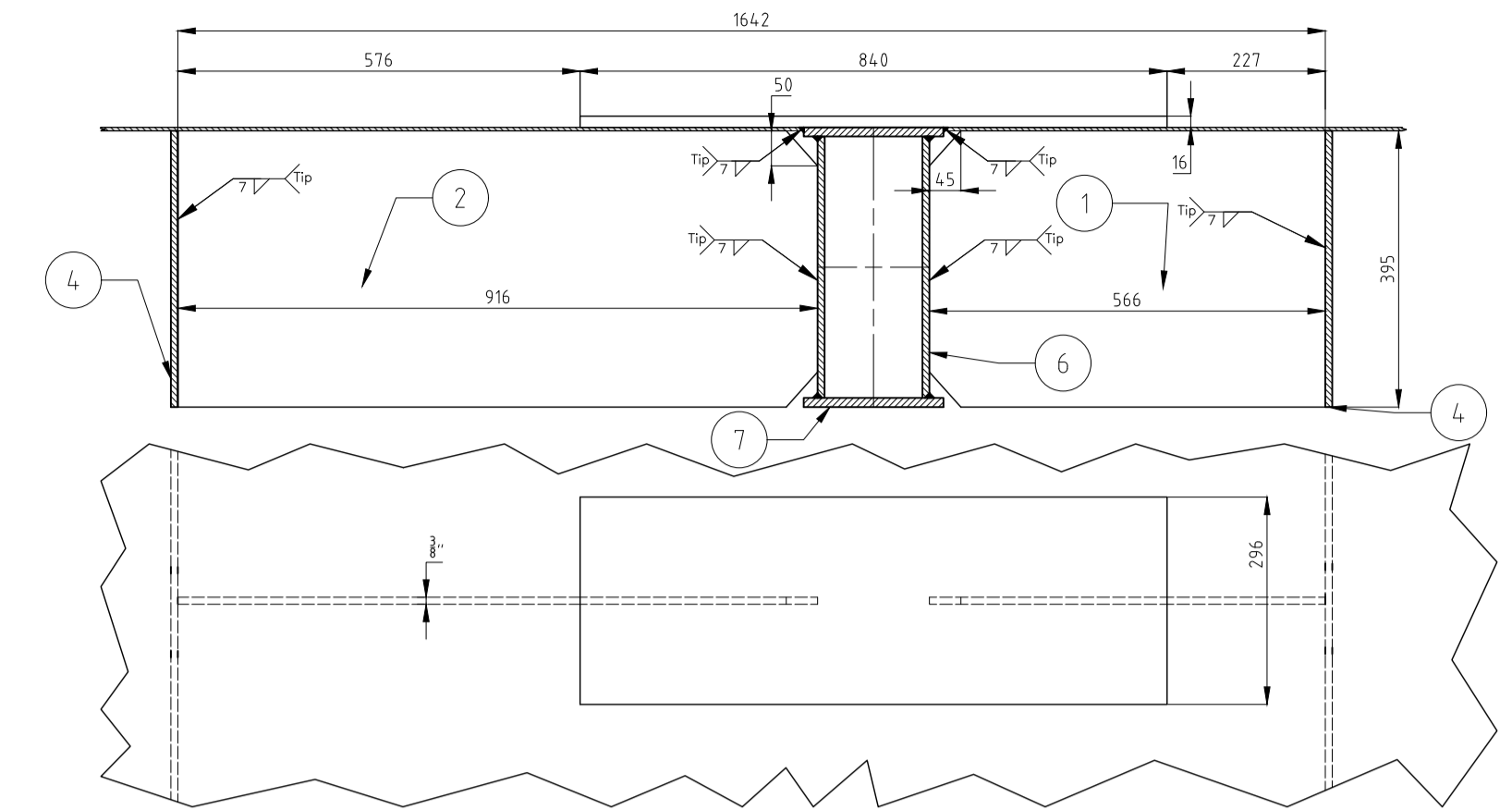
ESC: 1:10

Detalle B



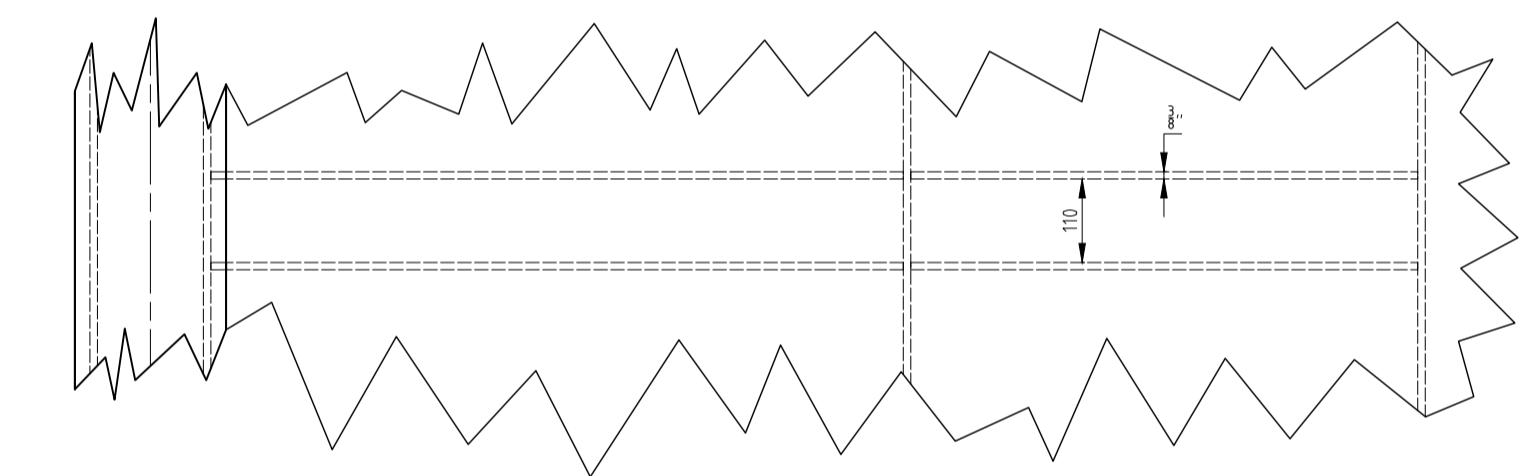
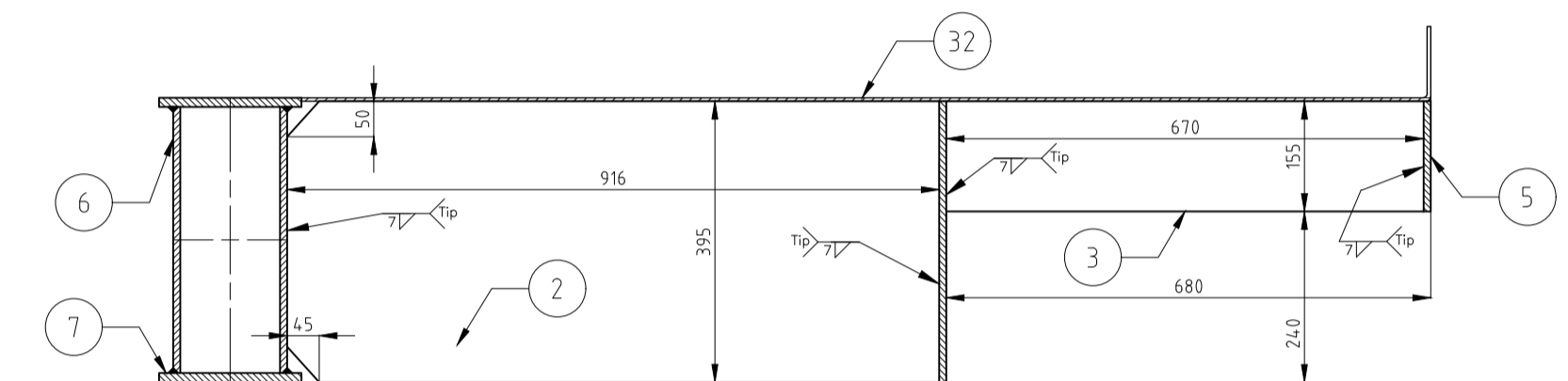
ESC: 1:5

Corte B-B : Chapa soporte pie de tambor



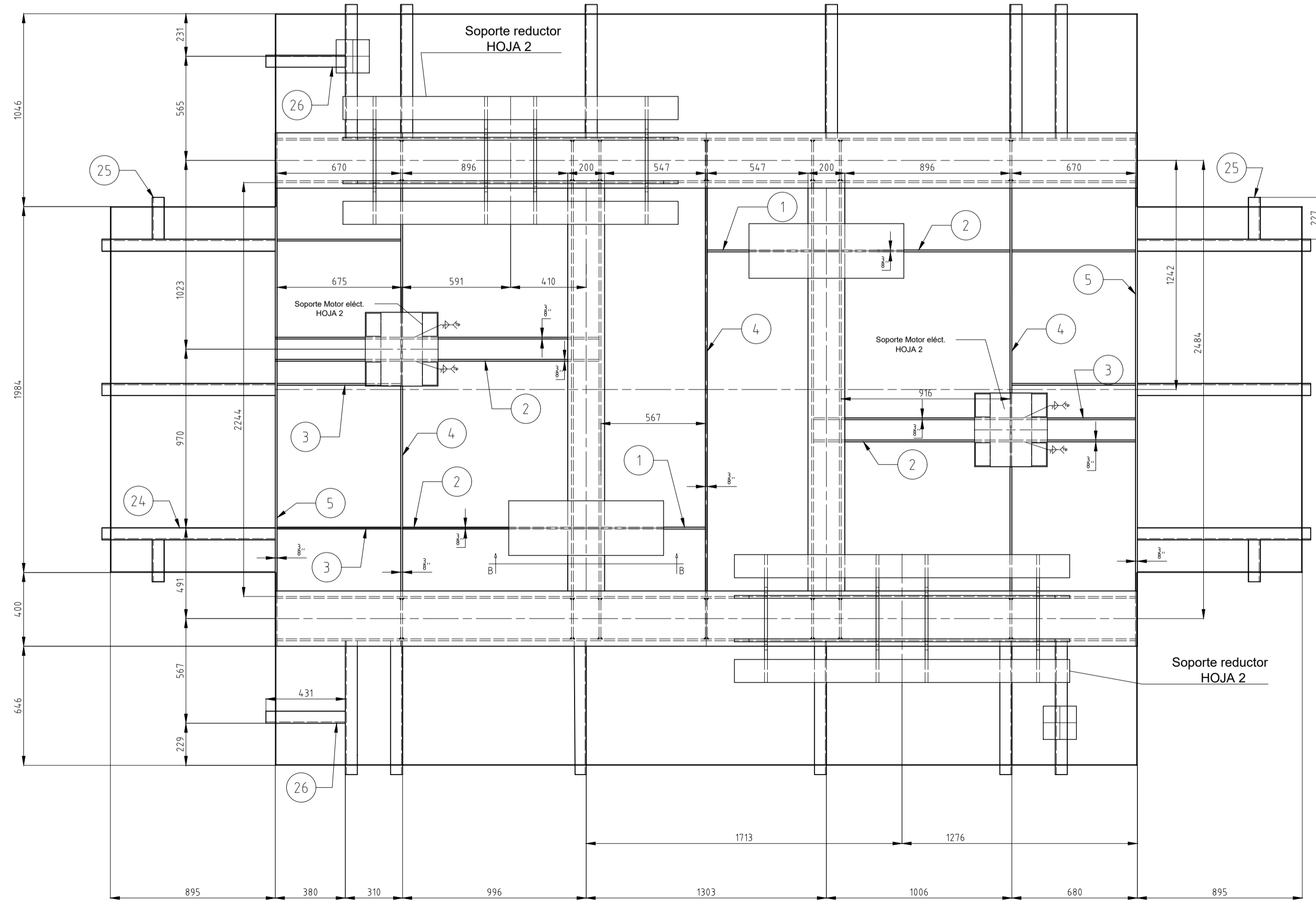
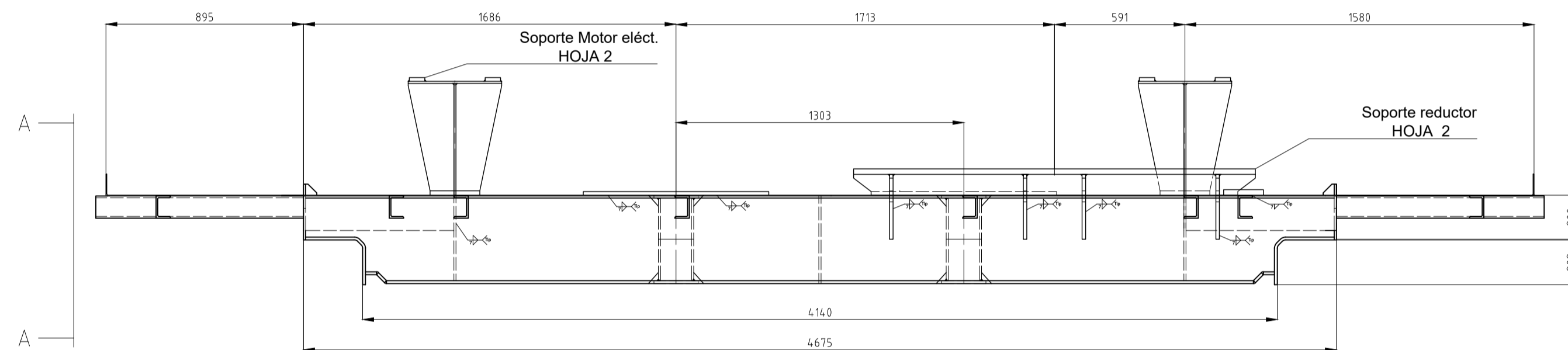
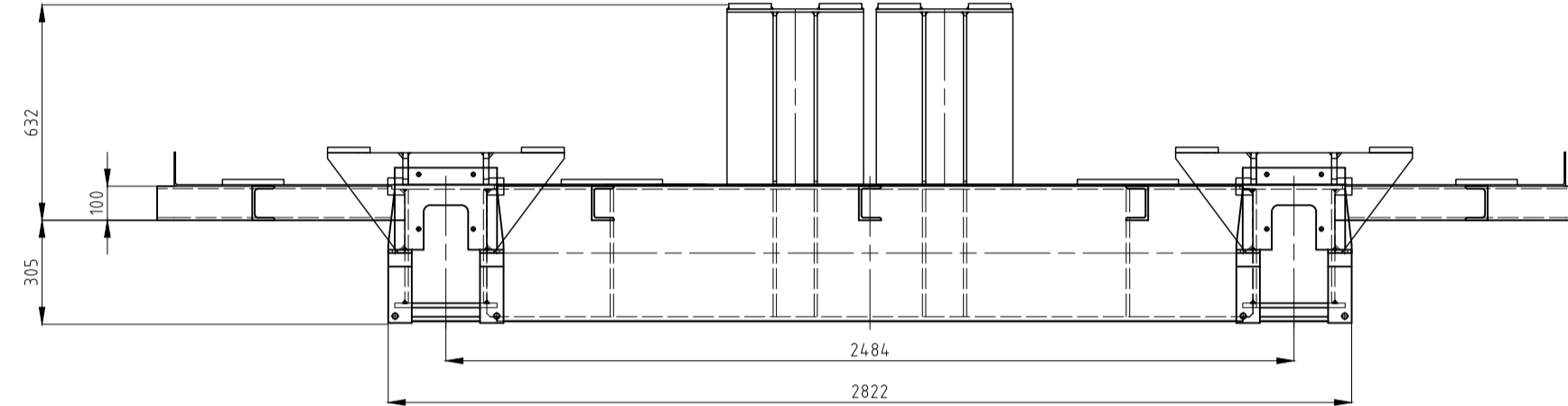
ESC: 1:10

Detalle: Rigidizadores motor eléctrico



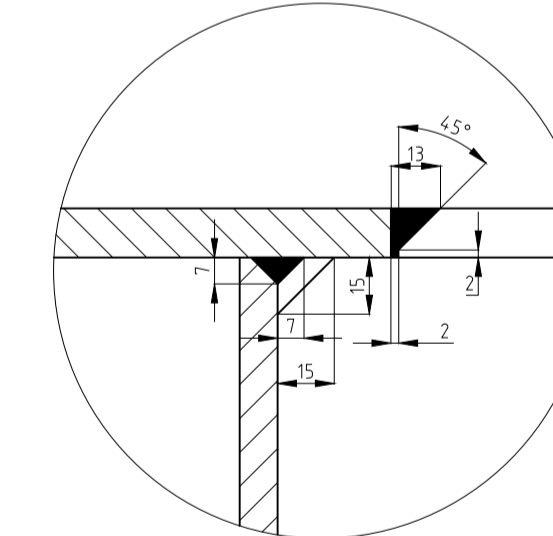
ESC: 1:10

VISTA A-A



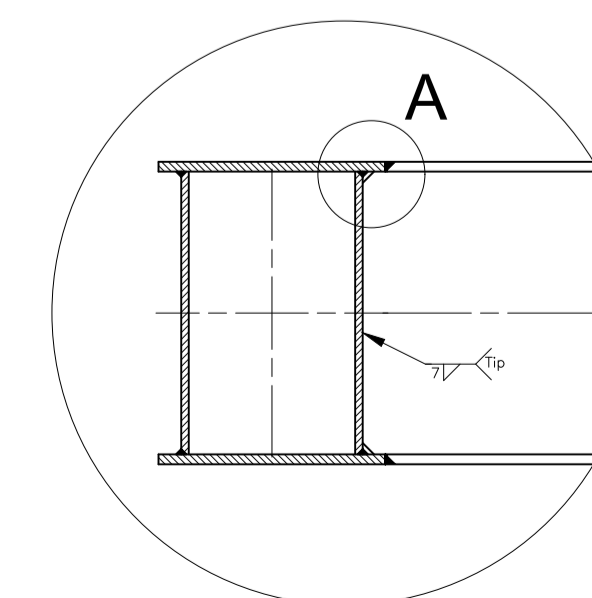
ESC: 1:20

Detalle A



ESC: 1:2

Detalle unión: viga transversal y viga testera

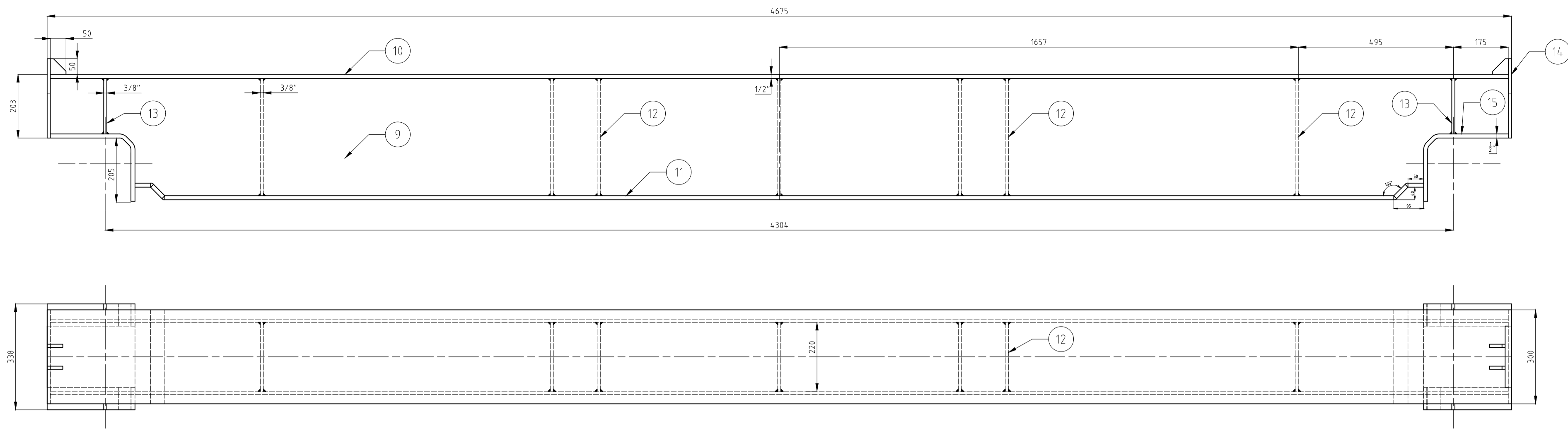


ESC: 1:10

33	CHAPA S.MELÓN 3/16" 2184x1103	1	ASTM A36	RECORTE PISO				X
32	CHAPA S.MELÓN 3/16" 2184x1586	2	ASTM A36	RECORTE PISO				X
31	CHAPA S.MELÓN 3/16" 4875x746	2	ASTM A36	RECORTE PISO				X
30	CHAPA S.MELÓN 3/16" 2184x995	2	ASTM A36	RECORTE PISO				X
29	CAÑO NPS 1.25" SCH40 L: 1000	22	COMERCIAL	PASAMANO				X
28	PERFIL ÁNGULO 3x3x1/4" L: 880	24	COMERCIAL	GUARDARRODILLA				X
27	PERFIL ÁNGULO 3x3x1/4" L: 1000	22	COMERCIAL	VERT. BARANDA				X
26	PERFIL UPN 100 L: 431	2	COMERCIAL	MENSULA PLAT.				X
25	PERFIL UPN 100 L: 227	4	COMERCIAL	MENSULA PLAT.				X
24	PERFIL UPN 100 L: 711	18	COMERCIAL	MENSULA PLAT.				X
23	CHAPA 1/2" 125x80	8	ASTM A36	BASE APOY. MOT.				X
22	CHAPA 3/8" 395x400	2	ASTM A36	BASE APOY. MOT.				X
21	CHAPA 3/8" 506x400	2	ASTM A36	REF. APOY. MOTOR				X
20	CHAPA 3/8" 506x400	4	ASTM A36	REF. APOY. MOTOR				X
19	CHAPA 5/8" 125x1818	4	ASTM A36	APOYO SOP. REDUC				X
18	CHAPA 5/8" 94x1818	4	ASTM A36	LARGUERO SOP.RED				X
17	CHAPA 1/2" 294x294	16	ASTM A36	REF. TRANS. S.RED				X
16	CHAPA 1/2" 331x188	4	ASTM A36	BARRE RIEL				X
15	CHAPA 1/2" 460x70	4	ASTM A36	APOY. CAJERA				X
14	CHAPA 3/8" 300x240	4	ASTM A36	TAPA LARGUERO				X
13	CHAPA 3/8" 177x50	4	ASTM A36	REF. APOY. CAJER				X
12	CHAPA 3/8" 220x374	7	ASTM A36	RIG. LARGUERO				X
11	CHAPA 1/2" 415x300	2	ASTM A36	PLAT.I LARGUERO				X
10	CHAPA 1/2" 4675x300	2	ASTM A36	PLAT.S LARGUERO				X
9	CHAPA 3/8" 4675x374	4	ASTM A36	ALMA LARGUERO				X
8	CHAPA 3/8" 140x374	6	ASTM A36	RIG. TRAVESANO				X
7	CHAPA 1/2" 2184x200	4	ASTM A36	PLAT. TRAVESANO				X
6	CHAPA 3/8" 2244x374	4	ASTM A36	ALMA TRAVESANO				X
5	CHAPA 3/8" 2244x200	2	ASTM A36	CIERRE CARRO				X
4	CHAPA 3/8" 2244x400	3	ASTM A36	TRAVESANOS 3/8"				X
3	CHAPA 3/8" 670x200	10	ASTM A36	RIG. SOP. MOTOR				X
2	CHAPA 3/8" 916x400	6	ASTM A36	RIG. PIE TAM/MOT				X
1	CHAPA 3/8" 567x400	2	ASTM A36	RIG. PIE TAMBOR				X

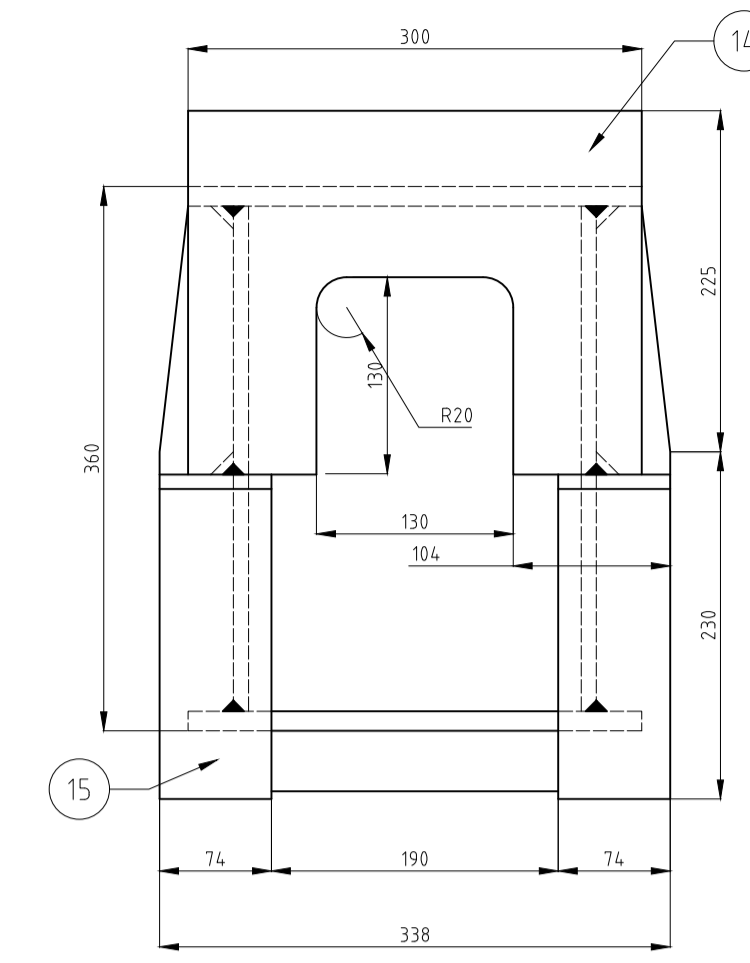
Pos	DENOMINACION	CNT	MATERIAL/FIRMA	PLANO/REF.	F	A	T	C	D	S
Mdf	Era	Es	Autor	Rev	Fecha					
Diseño:				CALDERERÍA CARRO				Año :2020		
Reviso:								HOJA 1/2		
Fecha:										
Escala:		S/E		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: ± 30° Rugosidad: 3.2				Plano Nº PG 40-CR-02		

VIGA I / VIGA II (Testera)



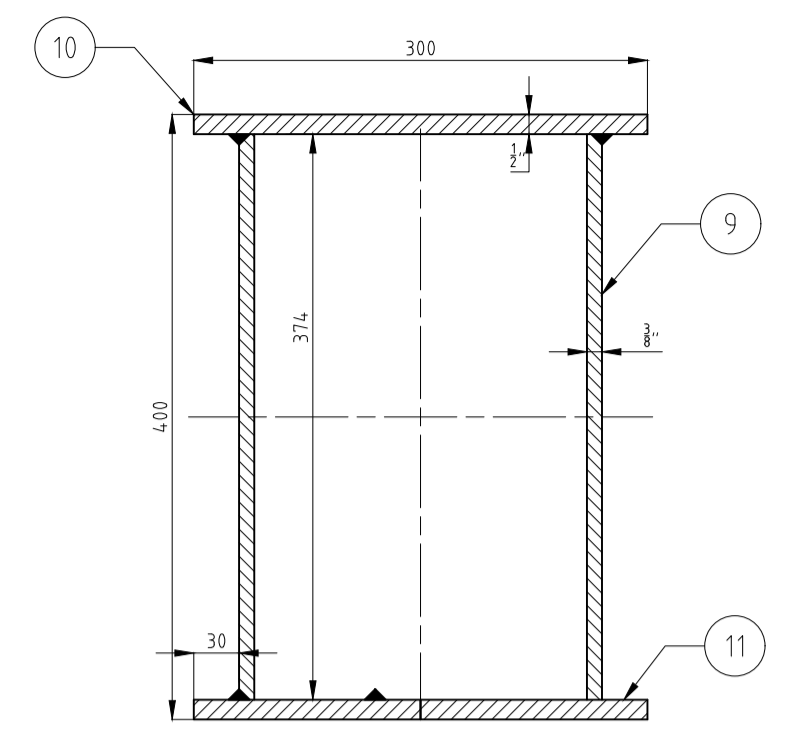
ESC: 1:10

Vista lateral viga testera



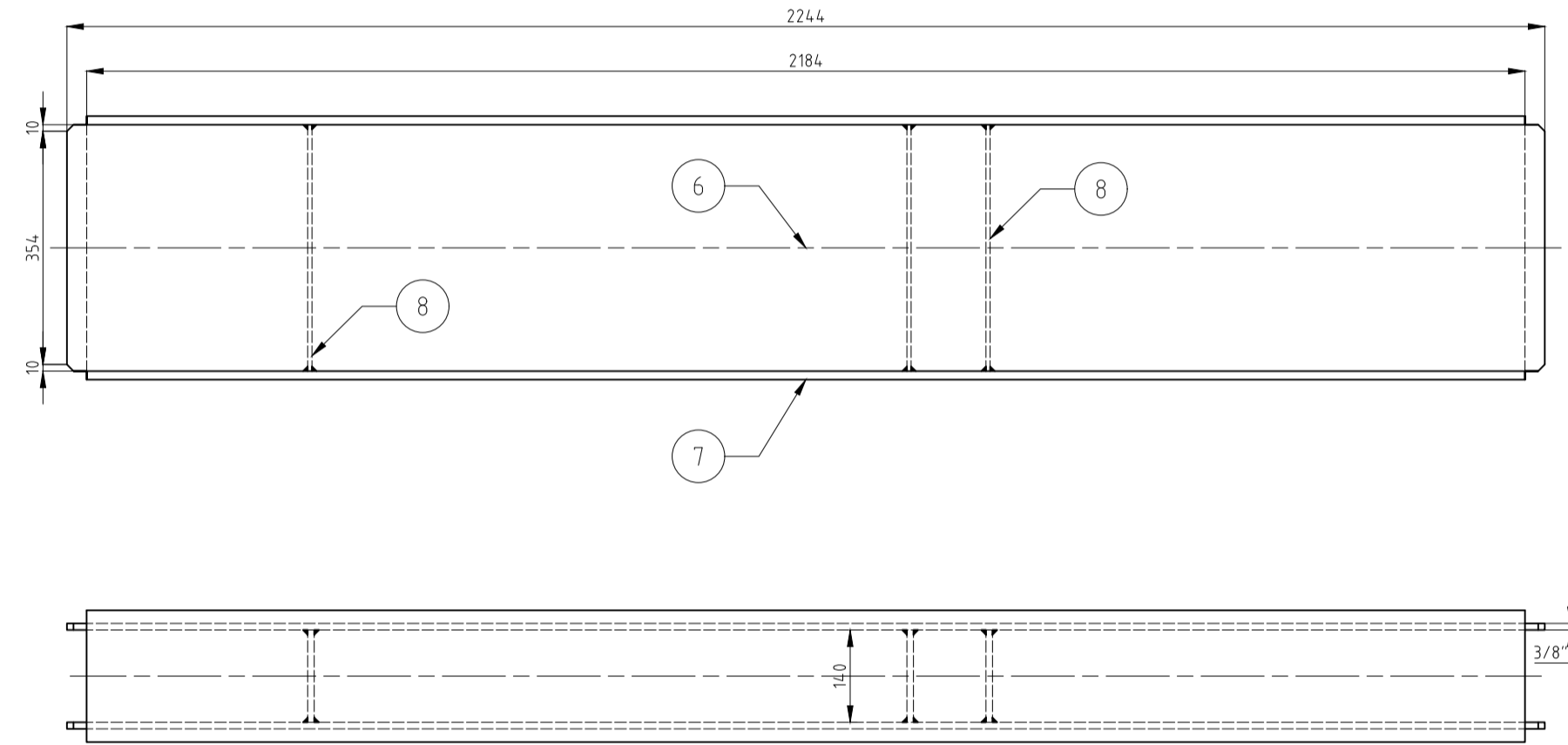
Interior bruto

Sección viga testera



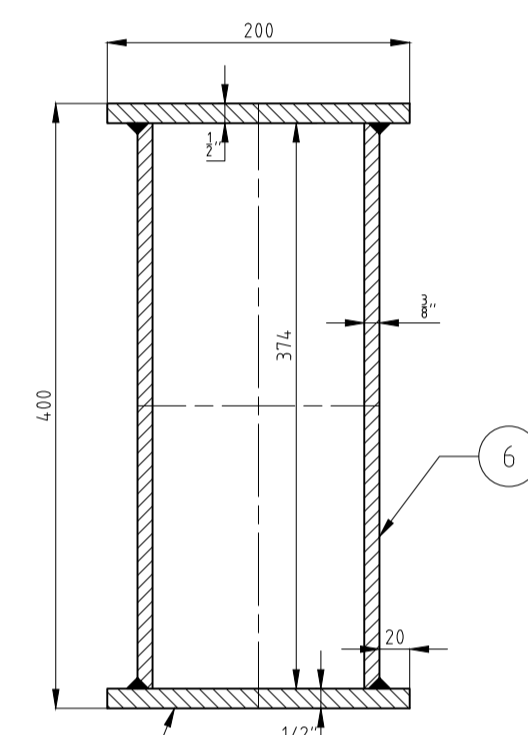
ESC: 1:5

VIGA III / VIGA IV (Transversal)



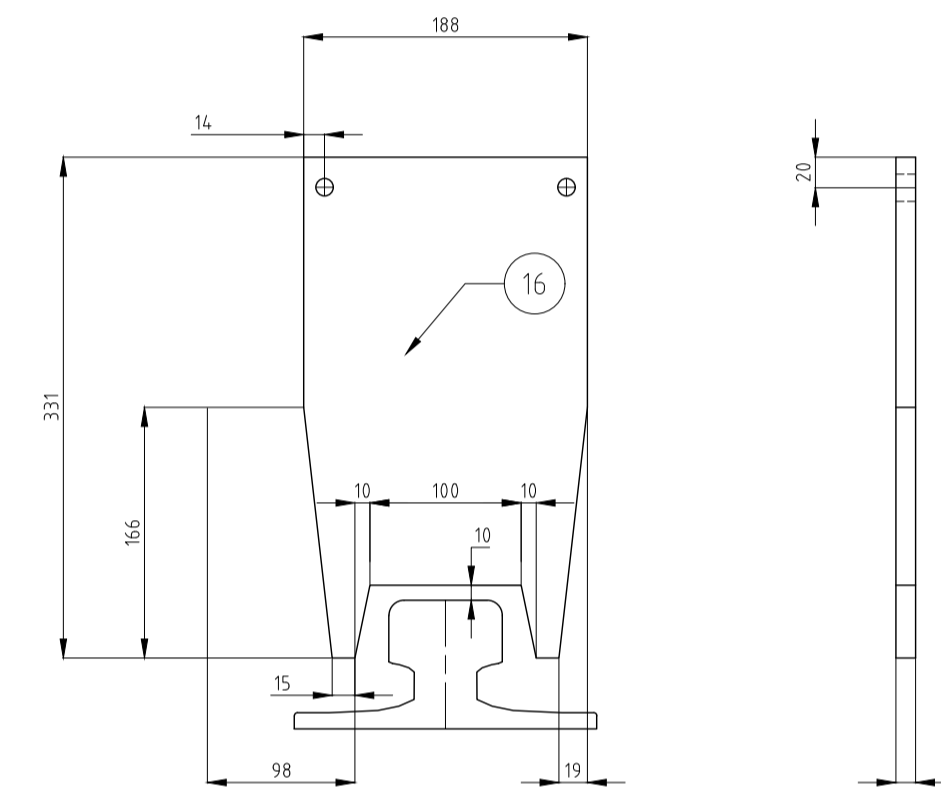
ESC: 1:10

Sección viga transversal



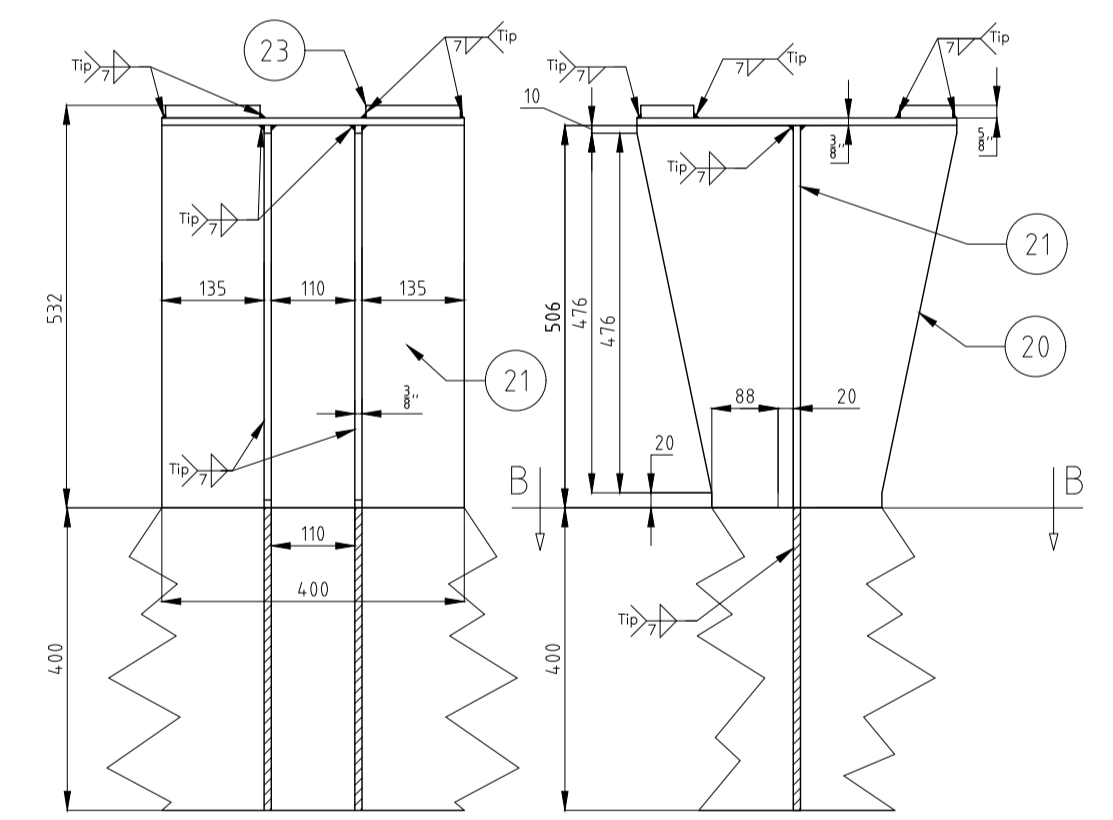
ESC: 1:5

Barre riel



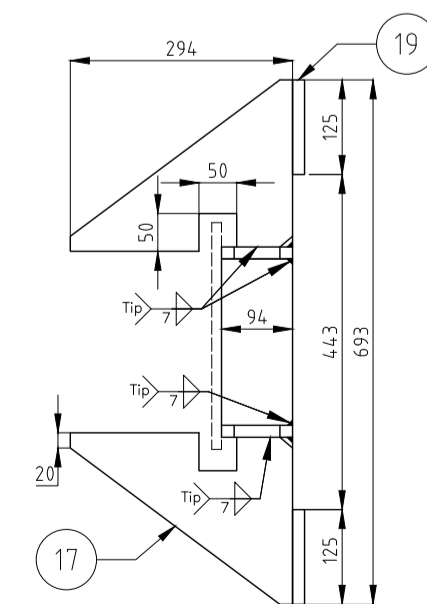
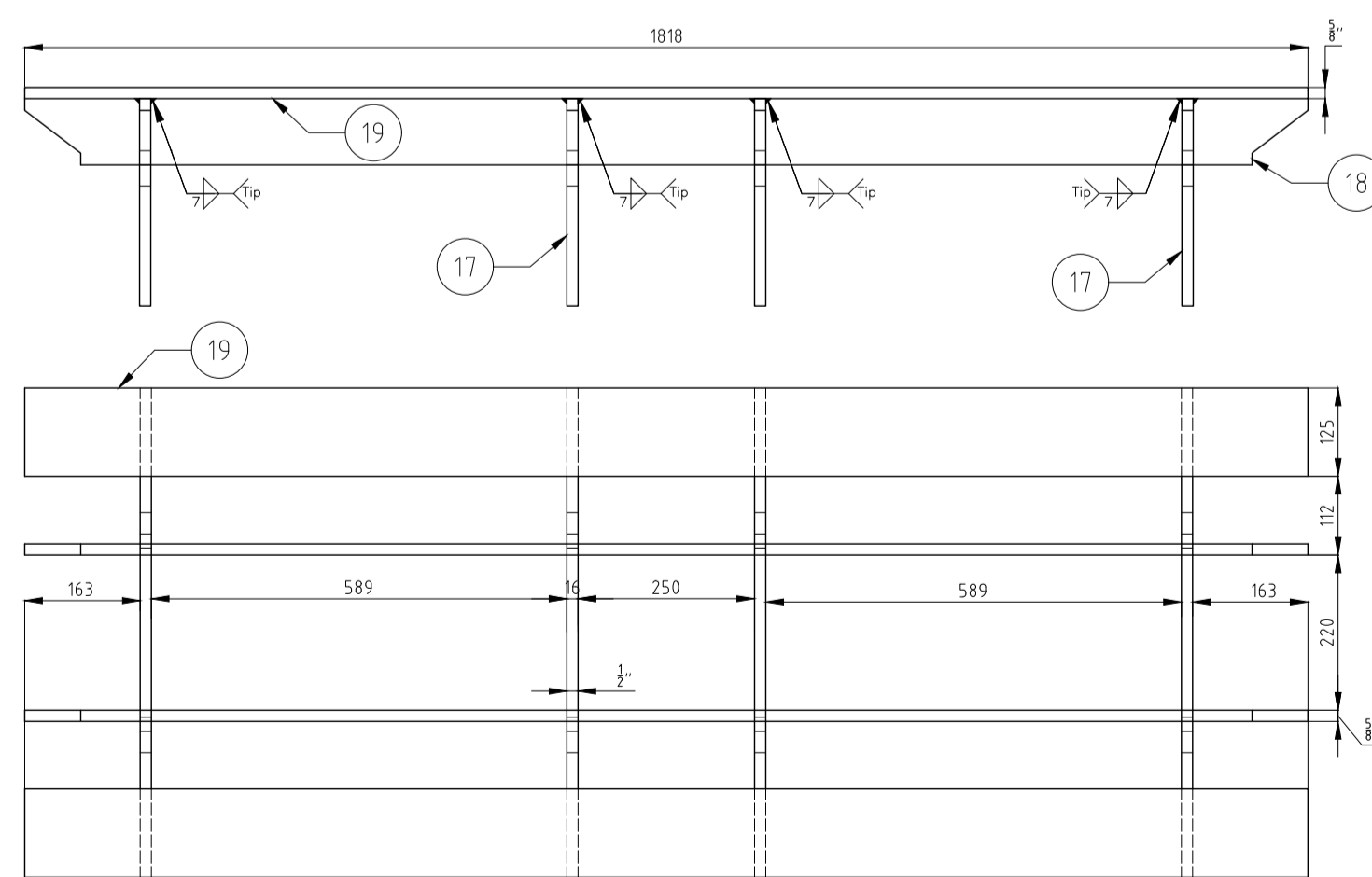
ESC: 1:5

Soporte motor eléctrico



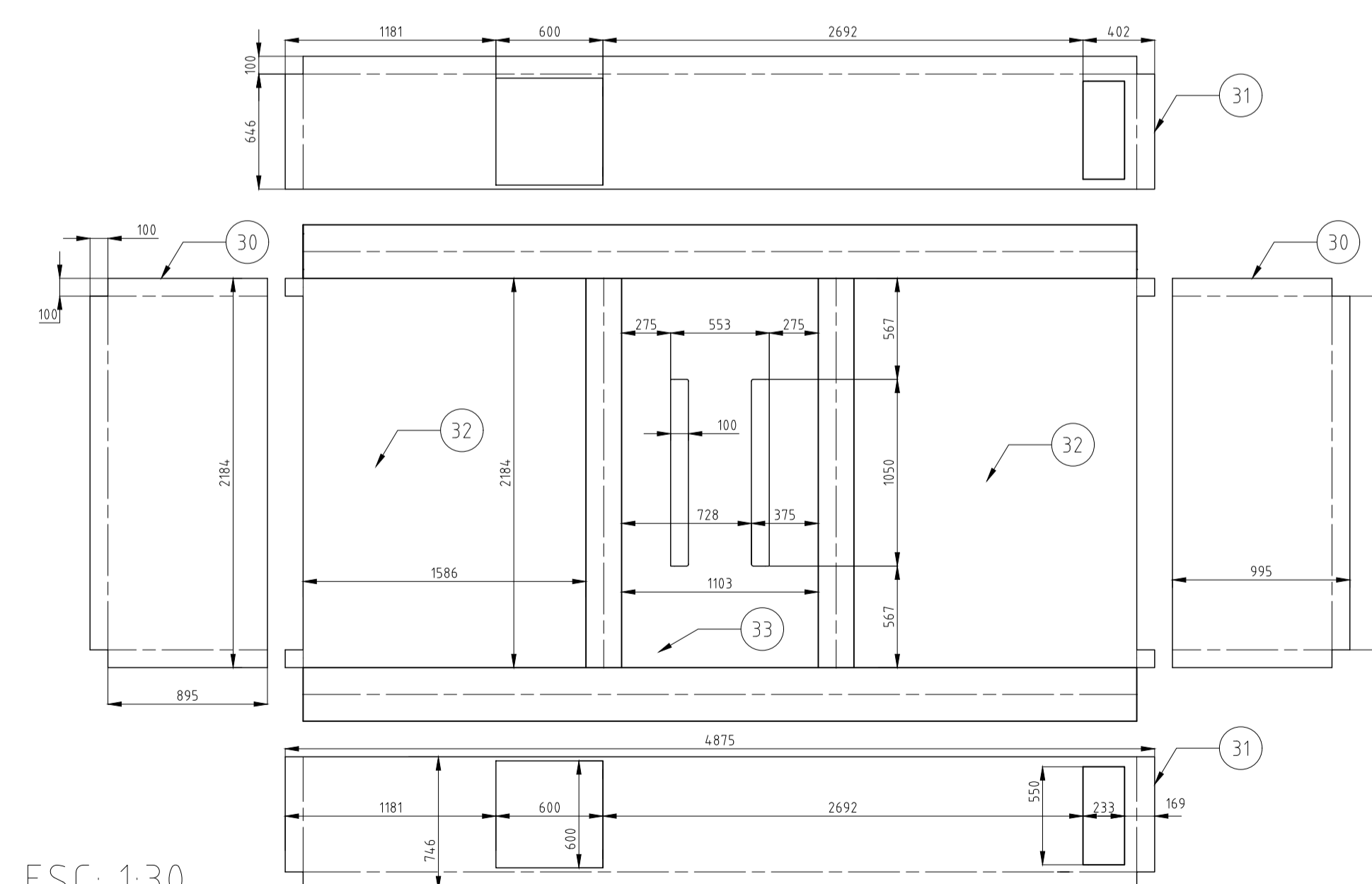
ESC: 1:10

Soporte reductor



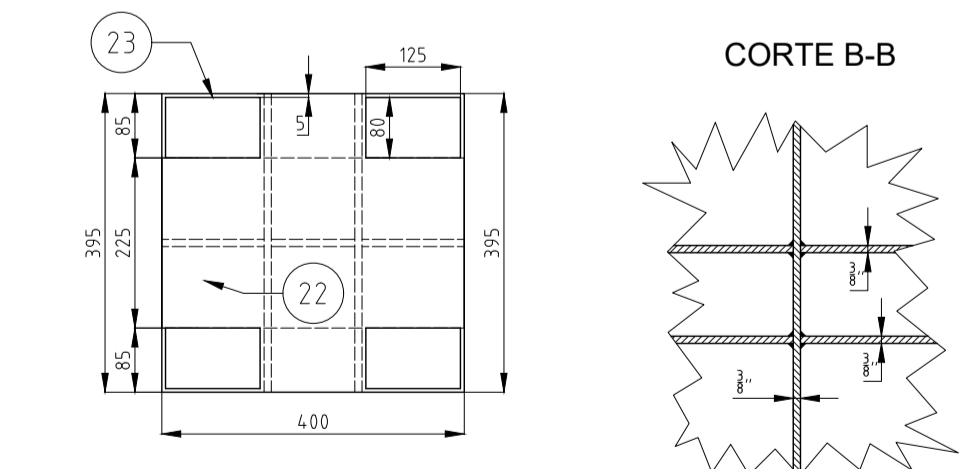
ESC: 1:10

Despiece de chapas para piso

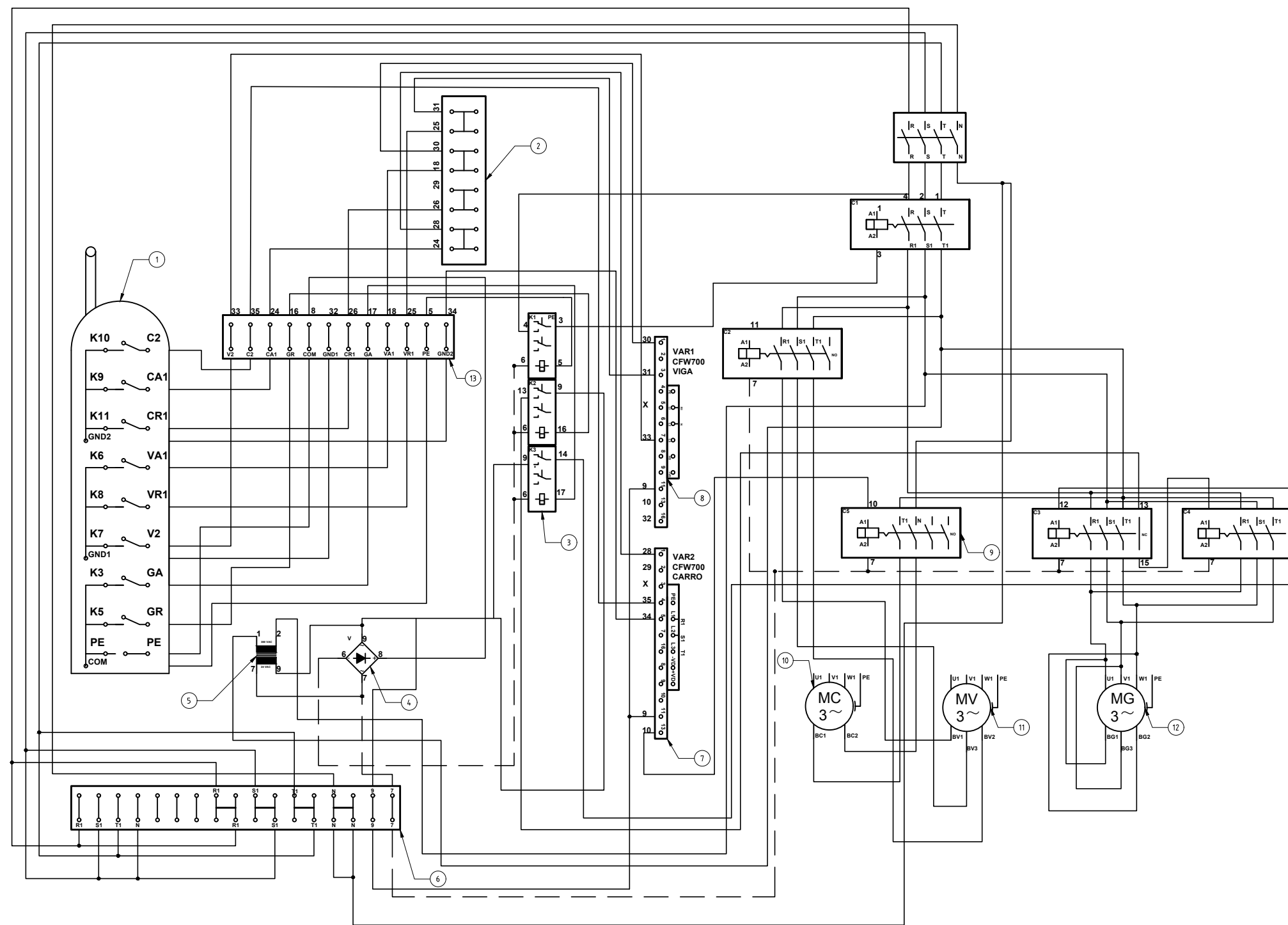


ESC: 1:30

CORTE B-B



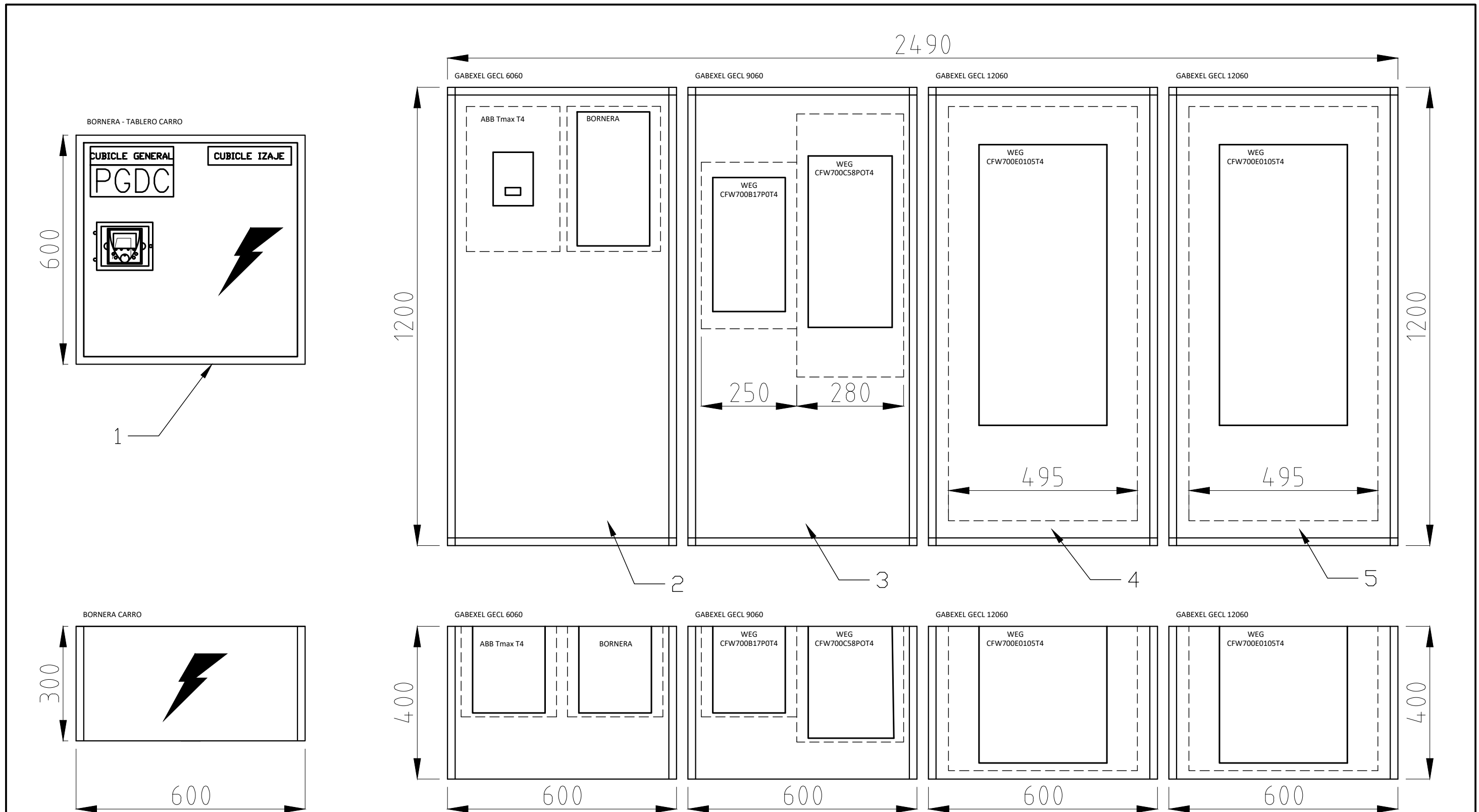
Mdf	Era	Es	Aut	Rev	Fecha
Diseño:		CALDERERÍA CARRO			Año 2020
Reviso:					HOJA 2/2
Fecha:					
Escalas:		Tolerancias no Indicadas:			Plano N°
S/E		Longitudinales: ± 0,1 mm Angulares: ± 30° Rugosidad: 3,2			



- 1- Receptor de control inalámbrico Danfoss R13 B
- 2- Bornera finales de carrera
- 3- Relés de señales
- 4- Puente rectificador de diodos
- 5- Transformador 220v/24v
- 6- Bornera 24v
- 7- Bornera de variador Carro
- 8- Bornera de variador Viga
- 9- Contactores
- 10- Motores Carro
- 11- Motores Viga
- 12- Motores Izaje
- 13- Bornera de control

MONTADO EN: TABLERO PUENTE

Mdf/Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final				
Diseño: Equipo 4		UNIFILAR ELÉCTRICO		Año :2020
Reviso:				Especificaciones Tec Nº
Fecha:				
Escalas:		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: ± 30' Rugosidad: 3,2		Plano Nº PG 40 - E - 01
S/E				



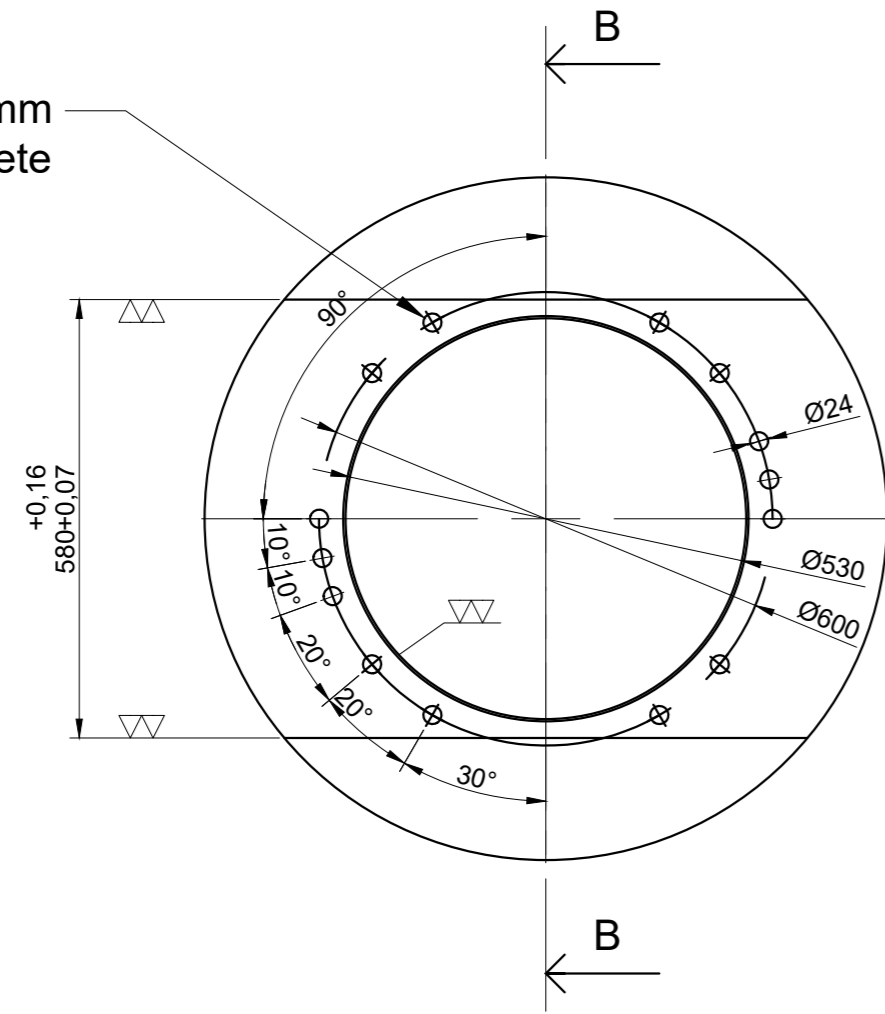
Nota: Gabinete 1 montado en carro
 Gabinetes 2, 3, 4 y 5 montados en plataforma de mantenimiento de PG

1	Gabinete bornera carro
2	Gabinete bornera puente grúa
3	Gabinete variadores de frecuencia para motorreductores
4	Gabinete variador de frecuencia motor izaje 1
5	Gabinete variador de frecuencia motor izaje 2

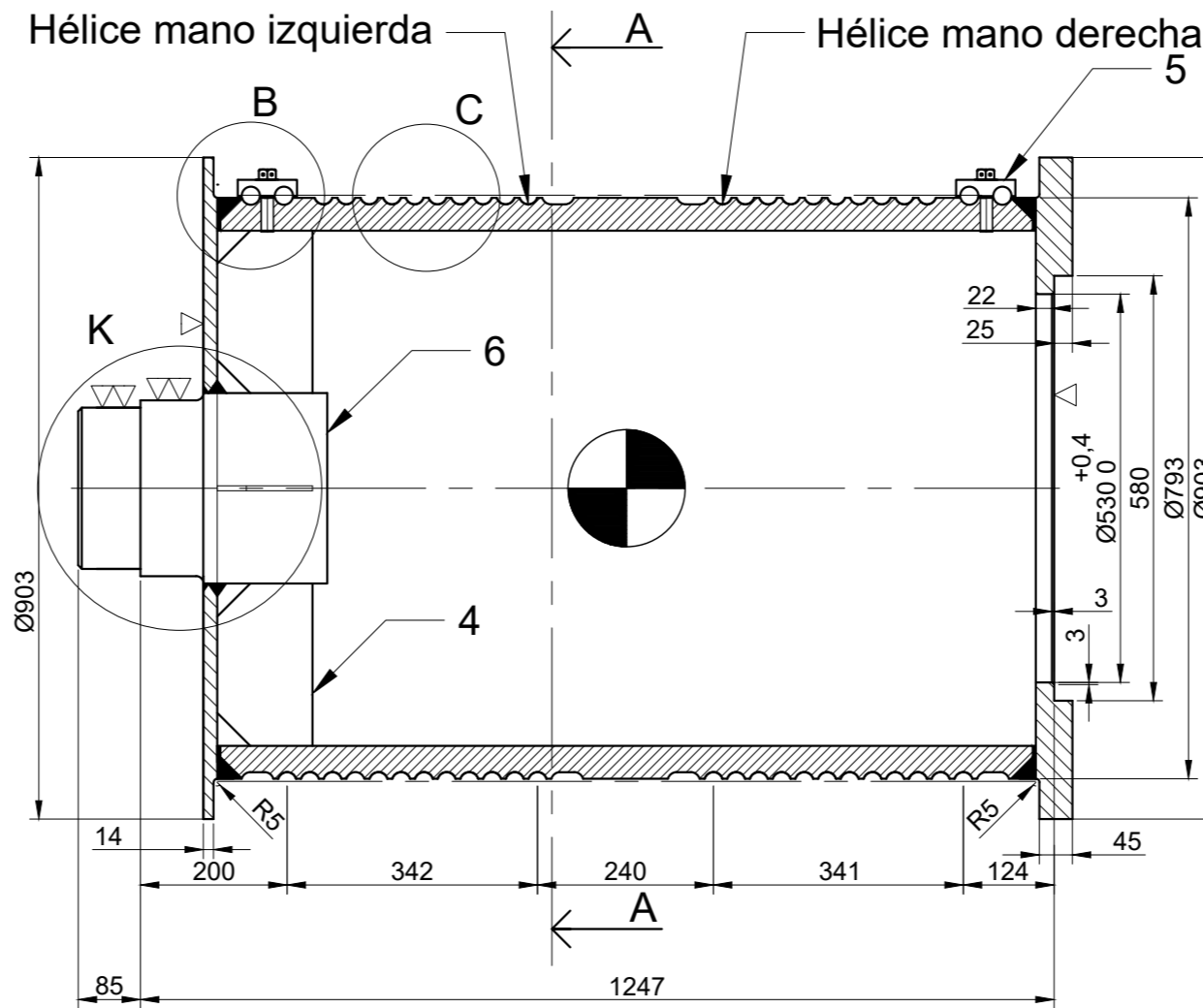
Mdf:	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño: Equipo 4		TOPOGRÁFICO ELECTRICO		Año :2020	
Reviso:				Especificaciones Tec Nº	
Fecha:					
Escalas:	1:10		Tolerancias no Indicadas:		Plano Nº PG 40 - E - 02
			Longitudinales: ± 1 mm Angulares: N/A Rugosidad: N/A		

DETALLES TAMBOR

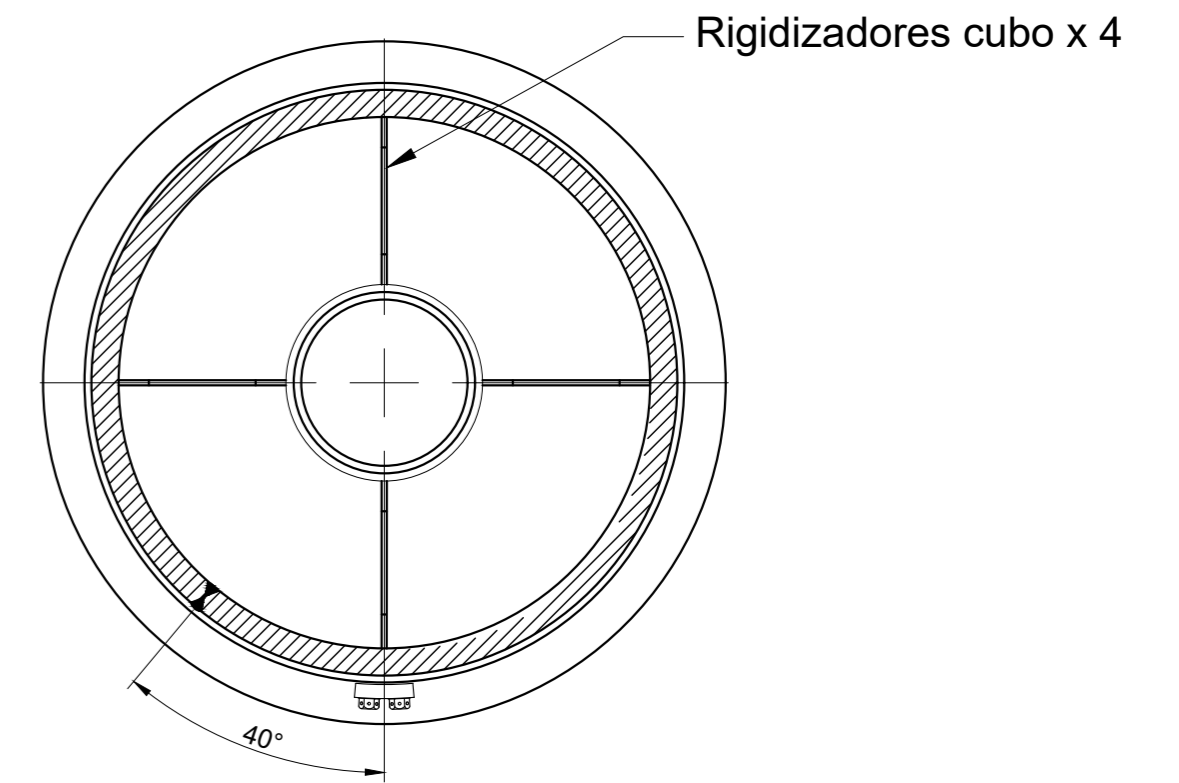
14 AGUJ Ø24mm para acople barrilete



CORTE B-B

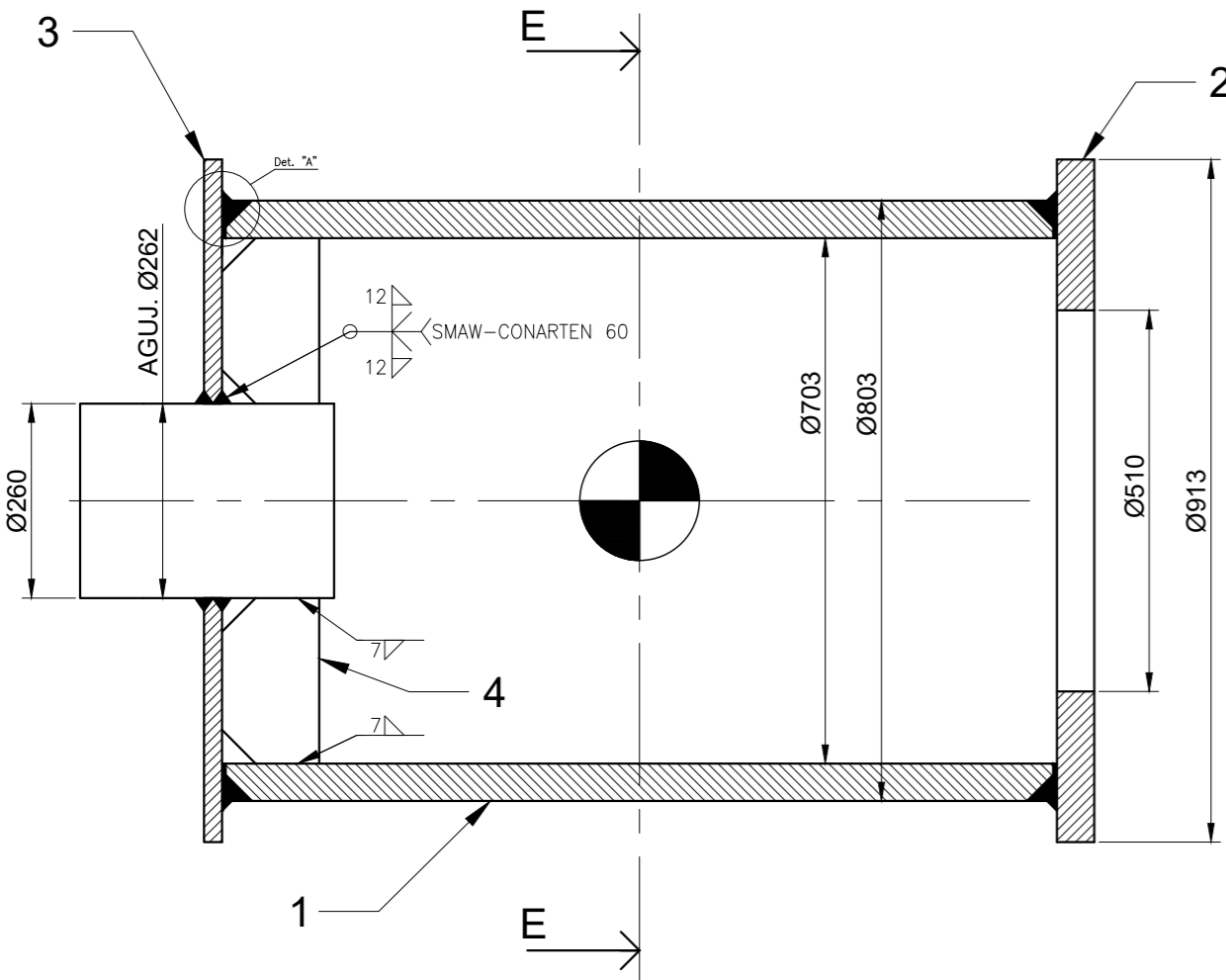


CORTE A-A

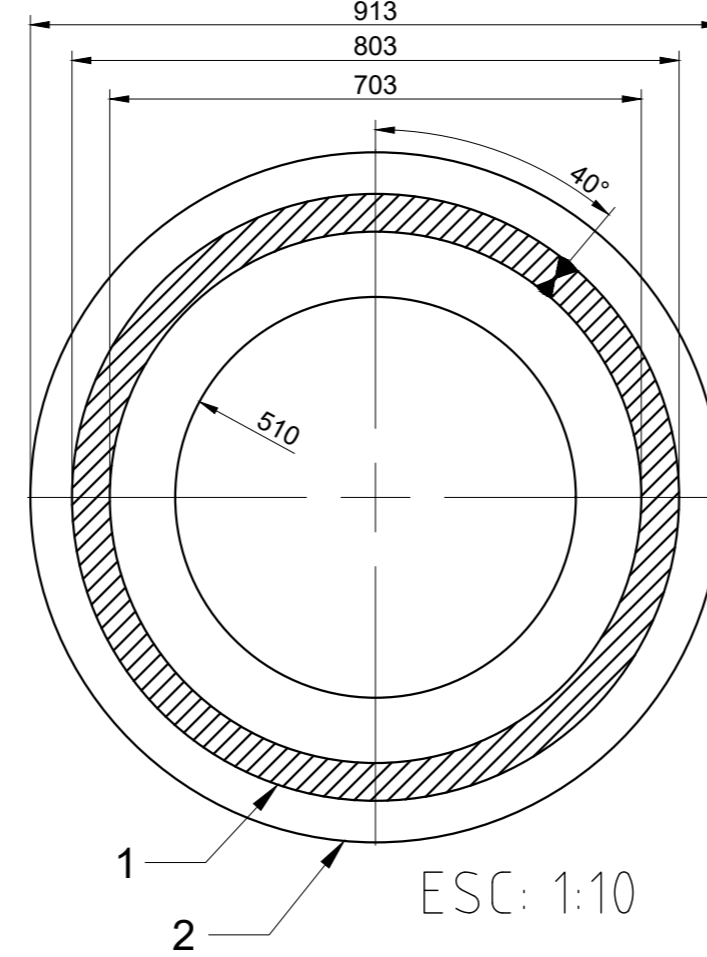


ESC: 1:10

TAMBOR SIN MECANIZAR

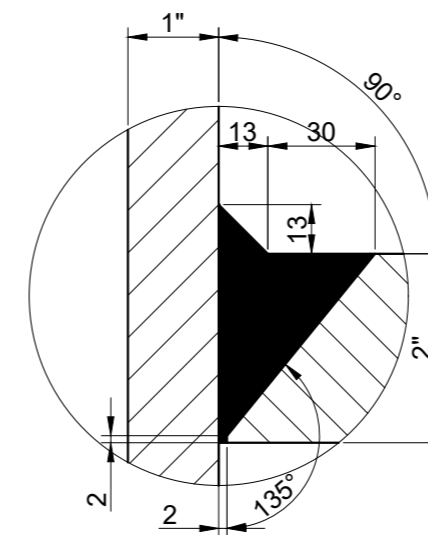


CORTE E-E



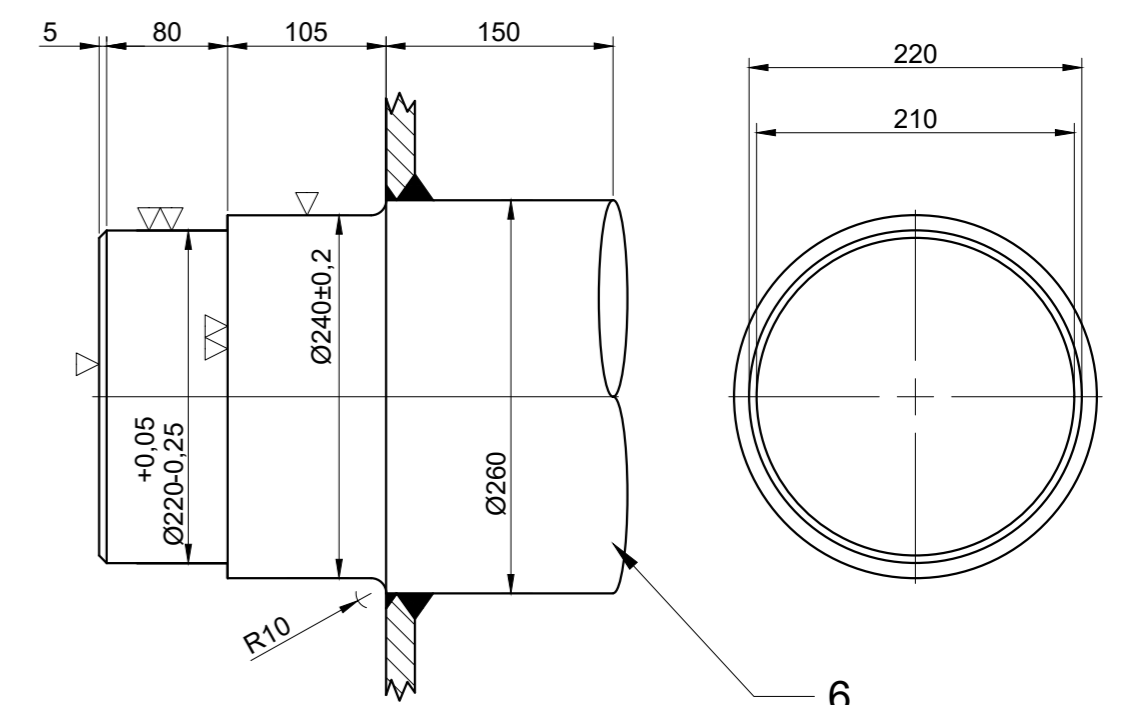
ESC: 1:10

DETALLE A



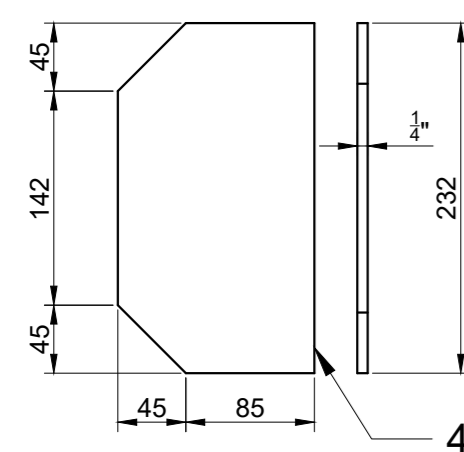
ESC: 1:5

DETALLE K: CUBO TAMBOR



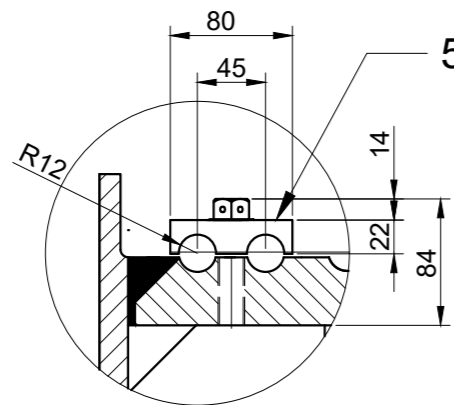
ESC: 1:5

RIGIDIZADOR



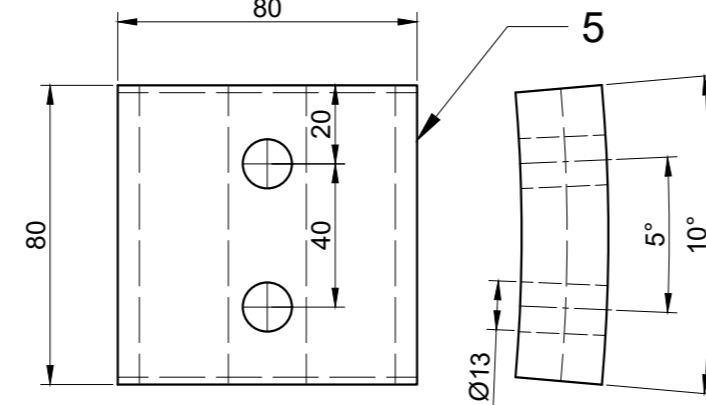
ESC: 1:5

DETALLE B



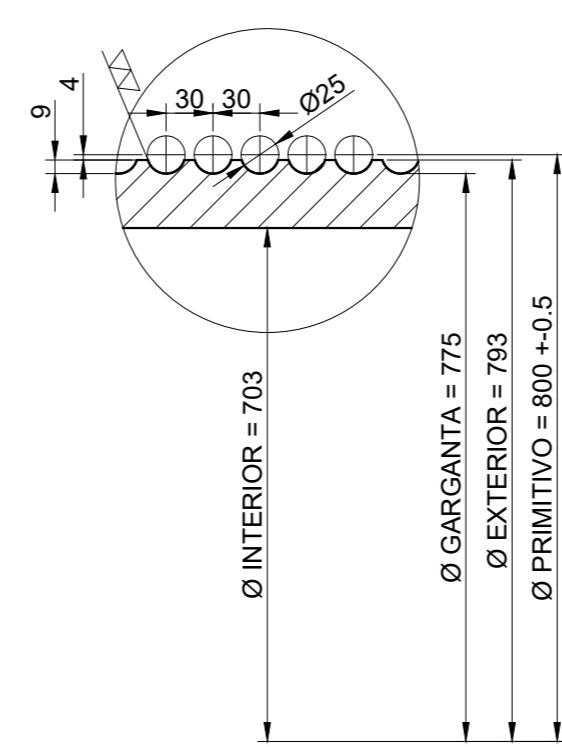
ESC: 1:5

PRENSA CABLE



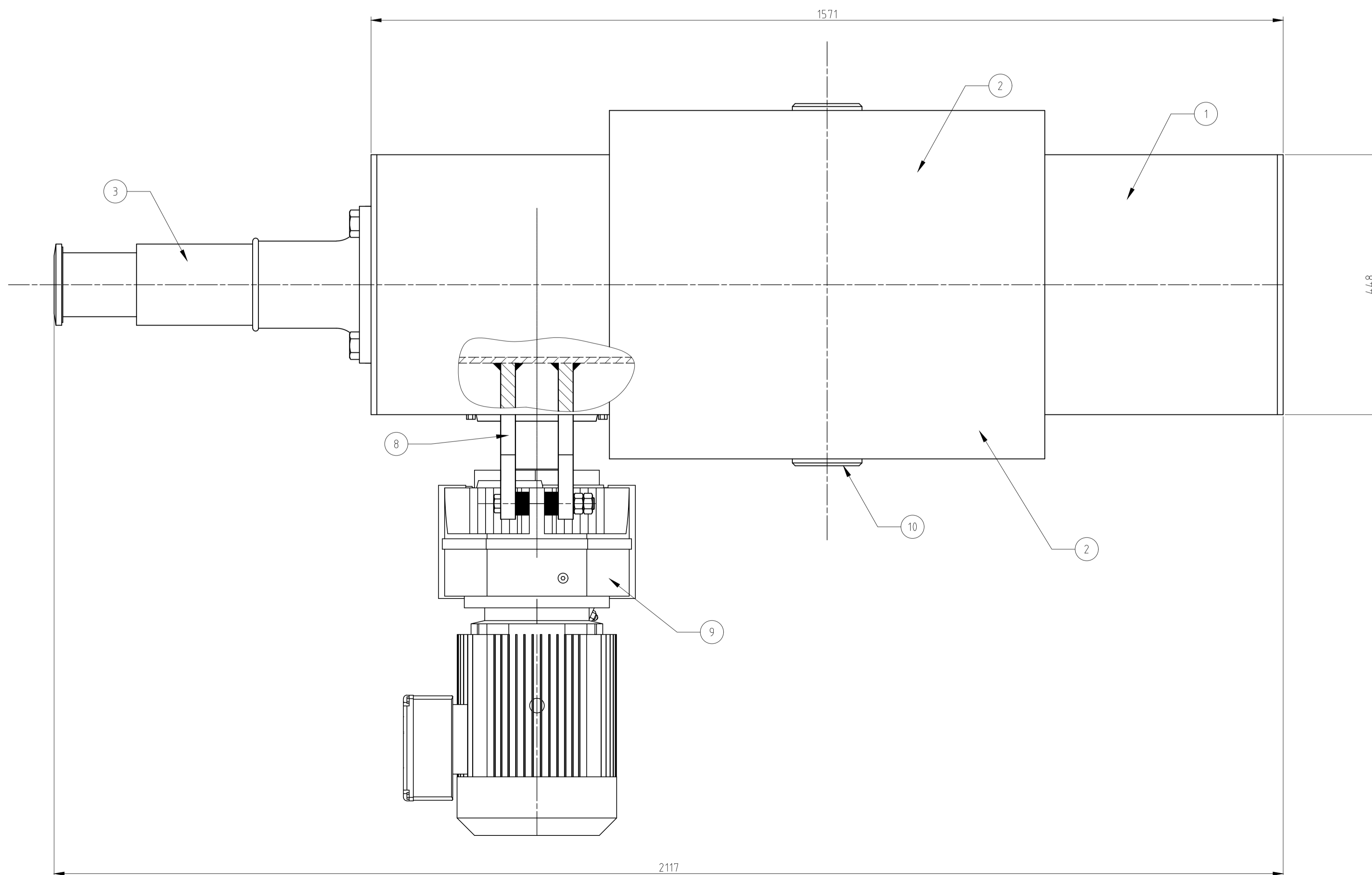
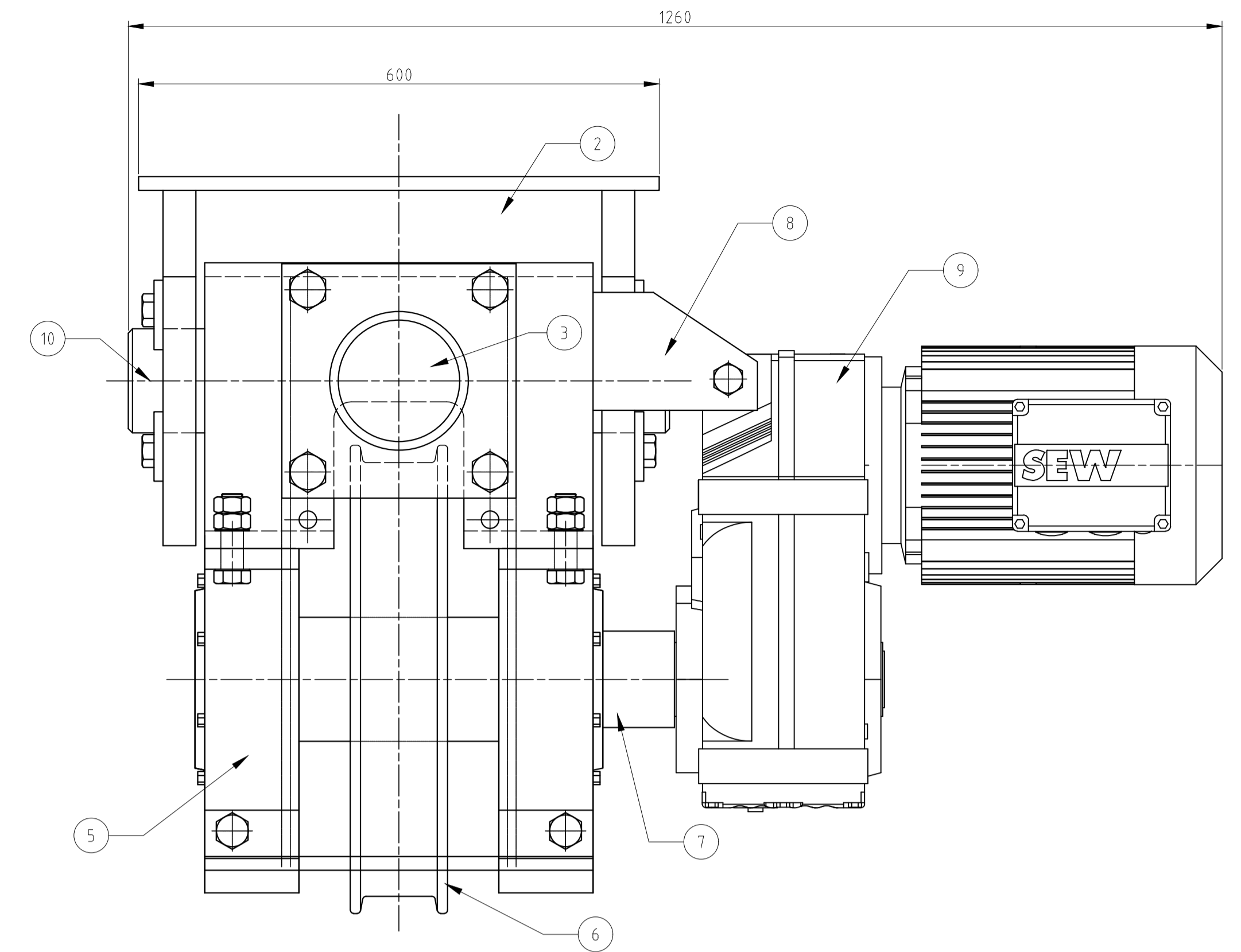
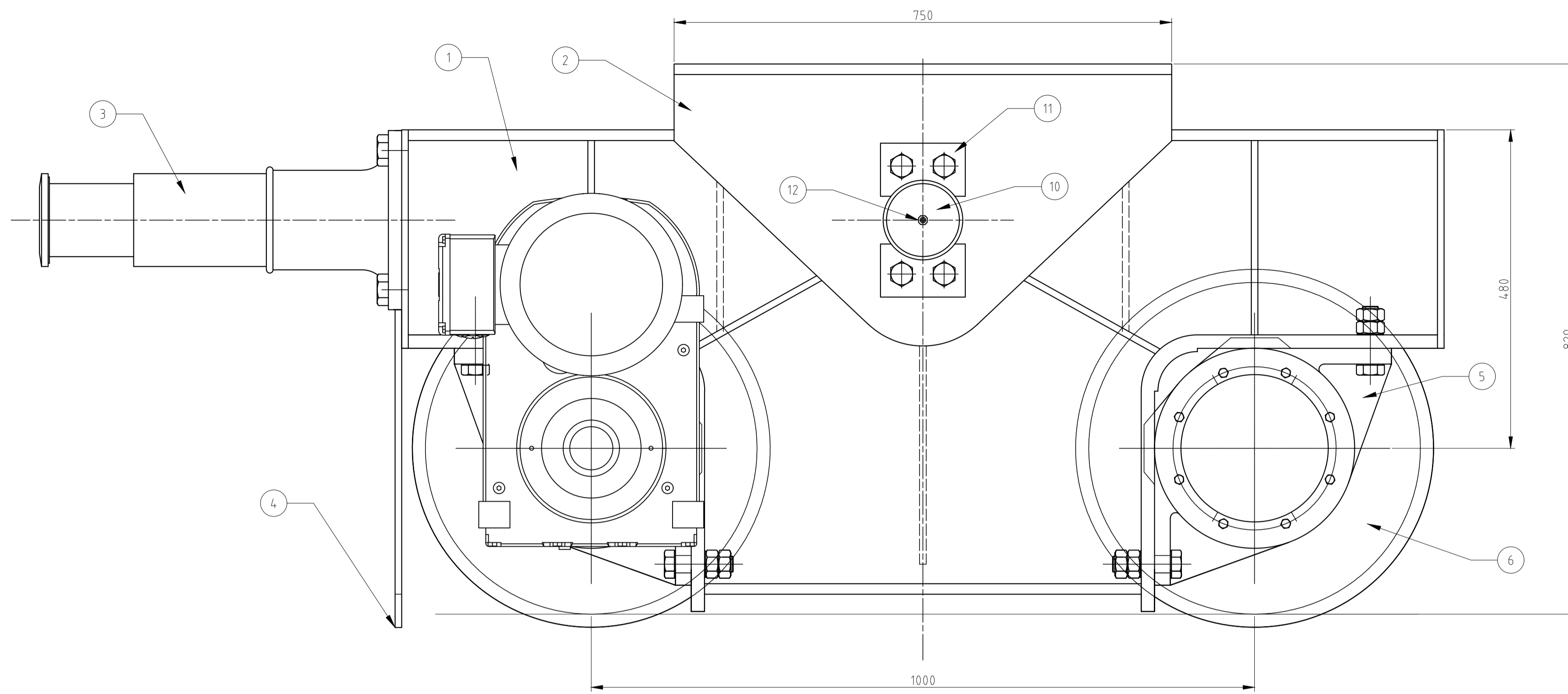
ESC: 1:2

DETALLE C

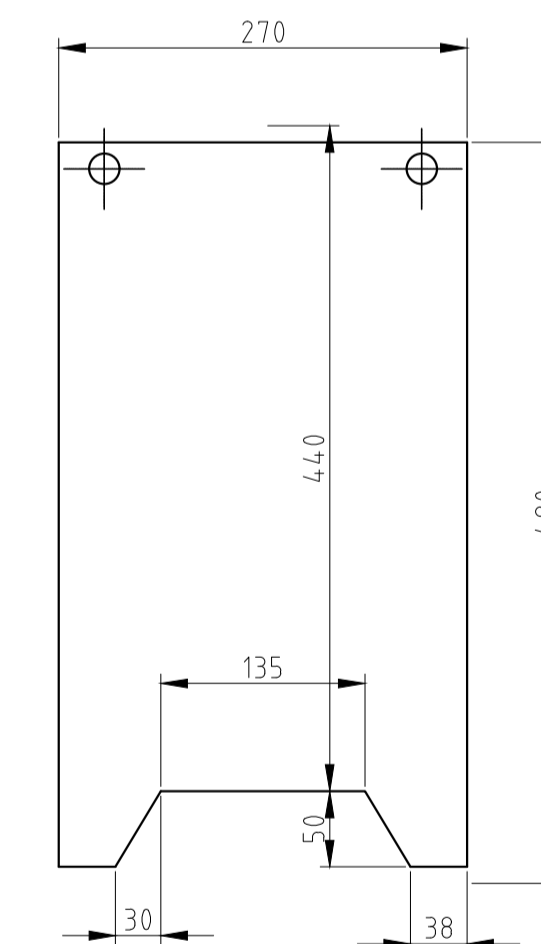


ESC: 1:5

10									
9									
8									
7									
6	CUBO TAMBOR	1	SAE 1045						X
5	PRENSA CABLE	2	IRAM-IAS U500 F26						X
4	RIGIDIZADOR CUBO	4	IRAM-IAS U500 F26...						X
3	CHAPA 1" Diam 910	1	IRAM-IAS U500 F26...						X
2	CHAPA 2" Diam: 910	1	IRAM-IAS U500 F26...						X
1	CHAPA 2" 2500x1117	1	IRAM-IAS U500 F26...						X
Pos	DENOMINACION	CNT	MATERIAL	PLANO	F	A	T	C	Obs
Mdf	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:				
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final									
Diseño: Equipo 4				Año :2020					
Reviso:				Detalles Tambor			Especificaciones Tec Nº		
Fecha:									
Escala: S/E		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: ± 30° Rugosidad: 3.2			Plano Nº PG 40 - T - 01				



Barre vías



Pos	DENOMINACION	CNT	MATERIAL	PLANO	FA	TIC	Obs
12	ALEMITE DE LUBRICACION EJE	2	COMERCIAL				
11	SEGURO DE EJE BALANCIN	2					
10	EJE BALANCIN	2					
9	MOTORREDUCTOR SEW FA-87-DV	2					
8	SOPORTE MOTORREDUCTOR	2					
7	EJE DE CONJUNTO RUEDA	2					
6	RUEDA 500mm	2					
5	CAJERA MA1 PARA RUEDA 500	4					
4	BARRE VIAS	1					
3	PARAGOLPE GANTREX SERIE 4	1					
2	BASE BALANCIN	1					
1	VIGA TESTERA	1					

Mdf: Era: Es: Autor: Rev: Fecha:

UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final

Diseño: **VIGA TESTERA** Año: 2020
 Revisó: **CONJUNTO**
 Fecha: **HOJA 1**

Escala: 1:5 Tolerancias no Indicadas:
 Longitudinales: ± 0.1 mm
 Angulares: ± 30'
 Rugosidad: 3.2

Plano Nº **PG 40 - VT - 02**

PROCEDIMIENTO DE PINTURA

1. ALCANCE	2
2. RESPONSABILIDADES	2
3. REQUISITOS GENERALES	3
4. PROVISION Y ALMACENAMIENTO DEL PRODUCTO	4
5. PREPARACION DE LAS SUPERFICIE	4
6. METODOS Y REQUISITOS PARA LA APLICACIÓN DE LA PINTURA	5
7. ESQUEMAS DE PINTURA A UTILIZAR	6
8. REPARACION DE SUPERFICIES PINTADAS	7
9. CONTROLES INSPECCIONES Y ENSAYOS	7
10. PROTECCION DE PARTES SIN PINTURAS	9
11. DOCUMENTACION APLICABLE	9

1. ALCANCE

Esta especificación técnica cubre los requerimientos mínimos para la selección de pinturas y la metodología de aplicación para el recubrimiento anticorrosivo de protección de superficies metálicas de acero al carbono, correspondiente al equipo PG-40 a montarse en depósito de chatarra.

Además cubre los requerimientos mínimos para los trabajos de reparación de daños producto de la manipulación, armado, etc. en taller.

En particular se define en esta especificación:

- a) Responsabilidades
- b) Requisitos generales
- c) Provisión y almacenamiento del producto
- d) Preparación de la superficie
- e) Método y requisitos para la aplicación de la pintura
- f) Esquemas de pintura a utilizar
- g) Colores de terminación final
- h) Reparación de superficies pintadas
- i) Controles, inspecciones y ensayos
- j) Documentación aplicable
- k) Registros

2. RESPONSABILIDADES

Fabricante: es el responsable de asegurar y garantizar que los productos que se utilizan para llevar a cabo la tarea de pintura cumplen con los requisitos necesarios. Deberá proveer las hojas técnicas de los productos, y hojas de seguridad (Material Safety Data Sheet).

Jefe de taller y de obra: Aplicar este procedimiento y proveer los recursos necesarios para su ejecución. Antes de iniciar trabajos de preparación para la pintura, el jefe de taller/obra deberá interiorizarse completamente con esta especificación.

Supervisor de taller y de obra: deberá interiorizarse del procedimiento, conocer los requisitos, técnicas y características de aplicación de la pintura, conocer el equipo asociado, los procedimientos de control, documentación de registro relacionada a los trabajos efectuados, interiorizarse en el conocimiento de las normas y documentos aplicables.

Control de calidad: asegurar que se cumplan los requisitos especificados en este procedimiento.

Seguridad e higiene: capacitar al personal y confeccionar las habilitaciones correspondientes para la correcta concreción de los trabajos.

3. REQUISITOS GENERALES

- a) Solo se utilizarán los productos específicamente indicados en esta especificación de pintura y aprobados por el cliente final. Las pinturas seleccionadas deberán asegurar resistencia absoluta a la corrosión durante la construcción en obra y durante servicio.
- b) Previamente a su uso todas las pinturas indefectiblemente deberán ser mezcladas bajo agitación mecánica de manera de conseguir una perfecta homogeneidad. Una vez que se ha preparado la pintura, deberá ser aplicada dentro del periodo de tiempo especificado por el fabricante, este último deberá garantizar adherencia, espesor de película y demás condiciones inherentes al producto.
- c) Durante su almacenaje las pinturas se protegerán a fin de que no sean perjudicadas por condiciones extremas de temperatura, que alterarían su composición. Deberá asegurarse que el empaque no este dañado, que los números de lote sean los correctos y que posean sus correspondientes certificados de materiales.
- d) Cuando sea necesario disolver o diluir alguna pintura, se usarán los correspondientes diluyentes recomendados por el fabricante y en las proporciones que el mismo indique. Se deberán tener en cuenta factores tales como las variaciones de viscosidad por oscilaciones térmicas, de modo de asegurar una correcta aplicación de los recubrimientos.
- e) Todos los productos se aplicarán en capas lisas y uniformes, ausentes de marcas, goteo, zonas sin cubrir, etc. antes de proceder a la aplicación de una posterior capa de pintura deberá verificarse que el recubrimiento anterior cumple todos los requisitos para ser recubierta, tales como, curado si aplica, etc. Se tendrá especial atención en los lapsos mínimos y máximos de repintado.
- f) No se pintará al exterior con condiciones climáticas adversas tales como lluvia, llovizna, heladas, viento excesivo, temperaturas elevadas, etc.
- g) Las grasas y aceites de las superficies a proteger serán eliminadas por medio de productos desengrasantes adecuados para el servicio.
- h) No se pintará sobre superficies húmedas, debiendo estas estar completamente secas, asegurando que la temperatura de sustrato este siempre 3°C por encima del punto de rocío. Respecto al tratamiento superficial no se aplicará el recubrimiento en el caso de que la preparación de superficie especificada no alcance el grado requerido.
- i) No se pintarán las superficies mecanizadas de las bridas u otras superficies ni la superficie interior de agujeros roscados. Se deberá tener especial cuidado de no someter a las superficies mecanizadas a proceso de granallado, por lo que se deberán proteger adecuadamente para este proceso, al igual que los agujeros, los cuales podrán protegerse con tapones plásticos.
- j) El criterio de selección de pintura será utilizar una sola marca para todo el proyecto.

4. PROVISION Y ALMACENAMIENTO DEL PRODUCTO

- a) Al recibir los productos para pintura por parte del proveedor en almacén se deberá chequear:
 - Que las cantidades correspondan a las de la orden de compra.
 - Que los productos recibidos se corresponden con los de la orden de compra.
 - Que los envases no estén dañados.
 - Que los números de lote y número de serie son los correctos.
 - Que todos los materiales tengan sus correspondientes certificados.

- b) El producto se entregara en envases sellados con las etiquetas correspondientes legibles. La etiqueta de cada envase deberá incluir:
 - Número de lote, número de serie.
 - Fecha de fabricación.
 - Fecha de vencimiento.

- c) El almacenamiento de los materiales, como de los equipos de aplicación, se realizara en espacios ventilados, en condiciones secas, a la sombra y alejado de fuentes de calor o ignición. Dicho lugar deberá satisfacer las normas de seguridad de la propiedad donde queden debidamente depositadas y resguardadas las partidas de pintura.

- d) Las pinturas se mantendrán en sus envases cerrados de origen hasta el momento exacto en el que van a usarse para realizar la pintura de los equipos. De esta manera se minimizara la posibilidad de contaminación y detrimento de los productos.

5. PREPARACION DE LAS SUPERFICIE

5.1. Descripción general:

Los procesos mecánicos de preparación de la superficie tienen como objetivo la limpieza de todas las impurezas superficiales perjudiciales para la durabilidad del recubrimiento y asegurar una superficie favorable para una correcta adherencia del mismo. Los procesos mencionados a continuación se llevaran a cabo antes de la aplicación de la pintura.

5.2. Superficie terminada de calderería

En todas las superficies antes de comenzar las tareas de limpieza se deberá chequear la correcta terminación estética tal como ausencia de proyecciones de soldadura, salpicaduras y cantos vivos.

5.3. Desengrasado

Las grasas y aceites serán eliminados de todas las superficies mediante la utilización de solventes volátiles según SSPC SP-1.

5.4. Chorreado abrasivo

- 5.4.1. Condiciones de humedad y temperatura: Se acondicionarán los elementos necesarios para lograr las condiciones requeridas de trabajo en cuanto a humedad relativa ambiente (no mayor al 80%) y temperatura ambiente (10 a 40°C). Únicamente se podrán chorrear superficies de metal cuya temperatura este como mínimo 3°C por encima del punto de rocío.
- 5.4.2. Especificación de granalla: Tipo angular, exenta de materiales en suspensión y material fino articulado. Libre de óxidos y aceites. El grano de esta granalla será seleccionado según la rugosidad requerida, la presión utilizada, el diámetro de boquilla, tipo de boquilla a utilizar (Venturi o recta), etc. Se define como estándar en esta especificación tamiz G-50. La granalla a utilizar estará seca.
- 5.4.3. Granallado: La preparación de la superficie será por granallado. Si no existe otro requisito particular en las hojas de datos de la pintura, se preparará la superficie con una terminación de acuerdo a Sa 2 ½ según ISO 8501-1-19888 ó SSPC SP10 (metal casi blanco). Con un perfil de rugosidad correspondiente al Rugo test N°3 (ASTM D4417).
- 5.4.4. Tiempo entre granallado y pintura: Una vez tratada la superficie se procederá a la aplicación de la pintura minimizando al máximo el tiempo entre estas dos actividades. En condiciones ambientales secas, el máximo admisible de tiempo entre granallado y pintura será de 8 horas. En condiciones de 50% de humedad, ese tiempo será de 6 horas como máximo. Con condiciones ambientales de 80% de humedad la aplicación de la pintura debe realizarse de forma inmediata luego del granallado. Caso contrario se deberá reponer el grado de granallado especificado.
- 5.4.5. Reparación del granallado: En el caso de que se formara óxido o que de algún modo las superficies se mancharan o contaminaran en el intervalo entre capas de pintura, será necesario reponer el grado de limpieza o chorreado abrasivo especificado.
- 5.5. Limpieza luego del granallado

Luego del granallado y antes del comienzo de la aplicación de la pintura se debe asegurar la limpieza completa de la pieza de partículas sólidas y restos de granalla o arena con cepillos de cerda y pistola de aire seco.

- 5.6. Otros métodos de preparación: Se permitirá la limpieza y preparación mecánica solo en lugares donde el arenado no es posible de realizar y estará sujeto a las siguientes condiciones:
- 5.6.1. La eliminación de escorias mediante uso de piqueta en lugares poco accesibles es permitida pero se debe asegurar un mínimo endurecimiento por trabajo en frío de la superficie del sustrato.
- 5.6.2. Se permite el uso de cepillos metálicos para la limpieza y cepillos de fibra para la limpieza final.
- 5.6.3. Luego de la limpieza mecánica asegurar la eliminación de toda partícula sólida mediante la utilización de pistola de aire seco y cepillo de cerda.

6. METODOS Y REQUISITOS PARA LA APLICACIÓN DE LA PINTURA

Condiciones generales

- Se realizara una inspección visual completa de la pieza antes de realizar la aplicación de la pintura chequeando la correcta realización de las etapas anteriores de acuerdo a esta especificación.
- Como preparación al proceso de pintura se deberá realizar un chequeo general del equipo necesario (provisión de aire, estado de las pistolas, mangueras, etc.) para asegurar su correcto funcionamiento.

- c) Las condiciones de aplicación, método de aplicación, tiempo de secado, etc. deberán estar en un todo de acuerdo a las hojas de datos del fabricante de la pintura.
- d) La pintura será aplicada manualmente mediante aspersion. Se realizara de acuerdo a las recomendaciones del fabricante. En casos particulares (reparaciones, zonas de difícil acceso), se podrá utilizar pinceles, rodillos o elementos especiales para usos tales como pintura dentro de agujeros reducidos o lugares donde los elementos convencionales no tengan acceso o no aseguren la calidad en la aplicación del recubrimiento. La calidad del aire, deberá ser limpio y seco. No se pintara la superficie si existen partículas de polvo en el ambiente.
- e) La pintura deberá ser aplicada en forma pareja y uniforme. Las capas serán iguales sin corridas, marcas, globos, salpicaduras, etc. que puedan alterar el aspecto del trabajo.
- f) Una vez preparadas las superficies a pintar de acuerdo con el presente procedimiento se aplicaran las capas de recubrimiento que correspondan de acuerdo con los esquemas indicados en el punto siguiente.
- g) La dispersión de espesores deberá ser aprox. 30%. Se podrá tomar como referencia la norma SSPC-PA2.

7. ESQUEMAS DE PINTURA A UTILIZAR

ESQUEMA N° 01

Área exterior del puente grúa

Preparación de superficie: Limpieza, desengrasado y chorreado abrasivo a Sa 2 ½ según ISO 12944-4 ó SSPC SP10 (metal casi blanco) de acuerdo a apartado 5 de esta especificación.

Imprimación: Recubrimiento epoxi de capa gruesa de 2 componentes. Espesor final 125 micrones. Color gris claro RAL 7035.

Producto: HEMPEL HEMPAUDUR MASTIC 45880

Capa final: Esmalte de poliuretano brillante de 2 componentes. Espesor final 75 micrones. Color AMARILLO IRAM 05.1.050

Producto: HEMPEL HEMPATHANE HS 55610

Espesor final: 200 micrones

Superficie total a cubrir: 350m²

ESQUEMA N° 02

Estructuras metálicas de escaleras, plataformas y barandas.

Preparación de la superficie: Limpieza, desengrasado y chorreado abrasivo a Sa 2 ½ según ISO 12944-4 ó SSPC SP10 (metal casi blanco) de acuerdo a apartado 5 de esta especificación.

Imprimación: Recubrimiento epoxi de capa gruesa de 2 componentes: Espesor final 125 micrones. Color gris claro RAL 7035.

Producto: HEMPEL HEMPADUR MASTIC 45880

Capa final: Esmalte de poliuretano brillante de 2 componentes. Espesor final 75 micrones. Color NEGRO RAL 9005.

Producto: HEMPEL HEMPATHANE HS 55610

Espesor final: 200 micrones.

Superficie total a cubrir: 60m²

Detalles particulares de acabado de pintura

1. Indicación de capacidad del puente grúa

Pintar con Color NEGRO RAL 9005.

Superficie total a cubrir: 3 m²

De acuerdo al siguiente dibujo:

8. REPARACION DE SUPERFICIES PINTADAS

Será repuesto al esquema original de pintura en sus espesores conocidos. Para reparaciones menores al 20% de la superficie total será admitido el método de preparación de superficies mediante herramientas manuales motorizadas a metal desnudo SSPC SP11.

9. CONTROLES INSPECCIONES Y ENSAYOS

9.1 – Controles antes y durante el proceso de pintura:

9.1.1 – Abrasivos. El control del material abrasivo a utilizarse en el granallado será realizado de acuerdo con la norma SSPC-AB1.

En abrasivos de tipo silicios o higroscópicos solidificaciones del mismo será motivo de rechazo de la partida.

9.1.2 – Equipos de proyección abrasiva. Se verificara diariamente el estado de los equipos para el granallado a los efectos de garantizar la falta de contaminación al material abrasivo y la seguridad de todos los elementos a utilizarse.

9.1.3 – Condiciones ambientales. El control de las condiciones ambientales, tanto para la limpieza superficial como para la aplicación de los revestimientos, será realizado de acuerdo con la norma ASTM E377.

9.1.4 – Temperatura del sustrato. Se controlara que la temperatura mínima y máxima del sustrato sea la especificada para cada producto.

9.1.5 – Rugosidades (Anclaje). El control del perfil de rugosidad superficial será realizado de acuerdo con la norma ASTM D4417. Sera del tipo spot utilizándose cintas de medición replica (tipo Press o Film).

9.1.6 – Intervalos de aplicación. El tiempo mínimo de aplicación entre pasadas será el especificado en las hojas de datos de cada producto.

9.1.7 – Espesor de película húmeda. El control del espesor de película húmeda será efectuado de acuerdo con la norma ASTM D 4414.

9.2 – Una vez terminado el recubrimiento, se deberán realizar los siguientes ensayos para verificar la adecuada calidad del recubrimiento:

9.2.1 – Continuidad: Se debe realizar una inspección visual para chequear una apariencia y brillo uniforme y a su vez chequear la ausencia de inclusiones, arrugas, ampollas, grietas, y escamas.

9.2.2 – Espesor de película seca: El control del espesor de película seca será efectuado de acuerdo con la norma SSPEC-PA2.

Criterio de aceptación: Ninguna medición de espesor deberá ser menor al 80% del espesor nominal. No más del 20% de las mediciones deberán estar entre el 80% y el 100% del espesor nominal. El espesor máximo de cualquier capa individual así como el total no deberán exceder el 200% del espesor nominal.

9.2.3 – Color: El color de la capa final será inspeccionado visualmente comparando con el patrón de color correspondiente.

9.2.4 – Adhesión del recubrimiento acabado: Los ensayos de adherencia se realizaran sobre probetas que serán sometidas a una preparación previa y proceso de pintura igual al del equipo a ser fabricado. Todo el proceso de preparación y pintura se realizara simultáneamente con la fabricación del equipo. La adhesión se determina mediante un ensayo de pull-off de acuerdo a EN ISO 4624 ó ASTM D4541. El mismo consiste

en aplicar una tensión de tracción en una dirección perpendicular al plano de la superficie recubierta. El aparato de ensayo debe ser un aparato de pull-off hidráulico, en el que el cilindro de prueba se tira de la superficie por presión hidráulica.

En reemplazo a este ensayo se puede realizar un Ensayo de Adhesión "Cross-Cut" de acuerdo a EN ISO 2409. Se utiliza un patrón especial o X-Cut (dependiendo del grosor de la pintura) para medir la resistencia de pinturas y revestimientos al despegue de los sustratos. El patrón se corta en el revestimiento y penetra a través del sustrato. Una cinta sensible a la presión no calibrada se aplica a la muestra y se tira de ella.

10. PROTECCION DE PARTES SIN PINTURAS

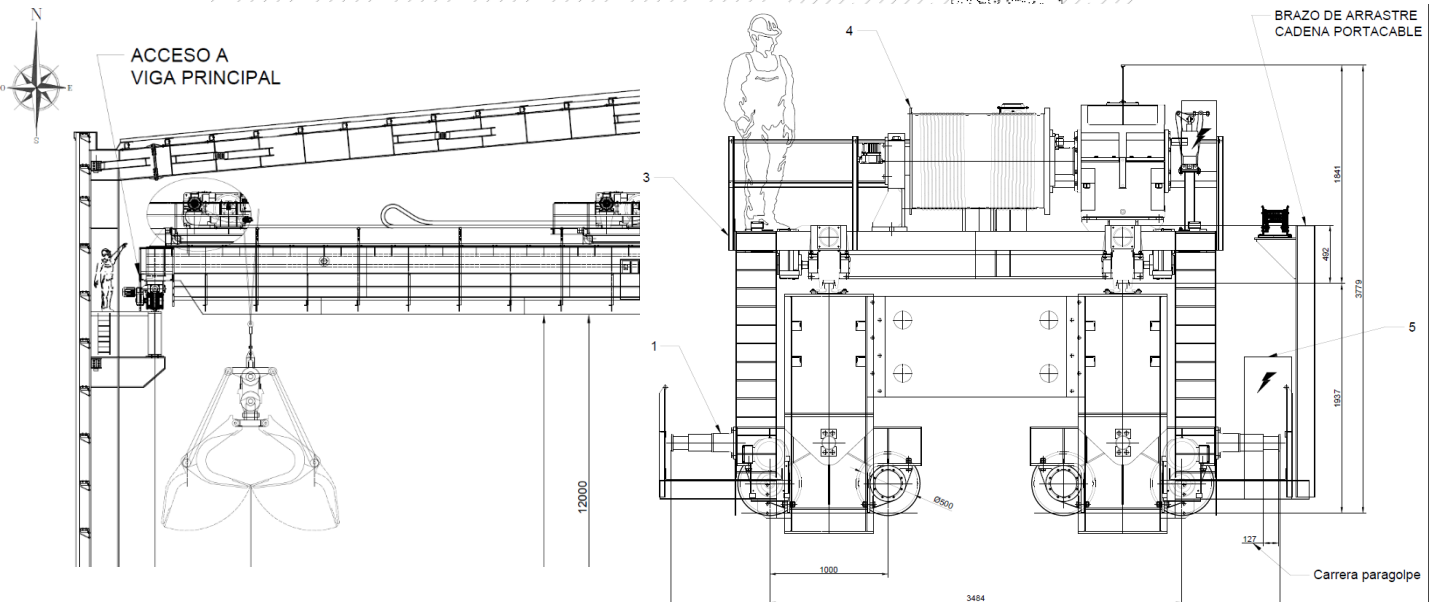
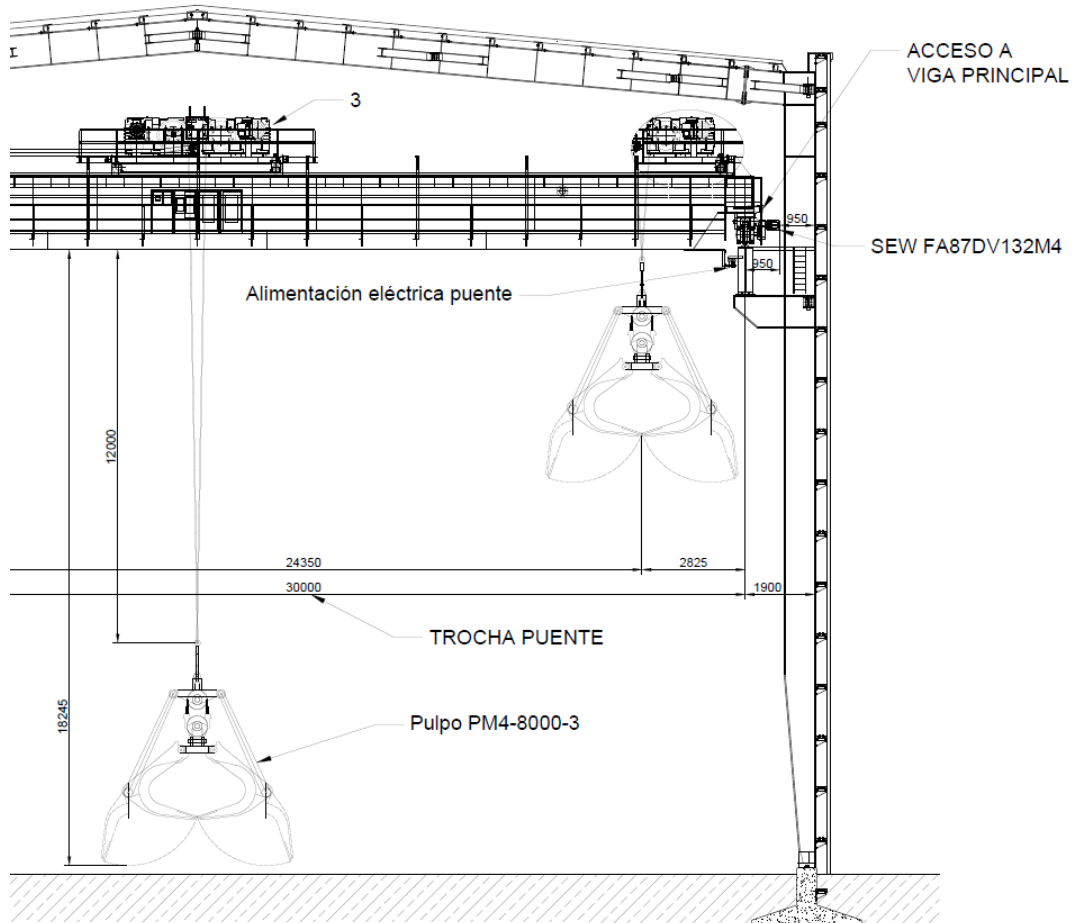
La superficie mecanizada de apoyo de las cajas no será pintada. La misma será protegida con cinta de enmascarar.

11. DOCUMENTACION APLICABLE

ASTM D4414-95	Método para la medición del espesor de capa húmeda de pinturas utilizando medidores recortados.
ASTM E377-08	Método para la medición de humedad con un psicómetro (medición de las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo).
ASTM D4417-14	Método estándar para la medición en campo de rugosidad superficial de aceros sometidos a limpieza abrasiva.
ASTM D4541-09	Estándar para la medición en campo de rugosidad superficial de aceros sometidos a limpieza abrasiva.
ASTM D4285-83	Método estándar para determinar la presencia de aceite o agua en aire comprimido.
ISO - 12944	Pinturas y barnices - Protección de estructuras de acero por sistemas de pintura. Partes 1, 2, 3, 4, 7 - 1998. Parte 5 - 2007
SSPC-PA 2	Medición del espesor de pintura sea con instrumentos magnéticos (Será de aplicación medidores Tipo II). Ed. 2015.
SSPC-SP 1	Limpieza con solvente. Ed. 2015
SSPC-SP 2	Limpieza con herramientas manuales. Ed. 2004.
SSPC-SP 3	Limpieza con herramientas motorizadas. Ed. 2004.
SSPC-SP 11	Limpieza con herramientas motorizadas a metal desnudo. Ed. 2004.
SSPC-SP 10	Limpieza por chorreado abrasivo. Ed. 2007.

MANUAL: OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

PG-40 / Pulpo para chatarra



PG-40 / Pulpo para chatarra	1
Descripción del equipo:	4
1.1 General	4
1.2 - Estructura	4
1.3 - Mecanismo de izaje principal	5
1.4 - Cadena cinemática:	5
1.5 - Seguridades:	6
1.6 - Mecanismo de traslación del carro	6
1.7 - Cadena Cinemática:	7
1.8 - Mecanismo de traslación del puente:	7
1.9 - Cadena cinemática:	7
2.- Seguridad y operación	7
2.1 - Base de conocimiento del personal que utilice la maquina	7
2.2 - Base de conocimiento del personal que repare la maquina	8
2.3 - Medidas de seguridad en la instalación de la maquina	8
2.3.1 - Plan de mantenimiento	8
2.3.2 - Acceso de personal de mantenimiento	8
2.4 - Qué NO hacer	8
2.5.-Prevención de accidentes	9
2.6.-Qué hacer	9
2.7.-Riesgos y medidas de prevención	10
2.8.-Movimiento de cargas	12
2.8.1.-Enganche de cargas	12
2.8.2.-Izado y desplazamiento de carga	13
2.9.-Señales de maniobra	15
2.10.-Descripción general de los mandos	16
2.10.1-Operación general	17
3.-Mantenimiento	18
3.1 - Prevenciones generales en reparaciones	18
3.2 - Mantenimiento de rieles	19
3.3 - Cables de acero	19
3.3.1 - Lubricación de cables en servicio	19
3.3.2 - Mantenimiento, inspección y criterios de descarte de cables de acero	20
3.3.3 - Estado antes del montaje	20
3.3.4 - Montaje	20
3.3.5 - Mantenimiento	21
3.3.6 - Inspección y frecuencia	21
3.3.6.1 - Observación diaria	21
3.3.6.2 - Inspección periódica (de acuerdo con 2.3.6.4)	21
3.3.6.3 - Inspección especial (de acuerdo con 2.3.6.4)	22
3.3.6.4 - Puntos objeto de inspección	22
3.3.6.5 - Extremos	23
3.3.6.6 - Criterios de descarte	23
3.3.6.7 - Naturaleza y numero de hilos rotos	24
3.3.6.8 - Cables rotos en extremidades	24
3.3.6.9 - Agrupación localizada de hilos rotos	25
ANEXO A-Defectos que podrían considerarse	26

ANEXO B - Ejemplo típico del acta de inspección del cable	27
ANEXO C - Defectos que pueden ocurrir en el cable	28
3.4 - Ganchos	34
3.5 - Poleas y tambores	34
3.6 - Cambio de rodamiento de tambor	35
3.7.-Lubricación de las gargantas de tambor	35
3.8 - Plan de mantenimiento	35
3.8.1 - Control diario	35
3.8.2.-Control periódico	36
3.9 - Lubricación	37
3.9.1 - Tabla de lubricantes	37
3.10 - Inspección del freno de izaje	37
3.11.-Motor de elevación - Motores de traslación	37
3.12 - Reductores	38
3.12.1 - Tabla de fallas críticas en reductores	38
3.12.2 - Inspección de reductores	39
3.13 - Ruedas	40
3.13.1.- Procedimiento para el cambio de ruedas y sus rodamientos	40
3.14 - Estructura	41
3.15 - Control remoto	41
3.16 - Solución de problemas frecuentes	42

Descripción del equipo:

1.1 General

Capacidad de la grua (SWL)	40 Tn
Capacidad del pulpo	24 Tn
Peso del puente grúa (sin carro)	53.500 Kg
Peso del carro	10.299,5 Kg
Peso del pulpo	12.800 Kg
Velocidad de traslación del puente	80 m/min
Cantidad de izajes	1
Uso	Continuo Clase F, M8, 5m
Velocidad de traslación del carro	20 m/min
Velocidad de izaje	10 m/min
Trocha del puente	30 m
Trocha de carro	2,5 m
Alimentación principal	3 x 380 V + N (50 Hz)
Comando de operación	Control remoto con transmisor R13 A/T70 1
Altura de izaje	12m
Diseñado bajo norma	CMAA 70 – Rev. 2004
Lugar de operación	No intemperie

1.2 - Estructura

El material estructural utilizado es ASTM A-36 para chapas, y IRAM F-26 para perfiles y ángulos.

La estructura principal del puente grúa consta de 2 vigas tipo cajón, apoyadas en sus extremos en sobre vigas testeras de 2 ruedas cada una con articulación por eje balancín.

Soportadas por las vigas se encuentran las estructuras auxiliares, como la plataforma de mantenimiento, escaleras de acceso, el mecanismo de traslación.

Sobre el eje baricentro de la viga están colocados los rieles de desplazamiento del carro, fijados mediante clips regulables; estos clips permiten una regulación lateral de los rieles de 6 mm.

La trocha (distancia entre ejes de rieles) para el carro es de 2484 mm con tolerancia de + / - 3 mm. La tolerancia en la desviación lateral del riel es de 1 mm por cada tramo de 2 m de largo. Si se necesita corregir la alineación del riel, llevar el carro a una posición extrema, aflojar todos los tornillos de los clips y llevar el riel a la posición correcta; luego apretar nuevamente todos los tornillos.

Los tornillos de ensamble de las partes estructurales son calidad ASTM A-325; el par de apriete para su ajuste es el siguiente:

Diámetro	(pulg.)	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 ¼"	1 ½"
Torque	(Kg.m)	9	18	34	55	82	140	250

1.3 - Mecanismo de izaje principal

Capacidad: 40 Toneladas métricas

Velocidad máx. de izaje: 10 m/min

Altura de izaje operativa: 12 mts

Suspensión = 4 cables, $d = 38$ mm; tipo Cable GPT de 8 cordones compactados. Alma de acero plastificada; 2.160 N/mm²

Torsión derecha

Coefficiente de seguridad = 6

Longitud = 4 tramos de 19 mts.

1.4 - Cadena cinemática:

-Motores de ABB de izaje:

- Marca ABB Lv Motors
- Motor de 4 polos - 1480 r.p.m. - 380v - 50 Hz
- Modelo M2QA 225 M4A
- Potencia: 45 kW/ 60 HP
- Peso: 335kg

-Acoplamiento para motor:

- Marca: TECNON
- Modelo: TADF/B
- Tamaño: 101
- Torque: 1140 Nm
- Hp/100 rpm: 16
- Diámetro máx. del eje : 44 mm
- Peso : 3,7 Kg

-Reductor de velocidad modelo P H D 9110 - P4 355:

- P – Paramax
- H – Montaje Horizontal
- Nmr=72kW
- i-real-tambor=349.06
- i-nom reductor = 355
- i-real-reductor =375.23
- RPM entrada = 1500
- RPM salida = 4.2
- Eje lento: 220mm
- Eje rápido: 80mm

-Acoplamiento tipo “Barrilete” de tambor ART

- Marca: ART

- Modelo: ART 280
- Tamaño: 280
- Par torsor: 18000 daNm
- Frad.adm: 15000 Kg
- Peso: 305 Kg

-Brida (para tambor) ART Plus - tamaño 280

-Tambores: $D_p = 807$ mm; roscados uno hélice izquierda y otro derecha

-Frenos electrohidráulico a disco modelo FPT-1 255 nm

-Disco de freno diám. 355mm

-Pulpo PM4-8000-3:

- Capacidad: 8m³
- N° de garras: 8
- Carrera de cable: 14.375mm
- Diam. Polea: 500mm
- Diam. Cable: 24mm (recomendado)
- Grúa: 40 Tn (SWL)
- Peso del pulpo: 12.800 Kg

1.5 - Seguridades:

-4 finales de carrera de la marca Allen-Bradley de la serie, para control de recorrido de carro y puente.

-2 limitadores de vueltas de la marca Verticale mod. PFA9067A0075003

-1 llave límite de carga mecanico LIM 201-BIG.

-1 llave límite de potencia CUTLER HAMMER P-100 SAFETY LIMIT SWITCH, accionado por contacto físico con el pulpo, para el límite de carrera superior de resguardo.

-4 paragolpes GALVI RMV 160/160

1.6 - Mecanismo de traslación del carro

Ruedas del carro (x4):

- Serie Nº = MA1 315
- $D_r = 315$ mm
- Rodamiento: 22314 CW33
- Peso: 55kg

Velocidad de traslación máx. del carro = 20 m/min

Trocha del carro = 2.484 mm

Distancia entre ruedas del carro = 4.304 mm

Riel de rodadura = DIN 536 Serie: A75

1.7 - Cadena Cinemática:

Motorreductores SEW con la siguiente nomenclatura: FA77 DV100M4

- n motor = 1450 rpm
- n salida reductor = 19 rpm
- N motor = 2,2 kW
- Momento torsor = 1120 Nm
- Relación de transmisión (i) = 75,02
- Peso: 74 Kg

1.8 - Mecanismo de traslación del puente:

Sustentación del puente: 8 ruedas MA1 500 doble pestaña $d=500$ mm (2 motrices) montadas sobre rodamientos de doble hilera de rodillos a rótula.

Velocidad de traslación del puente = 80 m/min

Riel de rodadura de la nave = DIN 536 – A75

1.9 - Cadena cinemática:

Motorreductores Marca SEW con las siguientes características:

- Potencia: 7,5 kw
- Velocidad de entrada: 1450 RPM
- Velocidad de salida: 50 RPM
- Serie: FA-87-DV-132M4

2.- Seguridad y operación

2.1 - Base de conocimiento del personal que utilice la maquina

Antes de hacerse cargo de la operación de la máquina, el operador debe instruirse esencialmente en:

- Su manejo correcto y seguro.
- Las partes que la componen.
- El trabajo que cumple cada una de las partes.
- Los peligros de la máquina.
- Los sistemas de seguridad que se proporciona.
- Los métodos operativos correctos.
- Las acciones que deben llevarse a cabo y las que están prohibidas.

- Las averías más comunes y la manera segura solucionarlas.
- Los elementos de protección personal que deben utilizar.

2.2 - Base de conocimiento del personal que repare la maquina

La persona encargada del mantenimiento de esta máquina debería tener conocimientos de electro-neumática, mecánica, electricidad, conocimiento en hidráulica, además de ser instruida en los peligros potenciales que representa la máquina, y su segura y correcta manipulación.

2.3 - Medidas de seguridad en la instalación de la maquina

2.3.1 - Plan de mantenimiento

Es esencial que las normas de seguridad contra los accidentes sean estrictamente cumplidas en los trabajos de mantenimiento. En principio, esta labor es llevada a cabo en las máquinas detenidas, después de haber interrumpido el suministro eléctrico.

2.3.2 - Acceso de personal de mantenimiento

En caso de no tener accesos certificados (es decir, pasillos, escaleras, etc.), los proyectos de mantenimiento siempre se llevarán a cabo con el uso de una plataforma elevadora, certificada para el uso de personas.

2.4 - Qué NO hacer

- NUNCA levante una carga superior a la carga nominal.
- NUNCA levantar o llevar a cualquier persona en el gancho/pulpo.
- NUNCA use la grúa a menos que esté en condiciones de operar.
- NO altere ni modifique ninguna parte de la grúa o sus componentes.
- NO permita que personal no calificado utilice la grúa.
- NUNCA levantar o transportar una carga hasta que todo el personal despeje el área.
- NUNCA use el cable de izar como eslinga.
- No distraiga la atención del operador mientras la grúa esté funcionando.
- NUNCA deje una carga suspendida.
- NUNCA use el cable de izar como tierra.
- En caso de lluvia o mal tiempo, no acceda al tablero eléctrico.

2.5.-Prevención de accidentes

- Queda prohibido el uso de la grúa para arrastrar cargas.
- En ningún caso será posible transportar cargas suspendidas en el cable.
- Para operar la grúa, el permiso del titular debe obtenerse, sólo cuando la grúa se encuentra inmovilizada.
- El operador no debe realizar maniobras con cargas por su propia cuenta o a través de instrucciones personal no autorizado.
- El operador no podrá modificar la configuración de seguridad.
- El operador debe negarse a llevar a cabo una operación cuando haya dudas sobre el peso al levantarse, o cuando las condiciones necesarias de seguridad no se cumplan, ya sea para la grúa o la carga.
- El transporte de tubos de oxígeno, tambores de aceite y material suelto en general, debe llevarse a cabo utilizando un equipo especial.

2.6.-Qué hacer

Lea y siga las instrucciones de instalación y manual de mantenimiento.

- Cuando sea necesario efectuar reparaciones, utilice sólo piezas e insumos recomendados.
- Si se observan defectos o anomalías detenga la grúa y avise de inmediato al personal responsable.
- Establezca un horario regular de servicio y de inspección, prestando especial atención a los ganchos, cable, frenos, y límites de carrera, manteniendo registros de esta rutina.
- Compruebe el funcionamiento de los frenos, especialmente si el servicio es exigente.
- Compruebe el funcionamiento de los finales de carrera al menos una vez al mes.
- Compruebe si hay daños en el pulpo y cable al menos una vez por semana.
- Mantenga el cable limpio y bien lubricado.
- Antes de operar la grúa, asegúrese de que el cable de acero no presente ningún defecto.
- Asegúrese de que la carga a transportar no colisione con cargas próximas en su trayectoria. De ser posible despeje el área.
- Evitar el balanceo de la carga o del pulpo de carga en el transporte de la grúa.
- Equilibre la carga correctamente antes de manejar.

- Levante siempre en línea recta vertical.
- Asegúrese de que el comienzo del levantamiento se lleva a cabo en velocidad baja.
- Conozca la señalización de mano.

2.7.-Riesgos y medidas de prevención

ORIGEN	RIESGOS	MEDIDAS DE PREVENCIÓN
Durante el Accionamiento.	<p>No identificación correcta de mandos en la botonera.</p> <p>Golpes contra obstáculos durante el guiado de la carga.</p>	<p>Utilización de botoneras con identificación clara de los movimientos y controles.</p> <p>Mantener los pasillos de circulación libres de obstáculos y señalizados.</p>
Por fallo de finales de carrera y dispositivos limitadores.	<p>Riesgo de golpes con la carga por oscilaciones originadas al chocar contra los topes.</p> <p>Riesgo de rotura de sistema de elevación por sobrecarga y daños en la estructura del puente.</p> <p>Riesgo de caída de la carga por ausencia de mantenimiento adecuado de los finales de carrera.</p> <p>Choque entre puentes grúa que circulan por el mismo camino de rodadura.</p> <p>Choque entre un puente grúa contra otro que está parado por operaciones de mantenimiento.</p>	<p>Los puentes- grúa deben estar provistos de los siguientes dispositivos:</p> <p>Final de carrera superior e inferior del movimiento de elevación.</p> <p>Final de carrera máximo y mínimo de traslación del carro.</p> <p>Final de carrera de traslación del puente.</p> <p>Nunca cargar un puente- grúa de modo de superar la carga máxima admisible.</p>

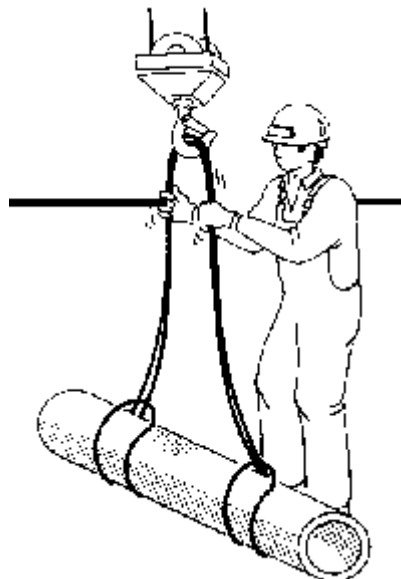
<p>Por caída de la carga en el descenso</p>	<p>Riesgo de caída por no disponer de dispositivos eficaces en caso de fallo en una de las fases del motor en el descenso de la carga.</p> <p>Fallo de freno en el descenso.</p>	<p>Colocar un relé de asimetría a la salida del motor que detecte un posible fallo de una fase o de uno de los contactos del contactor.</p> <p>Reglaje periódico de los frenos.</p>
<p>Por fallo de los accesorios de elevación (cables-ganchos)</p>	<p>Riesgo de desprendimiento de la carga del gancho de elevación.</p> <p>Caída de la carga por rotura del cable.</p> <p>Caída de la carga por mala utilización de grapas o pasillos.</p>	<p>Los ganchos deberán disponer de pestillos de seguridad.</p> <p>Efectuar comprobaciones periódicas de los ganchos.</p> <p>Revisar periódicamente el estado de los cables.</p>
<p>Por manipulación defectuosa de la carga por los operarios en el transporte de la misma</p>	<p>No conocer las instrucciones de seguridad.</p> <p>Por circular por encima de personal trabajando.</p> <p>Por reparaciones provisionales efectuadas debajo de cargas suspendidas.</p> <p>Eslingado defectuoso de la carga. Almacenado de materiales en zonas de circulación.</p> <p>Por circular con la carga a alturas inadecuadas.</p> <p>Por utilización del gancho para el izado de personal.</p>	<p>Formar al personal en la manipulación y transporte de carga.</p> <p>En los traslados sin carga, izar el gancho a una altura en que no exista riesgo contra las personas y objetos.</p> <p>Efectuar las reparaciones de los puentes.- grúa en lugar adecuado.</p> <p>No depositar materiales en las zonas de circulación, ni a menos de 2 metros de los carriles.</p> <p>No utilizar el gancho de la grúa para subir personal en plataformas, ni subirse a la carga durante el transporte.</p>

<p>Por ausencia de pasarelas y barandillas</p>	<p>Caída de operarios durante las operaciones de mantenimiento.</p> <p>Atropellos de operarios en operaciones de mantenimiento por insuficiente anchura de las plataformas y distancias con respecto a obstáculos fijos.</p>	<p>La anchura de paso de las pasarelas no debe ser inferior a 0,50 metros.</p> <p>Las pasarelas y plataformas situadas en altura deben estar provistas de barandas sobre los lados que dan al vacío.</p>
--	--	--

2.8.-Movimiento de cargas

2.8.1.-Enganche de cargas

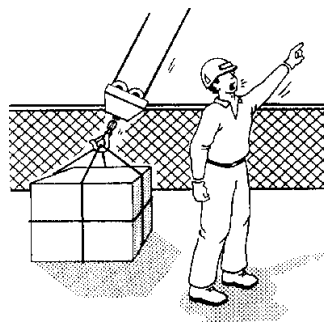
- Para no sobrepasar la capacidad de carga de la grúa y poder elegir adecuadamente los elementos de amarre, se debe conocer el peso de cada carga. Si el peso no viene indicado en la misma carga, solicitará este dato de su inmediato superior.
- No se utilizará nunca un elemento de amarre o de fuerza sin conocer la carga que es capaz de soportar. Es muy conveniente tenerlos marcados.
- Cuando se usen eslingas de ramales múltiples, ha de tenerse en cuenta que a medida que aumenta el ángulo de apertura de los ramales, disminuye la resistencia de la eslinga. Deberán por lo tanto elegirse eslingas de suficiente longitud, con objeto de evitar ángulos amplios entre los ramales.
- Se deberá tratar de cargar por igual todos los ramales de las eslingas. Si las cargas o piezas son de forma muy irregular, el peso no se distribuye por igual entre todos los ramales; en estos casos cada ramal deberá ser tan sólido, que él solo sea capaz de soportar todo el peso de la carga.



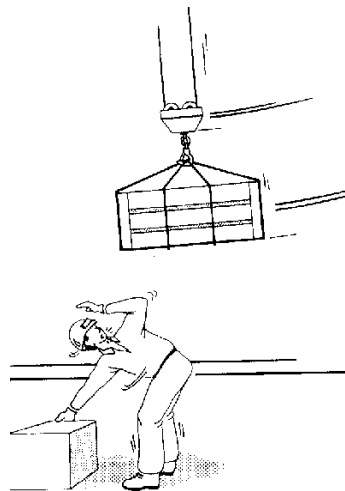
- Deben elegirse con cuidado los puntos en los que se situaran los estrobos, para que la carga quede bien equilibrada, y evitar que las amarras puedan correrse al suspenderla.
- Para la selección del diámetro del cable o cadena a utilizar, y para la determinación del número de ramales y longitud de una eslinga, debe disponerse de tablas adecuadas que hay que consultar.
- Está terminantemente prohibido realizar uniones de cables mediante tubos o soldaduras.
- Está prohibido acortar o empalmar cadenas de izar insertando tornillos entre eslabones, atando estos con alambre, etc. Nunca debe repararse una cadena soldando eslabones, por ejemplo.
- Para su utilización, los cables y cadenas deberán estar libres de nudos, cocas, torceduras, partes aplastadas o variaciones importantes de su diámetro.
- Se deberá poner especial cuidado en sobrellenar los ganchos.
- Las eslingas y los estrobos deber ser retirados del gancho, cuando no vayan a utilizarse.
- Las eslingas y los estrobos deben asentarse en la parte gruesa del gancho, nunca en el pico del mismo, y llevarán guardacabos para evitar que se aplante el cable y se separen los cabos.
- Cuando se utilicen ganchos de dos cuernos, nunca se suspenderá la carga de uno de ellos, ya que de esta forma se desequilibraría la carga y el aparejo no trabajaría verticalmente.
- Cuando las cargas a suspender tengan aristas o cantos vivos, es preciso proteger los estrobos y eslingas con defensas de madera blanda o goma de neumático.
- Del mismo modo, cuando haya que embragar piezas muy grandes o pesadas, se colocará entre pieza y el cable o cadena, una defensa, para evitar que con el roce puedan romperse.
- Antes de ordenar una maniobra, deberá asegurarse de:
 - a. Que los estrobos o eslingas estén correctamente aplicados a la carga y asegurados al gancho de izar.
 - b. Que los estrobos o eslingas no tienen vueltas, torceduras, etc.
 - c. Que se ha separado de la carga lo suficiente, y de que no hay otras personas en sus proximidades.
 - d. Que no hay sobre la carga piezas sueltas que pudieran caerse al elevarla.
 - e. Que el gancho de la grúa está nivelado y se encuentra centrado sobre la carga, para evitar giros al elevar está.

2.8.2.-Izado y desplazamiento de carga

- Está prohibido izar o mover pesos que sobrepasen la carga máxima indicada en la grúa. Es preciso conocer, para ello, el peso de la carga que va a elevarse.
- El gruista debe tener en cuenta que cuanto más abiertos están los ramales de una eslinga que sujeta una carga, es mayor el esfuerzo que tienen que soportar, y que pueden romperse con cargas poco pesadas.



- Las cargas sólo se izarán verticalmente. No se tirará oblicuamente de la carga, ya que el balanceo que produce podría accidentar a un compañero, además producir sobrecargas. El cable de la grúa debe trabajar siempre en vertical.
- No se arrancarán con la grúa, cargas sujetas al suelo, ni se arrastrarán piezas o vehículos.
- Las cargas se izarán y bajarán suavemente, evitando arranques y paradas bruscas.
- No se izarán cargas mal enganchadas o cuando los estrobos, cadenas o ganchos, se encuentran en malas condiciones.
- Cuando se observe, después de izada la carga, que está no se halla correctamente enganchada bajará la carga para su arreglo.
- Deberá verificarse, a ras del suelo, el equilibrio de la carga suspendida, antes de iniciar el movimiento.
- El desplazamiento de la carga, una vez izada correctamente, se realizará a la menor altura posible, compatible con la altura de las instalaciones y con la seguridad del personal.
- Nunca se abandonará una grúa dejando la carga suspendida.
- Las cargas suspendidas no se transportan por encima de las instalaciones ni del personal. Si en alguna ocasión no hay otro remedio, se parará la grúa y se avisará para que el personal se aparte, dando suficiente tiempo para que todos lleguen a un lugar seguro.



- Está prohibida la permanencia o paso de cualquier persona bajo las cargas o ganchos.
- Cuando las grúas funcionen sin carga, el maquinista elevará el gancho lo suficiente para que pase libremente sobre las personas y objetos.
- Durante los desplazamientos de la grúa, tanto cargada como en vacío, el maquinista debe prestar la máxima atención, manteniendo las manos sobre los órganos de mando.
- No se desenrollará completamente el cable del tambor. Deberán quedar dos espiras enrolladas.
- Está prohibido maniobrar a contramarcha. Para invertir el sentido de la marcha, se detendrá el mando en posición "cero" hasta que cese el movimiento, y después se conectará la marcha inversa.
- En caso de avería se desconectará inmediatamente el interruptor general y se colocará el cartel "Máquina averiada". Si fuese la corriente, se situarán inmediatamente todos los mandos en punto muerto.
- Al final de la jornada, y antes de abandonar el mando del equipo, deberán ponerse los interruptores de mando en posición "cero", y desconectar el interruptor principal. La grúa se dejará frenada y con los elementos de suspensión izados y sin carga.
- Las cargas se depositarán en el suelo, sobre calzas o travesaños, para poder retirar los estrobos sin someterlos a frotamiento entre el suelo y la carga.

2.9.-Señales de maniobra

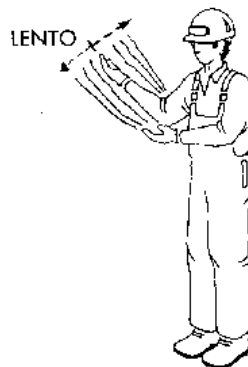
Para evitar confusiones entre el gruista y el que dirige la maniobra, es preciso usar siempre señales de mando. A continuación se indican las principales señales utilizadas:



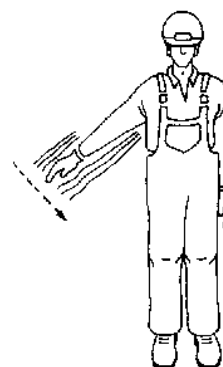
ATENCIÓN



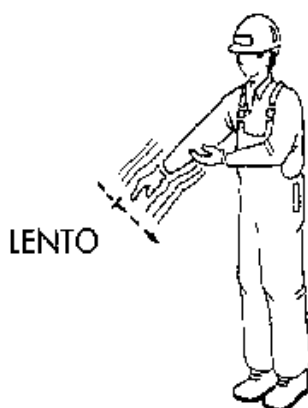
SUBIR



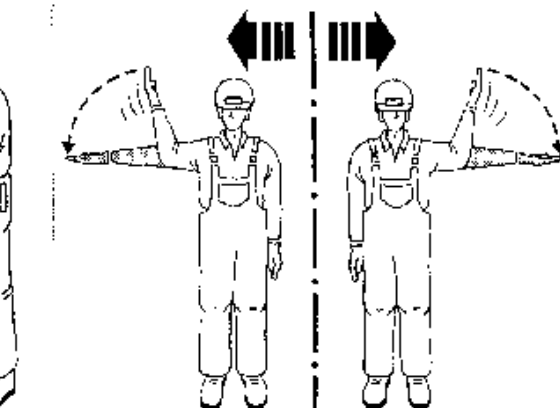
SUBIR LENTAMENTE



BAJAR

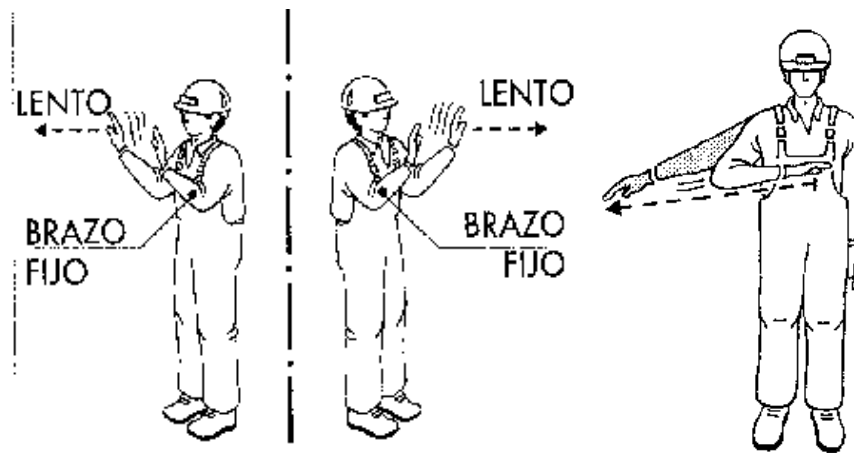


LENTO

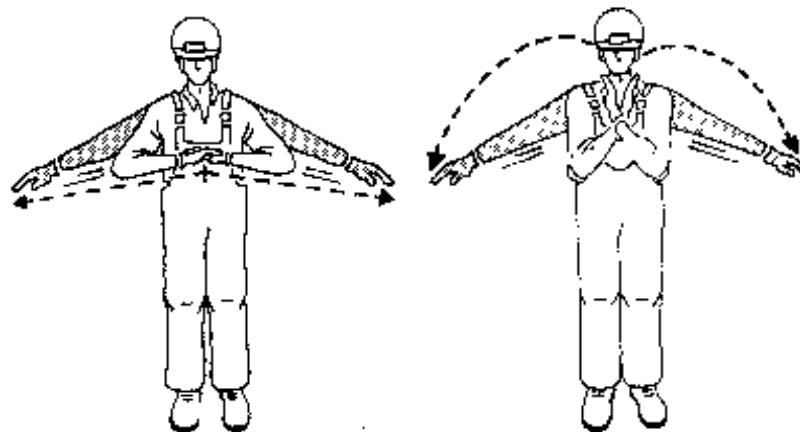


LENTO DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL

BAJAR



DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL LENTO PARADA



PARADA URGENTE

FIN DE MANIOBRA

2.10.-Descripción general de los mandos

De serie, el equipo es provisto de doble control, conmutable según necesidad. El primero de ellos está en la cabina de control, ubicado en el sillón del operador.

El control permite la operación remota de la grúa a través de un control remoto portátil (unidad transmisora de datos por radiofrecuencia) y su correspondiente receptor (unidad receptora de datos por radiofrecuencia).

A continuación, se muestra la configuración del control de mando.



El T70 1 es un telemando altamente personalizable que cuenta con diferentes características y accesorios. Desde el módulo SIM EEPROM extraíble hasta las soluciones de sistemas en tándem, el T70 1 brinda calidad y fiabilidad para las aplicaciones de elevación.

Características

- Pulsador de dos pasos de alta sensibilidad
- Radio Multibanda con comunicación Full-Duplex
- Módulo externo SIM EEPROM extraíble
- Gestión de frecuencias frente a interferencias

Beneficios

- Altamente personalizable
- Fácil y rápido mantenimiento
- Alta resistencia a impactos
- Pantalla LCD

Aplicaciones asociadas

- Utilizado en aplicaciones de elevación
- Utilizado en aplicaciones con grúas puente



Vistas generales del control del operador

2.10.1-Operación general

1. Encienda el interruptor general de potencia en el tablero principal
2. Instale 4 baterías tamaño AA en el transmisor, asegurándose de respetar la polaridad indicada en las etiquetas
3. Gire el botón de emergencia. Asegúrese de que este quede en posición operativa (hacia afuera del control)
4. Gire la llave rotativa a la posición de ENCENDIDO
5. Presione el botón START
6. Opere la grúa normalmente mediante los JOYSTICKS 1 y 2
7. Luego de la operación, presione el botón de emergencia
8. Gire la llave rotativa a la posición de APAGADO
9. Remueva la llave
10. Desconecte el interruptor general de potencia en el tablero principal
11. Si el control remoto no será utilizado durante un largo período de tiempo, retire las baterías del mismo.

Nota:

- En el control remoto existe un led multicolor, que indica el estado de carga de las baterías instaladas. Si se encuentra VERDE, las baterías están en condiciones óptimas, si se encuentra AMARILLO, la operación debe interrumpirse inmediatamente para reemplazar las baterías. Cuando el led se encuentre en ROJO, el control lanzará automáticamente una señal de PARO DE EMERGENCIA, debido a insuficiente potencia de transmisión. En esta condición será imposible la operación a distancia, hasta tanto no sean reemplazadas las baterías de la terminal.

3.-Mantenimiento

Este manual tiene el objetivo de recomendar procedimientos de mantenimiento periódico del puente grúa.

Durante la vida útil del puente grúa, es muy importante seguir un plan regular de mantenimiento preventivo.

Todos los mecanismos deben ser sometidos a ensayo con y sin carga para comprobar el nivel de ruido, vibraciones, etc.. Las inspecciones para cada parte constitutiva se exponen en este manual. Los órganos que tienen instrucciones de mantenimiento deben ser inspeccionados tanto sobre una base diaria como semanal. Deben de efectuarse breves exámenes todos los días e inspecciones de profundidad cada semana.

Las inspecciones diarias tienen como principal objetivo detectar los defectos evidentes en las partes más importantes.

3.1 - Prevenciones generales en reparaciones

En caso de efectuar reparaciones, prestar atención a los siguientes criterios:

- Asegúrese de que la grúa este totalmente desenergizada.
- Aislar el espacio que abarca la zona de trabajo y colocar señales claras de "ZONA PELIGROSA: GRÚA EN REPARACIÓN".
- Los trabajos se realizan siempre después de informar a la persona responsable.
- Si dos o más grúas están utilizando los mismos rieles, se deben tomar precauciones para que la grúa en reparación no sea colisionada por las demás.
- Siempre que sea posible, posicionar la grúa en la final de su recorrido para facilitar el acceso del personal de mantenimiento.
- Siempre que sea posible, las reparaciones deben realizarse fuera del horario de trabajo.
- Al final de las reparaciones informar las tareas realizadas a la persona responsable.

- Las maniobras de pruebas correspondientes sólo pueden ser llevadas a cabo por los operadores.

3.2 - Mantenimiento de rieles

La inspección y el mantenimiento de los rieles es muy importante para mantener las ruedas, los mecanismos y la estructura en perfectas condiciones.

Además de las inspecciones que se recomiendan como regulares, los rieles deben ser examinados inmediatamente después de cualquier signo de temer, o cuando se detecte excesivo desgaste en las ruedas.

Cuando las pistas han sido ensambladas en tierra no compactada, las inspecciones deben llevarse a cabo con mayor frecuencia.

3.3 - Cables de acero

3.3.1 - Lubricación de cables en servicio

Es bien sabido que un cable de alambre engrasado, en general, tiene un mayor nivel de rendimiento y vida útil que otro sin engrasar.

Vale la pena cambiar la grasa cada tres meses, de acuerdo con las condiciones climáticas del lugar. El lubricante más adecuado es el la grasa de base cálcica grafitada "VERKOL" (o similar), que cumpla las siguientes funciones:

- A. Reducir la fricción entre los cables y las ranuras de poleas y tambores.
- B. Evita la corrosión.
- C. Mantiene el alma textil.

Los cables se entregan siempre engrasados, pero a medida que transcurre el tiempo, la grasa desaparece gradualmente. Entonces es necesario el engrase.

Para esta operación, primero es necesario limpiar con un cepillo de alambre los restos de grasa antigua y el polvo que se ha adherido a la misma. Se recomienda llevar a cabo el engrase con un paño embebido en aceite, preferentemente caliente. El lubricante que se aplicará debe cumplir con los siguientes requisitos:

- Ser lo suficientemente fluido para penetrar en el interior del cable.
- Ser pegajoso para que no se escurra.
- Estar libre de sustancias ácidas.

En el caso de productos de alta viscosidad, pueden ser aplicados en caliente, con una consulta previa al fabricante del equipo.

Se recomienda anotar los datos de cada instalación:

- Fecha de instalación.
- Características del cable.
- Intervalo de engrase y tipo de lubricante.
- Notas complementarias.

3.3.2 - Mantenimiento, inspección y criterios de descarte de cables de acero

En este punto nos referimos a la norma UNE 58-111-91 equivalente a ISO 4309-1990.

3.3.3 - Estado antes del montaje

El usuario debe asegurarse de la adecuada instalación. Cuando un cable se sustituye, otro del mismo tipo es el que se utilizará. Si se utiliza otro tipo, el usuario deberá asegurarse de que posee al menos propiedades equivalentes al cable que sustituye.

Cuando la longitud necesaria sea menor que la del tramo de cable disponible, se efectuarán los cortes con suficiente excedente, aplicando alguna medida para evitar que el cable se destorsione.

Antes de la instalación del cable nuevo, es necesario comprobar que el tambor y las gargantas de las poleas corresponden con el diámetro del cable.

Los cables deben ser almacenados en un lugar frío y seco, con una temperatura constante. Es importante no dejarlos en el suelo. Nunca coloque los cables en lugares expuestos a gases ácidos, vapores u otros agentes corrosivos.

Para quitar el cable de la bobina, es conveniente colocar una barra a través de la bobina y elevarlo sobre caballetes para que pueda girar libremente.

Cuando el cable está en rollos, hay que rodarlos por el suelo de tal manera que pueda ser enrollado y desenrollado de forma natural.

3.3.4 - Montaje

Al desenrollar el cable de un carrete o bobina, deben tomarse todas las precauciones necesarias para evitar que formen bucles, torceduras o curvas.

Si el cable accidentalmente se raspa contra cualquier superficie cuando no está bajo tensión, los puntos de contacto deberán ser debidamente inspeccionados antes de la instalación.

Antes poner en funcionamiento en el equipo, el usuario deberá asegurarse de que todos los dispositivos asociados con el cable operen correctamente.

Un número de operaciones de la grúa se llevará a cabo en aproximadamente 10% de la carga nominal para estabilizar el cable antes de su utilización normal.

3.3.5 - Mantenimiento

El mantenimiento del cable se llevará a cabo en relación con el aparato de elevación, su uso, el medio ambiente y el tipo de cable en cuestión. A menos que se indique lo contrario por el fabricante del cable, el mismo debe ser afectado de limpieza, cuando sea posible, y se engrasará regularmente, sobre todo en los tramos que se doblan al pasar por las poleas.

Una vida útil más corta del cable será el resultado de la falta de mantenimiento, sobre todo cuando la grúa trabaja en un ambiente corrosivo y, en algunos casos, por motivos relacionados con la operación y el tipo de servicio.

3.3.6 - Inspección y frecuencia

El desgaste de los cables, en función del tipo de trabajo que realizan, produce una disminución del coeficiente de seguridad general del equipo.

Es necesario inspeccionar periódicamente los cables con el fin de evitar roturas. Esta inspección nos permite conocer los factores que más influyen en el desgaste y por lo tanto tomar medidas preventivas para disminuir las acciones de mantenimiento.

3.3.6.1 - Observación diaria

En la medida de lo posible, todas las partes visibles del cable deben ser observadas durante la jornada de trabajo, con el objeto de detectar deterioro y deformaciones. Se debe prestar especial atención a los puntos de fijación al equipo. Cualquier cambio apreciable en el estado del cable deberá notificarse y el mismo deberá ser examinado por una persona competente.

3.3.6.2 - Inspección periódica (de acuerdo con 2.3.6.4)

Con el fin de determinar la frecuencia de tal examen periódico, se tendrá en cuenta lo siguiente:

- Los requisitos normativos relativos a la aplicación en el país de uso.
- El tipo de grúa y las condiciones ambientales en las que opera.

- El grupo y clasificación de la grúa.
- Los resultados de los exámenes anteriores.
- El tiempo en servicio.

3.3.6.3 - Inspección especial (de acuerdo con 2.3.6.4)

- En todos los casos en que ha ocurrido un incidente que pudo haber causado daños al cable y/o su rotura, o en cada ocasión en que un cable se ha puesto de nuevo en funcionamiento tras el desmantelamiento.
- En todos los casos en los que el aparato elevador ha permanecido fuera de servicio por tres meses o más, el cable se examinará antes de comenzar la operación normal.

3.3.6.4 - Puntos objeto de inspección

Cuando se llevará a cabo la inspección en todo el largo del cable, especial atención se tomará en las siguientes posiciones:

- Los puntos de terminación móviles y fijos.
- La parte de una cuerda que pasa por las poleas.
- Se prestará especial atención, en el caso de aparatos que realicen una operación repetitiva, a cualquier parte de la cuerda que se encuentra en las poleas, mientras que el aparato se encuentra en una condición de carga (véase el anexo A).
- La parte de cable que se encuentra sobre una polea compensadora.
- Cualquier parte que pueda estar sujeta a la abrasión por las características externas ambientales.
- Examen interno, por corrosión y fatiga.
- Cualquier parte expuesta a calor.

Los resultados se harán constar en el acta de inspección (véase el anexo B).

3.3.6.5 - Extremos

Especial cuidado se tendrá en la inspección de los puntos terminales del cable, como ser el punto en que el cable se inserta en el tambor, puesto que estos puntos suelen ser de concentración de tensiones y por lo tanto expuestos a fatiga. Los accesorios de amarre al tambor también se examinarán para detectar signos de distorsión o desgaste, previniendo así el deslizamiento relativo entre las superficies de fijación y el cable.

Cuando la rotura de hilos se hace evidente en los extremos, puede ser posible acortar el cable y volver a fijarlo. Sin embargo, la longitud del cable deberá ser suficiente para permitir que el largo mínimo requerido cubra los requisitos de altura de izaje.

3.3.6.6 - Criterios de descarte

El uso seguro del cable es calificado por los siguientes criterios:

- Naturaleza y el número de hilos rotos.
- Hilos rotos en la terminación.
- La agrupación localizada de rotura de hilos.
- La tasa de aumento de roturas.
- La fractura de los hilos.
- Reducción del diámetro de la cuerda.
- Disminución de la elasticidad.
- Desgaste exterior e interno.
- Corrosión externa e interna.
- Deformación.
- Los daños debido al calor o la formación de arcos eléctricos.
- Tasa de incremento de alargamiento.

Todos los exámenes tendrán en cuenta estos factores individuales. Sin embargo, el deterioro con frecuencia el resultado de una combinación de factores que dan un efecto acumulativo que será reconocido por una persona competente, y que se reflejan en la decisión de desechar el cable o de permitir que este continúe en servicio.

3.3.6.7 - Naturaleza y número de hilos rotos

El diseño general de una grúa es tal que no permita una vida útil del cable indefinida.

En el caso de diseños de cables de 6 a 8 trenzas, los hilos rotos aparecen principalmente en la superficie externa. Esto no aplica a los cables que tienen un número de trenzas mayor, donde la mayoría de las interrupciones se producen internamente y por lo tanto no son visibles.

Al establecer los criterios de rechazo para cables, se tendrá en cuenta la construcción del mismo, la longitud y la forma en que se está utilizando. Orientativamente se da una condición de rechazo en tabla 1 para el número de hilos rotos visibles.

Se prestará especial atención a cualquier área localizada que se presente sequedad o anomalía de lubricación.

Máximo número de hilos rotos visibles - CRITERIO DE DESCARTE										
Nº de hilos portantes en capa externa	Construcciones típicas	GRUPOS	M1 - M2 - M3 - M4				M5 - M6 - M7 - M8			
		Long. Examinada	6 X d	30 x d	6 X d	30 x d	6 X d	30 x d	6 X d	30 x d
		Entorchado	Ordinario		Lang		Ordinario		Lang	
Hasta 50	6 x 7		2	4	1	2	4	8	2	4
50 a 75	6 x 19		3	6	2	3	6	12	3	6
76 a 100			4	8	2	4	8	16	4	8
101 a 120	8 x 19		5	10	2	5	10	19	5	10
	6 x 19									
	6 x 25									
121 a 140			6	11	3	6	11	22	6	11
141 a 160	8 x 19		6	13	3	6	13	26	6	13
161 a 180	6 x 36		7	14	4	7	14	29	7	14
181 a 200			8	16	4	8	16	32	8	16
201 a 220	6 x 41		9	18	4	9	18	38	9	18
221 a 240	6 x 37		10	19	5	10	19	38	10	19
241 a 260			10	21	5	10	21	42	10	21
261 a 280			11	22	6	11	22	45	11	22
281 a 300			12	24	6	12	24	48	12	24
Mayor de 300			0,04 x Nº	0,08 x Nº	0,02 x Nº	0,04 x Nº	0,08 x Nº	0,16 x Nº	0,04 x Nº	0,08 x Nº

TABLA 1

3.3.6.8 - Cables rotos en extremidades

Hilos rotos en o junto a la terminación, aunque en cantidades pequeñas, son indicativos de altas tensiones, pudiendo romperse también por incorrecta instalación. Se realizará la correspondiente investigación de la causa raíz de este deterioro, y deberá rehacerse la terminación del cable, acortando el cable si queda suficiente longitud para su uso posterior.

3.3.6.9 - Agrupación localizada de hilos rotos

En caso de rotura de hilos que están muy próximos entre sí, constituyendo una agrupación local de interrupciones, el cable debe ser reemplazado. Si la agrupación de estas interrupciones se produce en una longitud menor de $6 \times d$ o se concentra en una hebra, será prudente descartar el cable, aunque el número de hilos rotos sea más pequeño que el número máximo indicado la tabla 1.

ANEXO A-Defectos que podrían considerarse

1. Examinar la terminación del cable en el tambor.
2. Examinar el entorchado, que cuando está defectuoso puede causar deformaciones y desgaste.
3. Examinar rotura de hilos.
4. Corrosión.
5. Busque deformaciones.
6. Inspeccione porciones de cable que con frecuencia hagan contacto con poleas.
7. Puntos de anclaje:
 - Comprobación de rotura de hilos y corrosión;
 - Del mismo modo, inspeccione la sección de cable en contacto con la polea compensadora.
8. Compruebe diámetro del cable.
9. Examinar cuidadosamente el tramo que se extiende a través de las poleas de reenvío, en particular las porciones que se encuentran en las poleas cuando el aparato se encuentra en una condición de carga.

ANEXO B - Ejemplo típico del acta de inspección del cable

ACTA DE INSPECCION DEL CABLE						
Nº de serie					Fecha colocación	<input type="text"/>
Aplicación					Fecha de descarte	<input type="text"/>
Construcción						
Dirección del arrollamiento (D-I, I-D o ambos)						
Diámetro nominal del cable						
Grado ó carga de rotura						
Calidad (galvanizado/no galvanizado)						
Tipo de núcleo						
Longitud total						
Tipo de amarre (prensa, etc.)						
Carga nominal equipo						
Nº de tiros						
Nº tambores						
Diámetro medido					Carga aplicada	<input type="text"/>
Nº hilos rotos	Grado de abrasión visible	Corrosión visible	Reducción del diámetro	Nº de porciones	Estado general	Deformaciones y daños
Nº en 6 x d	Grado de deterioro (*)	Grado de deterioro (*)	%		Grado de deterioro (*)	Naturaleza
FECHA	<input type="text"/>		HORAS EN SERVICIO		<input type="text"/>	
PROVEEDOR DEL CABLE	<input type="text"/>		FIRMA		<input type="text"/>	
En estas columnas, describir: leve, media, alta, muy alta, desechar.						

ANEXO C - Defectos que pueden ocurrir en el cable

NOTA - En muchos de los ejemplos dados, se exagera el modo de falla a fin de magnificarlo. Las acciones a tomar se describen para cada uno de los cuadros.

Figura 1 - Hilos rotos desplazamiento de hebras. Justificación de descarte.



Figura 2 - Gran cantidad de hilos rotos, asociado con un desgaste severo en un cable de entorchado ordinario. Justificación de descarte.



Figura 3- Rotura de hilos en un cable entorchado tipo Lang, asociadas a desgaste leve. La utilización en esta condición es riesgosa. Se recomienda el descarte.



Figura 4 - Achatamiento leve de hilos en las capas exteriores, con poca reducción del diámetro nominal.



Figura 5 - Incremento del anterior defecto.



Figura 6 - Ulterior achatamiento en hilos de las capas exteriores. Marcada reducción del diámetro del cable.



Figura 7 - Las secciones achatadas comienzan a tocarse unas con otras. La reducción del diámetro del cable es notable, pudiendo ser justificativa de descarte. El cable puede aún quedar en servicio, aunque la frecuencia de las inspecciones tendrá que ser mayor.



Figura 8 - Los hilos achatados se tocan sin intersticios visibles, produciendo una reducción del diámetro del cable del 40%. Descartar inmediatamente.



Figura 9 - Corrosión superficial leve.



Figura 10 - Superficie corroída severamente, con efectos visibles de pitting. Descartar inmediatamente.



Figura 11 - Rotura de hilos en múltiples hebras adyacentes. Descartar inmediatamente.



Figura 12 - Rotura de hilos en zona de poleas, acompañada de marcada deformación. Descartar inmediatamente.



Figura 13 - Corrosión interna severa. La reducción de la sección nominal del cable afecta notablemente la capacidad de carga del mismo. Descartar inmediatamente.

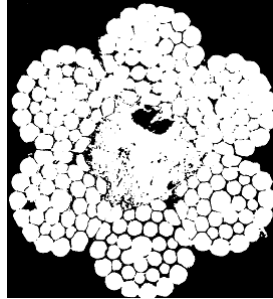


Figura 14 - Ondulación del cable. Puede ser motivo de descarte, siempre que el diámetro medido en una cresta deformada supere un valor de $1,33 \times d$, siendo el tramo considerado menor de $25 \times d$.
NOTA: d = diámetro nominal del cable.



Figura 15 - Formación de "nido de pájaro". Motivo de descarte inmediato.



Figura 16 - Incremento local del diámetro debido a la distorsión del núcleo, por cargas de impacto. Descartar inmediatamente.

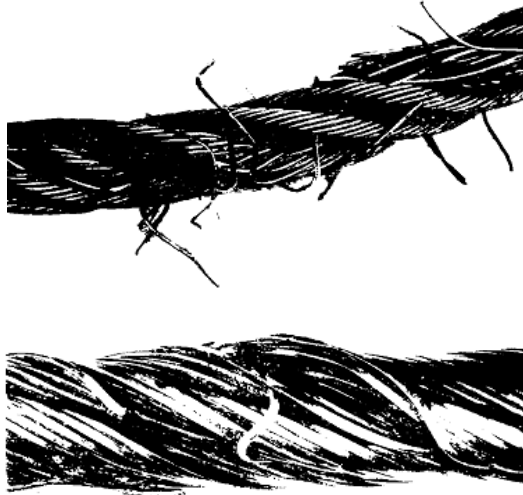


Figura 17 - Incremento localizado del diámetro del cable debido a una protuberancia del núcleo, formada entre dos hebras desgastadas. Es justificativo de descarte.



Figuras 18, 19, 20, 21 - Ejemplos de roturas y deformaciones severas, motivo de descarte inmediato.





3.4 - Ganchos

- Deben de mantenerse en buen estado y debe comprobarse que no tienen grietas o mordeduras.
- Inspeccione los cojinetes y el anillo de pivot.
- Inspeccionar las poleas del gancho.
- Limpie bien el interior del cubre polea, evitando que se impregnen de polvo y suciedad.

3.5 - Poleas y tambores

Es de primordial importancia para la vida del cable que el perfil de las gargantas de las poleas y las ranuras del tambor siempre estén en buenas condiciones.

Por esta razón, estas piezas deben ser inspeccionados periódicamente, tomando las medidas necesarias si se presentan signos de desgaste excesivo o defectos causados el rozamiento con los cables.

También es muy importante que los cables enrolen correctamente en el tambor, para evitar el daño prematuro del cable.

Inspeccione la forma en que el rollo de cable se mueve durante la rotación del tambor, en todo el recorrido. Si el recorrido del cable es anormal, revise cuidadosamente el motivo.

- Inspeccione los prensacables.
- Inspeccione las gargantas del tambor.
- Observe si hay desgaste entre los surcos. Si existe, puede ser reparado suavizando el radio.
- Asegúrese de que las ranuras sean demasiado profundas.
- Inspeccione las gargantas de poleas:
 - Asegúrese de que no estén excesivamente raspados los flancos debido al movimiento de los cables en las gargantas de la polea. Si es así, eliminar las imperfecciones rellenando los flancos y torneando posteriormente.
 - Asegúrese de que las gargantas no sean excesivamente profundas, debido al desgaste.
 - Asegúrese de que los flancos de garganta no se encuentren muy desgastados.
 - Asegúrese de que radios de garganta sean suaves. Si no lo están, desmonte las mismas y suavice los radios con operaciones de torneado.

- Verificar el ruido y la temperatura de los rodamientos de las poleas.
- Verificar si existen grietas o fisuras. Repare o reemplace las poleas, según la gravedad.

3.6 - Cambio de rodamiento de tambor

Para cambiar el rodamiento del tambor, siga estos pasos:

- Asegurar el tambor mediante un aparejo y aflojar los tornillos que sujetan el pie al bastidor.
- Retirar el pie, asegurándose de que el eje del tambor no varíe su posición.
- Lleve a taller el pie y realice el desmontaje de la caja de rodamientos.
- Montar el nuevo rodamiento, después de la limpieza y lubricación de la caja.
- Una vez que el pie se monta en el tambor, proceder a montar todos los elementos mencionados respetando la secuencia de desmontaje.
- Verifique la correcta alineación del pie contra los topes fijos al bastidor.

3.7.-Lubricación de las gargantas de tambor

Bajo uso normal el cable proporciona una lubricación suficiente para las ranuras, sin embargo, en uso bajo condiciones severas, es conveniente la limpieza y lubricación individual de la siguiente manera:

- Lleve a final de recorrido inferior el gancho
- Limpie cuidadosamente las ranuras del tambor, asegurándose de llegar a las partes inaccesibles mediante sucesivas operaciones de giro.
- Para limpiar las dos primeras espiras deberá apoyar el gancho en suelo firme ó plataforma capaz de soportar el peso del mismo, y cuidadosamente girar el tambor de forma tal de poder desplazar el cable.
- Luego de la limpieza, asegúrese de realizar la operación de montaje del cable de forma tal de no imprimir torsión local ni deformar el mismo
- Antes de poner en operación normal el equipo, realice algunas maniobras de carga a no más del 10% de la capacidad nominal.

3.8 - Plan de mantenimiento

3.8.1 - Control diario

- Freno: Comprobar que se encuentra en buen estado de funcionamiento.
- Switches de fin de carrera: Compruebe que están en buen estado de funcionamiento.
- Cable de acero: Comprobar su estado general y asegurarse de que esté bien lubricado.

3.8.2.-Control periódico

CONTROLES PERIÓDICOS PUNTOS DE REVISIÓN	Chequeo puesta en marcha	Primer chequeo		Intervalos de chequeo		
		3 meses	12 meses	12 meses	24 meses	48 meses
		Estructura				
Comprobar uniones de vigas (soldaduras, etc.).	X		X		X	
Inspeccionar los carriles de rodadura (alineación, desgaste, fijación a vigas).	X		X		X	
Lubricación						
Revisar niveles de aceite (completar si necesario)	X	X		X		
Reemplazo de lubricantes			X	X		
Frenos de izaje y traslación						
Medición de pastillas de freno		X		X		
Control espesor discos de freno		X		X		
Cable y tambores de enrollamiento						
Revisar amarres del cable			X	X		
Revisar lubricación			X	X		
Revisar desgaste		X			X	
Gancho y poleas						
Comprobación del gancho y libertad de movimientos	X		X	X		
Comprobación de desgaste en poleas		X		X		
Dispositivo de alarma de sobrecarga						
Chequeo del correcto funcionamiento	X	X			X	
Carro y testeras						
Comprobación de desgaste ruedas			X	X		
Comprobación de rodamientos			X	X		
Comprobación de los paragolpes			X		X	
Acoplamiento de reductores						
Comprobación de desgaste		X			X	
Comprobación de alineación			X	X		
Conexiones eléctricas						
Comprobar estado de los aparatos de protección y control automáticos.			X	X		
Comprobar estado de mandos y controles manuales.			X	X		
Comprobar estado de las cajas de conexión			X		X	
Comprobar que los frenos se suelten al activar los motores.			X		X	
Comprobar limitadores de fin de carrera		X		X		
Revisar estado de los elementos móviles de alimentación eléctrica.		X		X		
Comprobar estado escobillas		X		X		
Comprobar la tensión de los tomacorrientes.			X		X	
Comprobar el estado de las conexiones en general.			X		X	
Revisar empalmes y sujeción de línea de alimentación.			X		X	
Botoneras de mando						
Chequeo de funcionalidad	X		X		X	
Ruido						
Comprobar que no existan ruidos anormales en la operación de los componentes móviles	X		X		X	

3.9 - Lubricación

Los únicos dos componentes del equipo lubricados de por vida son los rodamientos de la polea compensadora y su respectivo eje de pivot, construido en PTFE.

Los reductores de traslación y elevación se incluyen dotados de su correspondiente aceite lubricante, del cual deberá ser comprobado periódicamente su nivel, y el cual será sustituido a intervalos regulares, según la rutina descripta.

El lubricante de antiguo será drenado y los reductores podrán ser limpiados con detergentes adecuados, en caso de necesidad.

El cable y el tambor se lubricarán de acuerdo con lo especificado en este manual.

Las recomendaciones de lubricación de las unidades reductoras se anexan al presente manual.

3.9.1 - Tabla de lubricantes

LUBRICANTES RECOMENDADOS					
Punto de aplicación	ACEITE	GRASA	TIPO	APLICACIÓN	CANTIDAD (dm3)
Rodamientos de ruedas		X	SHELL - STAMINA HDS - BASE POLIUREA - GRADO 1,5 NLGI	BOMBA MANUAL	0,1
Poleas		X	SHELL - STAMINA HDS - BASE POLIUREA - GRADO 1,5 NLGI	BOMBA MANUAL	0,1
Cable de acero	X	X	VERKOL - BASE CÁLCICA Y GRAFITADA	PINCEL	--
Reductor de elevación	X		SHELL - OMALA 220 - ISO VG 220	REEMPLAZO	530
Reductores de traslación CARRO	X		SHELL - OMALA 220 - ISO VG 220	REEMPLAZO	24,5
Reductores de traslación TESTERAS	X		SHELL - OMALA 220 - ISO VG 220	REEMPLAZO	
Anillo de giro del gancho		X	SHELL - ALVANIA HDX1 - BASE CALCIO Y LITIO - GRADO 1 NLGI	BOMBA MANUAL	0,5

3.10 - Inspección del freno de izaje

Cuando el aparato se encuentre totalmente desenergizado, compruebe que el espesor de las pastillas de freno no sea inferior a 2mm. De ser así, reemplace inmediatamente las pastillas.

Si nota que el disco de freno ha sufrido desgaste severo, desmóntelo y envíelo a reparar, cuidando que el espesor mínimo en servicio no puede nunca ser inferior de 10mm.

3.11.-Motor de elevación - Motores de traslación

Si se produce vibración y / o ruidos fuertes cuando el motor está en funcionamiento, el operador debe detener el equipo y localizar estos problemas.

De ser necesario el reemplazo de los rodamientos, consulte el manual del fabricante del motor.

Es muy importante para la correcta refrigeración de los motores que los orificios de ventilación estén limpios y libres de obstrucciones.

3.12 - Reductores

Los reductores se deben utilizar dentro de las características, límites y condiciones de trabajo para las que fueron diseñados. Sobrepasar estos límites implica poner en peligro la unidad mecánica y térmicamente, y por lo tanto dañar sus elementos constitutivos. Recuerde que las demandas por encima de los parámetros establecidos pueden reducir la vida útil de las unidades de forma considerable.

Los engranajes deben ser cuidadosamente inspeccionados, cuando un ruido extraño aparezca o cuando se observe un importante aumento de la temperatura, independientemente de los periodos de inspección.

Se recomienda al abrir las tapas de inspección de los reductores de velocidad, que la grúa esté en un lugar donde no haya mucho polvo en el ambiente. Después de una inspección, las tapas deben ponerse colocarse nuevamente.

NOTA: para información detallada sobre el mantenimiento de estas unidades, consulte el manual del fabricante anexo.

3.12.1 - Tabla de fallas críticas en reductores

- Debido al calentamiento excesivo

Compruebe:

- A. Si la unidad está sobrecargada.
- B. Nivel, estado y grado del aceite.
- C. Rodamientos. Estos no deben estar clavados. Todos los ejes deben girar libremente.
- D. Retenes. Deben ser engrasados, aplicando pequeñas cantidades de grasa a los labios de los mismos desde afuera.
- E. Alineación de los acoplamientos.

- Eje de rotación.

Compruebe:

- A. Alineación de los acoplamientos.
- B. Si la unidad está sobrecargada.
- C. Si el apoyo está fuera de alineación.

- Fallas en los rodamientos.

Compruebe:

- A. Que la unidad no estaba sobrecargada.

- B. Alineación de los acoplamientos.
- C. Rodamientos bien apretados y lubricados.
- D. Formación de óxido.
- E. Que la unidad haya estado bien protegida durante largos períodos de inactividad.

➤ Pérdidas de aceite

Compruebe:

- A. Nivel de aceite.
- B. El respiradero debe estar limpio.
- C. El desgaste de los sellos. Las pequeñas pérdidas son normales.
- D. Exceso de lubricación en los rodamientos.
- E. Drenajes, niveles y accesorios. Selle las juntas y vuelva a apretar.

➤ Desgaste de engranajes.

Compruebe:

- A. Nivel, estado y grado del aceite.
- B. Alineación de los acoplamientos
- C. Ajuste de los rodamientos
- D. Sobrecarga en la unidad
- E. Formación de óxido.
- F. Por rotura de dientes, ruidos, etc., llevar a cabo un análisis en conjunto con el proveedor.

3.12.2 - Inspección de reductores

- Observar el ruido de los engranajes cuando el equipo funciona en vacío y cuando está cargado. Si hay algún ruido extraño, inspeccione los engranajes, los tornillos de los acoplamientos, la fijación de los reductores de velocidad y los cojinetes. También examine la correcta lubricación.
- Examine la temperatura del aceite. La temperatura máxima no debe superar los 60 °C.
- Comprobar que el nivel de aceite se ajusta a lo establecido por el fabricante del reductor.
- Evite fugas de aceite

- Verifique que no haya signos anormales, tales como picaduras o arañazos en los dientes de los engranajes.

3.13 - Ruedas

Regularmente, cada 12 meses, inspeccionar el desgaste y la deformación en la banda de rodadura, y las marcas en las alas.

- Llevar a cabo un examen visual de la banda de rodadura de las ruedas para ver si hay grietas. Si las hay, comprobar su tamaño. Observe si la tendencia es a aumentar entre las inspecciones, y si es necesario, la rueda debe ser reemplazada.
- Las ruedas motrices deben mantener la igualdad de diámetro, y dos se debe cambiar a la vez, aunque sólo una de ellas esté en condiciones de ser cambiado.
- Verificar que las ruedas estén limpias y libres de aceite.
- Examinar el desgaste de las bandas de rodadura de la rueda.
- Si se identifica un desgaste prematuro de las ruedas, compruebe la correcta alineación de los componentes del sistema (ejes, rieles, etc.)
- La diferencia entre los diámetros de las ruedas motrices no debe ser superior a 0,2%.
- El desgaste de la banda de rodadura exterior de cada rueda debe ser menor al 30% del espesor original.

3.13.1.- Procedimiento para el cambio de ruedas y sus rodamientos

- Levante el carro o la testera hasta que la rueda pueda girar libremente. Utilice aparejos auxiliares o gatos hidráulicos, prestando atención a no dañar las superficies en contacto.
- Aflojar los tornillos de las cajas y desmontar la rueda.
- Retire y desmonte los rodamientos por medio de un extractor.
- Verificar el estado de los rodamientos y cambiarlos si es necesario.
- Para el montaje, limpiar las superficies de contacto, lubricarlas y montar con una prensa.
- Lubrique los cojinetes.
- Montar el sistema de rueda, alinear debidamente y apretar con los tornillos correspondientes.
- Verificar la alineación nuevamente una vez que la rueda se encuentra apoyada al riel

3.14 - Estructura

- La estructura debe ser inspeccionada a intervalos periódicos para comprobar si hay deformaciones o roturas.
- Verificar las uniones soldadas, para asegurarse de que no hay picaduras.
- Comprobar que los tornillos de unión estén apretados.
- Repintar las partes estructurales antes de que el 10% de la superficie pintada se encuentre afectada por vestigios de óxido.

3.15 - Control remoto

Algunas verificaciones sencillas pueden poner de manifiesto defectos que pueden ser origen de averías posteriores y que pueden ser corregidos con facilidad. Proponemos a continuación algunas verificaciones a realizar periódicamente:

Transmisor:

- Verificar los tornillos de cierre del emisor.
- Verificar periódicamente el estado de los cierres de las protecciones de caucho de los mecanismos de comando del emisor. Sustituirlos en caso de deterioro, para evitar fallos de estanqueidad.
- Limpiar los contactos de la batería

Receptor:

- Verificar el apriete de los tornillos de fijación de los cables.
- Revisar los contactos del fusible y portafusibles.
- Revisar los conectores entre los distintos módulos del receptor.
- Inspeccionar el estado de la antena receptora, así como de los conectores y cables asociados a la misma.

Cargador de baterías y baterías:

- Limpiar los contactos.

3.16 - Solución de problemas frecuentes

COMPONENTE	POSIBLES FALLAS Y SOLUCIONES	CAUSAS POSIBLES	COMPROBACIONES
Sistema de izaje	El tambor no se mueve	Alimentación inadecuada Fusibles de acometida Instalación eléctrica Fusibles de alimentación Final de carrera	Tensión de alimentación Reemplazo de fusibles Bornes y conexiones Reemplazo de fusibles Botón de emergencia Posición del final de carrera
	El motor de elevación zumba pero no se mueve	Fusible quemado Bobinado del freno quemado Falla en el conexionado de una fase	Reemplazo de fusibles Impedancia bobina de freno Tensión de alimentación
	El interruptor termomagnético diferencial salta cuando se intenta subir o bajar	Posible fuga a tierra del motor Posible fuga a tierra del freno	Mida resistencia de aislación Mida resistencia de aislación
	El motor funciona, pero muy lentamente	Falla en el control de frenado Termomagnética averiada	Unidad de control de freno Reemplace el interruptor termomagnético
	La carga se desliza cuando se baja	Freno averiado	Pastillas y disco de freno
	El gancho se levanta demasiado y bloquea todos los mandos	El switch de final de carrera fue accionado	Controle la posición del final de carrera
	Cuando se suspende la carga y se intenta levantar el motor arranca y se detiene bruscamente repetidamente	Se está alcanzando el límite de carga	Disminuya la carga
Carro	El carro no se mueve	Falla en el motor Falla en la instalación eléctrica Final de carrera alcanzado	Tensión de alimentación Posición del límite de carrera
	El carro se mueve muy lentamente	Falla en alguna fase de alimentación Falla en el freno	Tensión de alimentación Ajuste del freno
	El frenado es largo	Disco y pastillas de freno	Ajuste / reemplace
	El motor gira pero no transmite movimiento	Falla en el reductor Chavetas	Revise chavetas y chaveteros Inspeccione el reductor
Viga principal	La viga principal se cruza cuando solicitada a moverse	Falla en un motor Falla en un freno Falla en un reductor	Tensión de alimentación Ajuste del freno Inspeccione el reductor
	La viga se mueve lentamente	Falla en alguna fase de alimentación Falla en el freno	Tensión de alimentación Ajuste del freno
	El frenado es largo	Disco y pastillas de freno	Ajuste / reemplace

<u>UTN- Facultad Regional Avellaneda</u>				Lista de Materiales				
<u>CALDERERÍA CARRO</u>				<u>Puente Grua 40 Tn</u>				
Nº	Denominación	Cant.	Material	Plano	A	T	C	Obs
1	CHAPA 3/8" 567x400 - RIG. PIE TAMBOR	2	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
2	CHAPA 3/8" 916x400 - RIG. PIE TAM/MOT	6	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
3	CHAPA 3/8" 670x200 - RIG. SOP. MOTOR	10	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
4	CHAPA 3/8" 2244x400 - TRAVESAÑOS 3/8"	3	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
5	CHAPA 3/8" 2244x200 - CIERRE CARRO	2	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
6	CHAPA 3/8" 2244x374 - ALMA TRAVESAÑO	4	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
7	CHAPA 1/2" 2184x200 - PLAT. TRAVESAÑO	4	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
8	CHAPA 3/8" 140x374 - RIG. TRAVESAÑO	6	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
9	CHAPA 3/8" 4675x374 - ALMA LARGUERO	4	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
10	CHAPA 1/2" 4675x300 - PLAT.S LARGUERO	2	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
11	CHAPA 1/2" 4115x300 - PLAT.I LARGUERO	2	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
12	CHAPA 3/8" 220x374 - RIG. LARGUERO	7	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
13	CHAPA 3/8" 177x50 - REF. APOY. CAJER	4	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
14	CHAPA 3/8" 300x240 - TAPA LARGUERO	4	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
15	CHAPA 1/2" 460x70 - APOY. CAJERA	4	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
16	CHAPA 1/2" 331x188 - BARRE RIEL	4	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
17	CHAPA 1/2" 294x294 - REF. TRANS. S.RED	16	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
18	CHAPA 5/8" 94x1818 - LARGUERO SOP.RED	4	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
19	CHAPA 5/8" 125x1818 - APOYO SOP. REDUC	4	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
20	CHAPA 3/8" 506x400 - REF. APOY. MOTOR	4	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
21	CHAPA 3/8" 506x400 - REF. APOY. MOTOR	2	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
22	CHAPA 3/8" 395x400 - BASE APOY. MOT.	2	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
23	CHAPA 1/2" 125x80 - BASE APOY. MOT.	8	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
24	PERFIL UPN 100 L: 711 - MENSULA PLAT.	18	COMERCIAL	PG 40-CJ-02		x		
25	PERFIL UPN 100 L: 227 - MENSULA PLAT.	4	COMERCIAL	PG 40-CJ-02		x		
26	PERFIL UPN 100 L: 431 - MENSULA PLAT.	2	COMERCIAL	PG 40-CJ-02		x		
27	PERFIL ÁNGULO 3x3x1/4" L: 1000	22	COMERCIAL	PG 40-CJ-02		x		
28	PERFIL ÁNGULO 3x3x1/4" L: 880	24	COMERCIAL	PG 40-CJ-02		x		
29	CAÑO NPS 1,25" SCH40 L: 1000	22	COMERCIAL	PG 40-CJ-02		x		
30	CHAPA S.MELÓN 3/16" 2184x995	2	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
31	CHAPA S.MELÓN 3/16" 4875x746	2	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
32	CHAPA S.MELÓN 3/16" 2184x1586	2	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
33	CHAPA S.MELÓN 3/16" 2184x1103	1	ASTM A36	PG 40-CJ-02		x		
1	CHAPA 5/8" 180x180 - BASE INF. SOP. FR.	2	ASTM A36	PG 40-CJ-03		x		
2	CHAPA 5/8" 338x180 - BASE SUP. SOP.FR.	2	ASTM A36	PG 40-CJ-03		x		
3	CHAPA 1/4" 486x154 - PLAT. SOPORTE FR.	4	ASTM A36	PG 40-CJ-03		x		
4	CHAPA 1/4" 486x77 - ALMA SOPORTE FR.	2	ASTM A36	PG 40-CJ-03		x		
5	CHAPA 1/2" 243x243 - REF. SOPORTE FR.	2	ASTM A36	PG 40-CJ-03		x		
6	CHAPA 1 1/2" 460x840 - BASE INF SOP.TAM	2	ASTM A36	PG 40-CJ-03		x		
7	CHAPA 1" 816x308 - PIE INF SOP.TAM	2	ASTM A36	PG 40-CJ-03		x		
8	CHAPA 3/4" 408x308 - REF. INF SOP.TAM	6	ASTM A36	PG 40-CJ-03		x		
9	TOCHO Ø580 L:170 - SOP. RODAMIENTO	4	SAE 1045	PG 40-CJ-03		x		
10	TOCHO Ø420 L:100 - TAPA RODAMIENTO	2	SAE 1045	PG 40-CJ-03		x		
Observaciones:				Dibujó: Equipo 4				
				Revisó:				
				Fecha:				

<u>UTN- Facultad Regional Avellaneda</u>							Cotización		
<u>VIGAS PRINCIPALES</u>							<u>Puente Grua 40 Tn</u>		
Nº	Descripción	Cant.	UM	Costo Un	MarkUp	Precio Un	Importe		
1	Riel DIN A75	31	Mts	USD 55,56	30%	USD 72,22	USD	2.238,89	
2	Caño 6" SCH40	56,52	Kg	USD 7,14	30%	USD 9,28	USD	524,64	
3	Kit de fijacion riel	62	C/U	USD 70,00	30%	USD 91,00	USD	5.642,00	
4	Perfil angulo 3x3x1/4"	302,4	Kg	USD 4,33	30%	USD 5,63	USD	1.702,87	
5	Chapa 1/4"	7091	Kg	USD 1,38	30%	USD 1,80	USD	12.762,34	
6	Chapa 1/2"	765,3	Kg	USD 1,53	30%	USD 1,99	USD	1.524,96	
7	Chapa 5/8"	7005	Kg	USD 1,56	30%	USD 2,03	USD	14.249,97	
8	Mano de obra - Armado caldereria	210	Hrs	USD 30,00	0%	USD 30,00	USD	6.300,00	
9	Mano de obra - Soldadura	70	Hrs	USD 35,00	0%	USD 35,00	USD	2.450,00	
10	Mano de obra - Ensayos	50	Hrs	USD 40,00	0%	USD 40,00	USD	2.000,00	
11	Mano de obra - Pintura	60	Hrs	USD 35,00	0%	USD 35,00	USD	2.100,00	
-		-----							
	Total por VIGA PRINCIPAL					Sub-total:	USD	51.495,68	
A	VIGAS PRINCIPALES	2	C/U	USD 51.496	0%	USD 51.495,68	USD	102.991,35	
							Total:	USD	102.991,35
Importe Sub-Total (VIGAS PRINCIPALES)								
Observaciones:							Autor: Equipo 4		
							Revisó:		
							Fecha:		

<u>UTN- Facultad Regional Avellaneda</u>							Cotización		
<u>VIGAS TESTERAS</u>							<u>Puente Grua 40 Tn</u>		
Nº	Descripción	Cant.	UM	Costo Un	MarkUp	Precio Un	Importe		
1	BANCADA EJE BALANCÍN TOCH Ø280 L: 150	145,7	Kg	USD 3,48	30%	USD 4,52	USD	658,49	
2	CAÑO 6" SCH 40 L: 148	4,182	Kg	USD 7,14	30%	USD 9,28	USD	38,82	
3	ALEMITE DE LUBRICACIÓN EJE	4	C/U	USD 4,00	30%	USD 5,20	USD	20,80	
4	CONJUNTO RUEDA MA1-S 500	2	C/U	USD 6.900,00	30%	USD 8.970,00	USD	17.940,00	
5	PARAGOLPE GANTREX SERIE 4	1	C/U	USD 855,00	30%	USD 1.111,50	USD	1.111,50	
6	EJE BALANCÍN	58	Kg	USD 5,13	30%	USD 6,67	USD	387,14	
7	Chapa 5/8"	180,3	Kg	USD 1,56	30%	USD 2,03	USD	366,81	
8	Chapa 3/8"	221,6	Kg	USD 1,53	30%	USD 1,99	USD	441,66	
9	Chapa 1"	97,39	Kg	USD 1,51	30%	USD 1,97	USD	191,77	
10	Mano de obra - Mecanizado	45	Hrs	USD 55,00	0%	USD 55,00	USD	2.475,00	
11	Mano de obra - Armado caldereria	40	Hrs	USD 30,00	0%	USD 30,00	USD	1.200,00	
12	Mano de obra - Soldadura	30	Hrs	USD 35,00	0%	USD 35,00	USD	1.050,00	
13	Mano de obra - Ensayos	18	Hrs	USD 40,00	0%	USD 40,00	USD	720,00	
14	Mano de obra - Pintura	16	Hrs	USD 35,00	0%	USD 35,00	USD	560,00	
15	Mano de obra - Armado conjunto	22	Hrs	USD 35,00	0%	USD 35,00	USD	770,00	
-		-----							
	Total por VIGA TESTERA					Sub-total:	USD	27.932,00	
A	VIGAS TESTERAS	4	C/U	USD 27.932,00	0%	USD 27.932,00	USD	111.728,01	
B	MOTORREDUCTOR SEW FA-87-DV-132M4	2	C/U	USD 5.697,00	30%	USD 7.406,10	USD	14.812,20	
C	Riel DIN A75	120	Mts	USD 55,56		USD 55,56	USD	6.666,67	
							Total:	USD 133.206,88	
Importe Sub-Total (VIGA PRINCIPAL)								
Observaciones:							Autor: Equipo 4		
							Revisó:		
							Fecha:		

<u>UTN- Facultad Regional Avellaneda</u>							Cotización		
<u>TAMBOR DE IZAJE</u>							<u>Puente Grua 40 Tn</u>		
Nº	Descripción	Cant.	UM	Costo Un	MarkUp	Precio Un	Importe		
1	Chapa 2"	653,5	Kg	USD 1,51	30%	USD 1,97	USD	1.286,73	
2	Chapa 1"	130,3	Kg	USD 1,51	30%	USD 1,97	USD	256,66	
3	Chapa 1/4"	6,253	Kg	USD 1,38	30%	USD 1,80	USD	11,25	
4	Tocho para cubo D 280 L: 400	194,3	Kg	USD 3,48	30%	USD 4,52	USD	877,99	
5	Mano de obra - Armado caldereria	20	Hrs	USD 30,00	0%	USD 30,00	USD	600,00	
6	Mano de obra - Soldadura	40	Hrs	USD 35,00	0%	USD 35,00	USD	1.400,00	
7	Mano de obra - Ensayos	18	Hrs	USD 40,00	0%	USD 40,00	USD	720,00	
8	Mano de obra - Pintura	12	Hrs	USD 35,00	0%	USD 35,00	USD	420,00	
-		-----							
	Total por CONJUNTO CARRO					Sub-total:	USD	5.572,63	
							Total:	USD	5.572,63
Importe Sub-Total (TAMBOR DE IZAJE)								
Observaciones:							Autor: Equipo 4		
							Revisó:		
							Fecha:		

<u>UTN- Facultad Regional Avellaneda</u>						Cotización		
<u>CONJUNTO CARRO</u>						<u>Puente Grua 40 Tn</u>		
Nº	Descripción	Cant.	UM	Costo Un	MarkUp	Precio Un	Importe	
1	MOTOR DE ELEVACIÓN	2	C/U	USD 5.300,00	30%	USD 6.890,00	USD 13.780,00	
2	REDUCTOR SUMITOMO PHD9110	2	C/U	USD 26.578,00	30%	USD 34.551,40	USD 69.102,80	
3	FRENO ELECTROHIDRÁULICO FPT	2	C/U	USD 8.134,00	30%	USD 10.574,20	USD 21.148,40	
4	ACOPLAMIENTO MOT/RED TECNON	2	C/U	USD 236,95	30%	USD 308,04	USD 616,07	
5	ACOPLAMIENT BARRILETE ART-280	2	C/U	USD 7.984,00	30%	USD 10.379,20	USD 20.758,40	
6	TAMBOR DE IZAJE	2	C/U	USD 5.572,63	0%	USD 5.572,63	USD 11.145,27	
7	RODAMIENTO SKF 23944 CC/W33	2	C/U	USD 479,00	30%	USD 622,70	USD 1.245,40	
8	CONJUNTO RUEDA MA1 315	4	C/U	USD 4.358,00	30%	USD 5.665,40	USD 22.661,60	
9	MOTORREDUCTOR SEW FA77 DV100M4	2	C/U	USD 3.688,00	30%	USD 4.794,40	USD 9.588,80	
10	PARAGOLPE GALVI RMV 160/160	4	C/U	USD 231,00	30%	USD 300,30	USD 1.201,20	
11	CABLE DE IZAJE IPH x19Mts	4	C/U	USD 31,00	30%	USD 40,30	USD 161,20	
12	ESTRUCTURA CARRO MECANIZADA	1	C/U	USD 33.423,80	0%	USD 33.423,80	USD 33.423,80	
13	Mano de obra - Armado conjunto	285	Hrs	USD 35,00	0%	USD 35,00	USD 9.975,00	
-	-----							
Total por CONJUNTO CARRO						Sub-total:	USD 214.807,93	
						Total:	USD 214.807,93	
Importe Sub-Total (VIGA PRINCIPAL)							
Observaciones:						Autor: Equipo 4		
						Revisó:		
						Fecha:		

<u>UTN- Facultad Regional Avellaneda</u>						Cotización				
<u>CALDERERÍA CARRO</u>						<u>Puente Grua 40 Tn</u>				
Nº	Descripción	Cant.	UM	Costo Un	MarkUp	Precio Un	Importe			
1	Chapa 1/4"	18,75	Kg	USD 1,38	30%	USD 1,80	USD	33,75		
2	Chapa 3/8"	1545	Kg	USD 1,53	30%	USD 1,99	USD	3.080,31		
3	Chapa 1/2"	888	Kg	USD 1,53	30%	USD 1,99	USD	1.769,33		
4	Chapa 5/8"	222,8	Kg	USD 1,56	30%	USD 2,03	USD	453,29		
5	Chapa 3/4"	113,3	Kg	USD 1,60	30%	USD 2,08	USD	236,19		
6	Chapa 1"	100,7	Kg	USD 1,51	30%	USD 1,97	USD	198,36		
7	Chapa 1 1/2"	232,3	Kg	USD 1,51	30%	USD 1,97	USD	457,45		
8	Perfil UPN 100	154,4	Kg	USD 5,14	30%	USD 6,69	USD	1.032,67		
9	Perfil angulo 3x3x1/4"	108,7	Kg	USD 4,33	30%	USD 5,63	USD	611,90		
10	Caño 1,25" SCH40	621,7	Kg	USD 7,14	30%	USD 9,28	USD	5.771,08		
11	Chapa S. Melón 3/16"	787,5	Kg	USD 1,60	30%	USD 2,08	USD	1.641,73		
12	Tochos SAE 1045	218,6	Kg	USD 3,48	30%	USD 4,52	USD	987,74		
13	Mano de obra - Armado caldereria	315	Hrs	USD 30,00	0%	USD 30,00	USD	9.450,00		
14	Mano de obra - Soldadura	180	Hrs	USD 35,00	0%	USD 35,00	USD	6.300,00		
15	Mano de obra - Ensayos	14	Hrs	USD 40,00	0%	USD 40,00	USD	560,00		
16	Mano de obra - Pintura	24	Hrs	USD 35,00	0%	USD 35,00	USD	840,00		
17	Mano de obra - Mecanizado	185	Hrs	USD 55,00	0%	USD 55,00	USD	10.175,00		
-										
	Total por VIGA PRINCIPAL					Sub-total:	USD	33.423,80		
							Total:	USD	33.423,80	
Importe Sub-Total (CALDERERÍA CARRO)									
Observaciones:							Autor:	Equipo 4		
							Revisó:			
							Fecha:			

<u>UTN- Facultad Regional Avellaneda</u>							Cotización		
<u>ELÉCTRICO</u>							Puente Grua 40 Tn		
Nº	Descripción	Cant.	UM	Costo Un	MarkUp	Precio Un	Importe		
1	Variador traslación Carro: WEG CFW700B17P0T4	1	C/U	USD 1.310,00	30%	USD 1.703,00	USD	1.703,00	
2	Variador traslación Viga: WEG CFW700C58POT4	1	C/U	USD 3.273,00	30%	USD 4.254,90	USD	4.254,90	
3	Variador izaje: WEG CFW700E0105T4	2	C/U	USD 4.867,00	30%	USD 6.327,10	USD	12.654,20	
4	Interruptor ABB Tmax T4 250	1	C/U	USD 347,00	30%	USD 451,10	USD	451,10	
5	SWITCH CUTLER HAMMER P-100	1	C/U	USD 650,00	30%	USD 845,00	USD	845,00	
6	Gabinete GECL 12060	4	C/U	USD 230,00	30%	USD 299,00	USD	1.196,00	
7	Gabinete GECL 6060	1	C/U	USD 130,00	30%	USD 169,00	USD	169,00	
8	Tablero de control armado	1	C/U	USD 5.600,00	30%	USD 7.280,00	USD	7.280,00	
9	Receptor inalambricoR13 B Danfoss	1	C/U	USD 595,00	30%	USD 773,50	USD	773,50	
10	Transmisor T70 1 Danfoss	1	C/U	USD 595,00	30%	USD 773,50	USD	773,50	
11	Limitador de carga	1	C/U	USD 400,00	30%	USD 520,00	USD	520,00	
12	Contador vueltas tambor	2	C/U	USD 170,00	30%	USD 221,00	USD	442,00	
13	Final de carrera 802MC	4	C/U	USD 80,00	30%	USD 104,00	USD	416,00	
14	Cadena porta-cable LM52	1	C/U	USD 3.200,00	30%	USD 4.160,00	USD	4.160,00	
15	Cables	1	C/U	USD 950,00	30%	USD 1.235,00	USD	1.235,00	
16	Colector para 250A	4	C/U	USD 376,00	30%	USD 488,80	USD	1.955,20	
17	Blindo-barra	60	Mts	USD 57,00	30%	USD 74,10	USD	4.446,00	
18	Mano de obra - Armado	200	Hrs	USD 35,00	0%	USD 35,00	USD	7.000,00	
-		-----							
	Total por VIGA PRINCIPAL					Sub-total:	USD	50.274,40	
							Total:	USD	50.274,40
Importe Sub-Total (CONJUNTO ELÉCTRICO)								
Observaciones:							Autor: Equipo 4		
							Revisó:		
							Fecha:		

<u>UTN- Facultad Regional Avellaneda</u>							Cotización		
<u>EQUIPO COMPLETO</u>							<u>Puente Grua 40 Tn</u>		
Nº	Descripción	Cant.	UM	Costo Un	MarkUp	Precio Un	Importe		
1	Kit Vigas Principales	1	C/U	USD 102.991	0%	USD 102.991,35	USD	102.991,35	
2	Conjunto Carro	1	C/U	USD 214.808	0%	USD 214.807,93	USD	214.807,93	
3	Kit Vigas Testeras	1	C/U	USD 133.207	0%	USD 133.206,88	USD	133.206,88	
4	Conjunto Eléctrico	1	C/U	USD 50.274	0%	USD 50.274,40	USD	50.274,40	
5	Pulpo PM4-8000-3	1	C/U	USD 43.215	30%	USD 56.179,50	USD	56.179,50	
6	Mano de obra - Ingeniería	290	Hrs	USD 30,00	0%	USD 30,00	USD	8.700,00	
-	-----								
Total por VIGA PRINCIPAL						Sub-total:	USD	566.160,06	
							Total:	USD 566.160,06	
Importe Total (EQUIPO COMPLETO)								
Observaciones:							Autor: Equipo 4		
							Revisó:		
							Fecha:		

ASIGNATURA:

Proyecto Final

TRABAJO PRACTICO N°:

3

TITULO:

**Máquina en Serie
Compresor a pistón monocilíndrico
Modelo: FRA-210**

PROFESOR:

Ing. Federico Gastón Trejo Ponce

JEFE DE TRABAJOS PRÁCTICOS :

Ing. Hernan Muzyka
Ing. Fernando Babez

ALUMNO:

Ramadori, Juan Tomas

CURSO / GRUPO:

4

ESPECIALIDAD:

MECÁNICA

FECHA DE REALIZACION:

03/10/2021

FECHA Y FIRMA
APROBACION DEL TP:

FIRMA DE LOS ALUMNOS:



Objeto	4
Introducción	5
Clasificación de compresores	5
Compresores a Pistón	6
Esquema del principio de funcionamiento del compresor a pistón:	7
Clasificación	7
Competencia	9
Análisis de la competencia	10
Mercado de compresores a pistón	12
Proveedores internacionales	12
Proveedores Nacionales	14
Conclusión	17
Etapa de cálculo	19
Datos iniciales definidos por serie: FRA-210	19
Consideraciones previas al cálculo y diseño	19
Cálculos termodinámicos	22
Potencia mínima teórica necesaria	29
Potencia mínima real necesaria	31
Selección de válvulas flapper de admisión y escape:	31
Coeficiente de pérdida de carga de la válvula de admisión:	32
Coeficiente de pérdida de carga de la válvula de escape:	33
Calor que debe evacuar el compresor:	34
Resumiendo:	37
Dimensiones teóricas del cilindro	38
Cálculo del huelgo entre pistón y cilindro	40
Cálculo de dilatación en el pistón:	41
Dilatación del pistón:	41
Cálculo de dilatación en el cilindro:	42
Dilatación del cilindro:	42
Cálculo del huelgo entre pistón y cilindro:	42
Cálculo del espesor del cilindro	47
Cálculo de las aletas del Cilindro	51

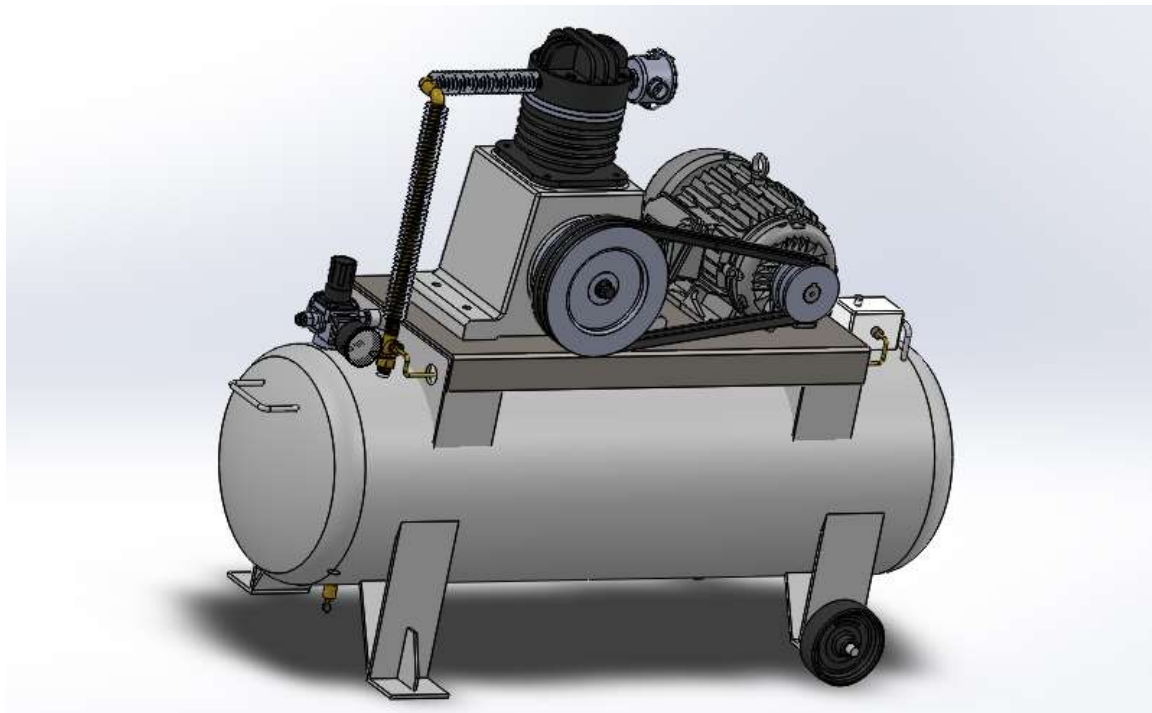
Principio de disipación del calor	52
Etapa de cálculo	54
Cálculo de aletas del tubo colector a acumulador:	65
Tapa de cilindro	71
Cálculo de espesor t1:	74
Cálculo del espesor t2:	76
Cálculo de diámetro exterior Do:	79
Resumiendo	79
Motor y transmisión de potencia	80
Selección del perfil de la correa	83
Determinación de diámetro primitivo mínimo de polea recomendado	85
Potencia transmitida por polea	87
Selección de poleas	89
Conexiones de cabezales y tanque	91
Compresor con acumulador sin presión manométrica:	91
Compresor con presión nominal (8,15 Kg'/cm2) en el acumulador:	92
Dimensionamiento del pistón	94
Diseño de la cabeza del pistón:	96
Diseño de los aros de pistón:	97
Diseño del espesor de los aros:	97
Espesor de borde superior:	98
Cálculo del espesor de pared de pistón en zona de aros:	98
Cálculo del espesor de la pollera de pistón:	98
Cálculo de la altura de la pollera lisa de pistón:	99
Alto total del pistón:	99
Diseño del perno de pistón	100
Cálculo de biela	105
Dimensionamiento del cojinete de biela:	117
Flexión debida a las fuerzas inerciales	122
Tensión generada sobre la biela por flexión de fuerzas inerciales:	123
Dimensionamiento de cigüeñal	125
Cálculo de las fuerzas actuantes sobre el cigüeñal	127
Cálculo diámetro dc muñón de biela	128

Cálculo de diámetro en bancadas de cigüeñal (apoyo de rodamientos)	129
Cálculo de ancho del brazo:	130
Análisis de fuerzas actuantes	130
Verificación de geométrica de brazo	133
Verificación de diámetro d1	135
Selección rodamientos	136
Selección de reten de cigüeñal	139
Recipiente acumulador de aire sometido a presión	140
Cálculos y verificaciones de la envolvente	142
Cálculo de los casquetes semi-elípticos	146
Selección de las conexiones	150
Tee para carga de aceite	151
Selección de tapón de llenado	151
Visor de nivel de aceite	152
Selección de presostato	153
Selección de válvula reguladora con manómetro:	154
Selección de válvula de purga y válvula de seguridad	155
Selección de silenciadores, porta filtros de admisión	156
Cálculo de los pesos aproximados del recipiente	157
Peso de la envolvente	157
Peso de cada casquete	157
Peso total del recipiente	158
Selección de ruedas	159

Objeto

En el siguiente proyecto se presentará una propuesta sobre una serie de compresores a pistón. Nuestro objetivo como grupo de trabajo es satisfacer las necesidades de nuestros futuros clientes, teniendo en cuenta que buscamos proyectar una serie de compresores para uso tanto doméstico como a nivel semi-industrial, cabe destacar que los mismos serán móviles. Esta serie de compresores estará ligada directamente a las personas que quieran realizar trabajos en su casa en donde necesiten utilizar este equipo, así como también, talleres de carrocería o gomerías que utilicen el equipo para trabajos sin alta complejidad.

Con esta filosofía, nos centramos en ofrecer compresores prácticos, versátiles, de uso mixto, es decir tanto doméstico como semi-industrial.



Introducción

Los compresores son equipos que elevan la presión de un fluido (pudiendo ser este gas, vapor o una mezcla de gases y vapores; es decir fluidos compresibles) reduciendo el volumen específico del mismo durante su paso a través de la cámara de compresión (en nuestro caso el cilindro) del compresor. Cabe destacar que los compresores se catalogan como máquinas de alta presión. Además, el trabajo de compresión es posible gracias a la presencia de un motor eléctrico que acciona un cigüeñal y el mismo genera el movimiento del pistón, lo que consecuentemente produce la compresión del fluido.

Clasificación de compresores

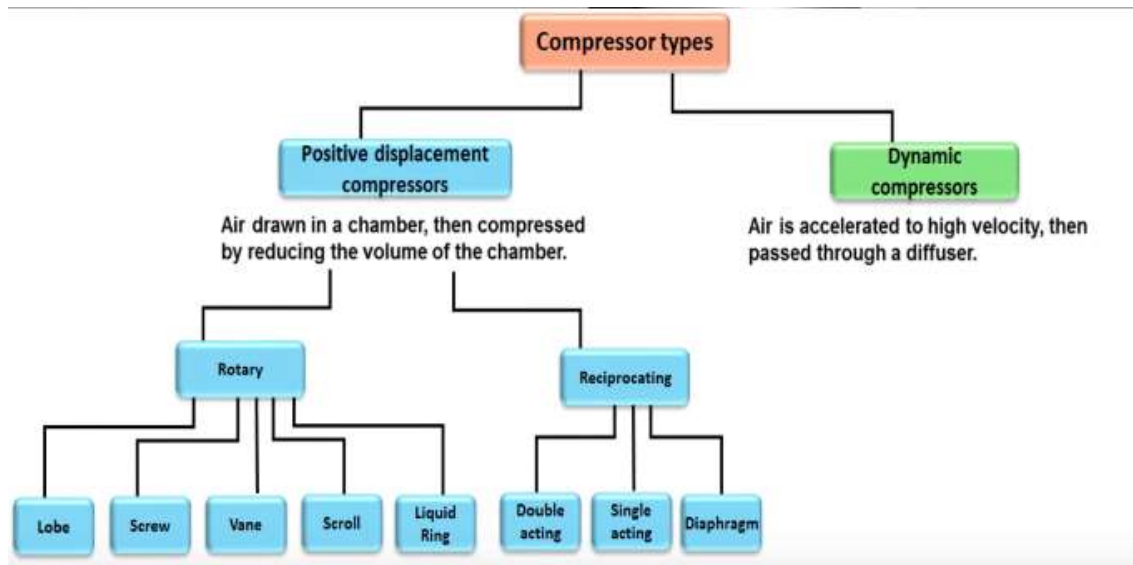
Dependiendo de los diferentes tipos de presión y caudal que se requiera en el proceso, existen diversos tipos de compresores, los cuales se pueden clasificar conceptualmente, según su principio de funcionamiento en 2 grandes categorías. A saber:

Principio de desplazamiento positivo. La compresión se obtiene por la admisión del aire en un recinto hermético, donde se reduce luego el volumen.

Principio de la dinámica de los fluidos (dinámicos). El aire es aspirado por un lado y comprimido como consecuencia de la aceleración de la masa (turbina).

A su vez, existen subclasificaciones a partir de estos dos grandes grupos. Cabe destacar que los más utilizados en la industria con los del principio del desplazamiento positivo.

El gráfico que se muestra a continuación deja ver de las subclasificaciones mencionadas anteriormente:

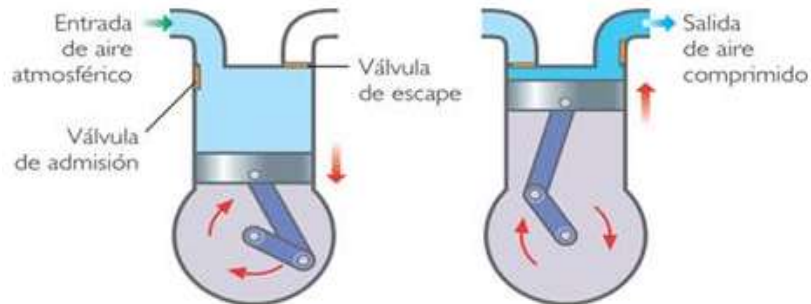


Compresores a Pistón

El compresor a pistón es un compresor de desplazamiento positivo. En este, el fluido es aspirado al interior de un cilindro, por la acción de un pistón accionado por un cigüeñal que a su vez, es accionado por un motor eléctrico. Ese mismo pistón, al realizar el movimiento contrario, comprime el aire en el interior del cilindro, liberándolo hacia el tanque de almacenamiento o a la siguiente etapa (si es que presenta 2 etapas), una vez alcanzada la presión requerida.

Este tipo de compresor puede ser lubricado o exento de aceite. En el caso del compresor exento, la cámara de aspiración y compresión queda aislada de cualquier contacto con el lubricante del compresor, trabajando en seco y evitando que el aire comprimido se contamine con los lubricantes del equipo.

Esquema del principio de funcionamiento del compresor a pistón:



Clasificación

Podemos clasificar a los compresores a pistón en diversas formas, nosotros adoptamos la siguiente clasificación:

- Debido a la cantidad de etapas (pueden ser 1 o más)
- Debido a la forma en la cual trabaja el pistón (es decir simple efecto o doble efecto)
- Lubricados o exentos
- Según la disposición de los cilindros

Debido a la cantidad de etapas

En los compresores a pistón de una etapa, el/los pistones se encargan de comprimir el fluido para permitirle fluir hacia el tanque de almacenamiento, mientras que los compresores de dos etapas funcionan en dos fases: primero, se comprime una cantidad de aire determinada en un cilindro de baja presión y después, ese mismo aire se desplaza a otro cilindro donde se comprime a alta presión, dejando el fluido comprimido dentro del tanque de almacenamiento.

El aire se calienta cuando es comprimido. Este es un problema de cada compresor. El resultado no es solamente un ciclo de compresión menos eficiente, sino también un peligro real de explosión si cualquier sustancia inflamable como aceite o lubricante, entra en contacto con el aire sobrecalentado y el pistón. Por lo tanto, la compresión de un compresor de una sola etapa se limita a una presión de salida de aproximadamente 10 bares o 145 psi.

Debido a la forma en la cual trabaja el pistón

Esta clasificación hace referencia a la manera en la que actúan los pistones. Mientras que en un compresor de efecto simple los pistones solo comprimen el aire cuando se desplazan en una dirección determinada (hacia arriba), en un compresor de doble efecto el pistón actúa cuando se mueve en ambas direcciones.

Lubricados o exentos

Llamamos compresores lubricados a aquellos que emplean aceite para reducir la fricción de las piezas móviles. Los compresores exentos, en cambio, no utilizan aceite y favorecen la movilidad de las piezas recurriendo a las propiedades de otros materiales, como el teflón (PTFE) o el carbón. En los pistones más pequeños incluso se emplean cárteres con rodamientos sellados.

Según la disposición de los cilindros

El tipo de configuración del compresor de pistón hace referencia a la posición de sus cilindros. La configuración en “V” es la más habitual en los compresores de pistón pequeños, con la excepción de algunos modelos más básicos con los cilindros verticales. En los compresores grandes, la configuración en “L” con un cilindro vertical de baja presión y otro horizontal de alta presión es la más ventajosa, por lo que se ha convertido en el diseño más corriente.

Investigación de mercado

Para poder definir la serie de compresores, primero debemos saber en qué sector ubicarnos, saber quiénes son nuestros principales competidores y que ofrecen al mercado. Además, debemos saber sus políticas acerca del producto que brindan a los clientes y ajustar la nuestra para poder competir de la mejor manera. Este análisis se realizará sobre electro-compresores a pistón.

Habiendo mencionado estos puntos, comenzaremos a realizar un estudio de nuestros competidores, comúnmente llamado, un estudio de mercado.

Competencia

Para realizar el mismo, nos centramos en 5 principales empresas competidoras en el sector que deseamos apuntar, a saber: Kaeser, Lusqtoff, Asturcom, BTA –Tools y Schulz.

- *Marcas internacionales:* Schulz, Asturcom, BTA -Tools y Kaeser.
- *Construcción y diseño nacional:* Lusqtoff.

Cabe destacar que Lusqtoff es una empresa que se inició hace no más de 20 años y presenta una evolución constante en el mercado brindando diferentes productos. Es por esta razón que esta empresa es nuestra principal competidora y es donde debemos apuntar. Tampoco hay que pasar por alto a la empresa BTA –Tools, que presenta una gran variedad de compresores de bajo caudal y como observaremos acapara gran parte del mercado.

Análisis de la competencia

Schulz					
Compresores	Porcentaje de ventas	RANGO l/min	PRESION	POTENCIA	TANQUES DE ALMACENAMIENTO (L)
Compresores de bajo caudal	20	200 - 400	10 bar	1 - 2 HP	25 - 200
Compresores de alto caudal	60	130 - 660	15 bar	2 - 5 HP	100 - 300
Compresores booster	20	20000	40 bar	10 - 30 HP	-
Kaeser					
Compresores	Porcentaje de ventas	RANGO l/min	PRESION	POTENCIA	TANQUES DE ALMACENAMIENTO (L)
Compresores de bajo caudal	15	200 - 400	10 bar	1 - 2 HP	25 - 200
Compresores de alto caudal	55	130 - 660	15 bar	2 - 5 HP	100 - 300
Compresores booster	30	20000	40 bar	10 - 30 HP	-
Lusqtoff					
Compresores	Porcentaje de ventas	RANGO l/min	PRESION	POTENCIA	TANQUES DE ALMACENAMIENTO (L)
Compresores de bajo caudal	60	200 - 400	10 bar	1 - 2 HP	25 - 200
Compresores de alto caudal	40	130 - 660	15 bar	2 - 5 HP	100 - 300
Compresores booster	0	No comercializa			
Compresores Asturcom					
Compresores	Porcentaje de ventas	RANGO l/min	PRESION	POTENCIA	TANQUES DE ALMACENAMIENTO (L)
Compresores de bajo caudal	44	200 - 400	10 bar	1 - 2 HP	25 - 200
Compresores de alto caudal	66	130 - 660	15 bar	2 - 5 HP	100 - 300
Compresores booster	0	No comercializa			

Dentro de los distintos catálogos de los proveedores antes mencionados, se observa que la comercialización de los compresores a pistón se puede dividir en 3 (tres) grandes grupos.

- *Compresores de bajo caudal*

Los más económicos y utilizados en el área semi-industrial. Estos compresores trabajan a caudales y potencias bajas, con presiones cercanas a los 115 psi (8 bar). Los caudales que trabajan son entre 150 y 500 L/min aproximadamente.



- *Compresores de alto caudal*

Este tipo de compresores trabajan con caudales, alrededor de 400 L/min y potencias elevadas, en el orden de los 10 HP. Además, trabaja con presiones de hasta 15 bares. Se los suele utilizar en gran cantidad de aplicaciones en la industria.



- *Compresores Booster*

Este tipo de compresor se puede utilizar para compensar la caída de presión en tuberías largas o en aplicaciones donde se necesita una presión más alta para un subproceso. Algunos ejemplos de sectores donde se utilizan estas máquinas: aeronáutica, industria automovilística, centrales hidroeléctricas y sector farmacéutico.

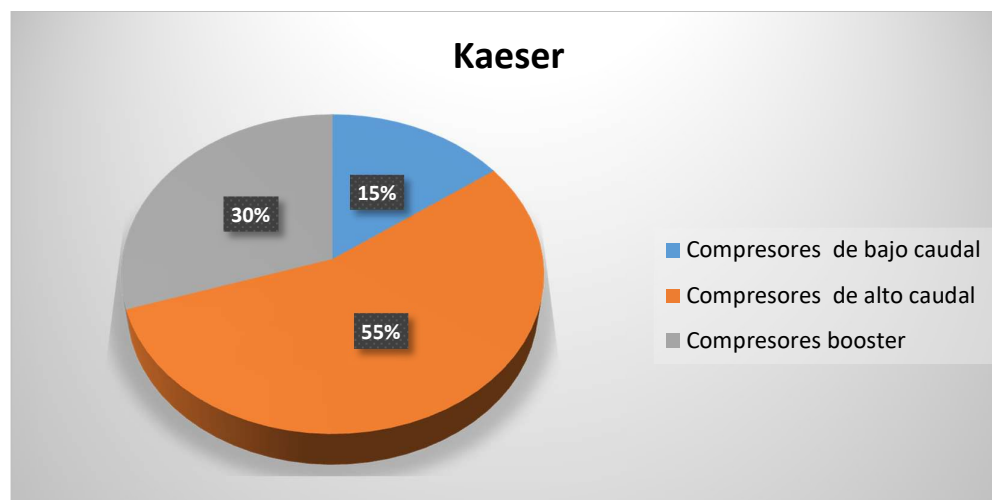


Como se puede observar las marcas Kaeser y Schulz (las internacionales) son las encargadas de este tipo de compresores, los cuales nosotros no fabricaremos.

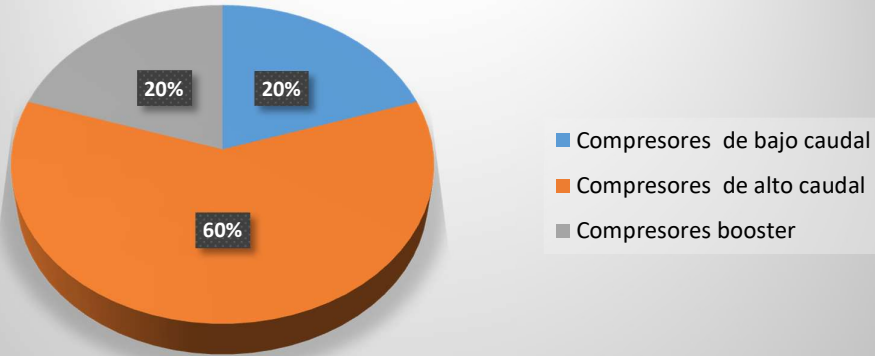
Mercado de compresores a pistón

Una vez detallado los distintos tipos de compresores a pistón, a continuación, enseñaremos los porcentajes de ventas de cada uno de los proveedores mencionados. Cabe destacar que los porcentajes de las ventas de las diferentes marcas fueron tomados de la plataforma de venta online "MercadoLibre".

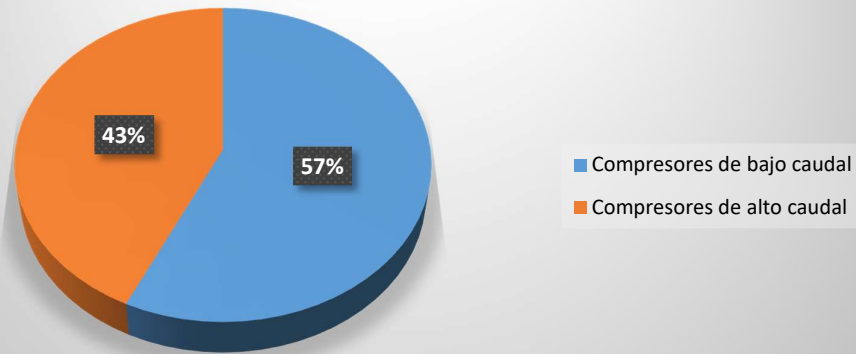
Proveedores internacionales



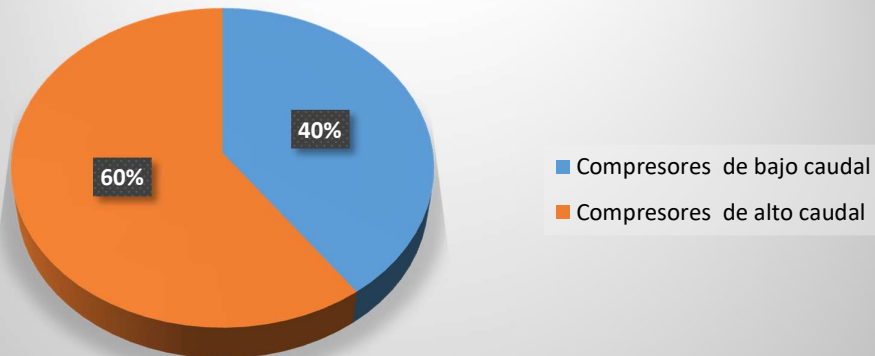
Schulz



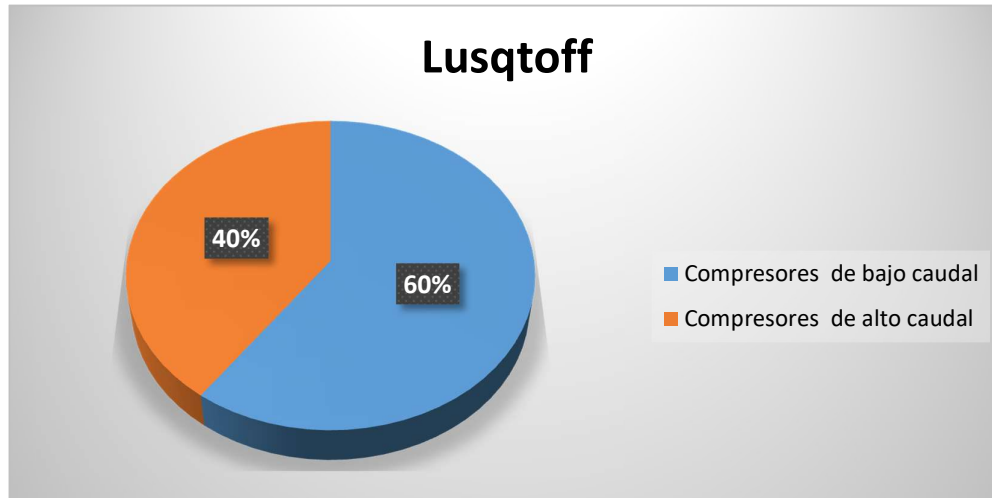
BTA -Tools



Asturcom



Proveedores Nacionales



Como se puede observar la marca Lusqtoff es nuestra principal competidora, ya que se dedica mayormente a la venta de compresores de bajo caudal. Pero no debemos pasar por alto a la empresa BTA – Tools y Schulz que también tienen una gran incidencia en el mercado de los compresores de bajo caudal.

Con el fin de entender aún más a nuestros 3 principales competidores, decidimos realizar un relevamiento de los productos que ofrecen al mercado. Obviamente estos productos fueron seleccionados en función de los compresores que nosotros planeamos introducir en el mercado, es decir, compresores para uso semi-industrial, mando indirecto, de una sola etapa, mono cilíndrico y montado sobre un acumulador con ruedas.

A continuación, las tablas:

TRABAJO PRÁCTICO N°3: MAQUINA SERIADA – COMPRESORES A PISTON

Profesor: Ing. Federico Gastón Trejo Ponce; JTP: Ing. Diego Perreti; JTP: Ing. Fernando Babez

Marca	Lusqtoff									
Modelo	LC-2025	LC-2550BK	LC-40100	LC-30100	LC-30150	LC-30200	LC-40200	LC-75300	LC-105004	LC-105002
Presión	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar
Potencia	2,0 HP	2,5 HP	4,0 HP	3,0 HP	3,0 HP	3,0 HP	4,0 HP	7,5 HP	10,0 HP	10,0 HP
Caudal	198 l/m	206 l/m	360 l/m	335 l/m	335 l/m	335 l/m	700 l/m	880 l/m	1156 l/m	1056 l/m
Cant. Cilindros	1	1	1	2	2	2	3	3	3	3
Mando	Directo	Directo	Directo	A correa	A correa	A correa	A correa	A correa	A correa	A correa
Acumulador	25 Lts	50 Lts	100 Lts	100 Lts	150 Lts	200 Lts	200 Lts	300 Lts	150 Lts	500 Lts
Q / Cil	198	206	360	167,5	167,5	167,5	233,333333	293,333333	385,333333	352
Q / HP	99	82,4	90	111,666667	111,666667	111,666667	175	117,333333	115,6	105,6

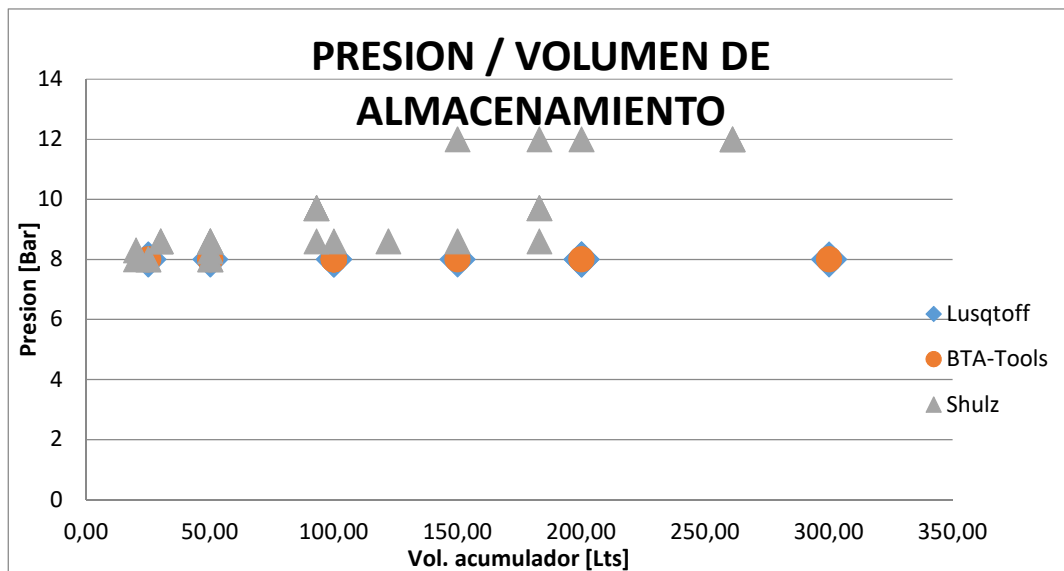
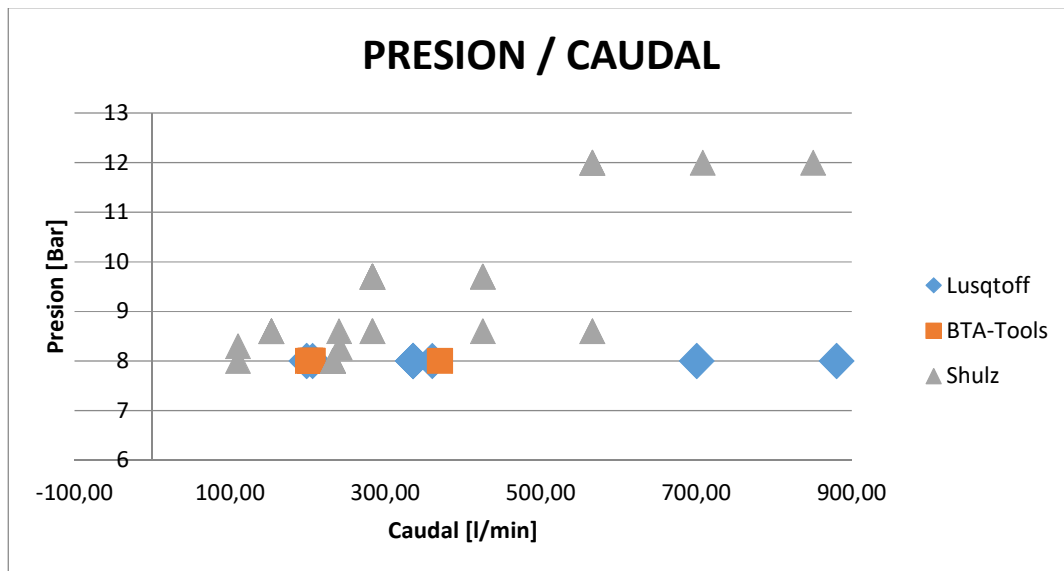
Marca	BTA-Tools									
Modelo	IA272057.1	IA272057.2	IA272057.3	IA272063.3	IA273015-3	IA273015-4	IA273015-5	IA273015-6	IA273020-3	
Presión	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar
Potencia	2,0 HP	2,0 HP	2,0 HP	3,0 HP	2,0 HP	2,0 HP	2,0 HP	2,0 HP	2,0 HP	3,0 HP
Caudal	206 l/m	206 l/m	206 l/m	370 l/m	203 l/m	203 l/m	203 l/m	203 l/m	203 l/m	200 l/m
Cant. Cilindros	1	1	1	2	2-L	2-L	2-L	2-L	2-L	2-L
Mando	Directo	Directo	Directo	Directo	Indirecto	Indirecto	Indirecto	Indirecto	Indirecto	Indirecto
Acumulador	25 Lts	50 Lts	100 Lts	100 Lts	100 Lts	150 Lts	200 Lts	300 Lts	100 Lts	
Q / Cil	206	206	206	185	101,5	101,5	101,5	101,5	101,5	100
Q / HP	103	103	103	123,33	101,5	101,5	101,5	101,5	101,5	66,67

Marca	Schulz							
Modelo	Pratic Air CSL 20/200	Pro CSV 10/100	Pro CSV 10/200	Audaz MCSV 20/150	Audaz MCSV 20/200	Bravo CSL 10BR/100	Bravo CSL 10BR/200	
Presión	8,6 Bar	9,7 Bar	9,7 Bar	12 Bar	12 Bar	9,7 Bar	9,7 Bar	
Potencia	5	2	2	no especifica	no especifica	2	2	
Caudal	566	283	283	566	566	283	283	
Cant. Cilindros	2-l	2-v	2-v	2	2	2-l	2-l	
Mando	indirecto	directo	indirecto	directo	directo	indirecto	indirecto	
Acumulador	183 Lts	93 Lts	183 Lts	150 Lts	200 Lts	93 Lts	183 Lts	
Q / Cil	283	141,5	141,5	283	283	141,5	141,5	
Q / HP	113,2	141,5	141,5	-	-	141,5	141,5	

Marca	Schulz									
Modelo	Air Plus AP 2050 – 8,2	Air Plus AP 2025 – 8,2	Pratic Air CSI 8,5/50	Pratic Air CSA 7,5/20	Pratic Air CSI 7,4/30	Pratic Air CSI 7,4.1/50	Pratic Air CSV 10/100	Pratic Air CSL 15/130	Pratic Air CSL 20/150	
Presión	8 Bar	8 Bar	8,27 Bar	8 Bar	8,6 Bar	8,6 Bar	8,6 Bar	8,6 Bar	8,6 Bar	8,6 Bar
Potencia	2	2	2	1,5	1,5	1,5	2	3	5	
Caudal	232	232	240,72	110	153	153	283	425	566	
Cant. Cilindros	1	1	1	1	1	1	2-v	2-l	2-l	
Mando	directo	directo	directo	directo	indirecto	indirecto	directo	indirecto	indirecto	
Acumulador	50 Lts	25 Lts	50 Lts	20 Lts	30 Lts	50 Lts	93 Lts	122 Lts	150 Lts	
Q / Cil	232	232	240,72	110	153	153	141,5	212,5	283	
Q / HP	116	116	120,36	73,33	102	102	141,5	141,67	113,2	

A la hora de realizar la selección de las series a diseñar, se realizó una serie de gráficos con la información recopilada de los catálogos de los proveedores de compresores y más posibles competidores.

Se trata de dos gráficos de dispersión uno del caudal en función a la presión provista por el compresor y otro del volumen del acumulador también en función de la presión, con estos dos gráficos que serán adjuntos a continuación.



Observando la distribución de los valores mostrados en los gráficos y realizando un análisis, podemos afirmar que la presión de nuestra serie de compresores será de 8 Bar dado que para las aplicaciones para las cuales estarán destinados nuestros compresores y su mercado será una presión suficiente y además segura para su utilización.

El rango de caudales con una mayor concentración esta entre 100 y 450 l/min aproximadamente, por lo tanto, nuestras series poseerán caudales que se encuentren dentro de ese rango de valores.

Y por último los volúmenes de los acumuladores con mayor concentración de valores en los gráficos de dispersión se encuentran entre los 25 y 200 litros aproximadamente, por lo tanto al igual que la elección del caudal esta se realizara dentro de los valores descriptos

Conclusión

A modo de reflexión, a través del análisis de mercado podemos observar cómo se encuentran nuestros competidores posicionados y que tipo de productos ofrecen. A raíz de este análisis es que *decidimos realizar compresores de bajo caudal*, ya que creemos que es la manera de introducirnos en el mercado de la mejor manera, para luego ir evolucionando. Además de que según nuestro estudio de mercado obtendremos un mucho mayor volumen de ventas ingresando en el sector de compresores de bajo caudal, dado que este es alimentado por la actividad hobbista y los canales de distribución de los equipos serían más accesibles y fáciles de armar con ferreterías industriales, supermercados y homecenters (easy,sodimac,etc.).

De acuerdo con el análisis de nuestros competidores, obtenemos diversos puntos débiles para poder ingresar al mercado con más fuerza y reunimos estos puntos en los productos que vamos a lanzar al mercado, es decir estos 4 compresores, en donde variamos tanto el caudal, el tanque acumulador, como la potencia.

Estos compresores serán de bajo caudal, con mando indirecto, de una sola etapa, mono cilíndrico y montado sobre un acumulador con ruedas. Elegimos estas características para nuestros productos, ya que creemos que son las que nos permiten ingresar al mercado de la mejor manera ganando la confianza de nuestros clientes, demostrándoles que ofrecemos productos de calidad a un costo razonable. Además, estas características nos permiten tener versatilidad de producto, ya que por

ejemplo al poseer ruedas es transportable con facilidad. Con respecto al tamaño del acumulador seguimos los lineamientos de las marcas con las que competiremos, y adoptamos volúmenes que van desde los 25 litros hasta 150 litros, donde creemos que se encuentra la mayor demanda. En cuanto a la utilización de mando indirecto se debe principalmente para obtener una mayor versatilidad en compatibilidad de productos y en adoptar una relación de transmisión más adecuada.

Por último, presentamos las diferentes series que proponemos. De todas maneras, nosotros vamos a proyectar un único modelo de compresor por cada integrante del grupo, a saber:

Marca	UTN-FRA			
Modelo	FRA-150	FRA-210	FRA-320	FRA-450
Presión	8 Bar	8 Bar	8 Bar	8 Bar
Potencia	1,5 HP	2 HP	3 HP	4 HP
Caudal Est.	150 l/min	210 l/min	310 l/min	450 l/min
Cant. Cilindros	1	1	1	1
Mando	Indirecto	Indirecto	Indirecto	Indirecto
Acumulador	25 Lts	50 Lts	100 Lts	150 Lts

Etapa de cálculo

Datos iniciales definidos por serie: FRA-210

- Presión: 8 Bar
- Caudal: 210 l/min
- Volumen de acumulador: 50 Lts

Consideraciones previas al cálculo y diseño

Consideraremos al fluido a comprimir como un gas perfecto y que este como tal cumple con las leyes de los gases perfectos, siendo esta:

$$P \times V = R \times t$$

Para verificar esta afirmación buscaremos el factor de compresibilidad (Z) del gas en las condiciones de trabajo planteadas para la aplicación.

Este factor es la razón del volumen molar de un gas con relación al volumen molar de un gas ideal a la misma temperatura y presión. Es una propiedad termodinámica útil para modificar la ley de los gases ideales para ajustarse al comportamiento de un gas real. En general, la desviación del comportamiento ideal se vuelve más significativa entre, más cercano esté un gas a un cambio de fase, la temperatura de este sea menor o más grande su presión.

Para obtenerlo debemos calcular la presión y temperatura reducida del fluido en las condiciones dadas mediante las fórmulas descritas a continuación.

$$Tr = \frac{T}{Tc} \quad Pr = \frac{P}{Pc}$$

Siendo:

- Tr: Temperatura reducida
- T: Temperatura del gas en las condiciones de trabajo = 293,15 K
- Tc: Temperatura crítica del gas = 133 K
- Pr: Presión reducida
- P: Presión del gas en las condiciones de trabajo = 1 kg/cm²

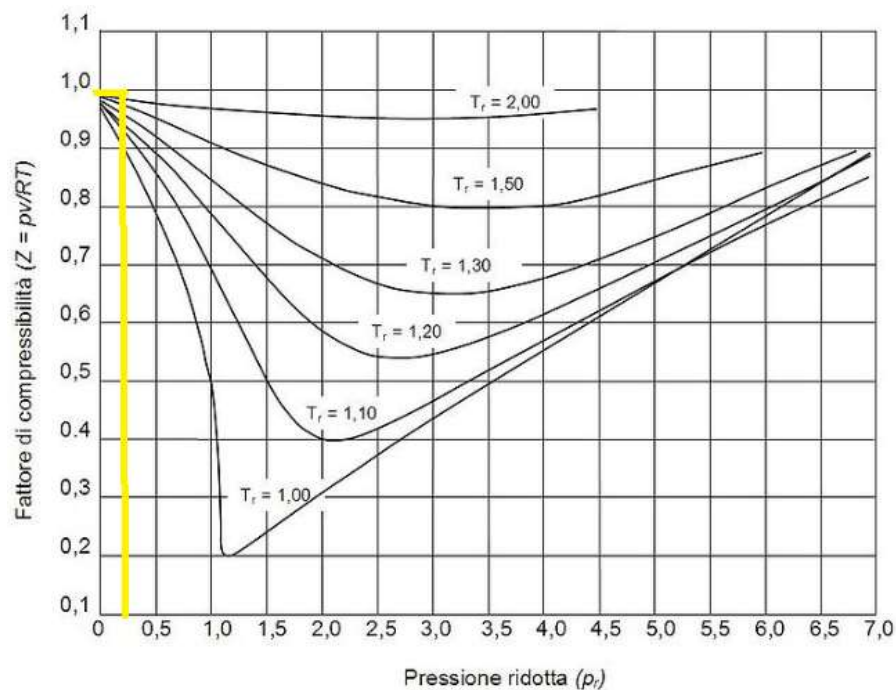
- P_c : Presión crítica del gas = 38,44 kg/cm²

Por lo tanto:

$$Tr = \frac{T}{T_c} = \frac{293,15 K}{133 K} = 2,203$$

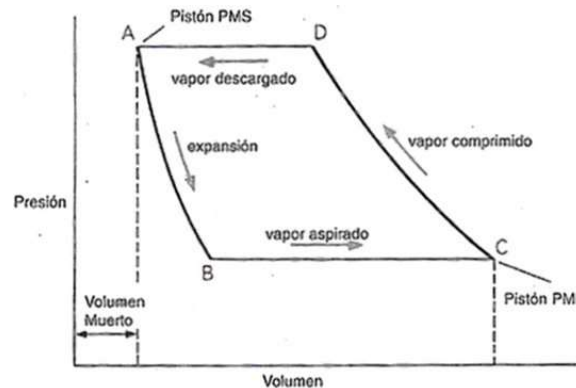
$$Pr = \frac{P}{P_c} = \frac{1 \text{ kg/cm}^2}{38,44 \text{ kg/cm}^2} = 0,026$$

Ingresando al grafico de compresibilidad



Obtenemos un valor muy cercano al 1 lo cual nos indica que podemos considerar el fluido a comprimir como un gas ideal en las condiciones calculadas.

Otra magnitud a obtener previo al inicio del cálculo termodinámico son los valores del espacio nocivo o volumen muerto y el rendimiento volumétrico.



En el gráfico mostrado, se puede observar que el espacio nocivo o volumen muerto (como se menciona en el gráfico) es el volumen que hay entre "0" y el punto muerto superior del pistón. Es decir, es ese espacio pequeño que queda, que el pistón no puede aspirar y consecuentemente comprimir.

Con más detalle el espacio nocivo o volumen muerto (V_0) corresponde al volumen residual entre el pistón y el fondo del cilindro y las lumbreras de las válvulas, cuando el pistón está en su punto muerto superior, estimándose entre un 3% y un 10% de la carrera, de acuerdo con el modelo de compresor y el tipo y modelo de válvulas de escape y de admisión a utilizar.

Su fórmula:

$$\varepsilon = \frac{V_0}{V_b}$$

En esta etapa del cálculo, no es posible determinar el valor de ε debido a que aún no se encuentra dimensionado el cilindro, por lo tanto, aún no están definidos los volúmenes necesarios para el cálculo. Lo que haremos es, tomando como premisa el rango en el que oscilan estos valores, adoptar un **valor de 3%** ya que es el menor que puede ser logrado en una máquina de este tipo y nos permitirá obtener el mayor Rendimiento Volumétrico posible. Este valor, luego se podrá ajustar en la etapa final del diseño modificando el espesor de la placa porta válvula.

La otra variable por calcular será el *Rendimiento volumétrico*, el cual relaciona el volumen aspirado (V_a) con el volumen de aire que teóricamente podría aspirar nuestro cilindro (V_b).

$$n_v = \frac{V_a}{V_b}$$

El rendimiento volumétrico se calcula mediante la siguiente ecuación

$$\lambda = 1 - \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{1/n} - 1 \right]$$

λ es función de las siguientes magnitudes:

- De la relación ε que relaciona el volumen muerto y el volumen barrido
- P_i = Presión inicial o de aspiración
- P_f = Presión final
- n = Exponente de las politrópicas. Que en este caso tomamos el valor de 1,3.

Procederemos a calcular dicha magnitud,

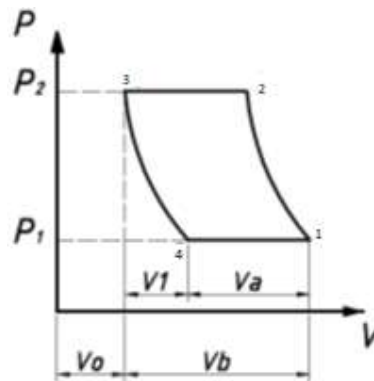
$$\lambda = 1 - 0,03 \times \left[\left(\frac{8,15 \frac{kg}{cm^2}}{1 \frac{kg}{cm^2}} \right)^{\frac{1}{1,3}} - 1 \right] = 0,8793$$

Con las consideraciones y valores obtenidos previamente estaremos listos para iniciar con los cálculos termodinámicos.

Cálculos termodinámicos

Para realizar los cálculos termodinámicos nos basamos en diferentes fórmulas (serán descriptas posteriormente) las cuales nos permiten encontrar la presión y el volumen en cada punto requerido por nosotros. De esta manera es como armamos los diferentes gráficos que mostraremos a continuación.

Nos basamos en este gráfico genérico de un compresor y a partir del mismo calculamos el gráfico P-V particular del compresor en cuestión.



Las fórmulas que utilizamos fueron las siguientes:

$$P \times V = m \times R \times t$$

$$\frac{V_i}{V_f} = \left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (1)$$

$$\frac{T_f}{T_i} = \left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2)$$

Cabe destacar que las fórmulas (1) y (2) sirven para todo tipo de transformaciones, ya sean politrópicas, isobaras, isocoras, etc. Pero siempre y cuando se trate de un sistema cerrado. En este caso, tenemos un sistema abierto en la transformación 2-3 y 4-1, ya que se intercambia masa entre el sistema y el medio. Es por esto que las fórmulas que hemos mostrado, nos servirán para realizar los cálculos de las transformaciones 1-2 y 3-4, ya que en ellas no hay intercambio de masa. Tanto en las transformaciones 4-1, como la 2-3 no se pueden utilizar dichas formulas, ya que es un sistema abierto en el cual se intercambia masa.

Antes de iniciar los cálculos de cada condición del gas en cada etapa del ciclo, debemos hallar su volumen en base a la necesidad de caudal que debemos cubrir para ese nicho de mercado:

Volumen x ciclo desplazado teórico (Vc):

$$V_c = \frac{VA}{n} \times 1000$$

Siendo:

- VA: Caudal catálogo desplazamiento (lt/min) CNPT. Se trata del volumen de aire aspirado por unidad de tiempo, y lo distinguimos de Va que se trata del mismo volumen de aire, pero por cada ciclo del compresor.
- n: Velocidad compresor (RPM). Este valor se adopta dentro de un rango recomendado para compresores alternativos de mando indirecto, donde de forma empírica y con la experiencia de los fabricantes, se resolvió que debe estar entre 500 y 750 RPM para preservar la vida útil de sus componentes. En este caso particular se seleccionó **744,6 RPM**, en función de la velocidad del motor y la relación de mando con el objetivo de cumplir con la recomendación para optimización de la vida útil.

$$V_c = \frac{210 \text{ lts/min}}{744,6 \text{ RPM}} \times 1000$$

$$V_c = 282.03 \text{ cm}^3$$

Cálculo del espacio nocivo, Vo:

$$\varepsilon = \frac{V_o}{V_c}$$

$$V_o = \varepsilon \times V_c$$

$$V_o = 0.03 \times 282.03 \text{ cm}^3$$

$$V_o = 7.44 \text{ cm}^3$$

A continuación, se mostrará cómo se han calculado los diferentes puntos del gráfico PV.

▪ **Punto 1:**

En este punto, el volumen se obtiene de la suma del volumen desplazado teórico, más el volumen nocivo. Y la temperatura es la ambiente, al igual que la presión.

$$V_1 = V_c + V_o \rightarrow V_1 = 282,03 \text{ cm}^3 + 7,44 \text{ cm}^3 \rightarrow V_1 = 289,47 \text{ cm}^3$$

$$P_1 = 1 \frac{\text{kg}'}{\text{cm}^2}$$

$$T_1 = 293,15 \text{ K}$$

A su vez, la masa en este punto sale de la siguiente fórmula:

$$P_1 \times V_1 = m_1 \times R \times T_1$$

$$m_1 = \frac{P_1 \times V_1}{R \times T_1}$$

$$m_1 = \frac{1 \frac{\text{kg}'}{\text{cm}^2} \times 289,47 \text{ cm}^3 \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}}}{29,26 \frac{\text{kg}'\text{m}}{\text{kg K}} \times 293,15 \text{ K}}$$

$$m_1 = 0,00034 \text{ kg} \times 1000 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

$$m_1 = 0,34 \text{ g}$$

▪ **Punto 2:**

En este punto, el volumen se obtiene a partir de la siguiente fórmula:

$$\frac{V_i}{V_f} = \left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$$V_2 = \frac{V_1}{\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{1}{1,3}}} \rightarrow V_2 = 57,64 \text{ cm}^3$$

La presión P2 ya está definida y es la siguiente:

$$P_2 = 8,15 \frac{kg'}{cm^2}$$

A la hora de calcular T2, lo realizaremos de la siguiente manera:

$$\frac{T_f}{T_i} = \left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$T_2 = \left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{\frac{n-1}{n}} \times T_1 \rightarrow T_2 = 475,73 K$$

Al ser la transformación 1-2 y por lo tanto cerrada, la masa en el punto 1 es igual a la del punto 2.

▪ **Punto 3:**

En este punto, el volumen disminuirá hasta el volumen nocivo, la temperatura se mantendrá constante, al igual que la presión. Y como primicia tenemos el intercambio de masa con el medio, ya que en esta etapa tenemos el escape del aire hacia el tanque de almacenamiento.

$$V_3 = V_0 \rightarrow V_3 = 7,44 cm^3$$

$$P_3 = 8,15 \frac{kg'}{cm^2}$$

$$T_3 = 475,73 K$$

A su vez, la masa en este punto sale de la siguiente formula:

$$P_3 \times V_3 = m_3 \times R \times T_3$$

$$m_3 = \frac{P_3 \times V_3}{R \times T_3}$$

$$m_3 = \frac{8,15 \frac{kg'}{cm^2} \times 7,44 cm^3 \times \frac{1 m}{100 cm}}{29,26 \frac{kg'm}{kg K} \times 475,73 K}$$

$$m_3 = 0,000004 kg \times 1000 \frac{g}{kg}$$

$$m_3 = 0,04 g$$

▪ **Punto 4:**

En este punto, el volumen se obtiene a partir de la siguiente formula:

$$\frac{V_i}{V_f} = \left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{\frac{1}{n}}$$

$$V_4 = \frac{V_3}{\left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{\frac{1}{1,3}}} \rightarrow V_4 = 37,36 \text{ cm}^3$$

La presión P4 ya está definida y es la siguiente:

$$P_4 = 1 \frac{\text{kg}'}{\text{cm}^2}$$

A la hora de calcular T4, lo realizaremos de la siguiente manera:

$$\frac{T_f}{T_i} = \left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

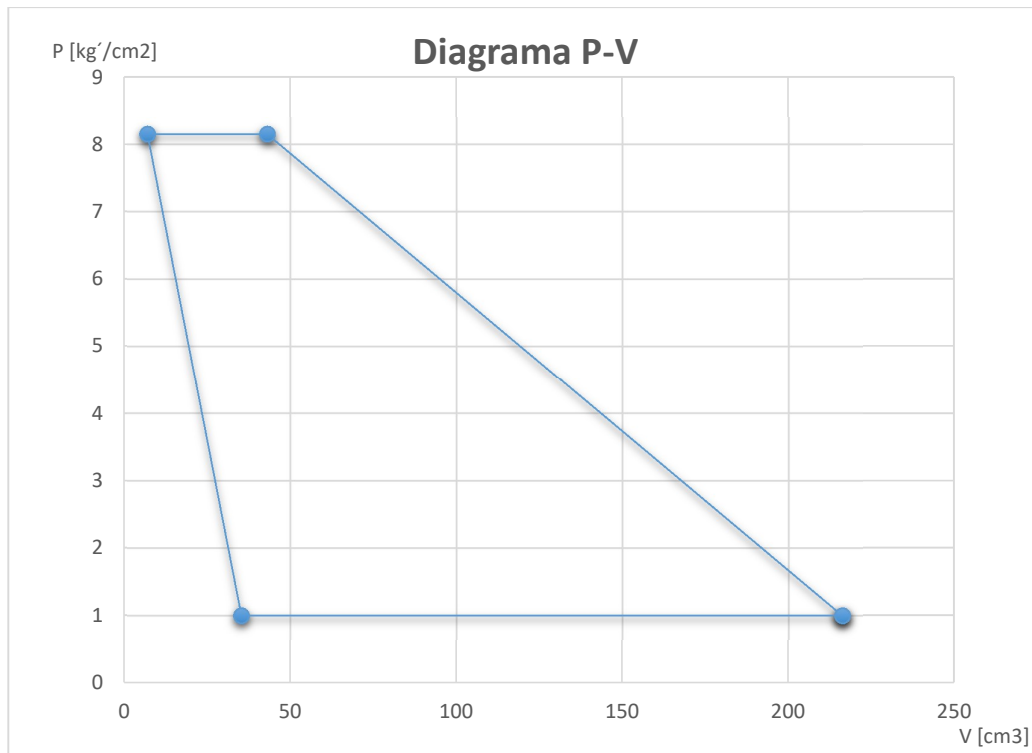
$$T_4 = \left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{\frac{n-1}{n}} \times T_3 \rightarrow T_4 = 293,15 \text{ K}$$

Al ser la transformación 3-4 y por lo tanto cerrada, la masa en el punto 3 es igual a la del punto 4.

Entonces con las fórmulas que hemos mostrado, fue posible calcular el diagrama P-V del compresor.

A continuación, se mostrará un cuadro con los valores y su respectivo gráfico.

Resumen					
Punto	P [kg'/cm2]	T [K]	V [cm3]	v [m3/kg]	m [kg]
1	1	293,15	289,47	0,86	0,34
2	8,15	475,73	57,64	0,17	0,34
3	8,15	475,73	7,44	0,17	0,04
4	1	293,15	37,36	0,86	0,04



A su vez con los datos calculados y obtenidos podemos graficar también el diagrama P-v el cual hace referencia al volumen específico, es decir en vez de litros, su unidad es m^3/kg . Da una referencia del volumen de aire ocupado que hay en un kilogramo masa del mismo.

Con esto, daremos paso a realizar el cálculo de la potencia necesaria en el compresor discrepando entre la teórica y la real. En primer lugar, realizaremos el cálculo de la potencia teórica y luego de la real. Pero para poder realizarlo, primero debemos calcular el trabajo que requiere el compresor.

Potencia mínima teórica necesaria

Como mencionamos anteriormente, para poder determinar la potencia teórica necesaria, en primer lugar, debemos determinar el trabajo en unidad de masa que requiere el compresor para luego dividirlo por el caudal másico y de esta manera sacar la potencia.

Formula de Trabajo por unidad de masa:

$$L = \frac{n}{n-1} \times R \times T_1 \times \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{1}} \right]$$

$$L = \frac{1,3}{1,3-1} \times 29,26 \frac{kg'm}{kg K} \times 293,15 K \times \left[1 - \left(\frac{8,15 \frac{kg'}{cm^2}}{1 \frac{kg'}{cm^2}} \right)^{\frac{1,3-1}{1}} \right]$$

$$L = -23.149,44 \frac{kg'm}{kg}$$

Nótese que el valor del trabajo esta con signo negativo, ya que es el trabajo que el medio le entrega al gas para que se comprima.

Luego de haber calculado el trabajo por unidad de masa, lo que se realizará es la multiplicación por el caudal másico, para encontrar la potencia teórica necesaria para poder realizar ese trabajo.

En nuestro caso el caudal másico (\dot{m}) será la masa de aire por ciclo multiplicado por la velocidad del compresor y la masa de aire por ciclo será la diferencia entre m_1 y m_4 . Es decir, la masa que entra al compresor (m_1) menos la masa que sale (m_4).

Masa de aire por ciclo:

$$m_{ciclo} = m_1 - m_4 \rightarrow m_{ciclo}$$

$$m_{ciclo} = 0,337_g - 0,04_g \rightarrow m_{ciclo} = 0,29 g$$

Caudal másico:

$$\dot{m} = m_{ciclo} \times RPM_{compresor}$$

$$\dot{m} = 0,29 g \times 744.6 rpm$$

$$\dot{m} = 437,70 \frac{g}{min}$$

$$\dot{m} = 218,84 \frac{g}{min} \times \frac{1 kg}{1000 g}$$

$$\dot{m} = 0,21885 \frac{kg}{min}$$

Ahora sí, procedemos a calcular la potencia teórica:

$$W_{teo} = L \times \dot{m}$$

$$W_{teo} = 23.149,44 \frac{kg'm}{kg} \times 0,21885 \frac{kg}{min}$$

$$W_{teo} = 5.066,20 \frac{kg'm}{min}$$

En CV quedaría:

$$W_{teo} = 5.066,20 \frac{kg'm}{min} \times \frac{1 min}{60 s} \times \frac{1}{75}$$

$$W_{teo} = 1,13 CV$$

Este resultado nos habla de la potencia que se necesita para que el compresor funcione correctamente. Pero lo que ocurre, es que no estamos considerando ninguna pérdida de carga presente en el compresor. Es por este motivo que se procede a calcular la *potencia real necesaria*.

Potencia mínima real necesaria

Como se mencionó anteriormente, para el siguiente cálculo se tendrán en consideración las pérdidas de carga. Estas se consideran en la válvula de admisión y en la de escape.

Selección de válvulas flapper de admisión y escape:

Dentro del catálogo del fabricante de válvulas flapper GOGO ATC seleccionaremos las válvulas que mejor se adecuan a nuestra necesidad:

Plate Valves Dimensions [mm]	AirFlow				CompressorPower [HP]	Maximum Allowable Pres.	
	Lts/min		CFM			[Kg/cm2]	[PSI]
	[min]	[max]	[min]	[max]			
47X10X0.3	75	150	2,625	5,25	0,5 - 1	8	113,76
57X11X0.3	150	200	5,25	7	0,75 - 1,5	8	113,76
63X11X0.4	200	300	7	10,5	1,5 - 2,5	10	142,2
75X11X0.4	300	450	10,5	15,75	2,5 - 4	10	142,2
88X13X0.5	450	600	15,75	21	4 - 5,5	12	170,64



Seleccionamos las placas con las dimensiones: 57x11x0.3 mm



Luego procederemos a calcular la potencia mínima real necesaria que será mayor a la teórica ya que contempla las viscosidades del fluido, para esto debemos calcular los coeficientes de pérdida de carga tanto en la válvula de admisión como la de escape. Para esto se utilizará el siguiente proceso de cálculo.

Coeficiente de pérdida de carga de la válvula de admisión:

$$e_{pe} = \frac{P_1}{P_1 - \Delta_{pe}} = \frac{1 \text{ kg/cm}^2}{1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} - 0,05 \text{ kg/cm}^2} = 1,052$$

Siendo:

- e_{pe} : Coeficiente de pérdida de carga en la válvula de entrada
- Δ_{pe} : Pérdida de carga en la válvula de entrada = 0,05 kg'/cm². Cabe destacar que este valor se estimó en función de las válvulas que hay en el mercado.

Nosotros utilizamos como fuente, el ensayo realizado por UNIVERSITY OF WEST BOHEMIA para determinar el valor de estas caídas de presión. En el gráfico, la diferencia entre la curva roja con la azul, nos indica la caída de presión que se genera en la válvula de descarga (se observa que esta diferencia varía según la posición en el ciclo, el valor utilizado para el cálculo es el promediado), y la diferencia entre la curva de color cyan con la azul nos indica la caída de presión en la válvula de admisión.

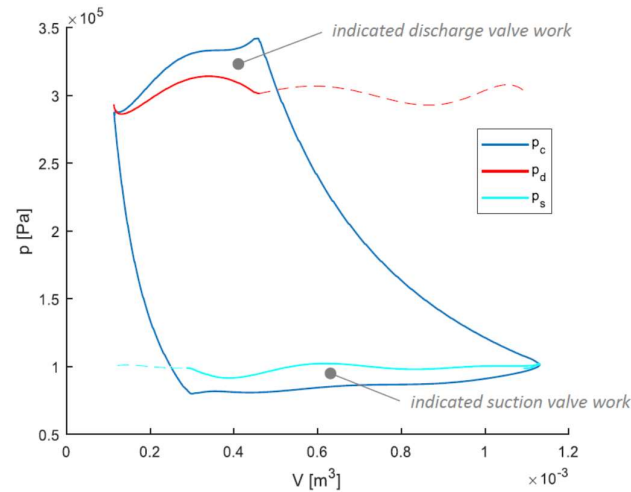


Figure 45 Indicator diagram for the default compressor setup

1

Coefficiente de pérdida de carga de la válvula de escape:

$$e_{pe} = \frac{P_2 + \Delta_{ps}}{P_2} = \frac{8,15 \frac{kg}{cm^2} + 0,05 \frac{kg}{cm^2}}{8,15 \frac{kg}{cm^2}} = 1,0061$$

Siendo:

- e_{ps} : Coeficiente de pérdida de carga en la válvula de salida.
- Δ_{pe} : Perdida de carga en la válvula de salida = $0,05 \text{ kg}'/\text{cm}^2$. Cabe destacar que este valor se estimó en función de las válvulas que hay en el mercado.

Una vez que hemos calculados estos dos coeficientes podremos obtener la potencia mínima real necesaria de nuestro compresor. Que será:

$$W_{real} = e_{pe} \times e_{ps} \times W_{teo} = 1,052 \times 1,006 \times 1,13 \text{ CV}$$

$$W_{real} = 1,19 \text{ CV}$$

Una vez hallada la potencia mínima real necesaria de nuestro compresor, procedemos a calcular el calor generado y disipado por el mismo. Estos valores nos van a permitir ir dándole forma a nuestro

¹ A study of reciprocating compressor valve dynamics, Mechanical Engineering, UNIVERSITY OF WEST BOHEMIA

compresor, más precisamente a nuestro cilindro. Además, presentaremos un gráfico Temperatura – Entropía el cual nos ayudara a determinar el calor a disipar.

Calor que debe evacuar el compresor:

Sabemos que durante la compresión del aire se transformará parte del trabajo en calor, el cual deberá ser disipado para aumentar el rendimiento de nuestro compresor y evitar que sus componentes trabajen con temperaturas muy elevadas. Por esto realizaremos un gráfico T-S, cuya área bajo la curva representara el calor a disipar.

Para iniciar con el cálculo será necesario calcular el calor específico para las transformaciones del ciclo, esto se realizará mediante la siguiente ecuación:

$$C = \frac{C_p - C_v \cdot n}{1 - n} = \frac{1,005 \frac{KJ}{kg \cdot K} - 0,718 \frac{KJ}{kg \cdot K} \cdot 1,3}{1 - 1,3}$$

$$C = 0,24 \frac{KJ}{kg \cdot K}$$

Siendo:

- Cp = Calor específico del aire a presión constante. Cp = 1,005 KJ/kg.k
- Cv = Calor específico del aire a volumen constante. Cv = 0,718 KJ/kg.k

A partir de estos valores se podrán obtener los calores entregados y cedidos por medio del primer principio de la termodinámica bajo la siguiente ecuación:

$$Q = m \cdot C \cdot (T_f - T_i)$$

A su vez, a este valor lo multiplicaremos por n (revoluciones por minuto) para saber el calor que debe disipar por minuto.

Por lo tanto, calculamos el calor estimado que se entrega en 1-2 (Q1) por minuto, despreciamos el calor generado por el rozamiento de los aros, pero consideramos que el aire saldrá más frío de lo que sale realmente, de esta manera nos encontramos dentro de lado seguro.

Siendo:

$m_1 = 0,34 \text{ g} = 0,00034 \text{ kg}$	Masa de aire dentro del cilindro en el punto 1
$m_3 = 0,04 \text{ g} = 0,00004 \text{ kg}$	Masa de aire dentro del cilindro en el punto 3
$T_1 = 403,15 \text{ K}$	Temperatura salida cilindro compresión (130 °C)
$T_2 = 475,73 \text{ K}$	Temperatura mas elevada que alcanza el aire (202,5 °C)
$n = 700,5 \text{ rpm}$	

$$Q_1 = (m_1 - m_3) \times C_p \times (T_2 - T_1) =$$

$$Q_1 = (0,00034 \text{ Kg} - 0,00004 \text{ Kg}) \times 1,005 \frac{\text{KJ}}{\text{kg.K}} \times (475,73 \text{ K} - 403,15 \text{ K}) \times 744,6 \text{ rpm}$$

$$Q_1 = 15,96 \frac{\text{KJ}}{\text{min}}$$

Ahora calculamos el calor estimado que se entrega en 2-3 (Q2) por minuto, en la cámara posterior a la válvula de descarga y anterior al caño de descarga hacia el acumulador, el calor que se evacúa en este recinto es disipado por la tapa de cilindro.

Siendo:

$m_1 = 0,34 \text{ g} = 0,00034 \text{ kg}$	Masa de aire dentro del cilindro en el punto 1
$m_3 = 0,04 \text{ g} = 0,00004 \text{ kg}$	Masa de aire dentro del cilindro en el punto 3
$T_3 = 363,15 \text{ K}$	Temperatura salida de tapa de cilindro a tubo (90°C)
$T_2 = 403,15 \text{ K}$	Temperatura salida cilindro compresión (130 °C)
$n = 744,6 \text{ rpm}$	

$$Q_2 = (m_1 - m_3) \times C_p \times (T_2 - T_1) \times n =$$

$$Q_2 = (0,00034 \text{ Kg} - 0,00004 \text{ Kg}) \times 1,005 \frac{\text{KJ}}{\text{kg.K}} \times (403,15 \text{ K} - 313,15 \text{ K}) \times 744,6 \text{ rpm}$$

$$Q_2 = 8,80 \frac{\text{KJ}}{\text{min}}$$

Y de la misma forma se calculará el calor cedido en 3-4 (Q3). Este calor consiste en la energía que debe disipar el conducto que transportará el aire comprimido desde la salida del compresor hacia el tanque acumulador.

Siendo:

$$m_1 = 0,34 \text{ g} = 0,00034 \text{ kg}$$

Masa de aire del cilindro en el punto 1

$$m_3 = 0,04 \text{ g} = 0,00004 \text{ kg}$$

Masa de aire dentro del cilindro en el punto 3

$$T_3 = 363,15 \text{ K}$$

Temperatura salida compresor/entrada tubo (90 °C)

$$T_4 = 313,15 \text{ K}$$

Temperatura de tanque (40 °C)

$$n = 744,6 \text{ rpm}$$

$$Q_3 = (m_1 - m_3) \times C_p \times (T_4 - T_3) \times n =$$

$$Q_2 = (0,00034 \text{ Kg} - 0,00004 \text{ Kg}) \times 1,005 \frac{\text{KJ}}{\text{kg.K}} \times (363,15 \text{ K} - 313,15 \text{ K}) \times 744,6 \text{ rpm}$$

$$Q_3 = 11,00 \frac{\text{KJ}}{\text{min}}$$

Referencia de cada una de las temperaturas utilizadas para el cálculo:

- T_1 : Temperatura que alcanza el aire luego de una compresión adiabática desde 1 Kg'/cm² hasta 8,15 Kg'/cm².
- T_2 : Temperatura de salida del aire del cilindro, es la temperatura a la que se considera el aire inmediatamente después de cruzar la válvula de descarga. (130 °C)
- T_3 : Temperatura del aire en la conexión del tubo de descarga de aire con la tapa de cilindro. Es la temperatura que puede soportar una persona durante 3 segundos sin quemarse. (90 °C)
- T_4 : Temperatura a la que se descarga el aire en el acumulador. (40 °C)

Una vez calculados estos valores para generar el grafico T-S, será necesario calcular las entropías en los puntos característicos de nuestro ciclo:

- *Punto 1:*

Este es el punto inicial del ciclo y el mismo se lo considera de referencia, es por esto que en este estado la entropía toma el valor de "0", ya que se toma como punto de inicio o referencia.

$$S_1 = 0$$

- Punto 2:

$$S_2 = C_v \times \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R \times \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) + S_1$$

$$S_2 = 0,718 \frac{KJ}{Kg \cdot K} \times \ln\left(\frac{475,73 K}{293,15 K}\right) + 0,29 \frac{KJ}{Kg \cdot K} \times \ln\left(\frac{0,17 \frac{m^3}{kg}}{0,86 \frac{m^3}{kg}}\right) + 0 \frac{KJ}{kg K}$$

$$S_2 = -0,115 \frac{KJ}{kg K}$$

- Punto 3:

Al ser una transformación isobara (presión constante) el cálculo de la entropía se realiza de la siguiente forma:

$$S_3 = C_p \times \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + S_2$$

$$S_3 = 1,005 \frac{KJ}{Kg \cdot K} \times \ln\left(\frac{475,73 K}{475,73 K}\right) - 0,115 \frac{KJ}{kg K}$$

$$S_3 = -0,115 \frac{KJ}{kg K}$$

- Punto 4:

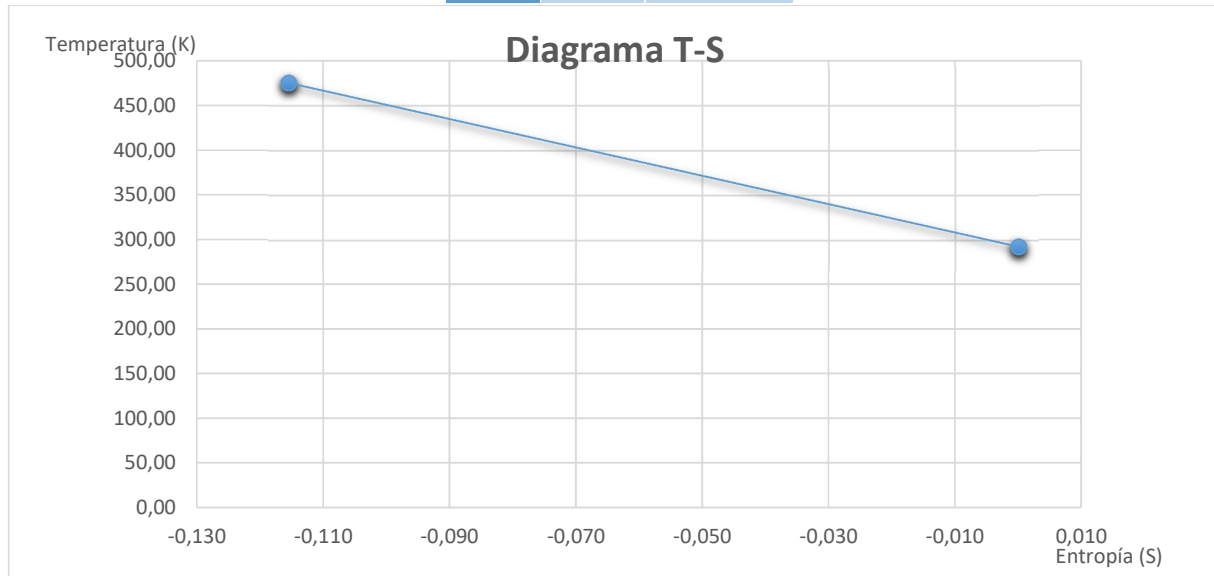
$$S_4 = C_v \times \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) + R \times \ln\left(\frac{v_4}{v_3}\right) + S_3$$

$$S_4 = 0,718 \frac{KJ}{Kg \cdot K} \times \ln\left(\frac{293,15 K}{475,73 K}\right) + 0,29 \frac{KJ}{Kg \cdot K} \times \ln\left(\frac{0,86 \frac{m^3}{kg}}{0,17 \frac{m^3}{kg}}\right) - 0,115 \frac{KJ}{kg K}$$

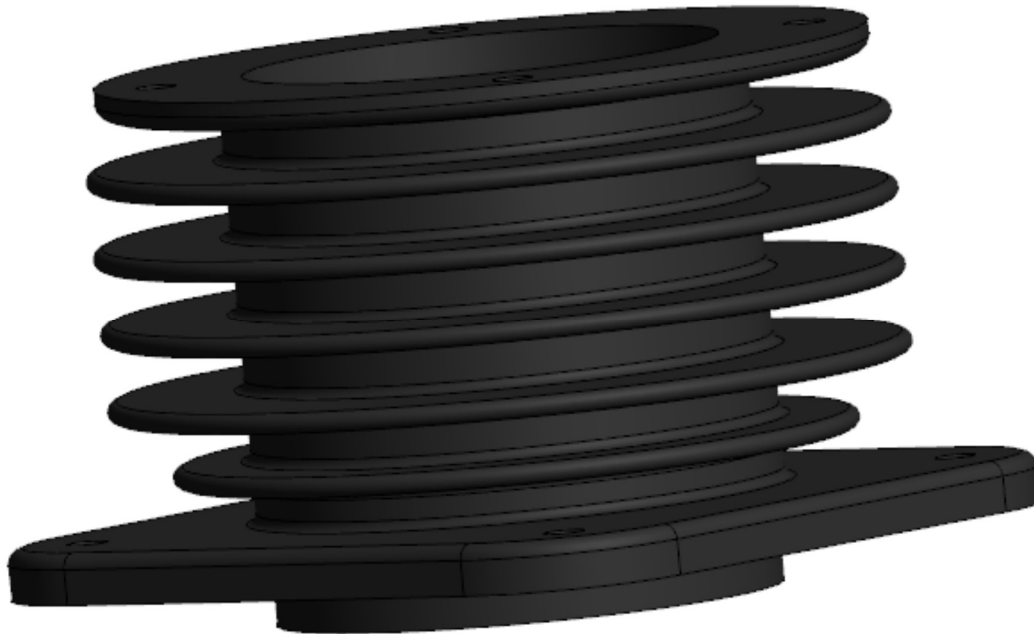
$$S_4 = 0 \frac{KJ}{kg K}$$

Resumiendo:

Tabla de valores		
Punto	T [K]	S [KJ/Kg/K]
1	293,15	0
2	475,73	-0,115
3	475,73	-0,115
4	293,15	0



Dimensiones teóricas del cilindro



A la hora de calcular las dimensiones del cilindro, debemos partir en primer lugar por hallar el diámetro que va a tener nuestro cilindro. Por esto utilizaremos la fórmula que se mostrara a continuación. Conocemos el “Vc”, que es el volumen de cilindrada, a su vez sabemos que ese volumen se puede expresar como “ $A_{Piston} \times S$ ”, siendo λ el rendimiento volumétrico y Vc el volumen de cilindrada.

$$V_c = A_{Piston} \times S$$

$$V_c = \frac{\pi \times d^2}{4} \times S \quad [1]$$

Siendo:

- Vc= Volumen de cilindrada.
- d= Diámetro del pistón.
- S= Carrera.

$$V_c = \frac{\pi \times d^2}{4} \times \beta \times d$$

Ahora sí, despejando “d” y suponiendo que $\beta = 0,98$ entonces procedemos a realizar el cálculo:

$$d = \sqrt[3]{\frac{V_c \times 4}{\pi \times \beta}} = \sqrt[3]{\frac{282,03 \text{ cm}^3 \times 4}{\pi \times 0,95}} = 7,23 \text{ cm} = 73,2 \text{ mm}$$

Nota: Analizando los productos del mercado se observa que la relación $\beta=Sd$ se mantiene en un valor alrededor de 1 para los compresores de mando indirecto, y de 0,70 a 0,85 para equipos de mando directo. Esto se debe, a que el compresor de mando indirecto tendrá mayor torque sobre el eje del cabezal debido a su reducción de velocidad en la transmisión por correa, consecuentemente nos permite tener un cilindro más alargado con respecto a su diámetro.

A continuación, con la relación “ $\beta = \frac{S}{d}$ ” podremos a partir del diámetro del pistón obtener la carrera del mismo:

$$S = \beta \times d = 0,98 \times 7,23 \text{ cm} = 6,87 \text{ cm}$$

Una vez planteadas las dimensiones básicas del cilindro, como ser su diámetro y la carrera que este debe tener, procedemos a realizar el cálculo del espesor del mismo, es decir realizar el cálculo estructural, obteniendo espesores y cantidad de aletas necesarias para disipar el calor que se genera por el trabajo de compresión.

Cálculo del huelgo entre pistón y cilindro

Por último, al diámetro calculado, le agregaremos un huelgo del pistón con el cilindro para definir exactamente el diámetro interno del cilindro:

Lo primero que debemos considerar, son los coeficientes de dilatación de los materiales que estamos utilizando.

Material	Coeficientes de dilatación (σ)		
	Lineal [$10^{-6}, ^\circ\text{C}^{-1}$]	Superficial [$10^{-6}, ^\circ\text{C}^{-1}$]	Volumétrico [$10^{-6}, ^\circ\text{C}^{-1}$]
Hierro	12	24	33,3
Aluminio	23	46	69

Como nos interesa calcular el huelgo entre una circunferencia y la otra, realizaremos la proyección sobre un plano y calcularemos dilataciones superficiales.

La ecuación para calcular la variación de superficie por dilatación térmica es la siguiente:

$$S = S_0 \times (1 + \sigma_s \times \Delta T)$$

Para plantear este cálculo, nos basaremos en los siguientes datos que ya tenemos definidos:

- d_0 : Diámetro del pistón en frío (72,3 mm)
- T_f : Temperatura en frío o ambiente (288 K = 15°C)
- T_{ca} : Temperatura en régimen de trabajo o en caliente (425 K = 152°C)
- $\Delta(ca)$: Diferencia entre diámetros a temperatura de trabajo (0,10 mm). La mitad de esta longitud es el huelgo entre las dos piezas por cada lado (0,05 mm)

Cálculo de dilatación en el pistón:

Sección del pistón:

$$S_0 = \frac{\pi \times d_0^2}{4}$$

Dilatación del pistón:

$$S_{ca} = S_0 \times [1 + \sigma_s \times (T_{ca} - T_f)]$$

Siendo:

- S_{ca} : Sección del pistón final (en caliente)
- S_0 : Sección del pistón inicial (en frío o temperatura ambiente)
- σ_s : Coeficiente de dilatación superficial (del aluminio para el pistón)
- T_{ca} : Temperatura en caliente o en régimen de trabajo
- T_f : Temperatura en frío o ambiente

$$S_{ca} = \frac{\pi \times d_0^2}{4} \times [1 + \sigma_s \times (T_{ca} - T_f)]$$

Sustituyendo S_{ca} en la ecuación anterior:

$$\frac{\pi \times d_{ca}^2}{4} = \frac{\pi \times d_0^2}{4} \times [1 + \sigma_s \times (T_{ca} - T_f)]$$

$$d_{ca} = d_0 \times \sqrt{[1 + \sigma_s \times (T_{ca} - T_f)]}$$

$$d_{ca} = 72,3 \times \sqrt{\left[1 + \frac{46}{10^6 \cdot ^\circ C} \times (152^\circ C - 15^\circ C)\right]}$$

$$d_{ca} = 72,527$$

Cálculo de dilatación en el cilindro:

Sección del cilindro:

$$S_0 = \frac{\pi \times D_0^2}{4}$$

Dilatación del cilindro:

$$S_{ca} = S_0 \times [1 + \sigma_s \times (T_{ca} - T_f)]$$

Siendo:

- S_{ca} : Sección del cilindro final (en caliente)
- S_0 : Sección del cilindro inicial (en frío o temperatura ambiente)
- σ_s : Coeficiente de dilatación superficial (del hierro para el cilindro)
- T_{ca} : Temperatura en caliente o en régimen de trabajo
- T_f : Temperatura en frío o ambiente

Cálculo del huelgo entre pistón y cilindro:

Diferencia de diámetros en caliente:

$$\nabla L_{(ca)} = D_{ca} - d_{ca}$$

El objetivo es que $\Delta_{(ca)}$ nos quede en: 0,1 mm, por lo tanto, despejamos D_{ca} :

$$D_{ca} = \nabla L_{(ca)} + d_{ca}$$

$$D_{ca} = 0.1\text{mm} + 72.527\text{mm}$$

$$D_{ca} = 72.627\text{mm}$$

Como:

$$S_{ca} = \frac{\pi \times D_{ca}^2}{4}$$

$$S_{ca} = \frac{\pi \times (72.627\text{mm})^2}{4}$$

$$S_{ca} = 4.142,78 \text{ mm}^2$$

Sabiendo que la dilatación del cilindro es:

$$S_{ca} = S_0 \times [1 + \sigma_s \times (T_c - T_a)]$$

Reemplazamos en la ecuación anterior y nos queda:

$$S_{ca} = \frac{\pi \times D_0^2}{4} \times [1 + \sigma_s \times (T_c - T_a)]$$

Despejando D_0 de la ecuación anterior:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times S_{ca}}{\pi \times [1 + \sigma_s \times (T_{ca} - T_f)]}}$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times 4.142,78 \text{ mm}^2}{\pi \times \left[1 + \frac{24}{10^6 \cdot ^\circ\text{C}} \times (152^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C})\right]}}$$

$$\underline{\underline{D_0 = 72.508\text{mm}}}$$

En función de la bibliográfica utilizada para el diseño de este compresor (Machine Design), obtuvimos del siguiente grafico la calidad y la clase de asiento necesario por parte del cilindro.

Table 3.5. Commonly used fits for holes according to
IS : 2709 - 1982 (Reaffirmed 1993).

Type of fit	Class of shaft	With holes				Remarks and uses
		H6	H7	H8	H11	
Clearance fit	a	—	—	—	a11	Large clearance fit and widely used.
	b	—	—	—	b11	
	c	—	c8	*c9	c11	Slack running fit.
	d	—	d8	*d8 d9, d10	d11	Loose running fit—used for plummer block bearings and loose pulleys.
	e	e7	e8	*e8-e9	—	Easy running fit—used for properly lubricated bearings requiring appreciable clearance. In the finer grades, it may be used on large electric motor and turbogenerator bearings according to the working condition.
	f	*f6	f7	*f8	—	Normal running fit—widely used for grease lubricated or oil lubricated bearings where no substantial temperature differences are encountered—Typical applications are gear box shaft bearings and the bearings of small electric motors, pumps, etc.
	g	*g5	*g6	g7	—	Close running fit or sliding fit—Also fine spigot and location fit—used for bearings for accurate link work and for piston and slide valves.
	h	*h5	*h6	*h7-h8	*h11	Precision sliding fit. Also fine spigot and location fit—widely used for non-running parts.

2

² Machine Design (S.I UNITS) - R.S. KHURMI & J.K. GUPTA -2005

Sistema de Agujero Único

Normas I.S.A.

Cota Nominal (mm)	CALIDAD PERFECTA						CALIDAD PRECISA										
	H6	n5	m5	k5	j5	h5	H7	p6	n6	m6	.k6	j6	h6	g6	f7	e8	d9
	Apretado Único	Apretado Fino	Apretado Suavizado	Semi-Apretado	Apretado Suave	Deslizante	Agujero Único	Solidarizado	Apretado Fino	Apretado Suavizado	Semi-Apretado	Apretado Suave	Deslizante	Chisoleo Puro	Giratorio Suave	Giratorio Fino	Giratorio Suavizado
1- 3	+7 0	+11 +6	+7 +2		+4 -1	0 -5	+9 0	+16 +9	+13 +8	+9 +2		+6 -1	0 -7	-3 -10	-7 -16	-14 -23	-20 -45
3- 6	+8 0	+13 +8	+9 +4		+4 -1	0 -5	+12 0	+20 +12	+15 +8	+12 +4		+7 -1	0 -8	-4 -12	-10 -22	-20 -38	-30 -60
6- 10	+9 0	+16 +10	+12 +6	+7 +1	+4 -2	0 -6	+15 0	+24 +15	+19 +10	+16 +6	+10 +1	+7 -2	0 -9	-5 -14	-13 -25	-26 -47	-40 -76
10- 18	+11 0	+20 +12	+15 +7	+9 +3	+5 -3	0 -8	+18 0	+29 +18	+23 +12	+18 +7	+12 +1	+8 -3	0 -11	-6 -17	-16 -34	-32 -59	-50 -93
18- 30	+13 0	+21 +15	+17 +8	+11 +2	+5 -4	0 -9	+21 0	+35 +22	+28 +16	+21 +8	+15 +2	+9 -4	0 -13	-7 -20	-20 -41	-40 -73	-65 -117
30- 50	+16 0	+28 +17	+20 +9	+13 +2	+6 -5	0 -11	+25 0	+42 +26	+33 +17	+25 +9	+18 +2	+11 -5	0 -16	-9 -25	-25 -50	-50 -89	-80 -142
50- 80	+19 0	+33 +20	+24 +11	+15 +2	+6 -7	0 -13	+30 0	+51 +32	+39 +20	+30 +11	+21 +2	+12 -7	0 -19	-10 -29	-30 -60	-60 -106	-100 -174

$$D_0 = 72.508 \text{ mm}$$

Tolerancia: + 0.03 mm

De esta manera, definimos el diámetro interior del cilindro y nos quedará:

Huelgo en frío:

$$\frac{\nabla L(f)}{2} = \frac{D_0 - d_0}{2}$$

$$\frac{\nabla L(f)}{2} = \frac{72.508 \text{ mm} - 72.3 \text{ mm}}{2}$$

$$\frac{\nabla L(f)}{2} = 0.108 \text{ mm}$$

$$\nabla L(f) = 0.21 \text{ mm}$$

³ Facultad de Ingeniería de la Universidad de Buenos Aires - Tecnología Mecánica I – 67.15

Huelgo en caliente:

$$\frac{\nabla L_{(c)}}{2} = \frac{D_{ca} - d_{ca}}{2}$$

$$\frac{\nabla L_{(ca)}}{2} = \frac{72.627 \text{ mm} - 72.527 \text{ mm}}{2}$$

$$\frac{\nabla L_{(ca)}}{2} = 0.05 \text{ mm}$$

$$\nabla L_{(ca)} = 0.1 \text{ mm}$$

Cálculo del espesor del cilindro

Para el cálculo del espesor del cilindro, la metodología será la siguiente: en primera instancia se seleccionará el espesor mínimo que deberá poseer el cilindro para resistir a los esfuerzos que se le aplican. Este espesor se obtiene debido a las limitaciones físicas por los cuales se obtiene el cilindro que será colado. Luego se verificará a través del código ASME Sección VII Div. I, considerándolo como un recipiente sometido a presión interior.

Cabe destacar que el material a utilizar para la fabricación del cilindro será de hierro fundido, ya que soporta bien las exigencias a las cuales se someterá al cilindro y además es razonablemente más barato que el aluminio.

De acuerdo al estudio que hemos realizado, el hierro fundido tiene diferentes variantes, como son: hierro de fundición blanco, hierro de fundición gris, hierro de fundición maleable y hierro de fundición nodular.

Analizando en profundidad hemos hallado que el hierro de fundición gris es el que mejor se adapta a las exigencias que tenemos que cubrir. Según un artículo de la Universidad de la Coruña, dice que “Es el hierro colado de uso más común. Sus escamas de grafito le dan apariencia y nombre. La ASTM gradúa el hierro gris en siete clases, basadas en resistencia mínima a la tensión en ksi. La clase 20 tiene una resistencia a la tensión mínima de 20 ksi (138 MPa). Los números de clase 20, 25, 30, 35, 40, 50 y 60 a continuación van representando el punto de fluencia a la tensión en ksi. Su costo aumenta al incrementar su resistencia a la tensión. Esta aleación es fácil de vaciar como fusión líquida y fácil de maquinar como sólido; además, ofrece buena amortiguación acústica. Esto la hace de elección popular para *bastidores de máquinas, bloques motores, rotores* y tambores de frenos, etcétera. Las escamas de grafito también le dan buena lubricidad y resistencia al desgaste. Su resistencia a la tensión relativamente baja hace que no se utilice donde estén presentes grandes cargas a la flexión o a la fatiga, aunque a veces se utilizan en cigüeñales de motores de bajo costo. Si está lubricada, funciona razonablemente bien en contacto con el acero.”

Es por esto que, según lo leído y analizado la fundición de hierro gris es la que se adapta mejor a nuestras exigencias.

Claro está que por impedimentos físicos en cuanto a procedimientos de fabricación y por cuestiones de diseño no utilizaremos espesores menores a 3,5 mm. A continuación, se muestra un artículo de la Facultad de ingeniería de la Universidad de Buenos Aires – FIUBA, el cual respalda la decisión que hemos tomado.

Flujo del metal

Los espesores mínimos que se pueden lograr son una función de la composición del metal. En general, las fundiciones en arena de hierro gris y de aleaciones a base de aluminio, de magnesio, y de cobre no deberán diseñarse en secciones menores de 3.5 mm de espesor cuando las piezas sean muy pequeñas, o no menos de 5 a 6 mm cuando las piezas son grandes; las fundiciones de acero, cuando son pequeñas, no deberán ser nunca menores de 6.5 mm de espesor, y, de ser grandes, no menos de 13 mm de espesor. Los hierros que contengan de 0.5 a 1.0% de fósforo (llamados hierros de estufa) pueden ser a veces tan delgados como 1.5 mm; son un ejemplo los radiadores para calefacción central.

4

Tadoptado = 5 mm

Una vez seleccionado el espesor del cilindro, lo que haremos será realizar una verificación calculando la MAWP (Maximum Allowed Working Pressure – Presión Máxima Admisible de Trabajo) y la tensión actuante sobre el material de las paredes del cilindro. Con estos cálculos podremos determinar si con el espesor adoptado estamos dimensionando correctamente y el cilindro soportará las cargas a las cuales está sometido.

Los datos necesarios para realizar el cálculo serán:

- Diámetro interior: 7,25 cm
- Largo de trabajo: 6,87 cm
- Presión de diseño: 8,97 Kg'/cm²
- Presión de trabajo: 8,15 Kg'/cm²
- Temperatura de diseño: 202,5 °C
- Temperatura mínima de diseño: 20 °C
- Sobre espesor por corrosión: 0,1 cm

⁴ Artículo de la Facultad de ingeniería de la Universidad de Buenos Aires – FIUBA. Catedra Materiales Ferrosos y sus Aplicaciones.

Además, necesitaremos determinar cómo veremos más adelante, el valor de “E” (Eficiencia de la soldadura, que igualmente será 1, debido a que no se realiza ninguna soldadura), también debemos determinar la *tensión de fluencia* y con ella la *tensión admisible* a utilizar en el cálculo.

De acuerdo con lo investigado, nosotros seleccionamos el material ASTM A48-20, el cual tiene una tensión de fluencia de $S = 20 \text{ ksi} = 152 \text{ Mpa}$.

Tabla Clasificación de la fundición gris por su composición.

ASTM A48	Resistencia Tracción	Resistencia Compresión	Dureza HB	Modulo Elástico Gpa
	Mpa	Mpa	HB	Gpa
20	152	572	156	66-97
25	179	669	174	79-102
30	214	752	210	90-113
35	252	855	212	100-119
40	293	965	235	110-138
50	362	1130	262	130-157
60	431	1293	302	141-162

Para poder realizar el cálculo, en primera instancia debemos obtener la tensión admisible del material a utilizar descrito anteriormente, con una tensión de fluencia de 152 MPa, para esto se afectó a su tensión de fluencia utilizando un coeficiente de seguridad igual a 4, quedando entonces la tensión admisible de la siguiente manera:

$$S_{adm} = \frac{S_{rotura}}{4} \rightarrow S_{adm} = \frac{152 \text{ MPa}}{4} \rightarrow S_{adm} = 38,0 \text{ MPa} = 387,76 \text{ kg}'/\text{cm}^2$$

Seguido a esto, pasamos a realizar el cálculo de la MAWP, que es la presión máxima de trabajo permisible y se calcula de la siguiente forma:

$$MAWP = \frac{S \times E \times (t_{adop} - CA)}{R_{int} + 0,6 \times (t_{adop} - CA)}$$

Siendo:

- t_{adop} : espesor adoptado (cm).

⁵ Artículo de la Universidad Tecnológica de Pereira – Catedra de Metalografía

- MAWP: presión máxima admisible de trabajo (kg'/cm²).
- Rint: radio interno (cm).
- CA: sobre espesor de corrosión (cm).
- S: tensión admisible (kg/cm²).
- E: eficiencia de soldadura.

$$MAWP = \frac{387,76 \text{ kg}'/\text{cm}^2 \times 1 \times (0,5 \text{ cm} - 0,1 \text{ cm})}{3,625 \text{ cm} + 0,6 \times (0,5 \text{ cm} - 0,1 \text{ cm})}$$

$$MAWP = 40,12 \frac{\text{kg}'}{\text{cm}^2}$$

Una vez calculada y verificada la MAWP, se realizará el cálculo de la tensión actuante, la cual debe ser menor a la tensión admisible del material.

$$S_{act} = \frac{1}{E} \times \left[\frac{Pd \times (Rint - CA)}{t_{adop} - CA} + 0,6 \times Pint \right]$$

Siendo:

- Tadop: Espesor adoptado (cm).
- Pd: Presión de diseño (kg'/cm²).
- Pd: Presión de trabajo (kg'/cm²).
- Rint: Radio interno (cm).
- CA: Sobre espesor de corrosión (cm).
- Sact: Tensión actuante (kg'/cm²).
- E: Eficiencia de soldadura.

Reemplazando las variables en la formula obtenemos:

$$S_{act} = \frac{1}{1} \times \left[\frac{8,97 \frac{\text{kg}'}{\text{cm}^2} \times (3,625 \text{ cm} - 0,1 \text{ cm})}{0,5 \text{ cm} - 0,1 \text{ cm}} + 0,6 \times 8,15 \frac{\text{kg}'}{\text{cm}^2} \right]$$

$$S_{act} = 84,40 \frac{\text{kg}'}{\text{cm}^2}$$

Ahora como ya mencionamos, debemos comparar la tensión actuante en el cilindro con nuestra tensión admisible, y esta última debe ser mayor a la tensión actuante para que el cilindro pueda trabajar correctamente sin sufrir ninguna rotura.

$$S_{act} < S_{adm}$$

$$84,40 \frac{kg'}{cm^2} < 352,04 \frac{kg'}{cm^2} \rightarrow \text{Verifica}$$

En conclusión, se puede decir que ya hemos dimensionado el cilindro de forma básica el cual puede sufrir transformaciones debidas al diseño. De igual manera, a continuación, se mostrará una tabla con sus parámetros.

Cálculo de las aletas del Cilindro

CILINDRO	
Diámetro interior	72,51 mm
Espesor	5 mm
Carrera	68,69 mm
Material	ASTM A48 - 20

En esta etapa del cálculo, lo que haremos es dimensionar las aletas del cilindro y determinar la cantidad de estas. Para esto es necesario saber la cantidad de calor generado en cilindro debido al trabajo de compresión.

Como ya hemos calculado anteriormente, la cantidad de calor a extraer e este cálculo ya es un dato obtenido (Q1). Por esto, utilizaremos este dato para determinar la cantidad de aletas que debe contener el cilindro y el área de las mismas.

La metodología para realizar el cálculo será la siguiente, en primer lugar, debemos calcular la cantidad de calor que es capaz de disipar una aleta y luego con ese dato y la cantidad de calor total a disipar, obtenemos la cantidad de aletas necesarias.

Principio de disipación del calor

Para poder determinar de manera correcta la cantidad de aletas y sus dimensiones, debemos entender como es el principio de disipación del calor.

Como ya sabemos, existen 3 formas en las cuales el calor se puede propagar, a saber:

- 1) Radiación
- 2) Convección
- 3) Conducción

Estas 3 son las formas en las cuales se propaga el calor en un medio, pero como veremos a continuación solo 2 de ellas tienen lugar en nuestro análisis, ya que una de ellas es despreciable.

La Radiación tiene lugar cuando las sustancias que intercambian calor no tienen que estar en contacto, sino que pueden estar separadas aún por el vacío. La radiación es un término que se aplica genéricamente a toda clase de fenómenos relacionados con las ondas electromagnéticas. En otras palabras, la radiación es una forma de propagación que se da cuando los objetos sin estar influenciados por el medio material o sin estar en contacto directo obtienen calor.

La Convección en sí es el transporte de calor por medio del movimiento del fluido. En este sistema de transferencia de calor interviene un fluido (gas o líquido) en movimiento que transporta la energía térmica entre dos zonas.

Cabe destacar que la transmisión de calor por convección puede ser:

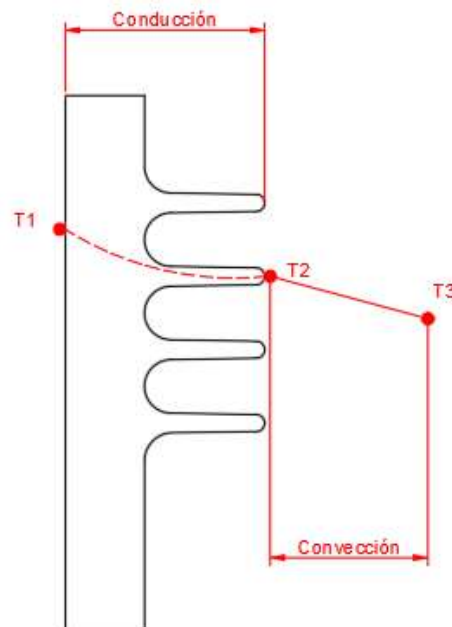
- **Forzada:** A través de un ventilador (aire) o bomba (agua) se mueve el fluido a través de una zona caliente y éste transporta el calor hacia la zona fría.
- **Natural:** El propio fluido extrae calor de la zona caliente y cambia su densidad haciendo que se desplace hacia la zona más fría donde cede su calor.

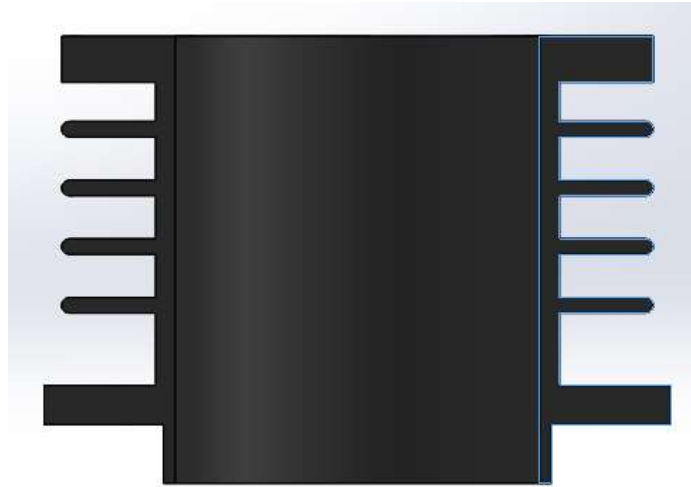
La Conducción sólo se presenta en los objetos sólidos, esta forma de transferencia se da cuando se aplica calor a una parte del cuerpo calentándose para que a continuación, las partículas en esa parte del cuerpo obtengan mayor movilidad que las demás partes y posteriormente, cada partícula empezará a transferir el calor a las que la rodean, iniciando un proceso en cadena que finaliza por

propagar el calor al cuerpo en su totalidad. En otras palabras, consiste en la transferencia de calor entre dos puntos de un cuerpo que se encuentran a diferente temperatura, sin que se produzca transferencia de materia entre ellos.

En conclusión, de acuerdo a lo expuesto se puede observar que, en nuestro compresor, a la hora de disipar el calor que se genera en el cilindro este lo hace por medio de conducción y convección que a su vez será una convección forzada, debido a que la polea que se encuentra delante del cilindro aletado, presenta unas aspas que generan un flujo de aire forzado que colaborará con la refrigeración del cilindro.

A continuación, se mostrará un gráfico el cual indica el recorrido que deberá hacer el calor para poder ser expulsado del interior del cilindro.





Como se puede observar, el calor deberá recorrer todo el espesor del cilindro incluyendo las aletas, mediante conducción para luego una vez en contacto con el aire el calor puede disiparse mediante convección, que en este caso será forzada.

Las aletas nos permitirán a partir de su superficie aumentar considerablemente la velocidad de propagación del calor.

Etapa de cálculo

A continuación, nos centraremos en el cálculo de las aletas del cilindro. Para esto comenzaremos por determinar cuanta cantidad de calor es posible disipar en una aleta, para luego con el calor total a disipar, podremos saber cuántas aletas necesitamos. Este Q_1 ya fue calculado previamente:⁶

El calor a evacuar: $Q_1 = 15,96 \text{ KJ/min} = 957,6 \text{ KJ/hr} = \mathbf{266,04 \text{ W}}$.

Además, como criterio básico de diseño realizaremos las aletas de manera circular alrededor de todo el cilindro.

Cantidad de calor disipado cilindro hacia aleta – Conducción

⁶ Pag N°35

El calor en primera instancia se propaga mediante conducción, es por esto que respeta a la siguiente formula, la Ley de Fourier:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = K \times A_t \times \frac{(T_c - T_f)}{L}$$

Siendo:

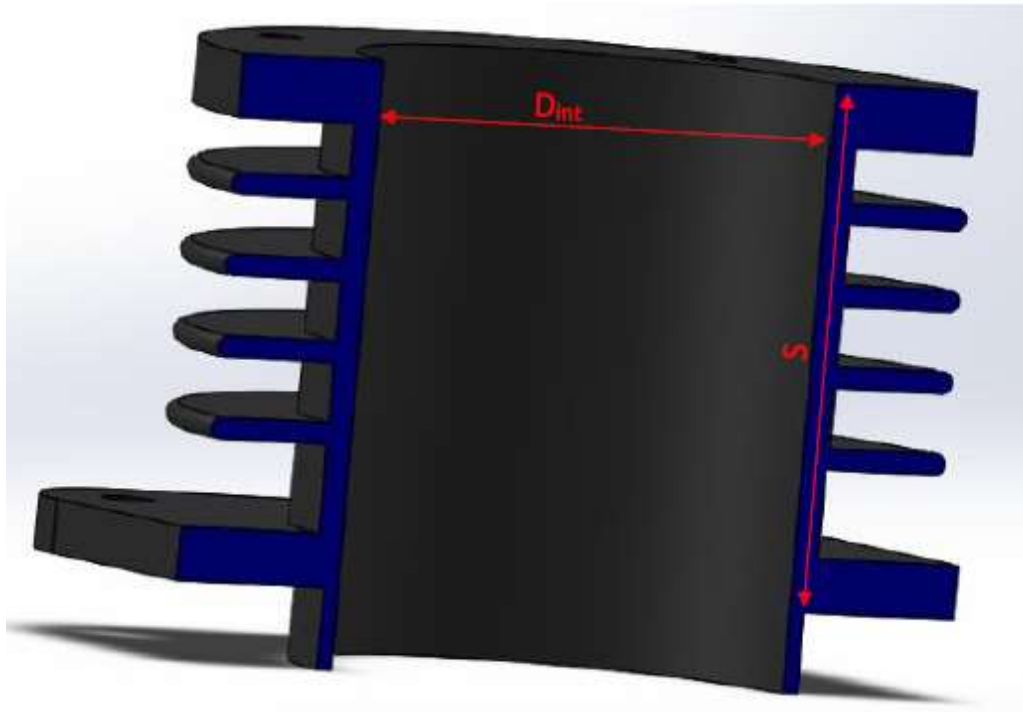
- $\frac{\Delta Q}{\Delta t}$: Calor transferido en un intervalo de tiempo Δt (Kcal/h).
- K: Constante de conductividad térmica (Kcal/hm°C).
- At: Área transversal (m²).
- Tc: Temperatura del foco caliente (°C).
- Tf: Temperatura del foco frio (°C).
- L: Longitud de la aleta (m).

En nuestro caso, al realizar el cilindro de Fundición Gris obtenemos un coeficiente de conductividad térmica: K= 42,95 Kcal/hm°C. (51 W/h.m.°C)

	Temper. fusión °C	Densidad ρ gr/cm³	Calor específico c _p		Conductiv. térmica k _c		Emisividad ε	
			°C	Kcal/kg°C	°C	Kcal/hm°C	°C	%
Fundición 4% C	1147	7,9	20	0,1	100	45	200	0,2 (pulido)
					500	37	200	64 (oxidado)

7

⁷ Artículo de la Universidad Tecnológica de Pereira – Catedra de Metalografía



$$At_{cil} = \pi * D_{int} * S$$

$$At_{cil} = \pi * 0,072508m * 0,06869m$$

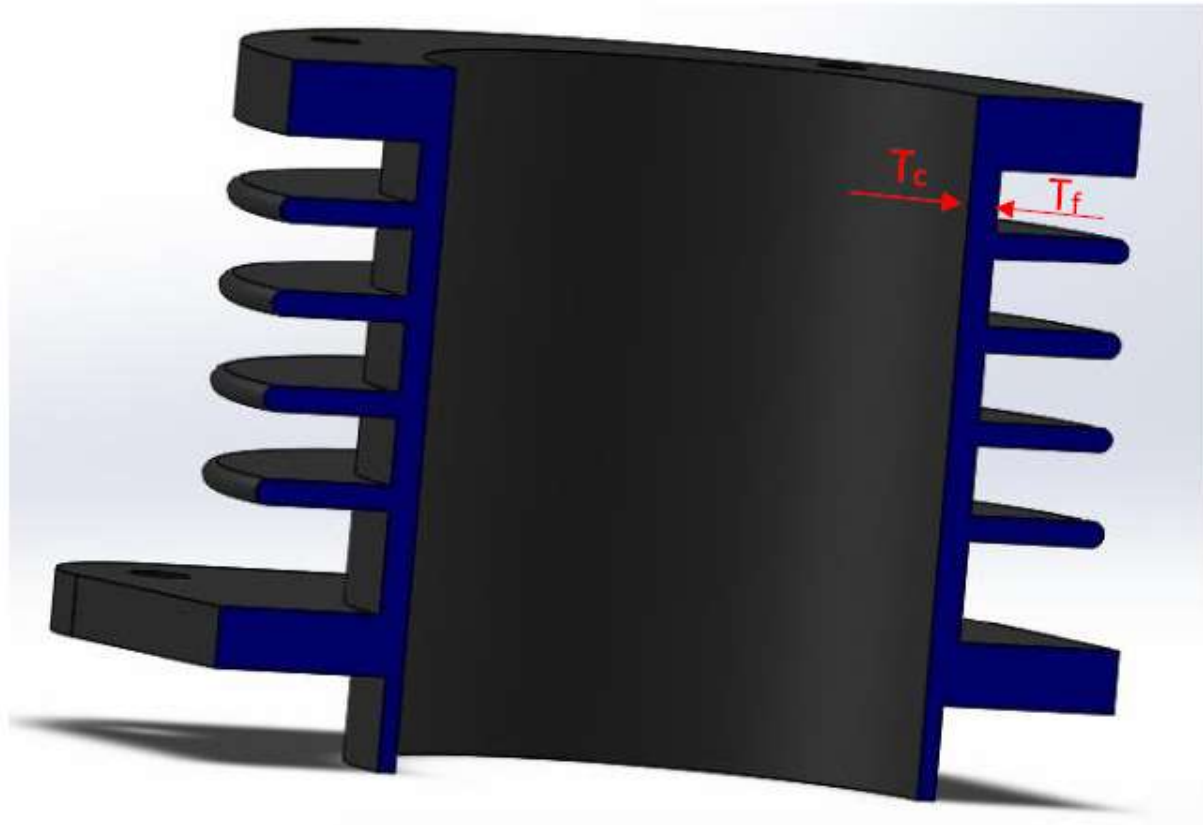
$$At_{cil} = 0,015646 m^2$$

Una vez que calculamos el área transversal del cilindro, podremos hallar el $\Delta^{\circ}T$ requerido para ese material y el flujo de calor que pretendemos conducir.

$$\frac{Q * L_t}{\Delta t * K * At_{cil}} = \Delta T$$

$$\frac{266 W * 0,005m}{51 \frac{W}{m^{\circ}C} * 0,015646 m^2} = \Delta T$$

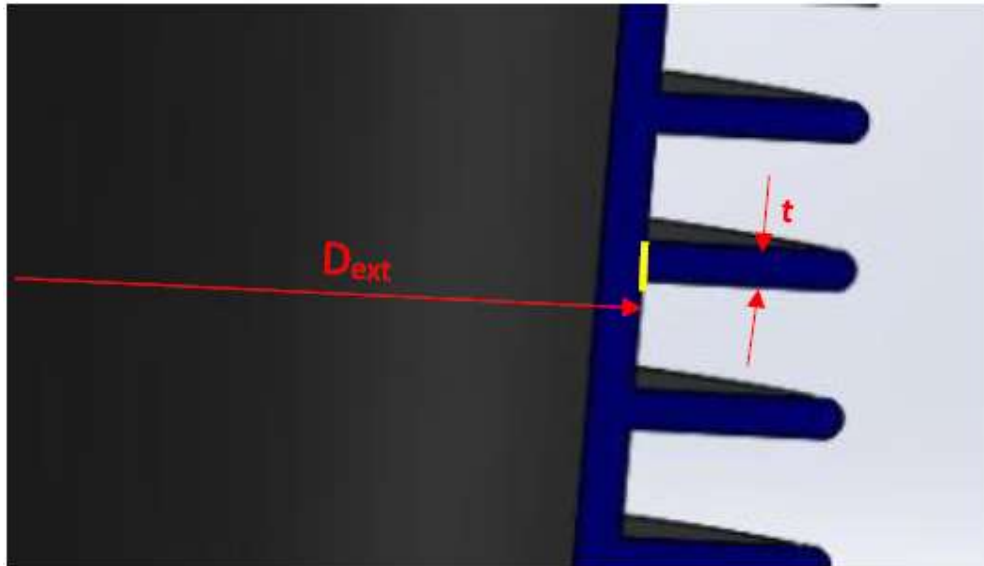
$$\Delta T = 1,66^{\circ}C$$



Con este resultado consideramos despreciable la diferencia de temperatura entre la cara interna del cilindro y la exterior.

Además, adoptaremos un espesor que tendrá la aleta de 0,4 cm y la longitud de la misma será de 2,5 cm. Y con esto calcularemos la diferencia de temperatura máxima que podríamos llegar a tener entre el anillo interno de cada aleta contra el anillo exterior. Este cálculo se realiza considerando la peor condición, es decir, la superficie de todas las aletas completamente sucias o cubiertas con un material aislante (superficie adiabática). Plantearemos el cálculo para 4 aletas en el cilindro, que posteriormente verificaremos en el cálculo que son suficientes.

Para ello, primero deberemos calcular la sección transversal de cada aleta.



$$A_{t-ai} = \pi \times D_{ext} \times t$$

$$A_{t-ai} = \pi \times 0.0825 \text{ m} \times 0.004 \text{ m}$$

$$A_{t-ai} = 0.0010367 \text{ m}^2$$

$$\frac{\Delta Q}{\Delta T} = K \times A_t \times \frac{(T_c - T_f)}{L}$$

$$(T_c - T_f) = \frac{\Delta Q}{\Delta T} \times \frac{L}{K \times N \times A}$$

$$\Delta T = 266 \text{ W} \times \frac{0.025 \text{ m}}{51 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \times 4 \times 0.0010367 \text{ m}^2}$$

$$\Delta T = 31.465 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Esto quiere decir que con un ΔT de 31,465 °C a lo largo de la aleta, logramos que el cilindro transfiera todo el calor a evacuar a través de las paredes y hacia los extremos de las aletas, para que luego sea transferido hacia el medio ambiente.

Cantidad de calor disipado por el cilindro sin aletas:

Considerando al cilindro sin aletas, hallamos su superficie exterior y calcularemos mediante la ecuación de la Ley de Newton la transmisión de calor generada por convección.

Área exterior del cilindro:

$$A_c = \pi * [(R_{ext})^2 - (R_{int})^2] * S$$

$$A_c = \pi * 0,0387 \text{ m} * 0,06869 \text{ cm}$$

$$A_c = 0,00836 \text{ m}^2$$

Para este caso, consideramos el caso más desfavorable de convección, es decir natural y su valor es 6 W/m²K.

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = Q_B = h * A_c * (T_c - T_f)$$

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = Q_B = 6 \frac{W}{m^2 * K} * 0,00863 \text{ m}^2 * (420 \text{ K} - 297 \text{ K})$$

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = Q_B = 6,34 \text{ W}$$

Cantidad de calor disipado por aleta – Convección

En esta etapa el calor se propaga mediante convección, es por esto que respeta a la siguiente formula, la Ley de Newton:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = Q_{m\acute{a}x} = h * A_s * (T_c - T_f)$$

Siendo:

- $\frac{\Delta Q}{\Delta t}$: Calor transferido en un intervalo de tiempo Δt (W).
- h: Coeficiente de transferencia de calor por convección (W).
- At: Área superficial de transferencia de calor (m²).
- Tc: Temperatura de la superficie (K).
- Tf: Temperatura del medio (K).

Determinación del coeficiente h:

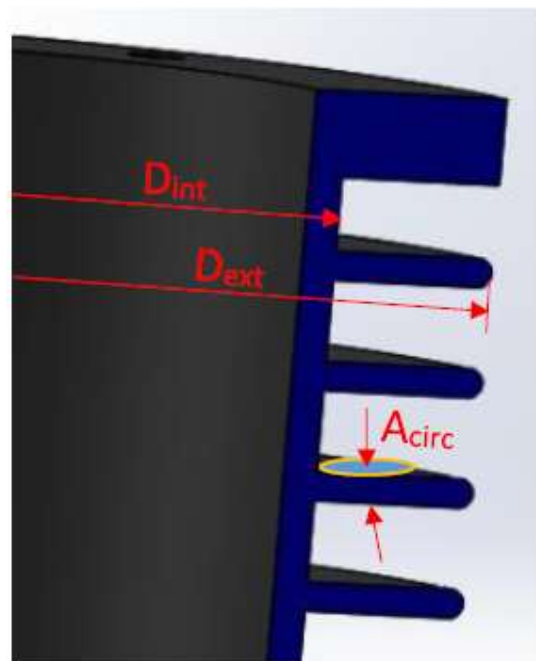
Tabla I - Coeficientes de convección típicos

Condición	Btu / ft ² h °F	W / m ² °K
Convección natural aire	1 a 5	6 a 30
Convección forzada aire	5 a 50	30 a 300
Convección forzada vapor	300 a 800	1800 a 4800
Convección forzada aceite	5 a 300	30 a 1800
Convección forzada agua	50 a 2000	300 a 12000
Vaporización agua	500 a 20000	3000 a 120000

8

Nosotros adoptamos $h = 30 \text{ W/m}^2\text{K} = 25.794 \text{ Kcal/hm}^2\text{K}$.

Para calcular el A_{circ} , lo que hicimos fue utilizar la fórmula del área de un anillo, y hallamos el área de la cara superior e inferior:

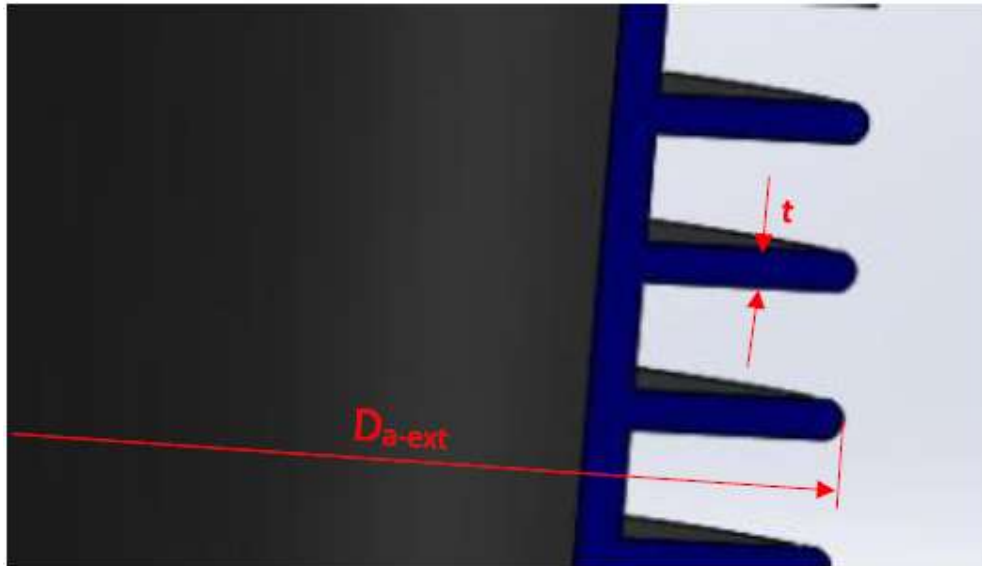


$$A_{circ} = [\pi \times ((r_{ext})^2 - (r_{int})^2)] \times 2 \rightarrow A_{circ} = \left[\pi \times \left(\left(\frac{13.25 \text{ cm}}{2} \right)^2 - \left(\frac{8.25}{2} \right)^2 \right) \right] \times 2$$

$$A_{circ} = 0,01689 \text{ m}^2$$

El área transversal que tendrá cada aleta será:

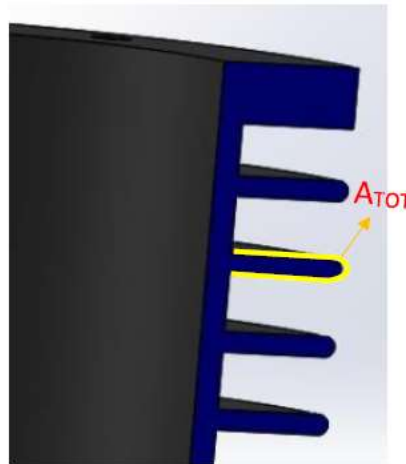
⁸ Extraído del Artículo "Transmisión De Calor" - pfernandezdiez.es



$$A_t = \frac{[\pi \times D_{ext} \times t]}{10.000} \rightarrow A_t = \frac{[\pi \times 13,25 \text{ cm} \times 0,4 \text{ cm}]}{10.000}$$

$$A_{t-ext} = 0,00167 \text{ m}^2$$

El área total que utilizaremos para el cálculo de convección será la siguiente:



$$A_{TOT} = A_{circ} + A_{t-ext}$$

$$A_{TOT} = 0,01689 \text{ m}^2 + 0,00167 \text{ m}^2$$

$$A_{TOT} = \mathbf{0,01855 \text{ m}^2}$$

Para calcular la cantidad de calor que es capaz de disipar cada aleta:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = Q_B = h \times A_c \times (T_c - T_f)$$

Siendo:

T_c : Temperatura de la camisa del cilindro, la calculamos como el promedio de las temperaturas T_1 y T_2 utilizadas anteriormente.

$T_2 = 403,15 \text{ K}$ Temperatura salida cilindro compresión (130°C)

$T_1 = 475,73 \text{ K}$ Temperatura más elevada que alcanza el aire ($202,5^\circ\text{C}$)

$$T_c = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{403.15 \text{ K} + 475.73 \text{ K}}{2} = 439.44 \text{ K}$$

T_f : Temperatura del medio ambiente, considerando un día de verano. (40°C)

$T_f = 413,15 \text{ K}$

Reemplazando valores:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = 30 \frac{W}{m^2 K} \times 0,01855 \text{ m}^2 \times (439.44 \text{ K} - 313.15 \text{ K})$$

$$\frac{\Delta Q_{\text{máx}}}{\Delta t} = 70.29 \text{ W}$$

Eficiencia de la aleta:

Ahora debemos averiguar la eficiencia de la aleta, para ello recurrimos al siguiente gráfico donde ingresando con el valor "x" en las abscisas e interceptando con la curva correspondiente a la relación de radios podremos obtener su eficiencia.

$$\text{Curva} = \frac{R_o}{R_i}$$

$$\text{Curva} = \frac{6.625}{4.125} = 1,606$$

Obtenemos "x" para ubicarnos en abscisas:

$$x = L * \sqrt{2 * h / k * t}$$

Siendo:

- L: Largo de la aleta. (m)

TRABAJO PRÁCTICO N°3: MAQUINA SERIADA – COMPRESORES A PISTON

Profesor: Ing. Federico Gastón Trejo Ponce; JTP: Ing. Diego Perreti; JTP: Ing. Fernando Babez

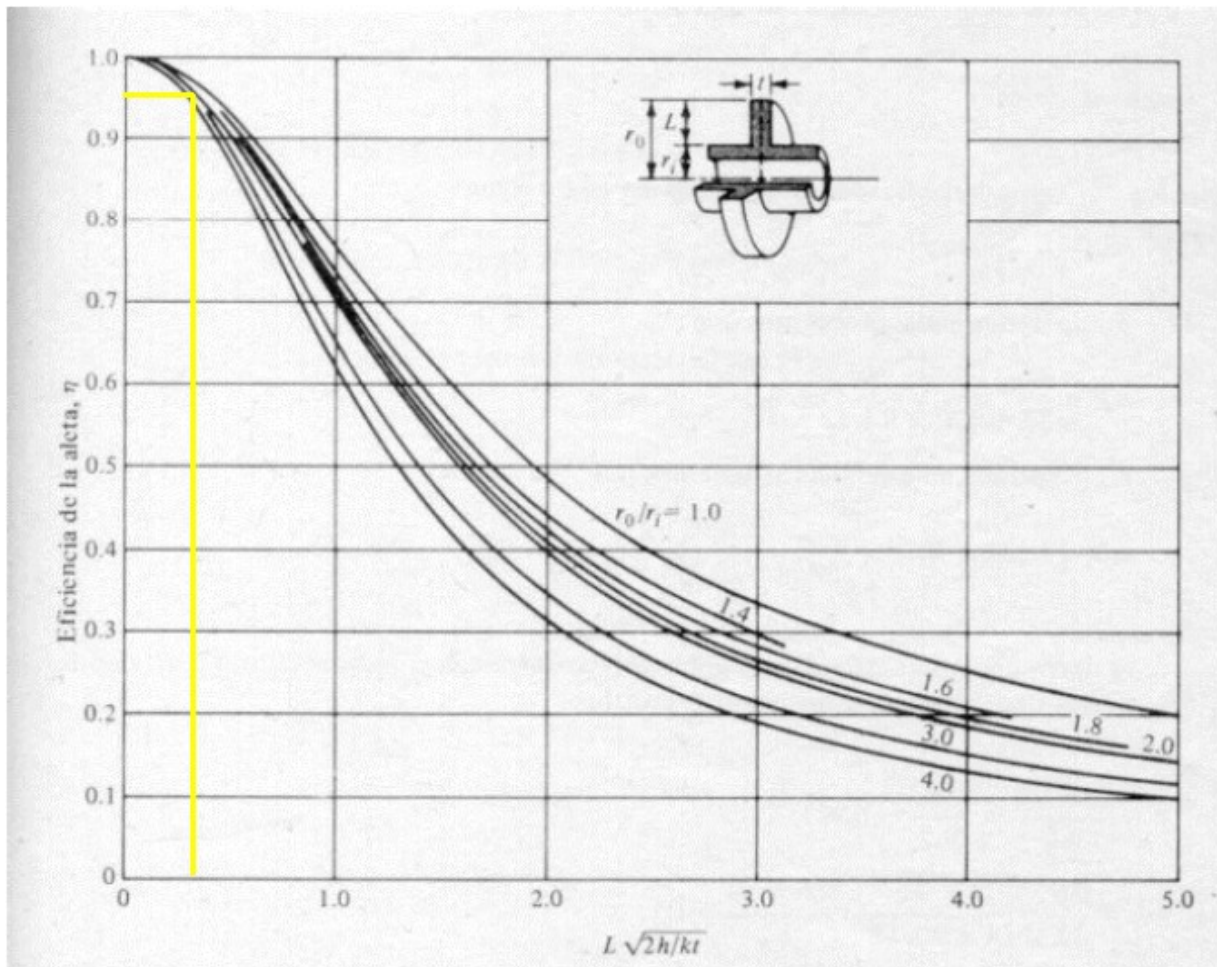
- h: Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m².K).
- k: Conductividad térmica de la fundición de hierro. (W/m.K).
- t: Espesor de la aleta (m).

Conductividades térmicas de diversos materiales en W/(K·m)

Material	λ	Material	λ	Material	λ
Acero	47-58	Corcho	0,03-0,04	Mercurio	83,7
Agua	0,58	Estaño	64,0	Mica	0,35
Aire	0,02	Fibra de vidrio	0,03-0,07	Níquel	52,3
Alcohol	0,16	Glicerina	0,29	Oro	308,2
Alpaca	29,1	Hierro	80,2	Parafina	0,21
Aluminio	209,3	Ladrillo	0,80	Plata	406,1-418,7
Amianto	0,04	Ladrillo refractario	0,47-1,05	Plomo	35,0
Bronce	116-186	Latón	81-116	Vidrio	0,6-1,0
Zinc	106-140	Litio	301,2	Cobre	372,1-385,2
Madera	0,13	Tierra húmeda	0,8	Diamante	2300
Titanio	21,9				

$$x = 0,025 \text{ m} * \sqrt{2 * 30 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} / 80,2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * 0,004 \text{ m}}$$

$$x = 0,34$$



9

De esta manera, el gráfico nos indica que nuestra aleta tendrá una eficiencia de:

$$\eta = 0,95$$

A la energía $Q_{\text{máx}}$ calculada para cada aleta, debemos afectarla a esta eficiencia para obtener la energía real que será capaz de disipar.

$$Q_A = \eta * Q_{\text{máx}}$$

$$Q_A = 0,95 * 70.29 \text{ W}$$

⁹ Grafico extraído del artículo "Transmisión de Calor en Régimen Estacionario Unidimensional (II). Superficies Extendidas – R. Royo J. M. Corberan Curso 2000-2001

$$Q_A = 66,78 W$$

Hemos visto que logramos disipar 66,78 W mediante convección por cada aleta.

Cantidad de aletas necesarias

$$Q_{TOT} = N * Q_A + Q_B$$

Siendo:

- Q_A : Calor que es capaz de disipar cada aleta.
- Q_B : Calor que es capaz de disipar el cilindro sin aletas.
- N: Cantidad de aletas de refrigeración en el cilindro.

$$N = \frac{Q_{TOT} - Q_B}{Q_A}$$

$$N = \frac{266 W - 6,34 W}{66.78 W}$$

$$N = 3.88$$

De esta manera podemos concluir en que 4 aletas serán suficientes para evacuar el calor generado por el cilindro.

Cálculo de aletas del tubo colector a acumulador:

Comenzamos este análisis considerando cuanto calor es necesario evacuar en función del caudal de aire que se transportará por este tubo y la diferencia de temperatura que deseamos obtener, este calor Q_3 ya fue calculado previamente.¹⁰

Calor a evacuar: $Q_3 = 11 \text{ KJ/min} = 183,28 \text{ W}$

Datos del tubo adoptado:

¹⁰ Pág. N°: 36

- Dext: 18,5mm
- Largo: 450 mm (adoptado por diseño desde la salida de tapa de cilindro hacia el acumulador)
- T°s: 363,15 K
- T°amb: 313,15 K
- Diam. aleta: 38,9 mm
- Esp. aleta: 0,5mm
- Largo de Aleta: 10.2 mm

Cantidad de calor disipado por aleta – Convección

En esta etapa el calor se propaga mediante convección, respetando a la siguiente ecuación, la Ley de Newton:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = Q_{m\acute{a}x} = h \times A_s \times (T_c - T_f)$$

Siendo:

- $\frac{\Delta Q}{\Delta t}$: Calor transferido en un intervalo de tiempo Δt (W).
- h: Coeficiente de transferencia de calor por convección (W).
- At: Área superficial de transferencia de calor (m²).
- Tc: Temperatura de la superficie (K) (363,15 K).
- Tf: Temperatura del medio (K) (313,15 K). (40 °C de temperatura de medio ambiente).

Determinación del coeficiente h:

Tabla I - Coeficientes de convección típicos

Condición	Btu / ft ² h °F	W / m ² K
Convección natural aire	1 a 5	6 a 30

Nosotros adoptamos $h = 15 \text{ W/m}^2\text{K}$

¹¹ Extraído del Artículo “Transmisión De Calor” - pfernandezdiez.es

Para calcular el A_{circ} , lo que hicimos fue utilizar la fórmula del área de un anillo (para simplificar el cálculo consideramos a cada espira de aleta como un anillo), y hallamos el área de la cara superior e inferior:

$$A_{circ} = [\pi \times ((r_{ext})^2 - (r_{int})^2)] \times 2 \rightarrow A_{circ} = [\pi \times ((1,94 \text{ cm})^2 - (0,925 \text{ cm})^2)] \times 2$$

$$A_{circ} = 0,0018 \text{ m}^2$$

El área transversal que tendrá cada aleta será:

$$A_t = \frac{[\pi \times D_{ext} \times t]}{10.000} \rightarrow A_t = \frac{[\pi \times 1,94 \text{ cm} \times 0,05 \text{ cm}]}{10.000}$$

$$A_t = 0,00006 \text{ m}^2$$

El área total que utilizaremos para el cálculo de convección será la siguiente:

$$A_{TOT} = A_{circ} + A_t$$

$$A_{TOT} = 0,0018 \text{ m}^2 + 0,00006 \text{ m}^2$$

$$A_{TOT} = 0,001894 \text{ m}^2$$

Reemplazando valores:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = 15 \frac{W}{\text{m}^2 K} \times 0,001894 \text{ m}^2 \times (363,15 \text{ K} - 313,15 \text{ K})$$

$$\frac{\Delta Q_{m\acute{a}x}}{\Delta t} = 2,84 \text{ W}$$

Eficiencia de la aleta:

Ahora debemos averiguar la eficiencia de la aleta, para ello recurrimos al siguiente gráfico donde ingresando con el valor "x" en las abscisas e interceptando con la curva correspondiente a la relación de radios podremos obtener su eficiencia.

$$Curva = \frac{R_0}{R_i}$$

$$Curva = \frac{1,945}{0,925} = 2,1$$

Obtenemos "x" para ubicarnos en abscisas:

$$x = L * \sqrt{2 * h / k * t}$$

Siendo:

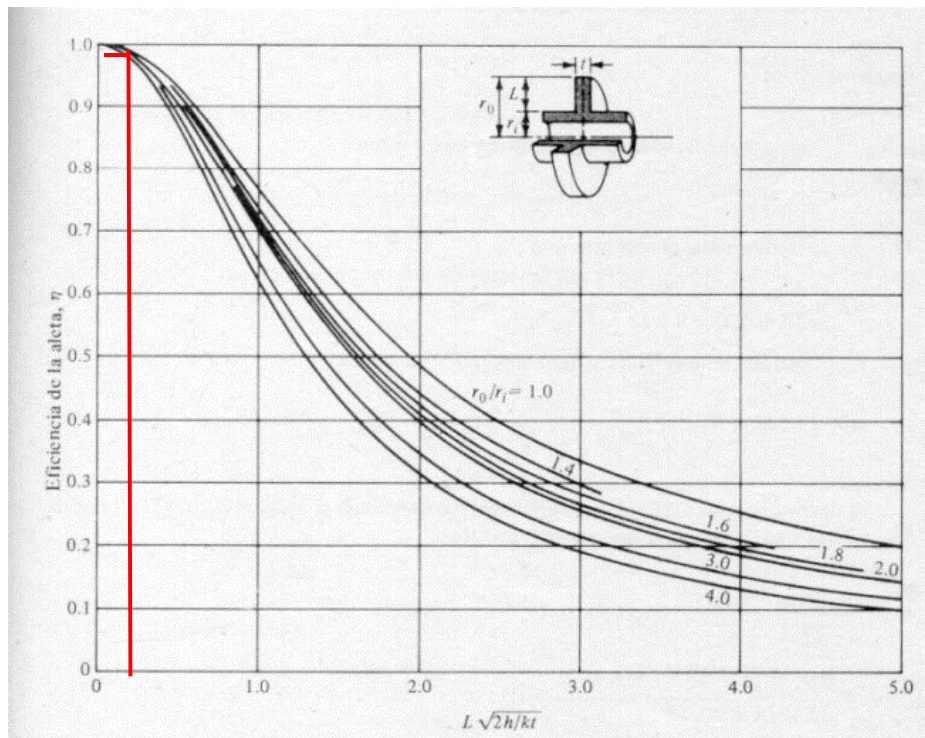
- L: Largo de la aleta. (m)
- h: Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m².K).
- k: Conductividad térmica de la fundición de hierro. (W/m.K).
- t: Espesor de la aleta (m).

Conductividad térmica "k" (W/m°K), a la temperatura en °K de:							
ELEMENTO	200	273	400	600	800	1000	1200
Aluminio	237,0	236,0	240,0	232,0	220,0		
Antimonio	30,2	25,5	21,2	18,2	16,8		
Berilio	301,0	218,0	161,0	126,0	107,0	89,0	73,0
Bismuto	9,7	8,2					
Boro	52,5	31,7	18,7	11,3	8,1	6,3	5,2
Cadmio	99,3	97,5	94,7				
Cesio	36,8	36,1					
Cinc	123,0	122,0	116,0	105,0			
Circonio	25,2	23,2	21,6	20,7	21,6	23,7	25,7
Cobalto	122,0	104,0	84,8				
Cobre	413,0	401,0	392,0	383,0	371,0	357,0	342,0

$$x = 0,0102 \text{ m} * \sqrt{2 * 30 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} / 392 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * 0,0005 \text{ m}}$$

$$x = 0,1827$$

¹² Extraído del Artículo "Transmisión De Calor" - pfernandezdiez.es



13

De esta manera, el gráfico nos indica que nuestra aleta tendrá una eficiencia de:

$$\eta = 0,99$$

A la energía $Q_{m\acute{a}x}$ calculada para cada aleta, debemos afectarla a esta eficiencia para obtener la energía real que será capaz de disipar.

$$Q_A = \eta * Q_{m\acute{a}x}$$

$$Q_A = 0,99 * 2,84 \text{ W}$$

$$Q_A = 2,81 \text{ W}$$

Hemos visto que logramos disipar 2,81 W mediante convección por cada aleta.

Cantidad de aletas necesarias

$$Q_{TOT} = N * Q_A$$

Siendo:

¹³ Grafico extraído del artículo "Transmisión de Calor en Régimen Estacionario Unidimensional (II). Superficies Extendidas – R. Royo J. M. Corberan Curso 2000-2001

- Q_A : Calor que es capaz de disipar cada aleta.
- N: Cantidad de aletas de refrigeración en el tubo.

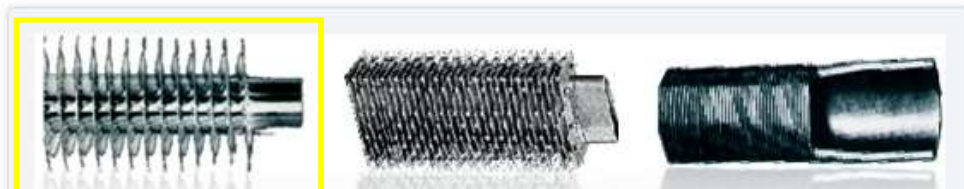
$$N = \frac{Q_{TOT}}{Q_A}$$

$$N = \frac{183,28 W}{2,81 W}$$

$$N = 51,21$$

Adoptaremos 52 aletas serán suficientes para evacuar el calor del tubo, con un largo de 450 mm.

Tipo	Diámetros (mm)		Alto de Aleta (mm)		Material de Tubos				Material de Aletas				Aletas por Metro	
	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Cu	Inox.	Fe	Al	Cu	Inox.	Fe	Al	Mín.	Máx.
Aerofin	9.52	168.3	6	30	X	X	X		X	X	X	X	65	470
TWF	15.87	50.4	9.55	15.8	X	X	X	X				X	275	433
G-Fin	15.87	50.4	9.55	15.8	X	X	X	X				X	275	433
Low Fin	19.05		1.4		X	X	X		X	X	X		760	
Welded Fin	48.3	168.3	19	25			X				X		80	200
Elíptico Helicoidal	36x14	70x20	6	10	X		X		X	X	X	X	240	360
Elíptico plano	36x14		26x55		X		X		X		X		400	



14

¹⁴ Tabla extraída del fabricante Argenfrio S.A.I.C.

De esta manera, nos quedará una separación entre aletas de:

$$sep = \frac{L}{N}$$

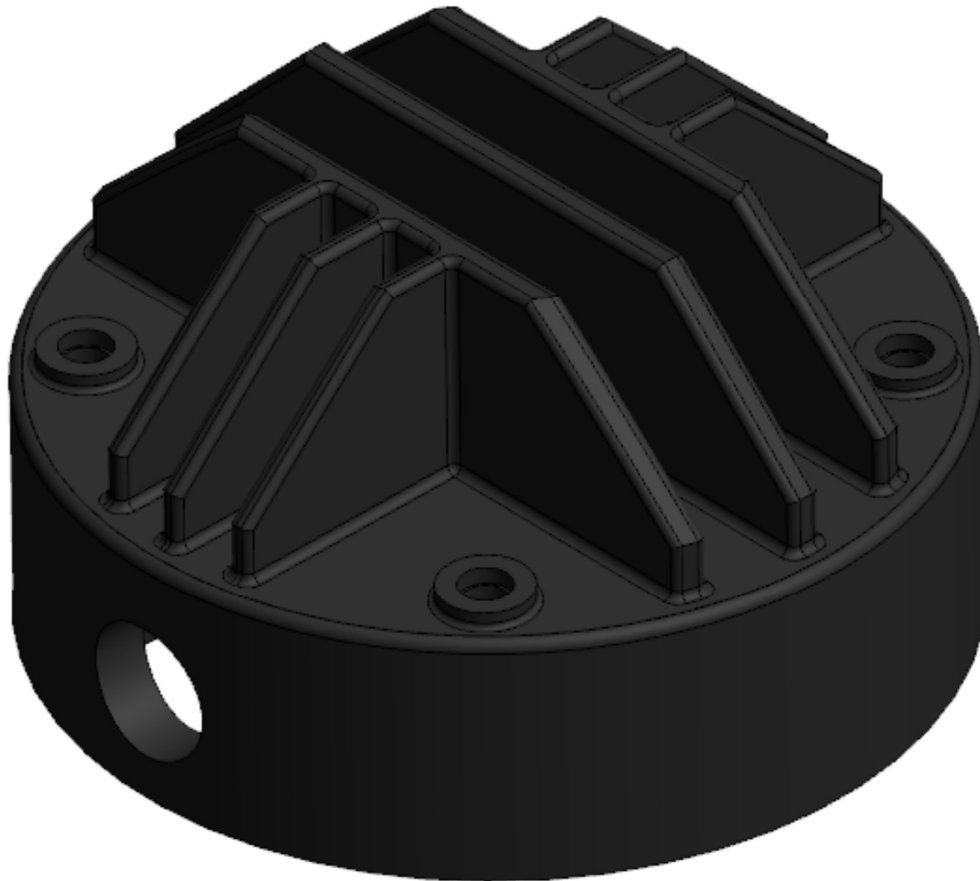
$$sep = \frac{450mm}{80}$$

$$sep = 8,7 \text{ mm}$$

Densidad de aletas en tubo:

$$116 \frac{\text{Aletas}}{m}$$

Tapa de cilindro



En esta etapa, se realizarán los cálculos estructurales para verificar las secciones mínimas necesarias para que la tapa del cilindro de compresión soporte con seguridad los esfuerzos a los que será sometido durante su trabajo.

Cálculo de tornillos para tapa

Debemos calcular los tornillos con los que sujetaremos la tapa de cilindro, considerando la fuerza que realizara la tapa de cilindro hacia arriba debido a la presión interna dentro de la cámara de compresión.

Donde:

- Material de tornillos: ASTM 193 Gr.B7
- Presión de diseño P: 8,97 Kg/cm²
- Tensión de fluencia del material (σ_f): 600 N/mm²
- Cantidad de tornillos: 4

Tensión admisible del material:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{ET}}{\text{Coef. seguridad}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{600 \text{ N/mm}^2}{5}$$

$$\sigma_{adm} = 120 \text{ N/mm}^2$$

Fuerza actuante a cada tornillo:

$$F_{act} = 1,1 \times P_{int} \times \text{Area}$$

$$F_{act} = 1,1 \times P_{int} \times \left(\pi \times \frac{d^2}{4} \right)$$

$$F_{act} = 8,97 \frac{\text{Kg}'}{\text{cm}^2} \times \pi \times \frac{(7.23 \text{ cm})^2}{4}$$

$$F_{act} = 368,06 \text{ Kg}'$$

$$F_{act} = 368,06 \text{ Kg}' \times \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ Kg}'}$$

$$F_{act} = 3608.98 \text{ N}$$

Área efectiva necesaria:

$$A = \frac{F_{act}}{\sigma_{adm}}$$

$$A = \frac{3608.98 \text{ N}}{120 \text{ N/mm}^2}$$

$$A = 30,07 \text{ mm}^2$$

Diámetro efectivo mínimo:

$$A = \pi \times \frac{d_{ef}^2}{4}$$

$$d_{ef} = \sqrt{\frac{A \times 4}{\pi}}$$

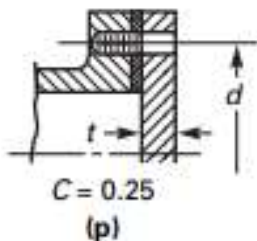
$$d_{ef} = \sqrt{\frac{30,07 \text{ mm}^2 \times 4}{\pi}}$$

$$d_{ef} = 6,19 \text{ mm}$$

Se adoptarán tornillos de M8x1.25

Cálculo de espesor t1:

Por código ASME párrafo UG-34



$$t1 = d \times \sqrt{C \times P / S \times E}$$

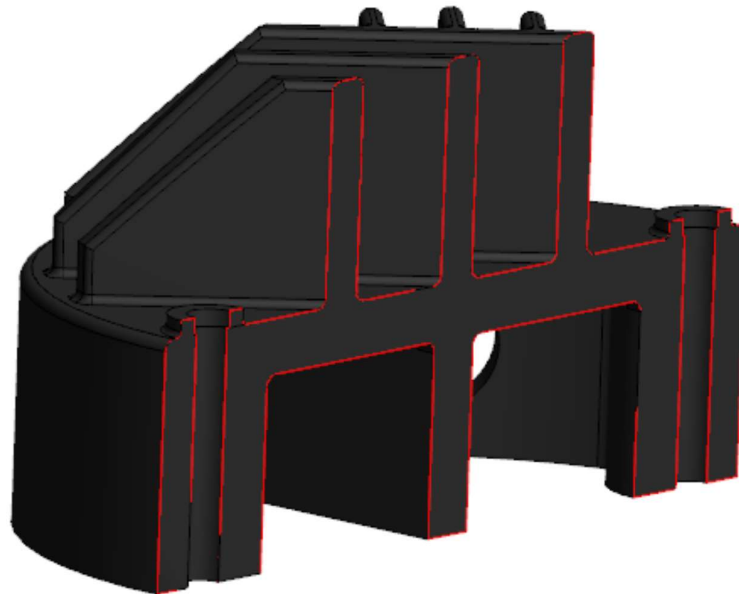
Donde:

- Material de espárragos: ASTM 193 Gr.B7
- Presión de diseño P: 8,98 Kg/cm²

- Máxima tensión admisible S: 387,76 Kg/cm²
- Material de tapa de cilindro: ASTM A48 Clase 20
- Eficiencia de la soldadura (UW 12) E: 1
- Factor que depende del método de fijación C: 0,25
- Distancia entre centros de espárragos d:10,65 cm

Para el diseño de la tapa, mantendremos las siguientes relaciones geométricas:

$d_p = D$ (diám. cilindro) + $2t$ (espesor pared) + $3d_e$ (diam. espárrago)



Dimensiones:

- t: 5 mm
- d1: 8 mm
- D: 72,51 mm
- Dp: 106,51 mm

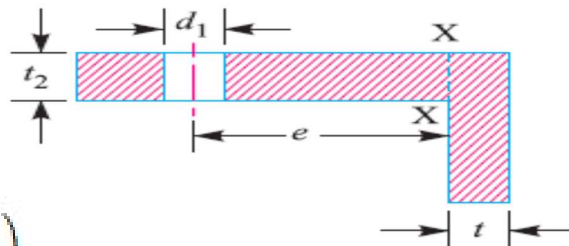
$$t_1 = 106,51 \text{ mm} * \sqrt{\frac{0,25 * 8,98 \text{ Kg/cm}^2}{387,76 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} * 1}}$$

$$t_1 = 8,1 \text{ mm}$$

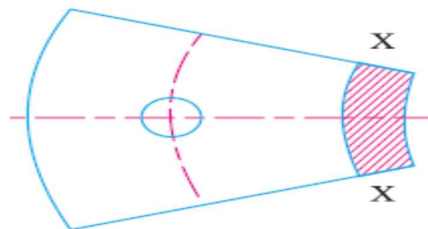
Cálculo del espesor t2:

Podemos determinar t2 considerando la flexión. Consideramos una porción de la brida del cilindro bajo la influencia de un perno como se muestra en la siguiente figura.

La carga del perno produce una tensión de flexión en la sección X-X.



$$e = \frac{d}{2} - \left(\frac{d_g}{2} + t \right)$$





Hallamos e:

$$e = \frac{106,51 \text{ mm}}{2} - \left(\frac{72,51 \text{ mm}}{2} + 5 \text{ mm} \right)$$

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

Calculamos el momento en el centro del agujero del perno:

Siendo:

- Fuerza actuante Fa: 368.06 Kg'

Se trata de la fuerza que efectúa sobre los espárragos

$$Fa = Pint \times Sup_{piston}$$

$$Fa = 8.15 \frac{kg}{cm^2} \times 1,1 \times \frac{\pi \times (7.23 \text{ cm})^2}{4}$$

$$Fa = 368,06 \text{ Kg}$$

- Cantidad de espárragos n: 4
- Momento actuante de cada bulón M:

$$M = \frac{Fa * e}{n}$$

$$M = \frac{368,06 \text{ Kg} * 1,2 \text{ cm}}{4}$$

$$M = 110,42 \text{ Kg.cm}$$

Conociendo la tensión admisible del material de la brida, planteamos la ecuación de la flexión

Siendo:

- Tensión admisible del material del cilindro Tadm: 387,76 Kg/cm²
- Radio exterior del cilindro R:

$$R = \frac{D}{2} + t$$

$$R = \frac{72,51 \text{ mm}}{2} + 5 \text{ mm}$$

$$R = 41,25 \text{ mm} = 4,12 \text{ cm}$$

- Perímetro circunferencial exterior pc:

$$pc = \frac{2 \pi R}{n}$$

$$pc = \frac{2\pi * 4,12 \text{ cm}}{4}$$

$$pc = 6,47 \text{ cm}$$

- Módulo resistente X-X, Wxx:

$$W_{xx} = \frac{1}{6} pc (t^2)^2$$

Despejando t_2 de la ecuación anterior obtenemos

$$t_2 = \sqrt{\frac{6 \times M}{pc \times T_{adm}}}$$

$$t_2 = \sqrt{\frac{6 * 110,42 \text{ Kg. cm}}{6,47 \text{ cm} * 387,76 \text{ Kg/cm}^2}}$$

$$t_2 = 0,51 \text{ cm} = 5,14 \text{ mm}$$

Cálculo de diámetro exterior D_o :

Hallaremos D_o mediante la siguiente relación geométrica.

$$D_o = D_p + 3d_1$$

Siendo:

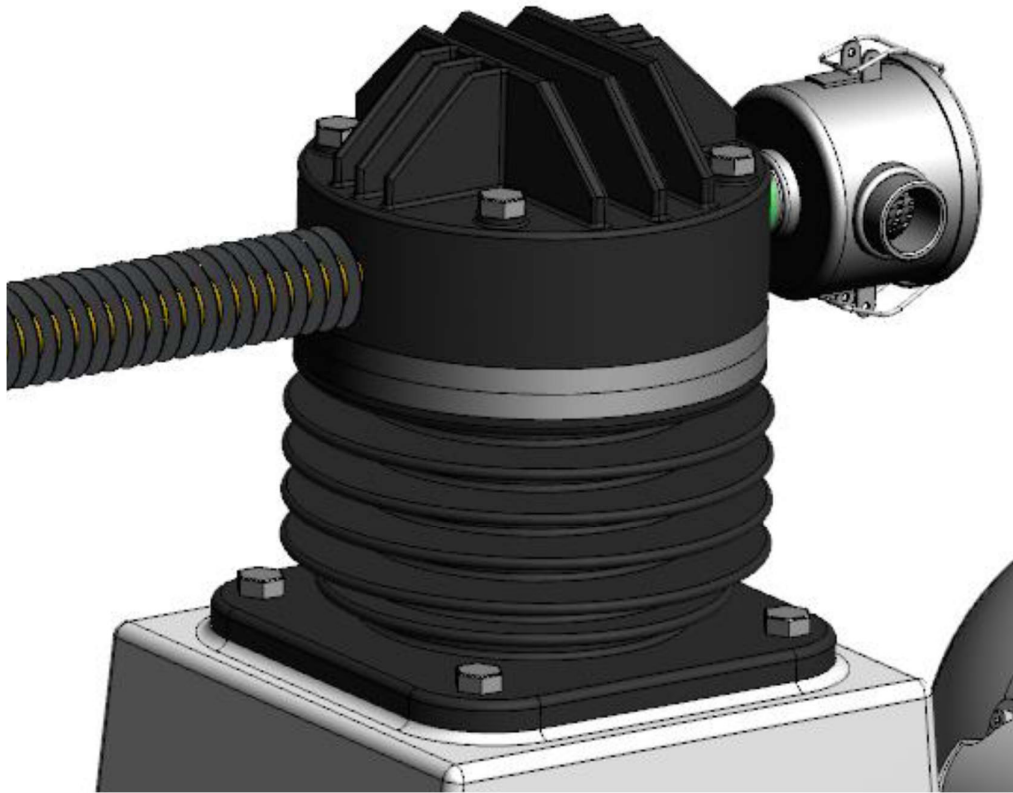
- Diámetro primitivo D_p : 106,51 mm
- Diámetro del esparrago d_1 : 8 mm

$$D_o = 106,51 \text{ mm} + 3 * 8 \text{ mm}$$

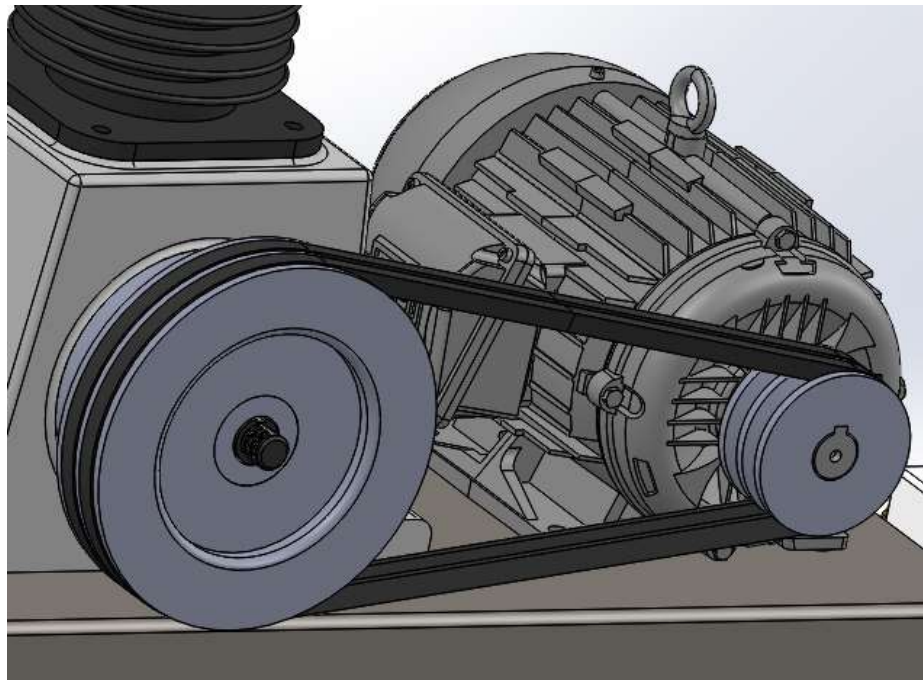
$$D_o = 130,51 \text{ mm}$$

Resumiendo

Diámetro exterior (D_o)	130,51	mm
Diámetro entre centros de esparrago (D_p)	106,51	mm
Espesor de tapa (t_1)	8,1	mm
Espesor de brida (t_2)	5,14	mm
Espesor de pared del cilindro (t)	5	mm
Diámetro de esparrago (d_1)	8	mm
Agujero en espesor t_1 : 1,1 x d_1	8,8	mm



Motor y transmisión de potencia



Como primicia, nos basaremos en los siguientes datos para realizar la selección de componentes

DATOS		
Potencia a transmitir (N_a)	1,19	HP
Nº de revolución de entrada	1437	RPM
Nº de revolución de salida	744.6	RPM
Relación de transmisión (i)	1,93	i
Distancia entre ejes	400	mm
Maquina accionante	Motor eléctrico	
Maquina accionada	Compresor de 1 cilindro	
Horas de servicio	8	hs

Potencia de cálculo

$$NC = Na \times Cs$$

Llamamos “potencia de cálculo” a la potencia que utilizaremos considerada la mínima necesaria para seleccionar el motor eléctrico en el catálogo.

Siendo:

- N_a : Potencia absorbida.

$$N_a = 1,19 \text{ HP}$$

- C_s : Coeficiente de corrección en función de la maquina accionante y accionada

Máquina Movida	Máquina Motriz					
	Motor eléctrico sincrónico. Motor de combustión interna multicilindro. Turbinas.			Motor eléctrico de alto par. Motor de combustión interna monocilindro.		
	8 h/día	16 h/día	24 h/día	8 h/día	16 h/día	24 h/día
Carga ligera Agitadores de líquidos. Bombas y compresores centrifugos. Transportadores de banda. Ventiladores. Máquinas herramientas de corte continuo.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Carga normal Bombas y compresores de 3 y más cilindros. Transportadores de cadena. Fresadoras	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Carga pesada Bombas y compresores de uno y dos cilindros. Elevadores de cangilones. Cepilladoras y mortajadoras.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Carga muy pesada Mecanismos de elevación de grúas. Prensas. Cizallas.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

15

$$C_s = 1,2$$

Se utiliza el coeficiente $C_s=1,2$ ya que se considera al equipo en cuestión de utilidad hobbista, es decir que no será utilizado de manera profesional, sino que se utilizara para trabajos esporádicos y de baja exigencia. Es por esto que consideramos un uso de 8 horas diarias.

- NC: Potencia de cálculo.

$$NC = 1,19 \text{ HP} * 1,2$$

$$NC = 1,42 \text{ HP} = 1,06 \text{ kW}$$

Con esta potencia necesaria calculada, nos encontramos en condiciones de seleccionar el motor eléctrico:

Se selecciona un motor marca WEG W22 Monofásico – Con condensador de arranque

- Tensión alimentación: 220 Vac
- Potencia: 1,1 kW
- RPM: 1440

¹⁵ Diseño Industrial (UBA) - Tecnología III

- Carcasa: 90S
- Peso: 25,5 Kg

W22 Monofásico - Con condensador de arranque o arranque y permanente - 50 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (kgfm)	Corriente con rotor trabado I/In	Par con rotor trabado TVTn	Par Máximo Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)	Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	% de la potencia nominal						Corriente nominal In (A)	
kW	HP											Rendimiento			Factor de potencia			220 V	440 V
												50	75	100	50	75	100		
I Polos																			
0,12	0,16	63	0,041	3,3	0,7	2,1	0,0002	20	9,0	47	2820	33,0	43,0	51,0	0,80	0,86	0,92	1,16	0,580
0,18	0,25	63	0,061	6,5	2,6	2,5	0,0002	5	10,3	47	2890	37,2	47,8	54,5	0,82	0,88	0,90	1,67	0,835
0,25	0,33	63	0,085	5,8	2	2,1	0,0002	5	10,5	47	2870	43,1	53,6	59,5	0,76	0,85	0,95	2,02	1,01
0,37	0,5	71	0,123	8,5	2,4	2,9	0,0005	6	13,0	57	2930	51,0	62,0	69,5	0,72	0,82	0,86	2,82	1,41
0,55	0,75	71	0,183	7,5	2,2	2,2	0,0006	5	13,5	57	2920	52,8	63,5	71,5	0,87	0,94	0,97	3,61	1,80
0,75	1	80	0,251	7,6	2,1	2,4	0,0010	9	18,0	62	2915	60,5	71,7	75,0	0,62	0,84	0,89	5,11	2,56
1,1	1,5	80	0,374	6,3	2,3	2,0	0,0011	11	19,0	62	2865	69,0	77,9	78,6	0,70	0,91	0,94	6,77	3,39
1,5	2	90S	0,504	7,3	2	2,2	0,0022	7	24,0	66	2900	73,9	79,2	80,0	0,85	0,90	0,94	9,07	4,54
2,2	3	90L	0,740	6,8	2,3	2,1	0,0028	6	27,0	66	2895	75,5	80,0	80,0	0,90	0,93	0,96	13,1	6,53
3	4	100L	1,01	6,1	1,95	2,1	0,0070	6	40,0	69	2895	75,0	80,5	81,0	0,89	0,95	0,96	17,5	8,77
3,7	5	112M	1,24	8,0	2,4	2,5	0,0095	6	48,5	69	2910	82,0	85,2	85,0	0,93	0,95	0,97	20,4	10,2
5,5	7,5	132M	1,85	7,7	2,4	2,6	0,0234	6	71,0	69	2900	80,7	84,7	85,0	1,00	1,00	0,99	29,8	14,90
7,5	10	132M	2,50	9,0	1,8	3,1	0,0288	6	80,0	69	2920	82,7	85,8	86,0	0,94	0,96	0,97	41,0	20,50
9,2	12,5	132M/L	3,07	8,5	1,7	2,9	0,0342	6	88,5	69	2920	86,1	88,3	88,0	0,99	0,99	0,99	48,0	24,0
IV Polos																			
0,18	0,25	71	0,121	5,8	3,8	2,6	0,0008	12	13,2	53	1450	38,8	49,0	55,5	0,56	0,64	0,73	2,02	1,01
0,25	0,33	71	0,169	6,4	4	2,3	0,0009	9	13,7	53	1440	42,7	53,0	59,0	0,65	0,73	0,78	2,47	1,23
0,37	0,5	71	0,254	5,9	2,8	1,8	0,0009	16	14,1	53	1420	53,0	62,5	67,0	0,73	0,80	0,87	2,89	1,45
0,55	0,75	80	0,368	6,6	2,1	2,3	0,0030	7	18,3	53	1455	52,2	61,7	66,5	0,56	0,69	0,78	4,82	2,41
0,75	1	80	0,509	6,5	2,1	1,9	0,0032	6	18,7	53	1435	61,0	68,3	70,0	0,75	0,86	0,92	5,20	2,60
1,1	1,5	90S	0,744	6,6	2	1,9	0,0055	9	25,5	56	1440	63,1	70,8	73,5	0,90	0,94	0,95	7,16	3,58
1,5	2	90L*	1,01	7,5	2,4	1,9	0,0066	6	28,0	56	1450	65,8	73,3	75,5	0,94	0,96	0,97	9,32	4,66
2,2	3	100L	1,48	6,7	2	2,2	0,0097	10	38,5	56	1450	73,9	79,5	77,5	0,84	0,90	0,93	13,9	6,94
3	4	112M	2,04	6,7	2,4	2,4	0,0164	9	49,0	58	1430	72,4	78,0	78,5	0,81	0,91	0,93	18,7	9,36
3,7	5	132M	2,49	6,5	2,5	2,4	0,0357	6	67,0	61	1450	70,0	76,7	79,0	0,89	0,94	0,95	22,4	11,2
5,5	7,5	132M	3,69	7,0	2,9	2,5	0,0543	6	82,2	61	1450	73,7	79,5	81,5	0,89	0,93	0,95	32,2	16,1
7,5	10	132M*	5,07	6,0	2,7	2,5	0,0543	6	86,5	61	1440	77,0	81,9	83,0	0,85	0,91	0,93	44,2	22,1
Carcasas opcionales																			
0,37	0,5	80	0,245	6,0	2,0	2,8	0,0024	6	16,0	53	1470	40,0	50,0	57,0	0,54	0,65	0,75	3,94	1,97
3,7	5	112M*	2,52	6,0	2,3	2,2	0,0184	7	51,0	58	1430	72,5	78,2	78,5	0,81	0,88	0,91	23,6	11,8

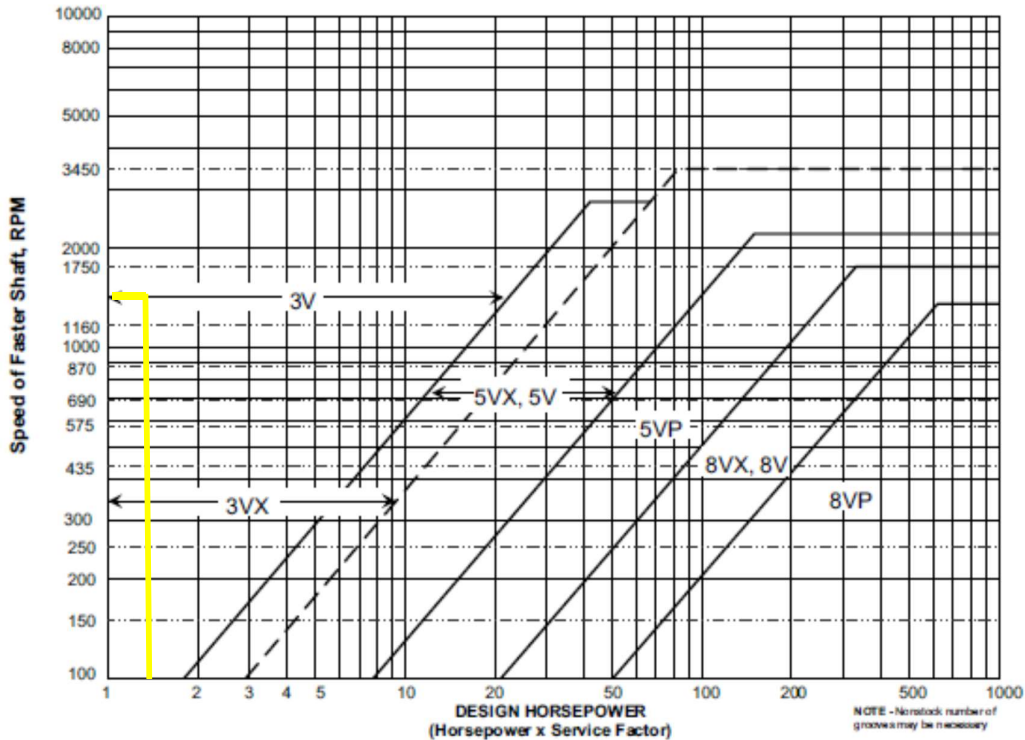
Correcciones:		
Rpm de entrada	1440	RPM
Relación de transmisión	1,93	i

Selección del perfil de la correa

Se utilizarán los siguientes datos para poder realizar la selección de la correa

- NC: 1,42 HP
- RPM de patea menor: 1440

Y se seleccionará el perfil con el siguiente diagrama:



Seleccionamos la sección de correa 3V de la marca Gates.

Super HC® V-Belts

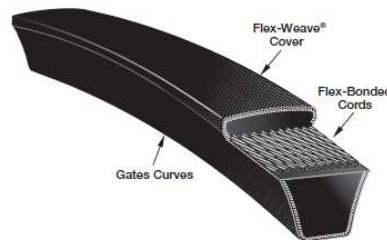
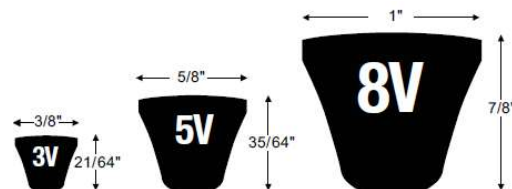
Pioneered by Gates, these "narrow" cross-sections can transmit up to three times the horsepower of the classical cross-sections (A, B, C, and D) in the same amount of drive space.

Markets/Applications

Suitable for all industrial applications, particularly where space, weight and horsepower capacity are critical.

Features/Advantages

- **Gates Curves** provide proper cord support and full contact with the sheave-groove for uniform loading, uniform wear, and increased belt life.
- **Flex-Bonded Cords** are strongly bonded to the body of the belt resulting in equal load distribution and the absorption of bending stress without cord deterioration.
- The **Flex-Weave Cover** is a patented construction for longer cover life, providing extended protection to the core of the belt from oil, dirt, and heat.
- Meets RMA **oil and heat resistant** standards.
- Meets RMA **static conductivity** requirements.



Activar V
Ve a Config

Determinación de diámetro primitivo mínimo de polea recomendado

Para determinar el diámetro mínimo de polea, debemos recurrir al catálogo del fabricante de correas que se muestra a continuación:

Table No. B2

Minimum Recommended Sheave Outside Diameters
for General Purpose Electric Motors
Super HC[®] V-Belts, Super HC Molded Notch,
Super HC PowerBand[®] Belts,
Super HC Molded Notch PowerBand Belts

** For U.S. Only

Motor Horse-power	Motor RPM (60 cycle and 50 cycle Electric Motors)						Motor Horse-power
	575 485*	690 575*	870 725*	1160 950*	1750 1425*	3450 2850*	
1/2	—	—	2.2	—	—	—	1/2
3/4	—	—	2.4	2.2	—	—	3/4
1	3.0	2.5	2.4	2.4	2.2	—	1
1 1/2	3.0	3.0	2.4	2.4	2.4	2.2	1 1/2
2	3.8	3.0	3.0	2.4	2.4	2.4	2
3	4.5	3.8	3.0	3.0	2.4	2.4	3
5	4.5	4.5	3.8	3.0	3.0	2.4	5
7 1/2	5.2	4.5	4.4	3.8	3.0	3.0	7 1/2
10	6.0	5.2	4.4	4.4	3.8	3.0	10
15	6.8	6.0	5.2	4.4	4.4	3.8	15
20	8.2	6.8	6.0	5.2	4.4	4.4	20
25	9.0	8.2	6.8	6.0	4.4	4.4	25
30	10.0	9.0	6.8	6.8	5.2	—	30
40	10.0	10.0	8.2	6.8	6.0	—	40
50	11.0	10.0	8.4	8.2	6.8	—	50
60	12.0	11.0	10.0	8.0	7.4	—	60
75	14.0	13.0	9.5	10.0	8.6	—	75
100	18.0	15.0	12.0	10.0	8.6	—	100
125	20.0	18.0	15.0	12.0	10.5#	—	125
150	22.0	20.0	18.0	13.0	10.5	—	150
200	22.0	22.0	22.0	—	13.2	—	200
250	22.0	22.0	—	—	—	—	250
300	27.0	27.0	—	—	—	—	300

*These RPM are for 50 cycle electric motors.
#9.5 for Frame Number 444T.

Data in the white area of Table No. B2 are from NEMA Standard MG-1-14.42, November, 1978. Data in the gray area are from MG-1-14.43, January, 1988. Data in the blue area are a composite of electric motor manufacturers data. They are generally conservative, and specific motors and bearings may permit the use of a smaller motor sheave. Consult the motor manufacturer.

Con los datos observados en la tabla, nos queda:

Diám. primitivo mínimo	2,4	in
	60,96	mm

Selección de la correa:

TRABAJO PRÁCTICO N°3: MAQUINA SERIADA – COMPRESORES A PISTON

Profesor: Ing. Federico Gastón Trejo Ponce; JTP: Ing. Diego Perreti; JTP: Ing. Fernando Babez

Ingresando en la tabla con nuestro dato de relación de transmisión 1,93:1 y verificando que la polea menor sea mayor que la mínima recomendada, nos desplazamos horizontalmente hasta encontrar la distancia entre centros requerida, en este caso 15,9”.

Como ingresando con $i=1.93$ no verificaba la condición de que la polea menor sea mayor que la mínima recomendada seleccionamos la inmediatamente superior



Sheave Outside Diameters		Speed Ratio	V-Belt No. and Center Distance																															
Small Sheave	Larger Sheave		3V	3V	3V	3VX	3VX	3V	3V	3VX	3VX	3V	3V	3VX	3VX	3V	3V	3VX	3VX	3V	3V	3VX	3VX	3V	3V	3VX	3VX	3V	3V	3VX	3VX			
2.50	4.75	1.92	6.7	7.5	8.2	8.7	9.2	10.0	10.5	11.0	11.8	12.0	12.6	13.0	13.5	13.8	14.3	15.0	15.5	16.8	17.5	18.0	18.6	19.3	20.3									
3.15	6.00	1.92	5.1	5.9	6.7	7.2	7.7	8.4	8.9	9.5	10.2	10.5	11.0	11.5	12.0	12.2	12.7	13.5	14.0	15.2	15.9	16.5	17.1	17.8	18.8									
3.35	6.50	1.95			6.1	6.6	7.1	7.9	8.4	8.9	9.6	9.9	10.4	10.9	11.4	11.7	12.2	12.9	13.4	14.7	15.4	15.9	16.5	17.2	18.2									
5.30	10.60	2.01																		9.6	10.4	10.9	11.6	12.2	13.2	14.4	15.4	16.5	17.7	18.8	19.9	21.0	22.1	
2.50	5.00	2.02	6.5	7.3	8.0	8.5	9.0	9.8	10.3	10.8	11.5	11.8	12.3	12.8	13.3	13.6	14.1	14.8	15.3	16.6	17.3	17.8	18.4	19.1	20.1									
2.65	5.30	2.02	5.1	5.9	7.5	8.1	8.7	9.4	10.0	10.4	11.2	11.4	12.0	12.4	12.9	13.2	13.7	14.4	14.9	16.2	16.9	17.5	18.1	18.7	19.4									
2.80	5.60	2.02	5.7	6.5	7.3	7.8	8.3	9.0	9.6	10.1	10.8	11.1	11.6	12.1	12.6	12.8	13.3	14.1	14.6	15.8	16.5	17.1	17.7	18.3	19.4									
3.00	6.00	2.02	5.2	6.0	6.8	7.3	7.8	8.5	9.1	9.6	10.3	10.6	11.1	11.6	12.1	12.3	12.8	13.6	14.1	15.4	16.1	16.6	17.2	17.9	18.9									
2.35	4.75	2.04	6.8	7.6	8.3	8.8	9.3	10.1	10.7	11.1	11.9	12.1	12.7	13.1	13.6	13.9	14.4	15.1	15.6	16.9	17.6	18.1	18.7	19.4	20.4									
6.90	14.00	2.04																																
2.20	4.50	2.07	7.1	7.9	8.7	9.2	9.7	10.4	11.0	11.4	12.2	12.4	13.0	13.4	13.9	14.2	14.7	15.4	15.9	17.2	17.9	18.5	19.1	19.7	20.7									
3.15	6.50	2.08		5.4	6.2	6.7	7.2	8.0	8.6	9.0	9.8	10.0	10.6	11.0	11.5	11.8	12.3	13.1	13.6	14.8	15.5	16.1	16.7	17.3	18.3									
3.35	6.90	2.08		5.7	6.2	6.7	7.5	8.1	8.5	9.3	9.5	10.1	10.6	11.1	11.3	11.8	12.6	13.1	14.3	15.0	15.6	16.2	16.9	17.9	18.9									
2.65	5.60	2.13	5.8	6.6	7.4	7.9	8.4	9.2	9.7	10.2	10.9	11.2	11.7	12.2	12.7	12.9	13.4	14.2	14.7	16.0	16.7	17.2	17.8	18.5	19.5									
5.00	10.60	2.13																		9.6	10.6	11.1	11.8	12.4	13.5	14.4	15.4	16.5	17.7	18.8	19.9	21.0	22.1	
2.50	5.30	2.14	6.2	7.0	7.7	8.3	8.8	9.5	10.1	10.5	11.3	11.5	12.1	12.5	13.0	13.3	13.8	14.6	15.1	16.3	17.0	17.6	18.2	18.8	19.8									
2.35	5.00	2.15	6.6	7.4	8.1	8.6	9.1	9.9	10.4	10.9	11.7	11.9	12.5	12.9	13.4	13.7	14.2	14.9	15.4	16.7	17.4	17.9	18.5	19.2	20.2									
2.80	6.00	2.16	5.3	6.1	6.8	7.4	7.9	8.7	9.2	9.7	10.5	10.7	11.3	11.7	12.2	12.5	13.0	13.7	14.2	15.5	16.2	16.8	17.4	18.0	19.0									
6.50	14.00	2.16																																
2.20	4.75	2.19	6.9	7.7	8.4	9.0	9.5	10.2	10.8	11.2	12.0	12.2	12.8	13.2	13.7	14.0	14.5	15.2	15.7	17.0	17.7	18.2	18.8	19.5	20.5									
3.00	6.50	2.19		5.5	6.3	6.8	7.3	8.1	8.7	9.1	9.9	10.1	10.7	11.2	11.7	11.9	12.4	13.2	13.7	14.9	15.6	16.2	16.8	17.5	18.5									
3.15	6.90	2.21		5.8	6.3	6.8	7.6	8.2	8.7	9.4	9.7	10.2	10.7	11.2	11.5	12.0	12.7	13.2	14.5	15.2	15.7	16.3	17.0	18.0	19.0									
3.65	8.00	2.21							6.8	7.3	8.1	8.3	8.9	9.3	9.9	10.1	10.6	11.4	11.9	13.2	13.9	14.4	15.0	15.7	16.7	17.7								
4.75	10.60	2.24																		9.2	9.7	10.0	10.7	11.3	11.9	12.6	13.6	14.6	15.7	16.8	17.9	18.9	19.9	21.0
2.50	5.60	2.27	5.9	6.7	7.5	8.0	8.5	9.3	9.8	10.3	11.0	11.3	11.8	12.3	12.8	13.0	13.5	14.3	14.8	16.1	16.8	17.3	17.9	18.6	19.6									
2.35	5.30	2.28	6.3	7.1	7.9	8.4	8.9	9.6	10.2	10.6	11.4	11.6	12.2	12.7	13.2	13.4	13.9	14.7	15.2	16.4	17.1	17.7	18.3	18.9	19.9									
2.65	6.00	2.29	5.4	6.2	7.0	7.5	8.0	8.8	9.4	9.8	10.6	10.8	11.4	11.8	12.3	12.6	13.1	13.9	14.4	15.6	16.3	16.9	17.5	18.1	19.1									
2.20	5.00	2.30	6.7	7.5	8.2	8.7	9.2	10.0	10.6	11.0	11.8	12.0	12.6	13.0	13.5	13.8	14.3	15.0	15.5	16.8	17.5	18.0	18.6	19.3	20.3									
3.00	6.90	2.32		5.9	6.4	6.9	7.7	8.3	8.8	9.5	9.8	10.3	10.8	11.3	11.6	12.1	12.8	13.3	14.6	15.3	15.9	16.5	17.1	18.1	19.1									
6.90	14.00	2.34																																
2.80	6.50	2.35		5.6	6.4	6.9	7.5	8.2	8.8	9.3	10.0	10.3	10.8	11.3	11.8	12.1	12.6	13.3	13.8	15.1	15.8	16.3	16.9	17.6	18.6									
10.60	25.00	2.36																																
4.50	10.60	2.37																																
8.00	19.00	2.38																																
2.35	5.60	2.41	6.0	6.8	7.5	8.1	8.6	9.4	9.9	10.4	11.1	11.4	11.9	12.4	12.9	13.2	13.7	14.4	14.9	16.2	16.9	17.4	18.0	18.7	19.7									
3.35	8.00	2.41							6.4	7.0	7.5	8.3	8.5	9.1	9.6	10.1	10.3	10.8	11.6	12.1	13.4	14.1	14.7	15.3	15.9	16.9								
2.50	6.00	2.43	5.5	6.3	7.1	7.6	8.1	8.9	9.5	9.9	10.7	10.9	11.5	11.9	12.5	12.7	13.2	14.0	14.5	15.7	16.4	17.0	17.6	18.2	19.2									
2.20	5.30	2.44	6.4	7.2	8.0	8.5	9.0	9.7	10.3	10.7	11.5	11.8	12.3	12.8	13.3	13.5	14.0	14.8	15.3	16.5	17.2	17.8	18.4	19.0	20.0									
2.65	6.50	2.48		5.7	6.5	7.0	7.6	8.3	8.9	9.4	10.1	10.4	10.9	11.4	11.9	12.2	12.7	13.4	13.9	15.2	15.9	16.5	17.1	17.7	18.7									
2.80	6.90	2.49		6.0	6.6	7.1	7.9	8.4	8.9	9.7	9.9	10.5	10.9	11.4	11.7	12.2	13.0	13.5	14.7	15.4	16.0	16.6	17.3	18.3	19.3									
5.60	14.00	2.51																																
3.15	8.00	2.56							6.6	7.1	7.6	8.4	8.7	9.2	9.7	10.2	10.5	11.0	11.7	12.3	13.5	14.2	14.8	15.4	16.1	17.1								
2.20	5.60	2.58	6.1	6.9	7.7	8.2	8.7	9.5	10.0	10.5	11.2	11.5	12.1	12.5	13.0	13.3	13.8	14.5	15.0	16.3	17.0	17.5	18.1	18.8	19.8									
2.35	6.00	2.59	5.6	6.4	7.2	7.7	8.2	9.0	9.6	10.0	10.8	11.0	11.6	12.1	12.6	12.8	13.3	14.1	14.6	15.8	16.5	17.1	17.7	18.4	19.4									
4.12	10.60	2.59																		8.6	9.1	10.4	11.2	11.7	12.4	13.0	14.1							
2.50	6.50	2.63	5.0	5.8	6.6	7.1	7.7	8.4	9.0	9.5	10.2	10.5	11.0	11.5	12.0	12.3	12.8	13.5	14.0	15.3	16.0	16.6	17.2	17.8	18.8									
2.65	6.90	2.63		5.3	6.1	6.7	7.2	8.0	8.5	9.0	9.8	10.0	10.6	11.0	11.6	11.8	12.3	13.1	13.6	14.8	15.6	16.1	16.7	17.4	18.4									
5.30	14.00	2.66																																

Tolerancia de la distancia entre centros elegida en la tabla anterior:

Stock Belt Center Distance Tolerances		
Super HC Belts Belt Length Designation		Center Distance Tolerances (in)
Over 250	To 500	+/- 0.15
Over 500	To 800	+/- 0.20
Over 800	To 1000	+/- 0.25
Over 1000	To 1400	+/- 0.30
Over 1400	To 3000	+/- 0.40
Over 3000	To 4000	+/- 0.50
Over 4000	To 5000	+/- 0.60

Diferencia e/teórico y x tabla	0,15	in
	3,86	mm
Verificación	Verifica	

Resumiendo, nos queda:

Relación de transmisión	1,93:1	
Diámetro polea conductora (motor)	3,35	in
Diámetro polea conducida (compresor)	6,50	in
Distancia entre centros (deseada)	400,00	mm
	15,75	in
Distancia entre centros (x tabla)	15,90	in
	403,86	mm
Diferencia e/teorico y x tabla	3.86	mm
Largo correa	47,42	in
	1204,48	mm
Código correa	3V475	

Potencia transmitida por polea

Factor de corrección de potencia por correa

Key to Horsepower Correction Factor

0.7

0.8

0.9

1.0

1.1

1.2

Utilizaremos la siguiente tabla del fabricante para poder obtener la Potencia básica por correa ingresando con el Nro de RPM del eje veloz por la fila y el diámetro de su polea en la columna.

Rated Horsepower per Belt for 3VX Super HC® Molded Notch V-Belts and Super HC Molded Notch PowerBand® Belts

TRABAJO PRÁCTICO N°3: MAQUINA SERIADA – COMPRESORES A PISTON

Profesor: Ing. Federico Gastón Trejo Ponce; JTP: Ing. Diego Perreti; JTP: Ing. Fernando Babez

RPM of Faster Shaft	Basic Horsepower per Belt for Small Sheave Outside Diameter																			
	2.20	2.35	2.50	2.65	2.80	3.00	3.15	3.35	3.65	4.12	4.50	4.75	5.00	5.30	5.60	6.00	6.50	6.90	8.00	10.6
575	0.55	0.64	0.73	0.83	0.92	1.04	1.13	1.25	1.43	1.72	1.94	2.09	2.24	2.41	2.59	2.82	3.11	3.34	3.97	5.42
690	0.64	0.75	0.86	0.97	1.08	1.22	1.33	1.48	1.69	2.02	2.29	2.47	2.64	2.85	3.06	3.33	3.67	3.96	4.69	6.39
725	0.66	0.78	0.90	1.01	1.13	1.28	1.39	1.54	1.77	2.12	2.40	2.58	2.76	2.98	3.20	3.49	3.84	4.13	4.90	6.69
870	0.77	0.91	1.05	1.18	1.32	1.50	1.63	1.81	2.08	2.49	2.82	3.04	3.26	3.51	3.77	4.11	4.53	4.87	5.78	7.87
950	0.83	0.98	1.13	1.28	1.42	1.62	1.77	1.96	2.25	2.70	3.06	3.29	3.52	3.80	4.08	4.45	4.91	5.27	6.25	8.51
1160	0.98	1.16	1.34	1.52	1.69	1.93	2.10	2.34	2.68	3.22	3.65	3.93	4.21	4.55	4.88	5.32	5.87	6.30	7.47	10.1
1425	1.16	1.38	1.59	1.81	2.02	2.31	2.52	2.80	3.22	3.86	4.38	4.72	5.06	5.46	5.86	6.38	7.03	7.55	8.94	12.1
1750	1.37	1.63	1.85	2.13	2.41	2.75	3.01	3.34	3.85	4.63	5.25	5.65	6.06	6.53	7.01	7.63	8.40	9.01	10.6	14.2
2850	2.00	2.41	2.81	3.21	3.61	4.14	4.53	5.05	5.82	6.99	7.92	8.53	9.12	9.82	10.5	11.4	12.5	13.3	15.5	
3450	2.30	2.78	3.26	3.74	4.21	4.82	5.28	5.89	6.78	8.15	9.21	9.90	10.6	11.4	12.1	13.1	14.3	15.2		
200	0.22	0.26	0.29	0.33	0.36	0.41	0.44	0.48	0.55	0.66	0.74	0.80	0.85	0.92	0.98	1.07	1.18	1.27	1.50	2.05
400	0.40	0.47	0.54	0.60	0.67	0.75	0.82	0.91	1.03	1.24	1.40	1.50	1.61	1.73	1.86	2.03	2.23	2.40	2.85	3.89
600	0.57	0.66	0.76	0.86	0.95	1.08	1.18	1.30	1.49	1.78	2.02	2.17	2.33	2.51	2.69	2.93	3.23	3.47	4.13	5.63
800	0.72	0.85	0.98	1.10	1.23	1.39	1.52	1.68	1.93	2.31	2.62	2.82	3.02	3.26	3.50	3.81	4.20	4.51	5.36	7.30
1000	0.87	1.02	1.18	1.34	1.49	1.69	1.85	2.05	2.35	2.82	3.20	3.45	3.69	3.98	4.27	4.66	5.14	5.52	6.55	8.90
1200	1.01	1.19	1.38	1.56	1.74	1.99	2.17	2.41	2.76	3.32	3.76	4.05	4.34	4.69	5.03	5.48	6.04	6.49	7.69	10.4
1400	1.14	1.36	1.57	1.78	1.99	2.27	2.48	2.75	3.17	3.80	4.32	4.65	4.98	5.37	5.77	6.29	6.93	7.43	8.80	11.9
1600	1.27	1.52	1.76	1.99	2.23	2.55	2.78	3.09	3.56	4.28	4.85	5.23	5.60	6.04	6.48	7.06	7.78	8.35	9.87	13.2
1800	1.40	1.67	1.94	2.20	2.47	2.82	3.08	3.43	3.94	4.74	5.38	5.79	6.21	6.70	7.18	7.82	8.61	9.23	10.9	14.5
2000	1.52	1.82	2.11	2.40	2.70	3.08	3.37	3.75	4.32	5.19	5.89	6.34	6.79	7.33	7.86	8.55	9.41	10.1	11.9	15.7
2200	1.64	1.96	2.28	2.60	2.92	3.34	3.65	4.07	4.68	5.63	6.39	6.88	7.37	7.94	8.51	9.26	10.2	10.9	12.8	16.8
2400	1.75	2.10	2.45	2.80	3.14	3.59	3.93	4.38	5.04	6.06	6.88	7.40	7.92	8.54	9.15	9.95	10.9	11.7	13.7	
2600	1.87	2.24	2.61	2.98	3.35	3.84	4.20	4.68	5.39	6.48	7.35	7.91	8.47	9.12	9.77	10.6	11.6	12.4	14.5	
2800	1.97	2.37	2.77	3.17	3.56	4.08	4.47	4.98	5.73	6.89	7.81	8.40	8.99	9.68	10.4	11.2	12.3	13.1	15.3	
3000	2.08	2.50	2.93	3.35	3.76	4.31	4.72	5.26	6.06	7.29	8.26	8.88	9.50	10.2	10.9	11.8	13.0	13.8	16.0	
3200	2.18	2.63	3.08	3.52	3.96	4.54	4.98	5.55	6.39	7.68	8.69	9.34	9.99	10.7	11.5	12.4	13.6	14.4		
3400	2.28	2.75	3.23	3.69	4.16	4.77	5.22	5.82	6.71	8.05	9.11	9.79	10.5	11.2	12.0	13.0	14.1	15.0		
3600	2.37	2.87	3.37	3.86	4.35	4.99	5.46	6.09	7.01	8.42	9.52	10.2	10.9	11.7	12.5	13.5	14.7			
3800	2.47	2.99	3.51	4.02	4.53	5.20	5.70	6.35	7.31	8.77	9.91	10.6	11.3	12.2	13.0	14.0	15.2			
4000	2.56	3.10	3.65	4.18	4.71	5.41	5.92	6.60	7.60	9.11	10.3	11.0	11.8	12.6	13.4	14.4				

En la siguiente tabla obtendremos la Potencia adicional por ratio ingresando en la fila con el Nro de RPM y en la columna con la relación de transmisión i.

RPM of Faster Shaft	Additional Horsepower per Belt for Speed Ratio									
	1.00 to 1.01	1.02 to 1.03	1.04 to 1.06	1.07 to 1.09	1.10 to 1.13	1.14 to 1.18	1.19 to 1.25	1.26 to 1.35	1.36 to 1.57	1.58 and over
575	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.08
690	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.08
725	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.08
870	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12
950	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13
1160	0.00	0.02	0.04	0.05	0.07	0.08	0.11	0.13	0.15	0.16
1425	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.16	0.18	0.20
1750	0.00	0.03	0.06	0.08	0.11	0.14	0.17	0.19	0.22	0.25
2850	0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	0.40
3450	0.00	0.05	0.11	0.16	0.22	0.27	0.33	0.38	0.43	0.49
200	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03
400	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06
600	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.08
800	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.11
1000	0.00	0.02	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.11	0.13	0.14
1200	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17
1400	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.18	0.20
1600	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.15	0.18	0.20	0.23
1800	0.00	0.03	0.06	0.08	0.11	0.14	0.17	0.20	0.23	0.25
2000	0.00	0.03	0.06	0.09	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28
2200	0.00	0.03	0.07	0.10	0.14	0.17	0.21	0.24	0.28	0.31
2400	0.00	0.04	0.08	0.11	0.15	0.19	0.23	0.26	0.30	0.34
2600	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.25	0.29	0.33	0.37
2800	0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.26	0.31	0.35	0.40
3000	0.00	0.05	0.09	0.14	0.19	0.24	0.28	0.33	0.38	0.42
3200	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45
3400	0.00	0.05	0.11	0.16	0.21	0.27	0.32	0.37	0.43	0.48
3600	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.40	0.45	0.51
3800	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.54
4000	0.00	0.06	0.13	0.19	0.25	0.31	0.38	0.44	0.50	0.57

Resumiendo los datos obtenidos por tabla nos queda:

Potencia básica por correa	2,8	HP
Potencia adicional por ratio	0,20	HP
Factor de corrección de potencia por correa	0,90	

La potencia que será capaz de transmitir cada correa será:

$$N_c = (N_b + N_a) * F_c$$

$$N_c = (2,8 \text{ HP} + 0,2 \text{ HP}) * 0,9$$

$$N_c = 2,7 \text{ HP}$$

Cantidad de correas necesarias:

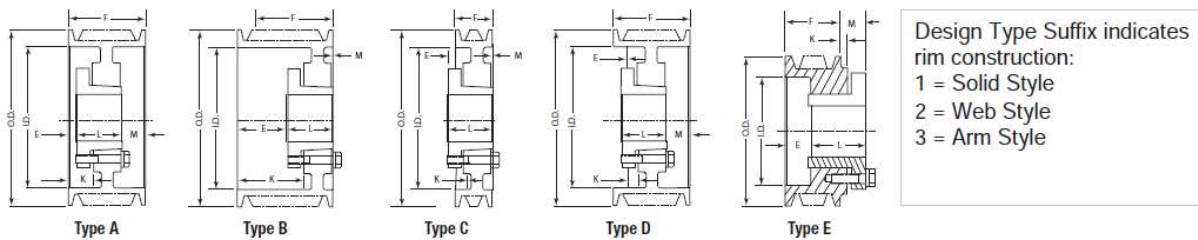
$$n = \frac{N_n}{N_c}$$

$$n = \frac{1,5}{2,7}$$

Adoptamos: $n = 1$

Selección de poleas

Diseños de poleas que ofrece el fabricante:



Catálogo de poleas para doble correa con perfil 3V.

3V - 1 Groove											
Part Number	Outside Dia. (in)	Pitch Dia. (in)	Design Type	Dimensions (in)					Bushing Size	Max. Bushing Bore (in)	Approx. Weight (lb)
				F	E	K	L	M			
QD1/3V2.20	2.20	2.20	E1	1.13	0.59	0.13	1.00	0.91	JA	1.250	0.6
QD1/3V2.35	2.35	2.35	E1	1.13	0.59	0.13	1.00	0.91	JA	1.250	0.8
QD1/3V2.50	2.50	2.50	E1	1.13	0.59	0.13	1.00	0.91	JA	1.250	0.9
QD1/3V2.65	2.65	2.65	D1	0.69	0.41	0.31	1.00	0.09	JA	1.250	0.6
QD1/3V2.80	2.80	2.80	D1	0.69	0.41	0.31	1.00	0.09	JA	1.250	0.7
QD1/3V3.00	3.00	3.00	D1	0.69	0.41	0.31	1.00	0.09	JA	1.250	0.8
QD1/3V3.15	3.15	3.15	D1	0.69	0.41	0.31	1.00	0.09	JA	1.250	0.9
QD1/3V3.35	3.35	3.35	D1	0.69	0.41	0.31	1.00	0.09	JA	1.250	1.1
QD1/3V3.65	3.65	3.65	C1	0.69	0.56	0.31	1.25	0.00	SH	1.688	1.4
QD1/3V4.12	4.12	4.12	C1	0.69	0.56	0.31	1.25	0.00	SH	1.688	1.9
QD1/3V4.50	4.50	4.50	C1	0.69	0.56	0.31	1.25	0.00	SH	1.688	2.2
QD1/3V4.75	4.75	4.75	C1	0.69	0.56	0.31	1.25	0.00	SH	1.688	2.6
QD1/3V5.00	5.00	5.00	C1	0.69	0.56	0.31	1.25	0.00	SH	1.688	2.9
QD1/3V5.30	5.30	5.30	C1	0.69	0.56	0.25	1.25	0.00	SH	1.688	3.3
QD1/3V5.60	5.60	5.60	C1	0.69	0.56	0.25	1.25	0.00	SH	1.688	3.8
QD1/3V6.00	6.00	6.00	C2	0.69	0.56	0.25	1.25	0.00	SH	1.688	3.5
QD1/3V6.50	6.50	6.50	C2	0.69	0.56	0.25	1.25	0.00	SH	1.688	3.9
QD1/3V6.90	6.90	6.90	C2	0.69	0.56	0.00	1.25	0.00	SH	1.688	4.3
QD1/3V8.00	8.00	8.00	C2	0.69	0.63	0.13	1.31	0.00	SDS	2.000	5.9
QD1/3V10.60	10.60	10.60	D3	0.75	0.63	0.13	1.31	0.06	SDS	2.000	7.4
QD1/3V14.00	14.00	14.00	C3	0.81	0.72	0.00	1.88	0.34	SK	2.625	11.0
QD1/3V19.00	19.00	19.00	C3	0.81	0.72	0.00	1.88	0.34	SK	2.625	18.6

POLEAS SELECCIONADAS

Menor

QD1/3V3.35

Mayor

QD1/3V6.50

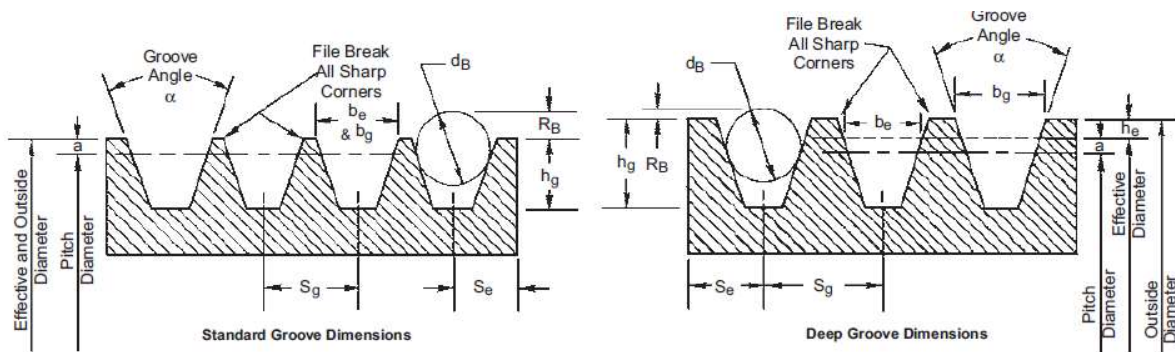


Table No. C3

Gates Super HC™ Sheave Groove Dimensions

Cross Section	Outside Diameter (in)	Groove Angle ±0.25°	Standard Groove Dimensions (in)						Design Factors		
			b_e ±0.005	b_g Ref	h_e Min.	R_B Min.	d_B ±0.0005	S_g ±0.015	S_e	Minimum Recommended Outside Diameter	$2a$
3V, 3VX	Up through 3.49	36				0.181				3V 2.65	0.050
	Over 3.49 to and including 6.00	38				0.183					
	Over 6.00 to and including 12.00	40	0.350	0.350	0.340		0.3438	0.406	0.344 +0.094 -0.031		
	Over 12.00	42				0.188					

Machined Surface Area	Maximum Surface Roughness Height, R_a (Arithmetic Avg.) (Microin.)
V-Pulley Groove Sidewalls	125
Rim Edges, Rim I.D.'s Hub Ends, Hub O.D.'s	250
Straight Bores	125
Taper Bores	175

Conexiones de cabezales y tanque

Compresor con acumulador sin presión manométrica:

Para dimensionar esta conexión, analizaremos el flujo de aire en la peor condición (mayor caudal volumétrico a través de la sección). Esta es la conexión que utilizaremos desde la salida del compresor hacia el acumulador.

Volumen máx. x ciclo	248,1	cm ³
Tiempo de medio ciclo	0,040	seg
Caudal instantáneo máximo	6155	cm ³ /seg
Velocidad recomendada	30,0	m/seg
Sección	0,000205	m ²
Diámetro de conexión	1,62	cm

Volumen máximo por cada ciclo: Se trata del volumen máximo de aire que pasará a través de la sección del tubo de descarga en una vuelta de cigüeñal, este volumen será máximo en el estado de carga del acumulador cuando se encuentre descargado, ya que en ese momento el aire que atraviese

la válvula de descarga tendrá un volumen específico superior a cuando la máquina se encuentre en régimen con acumulador presurizado a presión de trabajo.

Volumen mínimo por ciclo: Es el volumen que estará atravesando el tubo de descarga mientras el acumulador se encuentre presurizado a presión de trabajo, este volumen es la diferencia entre el V3 y V2.

Tiempo de medio ciclo: Es la mitad del tiempo que tarda el cigüeñal en dar un giro completo de 360°.

Caudal instantáneo máximo: Se encuentra asociado al volumen máximo del ciclo, pero en este caso lo dividimos por el tiempo de un medio ciclo.

Velocidad recomendada: Es la velocidad óptima obtenida de forma empírica para la descarga de aire en conductos cortos o colectores de aire comprimido.

Sección: Área transversal al conducto.

Compresor con presión nominal (8,15 Kg'/cm²) en el acumulador:

Esta es la conexión que utilizaremos desde la salida del acumulador

Velocidad media recomendada	12,00	m/seg
Caudal requerido	500	Lts/min
Diametro de conexion	1,45	cm

Velocidad media recomendada: La velocidad media se selecciona basándonos en las recomendaciones de la bibliografía de recomendaciones para instalaciones para aire comprimido.

9.2.3. Dimensionado de las canalizaciones.

En una red de aire comprimido se pueden considerar tres tipos de tuberías:

- Tubería principal, o colector general.
- Tuberías secundarias.
- Tuberías de servicio.

La tubería principal es la que sale desde el compresor y canaliza la totalidad del caudal de aire. Deben tener el mayor diámetro posible. Se deben dimensionar de tal manera que permita una ampliación del 300 % del caudal de aire nominal. La velocidad máxima del aire que pasa por ella, no debe sobrepasar los 8 m/s.

Las tuberías secundarias toman el aire de la tubería principal ramificándose por las zonas de trabajo, de ellas salen las tuberías de servicio. El caudal que pasa por éstas es igual a la suma del caudal de todos los puntos de consumo que alimentan. La velocidad máxima del aire que pasa por dichas tuberías no debe sobrepasar los 8 m/s.

Las tuberías de servicio son las que alimentan los equipos neumáticos. Llevan acoplamientos de cierre rápido e incluyen las mangueras de aire y los grupos filtro - regulador - lubricador en cada punto de consumo. La velocidad máxima del aire que pasa por ella, no debe sobrepasar los 15 m/s.

16

Caudal requerido: Es el caudal necesario para alimentar dos herramientas de mano como amoladoras neumáticas.

$$Q_{req} = Q_{herr} \times n$$

$$Q_{req} = 250 \text{ Lts/min} \times 2$$

$$Q_{req} = 500 \text{ Lts/min}$$

Diámetro de la conexión: Diámetro interior del conducto para cumplir con los requerimientos mencionados anteriormente

Comenzamos hallando la sección requerida:

$$S_{req} = \frac{Q_{req}}{V_{med}}$$

$$S_{req} = \frac{500 \frac{\text{Lts}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1.000 \text{ Lts}}}{12 \frac{\text{m}}{\text{seg}}}$$

$$S_{req} = 0,00016 \text{ m}^2$$

¹⁶ Proyecto Básico de Ejecución de la Edificación de aire comprimido - Autor: Antonio García López - E.T.S. Ingeniería. Universidad de Sevilla, España.

Diámetro de conexión requerida:

$$D_{req} = \sqrt{\frac{4 \times S_{req}}{\pi}}$$

$$D_{req} = \sqrt{\frac{4 \times 0,00016 \text{ m}^2 \times \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} \times \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}}}{\pi}}$$

$$D_{req} = 1,45 \text{ cm}$$

Dimensionamiento del pistón



Para la fabricación del pistón, se utiliza la aleación de aluminio denominada: UNS A94032

PROPIEDADES CARACTERISTICAS DEL MATERIAL		
Densidad:	2,8	gr/cm ³
Modulo elástico:	82	Gpa
Poison:	0,33	
Tensión de rotura:	317	Mpa
Tensión de adm:	63,4	Mpa
Expansión:	19	µm/m°K
Módulo elástico:	75	Gpa

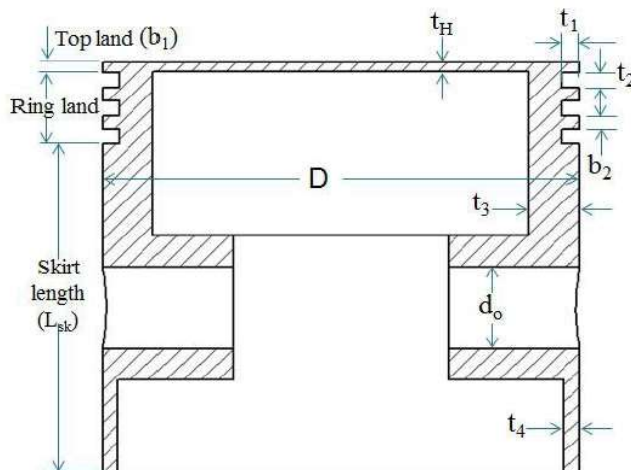
Como primicia de cálculo, por las características de este compresor tendremos:

DATOS PREVIOS CÁLCULO

D ext:	72,30	mm
P max:	8,15	bar
	0,82	N/mm ²

Siguiendo los lineamientos para dimensionar un pistón del libro “Machine Design – R. S. Kurmi” se procede de la siguiente manera:

A. Design of Piston Parts



Where,

- D = diameter of the piston
- t_H = thickness of piston head
- t_1 = radial thickness of rings
- t_2 = axial thickness of rings
- t_3 = thickness of the piston barrel
- t_4 = the wall thickness of the open end of the piston
- b_1 = Width of top land
- b_2 = Width of other land
- d_o = outer diameter of the piston pin
- L_{sk} = length of piston skirt

Diseño de la cabeza del pistón:

i. Design of piston head: Thickness of piston head (fig.2), according to Grashoff's formula,

$$t_H = \sqrt{3P.D^2/16\sigma_{th}} \quad (10)$$

Where,

P = Maximum gas pressure in N/mm²,

D = Cylinder bore or outside diameter of the piston in mm and

σ_{th} = Permissible bending (tensile) stress for the material of the piston in MPa or N/mm².

$$t_H = \sqrt{3 * 0,82 \frac{N}{mm^2} * (72,30 \text{ mm})^2 / 16 * 63,4 \frac{N}{mm^2}}$$

$$t_H = 3,55 \text{ mm}$$

Diseño de los aros de pistón:

ii. Design of Piston Rings: The radial thickness (t_1) of the ring may be obtained by considering the radial pressure between the cylinder wall and the ring.

$$t_1 = D \sqrt{3P_w / \sigma_{bt}} \quad (11)$$

Where,

P_w = pressure of gas on the cylinder wall in N/mm^2 , [0.025 to 0.042 N/mm^2].

σ_{bt} = allowable bending (tensile) stress in MPa, It value may be taken from 85 MPa to 110 Pa for cast iron rings[2].

$$t_1 = 72,30 \text{ mm} * \sqrt{3 * 0,042 \frac{N}{mm^2} / 110 \frac{N}{mm^2}}$$

$$t_1 = 2,45 \text{ mm}$$

Diseño del espesor de los aros:

iii. Design Of axial Thickness Of Rings: The axial thickness (t_2) of the rings may be taken as $0.7t_1$ to $1.0t_1$. The minimum axial thickness may also be obtained from the following empirical relation:

$$t_2 = D / 10 n_R \quad (12)$$

n_R = no: of rings

$$t_2 = 72,30 \text{ mm} / 10 * 3$$

$$t_2 = 2,41 \text{ mm}$$

Espesor de borde superior:

iv. Width of Top Land: The width of top land (i.e the distance from the piston to the first ring groove) is made larger than other ring lands to protect the top ring from high temperature conditions existing at the top of the piston.

$$b_1 = t_H \text{ to } 1.2t_H \quad (13)$$

$$b_1 = 1,1 * 3,55 \text{ mm}$$

$$b_1 = 3,90 \text{ mm}$$

Cálculo del espesor de pared de pistón en zona de aros:

v. Width Of Other Ring Land: The width of other ring lands(i.e. the distance from the top of the piston to the first ring groove) is made larger than other ring lands to protect the top ring from high temperature conditions existing at the top of the piston,

$$t_3 = 0.03D + b + 4.5 \quad (14)$$

$$t_3 = 0,03 * 72,30 \text{ mm} + (2,45 \text{ mm} + 0,4 \text{ mm}) + 4,5$$

$$t_3 = 9,52 \text{ mm}$$

Cálculo del espesor de la pollera de pistón:

vi. Maximum Thickness Of The Pistion Barrel: It is a cylindrical portion of the piston. The maximum thickness(t_3) of the piston barrel may be obtained from the following empirical relation:

$$b = t_1 + 0.4$$

Where,

b= Radial depth of piston ring groove which is taken as 0.4mm larger than the radial thickness of the piston ring(t_1).

$$t_3 = 0.03D + t_1 + 4.9$$

$$t_4 = 0.25t_3 \text{ to } 0.35t_3 = 0.3t_3 \quad (15)$$

$$t_4 = 0,3 * 9,52 \text{ mm}$$

$$t_4 = 2,85 \text{ mm}$$

Cálculo de la altura de la pollera lisa de pistón:

vii. The wall thickness towards the open end of the piston

$$L_{sk} = 0.65D \text{ to } 0.8D = 0.725D \quad (16)$$

$$L_{sk} = 0,7 * 72,30 \text{ mm}$$

$$L_{sk} = 52,42 \text{ mm}$$

Alto total del pistón:

Viii. **Length of Piston Skirt:** The portion of the piston below the ring section is known as piston skirt.

$$L = L_{sk} + 3t_2 + 2b_2 + b_1 \quad (17)$$

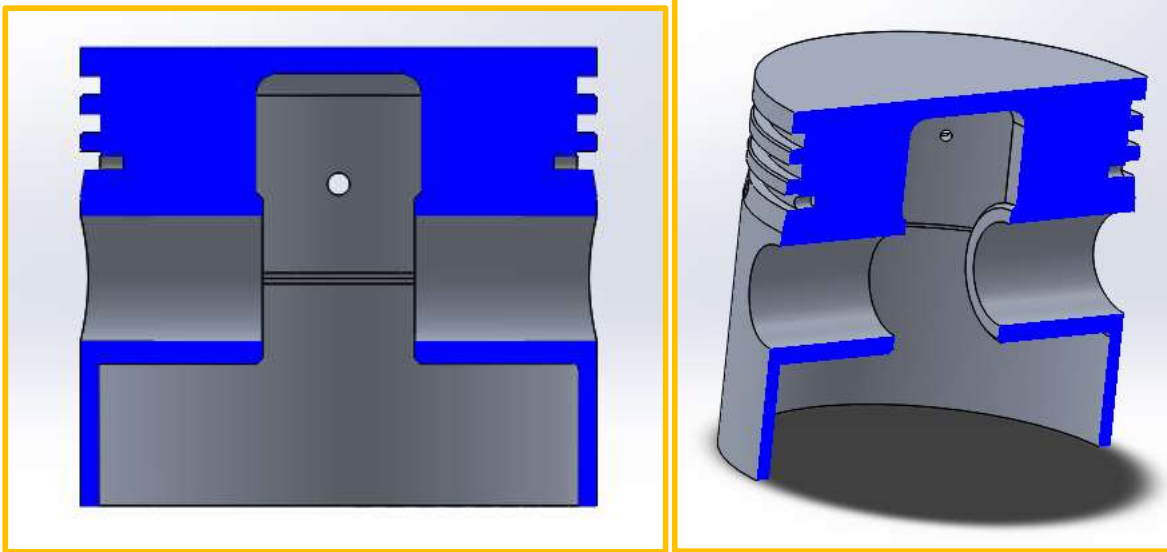
The total length of the piston (L) is given by
L = Length of skirt+ Length of ring section+ Top land

$$L = L_{sk} + 3t_2 + 2b_2 + b_1 \quad (18)$$

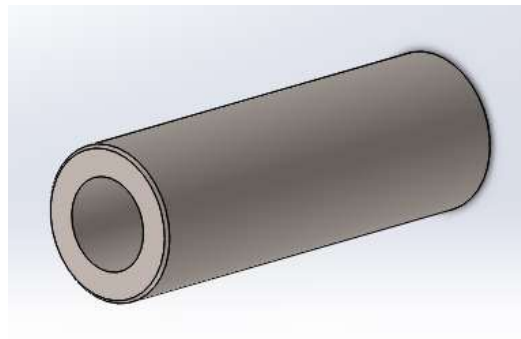
$$L = 52,42 \text{ mm} + 13,26 \text{ mm} + 3,90 \text{ mm}$$

$$L = 69,58 \text{ mm}$$

DATOS GEOMÉTRICOS: PISTÓN		
D	72,30	mm
Th	3,55	mm
Tr (espesor costillas)	1,77	mm
t1	2,45	mm
t2	2,41	mm
b	2,85	mm
t3	9,52	mm
t4	2,85	mm
b1	3,90	mm
b2	2,65	mm
Nº aros	3,00	
Alto aros	13,26	mm
F	3346	N
M	30243	N*mm
Largo sk	52,42	mm
Largo total	69,58	mm



Diseño del perno de pistón



Para realizar el diseño y dimensionamiento del perno de pistón también nos basaremos en los lineamientos de la bibliografía “Machine Design – R. S. Kurmi”



B. Design of Piston Pin

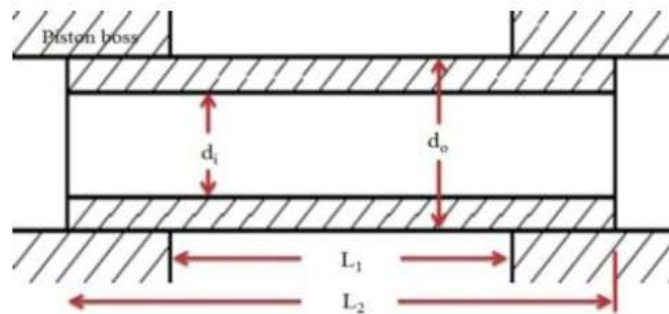


Fig.3. Design parameter of the piston pin.

Where,

d_o = Outer diameter of the piston pin

d_i = Inner diameter of the piston pin

L_1 = Length of the piston pin for connecting rod

L_2 = Length of the piston pin

Se utilizará para el perno de pistón una aleación de acero SAE5160 con tratamiento térmico que tendrá una tensión admisible de 140 MPa.

Fig.3 presents the material used for the piston pin is usually case hardened steel alloy is 84 MPa and heat treated alloy steel is 140 MPa.[3] The piston pin should be design for the maximum gas load the piston. The bearing area of the piston pin should be about equally divided between the piston pin bosses and the connecting rod bushing. Thus the length of the pin in the connecting rod bushing will be about 0.45 of the cylinder bore or piston diameter (D), allowing for the clearance of the pin etc. The piston pin may be checked in bending by assuming the gas load to be uniformly distributed over the length (l_1) with supports at the center of the bosses at the two ends. The length of the piston pin (l_2) is taken as;

$$l_2 = (l_1 + D)/2 \quad (23)$$

The maximum bending moment at the center of the pin,

$$M = F \cdot D/8 \quad (24)$$

Where, F- Maximum gas load on the piston

$$d_o = [32M]^{1/3} \quad (25)$$

$$d_i = k d_o \quad (26)$$

Cálculo de la distancia entre apoyos del perno de pistón:

$$L_1 = 0,45 * 72,30 \text{ mm}$$

$$L_1 = 32,53 \text{ mm}$$

Cálculo del largo total del perno de pistón:

$$L_2 = (32,53 \text{ mm} + 72,30 \text{ mm}) / 2$$

$$L_2 = 52,42 \text{ mm}$$

Cálculo del diámetro exterior del perno de pistón:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{32 * 30.243 \text{ N. mm}}{\pi * 0,8704 * 63,4 \text{ MPa}}}$$

$$d_0 = 17,74 \text{ mm}$$

Cálculo del diámetro interior del perno de pistón:

$$d_1 = 0,6 * 17,74 \text{ mm}$$

$$d_1 = 10,64 \text{ mm}$$

The piston pin may be checked in bending by assuming the gas load to be uniformly distributed over the length l_1 with supports at the centre of the bosses at the two ends. From Fig. 32.8, we find that the length between the supports,

$$l_2 = l_1 + \frac{D - l_1}{2} = \frac{l_1 + D}{2}$$

Now maximum bending moment at the centre of the pin,

$$\begin{aligned} M &= \frac{P}{2} \times \frac{l_2}{2} - \frac{P}{l_1} \times \frac{l_1}{2} \times \frac{l_1}{4} \\ &= \frac{P}{2} \times \frac{l_2}{2} - \frac{P}{2} \times \frac{l_1}{4} \\ &= \frac{P}{2} \left(\frac{l_1 + D}{2 \times 2} \right) - \frac{P}{2} \times \frac{l_1}{4} \\ &= \frac{P \cdot l_1}{8} + \frac{P \cdot D}{8} - \frac{P \cdot l_1}{8} = \frac{P \cdot D}{8} \end{aligned}$$

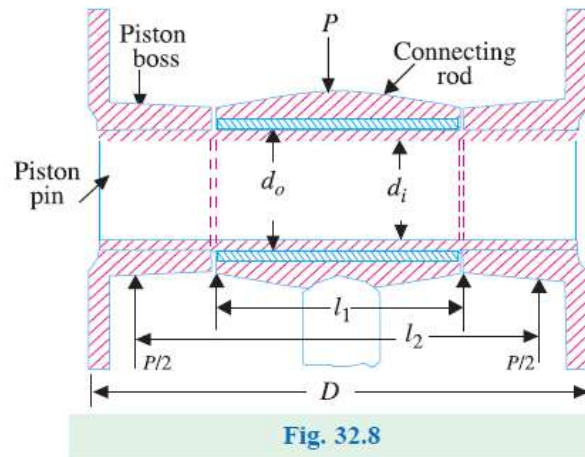


Fig. 32.8

...(iii)

Cálculo del módulo resistente de la sección del perno de pistón:

$$W_{xx} = \frac{\pi}{32} * \left(\frac{17,74 \text{ mm}^4 - 10,64 \text{ mm}^4}{17,74 \text{ mm}} \right)$$

$$W_{xx} = 477,04 \text{ mm}^3$$

Hallamos F (la fuerza que actúa sobre la cabeza del pistón):

$$F = P_{max} \times \frac{\pi \times D_{ext}^2}{4}$$

$$F = 0,82 \frac{N}{\text{mm}^2} \times \frac{\pi \times (72,30 \text{ mm})^2}{4}$$

$$F = 3346 \text{ N}$$

Cálculo del momento flector al que está sometido al perno de pistón:

$$M = \frac{F * D}{8}$$

$$M = \frac{3.346 \text{ N} * 72,30 \text{ mm}}{8}$$

$$M = 30243 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Cálculo del momento flector máximo que es capaz de soportar el perno de pistón:

$$\sigma_{adm} = \frac{W_{xx}}{M_{m\acute{a}x}}$$

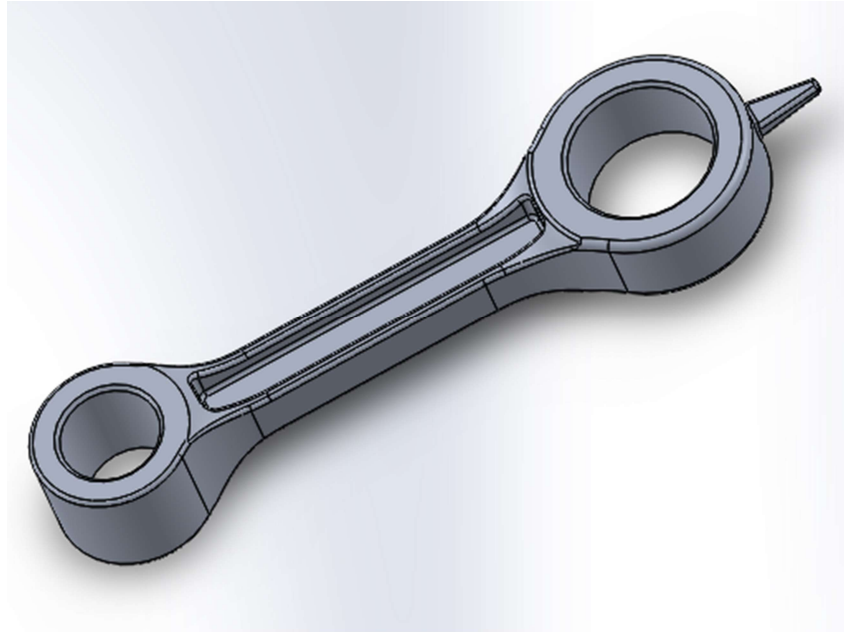
$$M_{m\acute{a}x} = W_{xx} * \sigma_{adm}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 477,04 \text{ mm}^3 * 140 \text{ MPa}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 66785,6 \text{ N. mm}$$

$$M < M_{m\acute{a}x} \Rightarrow \textit{Verifica}$$

Cálculo de biela



Para realizar el dimensionamiento de la biela, nos basaremos en los siguientes datos que fueron calculados previamente:

Diámetro de pistón	7,23	cm
Radio de cigüeñal	3,43	cm
Masa recíprocante (pistón + perno + biela)	0,276	kg
Velocidad	744,6	rpm
Carrera	6,87	cm
Máxima presión en cilindro	8,15	kg'/cm ²
Material	UNS A94032	
Tensión de rotura:	317	MPa
Tensión de adm:	63,4	MPa
Módulo de elasticidad:	61,3	GPa
Densidad:	2,69	gr/cm ³

Radio del cigüeñal:

El radio de cigüeñal es igual a la mitad de la carrera. Y la carrera fue establecida según las siguientes variables:

- Diametro (d)
- Relacion carrera/diámetro (β)

$$S = d \times \beta$$

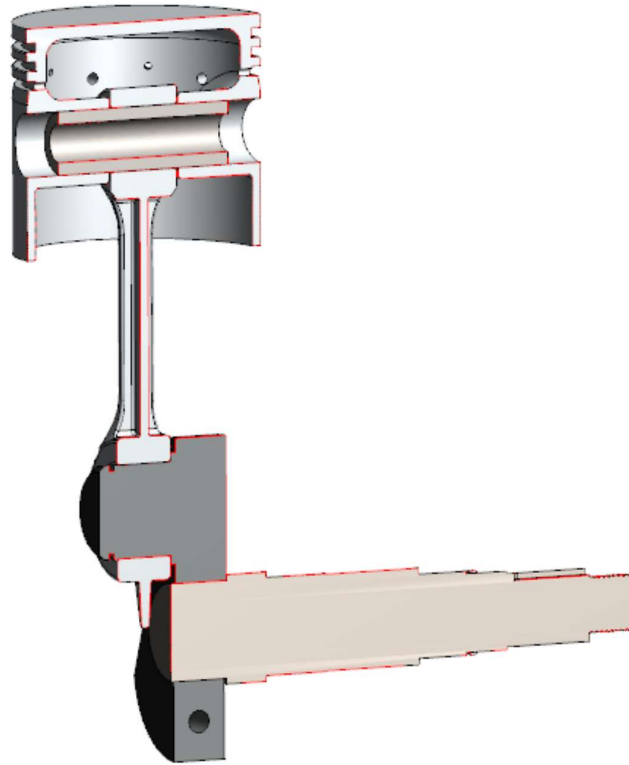
$$Ra. cig = \frac{S}{2}$$

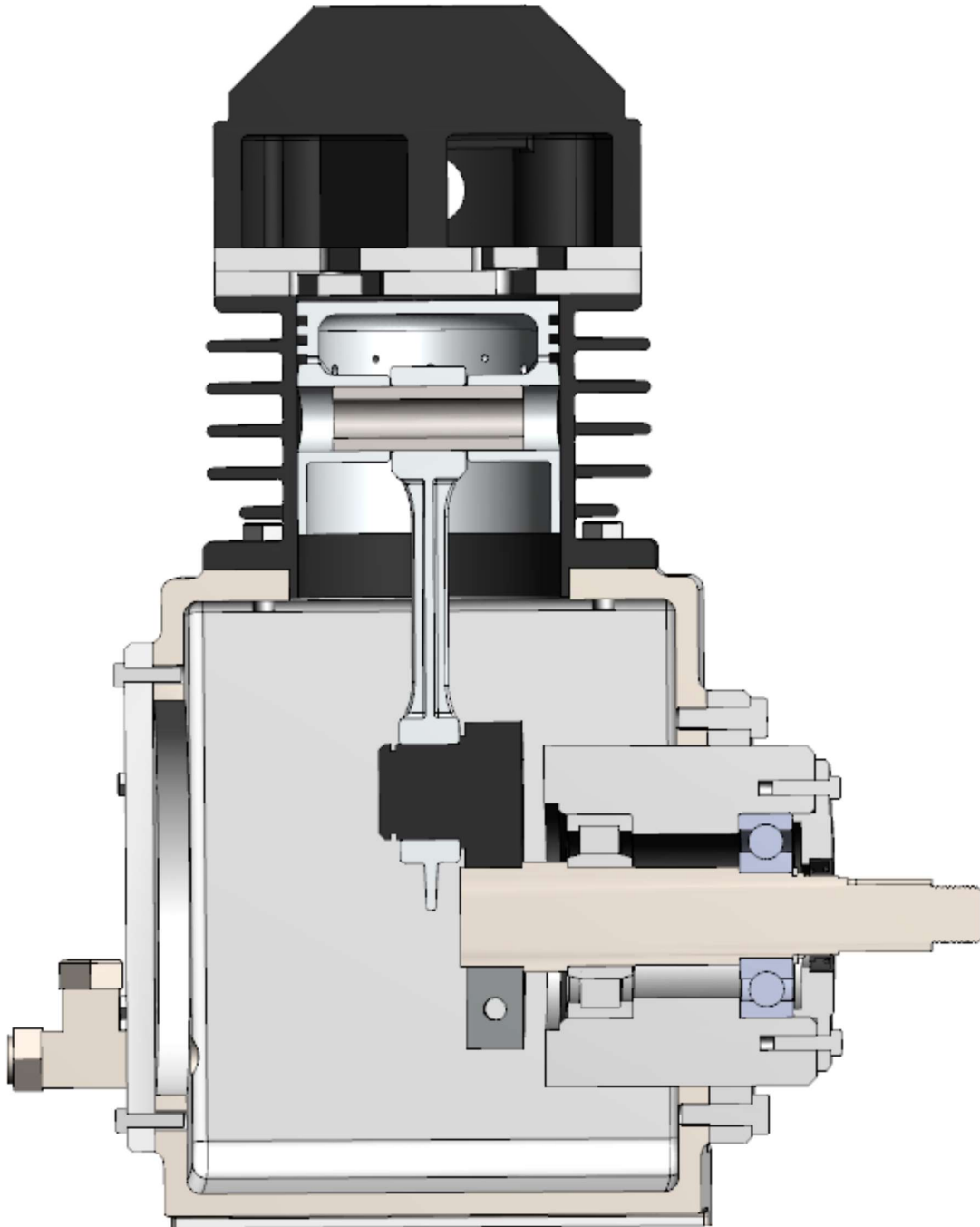
$$Ra. cig = \frac{d \times \beta}{2}$$

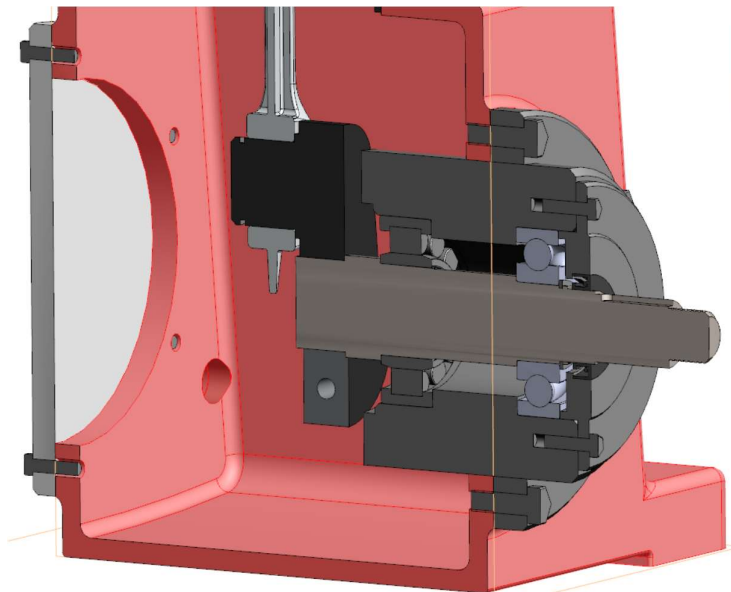
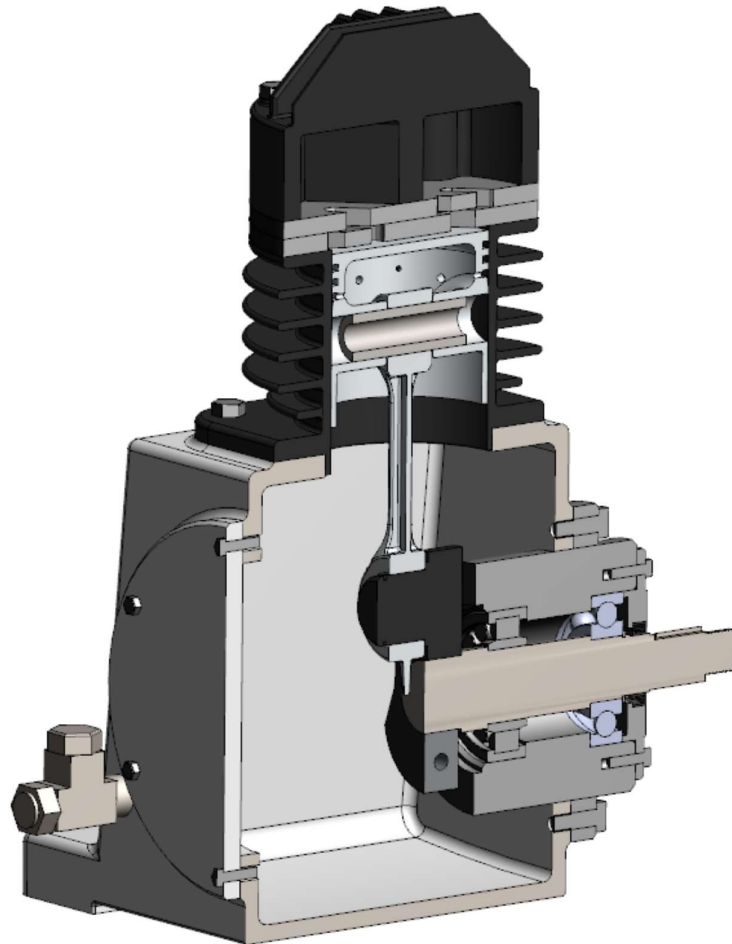
$$Ra. cig = \frac{72,3 \text{ mm} \times 0,95}{2}$$

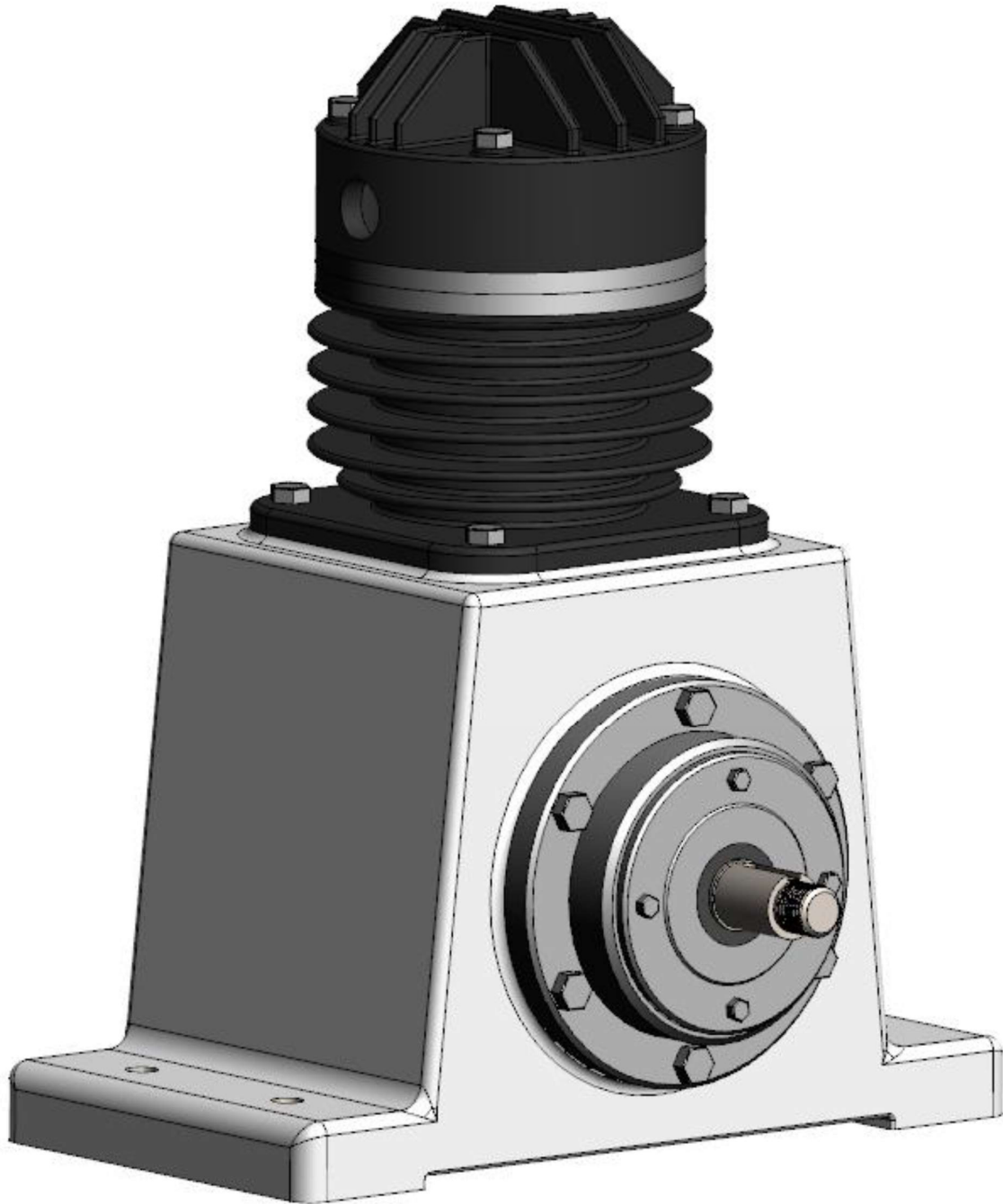
$$Ra. cig = 34,34 \text{ mm}$$











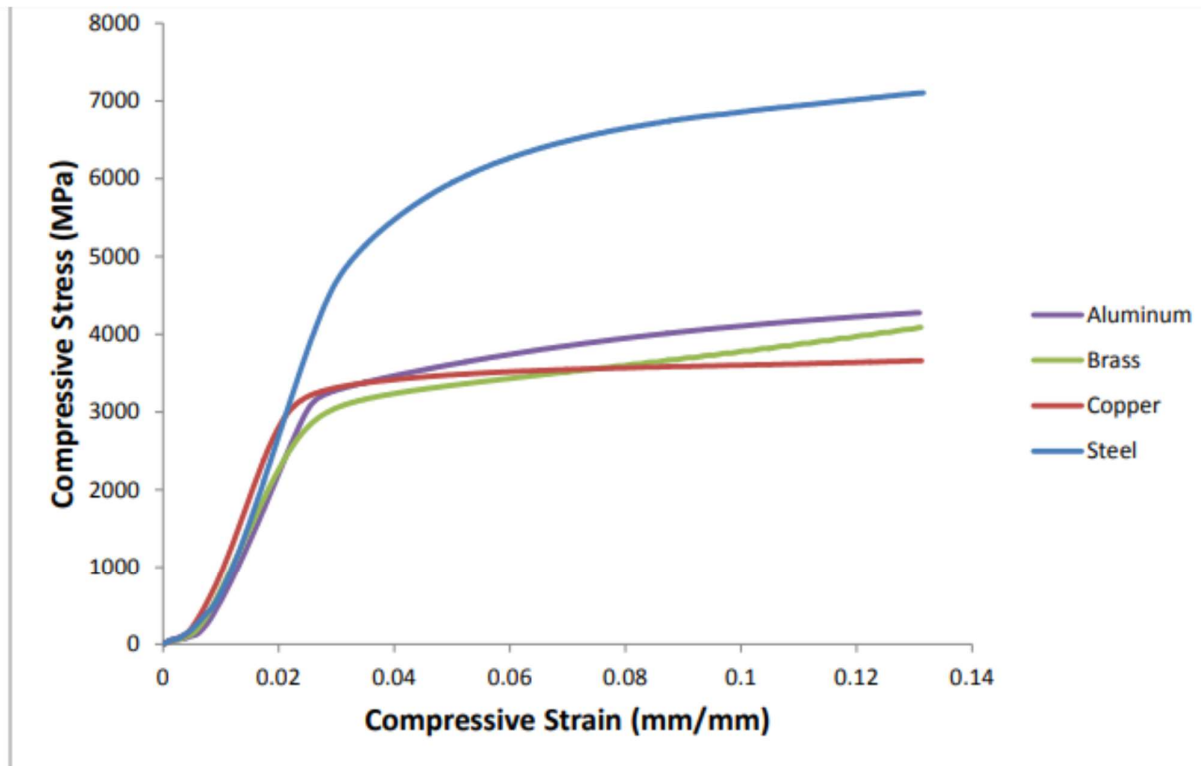


Fig. 3.3 Compression stress-strain behavior of the four different metals, measured without an extensometer and at higher values of strain.

Material	E (GPa)	σ_{yield} (Mpa)	$U_{\text{el}}^{\text{Max}}$ (kJ/m ³)
Al 6061	61.3	165.4	122
Cu	100	217.1	197
Brass	52.3	136.4	112
Steel	259	427.6	249

Table 3.2. Compressive mechanical properties for aluminum, copper, brass, and steel

Comenzaremos estableciendo la geometría de la biela, calculando la distancia entre centros:

$$l_B = 3 * R_c$$

$$l_B = 3 * 3,43 \text{ cm}$$

$$l_B = 10,30 \text{ cm}$$

Determinación de los espesores del perfil de la biela:

Respetaremos las relaciones geométricas de la sección sugeridas por la bibliografía “Machine Design – R. S. Kurmi” que se representa en la siguiente imagen

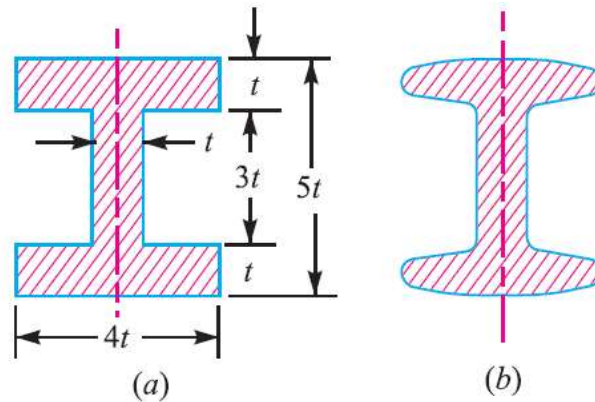


Fig. 16.7. I-section of connecting rod.

Altura del perfil:

$$\text{Alto} = 5t$$

Ancho del perfil:

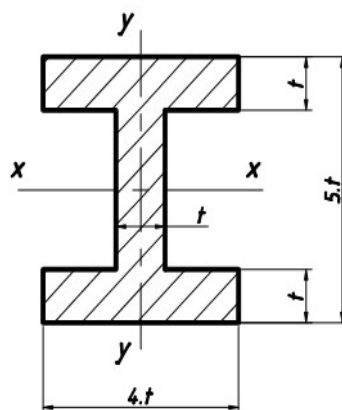
$$\text{Ancho} = 4t$$

Área del perfil:

$$A = 2 * \text{Ancho} * t + 1 * (\text{Alto} - 2t)$$

$$A = 2 * 4t * t + 1 * (5t - 2t)$$

$$A = 11t^2$$



Momento de inercia en el eje X-X:

$$I_{x-x} = Ancho * Alto^3 - \frac{(Ancho - 1) * (Alto - 2)^3}{12}$$

$$I_{x-x} = 4t * 5t^3 - \frac{(4t - 1) * (5t - 2)^3}{12}$$

$$I_{x-x} = 34,92 t^4$$

Fuerza máxima que puede soportar esta sección de biela a compresión:

$$F_{m\acute{a}x} = P_{m\acute{a}x} * A_{m\acute{a}x}$$

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{P_{m\acute{a}x} * \pi * D^2}{4}$$

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{8,15 \frac{Kg}{cm^2} * 9,806 * \pi * (7,23 cm)^2}{4}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 3281,44 N$$

A partir de este momento, comenzaremos a analizar la biela sometida a una carga de compresión y la dimensionaremos con el objetivo de que verifique a pandeo.

De acuerdo con la ecuación de Rankine:

$$W_{cr} \text{ about } X\text{-axis} = \frac{\sigma_c \times A}{1 + a \left(\frac{L}{k_{xx}} \right)^2} = \frac{\sigma_c \times A}{1 + a \left(\frac{l}{k_{xx}} \right)^2} \quad \dots (\because \text{ For both ends hinged, } L = l)$$

$$\text{and } W_{cr} \text{ about } Y\text{-axis} = \frac{\sigma_c \times A}{1 + a \left(\frac{L}{k_{yy}} \right)^2} = \frac{\sigma_c \times A}{1 + a \left(\frac{l}{2k_{yy}} \right)^2} \quad \dots \left(\because \text{ For both ends fixed, } L = \frac{l}{2} \right)$$

A manera de obtener una biela igualmente resistente al pandeo en ambos ejes, las cargas admisibles al pandeo se deben igualar como a continuación:

$$\frac{\sigma_c \times A}{1 + a \left(\frac{l}{k_{xx}} \right)^2} = \frac{\sigma_c \times A}{1 + a \left(\frac{l}{2 k_{yy}} \right)^2} \quad \text{or} \quad \left(\frac{l}{k_{xx}} \right)^2 = \left(\frac{l}{2 k_{yy}} \right)^2$$

$$\therefore k_{xx}^2 = 4 k_{yy}^2 \quad \text{or} \quad I_{xx} = 4 I_{yy} \quad \dots (\because I = A \times k^2)$$

Para ello, se pueden analizar las condiciones de pandeo en el eje X-X o en el eje Y-Y, y ambos deberán verificar.

I_{xx} and I_{yy} = Moment of inertia of the section about X-axis and Y-axis respectively,
and

k_{xx} and k_{yy} = Radius of gyration of the section about X-axis and Y-axis respectively.

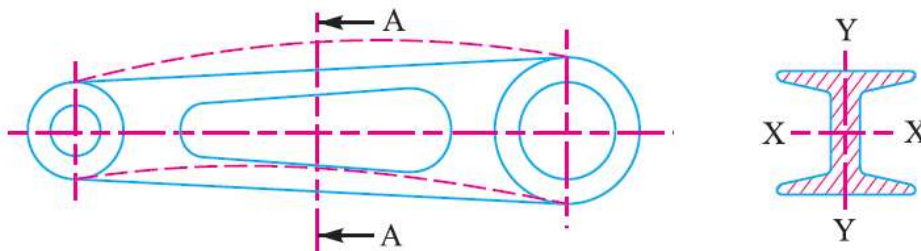


Fig. 16.6. Buckling of connecting rod.

Esto muestra que la biela es cuatro veces más resistente al pandeo sobre el eje Y-Y que en el eje X-X. Si $I_{X-X} > 4 \cdot I_{Y-Y}$ entonces el pandeo ocurrirá sobre el eje Y-Y y si $I_{X-X} < 4 \cdot I_{Y-Y}$ el pandeo ocurrirá en el eje X-X. En términos prácticos, I_{X-X} se mantiene levemente por debajo de $4 \cdot I_{Y-Y}$. Usualmente es tomando entre 3 y 3,5 veces y la biela es dimensionada al pandeo sobre el eje X-X. De esta manera el diseño siempre verificará al pandeo sobre el eje Y-Y.

Las proporciones más adecuadas para el diseño en "I" de la biela son las que adoptamos:

Area of the section

$$= 2 (4 t \times t) + 3 t \times t = 11 t^2$$

∴ Moment of inertia about X-axis,

$$I_{xx} = \frac{1}{12} [4 t (5 t)^3 - 3 t (3 t)^3] = \frac{419}{12} t^4$$

and moment of inertia about Y-axis,

$$I_{yy} = \left[2 \times \frac{1}{12} t \times (4 t)^3 + \frac{1}{12} (3 t) t^3 \right] = \frac{131}{12} t^4$$

$$\therefore \frac{I_{xx}}{I_{yy}} = \frac{419}{12} \times \frac{12}{131} = 3.2$$

Adoptamos un Factor de Servicio para el cálculo de la carga máxima por pandeo:

$$W_{cr} = FS * W$$

$$W_{cr} = 3 * 3.281,44 N$$

$$W_{cr} = 9.844 N$$

Esta es la carga que pondremos como objetivo para terminar de dimensionar la biela.

Constante de Rankine:

$$a = \text{Rankine's constant} = \frac{\sigma_c}{\pi^2 E}$$

$$a = \frac{166 \frac{N}{mm^2}}{\pi^2 * 61.300 MPa}$$

$$a = 0,000274$$

According to Euler's formula, buckling load,

$$W_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{L^2}$$

Despejando t obtenemos:

$$t = \sqrt{\frac{W_{cr}}{\sigma_c * A} + \sqrt{\left(\frac{W_{cr}}{\sigma_c * A}\right)^2 + \frac{4 * W_{cr} * a * (l_B * 10)^2}{\sigma_c * A * (\sqrt{I_{x-x} * A})^2}} / 2}$$

$$t = \sqrt{\frac{9.844 N}{166 \frac{N}{mm^2} * 11} + \sqrt{\left(\frac{9.844 N}{166 \frac{N}{mm^2} * 11}\right)^2 + \frac{4 * 9.844 N * 0,000274 * (10,3 cm * 10)^2}{166 \frac{N}{mm^2} * 11 * \left(\sqrt{34,92/11}\right)^2}} / 2}$$

$$t = 2,5 mm$$

Ancho x-x de biela:

$$B = 4 * t$$

$$B = 4 * 2,5 mm$$

$$B = 10 mm$$

Ancho y-y de biela:

$$H = 5 * t$$

$$H = 5 * 2,5 mm$$

$$H = 12,5 mm$$

Ancho y-y de biela lado cigüeñal:

$$H_1 = 1,2 * H$$

$$H_1 = 1,2 * 12,5 mm$$

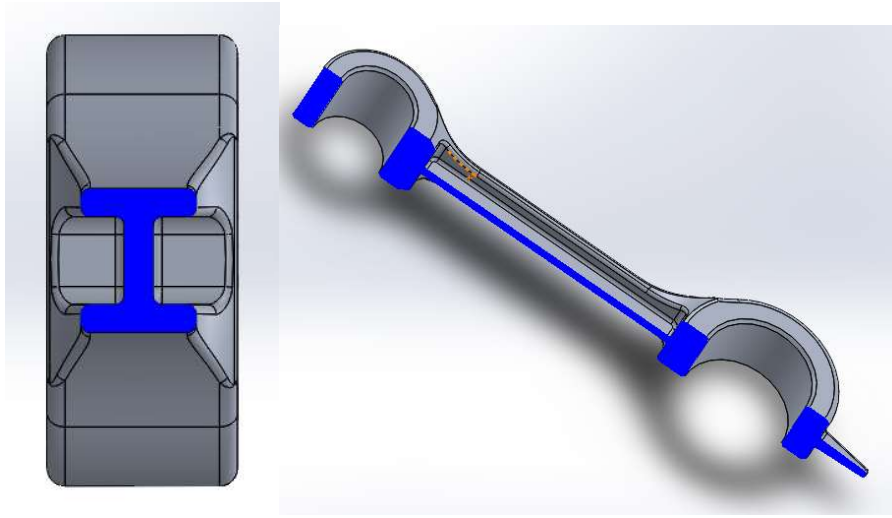
$$H_1 = 15 mm$$

Ancho y-y de biela lado pistón:

$$H_2 = 0,85 * H$$

$$H_2 = 0,85 * 12,5 mm$$

$$H_2 = 10,63 mm$$



Dimensionamiento del cojinete de biela:

Fuerza adoptada para diseño:

$$F_d = 1,25 * F_c$$

$$F_d = 1,25 * 3.281 N$$

$$F_d = 4.101,80 N$$

En la siguiente tabla, podemos observar las presiones de trabajo recomendadas para cada tipo de cojinete según el tipo de maquina y las relaciones geométricas:

Machinery	Bearing	Maximum bearing pressure (p) in N/mm ²	Operating values			
			Absolute Viscosity (Z) in kg/m-s	ZN/p Z in kg/m-s p in N/mm ²	$\frac{c}{d}$	$\frac{l}{d}$
Automobile and air-craft engines	Main	5.6 – 12	0.007	2.1	—	0.8 – 1.8
	Crank pin	10.5 – 24.5	0.008	1.4		0.7 – 1.4
	Wrist pin	16 – 35	0.008	1.12		1.5 – 2.2
Four stroke-Gas and oil engines	Main	5 – 8.5	0.02	2.8	0.001	0.6 – 2
	Crank pin	9.8 – 12.6	0.04	1.4		0.6 – 1.5
	Wrist pin	12.6 – 15.4	0.065	0.7		1.5 – 2
Two stroke-Gas and oil engines	Main	3.5 – 5.6	0.02	3.5	0.001	0.6 – 2
	Crank pin	7 – 10.5	0.04	1.8		0.6 – 1.5
	Wrist pin	8.4 – 12.6	0.065	1.4		1.5 – 2
Marine steam engines	Main	3.5	0.03	2.8	0.001	0.7 – 1.5
	Crank pin	4.2	0.04	2.1		0.7 – 1.2
	Wrist pin	10.5	0.05	1.4		1.2 – 1.7
Stationary, slow speed steam engines	Main	2.8	0.06	2.8	0.001	1 – 2
	Crank pin	10.5	0.08	0.84		0.9 – 1.3
	Wrist pin	12.6	0.06	0.7		1.2 – 1.5
Stationary, high speed steam engine	Main	1.75	0.015	3.5	0.001	1.5 – 3
	Crank pin	4.2	0.030	0.84		0.9 – 1.5
	Wrist pin	12.6	0.025	0.7		1.3 – 1.7
Reciprocating pumps and compressors	Main	1.75	0.03	4.2	0.001	1 – 2.2
	Crank pin	4.2	0.05	2.8		0.9 – 1.7
	Wrist pin	7.0	0.08	1.4		1.5 – 2.0

Lado cigüeñal

Adoptaremos los siguientes datos para proceder con el cálculo

Presión máx. adm. en cojinete (p)	4,2	N/mm ²
Índice de relación geométrica (X)	0,90	-

Área proyectada necesaria:

$$A_c = \frac{F_d}{p}$$

$$A_c = \frac{4101,8 N}{4,2 \frac{N}{mm^2}}$$

$$A_c = 976,6 mm^2$$

Cálculo del diámetro mínimo:

$$d_{mín} = \sqrt{\frac{A_c}{X}}$$

$$d_{mín} = \sqrt{\frac{976,6 mm^2}{0,90}}$$

$$d_{mín} = 32,94 mm$$

$$\text{Adoptamos: } d_{adop} = 33,10 mm$$

Largo del cojinete:

$$L = d_{adop} * X$$

$$L = 33,1 mm * 0,9$$

$$L = 29,79 mm$$

Determinación de espesores de ojo biela:

$$D_{ext} = 1,6 * d_{adop}$$

$$D_{ext} = 1,6 * 33,10 mm$$

$$D_{ext} = 49,65 mm$$

Lado pistón:

Machinery	Bearing	Maximum bearing pressure (p) in N/mm^2	Operating values			
			Absolute Viscosity (Z) in $kg/m-s$	ZN/p Z in $kg/m-s$ p in N/mm^2	$\frac{c}{d}$	$\frac{l}{d}$
Automobile and air-craft engines	Main	5.6 – 12	0.007	2.1	—	0.8 – 1.8
	Crank pin	10.5 – 24.5	0.008	1.4		0.7 – 1.4
	Wrist pin	16 – 35	0.008	1.12		1.5 – 2.2
Four stroke-Gas and oil engines	Main	5 – 8.5	0.02	2.8	0.001	0.6 – 2
	Crank pin	9.8 – 12.6	0.04	1.4		0.6 – 1.5
	Wrist pin	12.6 – 15.4	0.065	0.7		1.5 – 2
Two stroke-Gas and oil engines	Main	3.5 – 5.6	0.02	3.5	0.001	0.6 – 2
	Crank pin	7 – 10.5	0.04	1.8		0.6 – 1.5
	Wrist pin	8.4 – 12.6	0.065	1.4		1.5 – 2
Marine steam engines	Main	3.5	0.03	2.8	0.001	0.7 – 1.5
	Crank pin	4.2	0.04	2.1		0.7 – 1.2
	Wrist pin	10.5	0.05	1.4		1.2 – 1.7
Stationary, slow speed steam engines	Main	2.8	0.06	2.8	0.001	1 – 2
	Crank pin	10.5	0.08	0.84		0.9 – 1.3
	Wrist pin	12.6	0.06	0.7		1.2 – 1.5
Stationary, high speed steam engine	Main	1.75	0.015	3.5	0.001	1.5 – 3
	Crank pin	4.2	0.030	0.84		0.9 – 1.5
	Wrist pin	12.6	0.025	0.7		1.3 – 1.7
Reciprocating pumps and compressors	Main	1.75	0.03	4.2	0.001	1 – 2.2
	Crank pin	4.2	0.05	2.8		0.9 – 1.7
	Wrist pin	7.0	0.08	1.4		1.5 – 2.0

Adoptaremos lo siguientes datos para proceder con el cálculo

Presión máx. adm. en cojinete (p)	7	N/mm^2
Índice de relación geométrico (X)	1,5	-

Área proyectada necesaria:

$$A_p = \frac{F_d}{p}$$

$$A_p = \frac{4.101,80 \text{ N}}{7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$A_p = 585,97 \text{ mm}^2$$

Cálculo del diámetro mínimo:

$$d_{\text{mín}} = \sqrt{\frac{A_c}{X}}$$

$$d_{\text{mín}} = \sqrt{\frac{585,97 \text{ mm}^2}{1,5}}$$

$$d_{\text{mín}} = 19,76 \text{ mm}$$

$$\text{Adoptamos: } d_{\text{adop}} = 19,90 \text{ mm}$$

Largo del cojinete:

$$L = d_{\text{adop}} * X$$

$$L = 19,90 \text{ mm} * 1,5$$

$$L = 29,85 \text{ mm}$$

Determinación de espesores de ojo biela:

$$D_{\text{ext}} = 1,6 * d_{\text{adop}}$$

$$D_{\text{ext}} = 1,6 * 19,90 \text{ mm}$$

$$D_{\text{ext}} = 31,84 \text{ mm}$$

Flexión debida a las fuerzas inerciales

Peso específico del material de la biela:

$$P_e = 0,0027 \frac{Kg}{cm^3}$$

Área transversal sección media de la biela:

$$A_m = \frac{4 * 2 * t^2 + 3 * t^2}{100}$$

$$A_m = \frac{4 * 2 * (2,5 \text{ mm})^2 + 3 * (2,5 \text{ mm})^2}{100}$$

$$A_m = 0,69 \text{ cm}^2$$

Altura del perfil trasversal:

$$H = 5 * t$$

$$H = 5 * 0,25 \text{ cm}$$

$$H = 1,25 \text{ cm}$$

Momento de inercia en eje x-x:

$$I_{x-x} = XX * t^4$$

$$I_{x-x} = 34,92 * (0,25 \text{ cm})^4$$

$$I_{x-x} = 0,14 \text{ cm}^4$$

Modulo resistente de la biela en eje x-x:

$$W_{x-x} = \frac{I_{x-x}}{H/2}$$

$$W_{x-x} = \frac{0,14 \text{ cm}^4}{1,25 \text{ cm}/2}$$

$$W_{x-x} = 0,22 \text{ cm}^3$$

Tensión generada sobre la biela por flexión de fuerzas inerciales:

$$\sigma_{mfi} = \frac{P_e * A_m * Ra}{9,806 * 100} * \left(\frac{\pi * RPM}{30}\right)^2 * \frac{l_B^2}{16} * \frac{1}{W_{x-x}}$$

$$\sigma_{mfi} = \frac{0,0027 \frac{Kg}{cm^3} * 0,69 cm^2 * 3,43 cm}{9,806 * 100} * \left(\frac{\pi * 744,6}{30}\right)^2 * \frac{10,30 cm^2}{16} * \frac{1}{0,22 cm^3}$$

$$\sigma_{mfi} = 1,20 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{mfi} < \sigma_{adm} \Rightarrow \text{Verifica}$$

Tracción debido a fuerza centrífuga:

$$X_i = \frac{r}{L}$$

$$X_i = \frac{3,43 cm}{10,30 cm}$$

$$X_i = 0,33$$

Masa con movimiento alternativo:

$$m_{alt} = m_{piston} + m_{perno} + \frac{m_{biela}}{3}$$

$$m_{alt} = 0,169 Kg + 0,05 Kg + \frac{0,38 Kg}{3}$$

$$m_{alt} = 0,34 Kg$$

Masa con movimiento rotatorio:

$$m_{rot} = \frac{2 * m_{biela}}{3}$$

$$m_{rot} = \frac{2 * 0,38 Kg}{3}$$

$$m_{rot} = 0,25 Kg$$

Velocidad angular del cigüeñal:

$$\omega = \frac{RPM}{60}$$

$$\omega = \frac{744,6 RPM}{60}$$

$$\omega = 12,41 \frac{1}{seg}$$

Fuerza de tracción generada:

$$F_t = \frac{m_{alt} * Ra}{100} * \omega * (1 + X_i)$$

$$F_t = \frac{0,34 Kg * 3,43 cm}{100} * 12,41 \frac{1}{seg} * (1 + 0,33)$$

$$F_t = 2,40 Kg'$$

Tensión generada:

$$\sigma_{Ft} = \frac{F_t}{A_m}$$

$$\sigma_{Ft} = \frac{2,40 Kg'}{0,69 cm^2}$$

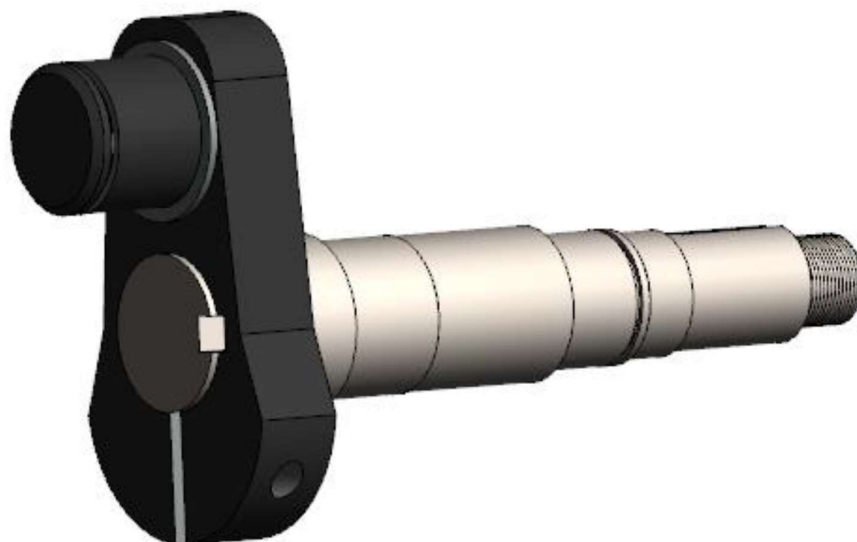
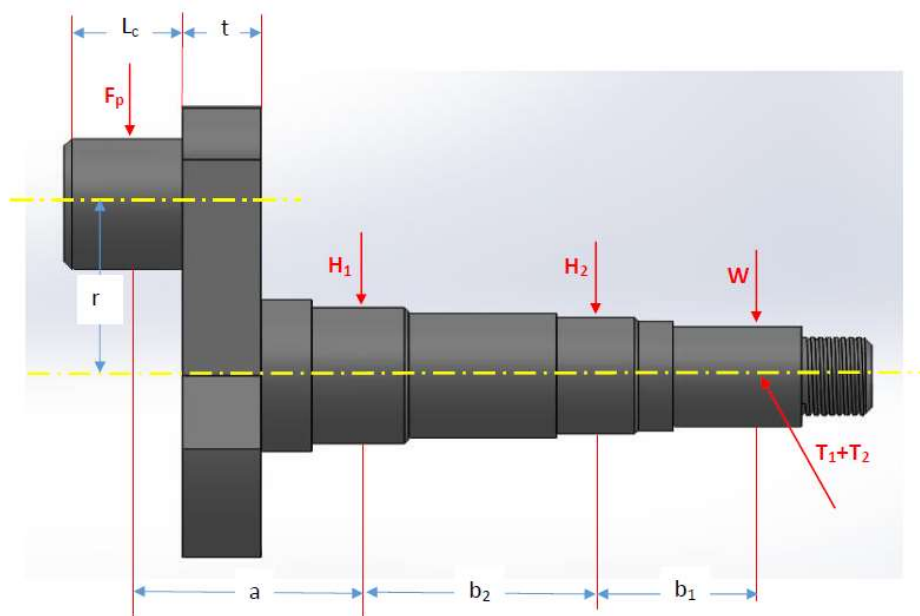
$$\sigma_{Ft} = 3,49 \frac{Kg'}{cm^2}$$

$$\sigma_{Ft} < \sigma_{adm} \Rightarrow Verifica$$

Dimensionamiento de cigüeñal

Los siguientes pasos de cálculo se realizaron siguiendo los lineamientos para dimensionar un cigüeñal del libro “Machine Design – R. S. Kurmi”.

El diseño de este cigüeñal consiste en ubicar los apoyos sobre los rodamientos en dos puntos en el medio, mientras que encontraremos la manivela con el muñón de biela en un extremo y el montaje de la polea de transmisión en el extremo opuesto. Tal como se representa en el siguiente esquema:



Para la fabricación de esta pieza se eligió el siguiente material con sus características

Material	ASME A536	
Tensión admisible del material (σ_{adm})	112,5	Mpa
Tensión a la fluencia (σ_f)	310,0	Mpa
Tensión a la rotura (σ_{et})	450,0	Mpa
Tensión de corte admisible del material (τ_{adm})	56,3	MPa

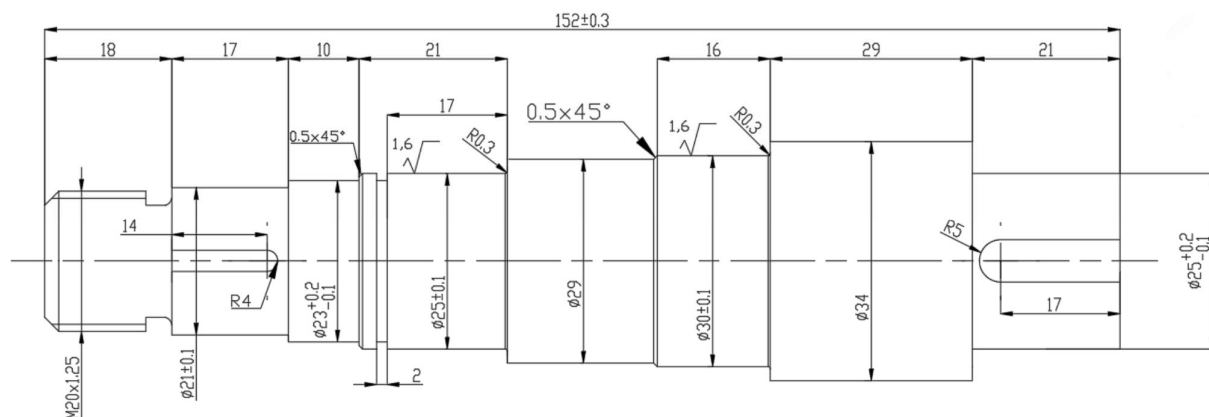
Largo de muñón:

$$L_c = L + 10mm$$

$$L_c = 29,79 mm + 10mm$$

$$L_c = 39,79 mm$$

En cuanto a las distancias que existen entre los apoyos de los rodamientos y a su vez la distancia que estos poseen con respecto a la polea de transmisión fueron obtenidos mediante el diseño y verificados posteriormente.



Cálculo de las fuerzas actuantes sobre el cigüeñal

Peso de polea (W)	22,29	N
Tiro de polea (T1=T2)	364,51	N
Diámetro de pistón (D)	7,23	cm
Présion en el pistón (p)	8,15	kg'/cm2
Fuerza del gas (Fp)	334,6	kg'

Reacción vertical en punto 1 debido a Fp y W:

$$H_1 = \frac{Fp * 9,806 * (a + b_2) - W * b_1}{b_2}$$

$$H_1 = \frac{334,6 \text{ Kg}' * 9,806 \text{ N/Kg}' * (79,58 \text{ mm} + 79,58 \text{ mm}) - 22,29 \text{ N} * 42,29 \text{ mm}}{79,58 \text{ mm}}$$

$$H_1 = 6.551 \text{ N}$$

Reacción vertical en punto 2 debido a Fp y W:

$$H_2 = Fp * 9,806 + W - H_1$$

$$H_2 = 334,6 \text{ Kg}' * 9,806 \text{ N/Kg}' + 22,29 \text{ N} - 6.551 \text{ N}$$

$$H_2 = -3.247 \text{ N}$$

Reacción horizontal en punto 2 debido a T1+T2:

$$H'_2 = \frac{T_1 * (b_1 + b_2)}{b_2}$$

$$H'_2 = - \frac{364,51 \text{ N} * (42,29 \text{ mm} + 79,58 \text{ mm})}{60,87 \text{ mm}}$$

$$H'_2 = -558 \text{ N}$$

Reacción horizontal en punto 1 debido a T1+T2:

$$H'_1 = -H'_2 - T_1$$

$$H'_1 = 558 \text{ N} - 364,51 \text{ N}$$

$$H'_1 = 194 \text{ N}$$

Cálculo diámetro d_c muñón de biela

Momento flector sobre l_c :

$$M_f = \frac{3}{4} * F_p * L_c$$

$$M_f = \frac{3}{4} * 334,6 \text{ Kg}' * 9,806 \text{ N/Kg}' * 39,79 \text{ mm}$$

$$M_f = 97.924,64 \text{ N. mm}$$

Módulo de resistente mínimo necesario:

$$W_{nec} = \frac{M_f}{\sigma_{adm}}$$

$$W_{nec} = \frac{97.924,64 \text{ N. mm}}{112,5 \text{ MPa}}$$

$$W_{nec} = 870,44 \text{ mm}^3$$

Diámetro teórico mínimo del muñón de biela:

De la siguiente ecuación, podemos despejar d_c teniendo el módulo resistente mínimo requerido.

$$Z = \frac{\pi}{32} \cdot d_c^3 \rightarrow d_c = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot Z}$$

$$d_{c \text{ min}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} * 870,44 \text{ mm}^3}$$

$$d_{c \text{ min}} = 20,70 \text{ mm}$$

Por geometría adoptada anteriormente para la biela, verificamos:

$$d_{c \text{ min}} < d_{c \text{ adop}}$$

$$d_{c \text{ adop}} = 33,10 \text{ mm}$$

Cálculo de diámetro en bancadas de cigüeñal (apoyo de rodamientos)

Espesor de brazo:

$$t = 0,6 * d_{c \text{ adop}}$$

$$t = 0,6 * 33,10 \text{ mm}$$

$$t = 19,86 \text{ mm}$$

Momento flector máximo sobre eje:

$$mf_{\text{máx}} = Fp * a$$

$$mf_{\text{máx}} = 334,6 \text{ Kg}' * 9,806 \text{ N/Kg}' * 78,858 \text{ mm}$$

$$mf_{\text{máx}} = 261.239 \text{ N. mm}$$

Módulo resistente mínimo necesario del eje:

$$W_{\text{nec}} = \frac{Mf}{\sigma_{\text{adm}}}$$

$$W_{\text{nec}} = \frac{261.239 \text{ N. mm}}{112,5 \text{ MPa}}$$

$$W_{\text{nec}} = 2.322 \text{ mm}^3$$

De la siguiente ecuación, podemos despejar d_c teniendo el módulo resistente mínimo requerido.

$$Z = \frac{\pi}{32} \cdot d_c^3 \rightarrow d_c = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot Z}$$

$$d_{c \text{ min}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} * 2.322 \text{ mm}^3}$$

$$d_{c \text{ min}} = 28,71 \text{ mm}$$

Se adopta:

$$d_{c \text{ adop}} = 30 \text{ mm}$$

Cálculo de ancho del brazo:

Espesor del brazo:

$$t = 19,86 \text{ mm}$$

Momento máximo en el brazo:

$$Mf_R = F_R \cdot (0,75 \cdot lc + 0,5 \cdot t)$$

$$Mf_R = 334,6 \text{ Kg}' \cdot 9,806 \text{ N/Kg}' \cdot (0,75 \cdot 39,79 \text{ mm} + 0,5 \cdot 19,86 \text{ mm})$$

$$Mf_R = 130.562 \text{ N. mm}$$

Ancho de brazo:

$$w = \frac{1}{\sigma_{adm}} \cdot \left(\frac{6 \cdot Mf}{t^2} + \frac{Fp}{t} \right)$$

$$w = \frac{1}{112,5 \text{ MPa}} \cdot \left(\frac{6 \cdot 130.562 \text{ N. mm}}{(19,86 \text{ mm})^2} + \frac{334,6 \text{ Kg}' \cdot 9,806 \text{ N/Kg}'}{19,86 \text{ mm}} \right)$$

$$w = 19,12 \text{ mm}$$

Por dimensiones del cigüeñal adoptamos:

$$w_{adop} = 34 \text{ mm}$$

Análisis de fuerzas actuantes

A continuación, realizaremos un análisis descomponiendo las fuerzas actuantes que se trasladan desde el pistón hacia la biela, y consecuentemente a la manivela del cigüeñal.

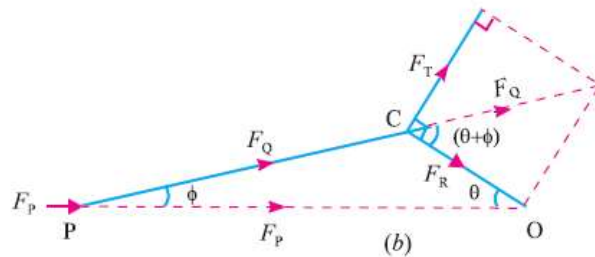


Fig. 32.17. (a) Crank at an angle of maximum twisting moment. (b) Forces acting on the crank.

$$F_T = F_Q \sin (\theta + \phi)$$

$$F_R = F_Q \cos (\theta + \phi)$$

De este esquema se puede notar que la fuerza tangencial causará un giro de la manivela y eje mientras que la fuerza radial causará una flexión en el eje.

La bibliografía consultada recomienda calcular los esfuerzos en la posición de 30° del cigüeñal ya que es el punto de peor condición de tensiones para el mismo. Si se calculara a 0°, existiría una flexión levemente mayor pero el esfuerzo de torsión es nulo, en el otro extremo si se calculara a 90° la torsión sería máxima pero la flexión considerablemente mayor. Es por ello que a 30° se considera el punto más desfavorable para la pieza en composición de esfuerzos de flexión y torsión.

Con los siguientes datos previamente calculados podremos calcular cada una de las fuerzas.

Ángulo alfa (eje-brazo) para máx. momento torsor	30	°
Relación L/r	3,0	
Ángulo FI (eje-biela) para máx. momento torsor	9,59	°
Fuerza del gas (Fp)	3281	N
Fuerza en biela (FQ)	3228	N
Largo de biela (l)	10,30	cm
Radio brazo cigüeñal (r)	3,43	cm

Fuerza tangencial en cigüeñal:

$$FT = FQ * \sin(\alpha + \varphi)$$

$$FT = 3.228 \text{ N} * \sin(30^\circ + 9,59^\circ)$$

$$FT = 2.121 \text{ N}$$

Fuerza radial en cigüeñal:

$$FR = FQ * \cos(\alpha + \varphi)$$

$$FR = 3.228 N * \cos(30^\circ + 9,59^\circ)$$

$$FR = 2.564 N$$

Reacción horizontal en punto 2 debido a FT:

$$HT_2 = \frac{-FT * (a + b_1 + b_2) + FT * b_2 + FT * b_1 - H'_1 * b_2 - H'_1 * b_1}{b_2}$$

HT_2

$$= \frac{-2.121 N * (79,58 + 42,29 + 79,58) + 2.121 N * (79,58 + 42,29) - 194 N * (79,58 + 42,29)}{79,58 mm}$$

$$HT_2 = 2.418 N$$

Reacción horizontal en punto 1 debido a FT:

$$HT_1 = FT + HT_2 - H'_1$$

$$HT_1 = 2.121 N + 2.418 - 194 N$$

$$HT_1 = 4.345 N$$

Reacción vertical en punto 2 debido a FR:

$$HR_2 = - \frac{-FR * (a + b_1 + b_2) + FR * (b_1 + b_2) + W * (b_1 + b_2)}{b_1}$$

$$HR_2 = \frac{-2.564 N * (79,58 + 42,29 + 79,58) + 2.564 N * (79,58 + 42,29) + 22,29 N * (79,58 + 42,29)}{42,29 mm}$$

$$HR_2 = 4.761 N$$

Reacción horizontal en punto 1 debido a FR:

$$HR_1 = FR + HR_2 - W$$

$$HR_1 = 2.564 N + 4.761 N - 22,29 N$$

$$HR_1 = 7.304 N$$

Verificación de geométrica de brazo

Momento flector debido a FT:

$$Mf_{FT} = FT * \left(r - \frac{d_1}{2} \right)$$

$$Mf_{FT} = 2.121 \text{ N} * \left(34,3 \text{ mm} - \frac{30 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$Mf_{FT} = 41.030 \text{ N. mm}$$

Tensión normal por flexión debido a FT:

$$\sigma_{fT} = \frac{Mf_T}{Z} = \frac{Mf_T}{\frac{1}{6} \cdot t \cdot w^2}$$

$$\sigma_{fT} = \frac{41.030 \text{ N. mm}}{\frac{1}{6} 19,86 \text{ mm} * (34 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma_{fT} = 10,1 \text{ MPa}$$

Momento flector debido a FR:

$$Mf_{FR} = FR * (0,75 * l_c + 0,5 * t)$$

$$Mf_{FR} = 2.564 \text{ N} * (0,75 * 39,79 \text{ mm} + 0,5 * 19,86 \text{ mm})$$

$$Mf_{FR} = 101.994 \text{ N. mm}$$

Tensión normal por flexión debido a FR:

$$\sigma_{fR} = \frac{Mf_R}{Z} = \frac{Mf_R}{\frac{1}{6} \cdot w \cdot t^2}$$

$$\sigma_{fR} = \frac{101.994 \text{ N. mm}}{\frac{1}{6} 35 \text{ mm} * (19,86 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma_{fR} = 44,3 \text{ MPa}$$

Tensión a compresión debido a FR:

$$\sigma_{cR} = \frac{F_R}{t \cdot w}$$

$$\sigma_{cR} = \frac{2.564 \text{ N}}{19,89 \text{ mm} \cdot 35 \text{ mm}}$$

$$\sigma_{cR} = 3,7 \text{ MPa}$$

Tensión normal total:

$$\sigma_c = \sigma_{fT} + \sigma_{fR} + \sigma_{cR}$$

$$\sigma_c = 7,7 \text{ MPa} + 44,3 \text{ MPa} + 3,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = 58,1 \text{ MPa}$$

Momento torsor debido a FT:

$$M_T = F_T \cdot (0,75 \cdot lc + 0,5 \cdot t)$$

$$M_{FT} = 2.121 \text{ N} \cdot (0,75 \cdot 39,79 \text{ mm} + 0,5 \cdot 19,86 \text{ mm})$$

$$M_{FT} = 84.359 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Tensión tangencial debido a FT:

$$\tau = \frac{M_T}{Z_p} = \frac{M_T}{\frac{w \cdot t^2}{4,5}}$$

$$\tau = \frac{4,5 \cdot 84.359 \text{ N} \cdot \text{mm}}{35 \text{ mm} \cdot (19,86 \text{ mm})^2}$$

$$\tau = 50,3 \text{ MPa}$$

Ahora aplicando la teoría de rotura de la máxima tensión normal o Teoría de Rankine obtenemos:

$$\sigma_{M\acute{a}x} = \frac{\sigma_c}{2} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{M\acute{a}x} = \frac{\sigma_c}{2} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{M\acute{a}x} = \frac{58,1 \text{ MPa}}{2} + \frac{1}{2} * \sqrt{(58,1 \text{ MPa})^2 + 4 * (50,3 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_{M\acute{a}x} = 87,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{M\acute{a}x} < \sigma_{adm} \Rightarrow \text{Verifica}$$

Verificación de diámetro d1

Momento flector debido a FQ:

$$Mf_{FQ} = FQ * (0,75 * l_c + t)$$

$$Mf_{FQ} = 5.501 \text{ N} * (0,75 * 39,79 \text{ mm} + 0,5 * 19,86 \text{ mm})$$

$$Mf_{FQ} = 165.406 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Momento torsor debido a FT:

$$Mt_{FT} = FT * r$$

$$Mt_{FT} = 2.121 \text{ N} * 3,43 \text{ cm} * \frac{10 \text{ mm}}{1 \text{ cm}}$$

$$Mt_{FT} = 72.845 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Momento torsor equivalente:

$$Mt_e = \sqrt{Mf_{FQ}^2 + Mt_{FT}^2}$$

$$Mt_e = \sqrt{(165.406 \text{ N} \cdot \text{mm})^2 + (72.845 \text{ N} \cdot \text{mm})^2}$$

$$Mt_e = 180.736 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Tensión tangencial:

$$\tau = \frac{Mt_e * 16}{\pi * d_c^3}$$

$$\tau = \frac{180.388 \text{ N} \cdot \text{mm} * 16}{\pi * (33,1 \text{ mm})^3}$$

$$\tau = 25,4 \text{ MPa}$$

$$\tau_{act} < \tau_{adm} \Rightarrow \text{Verifica}$$

Selección rodamientos

Seleccionaremos los rodamientos tomando como primicia los siguientes datos:

Cantidad de horas para vida útil	4000	Hs
Velocidad	744,6	rpm

Carga radial sobre rodamiento 1 con momento flector máximo:

$$F_{R1} = \sqrt{H'_1{}^2 + H_1{}^2}$$

$$F_{R1} = \sqrt{(194 \text{ N})^2 + (6.551 \text{ N})^2}$$

$$F_{R1} = 6.554 \text{ N}$$

Carga radial sobre rodamiento 2 con momento flector máximo:

$$F_{R2} = \sqrt{H'_2{}^2 + H_2{}^2}$$

$$F_{R2} = \sqrt{(-558 \text{ N})^2 + (-3.247 \text{ N})^2}$$

$$F_{R2} = 3.295 \text{ N}$$

Especificaciones de los rodamientos seleccionados:

Cálculo de duración de rodamiento 1:

$$L_{h1} = \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{C}{\frac{P_{WR}}{1000}}\right)^{10} \cdot 10^6}}{60 * RPM}$$

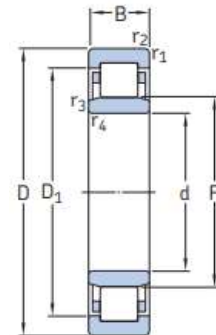
$$L_{h1} = \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{44 \text{ kN}}{\frac{6.554 \text{ N}}{1000}}\right)^{10} \cdot 10^6}}{60 * 744,6 \text{ RPM}}$$

$$L_{h1} = 12.778 \text{ Hs}$$

$$L_{h1} > L_{req} \Rightarrow \text{Verifica}$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaula estándar alternativa ¹⁾
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
25 cont.	62	17	46,5	36,5	4,55	12 000	15 000	0,23	► NU 305 ECP	J, ML
	62	17	46,5	36,5	4,55	12 000	15 000	0,24	► NJ 305 ECP	J, ML
	62	17	46,5	36,5	4,55	12 000	15 000	0,25	► NUP 305 ECP	J, ML
	62	24	64	55	6,95	12 000	15 000	0,34	► NU 2305 ECP	J, ML
	62	24	64	55	6,95	12 000	15 000	0,35	► NJ 2305 ECP	J, ML
	62	24	64	55	6,95	12 000	15 000	0,36	► NUP 2305 ECP	J, ML
30	55	13	17,9	17,3	1,86	15 000	15 000	0,11	► NU 1006	-
	62	16	44	36,5	4,5	13 000	14 000	0,2	► N 206 ECP	-
	62	16	44	36,5	4,5	13 000	14 000	0,2	► NU 206 ECP	J, ML, PH
	62	16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,21	► NJ 206 ECP	J, ML, PH
	62	16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,21	► NUP 206 ECP	J, ML, PH
	62	20	55	49	6,1	13 000	14 000	0,26	► NJ 2206 ECP	J, ML, PH

Rodamiento 1 (simple hilera de rodillos)	
Modelo de rodamiento	SKF-NU 206 ECP
Carga considerada para el cálculo (P) (WR)	6552 N
p para rodamientos de bolas	4,5 KN
Carga dinámica (C)	44 KN
Cantidad de horas nominal (Lh)	12.778 hs
Cant hs nominal > cant hs vida útil	Verifica
Diámetro final (d1)	30 mm
Diámetro exterior (D)	62 mm
Ancho	16 mm



NU

Cálculo de duración de rodamiento 2:

$$L_{h2} = \frac{10^6}{60 * RPM} * \left(\frac{C * 10^3}{P_{WR}} \right)^3$$

$$L_{h2} = \frac{10^6}{60 * 744,6 \text{ RPM}} * \left(\frac{23,5 \text{ kN} * 10^3}{3.295 \text{ N}} \right)^3$$

$$L_{h2} = 8.018 \text{ Hs}$$








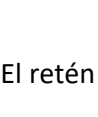
$$L_{h2} > L_{req} \Rightarrow \text{Verifica}$$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación	
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	rpm		kg	-	
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38000	24000	0,022	61805	
	42	9	7,02	4,3	0,193	36000	22000	0,045	61905	
	47	8	8,06	4,75	0,212	32000	20000	0,060	* 16005	
	47	12	11,9	6,55	0,275	32000	20000	0,080	* 6005	
	52	9	10,6	6,55	0,28	28000	18000	0,078	98205	
	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	18000	0,13	* 6205	
	52	15	17,8	9,8	0,40	28000	18000	0,12	6205 ETN9	
	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23	* 6305	
	62	17	26	13,4	0,57	24000	16000	0,21	6305 ETN9	
	80	21	35,8	19,3	0,82	20000	13000	0,53	6405	
	28	58	16	16,8	9,5	0,405	26000	16000	0,18	62/28
		68	18	25,1	13,7	0,585	22000	14000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32000	20000	0,027	61806	
	47	9	7,28	4,55	0,212	30000	19000	0,051	61906	
	55	9	11,9	7,35	0,31	28000	17000	0,085	* 16006	
	55	13	13,8	8,3	0,355	28000	17000	0,12	* 6006	
30	62	10	15,9	10,2	0,44	22000	14000	0,12	98206	
	62	16	20,3	11,2	0,48	24000	15000	0,20	* 6206	
	62	16	23,4	12,9	0,54	24000	15000	0,19	6206 ETN9	
	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	* 6306	
	72	19	32,5	17,3	0,74	22000	14000	0,33	6306 ETN9	
	90	23	43,6	23,6	1,00	18000	11000	0,74	6406	
35	47	7	4,75	3,2	0,17	28000	18000	0,030	61807	
	55	10	9,56	6,8	0,29	26000	16000	0,080	61907	
	62	9	13	8,15	0,38	24000	15000	0,11	* 16007	
	62	14	16,8	10,2	0,44	24000	15000	0,16	* 6007	
35	72	17	27	15,3	0,66	20000	13000	0,29	* 6207	
	72	17	31,2	17,6	0,75	20000	13000	0,27	6207 ETN9	
	80	21	35,1	19	0,82	19000	12000	0,46	* 6307	
	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,95	6407	

Rodamiento 2 (simple hilera de bolas)	
Modelo de rodamiento	SKF-6305
Carga considerada para el cálculo (P) (WR)	3295 N
p para rodamientos de bolas	0,49 KN
Carga dinámica (C)	23,4 KN
Cantidad de horas nominal (Lh)	8.018 hs
Cant hs nominal > cant hs vida útil	Verifica
Diámetro final (d1)	25 mm
Diámetro exterior (D)	62 mm
Ancho	17 mm

Selección de reten de cigüeñal

Se selecciona del catálogo del fabricante de retenes DBH:

	Ø EJE	Ø ALOJ.	ALTURA	N° DBH	TIPO	GIRO	COMPUESTO
	22,22	41,25	6,35	9576	A 241	L	NBR
	.	41,25	11,11	5401	Lz	L	NBR
	.	52,00	10,00	6276	Mz	L	NBR
	.	61,00	9,52	8411	A 078	L	NBR
	22,23	31,88	4,78	9601	Mt	L	NBR
	22,80	40,00	7,00	9613	Mx-R	H	ACM
	23,00	34,00	6,00	8485	Lx	L	NBR
	.	34,00	6,50	9488	A 100	L	DUREZA 85
	.	34,5/38,0	7,50	9812	A 192	L	DUREZA 85
	.	35,00	6,00	8012	Lx	L	NBR
	.	35,00	8,00	8718	Mx-R	H	NBR
	.	35,00	6,5/7,0	9715	A 219	L	DUREZA 85
	.	36,00	6,00	9475	Lz-R	H	ACM
	.	36,50	6,30	5617	Mz	L	NBR
	.	38,00	6,5/7,0	9491	A 219	L	DUREZA 85
	.	41,00	8,00	9818	A 016	L	DUREZA 85
	.	42,00	10,00	9346	Lx	L	NBR
	.	43,00	10,50	9206	A 125	L	NBR
	23,82	41,25	7,92	E1034	Mz	L	NBR
	23,35	29,77	4,00	9527	Lt	L	NBR
	.	29,77	4,0/6,0	9873	A 326	L	DUREZA 85

El retén N° DBH:

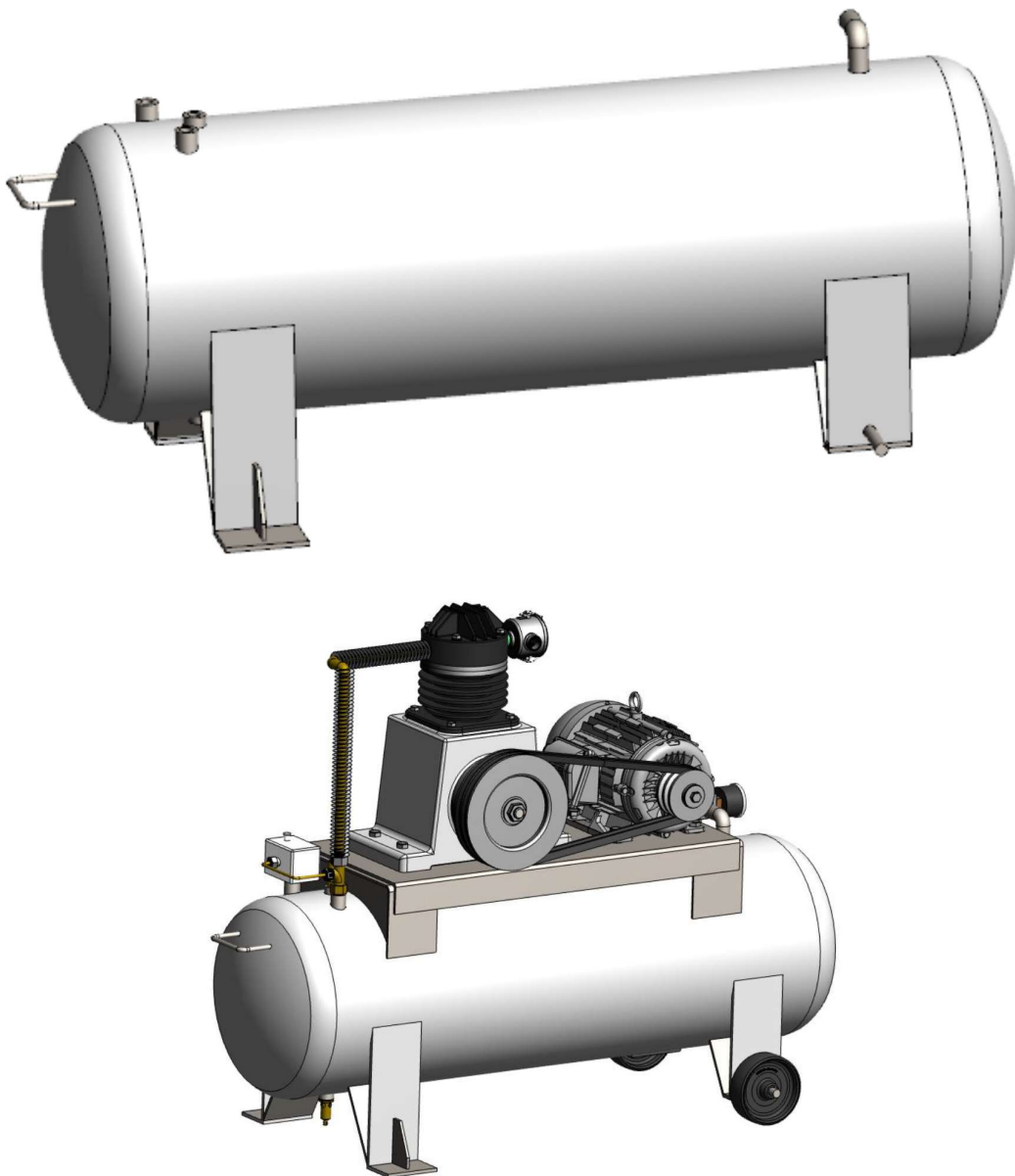
Diam. Eje: 23 mm

Diam. Aloj: 34 mm

Altura: 6 mm

Recipiente acumulador de aire sometido a presión

El siguiente procedimiento de cálculo fue llevado a cabo siguiendo los lineamientos establecidos por la norma ASME Sección VIII Div. 1, donde se establecen los criterios para diseñar un recipiente sometido a presión definiendo: materiales con sus características, ecuaciones para dimensionamiento y verificación a las presiones y temperaturas a las que será sometido nuestro equipo.



Estableciendo las principales dimensiones del acumulados:

Dimensiones principales		
Tipo de casquete	Semi-elíptico 2:1	
Diámetro interior (Dint):	250	mm
Largo (L):	950	mm
Presión de diseño (Pd)	8,97	Kg/cm ²
Temperatura de diseño (Td)	80	°C
Temperatura mínima de diseño (Tmin)	-5	°C
Sobre espesor por corrosión (CA)	1,6	mm
Volumen interior del recipiente	50,70	Lts

Presión de Diseño:

$$P_d = 1,1 * P_w$$

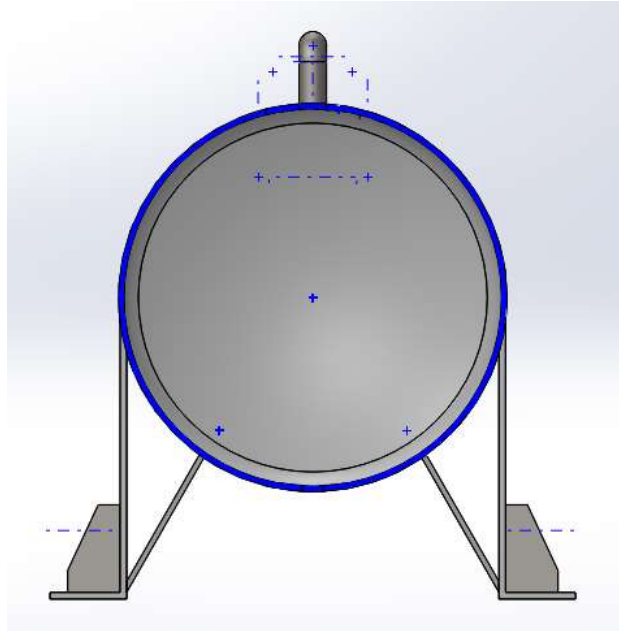
$$P_d = 1,1 * 8,15 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$P_d = 8,97 \frac{Kg}{cm^2}$$

	Envolvente	Fondos
Radiografiado:	NO	NO
Eficiencia E:	0,7	0,7
Trat. Térmico:	NO	NO
Materiales:	Envolvente, Cabezales y ref. de conexiones: SA-516 Gr. 70	
S del material:	ASME SEC II PART. D - HOJA 18 - Línea N° 22	

Sadm:	138	MPa		
S (80°C):	138	MPa		
Fluido almacenado:	Aire			
Peso específico:	5,85	Kg/m ³		
Cabezales:	SEMIELIPTICOS R.2.1			
Medidas virola:	Envolvente	l1	785	mm
		l2	950	mm
		Espesor	1/8"	
	Casquete	Medida	785x950	mm
		D+20%	300	mm
		Espesor	1/16"	
		Medida	300x300	mm

Cálculos y verificaciones de la envolvente



Cálculo del espesor necesario:

$$T_r = \frac{Pd * (R_{int} - CA)}{S * E - 0,6 * Pd} + CA$$

$$T_r = \frac{8,97 \text{ Kg/cm}^2 * \left(\frac{25 \text{ cm}}{2} - 0,16 \text{ cm}\right)}{1.408,16 \text{ Kg/cm}^2 * 0,7 - 0,6 * 8,97 \text{ Kg/cm}^2} - 0,16 \text{ cm}$$

$$T_r = 0,273 \text{ cm} = 2,728 \text{ mm}$$

Espesor adoptado:	1/8"
	3,175 mm
	0,317 cm

Cálculo de MAWP Maximum Allowed Working Pressure de la envolvente (Máxima Presión de Trabajo Admisible, en estado usado, es decir, sin considerar que tenemos el sobre espesor por corrosión):

$$MAWP = \frac{S * E * (tadop - CA)}{R_{int} + 0,6 * (tadop - CA)}$$

$$MAWP = \frac{1.408,16 \text{ Kg/cm}^2 * 0,7 * (0,317 \text{ cm} - 0,16 \text{ cm})}{\frac{25 \text{ cm}}{2} + 0,6 * (0,317 \text{ cm} - 0,16 \text{ cm})}$$

$$MAWP = 12,33 \text{ Kg/cm}^2$$

$$MAWP = P_d \Rightarrow \text{Verifica}$$

Cálculo de MAPNC Maximum Allowed Pressure New and Cold de la envolvente (Máxima Presión Permitida Nuevo y Frio):

$$MAPNC = \frac{S * E * tadop}{R_{int} + 0,6 * tadop}$$

$$MAPNC = \frac{1.408,16 \text{ Kg/cm}^2 * 0,7 * 0,317 \text{ cm}}{\frac{25 \text{ cm}}{2} + 0,6 * 0,317 \text{ cm}}$$

$$MAPNC = 24,66 \text{ Kg/cm}^2$$

Presión de prueba hidráulica:

$$P_{ph} = 1,3 * P_d$$

$$P_{ph} = 1,3 * 8,97 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_{ph} = 11,65 \text{ Kg/cm}^2$$

$$MAPNC > P_{ph} \Rightarrow \text{Verifica}$$

Cálculo de la tensión actuante S_{act} en estado usado de la envolvente (Sin considerar el sobre espesor por corrosión):

$$S_{act} = \frac{1}{E} * \left(\frac{Pd * (R_{int} - CA)}{Tr - CA} + 0,6 * P_{int} \right)$$

$$S_{act} = \frac{1}{0,7} * \left(\frac{8,97 \text{ Kg/cm}^2 * \left(\frac{25 \text{ cm}}{2} - 0,16 \text{ cm} \right)}{0,317 \text{ cm} - 0,16 \text{ cm}} + 0,6 * 8,15 \text{ Kg/cm}^2 \right)$$

$$S_{act} = 1010,42 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{act} < S_{adm} \Rightarrow \text{Verfica}$$

Cálculo de la deformación porcentual durante la fabricación:

Este cálculo nos permitirá determinar si es necesario realizar un tratamiento térmico de distensionamiento posterior a la conformación plástica de la chapa en el rolado.

$$\% Def = 50 * \frac{t}{R_f} * \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$$

$$\% Def = 50 * \frac{0,317 \text{ cm}}{\left(\frac{25 \text{ cm}}{2} \right)} * \left(1 - \frac{\left(\frac{25 \text{ cm}}{2} \right)}{\infty} \right)$$

$$\% Def = 1,27\%$$

$$\% Def < 5\%$$

∴ No es necesario realizar tratamiento térmico posterior para liberación de tensiones

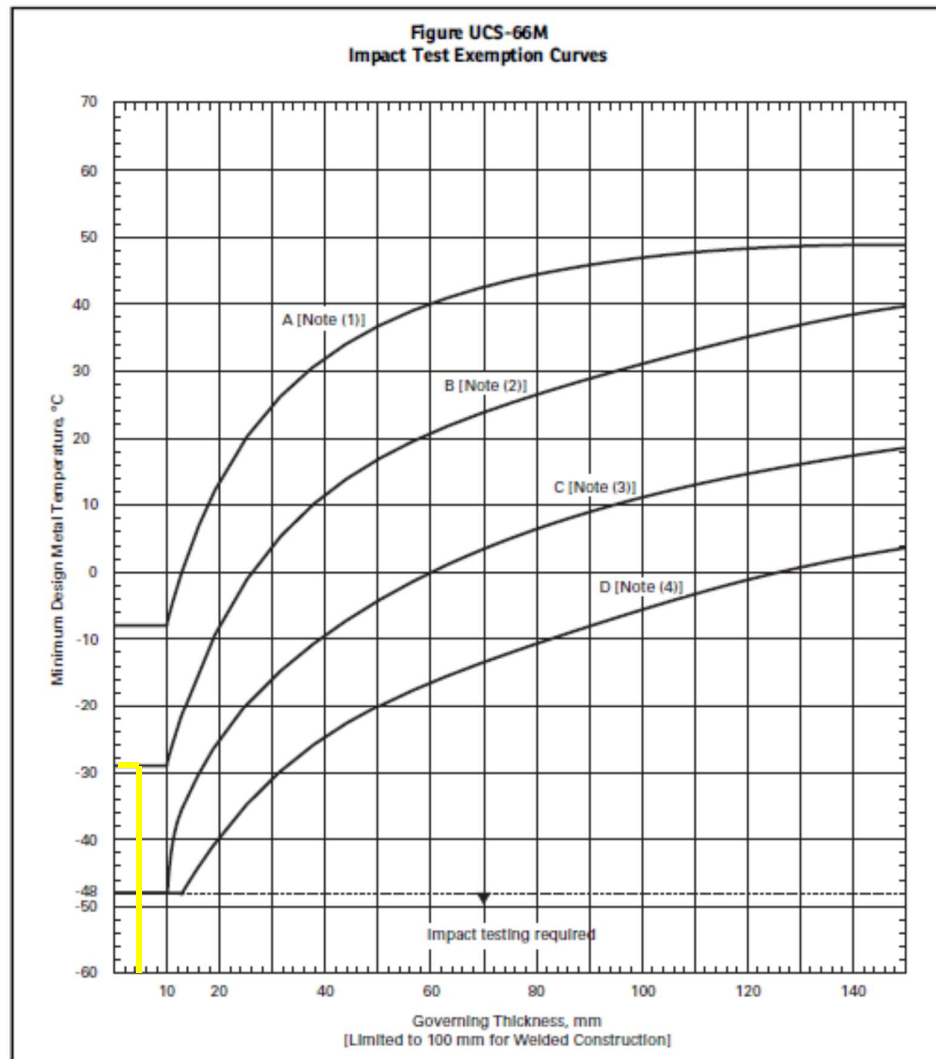
Cálculo de MDMT Minimun Desing Material Temperature (Temperatura Mínima de Diseño del Material):

Comenzando con las excepciones que nos da el código, según UG-20 establecemos el siguiente criterio para establecer la MDMT

Establece que con el espesor gobernante y el tipo de material se ingresa a la curva correspondiente se halla el valor de la MDMT, si la temperatura mínima de trabajo se encuentra por arriba de la curva no será necesario realizar la prueba de impacto.

* De acuerdo con nuestro Material SA-516 Gr 70 (Le corresponde la curva B)

* Espesor gobernante en este caso es el adoptado, siendo el mismo: 3,175 mm



Del gráfico, obtenemos que para el material elegido y con el espesor de chapa que se utilizará, no es necesario realizar el ensayo de impacto para verificar la resiliencia del material a la temperatura de trabajo.

Cálculo de los casquetes semi-elípticos

Como se mencionó anteriormente, se utilizarán casquetes semi-elípticos R 2:1

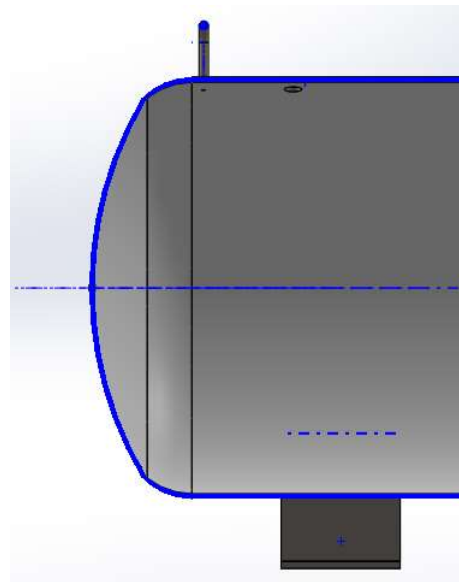
Cálculos de espesor de los casquetes:

$$Tr = \frac{Pd * (D_{int} - 2 * CA)}{2 * S * E - 0,2 * Pd} + CA$$

$$Tr = \frac{8,97 \text{ Kg/cm}^2 * (25 \text{ cm} - 2 * 0,16 \text{ cm})}{2 * 1.408,16 \text{ Kg/cm}^2 * 0,7 - 0,2 * 8,97 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$Tr = 0,27 \text{ cm}$$

	1/8"
Espesor adoptado	3,17 mm
	0,317 cm



Cálculo de MAWP Maximum Allowed Working Pressure de los casquetes (Máxima Presión de Trabajo Admisible, en estado usado, es decir, sin considerar que tenemos el sobre espesor por corrosión):

$$MAWP = \frac{2 * S * E * (t_{adop} - CA)}{D_{int} + 0,2 * (t_{adop} - CA)}$$

$$MAWP = \frac{2 * 1.408,16 \text{ Kg/cm}^2 * 0,7 * (0,317 \text{ cm} - 0,16 \text{ cm})}{25 \text{ cm} + 0,2 * (0,317 \text{ cm} - 0,16 \text{ cm})}$$

$$MAWP = 11,60 \text{ Kg/cm}^2$$

$$MAWP > P_d \Rightarrow \text{Verifica}$$

Cálculo de MAPNC Maximum Allowed Pressure New and Cold del casquete (Máxima Presión Permitida Nuevo y Frio):

$$MAPNC = \frac{2 * S * E * tadop}{D_{int} + 0,2 * tadop}$$

$$MAPNC = \frac{2 * 1.408,16 \text{ Kg/cm}^2 * 0,7 * 0,317 \text{ cm}}{25 \text{ cm} + 0,2 * 0,317 \text{ cm}}$$

$$MAPNC = 23,36 \text{ Kg/cm}^2$$

Presión de prueba hidráulica:

$$P_{ph} = 1,3 * P_d$$

$$P_{ph} = 1,3 * 8,97 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_{ph} = 11,65 \text{ Kg/cm}^2$$

$$MAPNC > P_{ph} \Rightarrow \text{Verifica}$$

Cálculo de la tensión actuante Sact en estado usado del casquete (Sin considerar el sobre espesor por corrosión):

$$Sact = \frac{P_d * (D_{int} - 2 * CA) + 0,2 * P_d * (tadop - CA)}{2 * E * (tadop - CA)}$$

$$Sact = \frac{1}{0,7} * \left(\frac{8,97 \text{ Kg/cm}^2 * \left(\frac{25 \text{ cm}}{2} - 0,16 \text{ cm} \right)}{0,317 \text{ cm} - 0,16 \text{ cm}} + 0,6 * 8,15 \text{ Kg/cm}^2 \right)$$

$$S_{act} = 1004,71 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{act} < S_{adm} \Rightarrow \text{Verfica}$$

Cálculo de la deformación porcentual durante la fabricación:

Este cálculo nos permitirá determinar si es necesario realizar un tratamiento térmico de distensionamiento posterior a la conformación plástica de la chapa para el casquete.

$$\% Def = 75 * \frac{t}{R_f} * \left(1 - \frac{R_f}{R_o}\right)$$

$$\% Def = 75 * \frac{0,317 \text{ cm}}{\left(\frac{25 \text{ cm}}{2}\right)} * \left(1 - \frac{\left(\frac{25 \text{ cm}}{2}\right)}{\infty}\right)$$

$$\% Def = 1,91\%$$

$$\% Def < 5\%$$

∴ No es necesario realizar tratamiento térmico posterior para liberación de tensiones

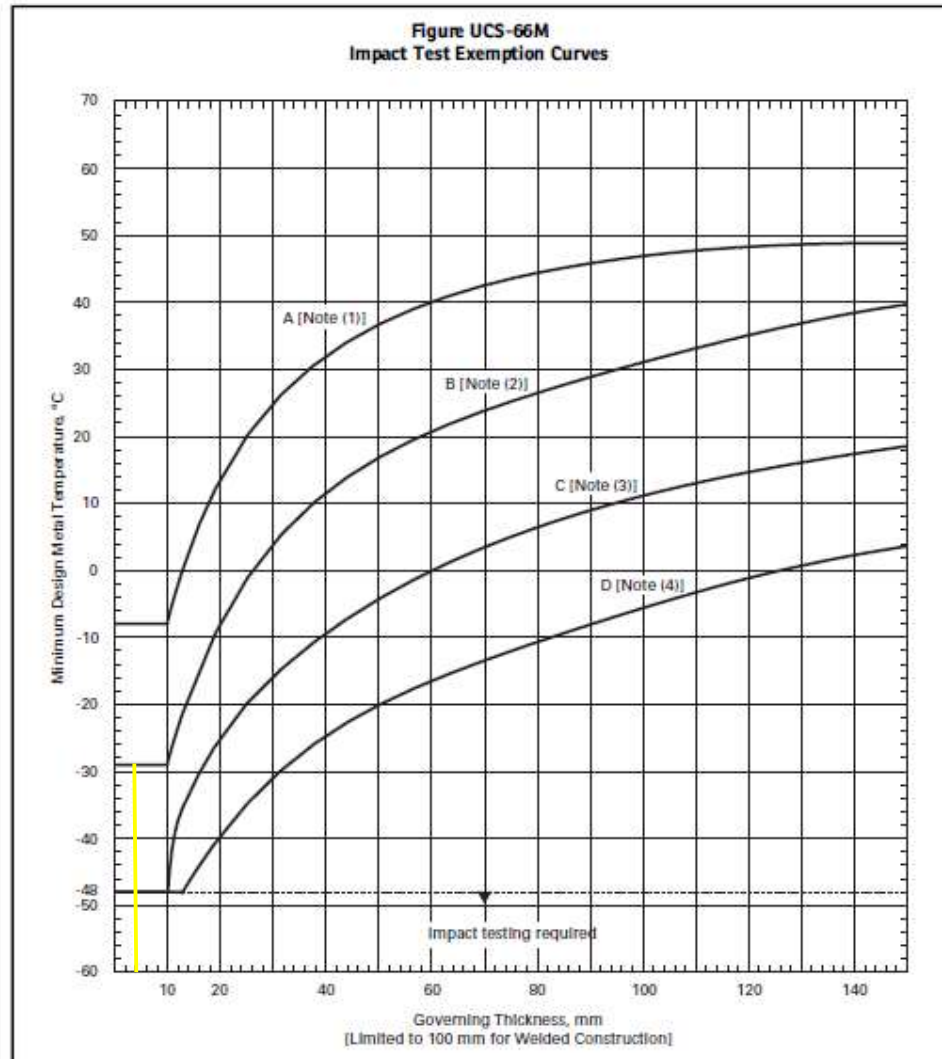
Cálculo de MDMT Minimun Desing Material Temperature (Temperatura Mínima de Diseño del Material):

Comenzando con las excepciones que nos da el código, según UG-20 establecemos el siguiente criterio para establecer la MDMT

Establece que con el espesor gobernante y el tipo de material se ingresa a la curva correspondiente se halla el valor de la MDMT, si la temperatura mínima de trabajo se encuentra por arriba de la curva no será necesario realizar la prueba de impacto.

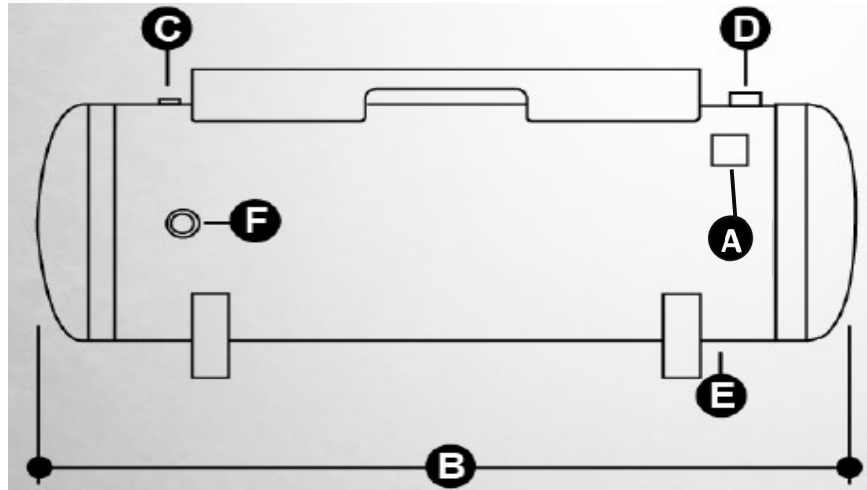
* De acuerdo con nuestro Material SA-516 Gr 70 (Le corresponde la curva B)

* Espesor gobernante en este caso es el adoptado, siendo el mismo: 3,175 mm



Del gráfico, obtenemos que para el material elegido y con el espesor de chapa que se utilizará, no es necesario realizar el ensayo de impacto para verificar la resiliencia del material a la temperatura de trabajo.

Selección de las conexiones



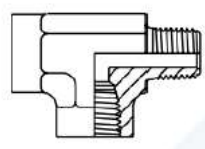
POSICIÓN	FUNCIÓN	CONEXIÓN
C	Salida de aire	3/8"
E	Purga	1/4"
A	Válvula de seguridad	1/4"
D	Entrada de aire	1/2"
F	Manómetro/preso.	3/8"

Nota: en nuestro caso seleccionaremos una válvula de salida de aire junto a un manómetro por lo que necesitaremos solo un agujero para realizar la conexión.

Tee para carga de aceite

Utilizaremos una Tee (Macho – Hembra – Hembra). Seleccionaremos: Parker MRO-B-3/8

MRO Street Tee (male on run)

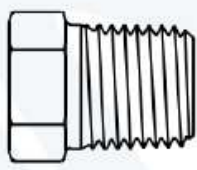


Size	S/S	Brass
1/8	●	●
1/4	●	●
3/8	●	●
1/2	●	●



Selección de tapón de llenado

HP Hex Head Plug



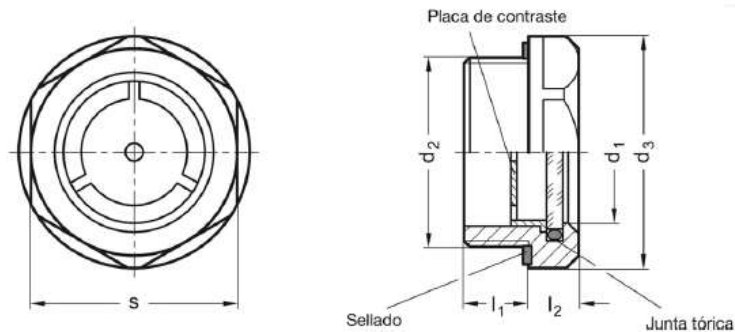
Size	S/S	Brass
1/8	●	●
1/4	●	●
3/8	●	●
1/2	●	●
3/4	●	●
1	●	●



Seleccionamos un tapón de llenado de 3/8" de latón.


Visor de nivel de aceite

Se selecciona un visor de nivel de aceite GN 743.2 de latón con rosca 3/8"



GN 743.2

Ajustar tabla

	d_1	d_2	d_3	l_1	l_2	s	
Código	\updownarrow	\updownarrow	\updownarrow	\updownarrow	\updownarrow	\updownarrow	\updownarrow
GN 743.2-24-M33x1,5-A	24	M 33 x 1,5	40	11	8,5	36	70
GN 743.2-11-M16x1,5-B	11	M 16 x 1,5	22	8	7,5	20	19
GN 743.2-14-M20x1,5-B	14	M 20 x 1,5	26	8,5	7,5	23	23
GN 743.2-18-M26x1,5-B	18	M 26 x 1,5	32	9	8	30	44
GN 743.2-18-M27x1,5-B	18	M 27 x 1,5	32	9	8	30	46
GN 743.2-24-M33x1,5-B	24	M 33 x 1,5	40	11	8,5	36	70
GN 743.2-11-G3/8-A	11	G 3/8	22	8	7,5	20	20
GN 743.2-14-G1/2-A	14	G 1/2	26	8,5	7,5	23	23
GN 743.2-18-G3/4-A	18	G 3/4	32	9	8	30	44
GN 743.2-24-G1-A	24	G 1	40	11	8,5	36	69
GN 743.2-11-G3/8-B	11	G 3/8	22	8	7,5	20	20
GN 743.2-14-G1/2-B	14	G 1/2	26	8,5	7,5	23	23
GN 743.2-18-G3/4-B	18	G 3/4	32	9	8	30	44

Selección de presostato

Se selecciona del catálogo CER América Latina un presostato con las siguientes características:

MODELO	FASES	PARA MOTORES ELÉCTRICOS DE HASTA	PRESIÓN DE TRABAJO REGULABLE (BAR)		DIFERENCIAL REGULABLE (BAR)		CONEXIÓN ROSCA	OBSERVACION	HP
			mínimo	máximo	mínimo	máximo			
CER		125/380 volt. Max	mínimo	máximo	mínimo	máximo	BSPT Conexión		
1--	3	7,5 HP	1,5	15	1,4	3		Trifásico	
1-L	3	5,5 HP	1,5	15	1,2	3,5		Trifásico	
Q-I	3	3 HP	1,5	15	1,2	3,5		Trifásico	
Q--	2	3 HP	1,5	15	1,2	3,5		Monofásico	
C--	2	1,5 HP	1,5	14	2	3,5		tamaño chico (monofásico)	
PT1/150	2	1,5 HP	3	12	2	3			
PT1/150/L	2	1,5 HP	3	12	2	3		Con llave de corte	
PT3/150	2	3 HP	3	12	2	3			
PT3/150/L	2	3 HP	3	12	2	3		Con llave de corte	
PT3/180	2	3 HP	3	12	2	3			
PT3/180/L	2	3 HP	3	12	2	3		con llave de corte	
PT3/180/4V/L	2	3 HP	3	12	2	3		4 vias, con llave de corte	
PT3/180	2	5,5 HP	3	12	2	3			
SK-10	3	380	2,5	13	2	7	218		217
SK-22A	3	380	2,5	13	2	7			



Presostato CER: PT3/150/L

Selección de válvula reguladora con manómetro:

Seleccionaremos del catálogo de Micromecánica el siguiente regulador:

MICRO

Unidades R

Serie QBM4 G1/2"

Tipo..... Unidad regulador de presión, con cuerpo metálico y bloqueo de regulador
 Posición de trabajo..... Indiferente
 Montaje..... En línea o en panel con orificio Ø 53mm
 Temperaturas..... Máx. 60 °C (150 °F)
 Presión de trabajo Standard: 0...10 bar (0...145 psi)
 Opcional: 0...2,5 bar (0...36 psi)
 Ejecución especial hasta 16 bar: consultar parámetros funcionales
 Conexiones..... G 1/2" (directa)
 G1/4", G3/8", G3/4" y G1" (mediante bridas)
 Manómetro Incorporado en las unidades.
 En reguladores para tablero el manómetro es Ø 50mm R 1/8". Se requiere de un orificio en el panel Ø 54mm
 Accesorios y repuestos .. Ver página 7.7.1.2



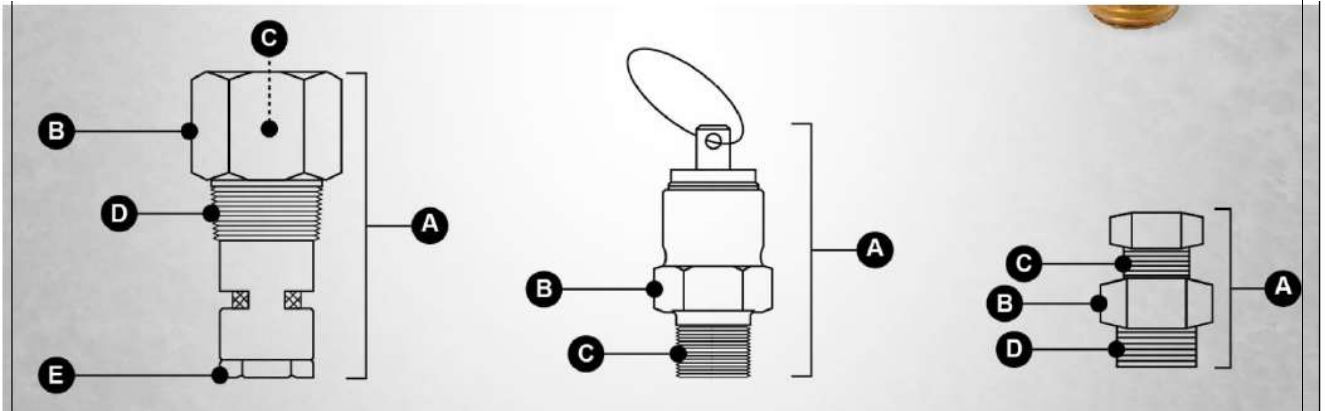
Códigos en **Negrita**: entrega inmediata, salvo ventas.

	Descripción	ØG	Para línea	Para tablero
	Unidad R QBM4 Presión de trabajo: 0...2,5 bar	G 1/2"	0.103.000.764	0.103.001.064
Unidad R QBM4 Presión de trabajo: 0...10 bar	G 1/2"	0.103.000.864	0.103.001.164	

Se utiliza con la conexión opcional de 3/8"

Selección de válvula de purga y válvula de seguridad

Seleccionamos del catálogo del fabricante Ingusa las siguientes válvulas:



Aplicación	Modelo	Peso		A Altura total		Altura de trabajo		B Hexágono de apriete		C Rosca de entrada	D Rosca de salida	E Puerto de descarga	Presión de apertura		Capacidad de flujo		Presión mín. de operación		Presión máx. de operación	
		OZ	GRS.	mm	In	mm	In	mm	In				kg/cm2	PSI	CFM	m3/min	m3/min	PSI	m3/min	PSI
CHECK UNIDIRECCIONAL	TAC - 1/2" x 1/2"	5.1	145	78	3.07	49 L*	1.93 L*	25.4	1	1/2" -14 NPT (H*)	1/2" -14 NPT (M*)	1/8"-27NPT	N/A	N/A	N/A	N/A	0.105	1.5	31.6	4500
	TAC - 3/4" x 3/4"	8.3	235	90.0	3.54	58 L*	2.28 L*	31.75	1.25	3/4" -14 NPT (H*)	3/4" -14 NPT (M*)	1/8"-27NPT	N/A	N/A	N/A	N/A	0.1406	2.0	35.2	5000
	TAC - 1" x 1"	13.6	397	105.0	4.134	66.5 L*	2.62 L*	38.1	1.5	1" - 11.5 NPT (H*)	1" - 11.5 NPT (M*)	1/8"-27NPT	N/A	N/A	N/A	N/A	0.1406	2.0	35.2	5000
SEGURIDAD	TAS - 125 PSI	1.7	48	52 R*	2.05 R*	60.5 A*	2.40 A*	15.87	0.625	NO APLICA	1/4" -18 NPT (M*)	NO APLICA	8.8	125	100	3	N/A	N/A	N/A	N/A
	TAS - 185 PSI	2.1	60	56.5 R*	2.22 R*	62 A*	2.44 A*	19	0.75	NO APLICA	1/4" -18 NPT (M*)	NO APLICA	13.0	185	166	4.7	N/A	N/A	N/A	N/A
PURGA O DRENAJE	TAP-1	0.65	16.5	25.4 R*	1.0 R*	27.4 A*	1.08 A*	14.29	0.5625	3/8" -24 UNF (H*)	1/4" -18 NPT (M*)	NO APLICA	N/A	N/A	N/A	N/A	0.105	1.5	N/A	N/A



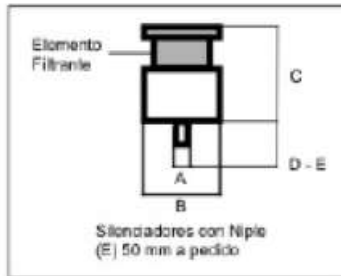
Válvula de retención: VLNEUM_TAC-1

Válvula de seguridad: VLNEUM_TAS-1

Válvula de purga: VLNEU_TAP-1

Selección de silenciadores, porta filtros de admisión

Se selecciona un filtro:



A	B	C	D	E	CARACTERISTICAS
Ø Rosca	Ø M.M.	Ø M.M.	Ø M.M.	Ø M.M.	
3/8	75	170	-	20	hasta 200 lts x min aprox hasta 3/4 HP, 1 HP, 1 1/2 HP
1/2	108	130	-	30	hasta 350 lts x min aprox hasta 2 HP, 1,5 HP, 2.5 HP
3/4	134	145	-	50	3 hp a 5 hp
1"	150	140	100	50	hasta 900 lts x min aprox hasta 5 HP, 7.5 HP
1 1/4	180	165	100	50	hasta 1600 lts x min aprox hasta 7.5 HP, 10 HP, 12.5 HP, 15 HP
1 1/2	180	165	100	50	hasta 2000 lts x min aprox hasta 15 HP Y 20 HP
2"	270	160	-	50	20 HP



Marca: ATC

Conexión: 3/8" (210 Lts/min)

Cálculo de los pesos aproximados del recipiente

Peso de la envolvente

Volumen de chapa para envolvente:

$$Vol = A_{anillo} * L$$

$$Vol = \pi * \left(250 \text{ mm} + \frac{3,175 \text{ mm}}{2} \right) * 950 \text{ mm} * 3,175 \text{ mm} * \frac{1 \text{ cm}^2}{1000 \text{ mm}^2}$$

$$Vol = 2.384 \text{ cm}^2 = 0,00238 \text{ m}^3$$

Peso específico del acero: 7.850 Kg/m³

Peso de la envolvente:

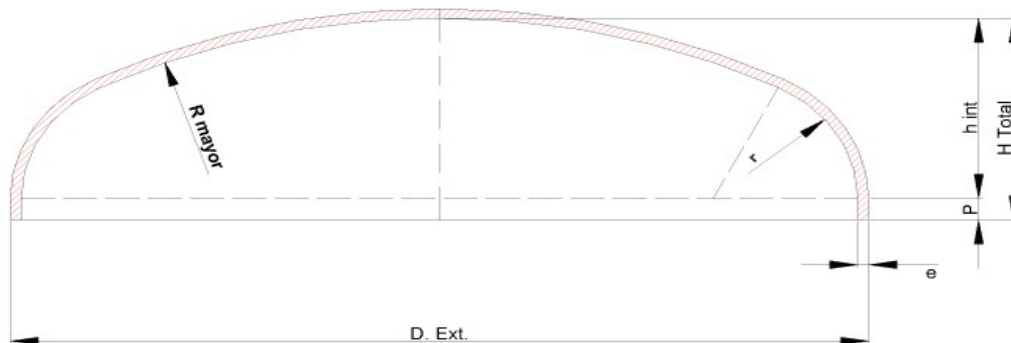
$$W_E = \gamma * Vol$$

$$W_E = 7.850 \frac{\text{Kg}'}{\text{m}^3} * 0,00238 \text{ m}^3$$

$$W_E = 18,71 \text{ Kg}'$$

Peso de cada casquete

Características geométricas del casquete



$$R = 0,9 * D_{int}$$

$$r = 0,17 * D_{int}$$

Volumen de chapa para el casquete:

$$Vol = \frac{0,52 * D_{ext}^3}{4} - \frac{0,52 * D_{int}^3}{4}$$
$$Vol = \frac{0,52 * (25 \text{ cm} + 0,375 \text{ cm})^3}{4} - \frac{0,52 * (25 \text{ cm})^3}{4}$$
$$Vol = 78,38 \text{ cm}^3 = 0,0000748 \text{ m}^3$$

Peso específico del acero: 7.850 Kg/m³

Peso del casquete:

$$W_C = \gamma * Vol$$
$$W_C = 7.850 \frac{Kg'}{m^3} * 0,0000748 \text{ m}^3$$
$$W_C = 0,62 \text{ Kg}'$$

Peso total del recipiente

Sumatoria de componentes:

$$W_T = 2 * W_C + W_E$$
$$W_T = 2 * 0,62 \text{ Kg}' + 18,71 \text{ Kg}'$$
$$W_T = 20,01 \text{ Kg}'$$

Selección de ruedas

Peso total de todo el equipo:

$$P_E = W_t + W_{mot} + W_{comp}$$

$$P_E = 20,01 \text{ Kg} + 25,5 \text{ Kg} + 21,6 \text{ Kg}$$

$$P_E = 67,11 \text{ Kg}$$

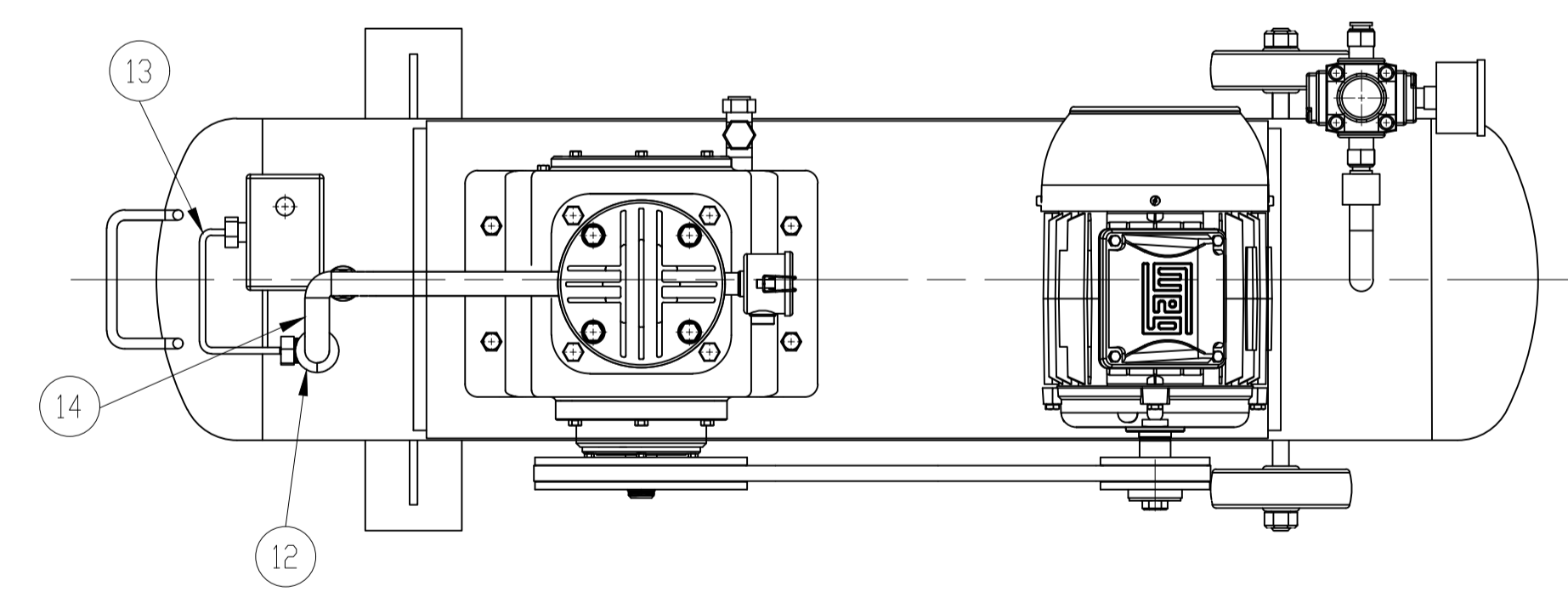
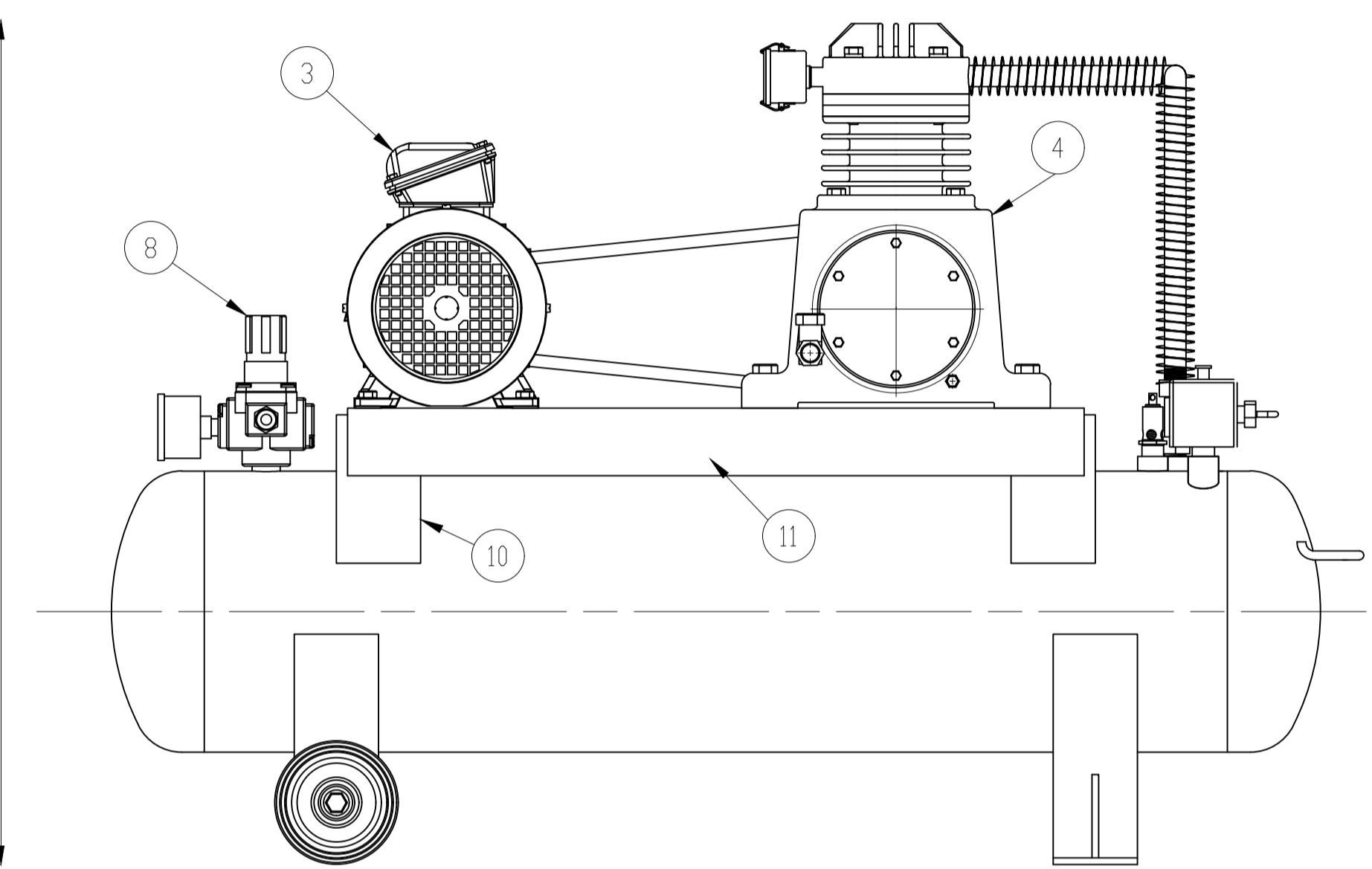
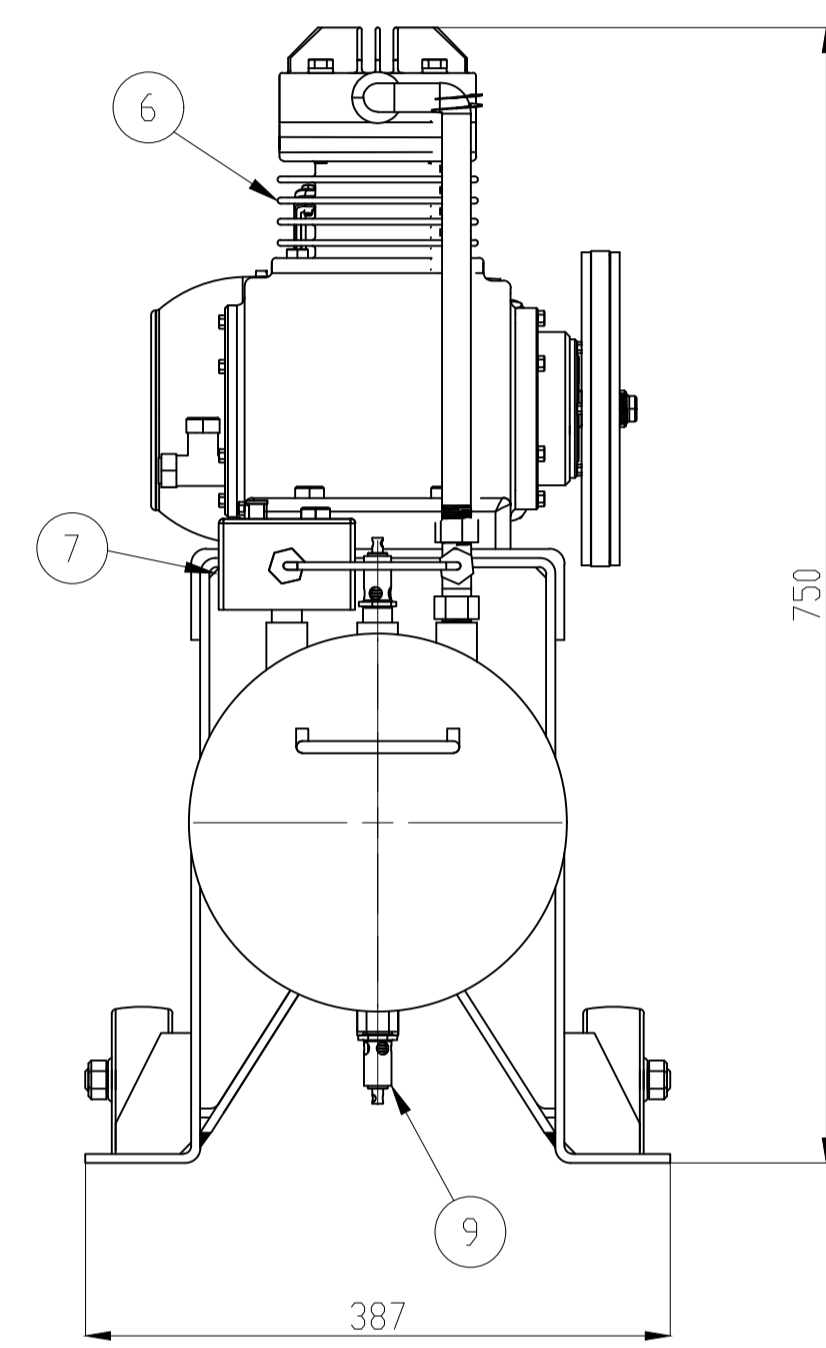
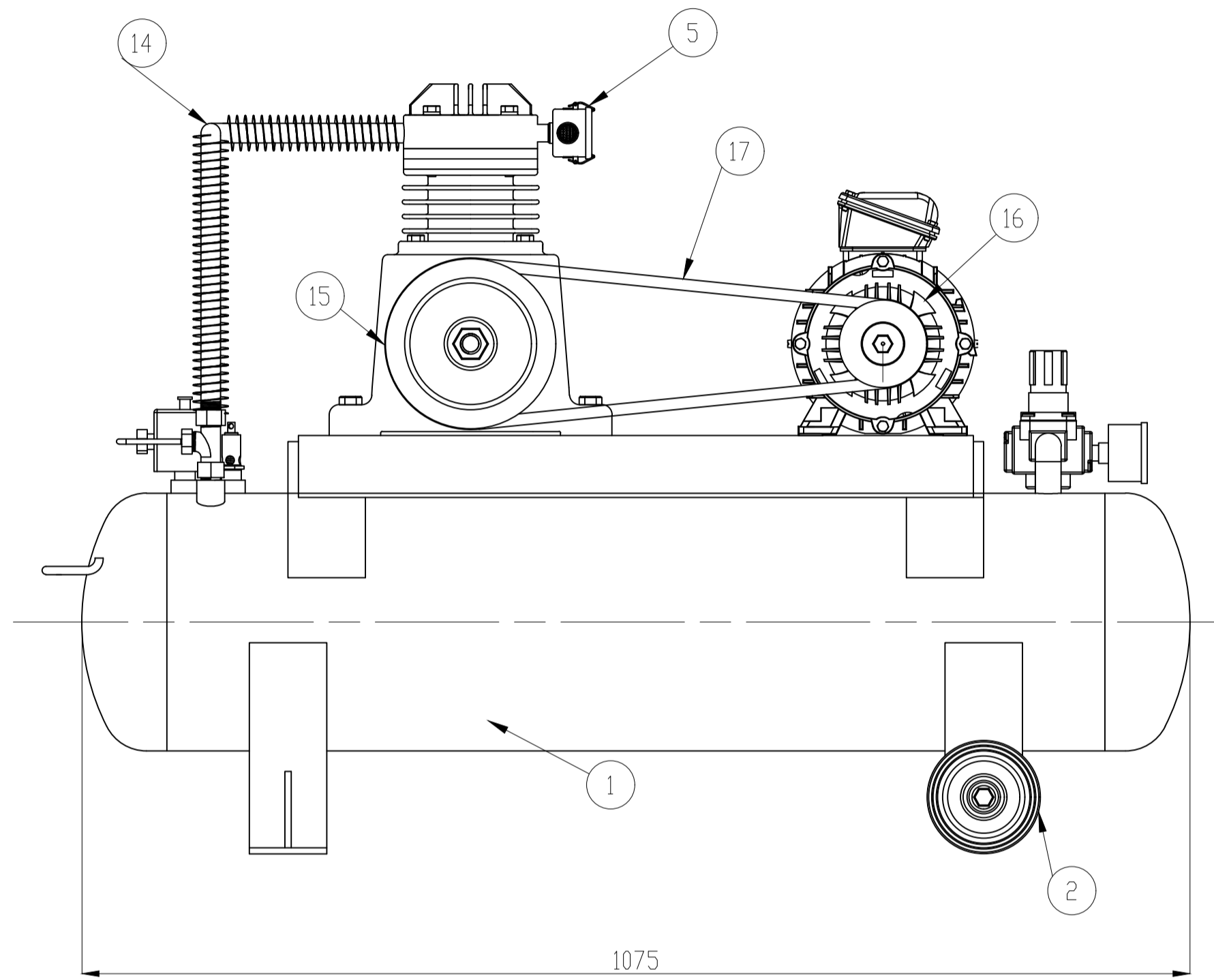
RUEDAS SIN SOPORTES - SERIE LIVIANA

Diámetro	Ancho	Diámetro interior	Carga Kgs.	Eje	Cod.	
100	30	3/8"	50	Liso	10100	
110	30	1/2"	70	Liso	10110	
125	30	1/2"	90	Liso	10125	
140	35	1/2"	110	Liso	10140	
150	35	1/2"	120	Liso	10150	
175	35	1/2"	150	Liso	10175	
200	40	1/2"	175	Liso	10200	
250	40	3/4"	200	Liso	10250	
300	50	3/4"	220	Liso	10300	
350	60	1"	240	Liso	10350	
350	60	5/8"	240	Liso	10354	Para carretilla
380	60	1"	250	Liso	10380	
400	60	1"	280	Liso	10400	

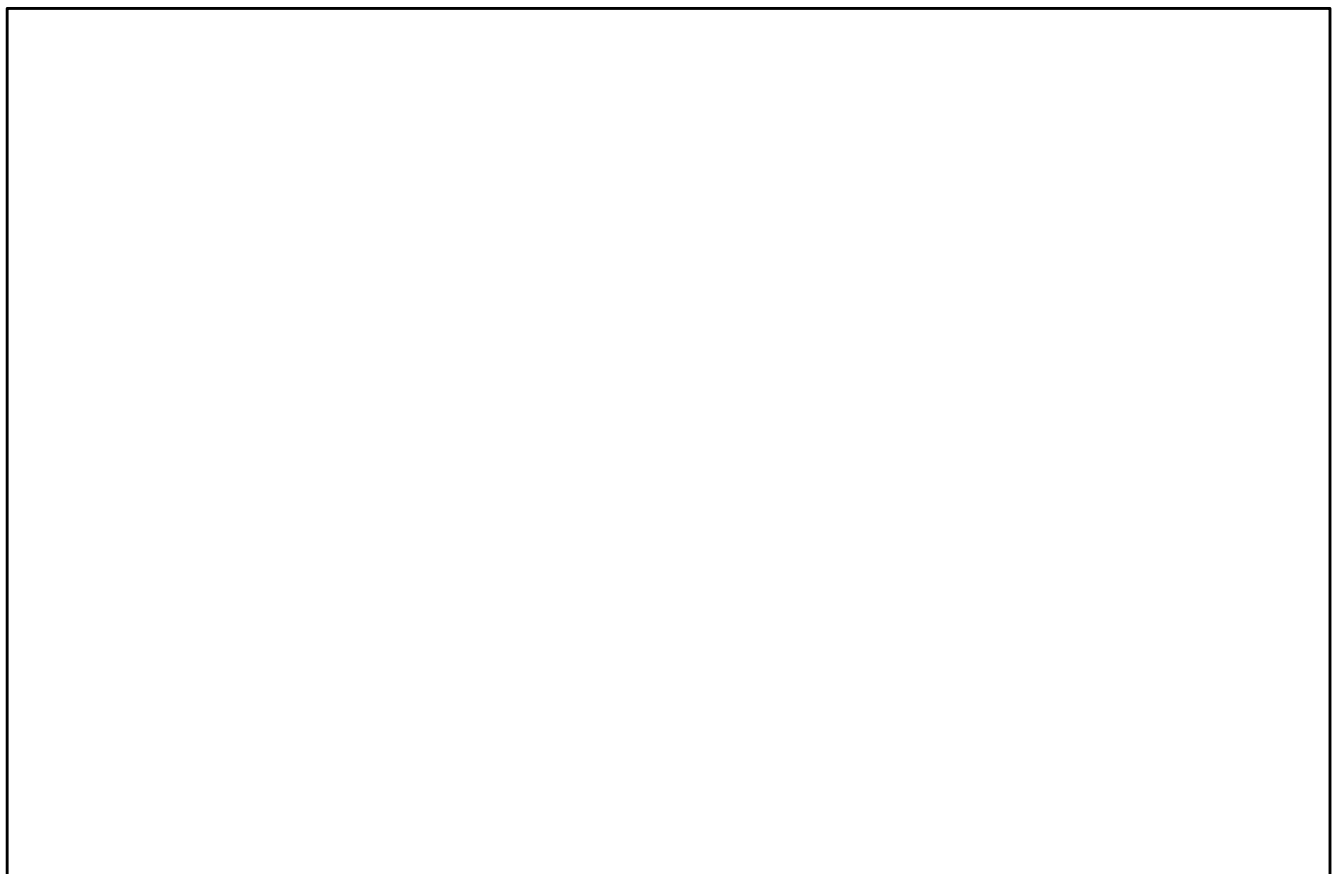


LISTADO DE DOCUMENTOS:

N	Cód. Documento	Cant. Pág.	Tipo	Descripción
1	DOC-FRA-150	158	MEMORIA CALCULO	MEMORIA DE CÁLCULO SERIE FRA 210
2	CS210-PG-01	1	PLANO	CONJUNTO GENERAL FRA 210
3	CS210-PG-02	1	LISTA DE MATERIALES	LM CONJUNTO GENERAL FRA 210
4	CS15/21-Ci-01	1	PLANO	CILINDRO
5	CS15/21-Pi-01	1	PLANO	PISTÓN
6	CS15/21-Pe-01	1	PLANO	PERNO DE PISTON
7	CS15/21-B-01	1	PLANO	BIELA
8	CS15/21-Cg-01	1	PLANO	CUERPO DE CIGÜEÑAL
9	CS15/21-Cg-02	1	PLANO	EJE DE CIGÜEÑAL
10	CS15/21-Cj-01	1	PLANO	CAJA
11	CS15/21-TpCj-01	1	PLANO	TAPA DE CAJA
12	CS15/21-TPr-01	1	PLANO	TAPA PORTA RETEN
13	CS15/21-Pr-01	1	PLANO	PORTA-RODAMIENTOS
14	CS15/21-TpCi-01	1	PLANO	TAPA DE CILINDRO
15	CS15/21-JTCi-01	1	PLANO	JUNTA DE TAPA DE CILINDRO
16	CS15/21-JCi-01	1	PLANO	JUNTA DE PLACA PORTA VÁLVULAS
17	CS15/21-Pv-01	1	PLANO	PLACA PORTA VÁLVULA
18	CS15/21-C-01	1	PLANO	CONJUNTO COMPRESOR ENSAMBLADO
19	CS15/21-C-02	1	LISTA DE MATERIALES	LM CONJUNTO COMPRESOR ENSAMBLADO
20	CS210-T-01	1	PLANO	TANQUE 50L
21	CS210-S-01	1	PLANO	SOPORTE DE CHAPA BASTIDOR
22	CS210-S-02	1	PLANO	CHAPA BASTIDOR DE MOTOR Y CAJA
23	CS210-S-03	1	PLANO	DESARROLLO DE PLIEGUE DE CHAPA
24	CS210-S-04	1	PLANO	RECORTE DE PERFIL REFUERZO DE SOPORTE



Mdf	Era	Es	Aut	Rev	Fecha
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Compresor Serie		Año :2021	
Reviso:		FRA-210		HOJA 1	
Fecha:					
Escalas:		Tolerancias no Indicadas:		Plano Nº	
1:5		Longitudinales: ± 0.1 mm		CS210-PG-01	
		Angulares: ± 30°			
		Rugoridad: 3.2			

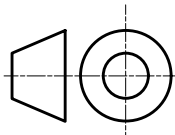


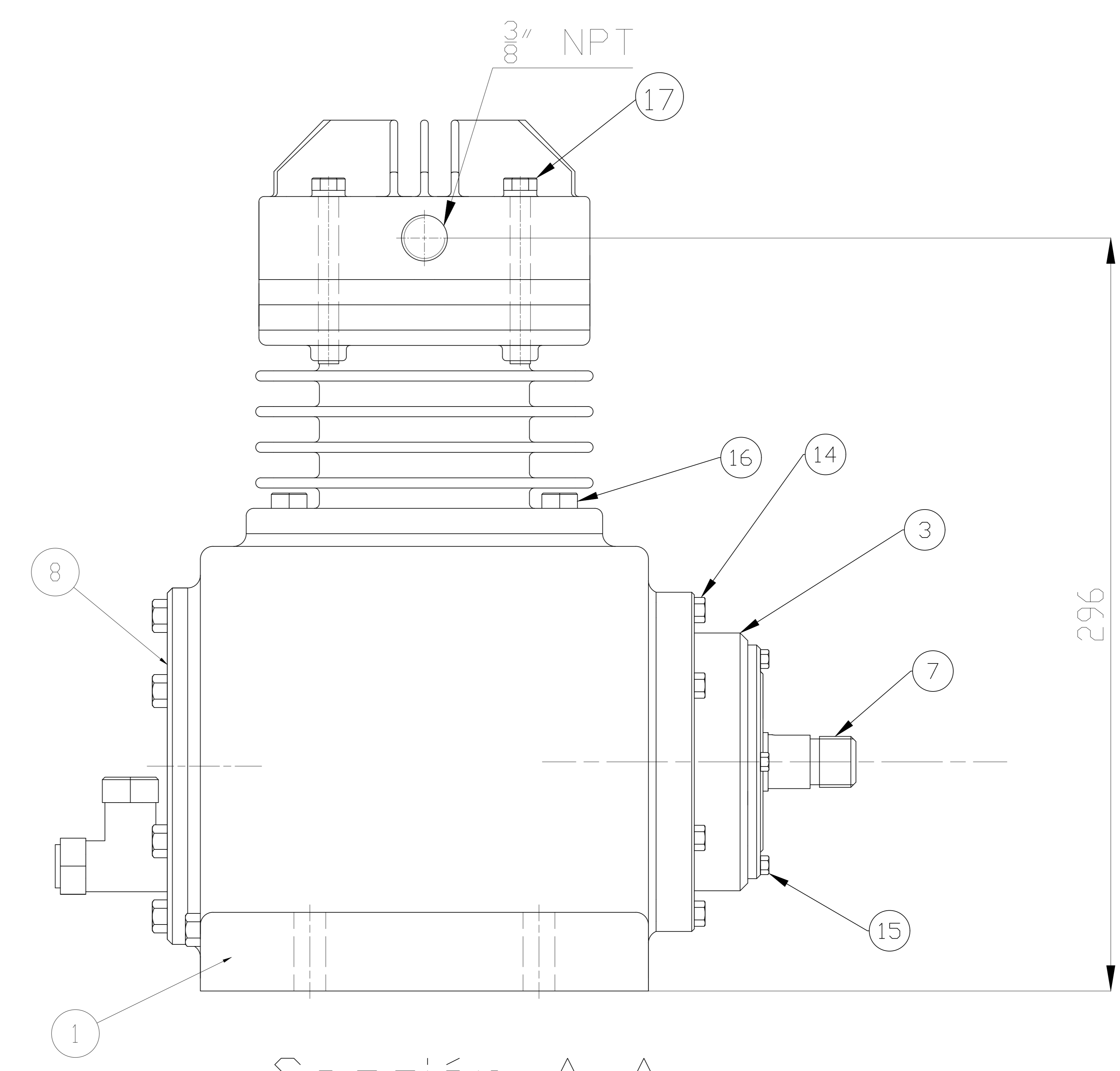
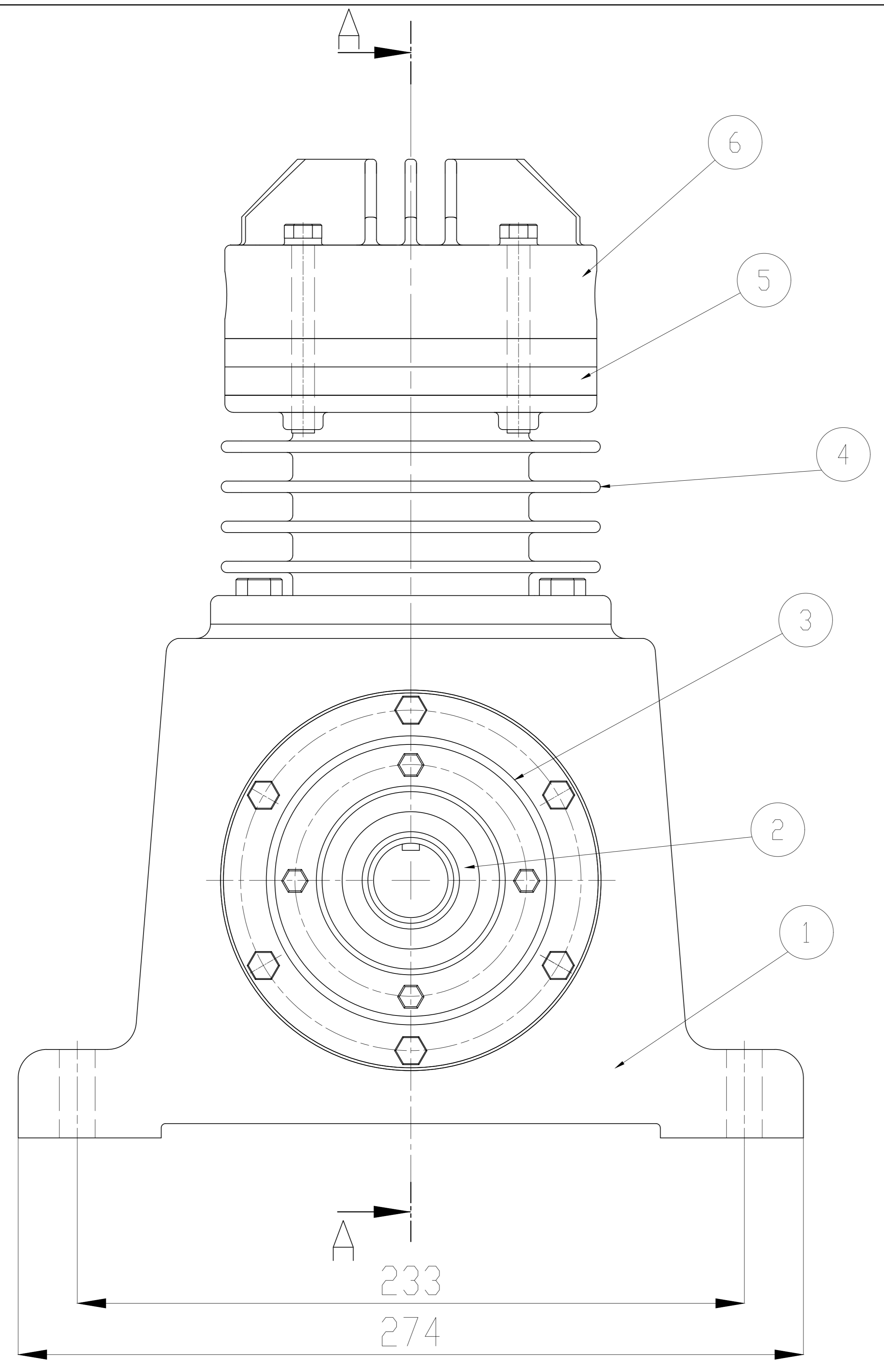
17	Correa	2	COMERCIAL	Gates 3V475				X	
16	Polea menor	1	COMERCIAL	Gates QD1/3V3.35				X	
15	Polea mayor	1	COMERCIAL	Gates QD1/3V6.50				X	
14	Caño conexión acumulador	1	COMERCIAL	1/2"				X	
13	Caño línea a presostato	1	COMERCIAL	1/4"				X	
12	Válvula de retención	1	COMERCIAL	INGUSA TAC-1				X	
11	Chapa soporte	1	ASME SA 516 Gr70	CS21-S-02			X		
10	Soporte base	2	ASME SA 516 Gr70	CS21-S-01			X		
9	Válvula purga	1	COMERCIAL	INGUSA / TAP-1				X	
8	Válvula ap/ci con manómetro	1	COMERCIAL	MICRO/QBM4 G3/8"				X	
7	Presostato	1	COMERCIAL	CER PT1/210/L				X	
6	Válvula seguridad	1	COMERCIAL	INGUSA / TAS-1				X	
5	Filtro de aire	1	COMERCIAL	3/8" 150-210l/min				X	
4	Compresor	1	ASTM A48 C-20	CS15/21-C-01			X		
3	Motor eléctrico	1	COMERCIAL	WEG W22 1,1kW1440				X	
2	Ruedas	2	COMERCIAL	HOFFER 10-125				X	
1	TANQUE 50l	1	ASME SA 516 Gr70	CS210-T-01			X		
Pos	DENOMINACION	CNT	MATERIAL/FIRMA	PLANO/REF.	F	A	T	C	Obs

Mdf	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
-----	------	-----	--------	------	--------

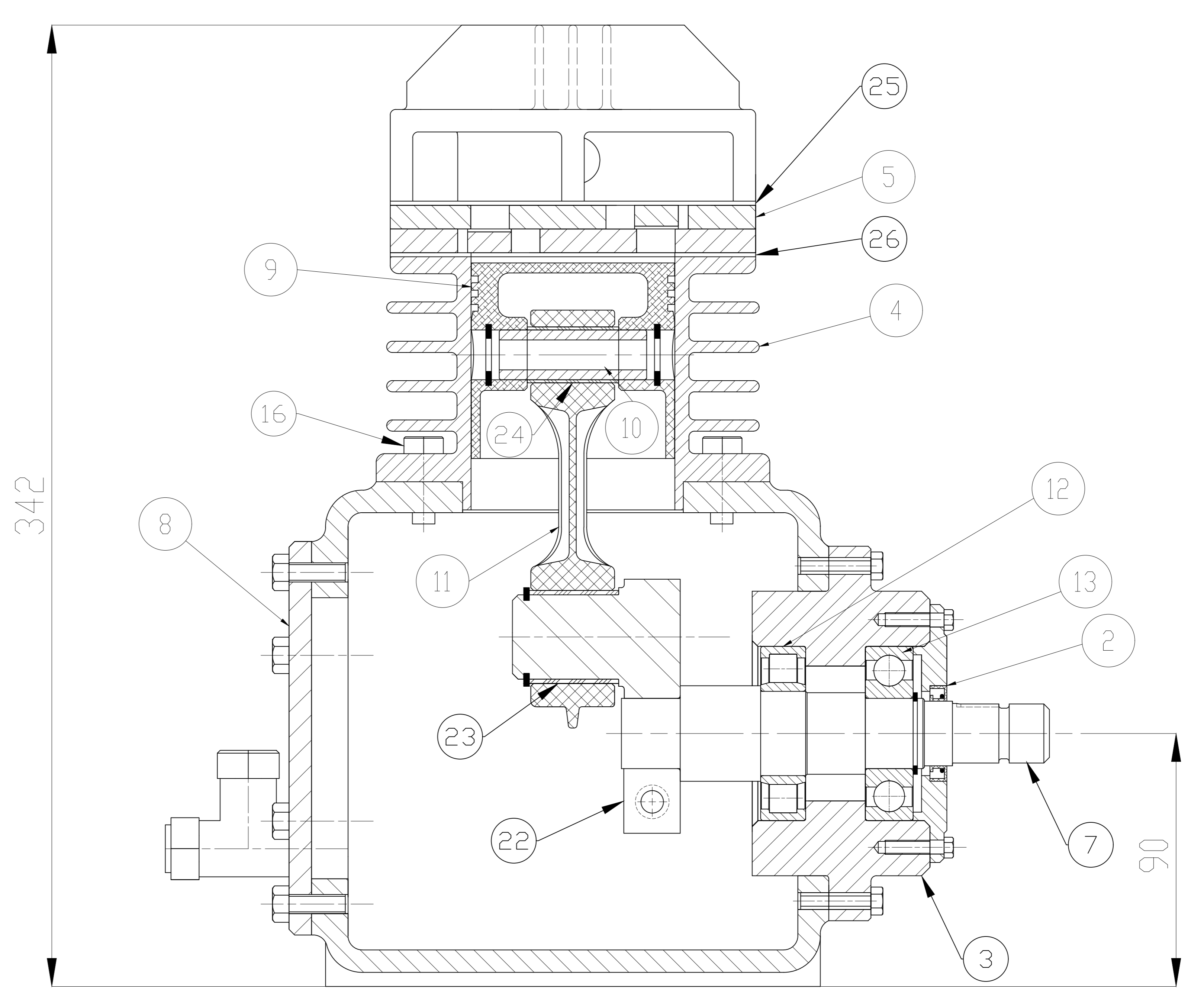
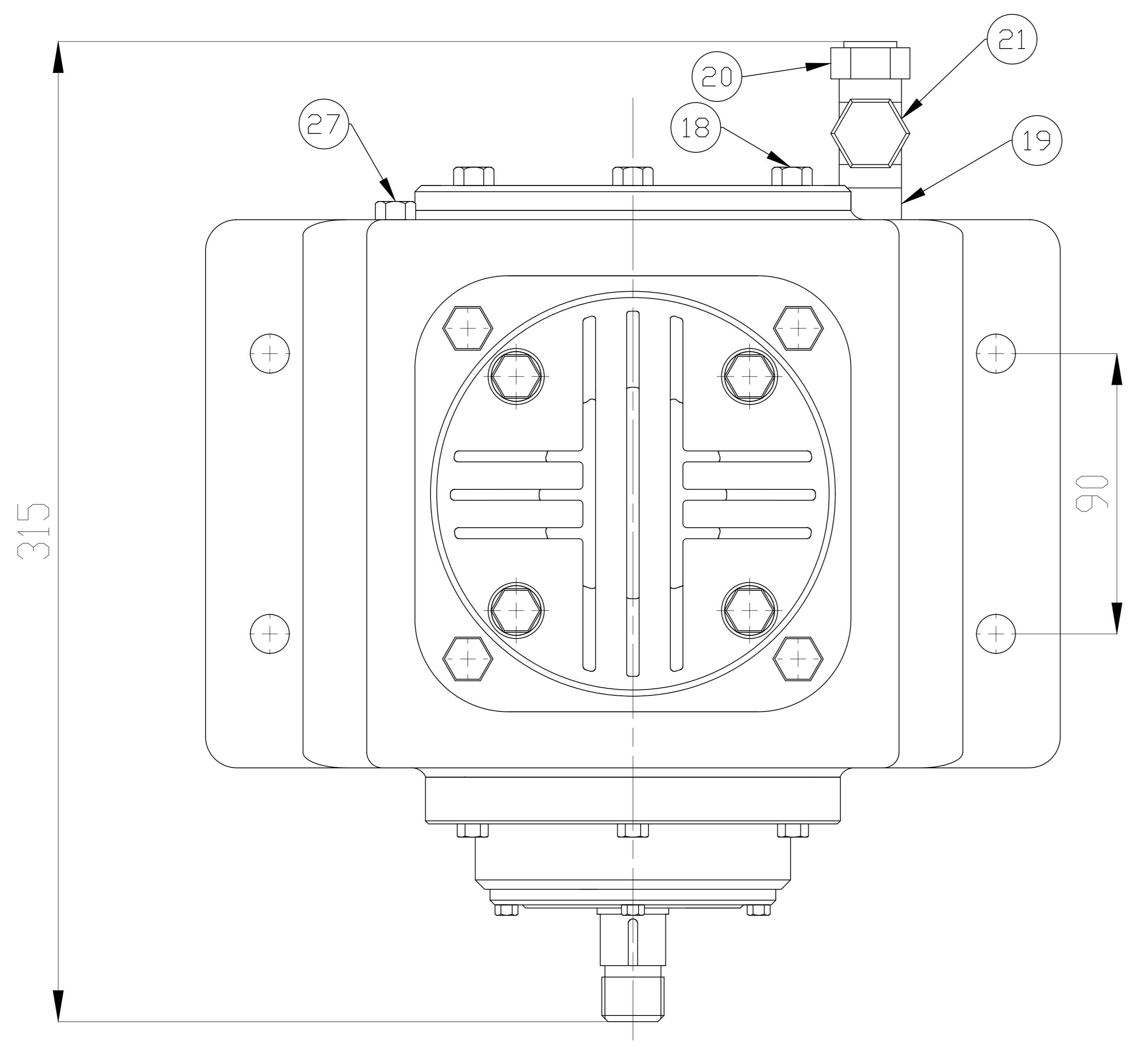
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final

Diseño:	Lista de materiales FRA-210	Año :2021
Reviso:		HOJA 1
Fecha:		

Escalas: S/E		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: $\pm 0.1 \text{ mm}$ Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: $3,2 \sqrt{\quad}$	Plano N° CS210-PG-02
-----------------	---	--	-------------------------



Sección A-A



Materia:	Es:	Escala:	Plano N°
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final		1:1	CS15/21-C-01
Diseño:	Año 2021	Tolerancias no Indicadas:	
Reviso:	Compresor Serie	Longitudinales: ± 0.1 mm	
Fecha:	FRA-150/210	Angulares: ± 30'	
	H0JA 1	Rugosidad 3.2	

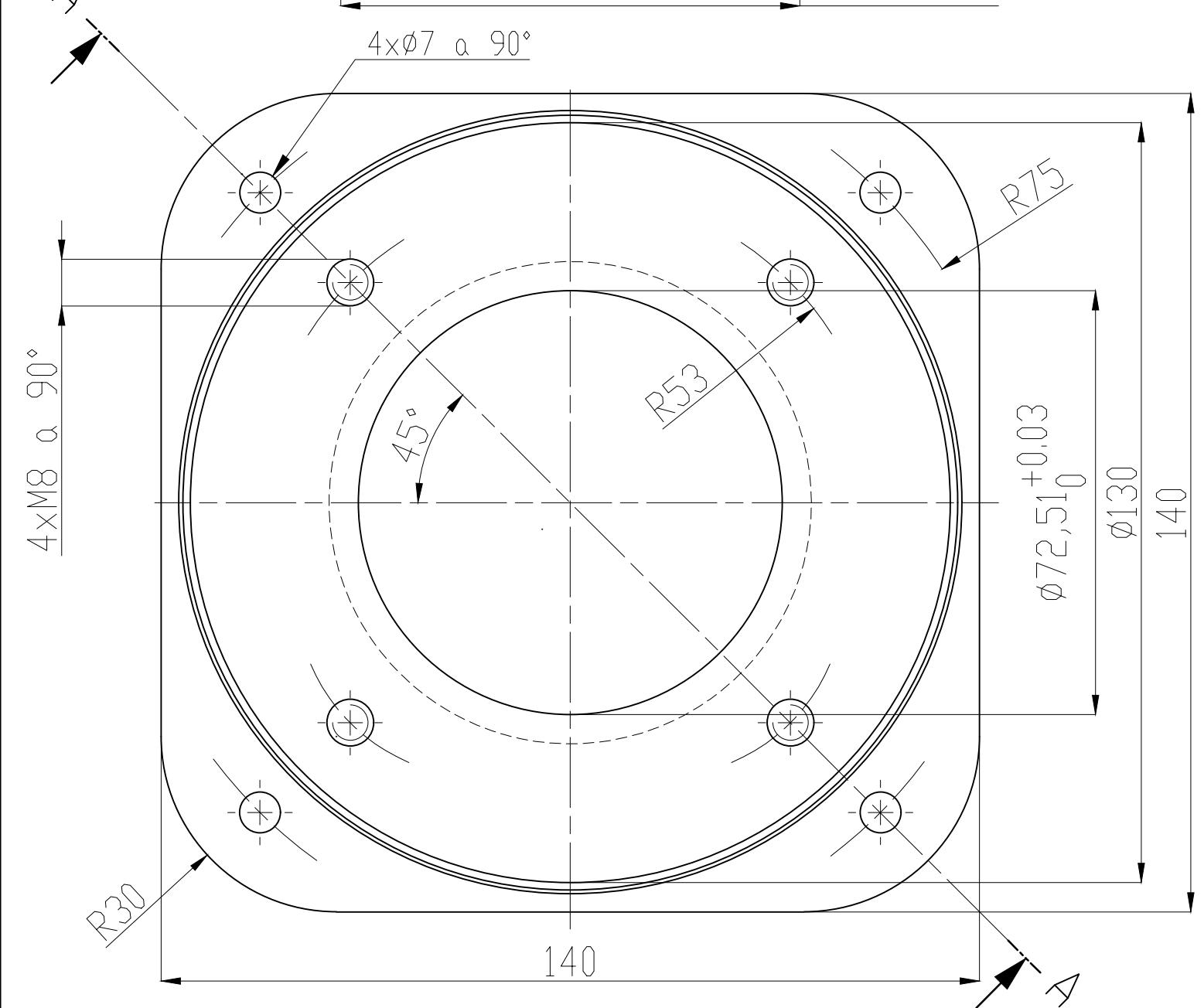
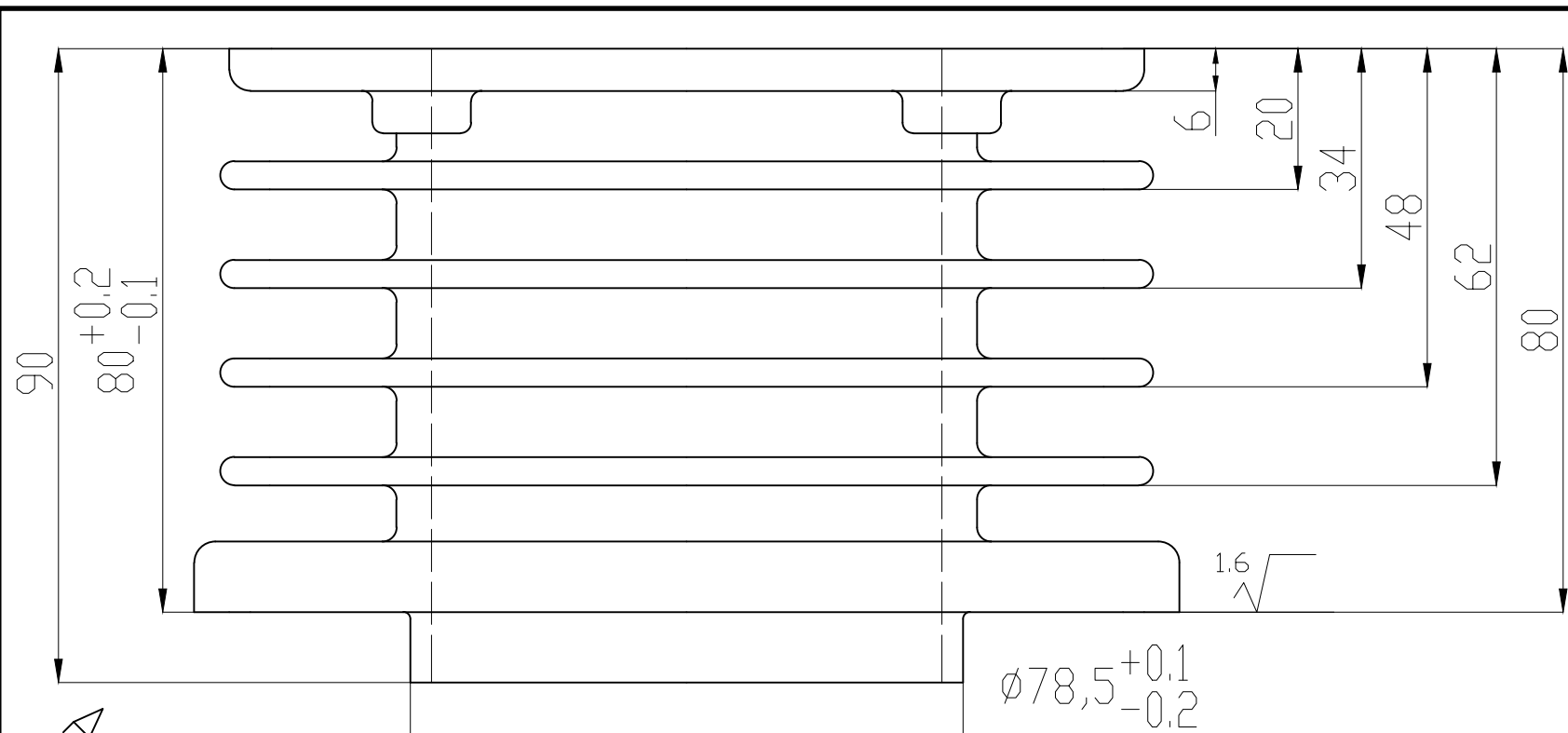


27	Tapón aceite M8x1.25xL:20	1	COMERCIAL	...				X	
26	Junta cilindro	1	C: Orgánica/NBR	CS15/21-JCi-01				X	
25	Junta tapa de cilindro	1	C: Orgánica/NBR	CS15/21-JTCi-01				X	
24	Buje perno de pistón	1	COMERCIAL	...				X	
23	Buje Cigüeñal	1	COMERCIAL	...				X	
22	Contrapeso Cigüeñal	1	A536 Gr65.45.12	CS15/21-Cg-01				X	
21	Tapón de aceite NPT 3/8"	1	COMERCIAL	...				X	
20	Visor de aceite NPT 3/8"	1	COMERCIAL	...				X	
19	Tee: M:NPT 3/8"; Hx2:NPT 3/8"	1	COMERCIAL	...				X	
18	Tornillo M8x1,25x20	6	COMERCIAL	...				X	
17	Tornillo M8x1,25x65	4	COMERCIAL	...				X	
16	Tornillo M8x1,25x25	4	COMERCIAL	...				X	
15	Tornillo M5x1,25x25	4	COMERCIAL	...				X	
14	Tornillo M6x1,25x25	6	COMERCIAL	...				X	
13	Rodamiento de bolas	1	COMERCIAL	SKF- 6305 ETN9				X	
12	Rodamiento de rodillos	1	COMERCIAL	SKF-NU 206 ECP				X	
11	Biela	1	UNS A94032	CS15/21-B-01				X	
10	Perno	1	SAE 5160	CS15/21-Pe-01				X	
9	Pistón	1	UNS A94032	CS15/21-Pi-01				X	
8	Tapa caja compresor	1	ASME SA 516 Gr70	CS15/21-TpCj-01				X	
7	Eje Cigüeñal	1	Acero SAE 4140	CS15/21-Cg-02				X	
6	Tapa cilindro	1	ASTM A48 C-20	CS15/21-TpCi-01				X	
5	Placa porta válvulas	2	ASME SA 516 Gr70	CS15/21-Pv-01				X	
4	Cilindro	1	ASTM A48 C-20	CS15/21-Ci-01				X	
3	Porta rodamientos	1	ASTM A48 C-20	CS15/21-Pr-01				X	
2	Retén	1	COMERCIAL	DBH 8485 NBR				X	
1	Caja compresor	1	ASTM A48 C-20	CS15/21-Cj-01				X	
Pos	DENOMINACION	CNT	MATERIAL/FIRMA	PLANO/REF.	F	A	T	C	Obs
Mdf	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:				

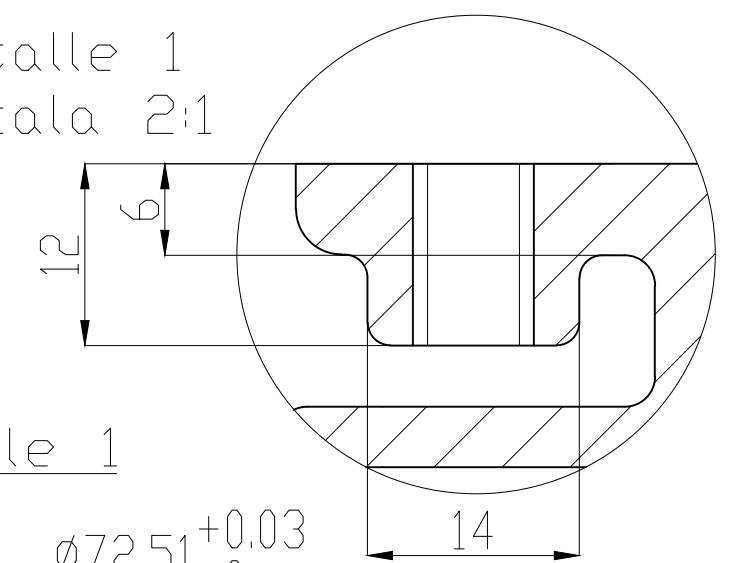


UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final

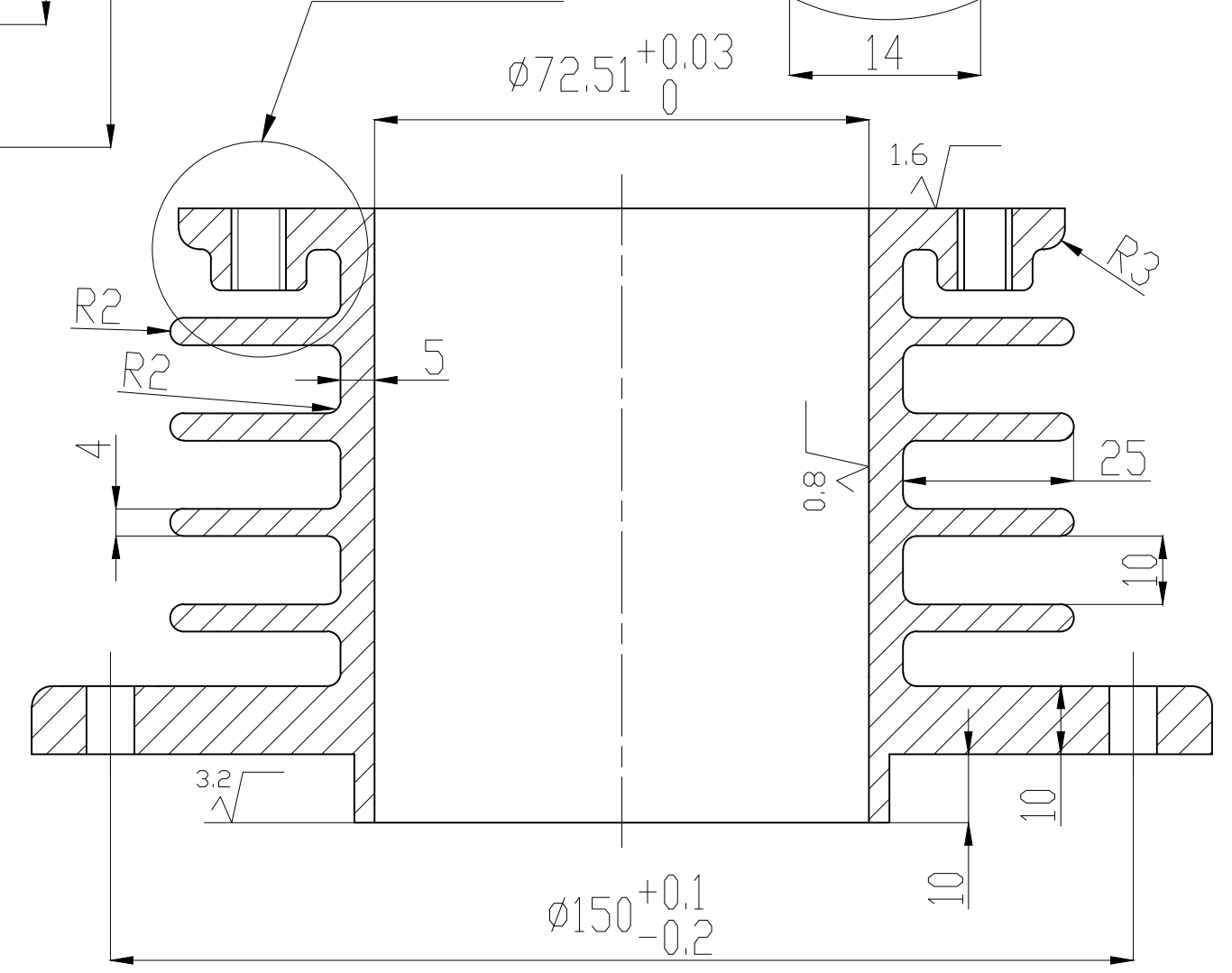
Diseño:	Lista de materiales	Año :2021
Reviso:		HOJA 1
Fecha:		FRA-150/210
Escalas: S/E		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: ± 30' Rugosidad: 3.2√
		Plano N° CS15/21-C-02



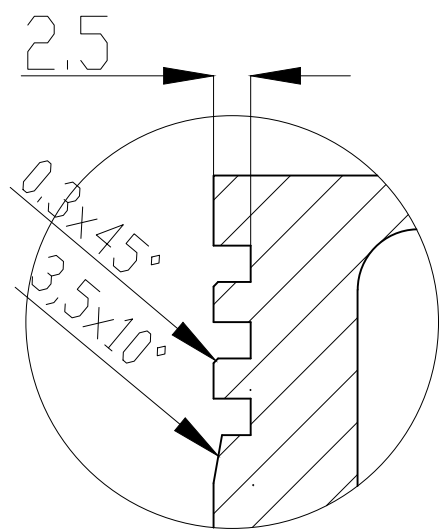
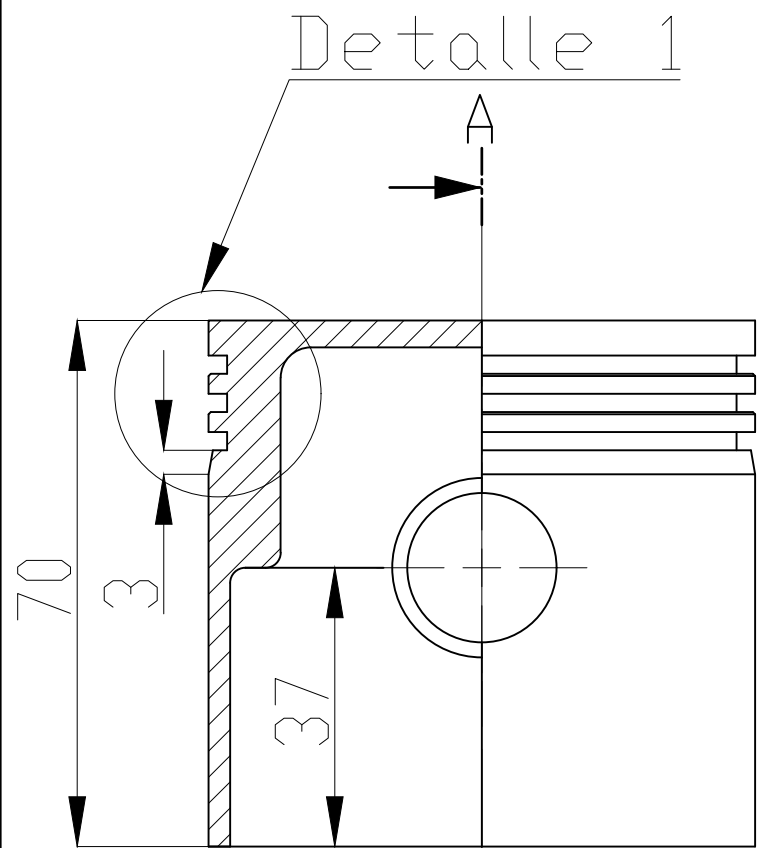
Detalle 1
Escala 2:1



Detalle 1

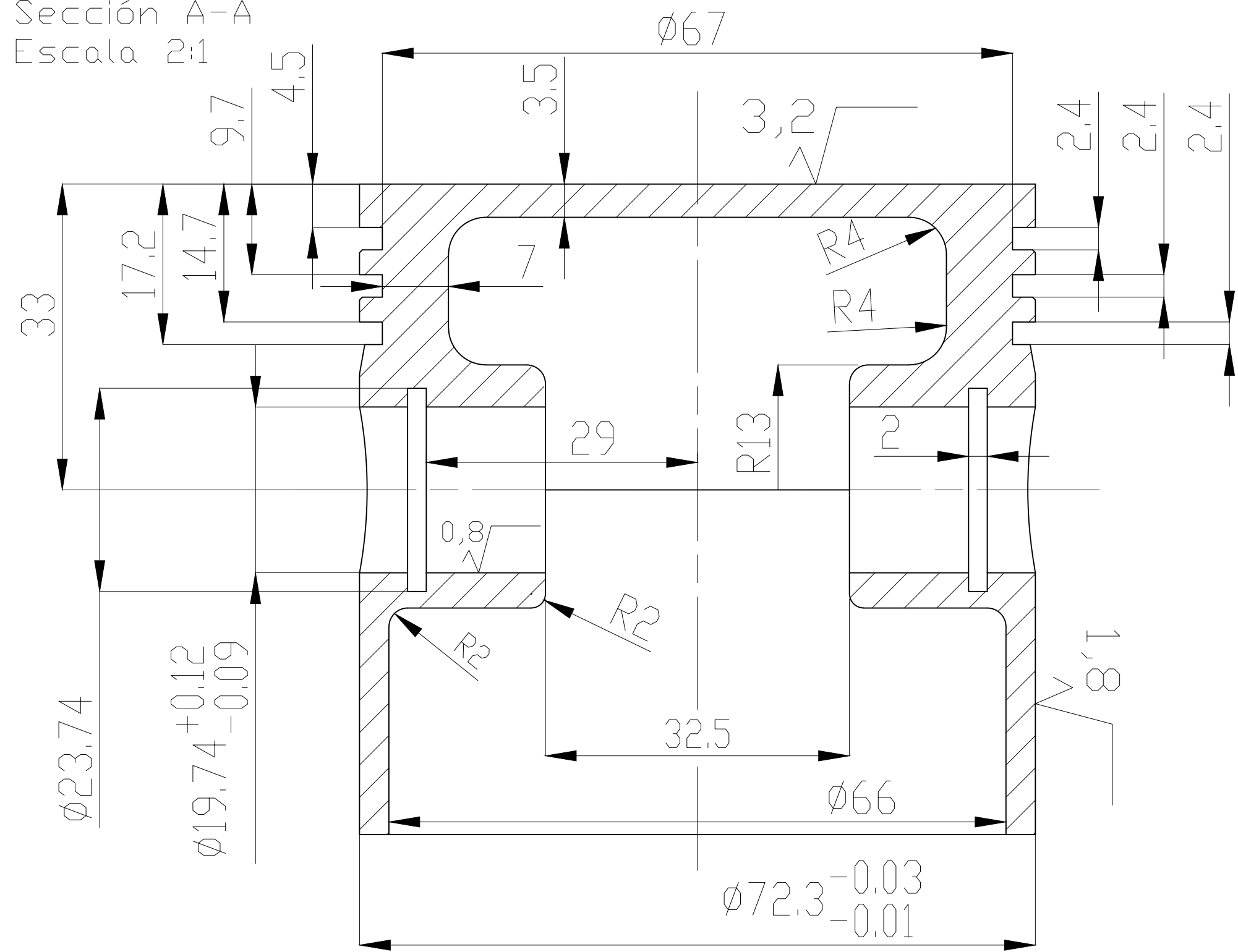


Mdf	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Cilindro		Año :2021	
Reviso:		FRA-150/210		HOJA 1	
Fecha:					
Escalas: 1:1		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: ± 30' Rugosidad: 3,2√		Plano N° CS15/21-Ci-01	

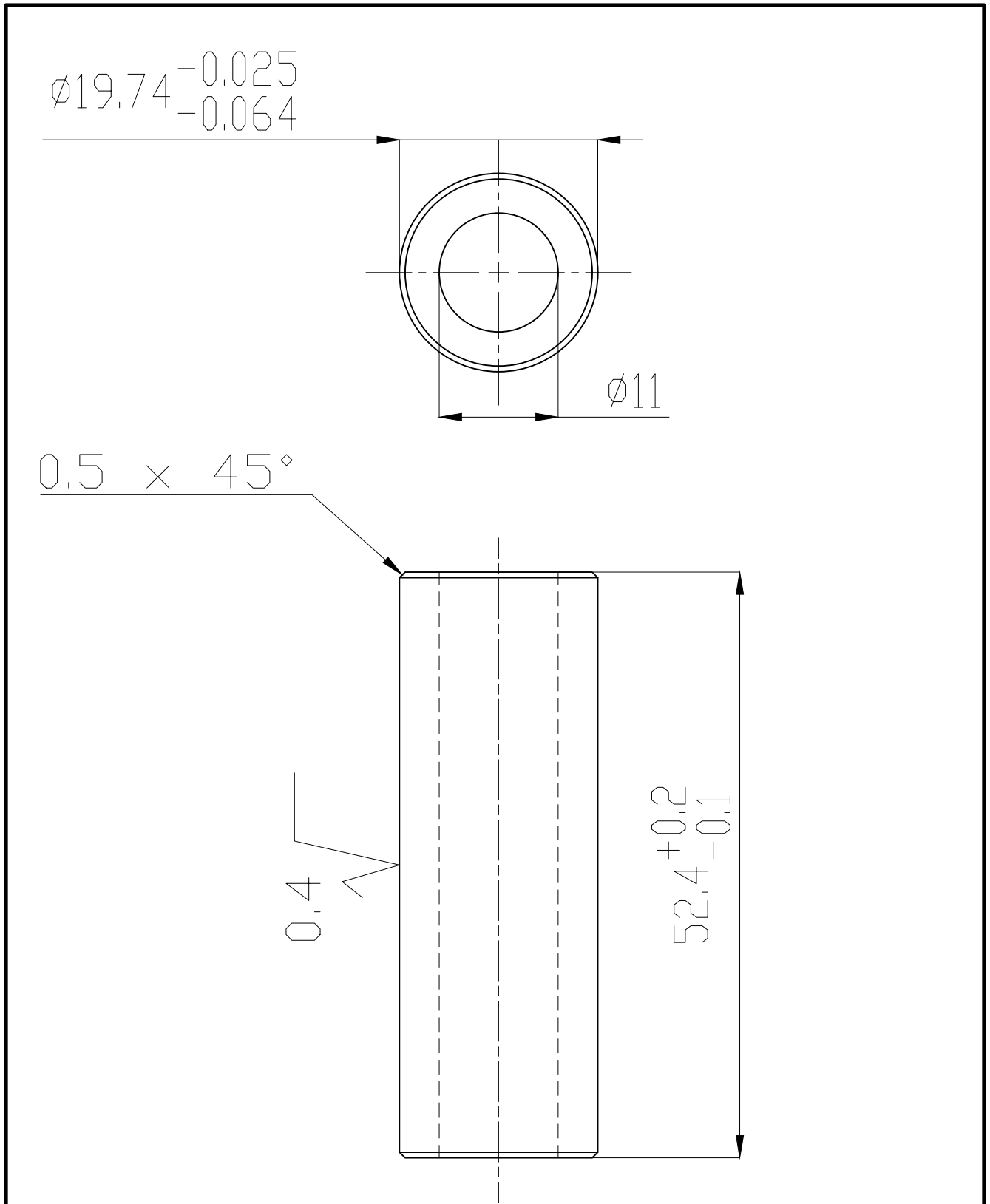



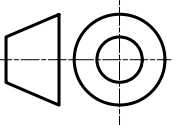
Detalle 1
Escala 2:1

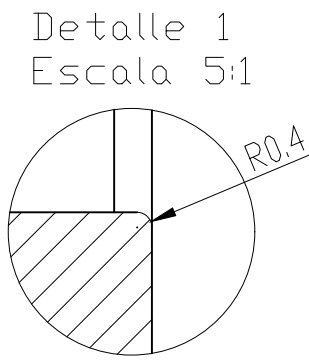
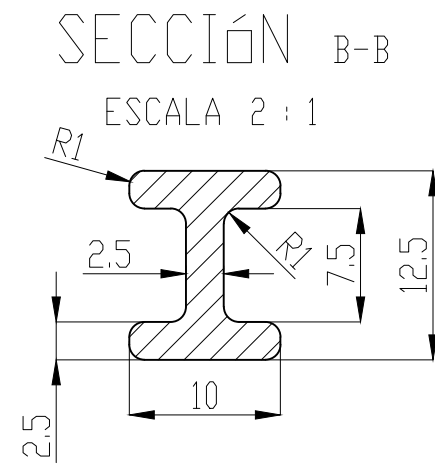
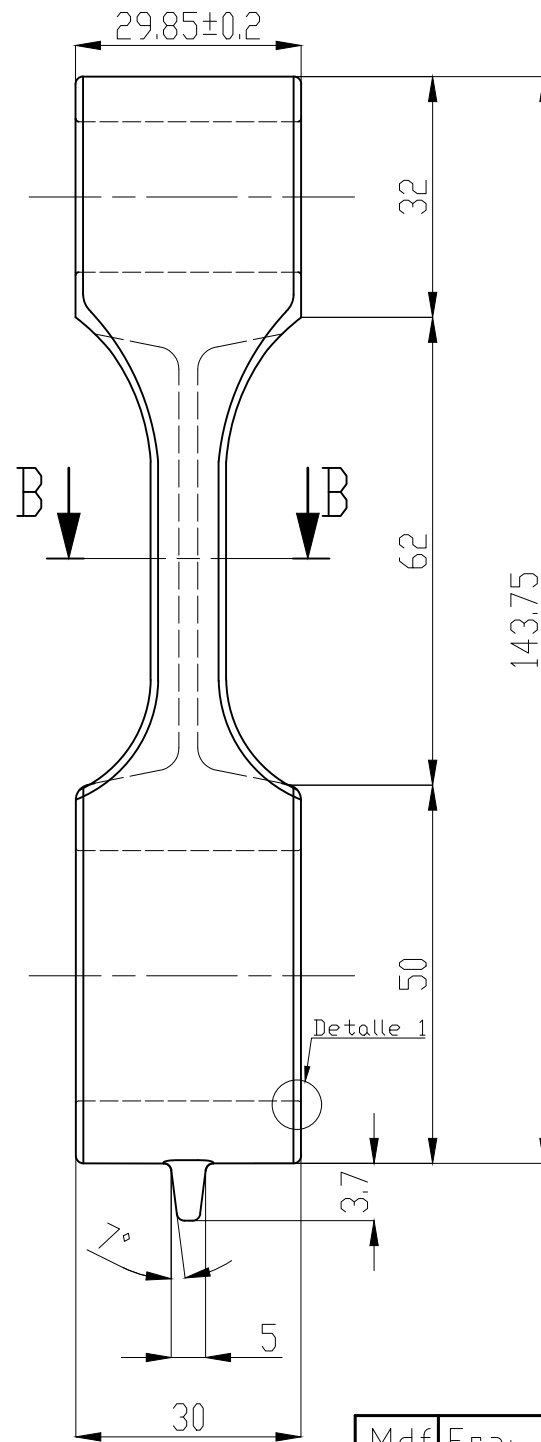
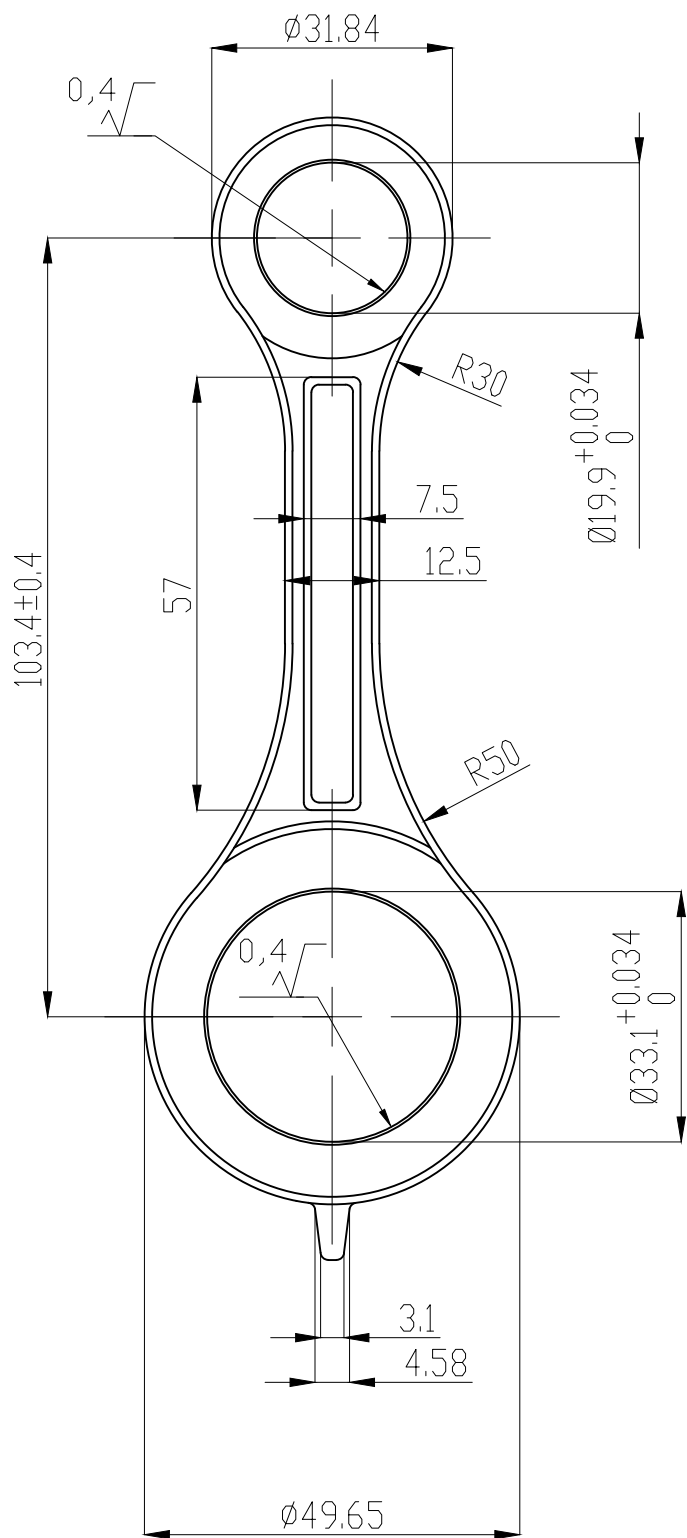
Sección A-A
Escala 2:1


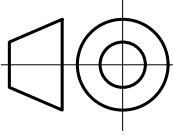


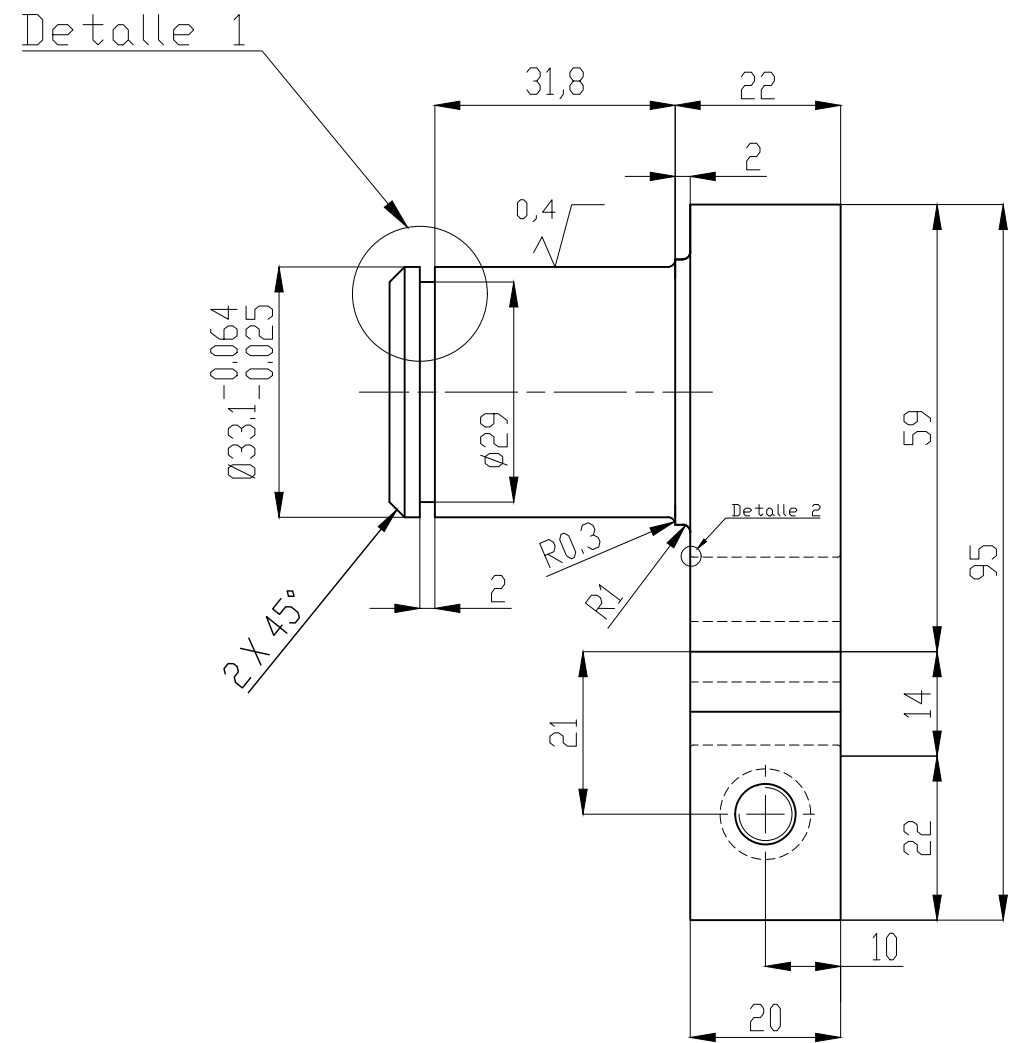
Mdf	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Pistón		Año :2021	
Reviso:		FRA-150/210		HOJA 1	
Fecha:					
Escalas: 1:1		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: ± 30' Rugosidad: 3,2√		Plano N° CS15/21-Pi-01	



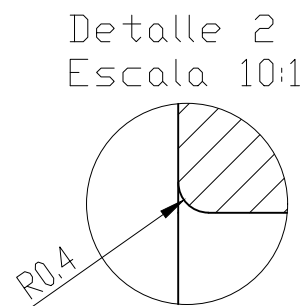
Mdf:	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
 UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Perno		Año :2021	
Reviso:		FRA-150/210		HOJA 1	
Fecha:					
Escalas: 2:1		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: $3.2 \sqrt{\text{ }}$	Plano N ^o CS15/21-Pe-01		



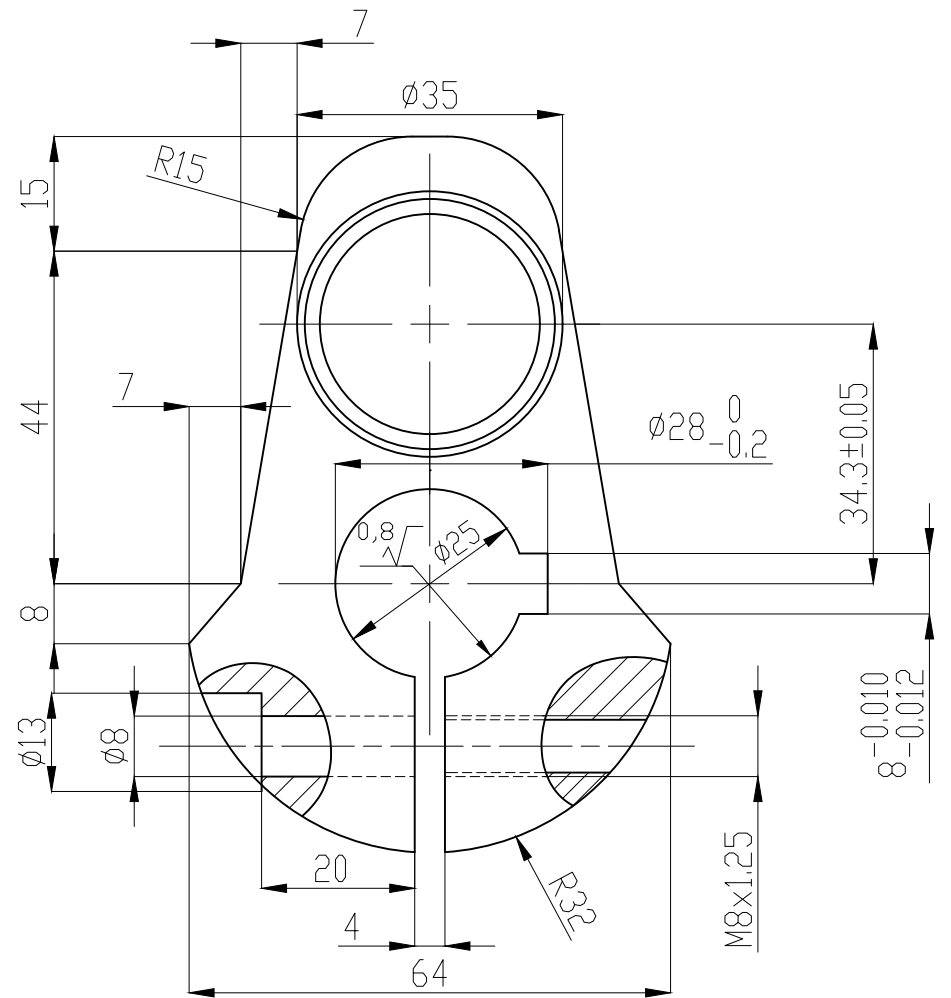
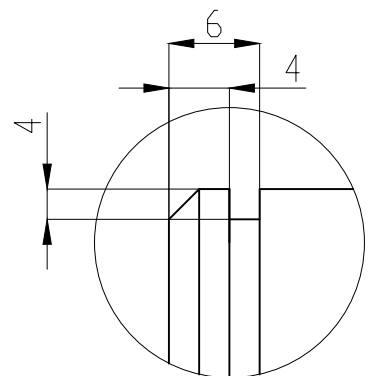
Mdf	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
 UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final		Biela compresor		Año :2021	
Diseño:		FRA-150/210		HOJA 1	
Reviso:					
Fecha:					
Escalas: 1:1		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: $\pm 30'$ Rugoridad: $3.2 \sqrt{\text{ }}$	Plano N° CS15/21-B-01		

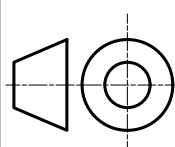


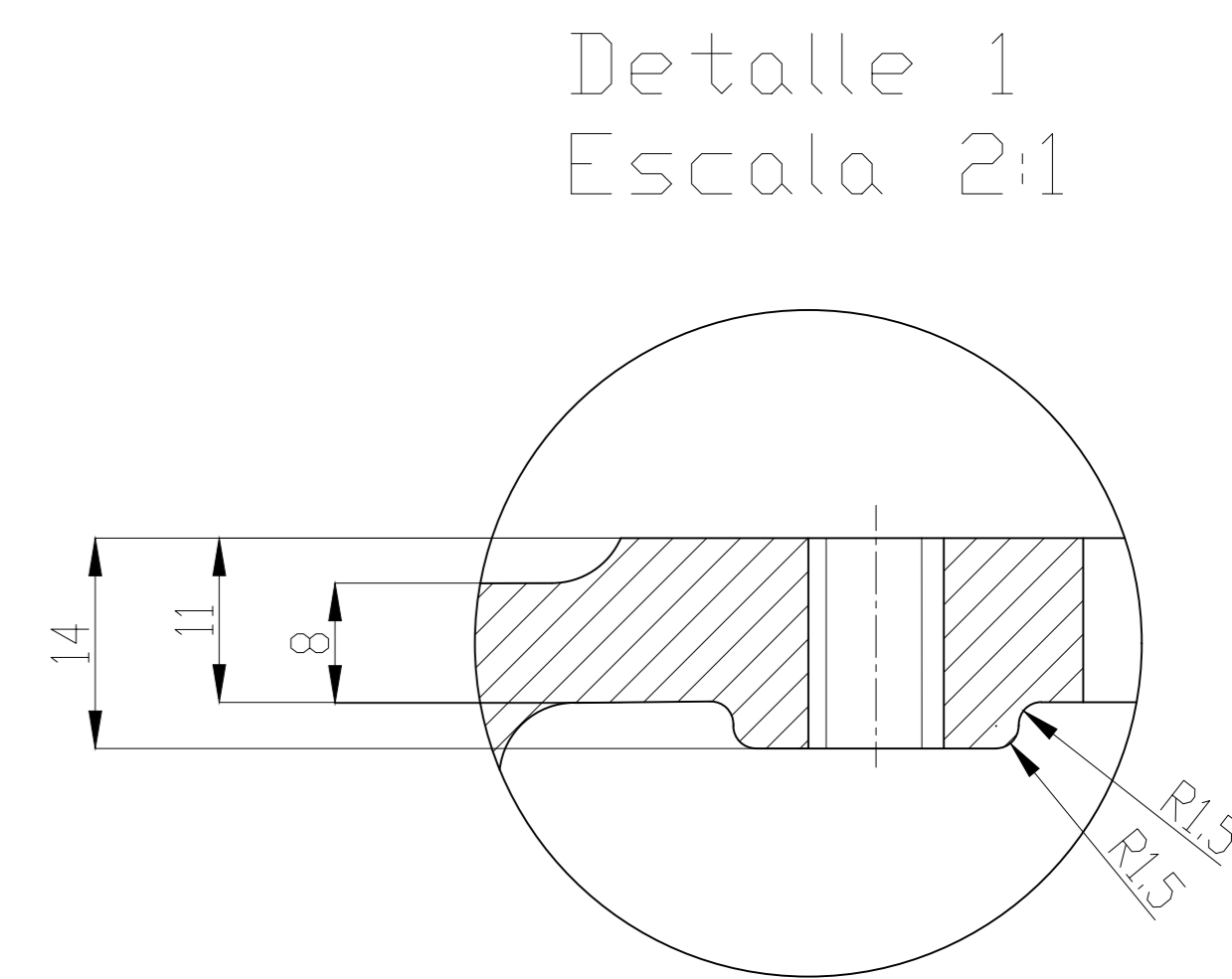
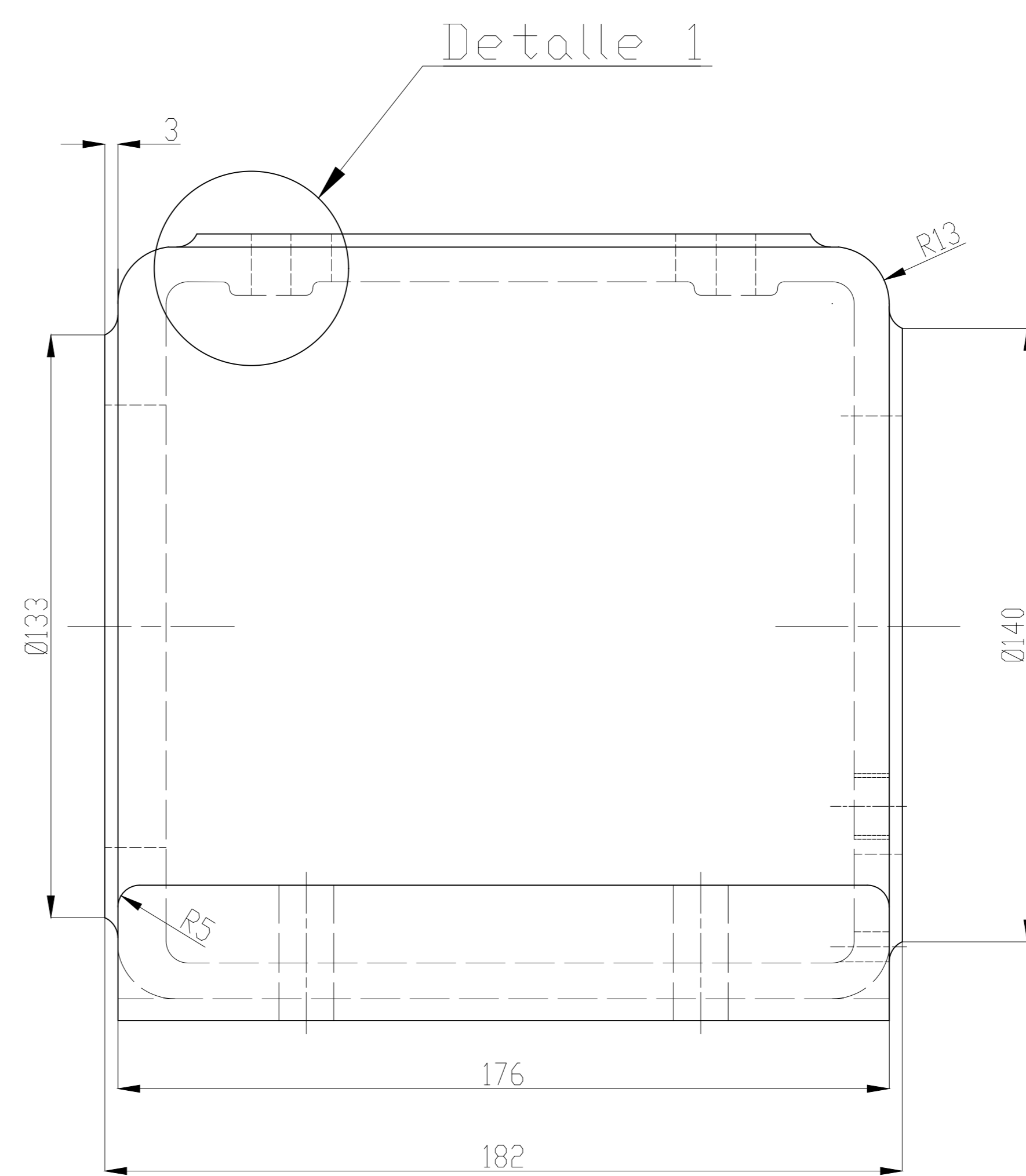
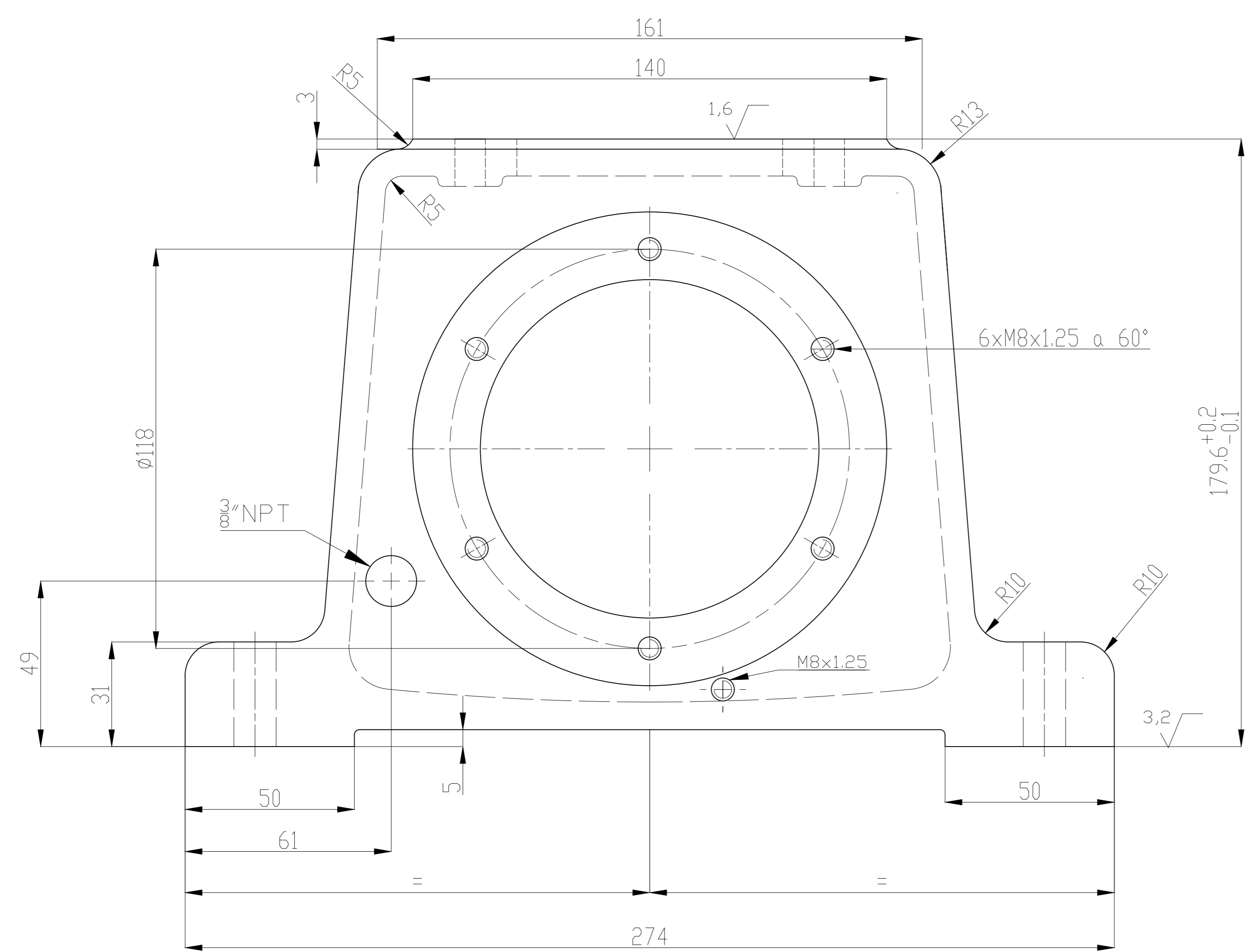
Detalle 1
Escala 2:1



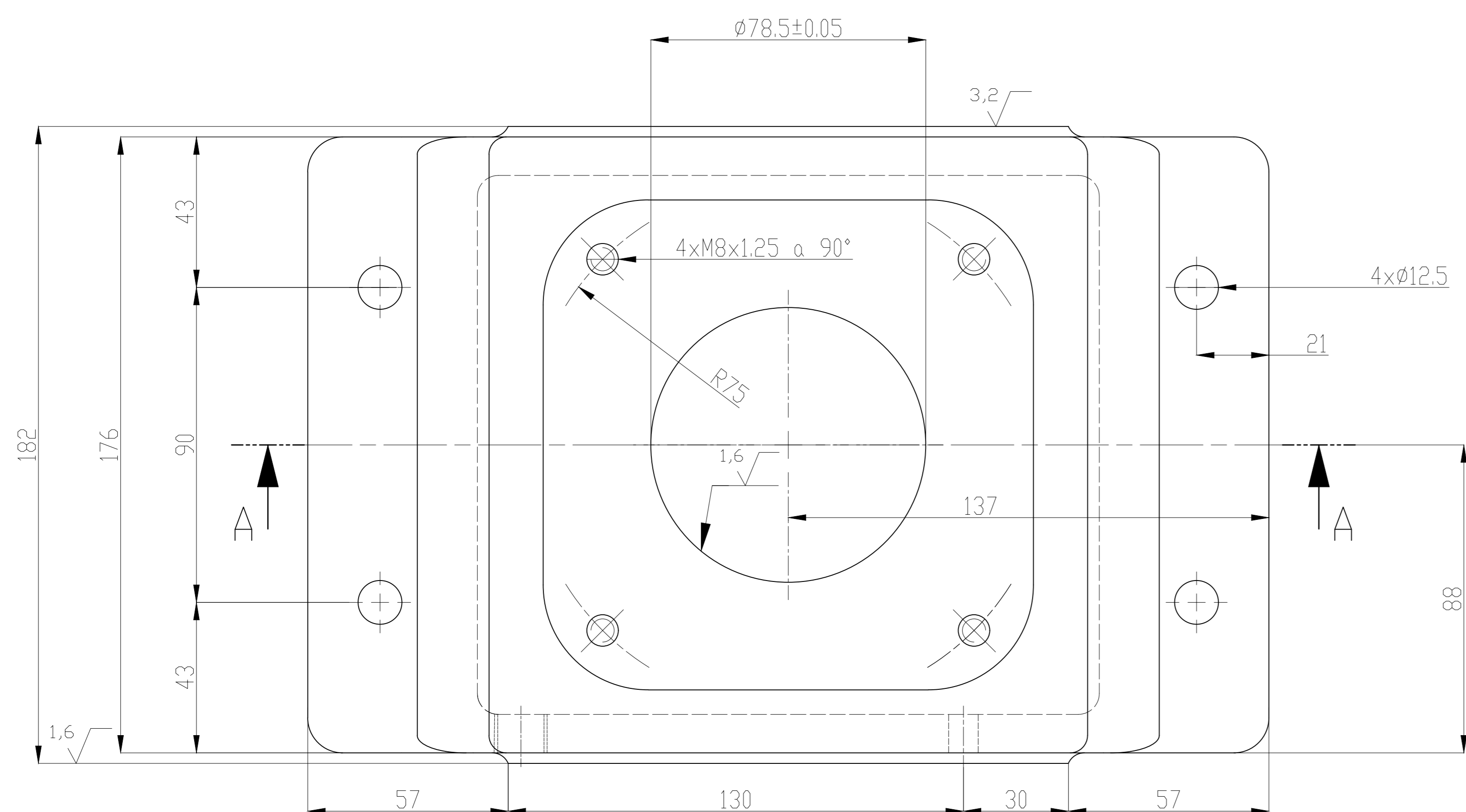
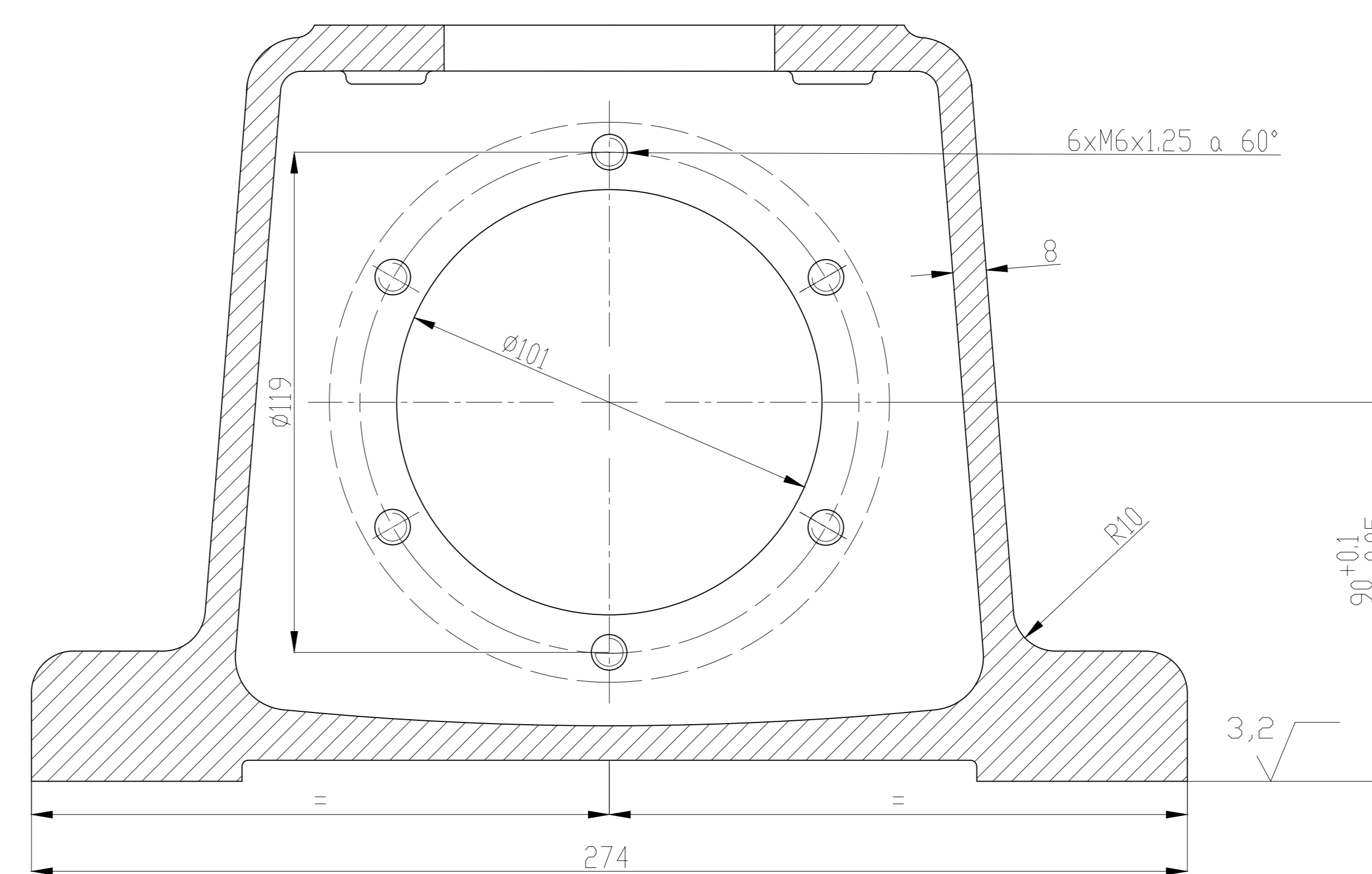
Detalle 2
Escala 10:1



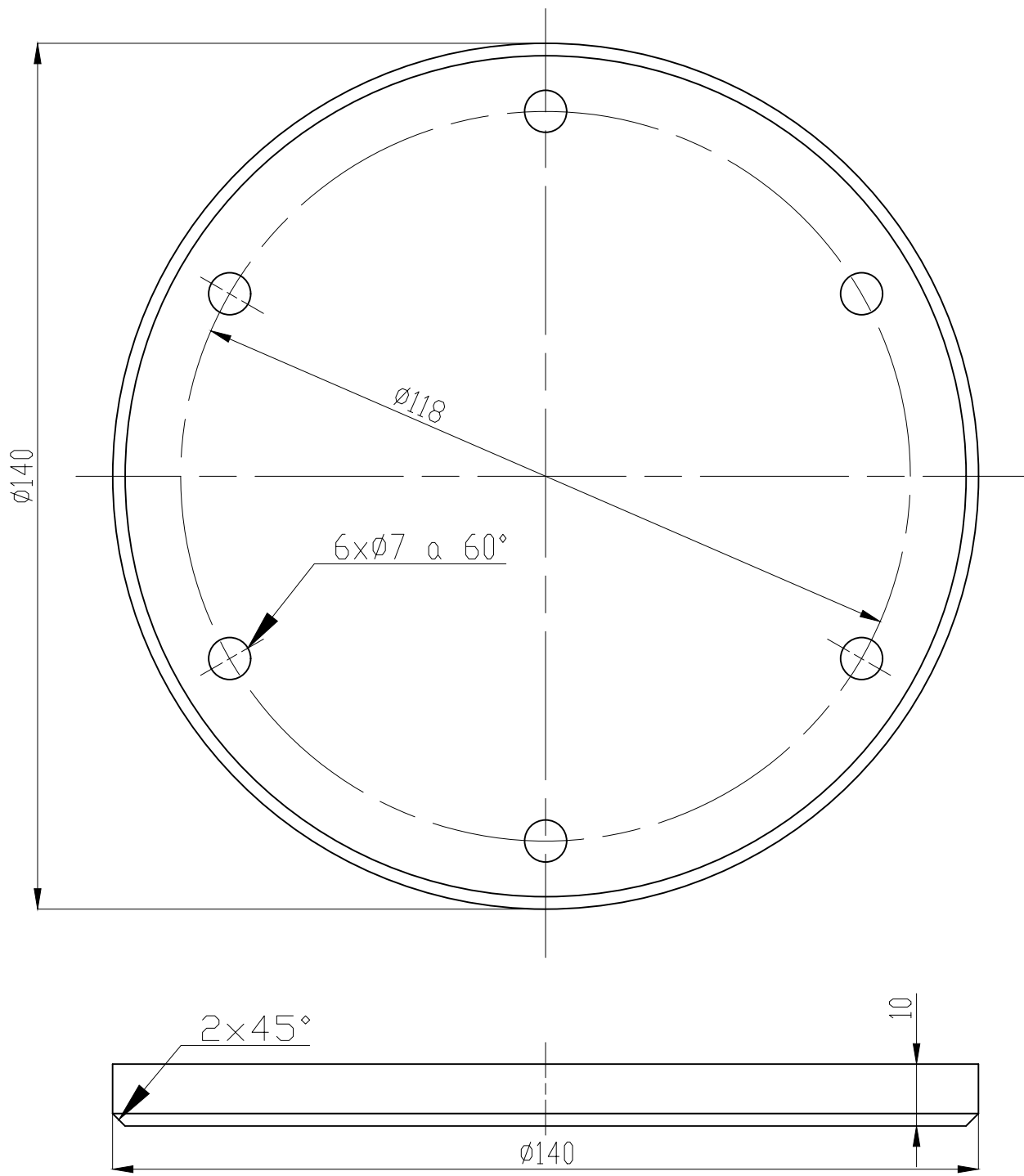
Mdf	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Contra peso Cigüeñal		Año :2021	
Reviso:		FRA-150/210		HOJA 1	
Fecha:					
Escala: 1:1		 Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: ± 30' Rugosidad: 3,2√		Plano N° CS15/21-Cg-01	



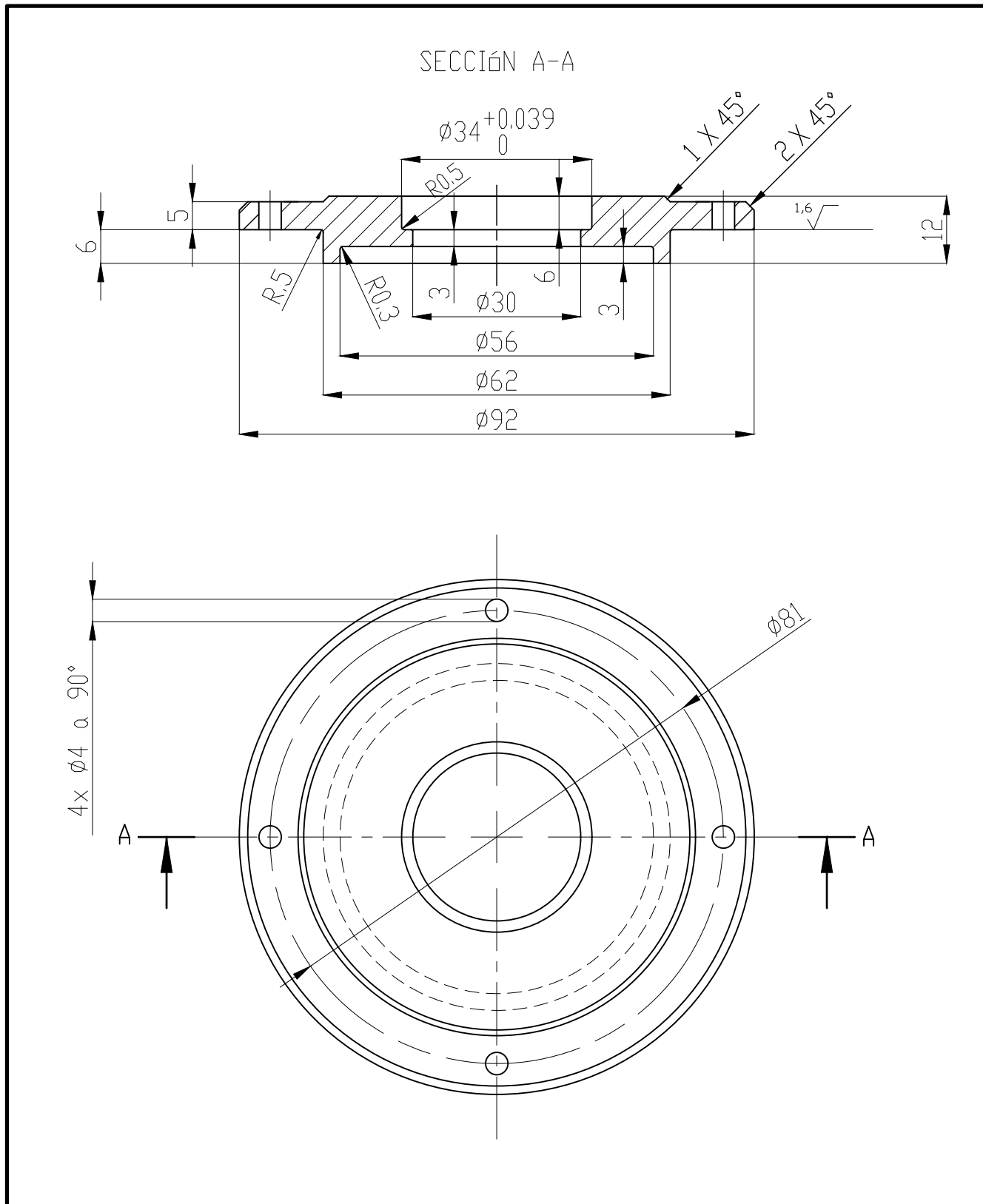
Sección A-A



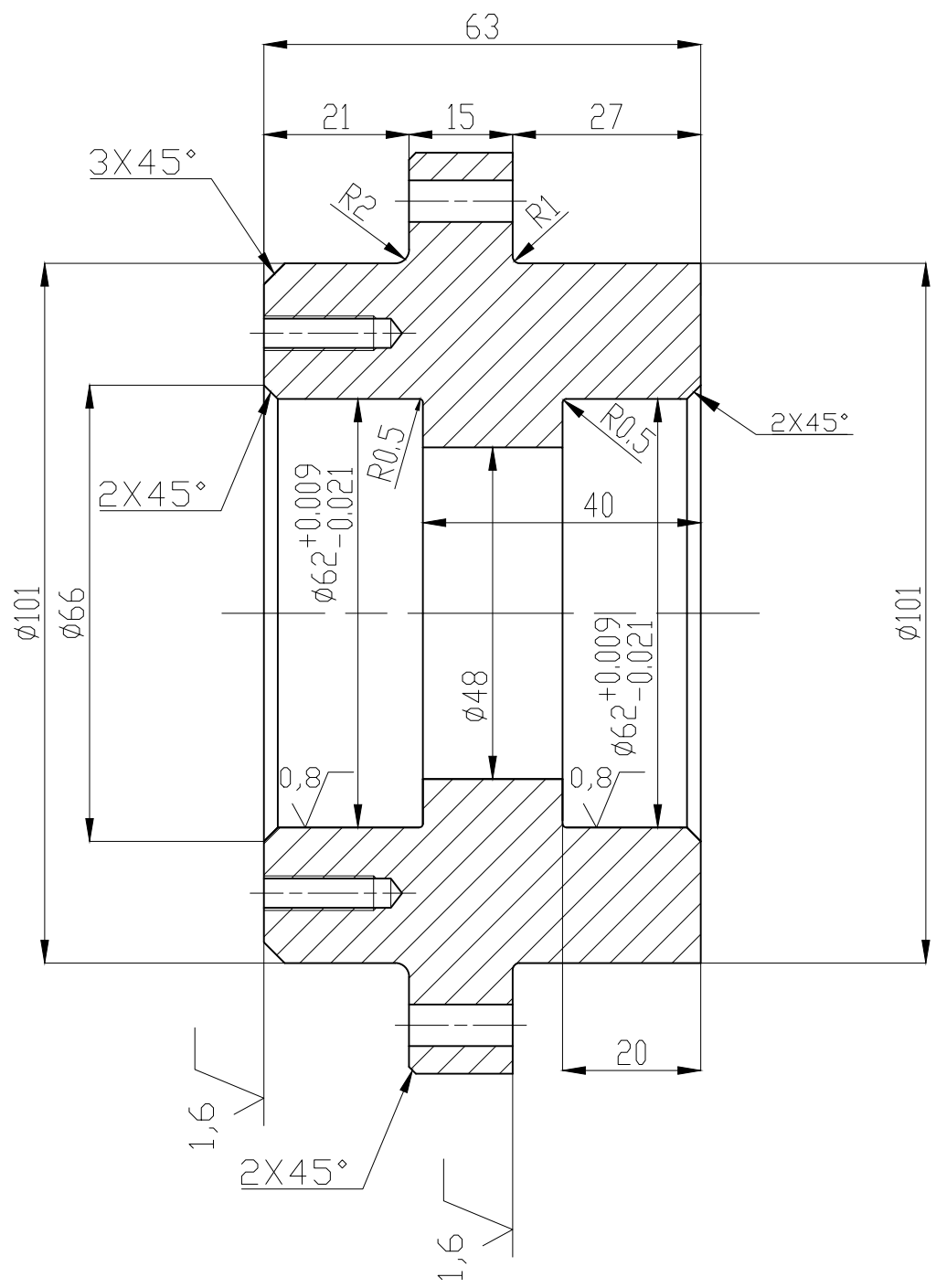
Mdf	Era:	Es:	Autor	Rev	Fecha
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Caja compresor		Año :2021	
Reviso:		FRA-150/210		HOJA 1	
Fecha:					
Escalas:	1:1	Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: $\pm 30'$ Rugorositad: 6.3		Plano N° CS15-21-Cj-01	



Mdf	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
Diseño:		Tapa caja compresor		Año :2021	
Reviso:		FRA-150/210		HOJA 1	
Fecha:					
Escalas: 1:1		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: $3.2 \sqrt{\quad}$	Plano N ^o CS15/21-TpCj-01		



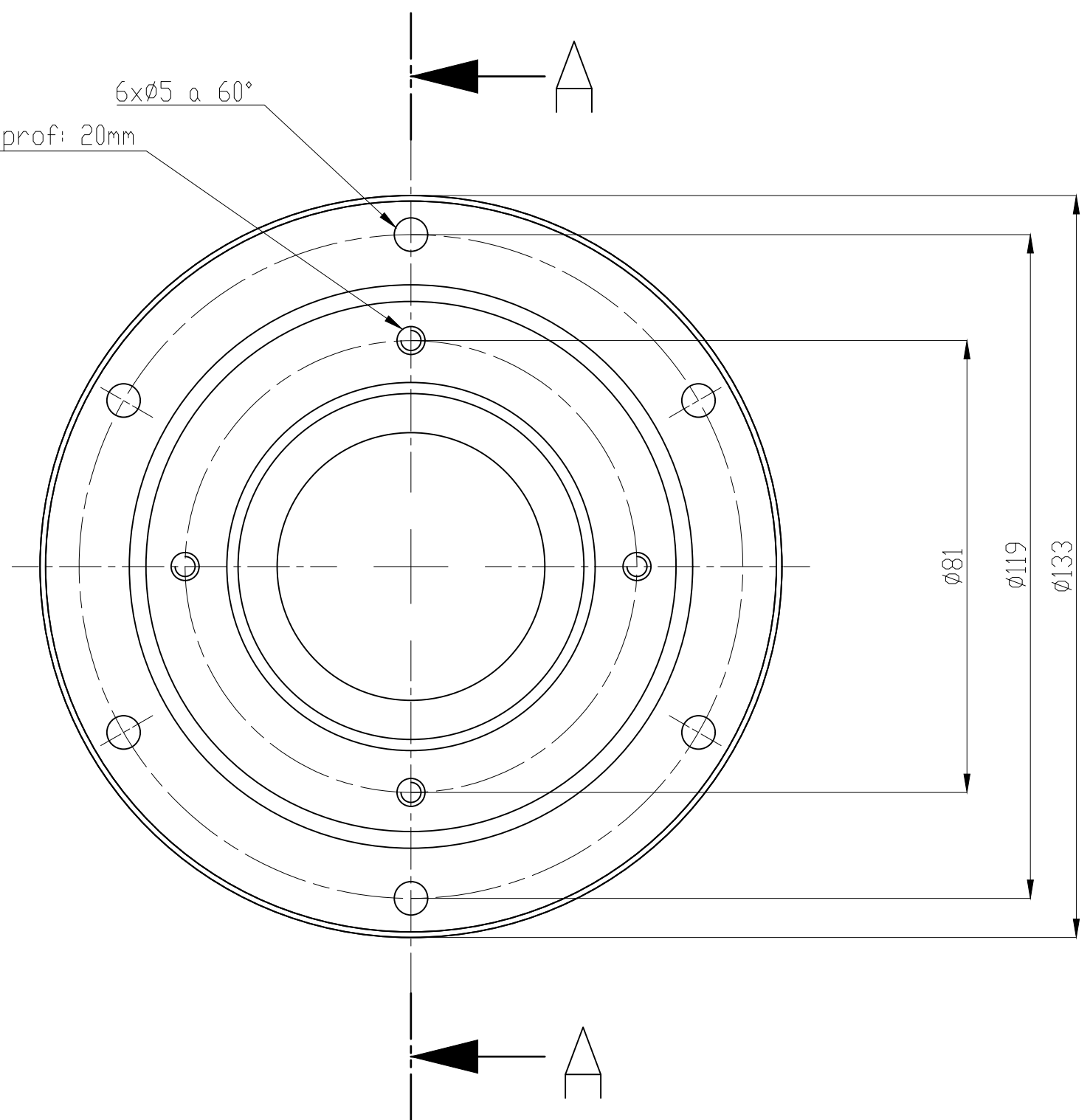
Mdf:	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
 UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Tapa Portarodamiento FRA-150/210		Año :2021	
Reviso:				HOJA 1	
Fecha:					
Escalas: 1:1		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: ± 30' Rugosidad: 3.2√		Plano N° CS15/21-TPR-01	



4xM5x1.25 a 90° prof: 20mm

6x $\phi 5$ a 60°

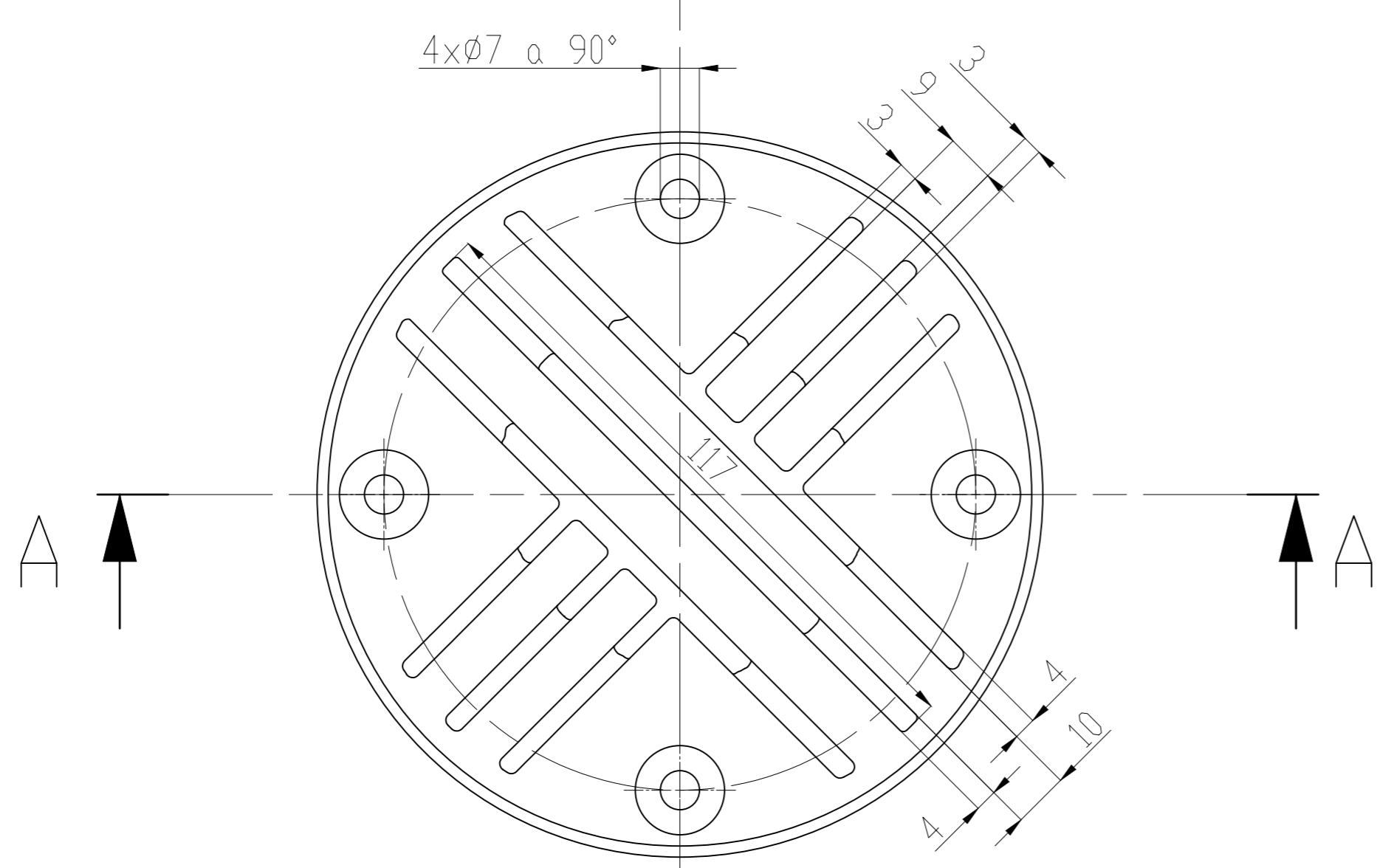
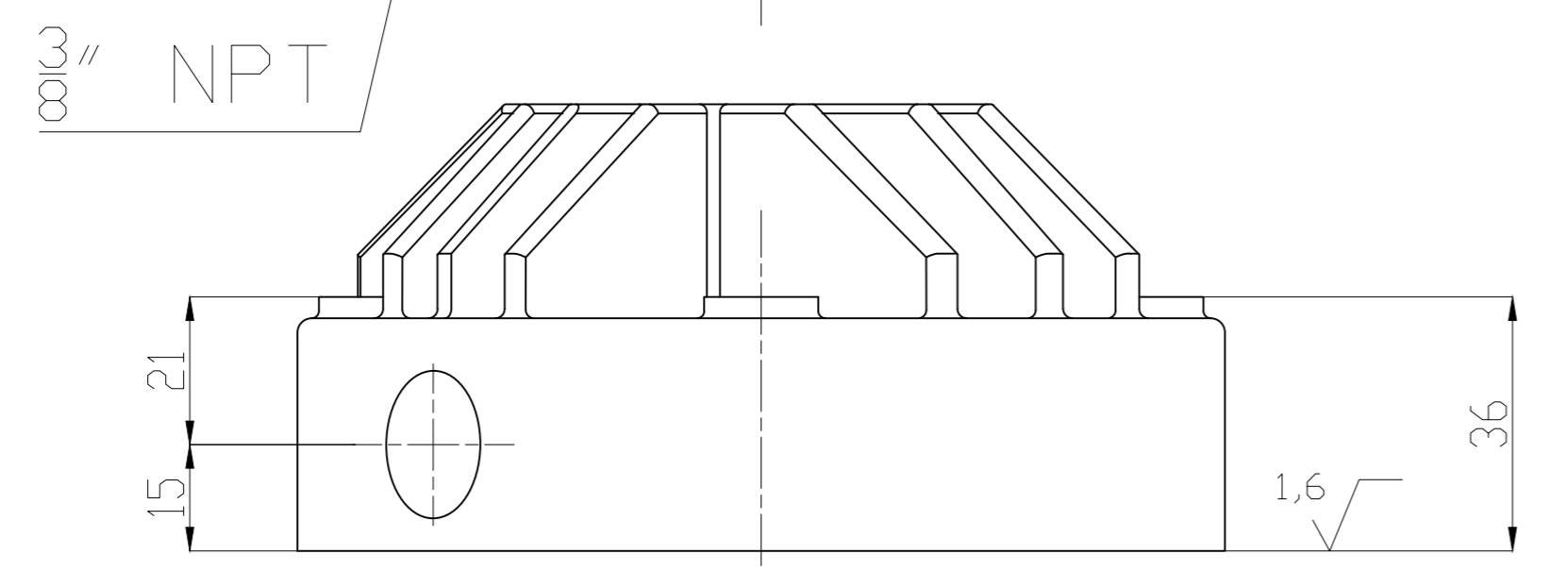
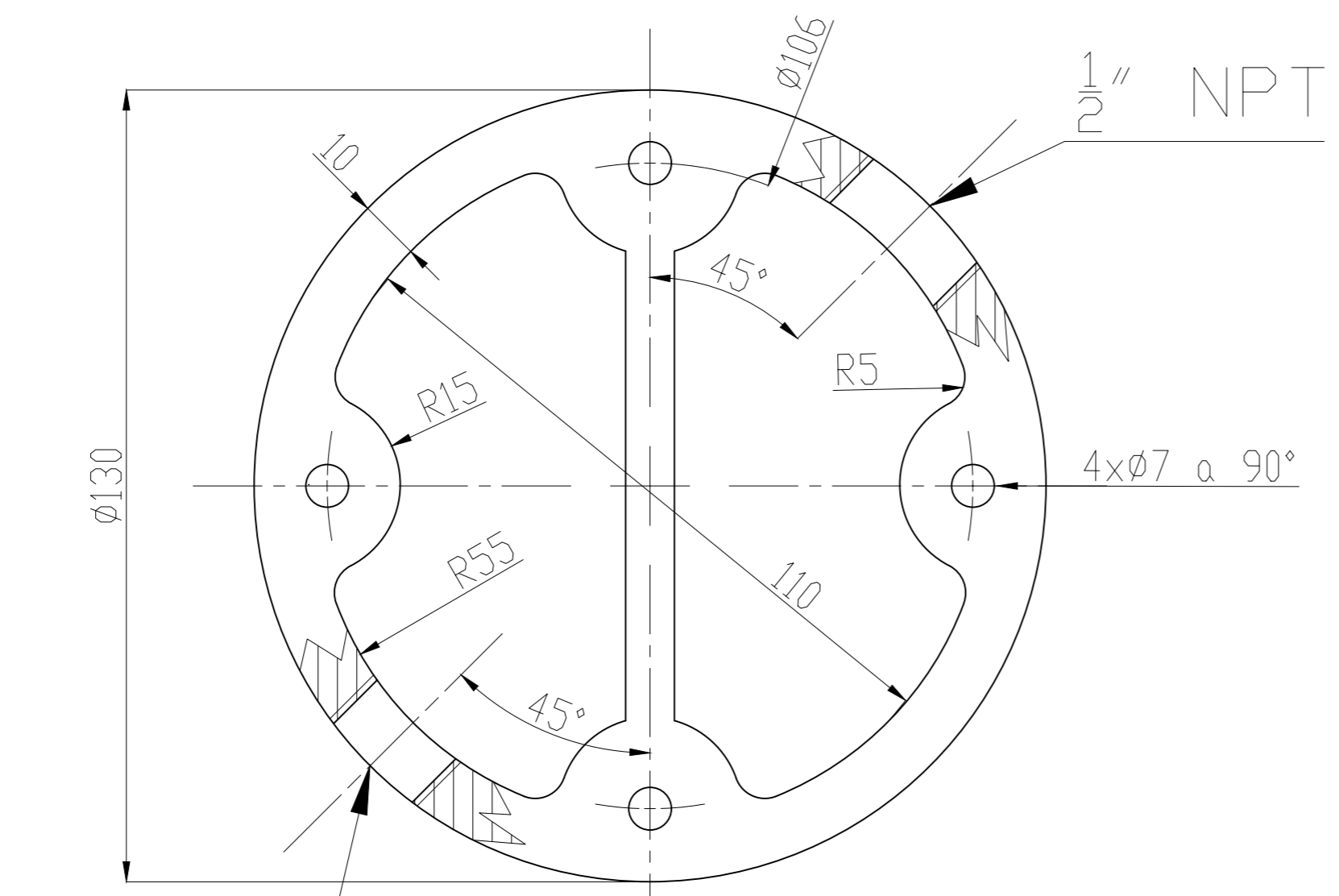
1,6



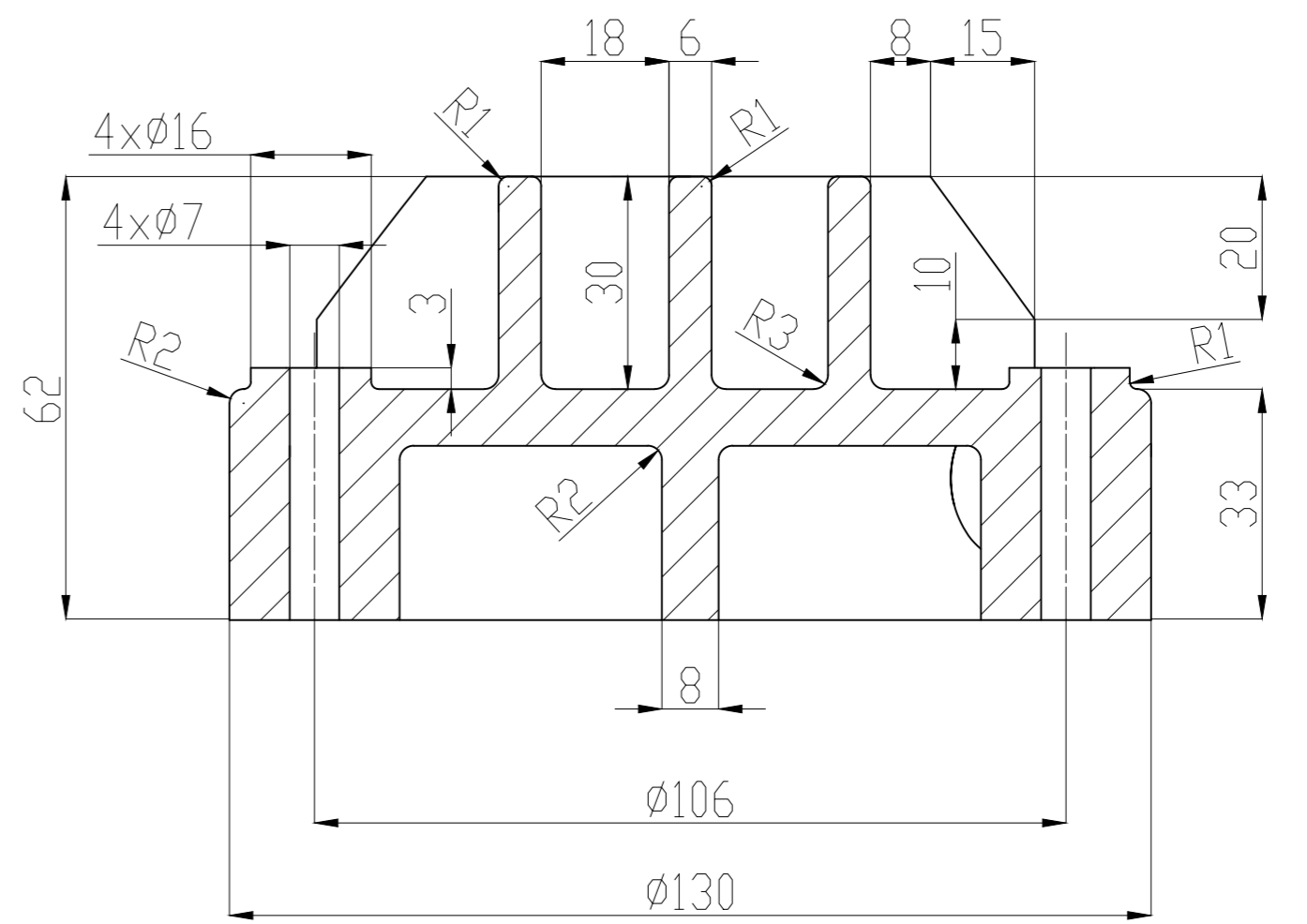
CREADO CON UNA VERSION PARA ESTUDIANTES DE AUTODESK

CREADO CON UNA VERSION PARA ESTUDIANTES DE AUTODESK

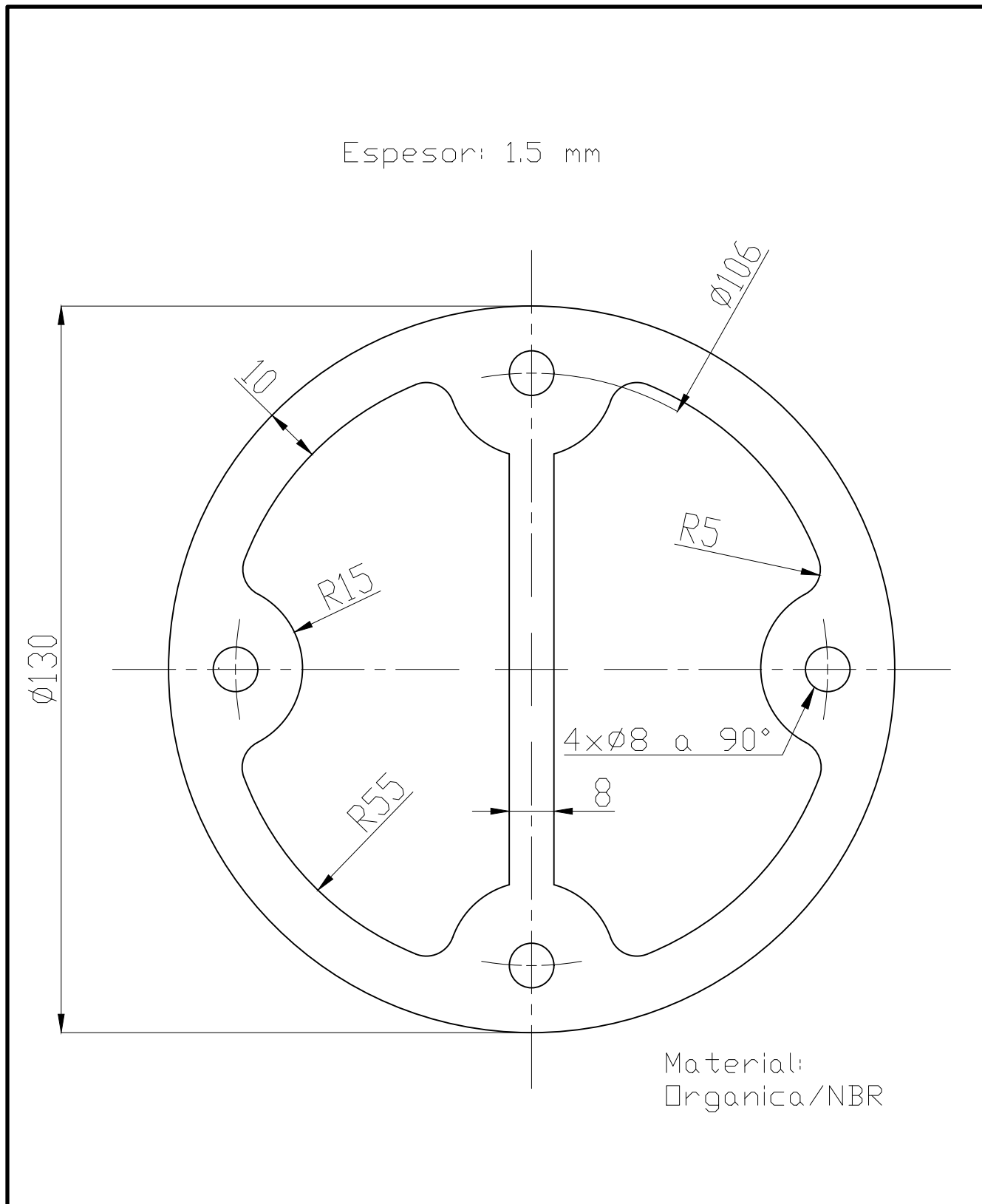
Mdf	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
 UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Porta-rodamiento FRA-150/210		Año :2021	
Reviso:				HOJA 1	
Fecha:					
Escalas:		Tolerancias no Indicadas:		Plano N° CS15/21-Pr-01	
1:1		Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: 3,2			


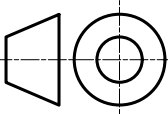


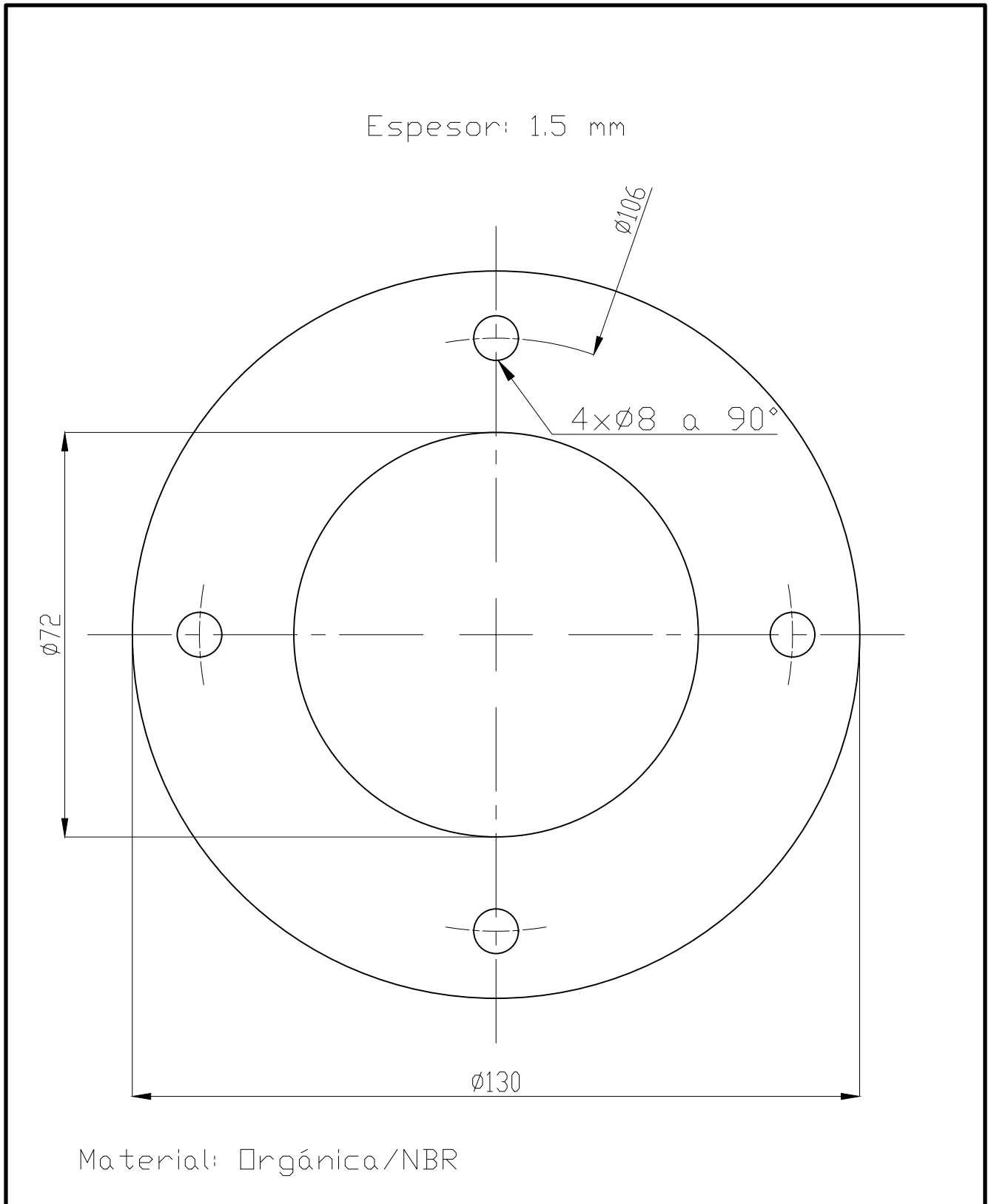
SECCIÓN A-A



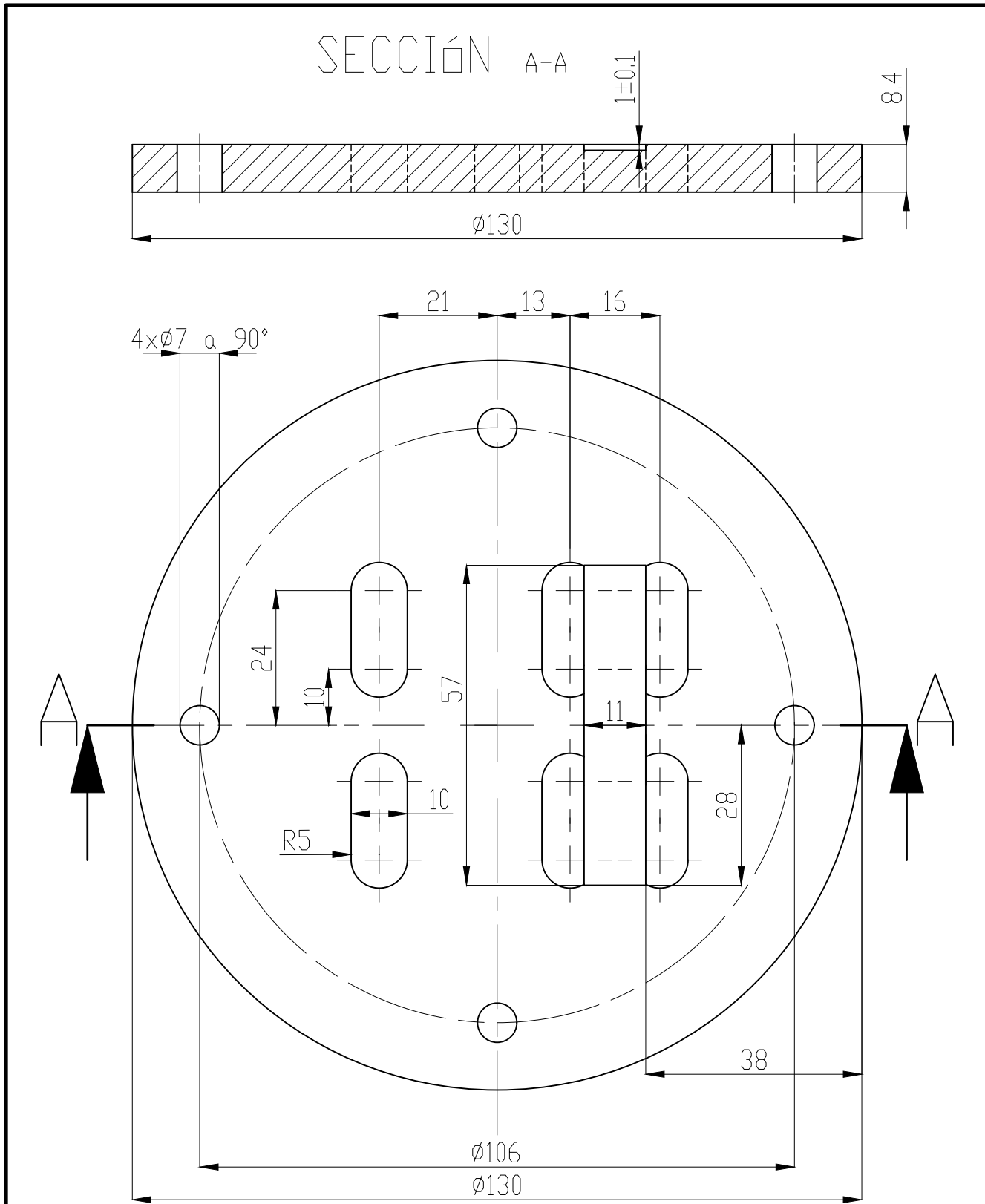
Mdf:	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:	Tapa cilindro				Año: 2021
Revisó:	FRA-150/210				HOJA 1
Fecha:					
Escalas:	1:1	Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: $3.2 \sqrt{\quad}$			Plano N° CS15/21-TpCi-01


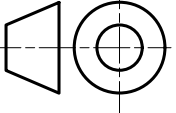


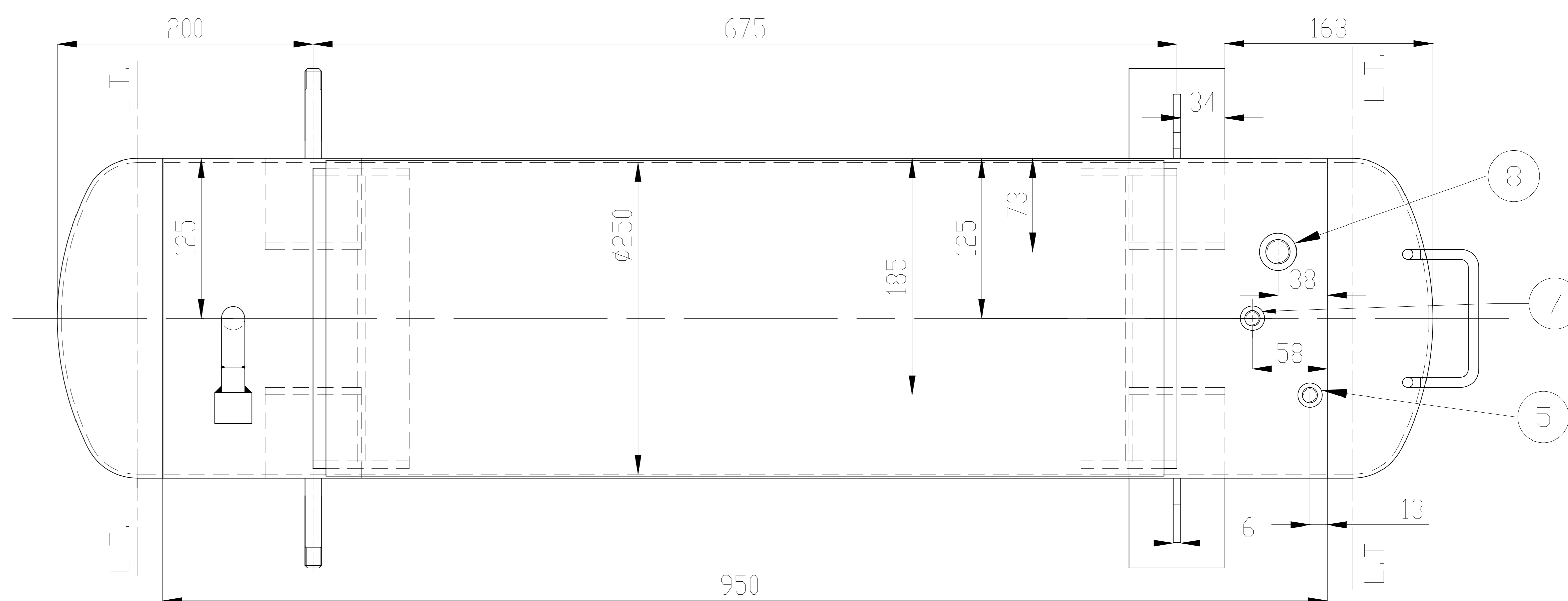
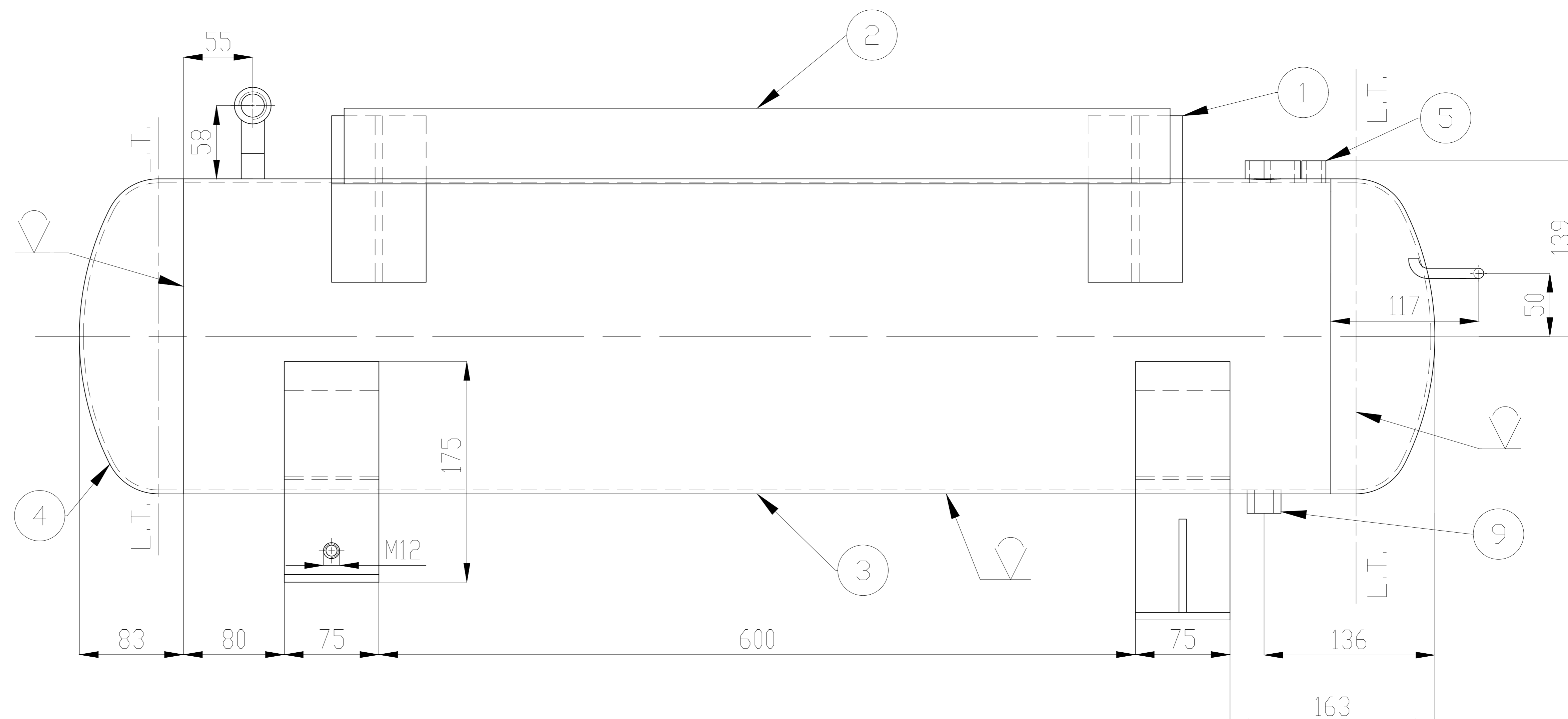
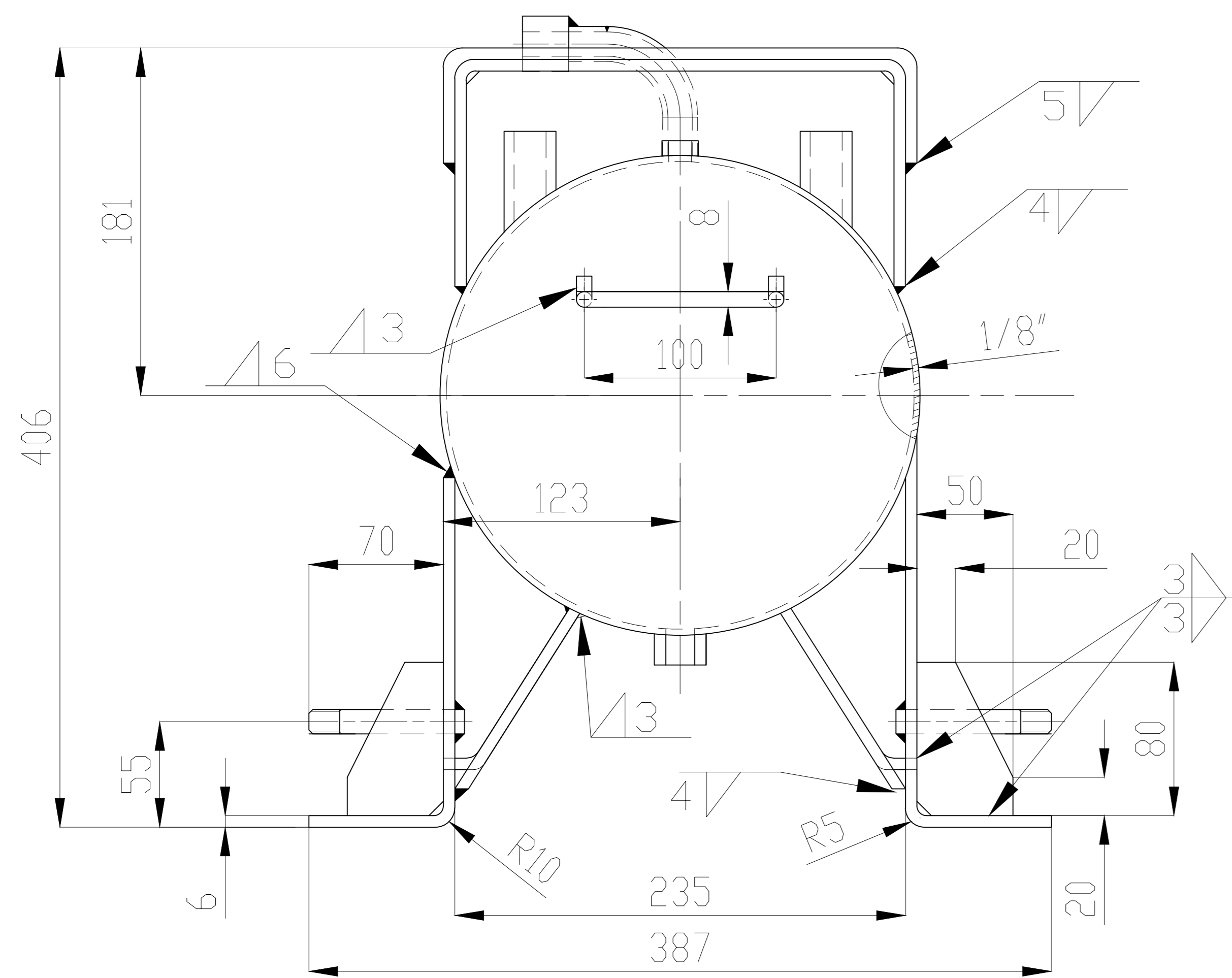
Mdf:	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
 UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Junta Tapa cilindro FRA-150/210		Año :2021	
Reviso:				HOJA 1	
Fecha:					
Escalas: 1:1		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: ± 30' Rugosidad: 3.2√		Plano N° CS15/21-JTCi-01	



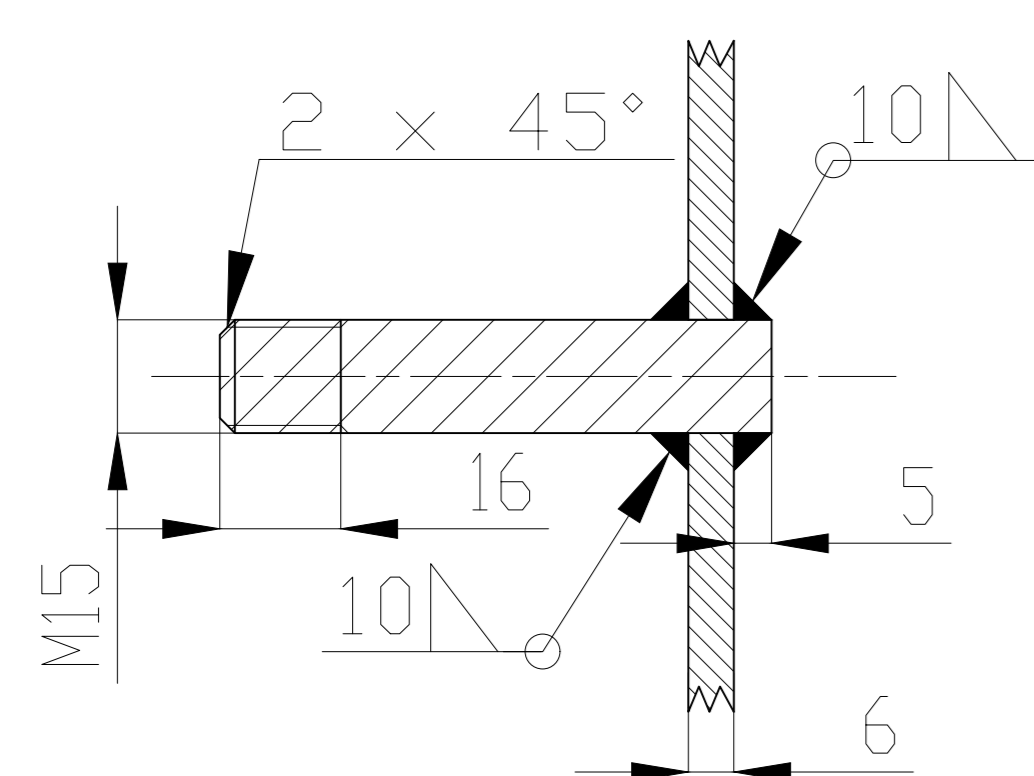
Mdf:	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Junta de Cilindro		Año :2021	
Reviso:		FRA-150/210		HOJA 1	
Fecha:					
Escalas: 1:1		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: $\pm 0.1 \text{ mm}$ Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: $3.2 \sqrt{\quad}$	Plano N° CS15/21-JCi-01		



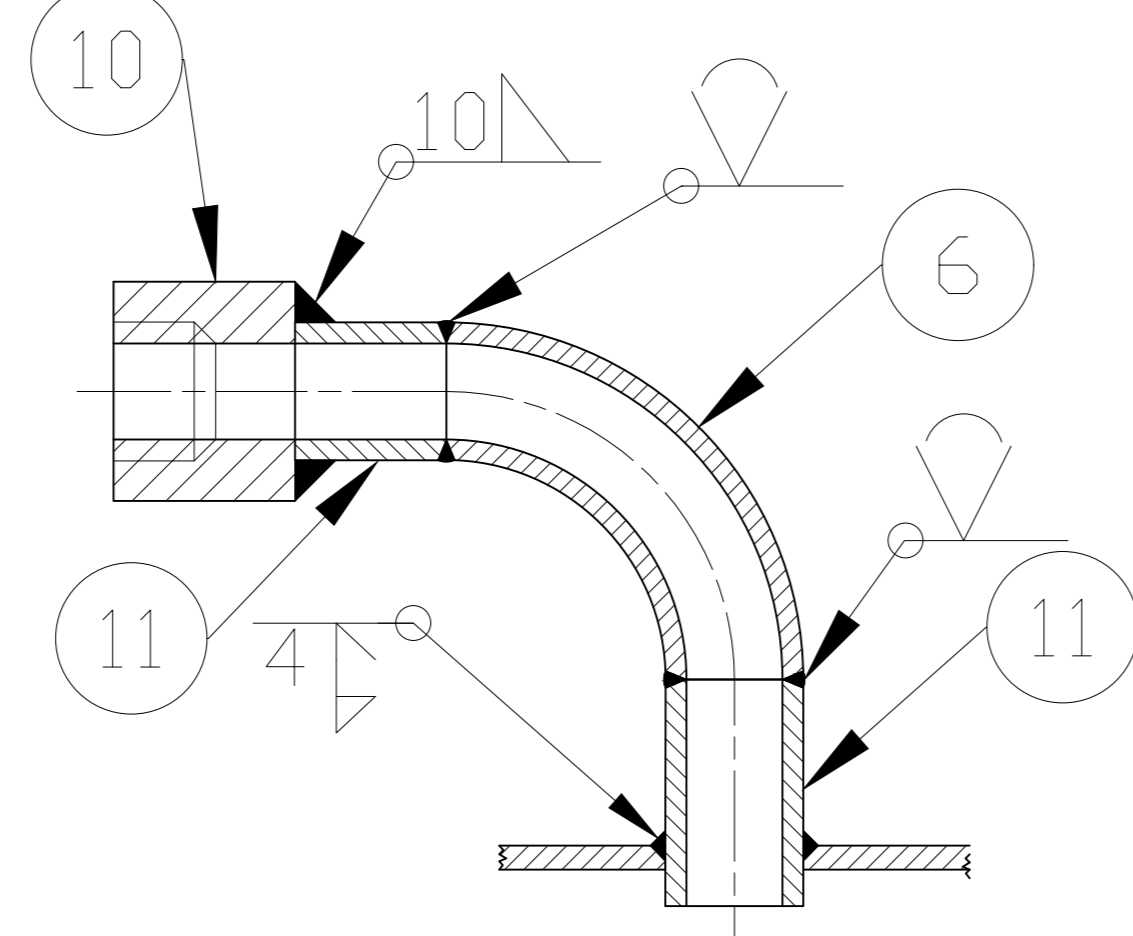
Mdf:	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
 UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Placa porta-válvula FRA-150/210		Año :2021	
Reviso:				HOJA 1	
Fecha:					
Escalas: 1:1		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: $3.2\sqrt{\quad}$		Plano N° CS15/21-Pv-01	



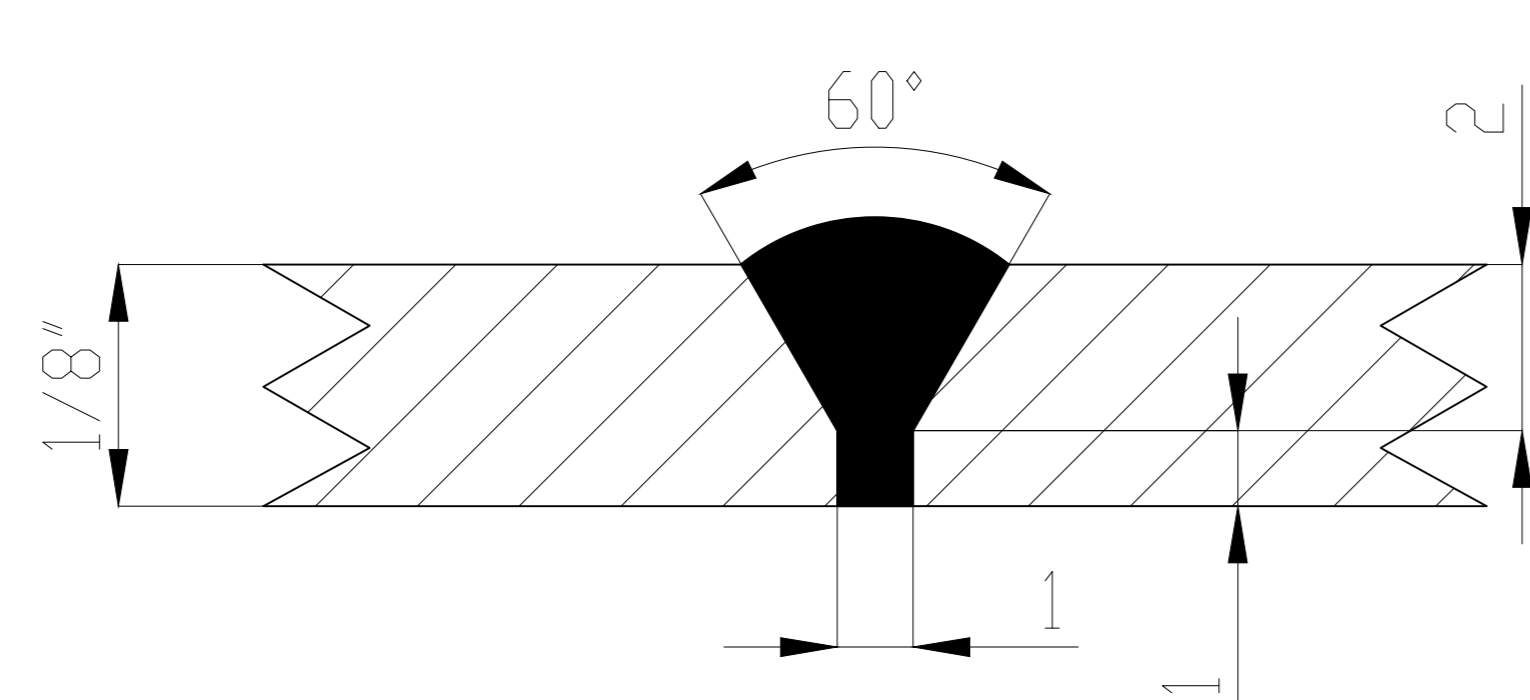
Detalle unión Eje-SopORTE
Escala 2:1



Detalle unión Nipple-Codo-Cupla
Escala 2:1

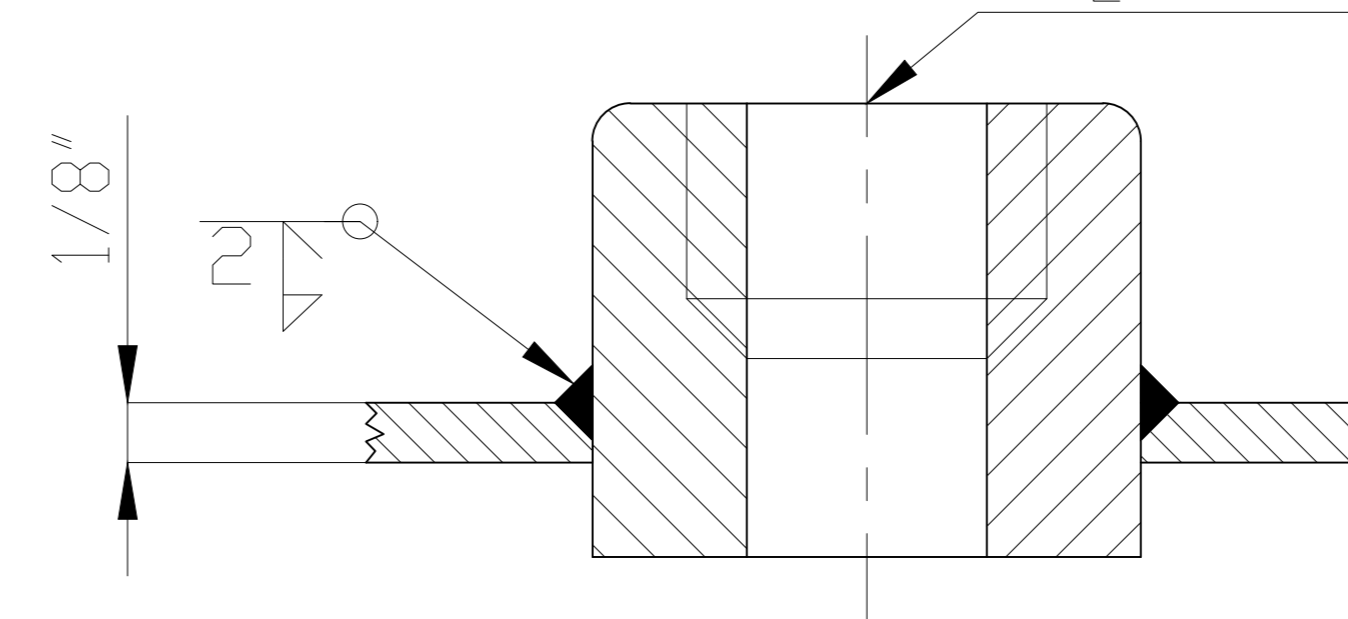


Detalle cordón de soldadura
Escala 20:1



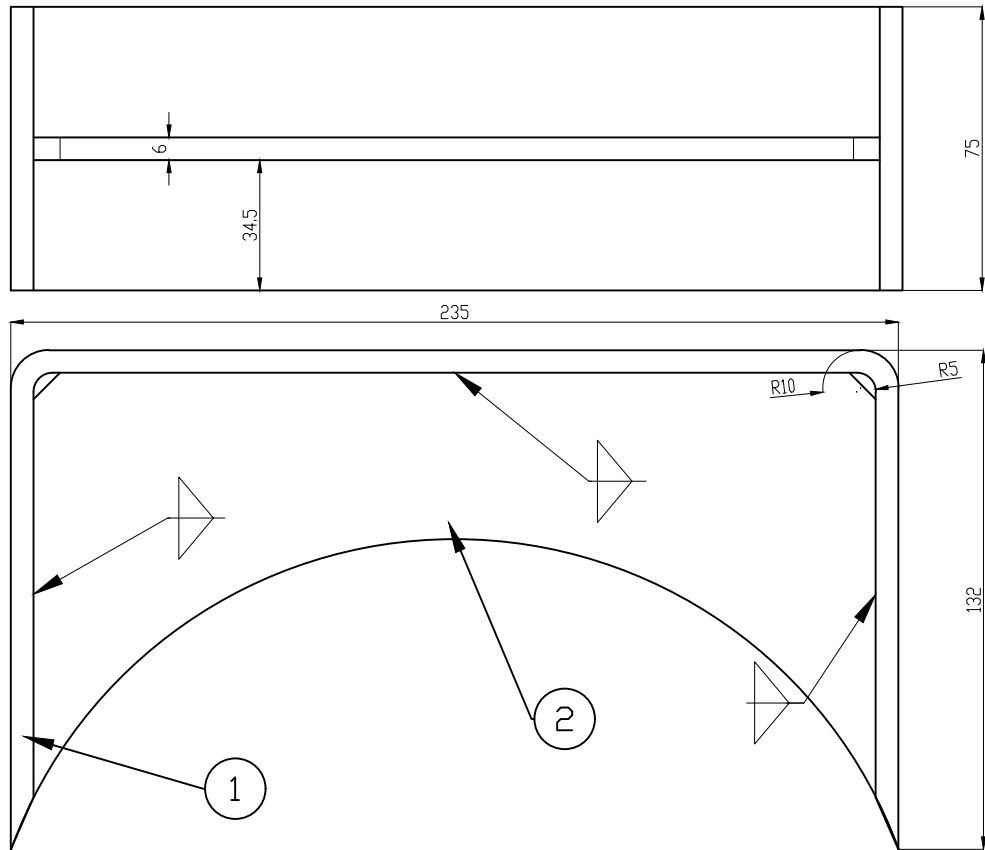
Unión Casquete-Virola
Unión Virola-Virola

Detalle unión CUPLA-TANQUE
Escala 5:1 1/2" NPT x 13.5mm



Pos	DENOMINACION	CNTI	MATERIAL/FIRMA	PLANO/REF.	F	A	T	C	Obs
9	Cupla NPT 1/4"	1	ASTM A36	-					X
8	Cupla NPT 1/2"	1	ASTM A36	-					X
7	Cupla NPT 1/4"	1	ASTM A36	-					X
6	Cupla codo radio largo NPT 3/8"	1	ASTM A36	-					X
5	Cupla NPT 1/4"	1	ASTM A36	-					X
4	Casqueta: chapa 1/8" x d250	2	ASME SA 516 Gr70	Semiéptico 2:1					X
3	Env. chapa 1/8" 785x950	1	ASME SA 516 Gr70	-					X
2	Chapa base	1	ASME SA 516 Gr70	CS210-S-02					X
1	SopORTE base	2	ASME SA 516 Gr70	CS210-S-01					X

Mdf:	Era:	Es:	
Diseno:	Tanque	Año :2021	
Reviso:	FRA-210	HOJA 1	
Fecha:			
Escalas:	1:2	Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: ± 30' Rugrosidad: 3.2	Plano Nº CS210-T-01



2	Recorte perfil 210	1	ASME SA 516 Gr70	CS150-S-04				X	
1	Chapa plegada 210	1	ASME SA 516 Gr70	CS150-S-03			X		
Pos	DENOMINACION	CNT	MATERIAL/FIRMA	PLANO/REF.	F	A	T	C	Obs

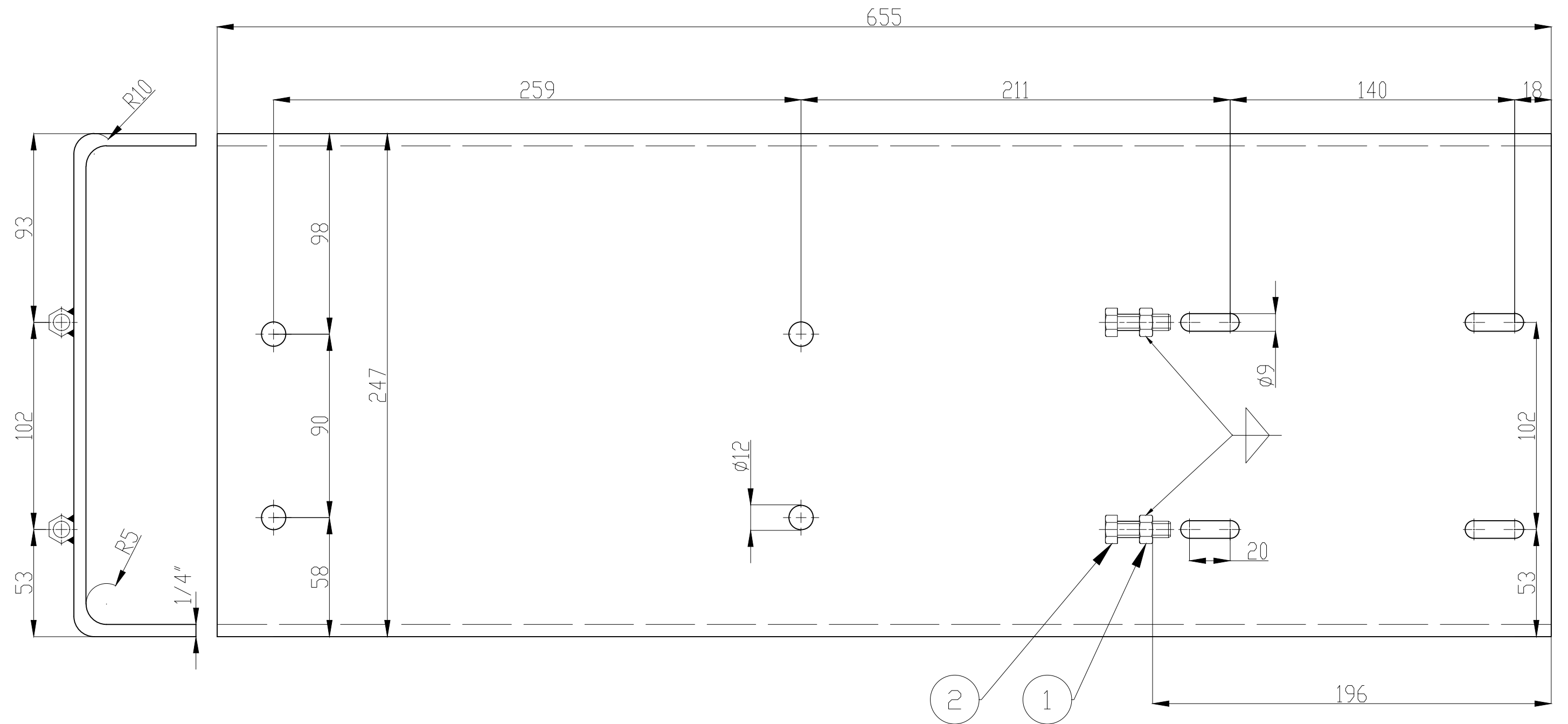
Mdf Era: Es: Autor: Rev: Fecha:



UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final

Diseño:	Soporte base FRA-210	Año :2021
Reviso:		HOJA 1
Fecha:		

Escalas: 1:2		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: $3.2\sqrt{\quad}$	Plano N° CS210-S-01
-----------------	--	---	------------------------

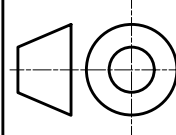


2	Tornillo M10x1.25xL:50	1	COMERCIAL	...				X	
1	Tuerca hexagonal M10	1	COMERCIAL	...				X	
Pos	DENOMINACION	CNT	MATERIAL/FIRMA	PLANO/REF.	F	A	T	C	Obs

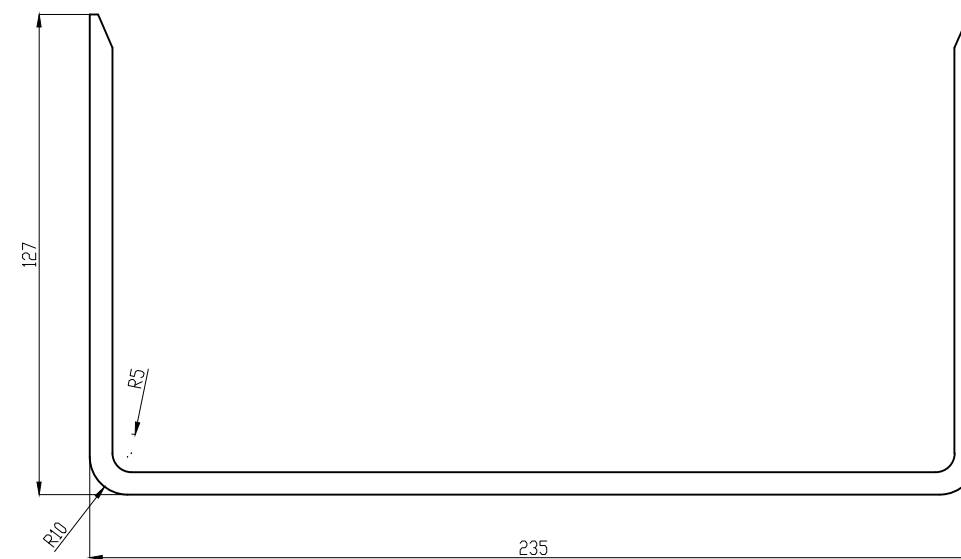
Mdf: Era: Es: Autor: Rev: Fecha:

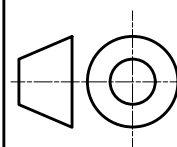
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final

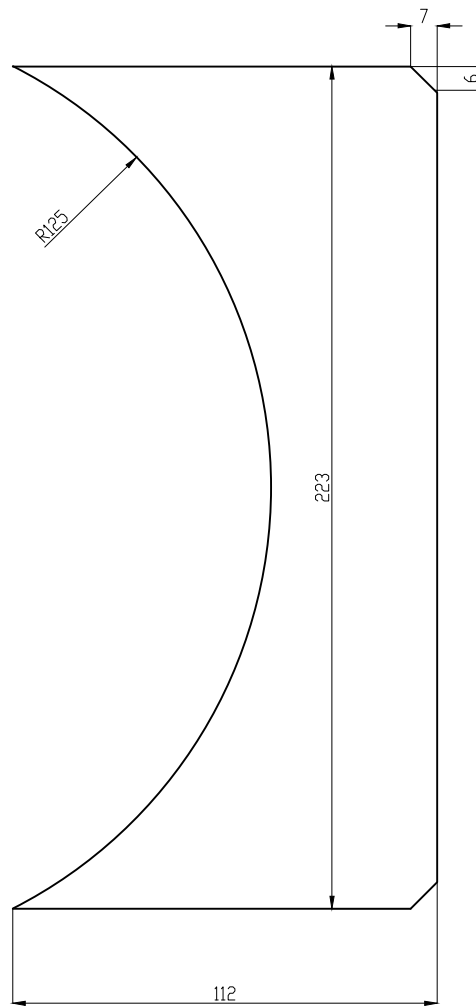
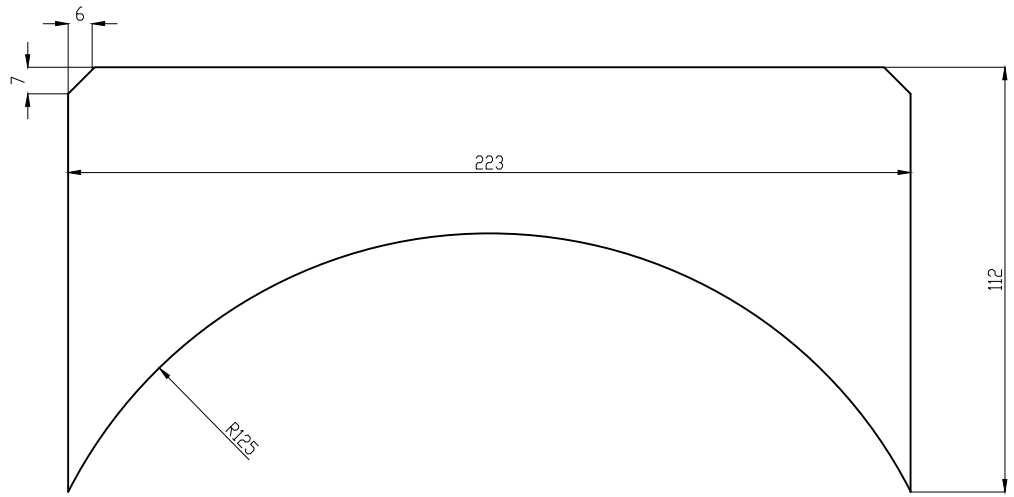
Diseño: Chapa Soporte Año: 2021
 Reviso: FRA-210
 Fecha: HOJA 1

Escalas: 1:2  Tolerancias no Indicadas:
 Longitudinales: ± 0.1 mm
 Angulares: ± 30'
 Rugosidad: 3,2√


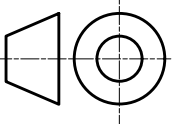
Plano N° CS210-S-02



Mdf	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Chapa plegada FRA-210		Año :2020	
Reviso:				HOJA 1	
Fecha:					
Escala: 1:2				Plano N° CS210-S-03	



Espesor: 6mm

Mdf	Era:	Es:	Autor:	Rev:	Fecha:
 UTN-Fra-Dto Mecánica-Proyecto Final					
Diseño:		Recorte perfil FRA-210		Año :2021	
Reviso:				HOJA 1	
Fecha:					
Escalas: 1:2		Tolerancias no Indicadas: Longitudinales: ± 0.1 mm Angulares: $\pm 30'$ Rugosidad: $3.2\sqrt{\quad}$		Plano N° CS210-S-04	