



Plegadora de chapas con central electrohidráulica modular

Mariano Cusato

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2025

Plegadora de chapas con central electrohidráulica modular

Mariano Cusato

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al
título de:

Ingeniero/a Mecánico/a

Directores:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina

2025

“Ningún mar en calma hizo experto a un marinero”

Agradecimientos

A mi familia, en especial a mis padres Sonia y Claudio, por haberme dado la posibilidad de estudiar y su apoyo incondicional a lo largo de toda la carrera y de mi vida. Fueron la base y sin su aporte nada de lo que pude lograr hubiera sido posible.

A mis amigos y compañeros, quienes también fueron un pilar importante a lo largo de toda esta etapa y sobre todo, la hicieron más divertida. Me llevo un gran grupo de amigos.

A mi novia, Victoria, quien me inspiró, motivó y acompañó para avanzar con este proyecto y cerrar esta etapa. También a sus padres que colaboraron con mi causa.

A mis profesores, por buscar la mejor manera de transmitir sus conocimientos y brindar las herramientas necesarias para formar profesionales de bien.

A la Casa Salesiana San José, institución que me formó previamente y continuó abriendo sus puertas a lo largo de esta etapa, hasta el día de hoy.

A mis camaradas de MetalByte. En especial a Erik y Javier que están desde el primer día al pie del cañón.

A la Universidad, personal docente y no docente, por brindar un aporte tan necesario para la sociedad, como es la educación.

A todas las personas que, directa o indirectamente, colaboraron con mi avance en la carrera.

Gracias.

Resumen

El siguiente proyecto surge a partir de la necesidad de pymes, talleres, escuelas técnicas, o bien industrias metalúrgicas de realizar plegados en piezas de chapa en sus propios establecimientos, no siendo ésta una tarea de alta producción en dichas instituciones. La problemática reside principalmente en los elevados costos de las maquinarias nuevas ofrecidas en el mercado nacional (apuntadas a alta producción), la dificultad de conseguir repuestos por tratarse de maquinaria importada y por otro lado en la falta de financiamiento a largo plazo y estabilidad que se presentan en el contexto actual de nuestro país.

Haciendo una breve encuesta se constató que apuntar al plegado de piezas de acero al carbono de hasta 1000mm de ancho y hasta 12,7mm ($\frac{1}{2}$ ") de espesor, cubriría la mayoría de las necesidades que se presentan en la mayoría de los casos, por lo tanto se fijaron esas primeras condiciones de contorno.

Si bien la maquinaria útil para realizar esos plegados existe en el mercado, el valor de la misma comienza a partir de los \$30.000.000 (pesos treinta millones, marzo 2025), monto difícil de alcanzar por los mencionados actores en la situación actual.

En este informe se presenta el desarrollo de una alternativa más económica, útil para realizar la tarea mencionada, pudiendo producirse localmente con elementos de sencilla adquisición, capaz de repetir una misma operación tantas veces se requiera y mantenga su operatividad durante el lapso de tiempo normal de las máquinas herramientas en general.

Palabras clave: pymes, colegios, máquina, plegado, costo, financiación.

Abstract

The following project arises from the need of SMEs, workshops, technical schools, or metalworking industries to perform bending of sheet metal parts in their own facilities, as this is not a high-production task for these institutions. The problem lies primarily in the high cost of new machinery offered in the domestic market (aimed at high production), the difficulty in obtaining spare parts due to imported machinery, and the lack of long-term financing and stability that exist in the current context of our country. A brief survey of entities determined that bending carbon steel parts up to 1000 mm wide and up to 12.7 mm (1/2") thick would cover the majority of the needs encountered in most cases, and therefore these initial boundary conditions were established.

Although the machinery suitable for these bends is available on the market, its value starts at ARS 30,000,000 (March 2025), an amount difficult to achieve for the aforementioned actors in the current situation.

This report presents the development of a more economical alternative, useful for performing the aforementioned task. It can be produced locally with easily acquired components, capable of repeating the same operation as many times as required and maintaining its operational capacity for the normal lifespan of machine tools in general.

Keywords: SMEs, technical schools, machine, metal bending, low cost, financing.

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen.....	5
Abstract	6
Contenido	7
Capítulo 1. Introducción	9
Problemática identificada.....	9
Objetivos	11
Capítulo 2. Análisis previo.....	13
Términos y vocabulario empleados	13
Introducción	14
Mecánica del plegado al aire	15
Cálculo fuerza de plegado	17
Estudio de mercado.....	19
Variables y condiciones límites.	20
Capítulo 3. Propuestas de solución.....	22
A. Mecanismos de ascenso y descenso del delantal.	22
A1 – Estructura rectangular de placas.....	22
A2 – Brazos palanca	23
A3 – Bieletas.....	23
B. Posicionamiento de los topes	25
B1. Barras redondas con piezas deslizantes.....	25
B2. Barras paralelas con tornillo patrón con giro manual.....	25
B3. Estructura de perfiles	26
B4. Movimiento programado por control numérico	26
C. Posicionamiento vertical del punzón respecto a matriz	27
C1. Suplementos de chapa	27
C2. Tornillos de potencia elevadores.....	27
Elección de la solución mas adecuada	28
Ponderación subsistema “A”	28
Ponderación substistema “B”	30
Ponderación subsistema “C”	31
Conclusión de la elección	31
Capítulo 4. Desarrollo técnico. Parte I	32
Elección de cilindros hidráulicos	33
Diseño de posicionamiento vertical (eje Y).	37
Sistema de tope trasero (eje X)	40
Diseño de tornillos de regulación de altura de matriz.....	42
Diseño preliminar, sin cálculo de fuerzas.....	42
Esfuerzos en las roscas	44
Diseño del bastidor	50
Dimensionamiento de columnas	51
Dimensionamiento de bulones	54

Diseño de estructura soporte o bancada	56
Modelo completo: parte mecánica.....	62
Capítulo 5. Desarrollo técnico. Parte II.	63
Sistema hidráulico de la central modular	63
Diagrama circuito hidráulico	64
Bomba (2)	65
Motor eléctrico (3)	68
Depósito de aceite (1)	69
Filtro de retorno (5)	69
Filtro de aire del depósito (venteo).	73
Válvula limitadora de presión (4)	73
Manómetro (6)	75
Válvula direccional 4/3 pilotada (7).....	75
Electroválvula direccional (12).....	76
Conexiones	79
Sistema hidráulico de la máquina plegadora.....	80
Válvulas restrictoras de caudal (8)	81
Manómetro.....	83
Válvulas divisoras de flujo	83
Conexiones	85
Sistema eléctrico	85
Capítulo 6. Modelizado final	87
Capítulo 7. Análisis de costos	88
Capítulo 8. Conclusiones.....	89
Conclusiones técnicas	89
Recomendaciones	90
Académicas y contextuales	90
Bibliografía y fuentes	92
Anexo A: Artículo TT 1040	93
Anexo B: Desarrollos para cálculo de roscas	95
Anexo C: Planilla de costos.....	101
Anexo D: Planos	101

Capítulo 1.Introducción

Problemática identificada

En la actualidad, la fabricación de piezas a partir de chapas o planchones es la primera elección en las fábricas metalúrgicas por la soldabilidad, versatilidad y bajo costo que este método ofrece, más aún con los avances de las herramientas de CAD y las tecnologías de corte CNC. Es posible realizar piezas muy variadas, de gran exactitud, con infinitas aplicaciones, modificar los diseños de manera rápida y sencilla, lograr una excelente repetitividad y minimizar errores.



Fig. 1-1 Empleo de chapas procesadas en maicero Maizco.



Fig. 1-2 Piezas cortadas a láser CNC y plegadas, listas para producción.

En las grandes industrias metalúrgicas, las máquinas de corte láser CNC para chapas planas y plegadoras hidráulicas CNC se han convertido en 2 herramientas básicas para la producción. Sin embargo, existen numerosos actores interesados en fabricar piezas en menor escala (tales como PYMEs, talleres, industrias de rubros distintos al

metalúrgico o bien colegios técnicos) que no pueden acceder a estas costosas máquinas, y optan por tercerizar estos servicios para conseguir las piezas.

Una opción muy conveniente para ellos es: adquirir una plegadora, **tercerizar los cortes** y realizar los **plegados por sus propios medios**. Esta gestión permite: aprovechar las ventajas del corte CNC, ahorrar dinero en la mano de obra tercerizada que realizaría el plegado, evitar el manejo y almacenaje de planchas, verificar la calidad de las piezas plegadas in situ y agilizar los tiempos por no depender de las demoras propias de la empresa prestadora.



Fig. 1-3 Proceso de corte por láser CNC



Fig.1-4: Proceso de plegado de chapas.

El problema reside en la **oferta de plegadoras**, cuya complejidad tecnológica y precios son muy elevados apuntando a grandes volúmenes de producción y en su mayoría a grandes longitudes de plegado, acompañados de la dificultad de acceder a financiamientos convenientes para adquirirlas. No hay oferta en el mercado actual de maquinaria nueva, versátil para varios espesores, de buena precisión, longitudes cortas y menor automatización, accesible para empresas e instituciones de menor productividad y poder adquisitivo.

Objetivos

Los objetivos de este proyecto son: conocer las distintas maquinarias plegadoras existentes en el mercado y sus características principales, fijar condiciones de contorno que permitan delimitar el alcance de la solución, plantear diferentes alternativas y seleccionar la más conveniente para luego desarrollar una máquina que permita realizar la tarea especificada siendo accesible, de fabricación nacional y funcionalidad operativa prolongada en el tiempo.

Por otro lado, la diversidad de productos que pueden fabricar estos usuarios despierta su interés en otras máquinas hidráulicas, las cuales podrían compartir su fuente de energía con la plegadora, siendo esto una oportunidad para desarrollar un **sistema modular** que comparta la central abastecedora y controladora de los procesos.

Vale la pena mencionar firmemente los hipotéticos casos para los cuales sería adecuada la máquina desarrollada:

- PYME's metalúrgicas o talleres, que se encuentren en sus etapas iniciales, donde el conformado de su planta requiere múltiples inversiones.
- Colegios técnicos metalmecánicos, cuya finalidad sea capacitar a sus alumnos en el uso de maquinaria industrial.
- Industrias de rubros distintos al metalúrgico, en las cuales la tarea de plegado no sea de primordial necesidad ni permita una amortización rápida
- Industrias metalúrgicas muy grandes, donde existan sectores que requieran plegar alguna pieza y se encuentren a gran distancia del sector de corte y plegado principal.

No se descarta la posibilidad de suprimir o reemplazar elementos o sistemas que complejizan y encarecen la máquina sin aportar un beneficio sustancial para la causa que aquí se estudia.

A modo de resumen, se adjunta una tabla con los objetivos, de mayor a menor prioridad.

Tabla 1-1: Objetivos de la máquina desarrollada.

Número	Objetivo
1	Plegar chapas y materiales similares: El propósito de este proyecto es el desarrollo de una máquina para realizar el plegado de chapas y otros materiales planos en el ámbito de una fábrica metalúrgica o taller.
2	Accesibilidad: Ofrecer una alternativa de costo drásticamente menor que las existentes hoy en día. La utilidad de éste producto solo se puede dar si logra insertarse dentro de un rango de precios accesibles ya que la oferta de maquinaria por encima de este rango es muy variada y de alta calidad.
3	Repetitividad: Que la máquina sea capaz de repetir la misma operación (el plegado de una pieza con determinado espesor, hasta determinado ángulo, a determinada distancia de un borde) tantas veces se requiera sin ajustes de ningún tipo.
4	Durabilidad: Desarrollar un producto perdurable en el tiempo bajo uso y mantenimiento apropiados.
5	Mantener la calidad superficial del material: Mantener la deformación superficial de la chapa dentro de un parámetro aceptable, común en los procesos de plegado al aire, que no implique un desbaste posterior a la utilización.
6	Modularidad de la fuente: Poder independizar la fuente de energía oleohidráulica, el tablero eléctrico y los mandos, para poder ser utilizados en otras máquinas cuya fuente de energía sea hidráulica.
7	Bajo mantenimiento y fácil reparación: Utilizar componentes estandarizados, de fácil reposición, facilitar el mantenimiento, reparación y limpieza de la máquina. Subdividir la máquina estratégicamente para facilitar el intercambio de repuestos.
8	Seguridad: Siendo una máquina que requiere la manipulación de piezas manualmente muy cerca de una zona de prensado, con grandes fuerzas involucradas y sin posibilidad de crear una barrera segura para el operario, podemos categorizarla como de mediana-alta peligrosidad. Será importante asegurar el correcto desempeño de los mandos y sistemas para mantener la integridad física de los operarios y personal cercano a la máquina durante el trabajo, bajo nivel de ruido, ergonomía, evitar pérdidas de fluidos y riesgos de incendio.
9	Transportabilidad: Poder movilizar la máquina completa con un autoelevador (común en las industrias) y transportarla en una camilla de auxilio automotriz, sin la necesidad de grandes elementos de izaje o transporte especial, ya que también implicaría un costo adicional a la inversión.

Capítulo 2. Análisis previo

Términos y vocabulario empleados

Para facilitar la comprensión de este informe, se detalla a continuación la terminología técnica empleada propia del tema desarrollado.

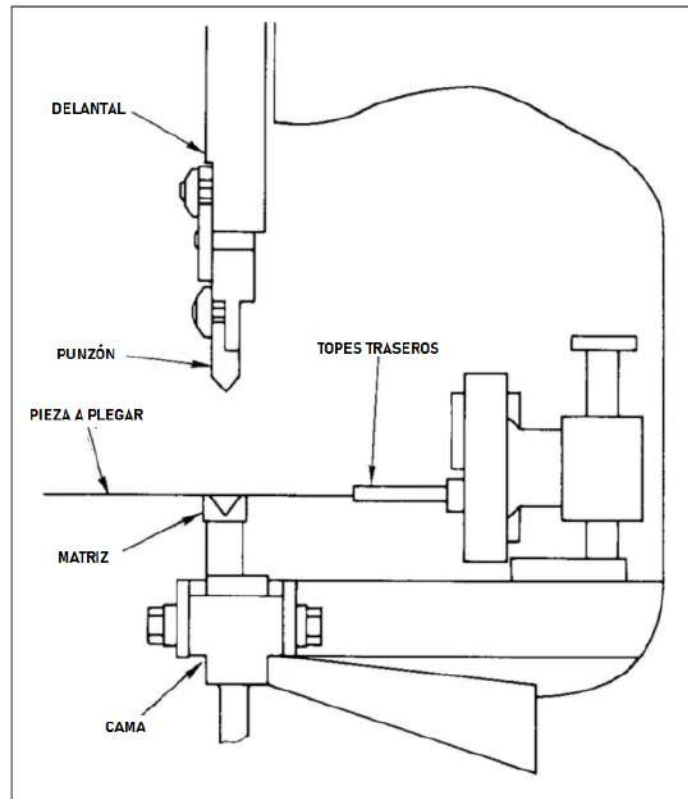


Fig. 2-1. Nombres de las partes de una plegadora.

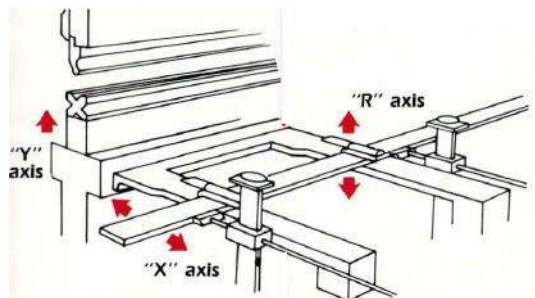


Fig. 2-2. Ejes de movimiento de partes de la plegadora.

Introducción

Realizando una breve encuesta a entidades como: Colegio San José (Rosario), Allochis (Ferré), SR (Colón), Cestari (Colón), CORPLE (Venado Tuerto), se constató que el proyecto tiene viabilidad de aplicación y se estableció que apuntar al plegado de piezas de acero al carbono de hasta **1000mm de ancho y hasta 12,7mm (½") de espesor**, cubriría la mayoría de las necesidades que se presentan en la mayoría de los casos, por lo tanto se fijaron esas **primeras condiciones de contorno**.

Existen varios métodos de plegado posibles, los cuales se exponen en la Fig. 2-3.

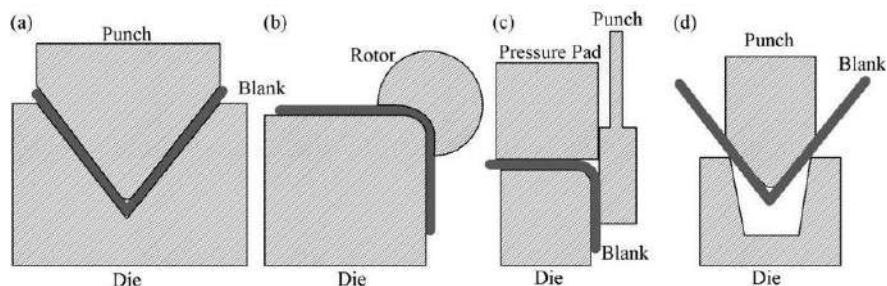


Fig. 2-4: Métodos de plegado. a) De fondo (bottom) b) Rotativo c) De eje (wipe o folding) d) Al aire

El método de plegado más conveniente desde el punto de vista práctico es el llamado **plegado al aire (opción d)**.



Fig. 2-5: Plegado al aire con matriz en V.

Las características de este método se detallan a continuación:

VENTAJAS:

- ✓ Método simple y rápido.

- ✓ Permite multiplicidad de geometrías.
- ✓ Variación del ángulo solo con la posición final del punzón.
- ✓ Posibilidad de plegar en un amplio rango de ángulos (de 40° a 180° aproximadamente) con matrices y punzones adecuados.
- ✓ Cambio rápido de utilería.
- ✓ Alto aprovechamiento de la energía.
- ✓ Posibilidad de subdividir los plegados a lo largo de la hoja muy fácilmente quitando partes del punzón.
- ✓ Máquina de 1 grado de libertad de alta fuerza requerida, opción muy económica.

DESVENTAJAS:

- Las diferencias en el espesor de chapa cambian el ángulo de plegado
- Existen riesgos de lesiones por zafe o apretamiento de manos.
- Necesidad de ajustar la posición relativa punzón-matriz para determinar el ángulo, debido al retorno elástico de la chapa.

Mecánica del plegado al aire

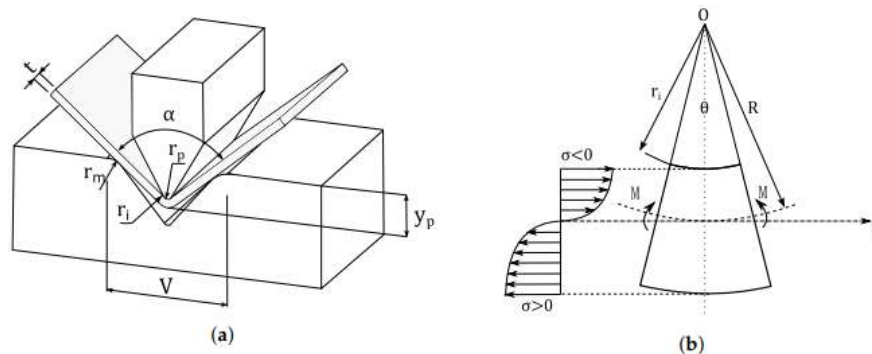


Fig. 2-6 (a) Parámetros del plegado al aire: apertura (V), radio de matriz (r_m), radio interior de plegado (r_i), radio de la nariz del punzón (r_p), penetración del punzón (y_p), ángulo de plegado de la hoja (α), espesor de la hoja (t); (b) distribución de esfuerzo en deformación plástica por plegado.

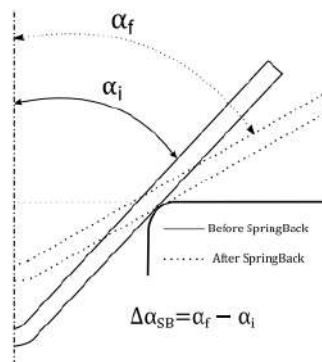


Fig. 2-7 Definición de retorno elástico (springback) en proceso de plegado.

Cuando realizamos un plegado, la elasticidad de la chapa no se elimina, aunque el esfuerzo producido en la chapa haya excedido el límite elástico. Podemos considerar al límite elástico como el punto donde la chapa cede al esfuerzo. La plasticidad está más allá de este punto de límite elástico, motivo por lo que existe el retorno elástico. Mientras más nos acercamos a la frontera del límite plástico, menos retorno del material tendremos.

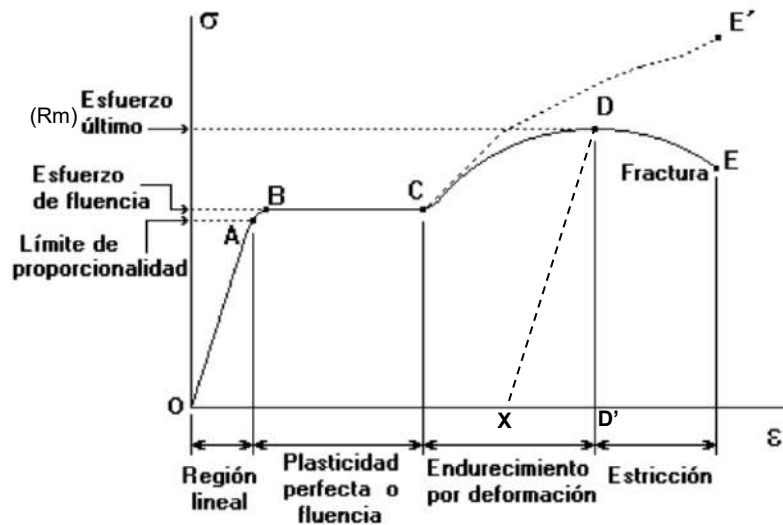


Fig. 2-8 Curva esfuerzo-deformación idealizada de un material dúctil.

Zona OA, región elástica donde el esfuerzo es proporcional a la deformación.

Punto D, último esfuerzo (ultimate strength), comienzo estricción

Zona XD', retorno elástico teórico del material

Zona OX, deformación permanente final. En plegados al aire, el retorno elástico del material es mayor que en el plegado a fondo, esto es debido a que se ejerce menos presión sobre la chapa y al estar apoyada solo en 3 puntos, esta está más libre de escurrirse o estirarse.

Se debe tener en cuenta que el plegado más preciso es el plegado a fondo y que el plegado menos preciso es el plegado al aire. En el plegado al aire hay más retorno elástico del material, y se deben de realizar correcciones a la posición final del punzón respecto a la matriz para lograr el ángulo deseado. El comportamiento del retorno elástico varía mucho a si se pliega a favor o en contra de la fibra de la chapa, por lo que las correcciones en una misma pieza pueden diferir entre las secuencias de plegado.

Cálculo fuerza de plegado

Es necesario realizar el cálculo de fuerza de plegado necesaria para una chapa de acero de bajo carbono de ½" de espesor y 1m de ancho para poder continuar con el análisis previo de este desarrollo.

La fuerza de plegado se calcula utilizando la fórmula:

$$F = C \cdot \frac{S^2 \cdot Rm \cdot L}{V} \quad \text{Ecuación 2-1}$$

Donde:

F: fuerza de plegado (kgf)

S: espesor de la chapa (cm)

Rm: resistencia a la tracción del material (kgf/cm²)

V: ancho de la abertura (cm)

L: longitud (cm)

C: constante que depende de S y V $\rightarrow C = 1 + \frac{4S}{V}$

Existe una tabla de aperturas V recomendadas en base al espesor a plegar.

Tabla 2-1. Aperturas-V recomendadas en base al espesor

S	0.5-3mm	3-8mm	9-10mm	>12mm
V	6*S	8*S	10*S	12*S

Para el caso en estudio, siguiendo la tabla 2-1:

$$V = 12 \cdot 12,7\text{mm} = 152,4 \text{ mm.}$$

Comunmente las matrices de plegado al aire se fabrican mecanizando una única pieza cuadrada, permitiendo el uso de varias aperturas según se requiera.



Fig. 2-9 Matriz multi-V.

Siendo así, una V de 152,4mm implica una pieza pesada y demasiado grande que resultará incómoda y peligrosa de manipular en la práctica. **Se asume V = 120mm.**

$$V = 120$$

$$S = 1/2" = 12,7\text{mm}$$

$R_m = 40 \text{ kgf/mm}^2$ (resistencia plástica del material, acero 0,1%C, según tabla 2-2)

$$L = 1000\text{mm}$$

$$C = 1 + \frac{4S}{V} = 1 + \frac{4 \cdot 12,7\text{mm}}{120\text{mm}} = 1,423$$

Tabla 2-2. Resistencia de algunos materiales

Material	Resistencia (Kg/mm ²)
Plomo	2.5 - 4
Estaño	4 - 5
Aluminio(99.0%)	9.3 - 171
Aleación de aluminio de alta resisten.	23 - 48
Duraluminio	26 - 48
Zinc	15 - 25
Cobre	22 - 40
Latón (70-30)	33 - 53
Latón (60-40)	38 - 49
Bronce fosforado	40 - 75
Bronce	40 - 75
Plata Niquel	35 - 70
Hierro laminado en frío	32 - 38
Acero, 0.1%C	32 - 40
Acero, 0.2%C	40 - 50
Acero, 0.3%C	45 - 60
Acero, 0.4%C	56 - 72
Acero, 0.6%C	72 - 90
Acero, 0.8%C	90 - 110
Acero, 1.0%C	100 - 130
Acero al Silicio	55 - 65
Acero Inoxidable	65 - 70
Niquel	44 - 63

$$F = C \cdot \frac{S^2 \cdot R_m \cdot L}{V} = 1,423 \cdot \frac{(12,7\text{mm})^2 \cdot 40 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \cdot 1000\text{mm}}{120\text{mm}} = 76.505 \text{ kgf} = \boxed{77 \text{ T}}$$

Se verifica que este cálculo es adecuado mediante la tabla de fuerza de plegado 2-3.

Tabla 2-3 Fuerza de plegado en toneladas para 1m de acero bajo carbono.

Press brake force chart

Information chart for necessary tonnage for 1 meter bending width for mild steel material:

V	H min	R	0,5	0,8	1	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10	12	15	18	20
6	5	1	2,5	6,5	10																			
8	6	1,3	2	5	8	11																		
10	7	1,7	1,5	4	6	9	13																	
12	9	2		3	5	7	11	16																
15	12	2,7			4	6	9	13	16															
20	15	3,3				4	7	10	13	19														
26	18	4,2					5	7,5	10	14	21													
30	22	5						6,5	8	12	19	24												
32	23	5,4						7,5	11,6	17	23	30												
37	25	5,8							10	14,5	20	26	33											
42	29	6,7								13	17	23	29	35,5										
45	32	7,5									16	21	27	33	48									
50	36	8,3										19	24	30	43	58								
60	43	10											20	25	36	49	64							
70	50	11,5												21	31	42	55	69						
80	57	13,5													27	37	48	60	75					
90	64	15														32	42	54	66	95				
100	71	17															38	48	60	86	134			
130	93	22																37	46	66	103	149		
180	130	30																	33	48	75	107	133	
200	145	33																		43	67	97	119	
250	180	42																			54	77	95	

Para generar esta fuerza de plegado de 80T lo más conveniente es utilizar actuadores hidráulicos abastecidos por una fuente (o central) electro-hidráulica, por su versatilidad, estabilidad, fiabilidad y rendimiento, además de estar comprobada su utilidad en este tipo de máquinas.



Fig. 2-10 Central hidráulica compacta con enfriador de aceite por aire forzado.

Estudio de mercado.

Para realizar la tarea de plegado antes mencionada (con una apertura en V de 120mm) se requiere una máquina que al menos genere 80 toneladas de fuerza.

En el mercado actualmente sólo se encuentran opciones importadas de países asiáticos, de largos 2500 o 3200mm, con control numérico incorporado. Estas máquinas no resultan malas opciones en lo absoluto, pero conllevan una inversión importante ya que son apuntadas a altos volúmenes de producción, demandan una compleja capacitación del personal operador y poseen una fuente de potencia (central) hidráulica solidaria que podría aprovecharse en otras maquinarias.

			
Plegadora Itapleg 80tmsx3200mm Hid Nc Maquinas Metalurgicas	Plegadora De Chapa Hidráulica 3200 Mm X 100 Ton Control E2I	Plegadora Hidráulica, 3200 X 125 Tns Con Cnc. Nueva	Plegadora Cnc Hidraulica Odyssey 80 Tn 3200 Mm
\$ 31.500.000	\$ 32.939.000	\$ 40.950.000	\$ 62.490.000

Fig. 2-11: Precios de distintas plegadoras hidráulicas aptas para la tarea mencionada en MercadoLibre. Marzo 2025.

A estos valores deberán sumarse gastos de logística, los cuales son significativos dados los tamaños y unidad de componentes en estas opciones.

Variables y condiciones límites.

Aquí se desarrollan las variables que intervienen en la problemática identificada y en el objeto en estudio, que hacen las veces de marco teórico para este proyecto. De esta manera, a partir de las mismas, posteriormente se desarrollan las condiciones límites a tener en cuenta para el planteo de soluciones. Las condiciones límites son aquellos factores que no se pueden variar, que debemos aceptar como una limitante que debemos superar cuando planteemos propuestas de solución. Las condiciones límites pueden deberse a condiciones impuestas por uno mismo (cosas que uno considera que son insoslayables), o por factores externos como alguna normativa vigente o ley.

Tabla 2-4. Variables previas al desarrollo de propuestas de solución.

Número	Variable	Descripción
1	Precio	Debe ser accesible para PYMEs, talleres, empresas de rubros distintos al metalúrgico, colegios técnicos, pero a su vez lograr los objetivos propuestos. Idealmente entre \$13.000.000 y \$25.000.000 de precio al público con impuestos incluidos.
2	Método de plegado	Plegado al aire mediante punzón y matriz en V.
3	Longitud máxima de plegado	1000mm.
4	Materiales tolerables	Chapas de aceros al carbono, aleados, inoxidable, aluminios, cobres, bronce, polímeros, mallas electrosoldadas.
5	Espesor máximo	Hasta 12,7mm en chapas de acero de bajo carbono.
6	Presión límite de fuente hidráulica.	Hasta 180 bares
7	Fuerza máxima de plegado	Para cumplir con el espesor máximo tolerable en el largo pretendido, 80 TON.
8	Tecnología de regulación de profundidad de plegado (variable Y)	Fijación de la altura de la matriz de forma mecánica, manualmente.
9	Tecnología de posicionamiento de la chapa (variable X)	Fijación de la posición de tope trasero de forma mecánica, manualmente.
10	Freno del punzón	Freno de los actuadores hidráulicos en el final de su carrera mediante válvula de alivio y electroválvula centro tándem.
11	Control de variables	Sistema útil, fiable y económico.
12	Velocidad de avance de punzón	Lento para poder posicionar el punzón sobre el material cómodamente, inicialmente menor o igual a 5 mm/seg, podrá ser diferente dependiendo del diseño.
13	Automatización	Ninguna. Se podrá fijar una configuración y repetir la operación las veces necesarias mediante el comando de pie.
14	Adaptabilidad de punzones y matrices	Anclaje de punzón tipo Promecam, soporte de matriz plano con tornillos de centrado y ajustado.
15	Carrera del punzón	Deberá ser mayor a 60mm. Para poder manipular la matriz y las piezas cómodamente.
16	Peso	El peso total del conjunto no deberá superar los 3000kgf.

Capítulo 3. Propuestas de solución.

Los sistemas a proponer se relacionarán con los mecanismos que comandan:

- A. Ascenso y descenso del delantal.
- B. Posicionamiento de los topes (eje X)
- C. Posicionamiento vertical del punzón respecto a la matriz. (eje Y)

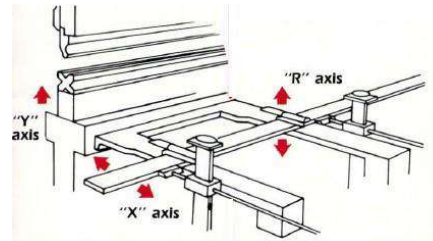


Fig. 3-1 de movimiento de partes de la plegadora.

A. Mecanismos de ascenso y descenso del delantal.

A1 – Estructura rectangular de placas

La propuesta A1 se trata de una estructura rectangular de placas de chapa, reforzada en los puntos más solicitados, con 2 cilindros doble efecto que actúan sobre el delantal de la plegadora para efectuar el movimiento ascendente y descendente. Cabe destacar que los cilindros no cuentan con ningún tope regulable mas que su recorrido original.

Dicha estructura sería sostenida a una altura conveniente mediante otra estructura metálica de caño estructural.

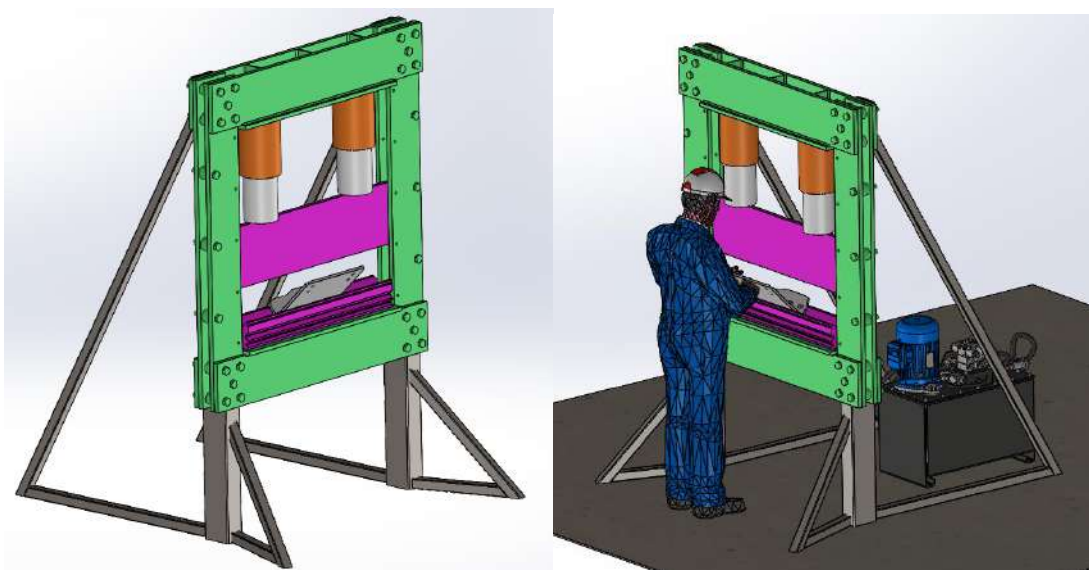


Fig. 3-2. Propuesta de solución A1

$$F_{PLEG} = 80T, F_{CIL} = 40T \text{ c/u}, F_{LAT} = 0T$$

Carrera cilindros = Carrera delantal = 200mm

A2 – Brazos palanca

La propuesta A2 involucra un sistema de brazos palanca que multiplican la fuerza ejercida por 2 cilindros de menor diámetro que los propuestos en A1, pero mayor carrera. Cabe destacar que los cilindros no cuentan con ningún tope regulable mas que su recorrido original.



Fig. 3-3. Propuesta de solución A2.

$$F_{PLEG} = 80T, F_{CIL} = 12T \text{ c/u}, F_{LAT} = 0T$$

Carrera cilindros = 600mm , Carrera delantal = 146mm

A3 – Bieletas

La propuesta A3 consiste en una estructura de perfil IPN con 1 cilindro que actúan sobre bieletas que multiplican la fuerza sobre el delantal. Cabe destacar que el cilindro no cuenta con ningún tope regulable mas que su recorrido original. Los soportes para dicha estructura serían caños estructurales abulonados y amurados al suelo.

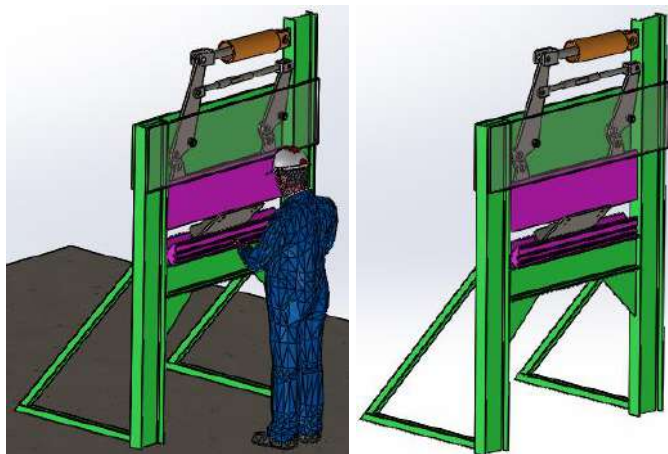


Fig. 3-4. Propuesta de solución A3.

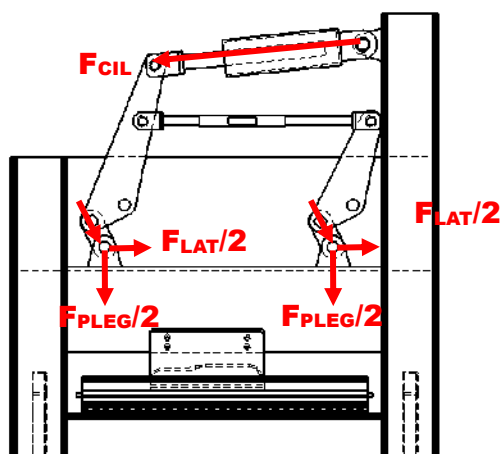


Fig. 3-5. Propuesta de solución A3.

$$F_{PLEG} = 80T, F_{CIL} = 26T, F_{LAT} = 48,2T$$

Carrera cil = 430mm, carrera delantal = 61mm

B. Posicionamiento de los topes

B1. Barras redondas con piezas deslizantes

Para determinar la línea de pliegue sobre el material a plegar, será necesario colocar los topes que ubicarán la pieza. Usualmente se ubican por detrás del plano del punzón.

En este caso se propone un sistema de barras redondas con bielas deslizantes las cuales se posicionan mediante el apriete de bulones. Es un sistema completamente manual que puede fabricarse localmente.



Fig. 3-6. Propuesta de solución B1.

B2. Barras paralelas con tornillo patrón con giro manual

La siguiente propuesta consta de 2 barras redondas paralelas, rectificadas, que actúan como guía a un carro deslizante, sobre el cual se ubican los topes, y entre ellas se ubica un tornillo patrón de giro manual, que mueve los topes a la posición deseada.

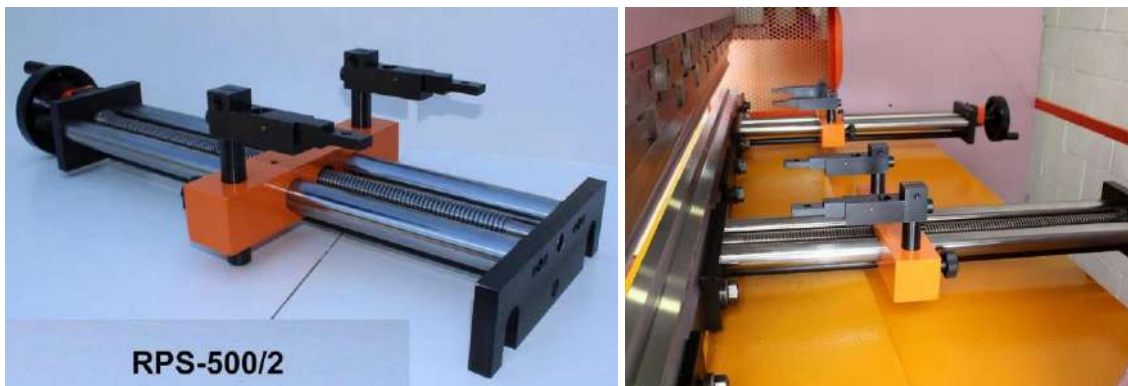


Fig. 3-7 Propuesta de solución B2

Pueden emplearse 2 conjuntos como se muestra en la imagen para abarcar mayor distancia. Esta propuesta puede fabricarse localmente.

B3. Estructura de perfiles

Esta propuesta consta de una estructura de perfiles abiertos paralelos, dentro de los cuales se ubican 2 tornillos patrón unidos entre sí mediante una correa dentada o cadena, y sobre dichos perfiles, de manera transversal, se desliza un carro con los topes atornillados. Mediante el giro de la manivela que comanda uno de los tornillos es posible mover el carro hacia adelante y atrás sin perder paralelismo. Este sistema puede fabricarse localmente.



Fig. 3-8. Propuesta B3. Estructura de perfiles. (BETENBENDER Manufacturing, Inc.)

B4. Movimiento programado por control numérico

Sistema de reglas digitales y movimiento por motores paso a paso programable por CNC. Esta propuesta implica la importación de uno o varios componentes, y requiere un comando de control numérico.

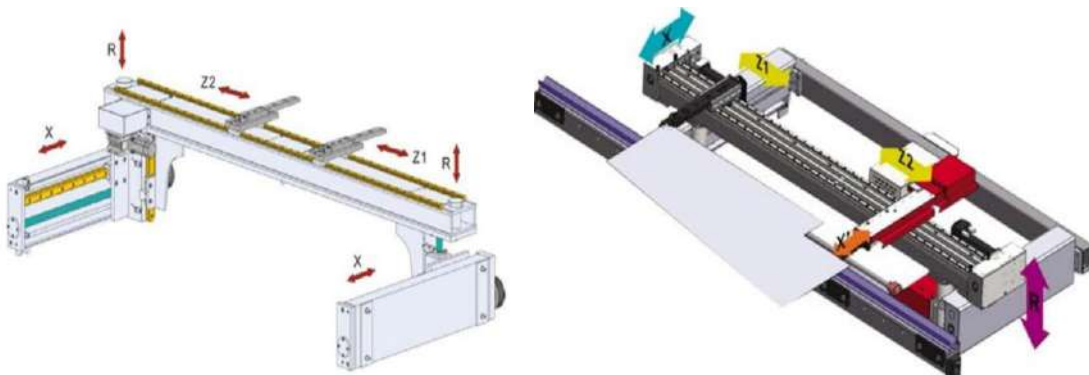


Fig. 3-9. Propuesta B4 (<https://www.adhmt.com/cnc-press-brake-axis/>)

C. Posicionamiento vertical del punzón respecto a matriz

C1. Suplementos de chapa

Debido a que en ninguna de las opciones los cilindros cuentan con un tope regulable, para determinar el ángulo de plegado se propone modificar la altura de la matriz. Como primera opción, se propone suplementar la matriz con múltiples trozos de chapa rectangulares de distintos espesores.

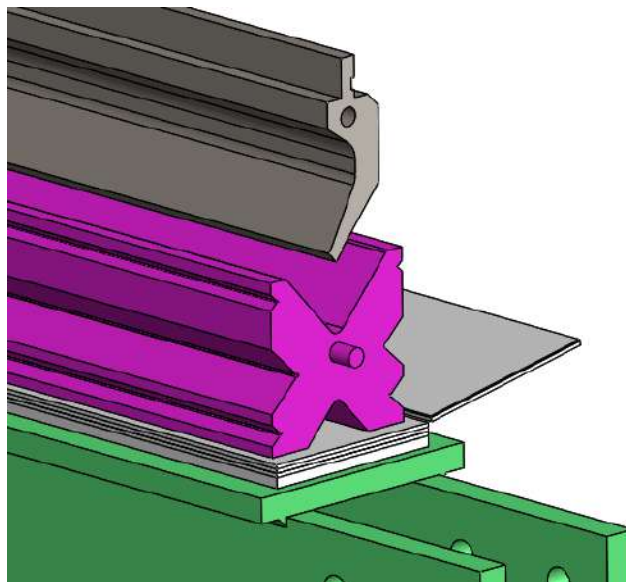


Fig. 3-10. Propuesta de solución C1.

C2. Tornillos de potencia elevadores

Sistema de tornillos elevadores solidarios a una plataforma guiada en la cual apoyaría la matriz, cuyas tuercas apoyan en el plano horizontal del bastidor y las cuales al girar elevarán o descenderán los tornillos. Estas tuercas se encontrarían unidas por una cadena o correa para moverse solidariamente una con la otra. Alrededor de una de ellas se fijará una corona dentada que accionada por un engranaje piñón permitirá al operario fijar la altura deseada.

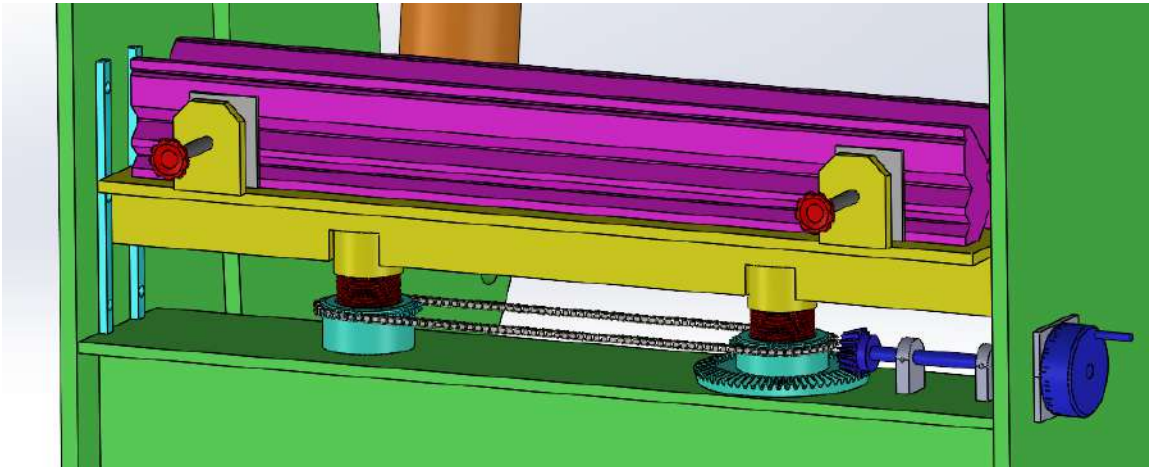


Fig. 3-11. Propuesta de solución C2.

Elección de la solución mas adecuada

Para la elección de soluciones mas adecuadas se elabora una tabla con características cualitativas y, en la medida de lo posible, cuantitativas, para obtener comparaciones fehacientes. Idealmente, se buscarán soluciones balanceadas, con al menos 2 puntos en todos los parámetros evaluados.

En cada sistema a definir (3: A,B y C), se fijan parámetros de relevancia distintos, descriptos brevemente a continuación. Estas nociones servirán para comprender mejor lo que se expondrá en la tabla y con qué criterios se elegirá la opción final.

Ponderación subsistema “A”

Tabla 3-1. Parámetros de relevancia para ponderación de subsistema “A”

Costo materiales específicos	Será el costo -calculado o estimado- de los elementos más importantes para confeccionar el desarrollo propuesto. Quedan excluidos de este cálculo los elementos que serían comunes a todas las soluciones (por ejemplo la central hidráulica, la matriz y punzón)
Complejidad fabricación	Se dará valor a la fabricación sencilla, sin grandes desafíos, sin requerimientos de procesos industriales complejos, insumos importados o personal demasiado especializado.
Rigidez	Rigidez estimada de la estructura que soporta los mecanismos. Deberá ser lo más elevada posible para evitar deformaciones y consecuentes defectos en el proceso.

F lateral	Fuerza ejercida lateralmente por el delantal, la cual implica pérdidas, riesgo de enclavamiento, mayor desgaste y requiere mayor fortaleza de la estructura en direcciones indeseadas.
Carrera delantal	Máximo desplazamiento vertical total posible del delantal, permitiendo mayor variedad de geometrías a realizar con la misma máquina.

Tabla 3-2 Ponderación de propuestas de solución para subsistema “A”

Alternativa	Descripción	Parámetro	Valor	Ponderación					Observaciones
				-				+	
 A1	Estructura rectangular con placas atornilladas y 2 cilindros directamente sobre el delantal.	Costo materiales especif	3117 usd						Cilindros + marco + estructura de soporte
		Complejidad fabricación							
		Rigidez							Las uniones abulonadas pueden permitir algunos desplazamientos entre piezas.
		F lateral	0T						
		Carrera delantal	200mm						
 A2	Placas de chapa verticales y paralelas con 2 cilindros actuando sobre brazos palanca pivotantes.	Costo materiales especif	3032 usd						Cilindros + bielas + marco + estructura de soporte
		Complejidad fabricación							La labor de lograr paralelismo entre piezas, escuadrado y concentricidad de puntos pivot no es tarea sencilla.
		Rigidez							
		F lateral	0T						Existe una fuerza normal al delantal, que es despreciable, fácilmente soportada por las guías (no mostradas)
		Carrera delantal	146mm						
 A3	Estructura de perfil IPN con 1 cilindro actuando sobre bielas que multiplican la fuerza sobre el delantal.	Costo materiales especif	2418 usd						Cilindro + bielas + marco + estructura de soporte
		Complejidad fabricación							Acostando los perfiles IPN sobre un plano horizontal puede realizarse el armado relativamente fácil.
		Rigidez							
		F lateral	31T						Ver cálculo anexo
		Carrera delantal	61mm						

Observando los diseños y la comparativa no es descabellado suponer que cualquiera de las 3 opciones cumpliría con los objetivos principales: plegar chapas a cambio de una inversión menor que lo que el mercado ofrece. Sin embargo, hay una que por sus cualidades vale la pena desarrollar en profundidad.

En primera instancia, la propuesta A3 representa la opción más económica, y la primera en ser considerada, pero su fuerza lateral y carrera del delantal impiden que sea la mejor opción.

Entre las propuestas A1 y A2: el costo, la rigidez, F lateral son muy similares, pero la alternativa A1 ofrece mayor carrera del delantal y menor complejidad de fabricación.

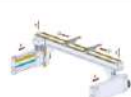
En conclusión, la propuesta **A1 representa la opción con mayor potencial de éxito y la alternativa a desarrollar.**

Ponderación subistema “B”

Tabla 3-3. Parámetros de relevancia para ponderación de subsistema “B”

Costo	Será el costo -calculado o estimado- de los elementos más importantes para confeccionar el desarrollo propuesto.
Rigidez	Rigidez estimada de la estructura que soporta los mecanismos. Deberá ser lo más elevada posible para evitar deformaciones y consecuentes defectos en el proceso.
Practicidad operativa	Teniendo en cuenta la cantidad y complejidad de los pasos a seguir por el operario para lograr la configuración deseada. Posibilidad y complejidad de repetir la configuración luego de cambiarla una o varias veces.
Repetitividad	Mantención de la configuración seteada mientras el operario no interfiera.
Paralelismo	Cualidad estimada del sistema de desplazar los topes en forma paralela a la línea de plegado.
Precisión	Mayor precisión permitirá al operario fijar la distancia necesaria con mayor o menor certeza.

Tabla 3-4. Ponderación de propuestas de solución para subsistema “B”

Alternativa	Descripción	Parámetro	Valor	Ponderación					Observaciones
				-				+	
	Barras redondas con soportes manuales.	Costo estimado							Costo extremadamente barato.
		Rigidez							Puede lograrse utilizando barras de trellado y bucles grandes.
		Practicidad operativa							Requiere que el operario de vueltas a la máquina, afloje varios bulones, posicione varios elementos a la vez.
		Repetitividad							
		Paralelismo							Son completamente independientes, por lo que en cada ajuste, el paralelismo dependerá del operario.
		Precisión							Puede incluir un sector lineal graduado donde observar.
	Dos subconjuntos de barras guía con tornillos accionados por 2 manivelas.	Costo estimado							
		Rigidez							
		Practicidad operativa							Requiere que el operario de vueltas a la máquina.
		Repetitividad							
		Paralelismo							Son completamente independientes, por lo que en cada ajuste, el paralelismo dependerá del operario.
		Precisión							El dial giratorio puede ser graduado.
	Estructura soporte con tornillos conectados y manivela individual.	Costo estimado							
		Rigidez							
		Practicidad operativa							El dial se encuentra ubicado de frente a la máquina, por lo que el operario no deberá moverse de su lugar.
		Repetitividad							
		Paralelismo							
		Precisión							El dial giratorio puede ser graduado. Reduciendo al máximo los juegos entre componentes.
	Sistema CNC programable.	Costo estimado							Costo extremadamente elevado.
		Rigidez							
		Practicidad operativa							Requiere operarios capacitados para manejar un comando CNC.
		Repetitividad							
		Paralelismo							
		Precisión							

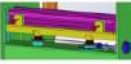
Buscando una alternativa que permita al operario trabajar fluidamente, con cierto nivel de precisión y esto no implique un costo desmedido, es claro que **la opción B3 resulta muy balanceada. Será la opción elegida.**

Ponderación subsistema “C”

Tabla 3-5. Parámetros de relevancia para ponderación de subsistema “C”

Costo	Será el costo -calculado o estimado- de los elementos más importantes para confeccionar el desarrollo propuesto.
Precisión	Mayor precisión permitirá al operario fijar la distancia necesaria con mayor o menor certeza.
Practicidad operativa	Teniendo en cuenta la cantidad y complejidad de los pasos a seguir por el operario para lograr la configuración deseada. Posibilidad y complejidad de repetir la configuración luego de cambiarla una o varias veces.
Durabilidad	Funcionabilidad de la propuesta a lo largo del tiempo
Repetitividad	Mantención de la configuración seteada mientras el operario no interfiera.

Tabla 3-6 Ponderación de propuestas de solución para subsistema “B”

Alternativa	Descripción	Parámetro	Valor	Ponderación					Observaciones
				-				+	
	Suplementar la matriz con trozos de chapa de distintos espesores	Costo							
		Precisión							Las chapas se deformarán, cualquier elemento entre ellas creará una inclinación horizontal
		Practicidad operativa							
		Durabilidad							Las chapas pueden perderse, se deformarán,
		Repetitividad							Requiere anotaciones de qué conjunto de espesores utilizar para determinado ángulo en determinado espesor
	Sistema de tornillos elevadores solidarios	Costo							
		Precisión							Puede lograrse buena precisión mediante la reducción y un dial giratorio.
		Practicidad operativa							El operario puede accionar al mecanismo desde su lugar
		Durabilidad							
		Repetitividad							Requiere anotaciones de la posición del dial para lograr determinado ángulo en determinado espesor

Otra vez, en búsqueda de un sistema que permita al operario trabajar de forma fluida y con buena precisión, la opción **C2** ofrece un equilibrio conveniente.

Conclusión de la elección

La solución elegida para continuar con el diseño, será una combinación entre las alternativas A1, B3 y C2

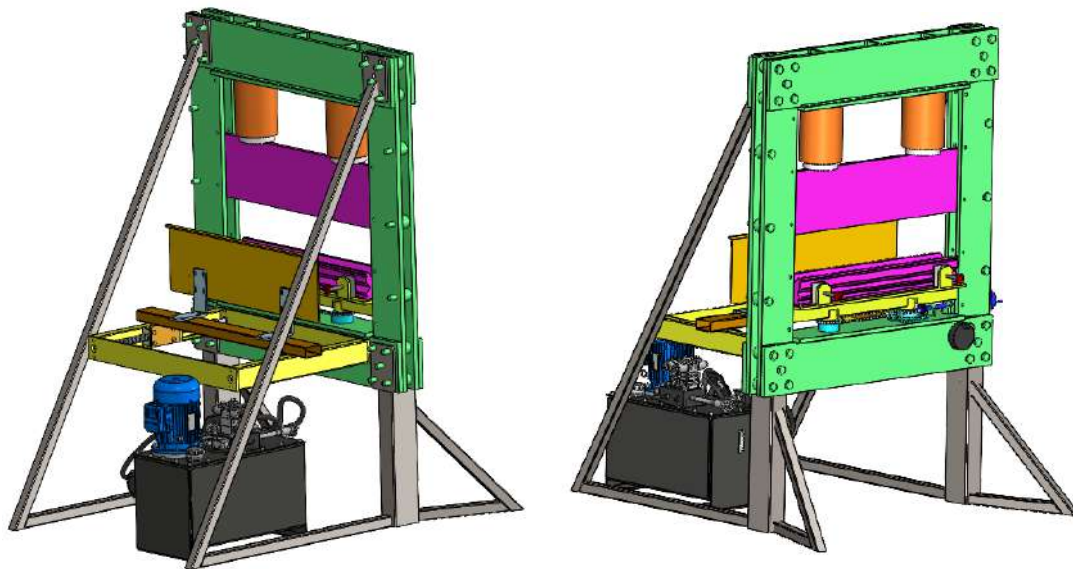


Fig. 3-12. Pre-diseño de máquina plegadora empleando las alternativas elegidas.

Se buscará desarrollar una máquina similar a la mostrada en la fig 3-12, capaz de plegar chapas y materiales similares aprovechando la energía oleohidráulica con 2 cilindros verticales actuantes sobre el delantal de la plegadora. La configuración para setear y repetir la operación de plegado será manual mediante el uso de roscas para posicionar la chapa y así ofrecer una alternativa más económica, pudiendo complejizarse o automatizarse a futuro. La central hidráulica será modular, conectada y desconectada mediante acoples rápidos para poder aprovecharse en otra máquina.

Capítulo 4.Desarrollo técnico. Parte I

En el presente capítulo se realizará el cálculo y selección de componentes mecánicos más importantes en cuanto a su geometría, ya que determinarán las formas y dimensiones que deberán tomar la estructura, el bastidor, la bancada y las piezas móviles que permitirán el plegado.

Se lista a continuación en la Tabla de cálculo 1, los primeros valores a tener en cuenta para la búsqueda de elementos que conformarán la máquina.

CÁLCULOS FUERZA DE PLEGADO

DATOS: Condiciones de contorno mecánicas					
Espesor máximo a plegar	12,70	[mm]	S	Condición límite	
Ancho máximo	100	[cm]	L	Condición límite	
Ángulo máximo	90	[°]		Condición límite	
Material	Acero de bajo carbono SAE 1010			Condición límite	
Resistencia mecánica	40	[kgf/cm ²]	Rm	Dato de Imaterial (ver tabla)	
Apertura matriz	152,4	[mm]		Tabla de recomendación	
Apertura matriz	120	[mm]	V	Uso común	

DATOS: Condiciones de contorno hidráulicas					
Presión de trabajo cilindros	140	[bar]	P	Dato del fabricante	
	142,8	[kgf/cm ²]	P	Conversión de unidades	
Presión máxima bomba hidráulica	180	[bar]	Pmax	Dato del fabricante	
Presión máxima bomba hidráulica	183,6	[kgf/cm ²]	Pmax	Conversión de unidades	

CÁLCULOS: Fuerza de plegado					
$C = 1 + \frac{4S}{V}$		$F = C \cdot \frac{S^2 \cdot Rm \cdot L}{V}$			
Constante	$= 1 + (4 \cdot S / V)$	1,42	C	Fórmula	
Fuerza de plegado	$= C \cdot (S^2 \cdot Rm \cdot L) / V$	76,52	Fpleg	Fórmula	

Tabla de cálculo 1

Elección de cilindros hidráulicos

La fuerza ejercida por cada uno de los cilindros será la calculada en el capítulo 1 dividida en 2, ya que actúan directamente sobre el delantal.

$$F_{INDIV} = \frac{F_{PLEG}}{2} = \frac{77}{2} = \boxed{38,5 T}$$

Principio de Pascal:

$$F = P \cdot A \rightarrow A = \frac{F}{P}$$

$$A_{CIRCULO} = \pi \cdot \frac{\phi^2}{4} \rightarrow \phi = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}}$$

Entonces,

$$\phi_{CIL_REQ} = \sqrt{\frac{F_{INDIV} \cdot 4}{P \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{38500 kgf \cdot 4}{160 \frac{kgf}{cm^2} \cdot \pi}} = 18,47 cm = \boxed{184,70 mm}$$

Y la carrera deberá ser mayor a 160mm por conveniencia de diseño.

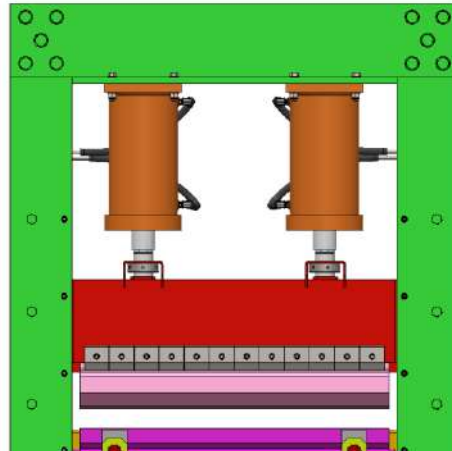


Fig. 4-1. Disposición de cilindros

CÁLCULOS: Búsqueda de cilindros				
$F = P \cdot A \rightarrow A = \frac{F}{P}$ $A_{CIRC} = \pi \cdot \frac{\phi^2}{4} \rightarrow \phi = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}}$ $\phi = \sqrt{\frac{F \cdot 4}{P \cdot \pi}}$				
Fuerza requerida por cilindro	= Fpleg / 2	38,26	[TON]	Findiv
Área requerida por cilindro	= Findiv / P	267,94	[cm2]	Acil_req
Diámetro requerido por cilindro	= RAIZ(Findiv * 4 / P / pi)	184,70	[mm]	Øcil_req

Tabla de cálculo 2

Se buscará un proveedor nacional para identificar en su catálogo el cilindro mas adecuado.

Proveedor seleccionado: FAP Hidráulica (Avellaneda, Bs. As.)

SELECCIÓN DE CILINDROS

DATOS: Elementos estándar				
Diámetro interior cilindros	200	[mm]	Øcil	Dato del fabricante
Diámetro vástagos	76,2	[mm]	Øvast	Dato del fabricante
Carrera	200	[mm]	CARR	Dato del fabricante
Longitud vástago extendido	300	[mm]	Lv	Dato del fabricante
Material vástago	Acero SAE 1045			
Módulo de elasticidad material	2,10E+06	[kg/cm2]	E	Dato del fabricante

CÁLCULO: Empuje real de cilindros				
Fuerza teórica ejercida por cilindro	=P*A = P* (pi()* Øcil*2/4)	44862	[kgf]	Fcil
		44,86	[TON]	Fcil
Fuerza teórica ejercida por ambos cilindros	=Fcil * 2	89,72	[TON]	F2cil

Tabla de cálculo 3

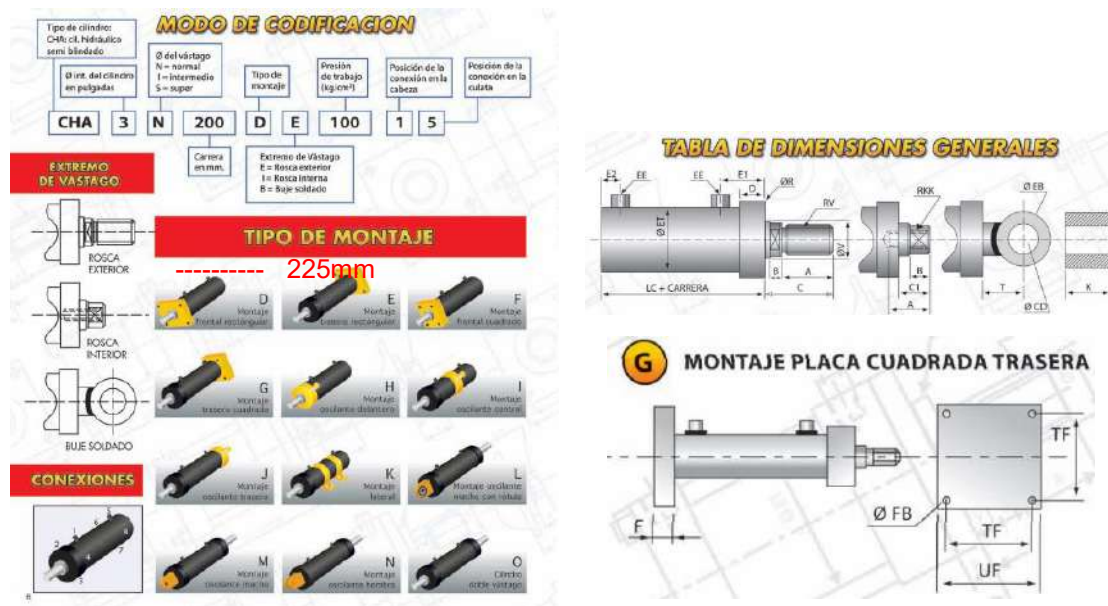


Fig. 4-2. Especificaciones dimensionales de los cilindros serie CHA (FAP Cilindros)

TUBOS TREFILADOS Y ROLADOS DE ALTA RESISTENCIA, EN MILIMETROS, LISTOS PARA USAR EN LA CONSTRUCCIÓN DE CAMISAS DE CILINDROS HIDRÁULICOS

Ø INT mm	TOL	Ø EXT mm	PARED mm	SUP cm ²	PRESION ADM	KGR X MT
200	H8	225	12,5	314,00	275 Kg/cm ²	66
250	H8	300	25	490,63	375 Kg/cm ²	170

LAS PRESIONES ADMISIBLES HAN SIDO CALCULADAS CON UN COEF. DE SEGURIDAD 2 (OTRAS MEDIDAS CONSULTAR)

● **Construïdos en aceros E355 C y E355 SR**

● **Composición química:**

C = 0.22% máx.

Mn = 1.50 %

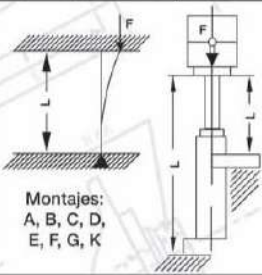
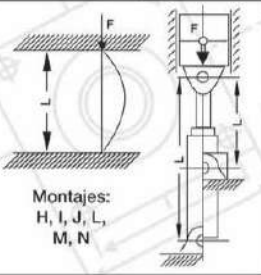
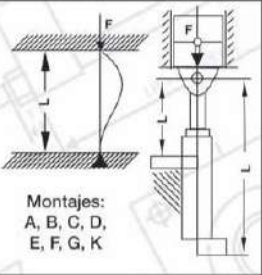
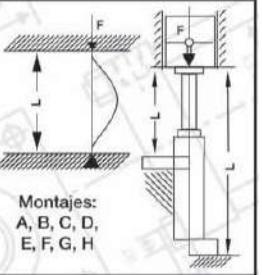
Si = 0.50% máx.

S = 0.020 a 0.040%

P = 0.030% máx

Fig. 4-3 Especificaciones de la camisa del cilindro. (FAP Cilindros)

Cálculo de Ø de vástago al pandeo

Un extremo libre un extremo fijo	Dos extremos articulados	Un extremos articulado un extremo fijo	Dos extremos fijo
			
Montajes: A, B, C, D, E, F, G, K	Montajes: H, I, J, L, M, N	Montajes: A, B, C, D, E, F, G, K	Montajes: A, B, C, D, E, F, G, H
$Sk = 2 \times L$	$Sk = L$	$Sk = L\sqrt{1/2}$	$Sk = 1/2 \times L$

El calculo al pandeo se realiza generalmente por "Euler", ya que se considera a la barra como una vara esbelta.

$$\text{Carga de pandeo } F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{Sk \cdot C^2}$$

Sk = Long. libre de pandeo en cm. | E = Mod. de elast. en kg/cm² (2.1.10⁶ para acero)
 J = momento de inercia en cm⁴ (0,0491 · d⁴ para sec. red.) | C = coef. de seg. (3,5)

Fig. 4-4 Cálculo de vástago al pandeo. (FAP Cilindros)

VERIFICACIÓN: Vástago al pandeo					
$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{Sk \cdot C^2}$					
Longitud libre de pandeo	= $L_v \cdot \text{RAIZ}(1/2)$	21	[cm]	Sk	
Momento de inercia circular	= $0,0491 \cdot \phi_{\text{vast}}^4$	165,54	[cm ⁴]	J	
Coef. De seguridad		3,50		C	Dato fabricante
Carga de pandeo	= $(\pi^2 \cdot E \cdot J) / (Sk \cdot C^2)$	13203,17	[TON]	F_{pan}	Fórmula pandeo Euler
Conclusión: Se verifica por la fórmula de Euler que la carga de pandeo del vástago Ø76,2mm extendido 300mm por fuera del cilindro es mucho mayor a la ejercida por el propio cilindro. $F_{\text{pan}} \gg F_{\text{cil}}$					

El código del cilindro a pedir será: **CHA 200 N 200 G E 1 5**. Su peso aproximado es de 90Kg.

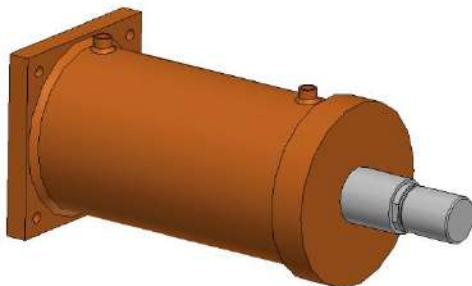


Fig. 4-5. Diseño 3D del cilindro seleccionado. Ver plano “CilindroCHA1” adjunto en el “Anexo 1: PLANOS”

Los cilindros se vincularán al delantal a través de 4 piezas soldadas y 2 roscas que permitan la elevación del conjunto punzón-delantal-clamps.

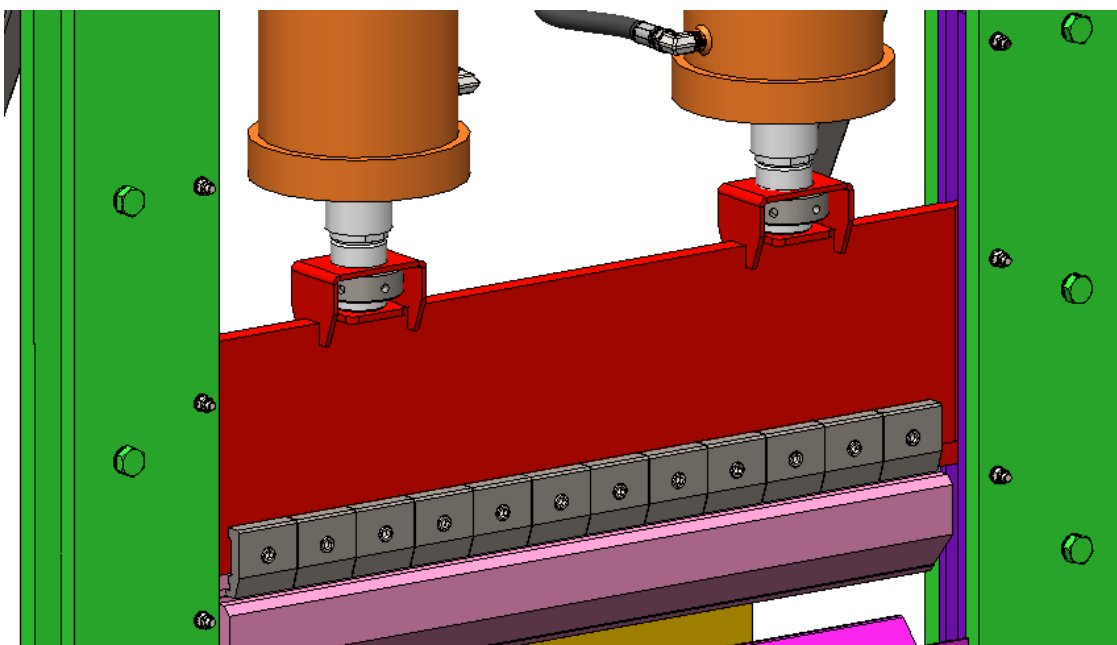


Fig. 4-6. Detalle conexión cilindros – delantal y punzón-delantal.



Fabricación y Reparación de: **CILINDROS HIDRAULICOS y Neumáticos.**
Standard y Especiales. CENTRALES HIDRÁULICAS –TUBOS BRUÑIDOS
 La Rioja 2154, Piñeyro Avellaneda Pcia. Bs. As.- Argentina.
 Tel./Fax. 011-4208-8380/6995/6323.
 MAIL: tecnica@faphidraulica.com.ar; faphidraulica@faphidraulica.com.ar
 WEB: www.faphidraulica.com.ar

METAL BYTE

* **FECHA DE PRESUPUESTO = 10-01-2025**

TEL / CEL: 0341 15 563 1649

Atención: Sr. Mariano Cusato

Me dirijo a Ud. a los efectos de hacerle llegar el presente presupuesto referente a la **fabricación de:**

* **CANT 1u CILINDRO HIDRAULICO Semi-blindado Mod. CHA**

- Camisa Ø int. 200mm de acero bruñida interiormente .
- Ø ext. 220 mm.- 225mm
- Vástago Ø 76,2mm, de acero SAE 1045 rectificado con protección de cromo duro con rosca macho 2-1/2" UNF, longitud roscada A=80mm en su extremo.
- Carrera útil 200 mm.
- Presión de trabajo 140 bar
- Montaje placa trasera cuadrada "G" 360x360x30mm
- Conexiones std 3/4" NPT en posición 1-5
- Longitud entre cara trasera de placa trasera y extremo del vástago retraído 578mm
- Demás dimensiones según nuestro diseño

Precio unitario: USD 1.610.- (Dólares Un Mil Seiscientos Diez) más iva.

Fig. 4-7 Presupuesto con especificaciones enviado por el proveedor de cilindros.

Diseño de posicionamiento vertical (eje Y).

Para determinar la profundidad de penetración del punzón en la matriz, que luego será la variable que determinará el ángulo del plegado, no existirán topes internos en los cilindros como poseen las plegadoras hidráulicas convencionales, sino que se regulará la altura de la matriz manteniendo la posición final del punzón siempre fija. La matriz se apoyará sobre una cama (color amarillo en la fig. 4-8) que servirá para:

- centrar la V en la línea de contacto del punzón a través de 4 roscas manuales,
- mantener la base de la matriz de manera horizontal mediante 2 piezas rozantes con las guías laterales (de color violeta en la fig. 4-8),
- regular la altura de la matriz.

La regulación de altura estará dada por 2 tornillos de potencia encastrados en 2 alojamientos circulares soldados a la cama. Las tuercas (mostradas en color celeste en la fig. 4-7) girarán solidarias mediante la unión de una cadena que las vincule a través de coronas que tendrán fijadas.

La cadena dispondrá de una superficie de deslizamiento de un material polimérico que evite el pandeo horizontal por su propio peso, y un tensor de rodillo que se fijará en una posición con herramientas básicas de cualquier taller.

Una de las tuercas tendrá fijado en su parte inferior un engranaje cónico recto de 64 dientes tipo corona movilizado por un piñón de 16 dientes ubicado a 90° del eje vertical que permitirá el control de altura desde un lateral de la máquina mediante una manivela graduada y un eje que la conecta a dicho piñón.

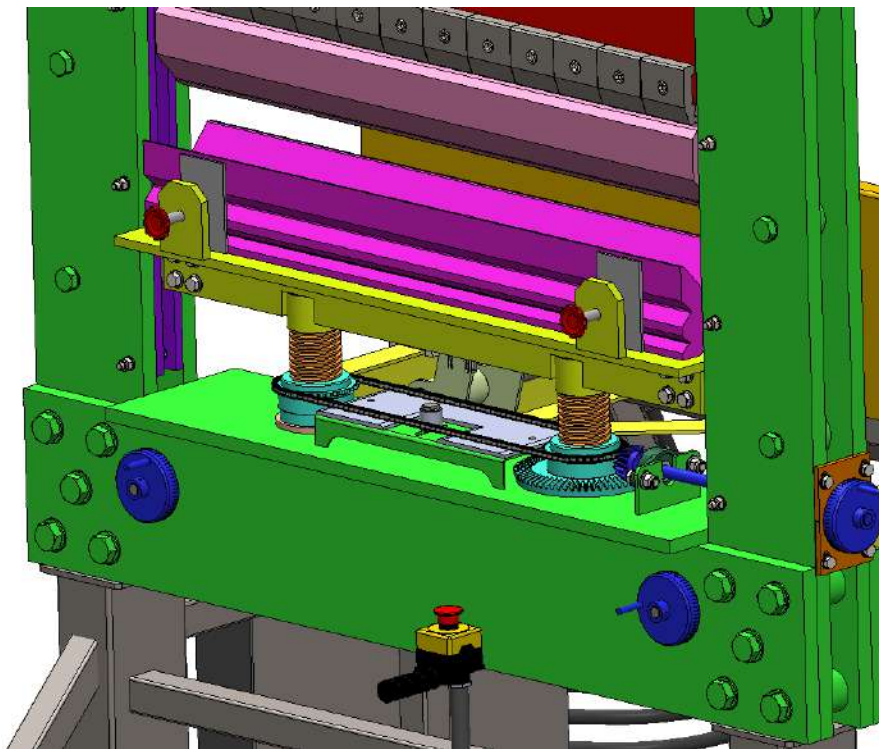


Fig. 4-8. Sistema de elevación de la matriz.

Las tuercas apoyarán en 2 piezas de bronce, similares a arandelas, que tienen como objetivo sufrir el desgaste cuidando otros componentes de mayor complejidad y costo.

Para una efectiva y más rápida puesta a punto de la máquina, se determinará la relación numérica entre el giro de la manivela y la diferencia de altura de la matriz para realizar las graduaciones y anotar su incremento.

CÁLCULOS MOVIMIENTO DE POSICIONAMIENTO VERTICAL

DATOS: Piñón-corona			
Cant. Dientes engranaje piñón	16	zp	
Cant. Dientes engranaje corona	64	zc	
Cant. Dientes corona tuercas	37	zt	

CÁLCULO: Movimiento vertical			
Avance por revolución de tuerca	= p	8,47	p
Relación de engranes	= zp / zc	0,25	Q
Avance por revolución de la manivela	= Q * p	2,1165 [mm]	CTRL_a

Tabla de cálculo 4

Esto quiere decir que por cada revolución de la manivela, la plataforma se moverá 2,1165mm hacia arriba o abajo. La división de marcas será de 20 espacios y cada marca movilizará 0,105mm.

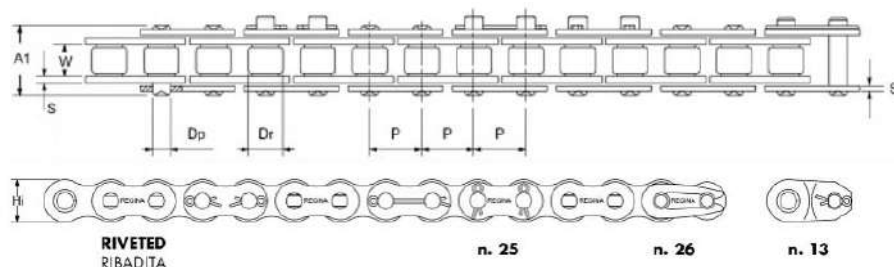
Por otro lado, para configurar la horizontalidad de la cama se podrán girar las tuercas individualmente corriendo su posición relativa a la otra un diente. La diferencia de altura de cada tornillo mediante este salto de diente es 0,23mm.

Avance por diente de corona tuercas	= p / zt	0,23 [mm]
-------------------------------------	----------	-----------

Tabla de cálculo 5

Selección de la cadena de vinculación de las tuercas:

La fuerza para elevar la matriz + la cama a través de los tornillos es pequeña, por lo que la tracción a realizar por la cadena sobre las tuercas también lo será. Se omite su cálculo y se elige una opción sobredimensionada, por su baja incidencia en los costos y pesos.



Código	Dimensiones Nominales				Otras Dimensiones				Superficie de Trabajo	Carga Mínima de Rotura	Partes de Cadena		
	Paso	Diam. Rodillo	Ancho Interno	Diam. Perno	Altura Max. de Placa	Centro de Calibre	Ancho Max. Perno Remach.	Max. Largo Total Perno			Peso Neto por Metro	Unión	Media Malla
	P	Dr	W	DP	Hi	TP	A1	B			kg	n.	n.
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			kg/m	n.	n.
05 B-1	8	5	3	2,29	7,11	-	7,8	14	11	500	0,15	26	30
06 B1	9,525	6,35	5,72	3,28	8,26	-	12,6	19,2	28	1000	0,39	26	13-30
08 B-1	12,7	8,51	7,75	4,44	11,81	-	16,5	24,3	50	1900	0,69	26	13-30
10 B-1	15,875	10,16	9,65	5,08	14,73	-	19,3	27,5	69	2500	0,88	26	13-30
12 B-1	19,05	12,07	11,68	5,72	16,13	-	22,5	31,7	89	3000	1,21	26	13
16 B-1	25,4	15,88	17,02	8,28	21,08	-	36	46,8	210	6000	2,62	26	13
20 B-1	31,75	19,05	19,56	10,15	26,42	-	42	54,2	295	8300	3,39	25	13
24 B-1	38,1	25,4	25,4	14,55	33,4	-	53,4	66,6	550	14500	6,62	25	13
28 B-1	44,45	27,94	30,99	15,85	37,08	-	65,1	79,9	740	19000	8,4	25	13
32 B-1	50,8	29,21	30,99	17,75	42,29	-	66	81,8	810	23000	9	25	13
40 B-1	63,5	39,37	38,1	22,89	52,96	-	81	110,4	1290	39000	15,15	25	13
48 B-1	76,2	48,26	45,72	29,24	63,88	-	99	1120	2050	60000	24,65	25	13

Tabla 4-1. Cadenas de transmisión serie ISO.

La cadena seleccionada será la **06-B1**. El largo de la misma será de entre 1350 y 1400mm (142-146 eslabones) y encajará en 2 coronas que se presentan en el plano “CoronaZ37” del Anexo A: Planos.

Sistema de tope trasero (eje X)

Para lograr repetitividad en el plegado de chapas de manera eficiente, es necesario incorporar a la máquina un sistema de tope que permita apoyar el borde de la pieza y de esta manera mantener siempre la misma distancia desde este borde hacia la línea de plegado.

Para lograr una alternativa económica y efectiva, el subsistema que fijará este tope se compondrá de una estructura de perfiles paralelos sobre los cuales deslizará un carro horizontal, deslizante sobre 2 piezas de polímero (nylon 6) que sostendrá una chapa en la cual el operario apoyará el borde. Se recomendará lubricar las superficies de deslizamiento para alivianar el deslizamiento.

El carro obtendrá su movimiento gracias a 2 tornillos paralelos interconectados entre sí mediante una cadena. Por delante de la máquina se ubicarán 2 manivelas graduadas, solidarias a ambos ejes, que permitirán el giro de los tornillos (si bien con una única manivela el mecanismo funcionaría, resulta práctico ofrecer la opción de manejarlo con cualquier mano)

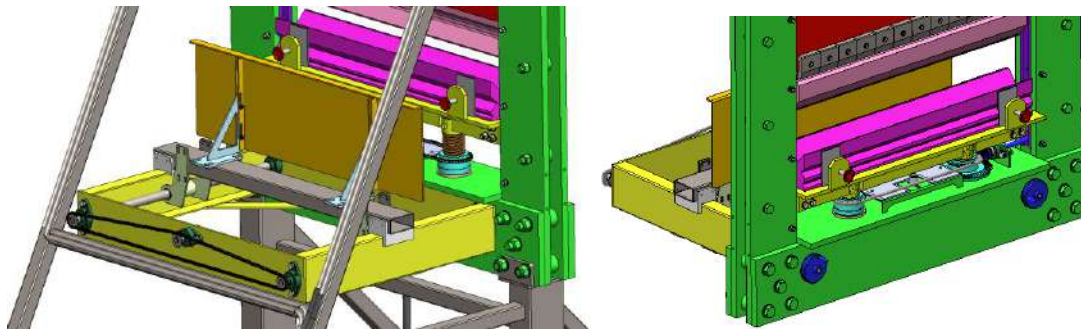


Fig. 4-9. Mecanismo de tope trasero.

Las fuerzas involucradas en este subsistema dependerán del cuidado del operario que colocará la chapa, y con una adecuada capacitación y supervisión, serán pequeñas. No se requiere cálculo para verificar su resistencia. Por otra parte, el diseño asegura una rápida reparación en caso de roturas por eventuales descuidos.

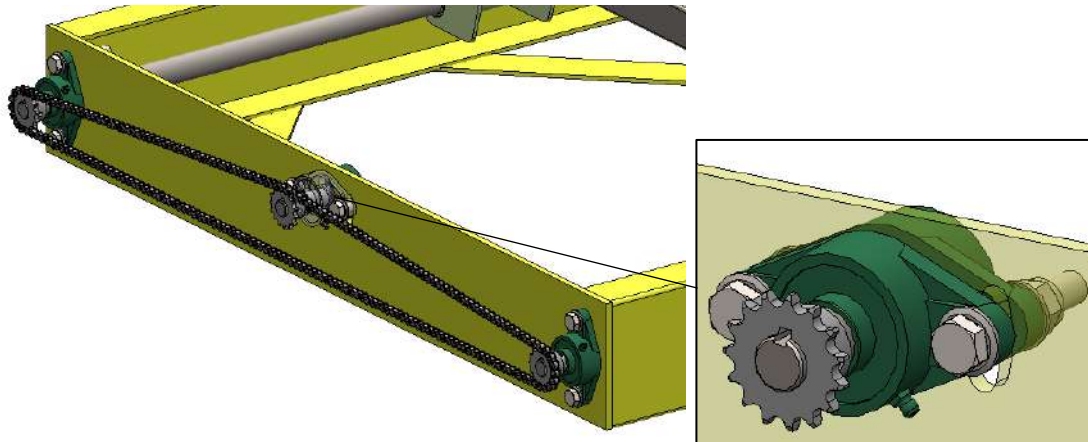
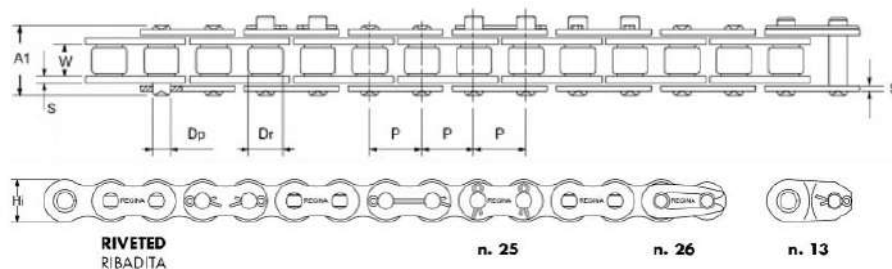


Fig. 4-10. Detalle de la transmisión y tensor mediante corredera.

Selección de la cadena de vinculación de los ejes de movimiento del carro:

La fuerza para mover el carro es pequeña, (siendo que se deslizará nylon 6 sobre acero y se recomendará mantener lubricadas sus bancadas) por lo que la tracción a realizar por la cadena sobre los piñones también lo será. Se omite su cálculo y se elige una opción sobredimensionada, por su baja incidencia en los costos y pesos.



Código	Dimensiones Nominales				Otras Dimensiones				Superficie de Trabajo	Carga Mínima de Rotura	Partes de Cadena		
	Paso	Diam. Rodillo	Ancho Interno	Diam. Max. Perno	Altura Max. de Placa	Centro de Calibre	Ancho Max. Perno Remach.	Max. Largo Total Perno			Peso Neto por Metro	Unión	Media Malla
	P mm	Dr mm	W mm	DP mm	Hi mm	TP mm	A1 mm	B mm			kg	n.	n.
05 B-1	8	5	3	2,29	7,11	-	7,8	14	11	500	0,16	26	30
06 B1	9,525	6,35	5,72	3,28	8,26	-	12,6	19,2	28	1000	0,39	26	13-30
08 B-1	12,7	8,51	7,75	4,44	11,81	-	16,5	24,3	50	1900	0,69	26	13-30
10 B-1	15,875	10,16	9,65	5,08	14,73	-	19,3	27,5	69	2500	0,88	26	13-30
12 B-1	19,05	12,07	11,68	5,72	16,13	-	22,5	31,7	89	3000	1,21	26	13
16 B-1	25,4	15,88	17,02	8,28	21,08	-	36	46,8	210	6000	2,62	26	13
20 B-1	31,75	19,05	19,56	10,15	26,42	-	42	54,2	295	8300	3,39	25	13
24 B-1	38,1	25,4	25,4	14,55	33,4	-	53,4	66,6	550	14500	6,62	25	13
28 B-1	44,45	27,94	30,99	15,85	37,08	-	65,1	79,9	740	19000	8,4	25	13
32 B-1	50,8	29,21	30,99	17,75	42,29	-	66	81,8	810	23000	9	25	13
40 B-1	63,5	39,37	38,1	22,89	52,96	-	81	110,4	1290	39000	15,15	25	13
48 B-1	76,2	48,26	45,72	29,24	63,88	-	99	1120	2050	60000	24,65	25	13

Tabla 4-2. Cadenas de transmisión serie ISO.

La cadena seleccionada será la **06-B1**. El largo de la misma será de entre 2050 y 2080mm (216-218 eslabones) y encajará en 2 piñones de que se presentan en el plano "CoronaZ" del Anexo A: Planos.

Diseño de tornillos de regulación de altura de matriz

Diseño preliminar, sin cálculo de fuerzas.

Debido a la cantidad de variables que influyen en los cálculos se realizará un diseño preliminar que luego será calculado verificando si cumple o no las solicitaciones de carga requeridas para lograr el correcto funcionamiento de la máquina. Ver plano de definición “TPLG.010”, Anexo planos.

Elección de la geometría.

Debido a la función, fuerzas involucradas y tamaño de los tornillos, podrían clasificarse como “tornillos de potencia”. Una de las roscas recomendadas para estos tornillos son las denominadas ACME, por su alta capacidad de transmitir fuerza, bajo costo y fácil manufactura (según el libro MYSZKA – Máquinas y mecanismos).

12.3.4 Cuerdas ACME

Las cuerdas ACME son parecidas a las cuerdas cuadradas, pero con lados inclinados. Se usan generalmente cuando se requieren movimientos rápidos o la transmisión de fuerzas grandes. En la figura 12.2d se ilustra una cuerda ACME. Las dimensiones estándar de la cuerda ACME de un tornillo se listan en la tabla 12.3. Esta cuerda es la forma más usual utilizada en mecanismos de tornillo en máquinas industriales. Sus ventajas son un costo bajo y fácil manufactura. Sus desventajas son una eficiencia baja, como se verá más adelante, y la dificultad para determinar su vida útil.

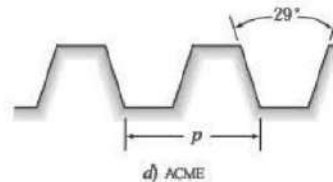


Fig. 4-11. MYSZKA – Máquinas y mecanismos.

En cuanto al tamaño, se estima que 2 (dos) tornillos de $\varnothing 2 \frac{3}{4}$ " (69,85mm) soportarán los esfuerzos ejercidos por la máquina, pudiendo llegar estos a 90 toneladas de compresión como máximo.

En la fig. 4-121 se expone el perfil de la rosca “ACME General Purpose” ANSI ASME B1.5

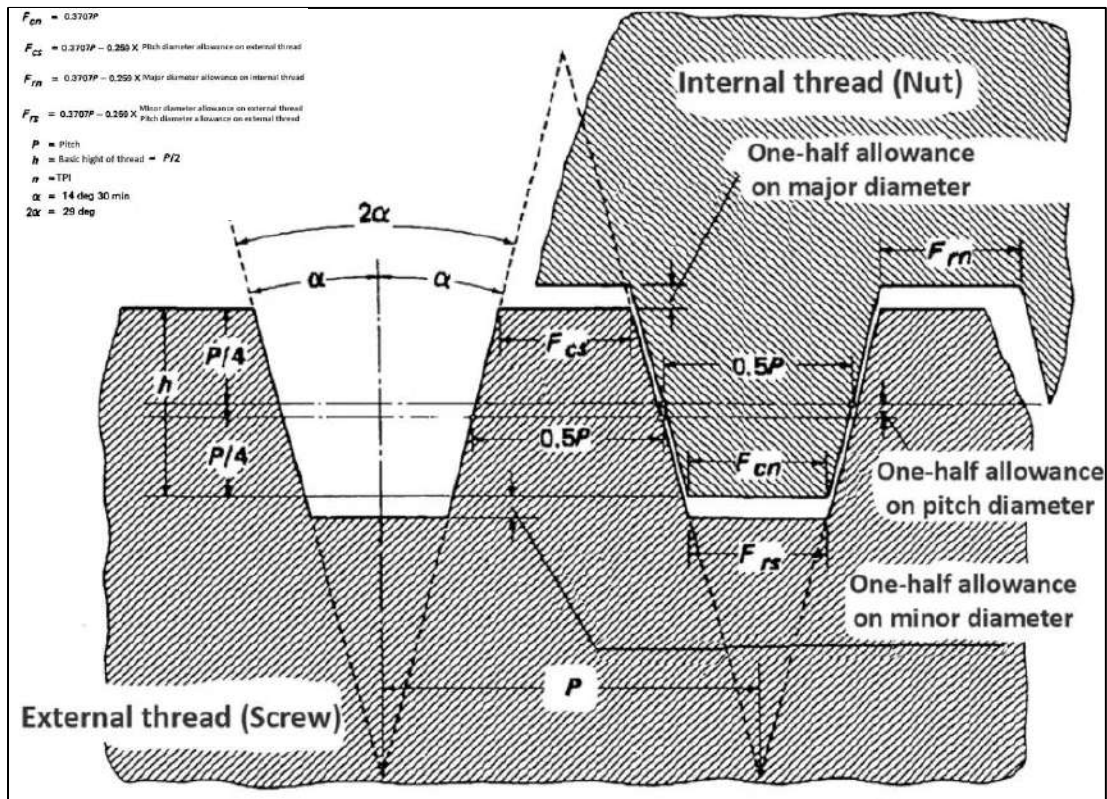


Fig. 4-12. Perfil de una rosca ACME GPA (General Purpose ACME)

Classes 2G, 3G and 4G									Classes 2G, 3G and 4G	
Nominal size	TPI n	Major diameter D	Pitch diameter $D_2 = D - h$	Minor diameter $D_1 = D - 2h$	Pitch P	Thickness at pitch line $t = P/2$	Basic high of thread $h = P/2$	Basic width of flat $F = 0.3707 P$	Lead angle at basic pitch diameter deg min	
1/4	16	0.2500	0.2188	0.1875	0.06250	0.03125	0.03125	0.0232	5	12
5/16	14	0.3125	0.2768	0.2411	0.07143	0.03571	0.03571	0.0265	4	42
3/8	12	0.3750	0.3333	0.2917	0.08333	0.04167	0.04167	0.0309	4	33
7/16	12	0.4375	0.3958	0.3542	0.08333	0.04167	0.04167	0.0309	3	50
1/2	10	0.5000	0.4500	0.4000	0.10000	0.05000	0.05000	0.0371	4	3
5/8	8	0.6250	0.5625	0.5000	0.12500	0.06250	0.06250	0.0483	4	3
3/4	6	0.7500	0.6667	0.5833	0.16667	0.08333	0.08333	0.0618	4	33
7/8	6	0.8750	0.7917	0.7083	0.16667	0.08333	0.08333	0.0618	3	50
1	5	1.0000	0.9000	0.8000	0.20000	0.10000	0.10000	0.0741	4	3
1 1/8	5	1.1250	1.0250	0.9250	0.20000	0.10000	0.10000	0.0741	3	33
1 1/4	5	1.2500	1.1500	1.0500	0.20000	0.10000	0.10000	0.0741	3	10
1 3/8	4	1.3750	1.2500	1.1250	0.25000	0.12500	0.12500	0.0927	3	39
1 1/2	4	1.5000	1.3750	1.2500	0.25000	0.12500	0.12500	0.0927	3	19
1 3/4	4	1.7500	1.6250	1.5000	0.25000	0.12500	0.12500	0.0927	2	48
2	4	2.0000	1.8750	1.7500	0.25000	0.12500	0.12500	0.0927	2	26
2 1/4	3	2.2500	2.0833	1.9167	0.33333	0.16667	0.16667	0.1236	2	55
2 1/2	3	2.5000	2.3333	2.1667	0.33333	0.16667	0.16667	0.1236	2	36
2 3/4	3	2.7500	2.5833	2.4167	0.33333	0.16667	0.16667	0.1236	2	21

Tabla 4-3. Dimensiones estándar de una cuerda ACME GPA.

Elección del material: Debido a su maquinabilidad, disponibilidad y buenas propiedades mecánicas, el material elegido será acero AISI/SAE 1040 templado y revenido. En el **Anexo B** se expone un ensayo publicado en la web donde se listan las propiedades mecánicas resultantes de varios tratamientos térmicos aplicados a este acero.

Partiendo del material base AISI/SAE 1040 como proviene del mercado, fue sometido al temple con enfriamiento en agua y luego revenido a distintas temperaturas.

La propiedad de interés para la aplicación que se estudia es la **tensión límite de fluencia** (Yield Strength), debido a que se desea mantener el material dentro de la región elástica sin sufrir deformaciones plásticas.

Tempering Temperature (°C)	Yield Strength (MPa)	Ultimate Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)	Reduction in Cross Section (%)	HRB	Impact Energy (J)
205	662.3	896.3	16.6	45.4	117	70.5
315	648.8	889.3	18.2	52.2	114	62.5
425	634.2	841.2	21.4	57.2	109	79.9
535	593.4	779.4	23.7	61.5	102	100.7
645	496.5	669.7	28.8	68.5	93	114.1

Tabla 4-4. Resultados principales de los ensayos del grupo de probetas templadas luego de los procesos de revenido.

Conclusión: Un revenido a 205°C brinda al material un mayor límite de fluencia que a mayores temperaturas, por ende será esta la temperatura elegida para el TT.

DATO: Material de tornillos y tuercas					
Material	Acero SAE 1040 templado en agua y revenido a 205°C				
Tensión límite de fluencia	660	[N/mm ²]	Ensayo TSI Journals		
Tensión límite de fluencia	66	[kgf/mm ²]	$\sigma_{fl,1040}$	Conversión de unidades	
Esfuerzo cortante de fluencia	$= 0,577 * \sigma_{fl,1040}$	38,08	[kgf/mm ²]	$\tau_{fl,1040}$	Criterio de Von Mises
Peso específico	7850	[g/mm ³]	ρ		

Tabla de cálculo 6

Esfuerzos en las roscas

En unión roscada, si bien todo el cuerpo del perno o el tornillo se encuentra sometido a tracción o compresión ante una carga externa o un apriete, la realidad es que será el contacto entra la rosca macho y la hembra la que soportará el esfuerzo de tensión al cual se está sometiendo el perno. Entonces a la hora de dimensionar un tornillo, no solo deberemos dimensionar en función de si su sección es capaz de aguantar la tensión axial, sino también de si sus roscas aguantan o no el ser arrancadas ante tal esfuerzo.

DATO: Dimensiones				
Tipo de rosca	ACME 2 3/4" x 3			
Altura tuerca	60	[mm]	At	
Diámetro exterior tornillo	69,85	[mm]	De	
Ángulo filete	29	[°]	ang_f	
Paso	8,46582	[mm]	p	
Diámetro interior tornillo	$= De - (h/2) = De - p/4$	67,73	[mm]	dr
Diámetro medio	$= (De + Di) / 2$	68,792	[mm]	Dm
Radio exterior	$= De / 2$	34,93	[mm]	re
Radio interior	$= Di / 2$	33,87	[mm]	ri
Radio medio	$= Dm / 2$	34,40	[mm]	rm
Número de espiras en contacto	$= At / p$	7,09		n
Altura del filete	$= p/2$	4,23	[mm]	h
Ancho de base de filete	$= 0,6296 * p + 0,0052"$	5,34	[mm]	b
Fuerza máxima soportada por cada tornillo	$= F_{cil}$	44,86	[TON]	Fcil

Tabla de cálculo 7

Se emplearán 3 métodos distintos para la verificación de los esfuerzos en las roscas.

Método A: analítico, una aproximación según el libro “SCHAUM – Diseño de máquinas”.

Método B: analítico, tensor de tensiones en el sector más solicitado y criterio de Von Misses.

Método C: numérico, mediante simulación y ensayo por elementos finitos.

Método A:

Los esfuerzos en la rosca se calculan considerando que la rosca es una viga corta en voladizo proyectada desde el núcleo (ver fig 4-13). La carga sobre la viga se toma como la carga axial del tornillo, W , concentrada en el radio medio, esto es en la mitad de la altura h de la rosca. En las roscas trapezoidales como la ACME en este caso, la carga real actúa de forma normal al flanco del filete en un ángulo de $14,5^\circ$. Sin embargo puede asumirse como paralela al eje del tornillo por simplicidad y una diferencia mínima (+3,2%).

$$R_N = \frac{W}{\cos \beta} = \frac{45.000}{\cos 14,5^\circ} = 46.480 \text{ kgf}$$

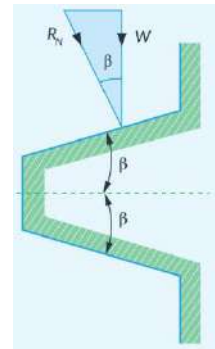


Fig. 4-13. Fuerza normal en perfil de rosca

El ancho de la viga es la longitud de la rosca (medida en el radio medio) sometida a la carga.

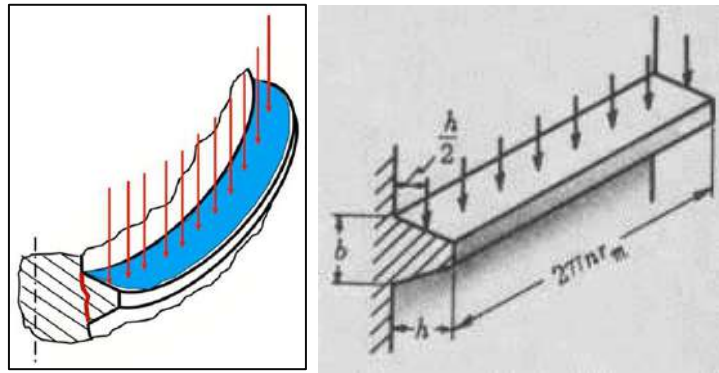


Fig. 4-14 Modelo de un hilo de rosca como elemento en voladizo.

Con estas hipótesis el esfuerzo de flexión en la base de la rosca es, **muy aproximadamente**:

$$sb = \frac{3 W h}{2 \pi n r_m b^2} = \boxed{26,15 \text{ kgf/mm}^2} < 66 \text{ kgf/mm}^2 = \sigma_{fl}$$

Y el esfuerzo cortante transversal medio es:

$$ss = \frac{W}{2 \pi n r_m b} = \boxed{5,49 \text{ kgf/mm}^2} < 66 \text{ kgf/mm}^2 = \sigma_{fl}$$

Esfuerzo de flexión en la base de la rosca	= $3 \cdot F_{cil} \cdot h / (2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot b^2 \cdot 2)$	26,158	[kgf/mm ²]	sb	Aproximación Schaum. < σ _{fl} 1040 OK
Esfuerzo cortante transversal medio	= $F_{cil} / (2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_m \cdot b)$	5,49	[kgf/mm ²]	ss	Aproximación Schaum.

Tabla de cálculo 8

Donde:

d = diámetro externo rosca (ver fig. 4-15)

d_r = diámetro raíz de la rosca (ver fig. 4-15)

W = carga paralela al eje del tornillo

H_T = altura tuerca o longitud roscada en contacto con el tornillo

p_r = paso de la rosca

r_m = radio medio de la rosca = $\frac{d+d_r}{4}$

h = cantidad de hilos dentro de la rosca = H_T/p_r

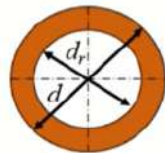


Fig. 4-16. Anillo de contacto entre filetes.

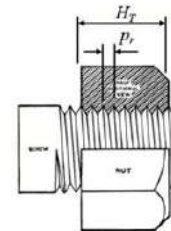
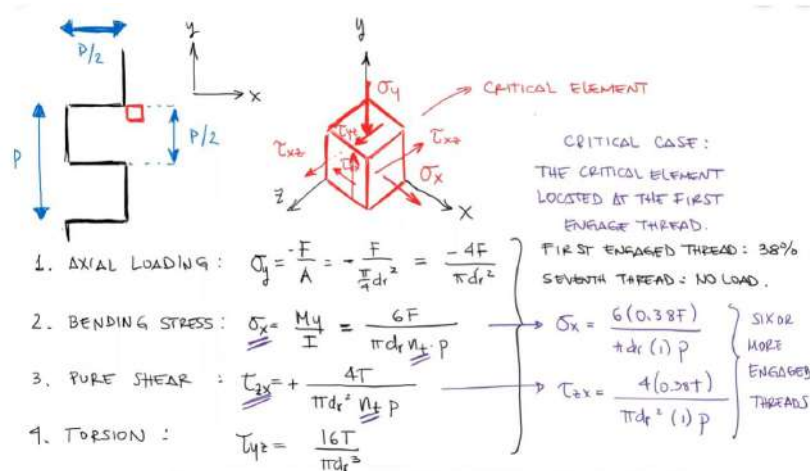


Fig. 4-15. Longitud de rosca en contacto y paso.

Método B:

Este método consiste en el estudio de tensiones en un punto crítico donde existe concentración de tensiones. Su cálculo es de mayor complejidad, más exacto y permite ser comparado con el método C (simulación por elementos finitos).

El desarrollo de las fórmulas se encuentra en el anexo al final de este informe.



$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]}$$

$$= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2]}$$

CÁLCULO: Resistencia de las roscas. Tensor de tensiones - VM					
Tensión por carga axial	$= -4 * F_{cil} / \pi d^2$	-12,45032	[kgf/mm ²]	σ_y	En el primer filete
Tensión por flexión de filete	$= 6 * 0,38 * F_{cil} / \pi d / dr / p$	6,5364	[kgf/mm ²]	σ_x	En el primer filete
Tensión por esf. cortante puro en base filete	= 0	0,00	[kgf/mm ²]	τ_{yz}	No hay
Tensión por torque en cilindro	= 0	0,00	[kgf/mm ²]	τ_{zx}	No hay
Tensión de Von Misses	ver fórmula anexa	16,71	[kgf/mm ²]	σ'	< σ_{fl_1040} OK

Tabla de cálculo 9

Conclusión: Empleando 2 métodos analíticos distintos, se verifica que las tensiones resultantes están muy por debajo del valor límite de fluencia del material elegido:

En el primer caso, A: 26,15 < 66 kgf/mm².

Y en el caso B: 16,71 < 66 kgf/mm²

Método C:

Para terminar de verificar la resistencia del elemento diseñado, se procede a simularlo bajo el estado de carga teórico mediante elementos finitos (FEM). Los resultados se exponen en las figuras 4-18 a 4-20.

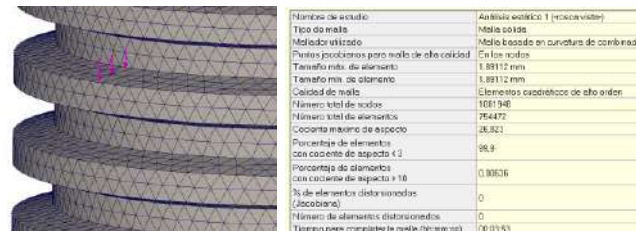


Fig. 4-17. Mallado de pieza a ensayar.

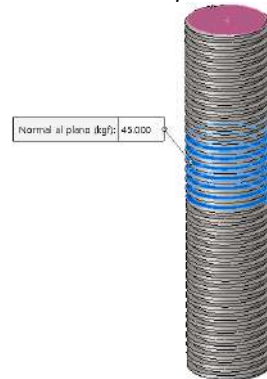


Fig. 4-18 Carga aplicada en el sector de la rosca hembra (60mm, 7,09 hilos).

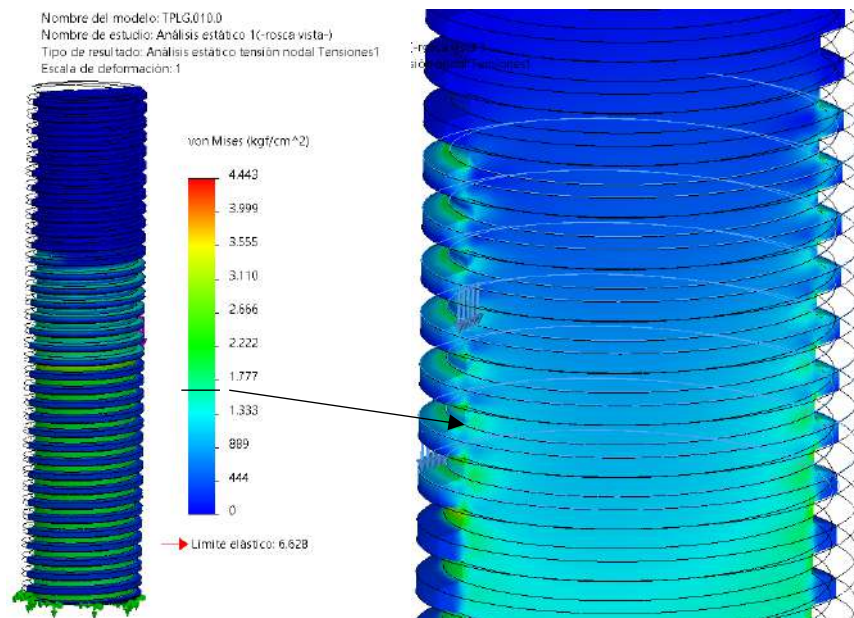


Fig. 4-19. Resultados del estudio. Tensiones equivalentes de von Mises. Escala 1:1.

Observando los resultados de tensiones equivalentes de von Mises (Fig. 4-17) se puede determinar que el valor, en los filos internos de unión entre los filetes y el cilindro núcleo,

es cercano a 17kg/mm^2 . Este resultado tiene concordancia con el calculado en el método analítico B.

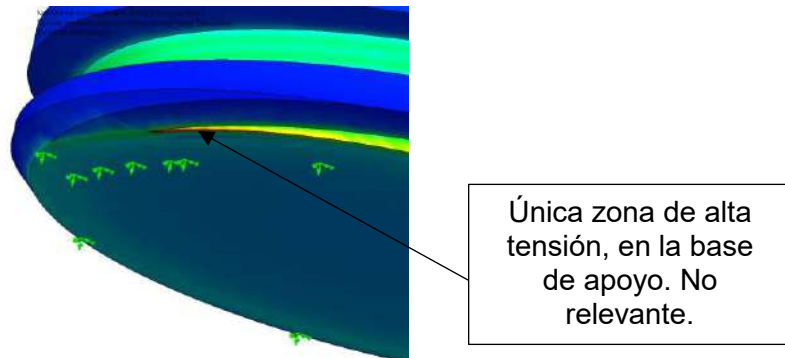


Fig. 4-20. Resultados del estudio. Tensiones equivalentes de von Mises. Escala 1:1.

Nombre del modelo: TPLG.010.0
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-rosca v
Tipo de resultado: Desplazamiento estático De
Escala de deformación: 1

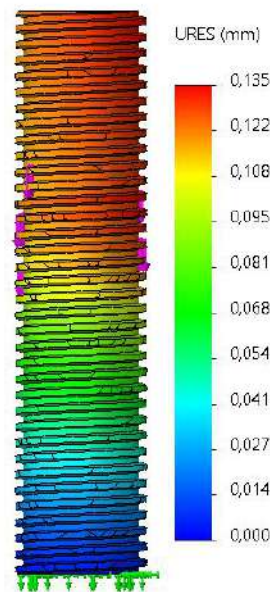


Fig. 4-21. Resultados del estudio. Desplazamientos. Escala 1:1.

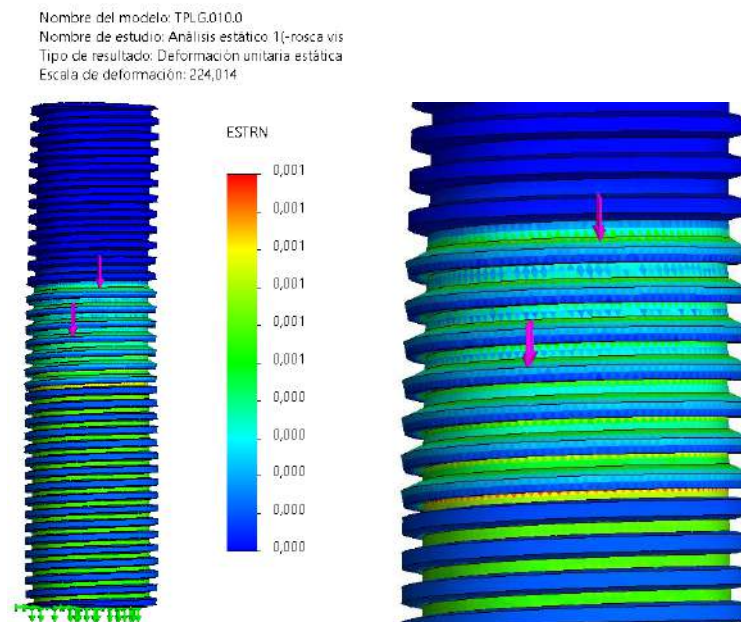


Fig. 4-22 Resultados del estudio. Deformación unitaria estática. Escala 224:1.

Conclusión: se verifica mediante los distintos métodos que el diseño elegido es acertado para soportar la fuerza máxima calculada sin sufrir deformaciones plásticas.

Diseño del bastidor

Se denomina **bastidor** a la estructura que servirá de marco para contener la fuerza de ejercida por los cilindros para presionar y doblar las piezas y por otro lado brindará soporte a varios componentes que sobre él se fijarán. Ver plano “AA-001” anexo.

Las fuerzas de relevancia actuantes sobre el bastidor serán las indicadas en la figura 4-7, teniendo en cuenta que las piezas PLG.001 que actúan de columnas deberán soportar la tracción en el momento en que los cilindros empujen y compresión en reposo. Existen otras pero por sus valores son despreciables para el cálculo y no se tienen en cuenta.

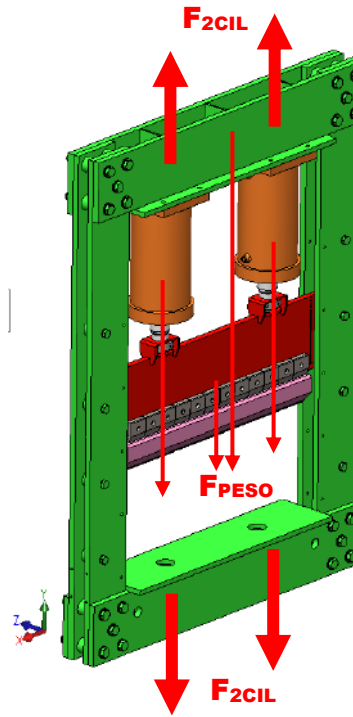


Fig. 4-23 Diseño 3D del bastidor diseñado. Fuerzas de relevancia actuantes sobre el mismo.

Dimensionamiento de columnas

Es necesario calcular la fuerza de tracción en las columnas para poder dimensionarlas:

$$F_{2CIL} = 2 \cdot F_{1CIL} = 2 \cdot 44862 \text{ kgf} = 89724 \text{ kgf}$$

$$F_{PESO} = 2 \cdot \text{Peso Cilindros} + \text{Peso delantal} + \text{Peso punzón} + 9 \cdot \text{Peso clamps} \\ + \text{Peso Puente Superior}$$

$$F_{PESO} = 2 \cdot 90 \text{ kgf} + 68,5 \text{ kgf} + 27,8 \text{ kgf} + 9 \cdot 0,85 \text{ kgf} + 181 \text{ kgf} = 1331 \text{ kgf}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_{TRAC} = F_{2CIL} - F_{PESO} = 89724 - 1331 = 88393 \text{ kgf}$$

Por lo tanto el esfuerzo de tracción máximo por columna será

$$F_{TRAC}/4 = 22099 \text{ kgf}$$

El material elegido para realizar la estructura será chapa laminada en caliente de acero ASTM A36 por su bajo costo, buena resistencia mecánica, soldabilidad y disponibilidad en el mercado.

CÁLCULOS ESTRUCTURALES

DATOS: Material estructura			
Material	Acero F26/A36 (chapa lam caliente)		IVANAR S.A.
Tensión límite de fluencia	260	[Mpa]=[N/mm ²]	
Tensión límite de fluencia	26	[kgf/mm ²]	σ_{fl}
Módulo elasticidad longitudinal	2,10E+04	[kgf/mm ²]	E
Módulo elasticidad transversal	8,10E+03	[kgf/mm ²]	G
Coef. Poisson período elástico lineal	0,296		Vel
Coef. Poisson período plástico	0,5		Vpl
Coef. Dilatación térmica	1,20E-05	[1/°C]	
Peso específico	7850	[g/mm ³]	ρ

Tabla de cálculo 10

La mayor sollicitación se da durante el empuje máximo de los cilindros, traccionando las 4 columnas. Aplicaremos los cálculos para esfuerzo de tracción uniaxial fijando como condiciones de contorno:

- el material: ASTM A36
- espesor de chapa a utilizar: 25,4mm
- longitud inicial (dato de diseño)
- deformación longitudinal elástica admisible

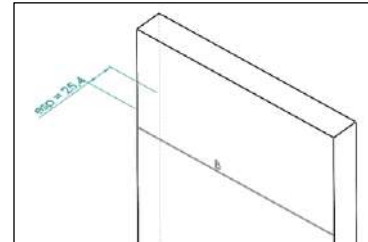


Fig. 4-24

Sabemos que

$$\sigma = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{\sigma}$$

CÁLCULOS: Esfuerzos estructurales por tracción					
Tracción uniaxial					
$\sigma_e = \frac{F}{A_0} \rightarrow A_0 = \frac{F}{\sigma_e}$					
F tracción de cada columna del marco	= F2cil / 4	22,43	[TON]	Ftrac	
Área mínima requerida	= Ftrac / σ_{fl}	862,73	[mm ²]	A ₀	
Espesor de chapa a utilizar		25,40	[mm]	esp	Arbitrario
Ancho mínimo requerido	= A ₀ / esp	33,97	[mm]	B _{min}	

Tabla de cálculo 11

Conclusión 1: Según este cálculo podrían usarse placas de 34-40mm de ancho x 1" de espesor para las columnas que sostienen la estructura y soportan la tracción antes de entrar en la zona de deformación plástica del material. El problema reside en la cantidad de deformación elástica, que en este caso es indeseable por la posibilidad de generar errores en la precisión del plegado. **Idealmente** dicha deformación afectaría a las 4 columnas por igual y no representaría un riesgo, pero será mejor reducirla al mínimo posible para contemplar casos donde no se cumpla esta "idealidad".

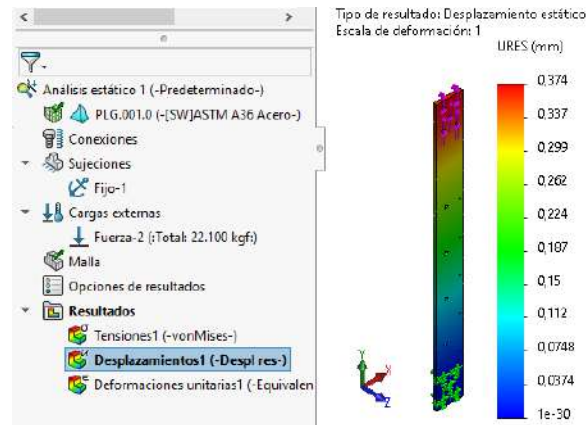


Fig. 4-27 Simulación por elementos finitos. Desplazamientos resultantes.

De la figura 4-11 se puede concluir que la deformación máxima axial en Y (0,374mm) tiene concordancia con la fijada en el cálculo analítico (0,35mm).

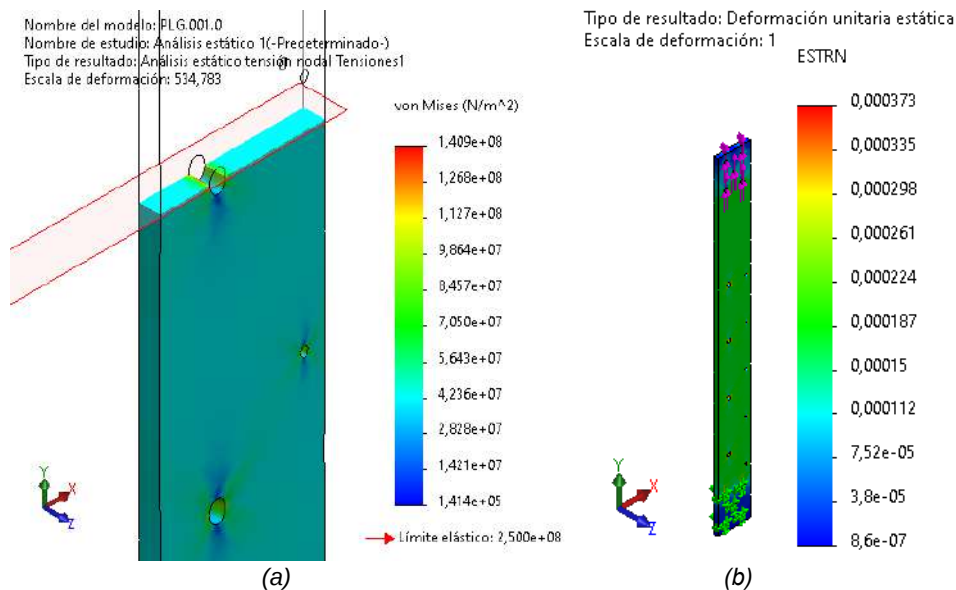


Fig. 4-28 (a) Tensiones de Von Mises en sectores puntuales (b) Deformación unitaria estática.

Dimensionamiento de bulones

Para facilitar la fabricación del bastidor y su ensamblaje en planta, se decidió unir los componentes mediante 2 grupos de bulones.

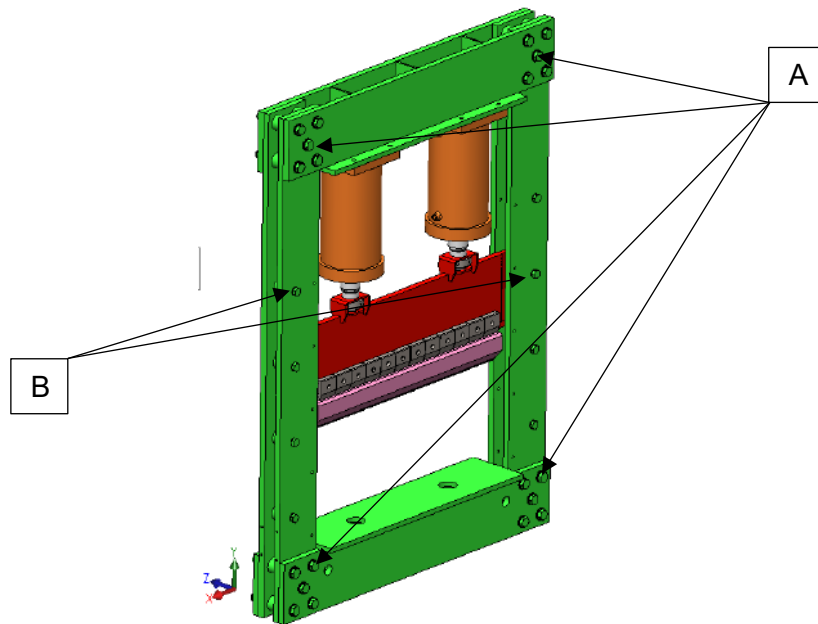


Fig. 4-29 Grupos de bulones que unen las piezas del bastidor.

Grupo A: Encargados de unir los puentes superior e inferior con las columnas, y a la vez el conjunto a la estructura soporte. Serán los de mayor sollicitación mecánica, al corte puro. Se calculan a continuación.

DATOS: Bulones				
Material	Acero ASTM A490/A354BD con TT			
Tensión límite de fluencia al corte	940	[Mpa]=[N/mm ²]	τ_{bul}	
	94	[kgf/mm ²]		Conversión de unidades
Cant. Bulones por grupo	5		nb	Dato de diseño
Factor de seguridad	4		$FOS2$	Dato de diseño
CÁLCULOS: Verificación al corte de bulones de estructura				
F tracción de cada columna del marco	$= F_{2cil} / 4$	22430,97	[kgf]	F_{trac}
F corte por bulón (2 planos de corte)	$= F_{trac} * FOS2 / nb / 2$	8972,39	[kgf]	
Área mínima requerida	$= F_{trac} / \tau_{bul}$	95,45	[mm ²]	A_{bul}
Diámetro requerido	$= RAIZ(4 * A)$	19,54	[mm]	

Tabla de cálculo 13

Conclusión: El diámetro a seleccionar podría ser 20mm, sin embargo el elegido será 24mm teniendo en cuenta condiciones de aplastamiento de la chapa, que pueden afectar la precisión de la máquina. Bulones elegidos: **M24x3,0x200 cabeza hexagonal gr 10.9**

Grupo B: Se ocuparán de mantener el paralelismo y la distancia entre cada par de placas de las columnas laterales sosteniendo los bujes de acero que las separan, evitando que se abran o cierren. Esta deformación indeseable sería causada por la acción de compresión de F_{PESO} y por fuerzas resultantes en el delantal sobre el eje Z. No sufrirán

grandes esfuerzos, pero serán siempre mayoritariamente de tracción. Se descarta su cálculo y se determinan bulones **M20x2,5x140 cabeza hexagonal grado 8.8** para tal fin.

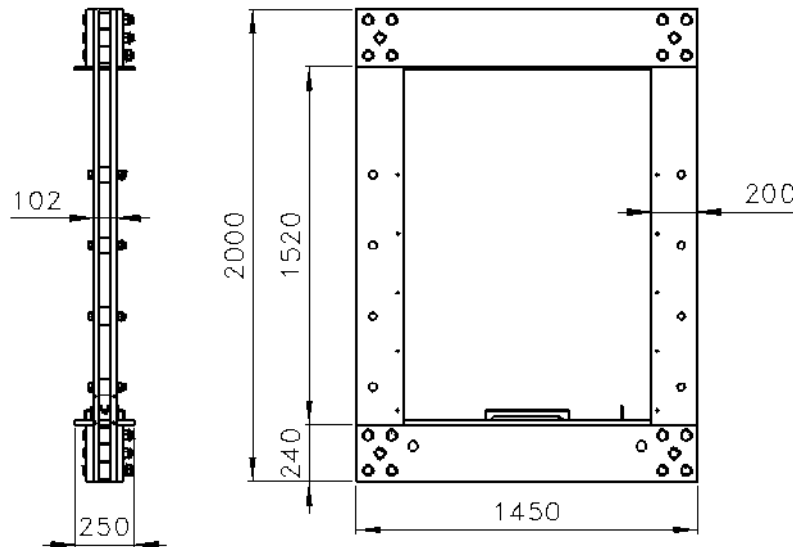


Fig. 4-30. Medidas generales del bastidor.

Diseño de estructura soporte o bancada

Finalmente, una vez resueltos todos los desafíos de diseño que permitirán el funcionamiento de la máquina, es necesario desarrollar una estructura que la sostenga.

La bancada deberá cumplir las siguientes funciones:

- Resistir el peso del conjunto hasta aquí desarrollado,
- Sostener el bastidor erguido sin peligro de caída hacia adelante o atrás,
- Mantener la zona de trabajo a una altura confortable y ergonómica para el operario
- Sostener parte del sistema hidráulico (no modular)
- Ofrecer guías firmes para cañerías hidráulicas y cableado eléctrico.

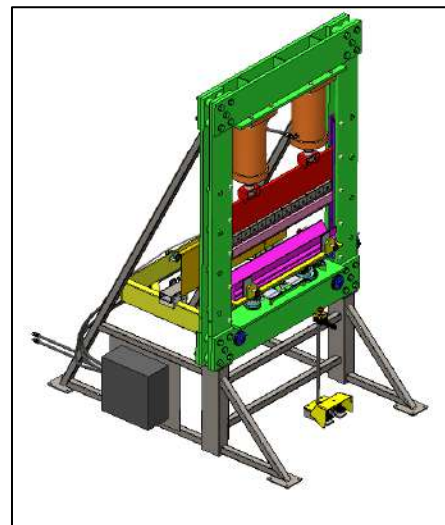


Fig. 4-31. Máquina sobre estructura de soporte

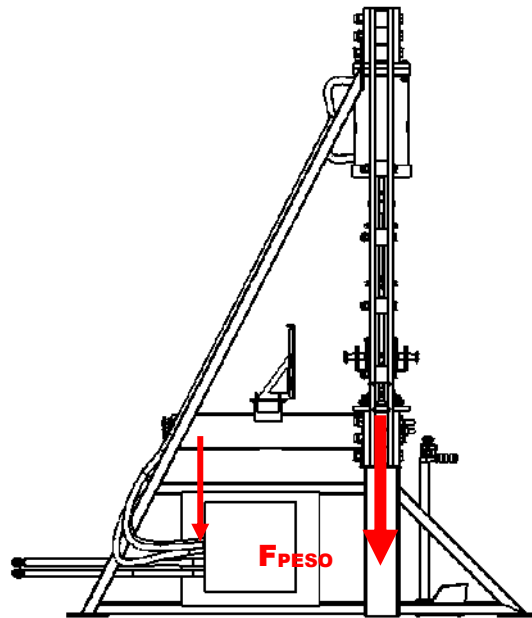


Fig. 4-32. Cargas soportadas por la estructura.

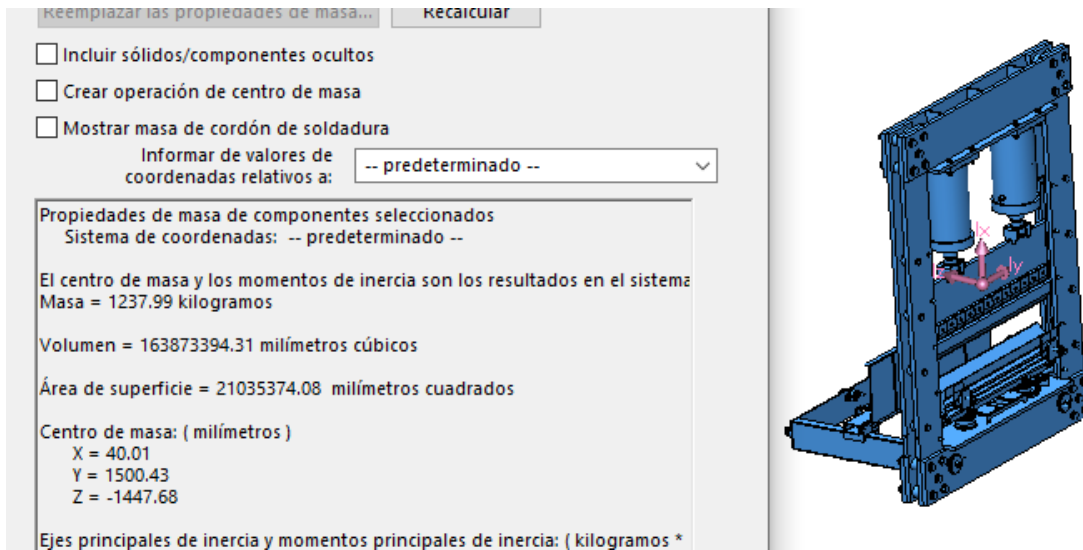


Fig. 4-33 Propiedades físicas del conjunto de mecanismos de la máquina plegadora.

El software nos indica que el peso aproximado del conjunto es 1238kg.

Para cumplir con las funciones detalladas anteriormente, la alternativa más económica es empleando caños estructurales y algunas piezas de chapa. El plano de esta estructura se denomina "A-009" y se puede ver en el Anexo : planos.

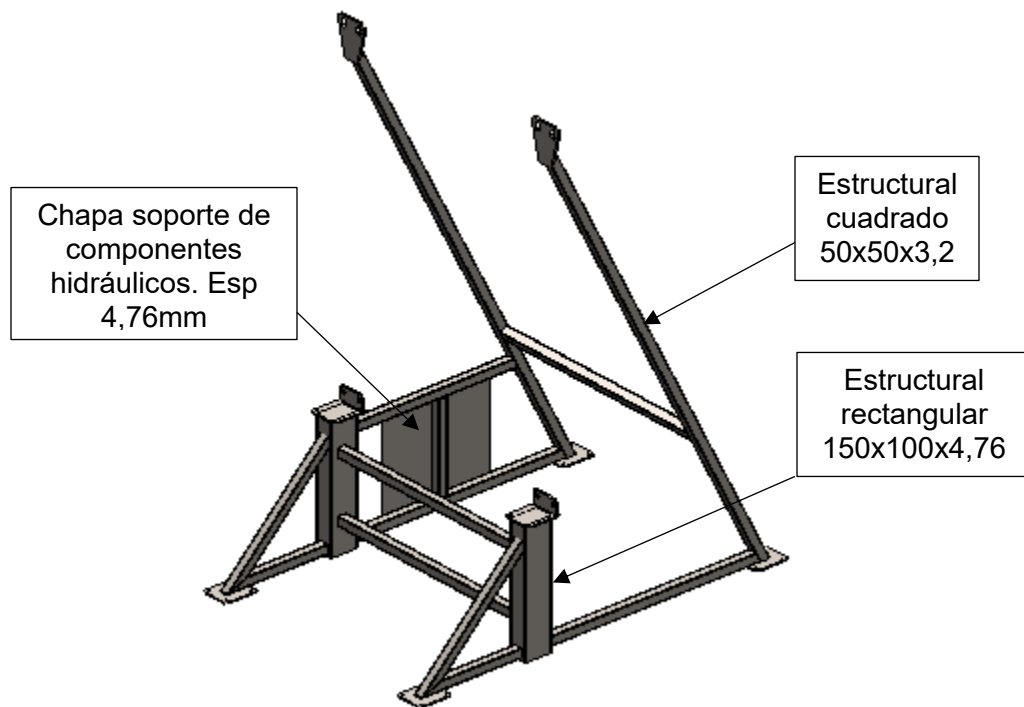


Fig. 4-34. Estructura soporte.

Para analizar la resistencia de la estructura al peso de la máquina, se realizará un análisis por el método de elementos finitos (FEM) simulando el contacto global de todas las piezas (como soldadas) de una geometría simplificada para ahorrar recursos computacionales y tiempo.

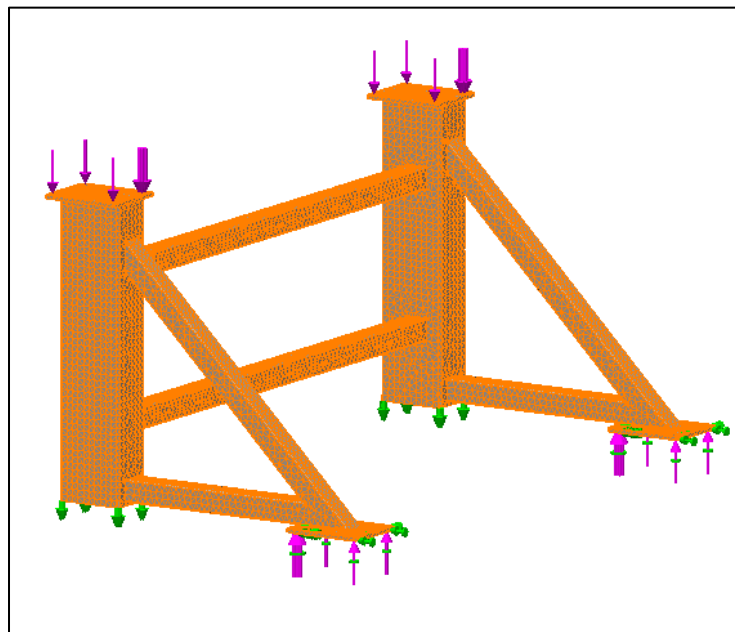


Fig. 4-35. Mallado de geometría simplificada.

La carga aplicada en el ensayo fue fijada en 1300kgf en forma vertical correspondiente al peso de la máquina (1238kg) más una pieza de chapa de tamaño considerable más el aceite dentro de los cilindros que sumarán peso.

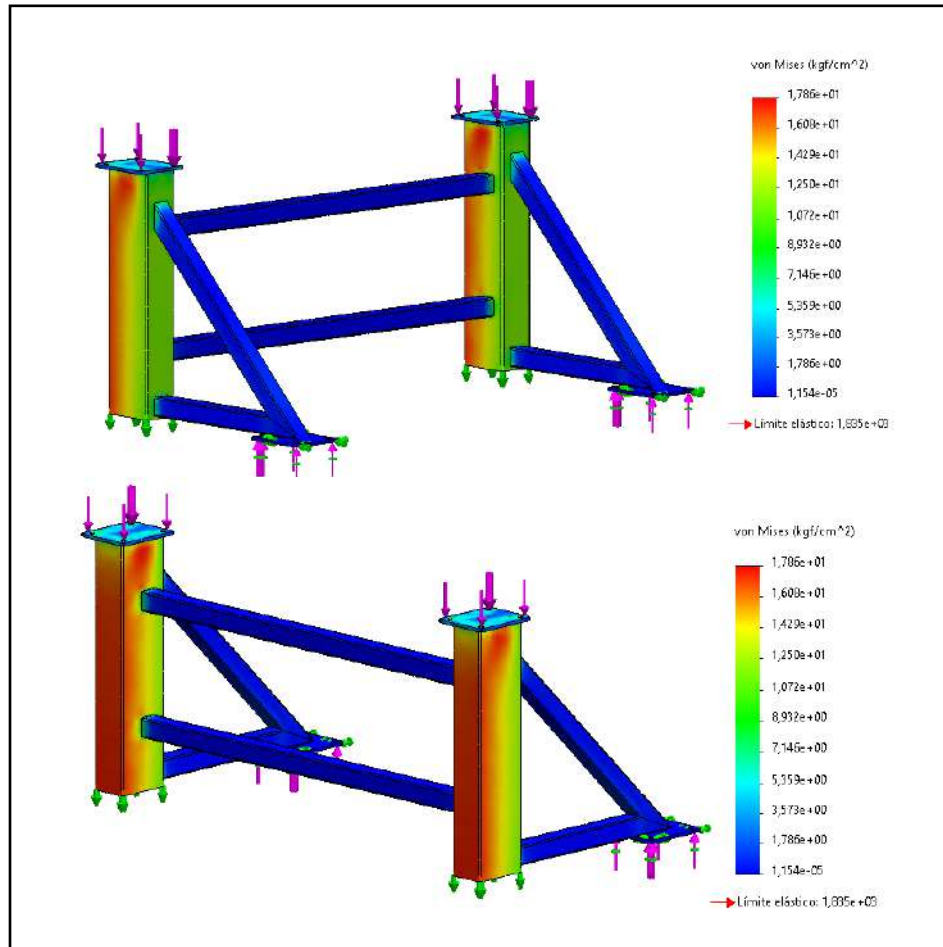


Fig. 4-36. Resultados simulación 1 por FEM – Tensiones de von Mises.
Escala de deformación :1

Observando el resultado, se puede apreciar que las tensiones equivalentes de vM se acercan demasiado al límite elástico del material (SAE 1010 en caños estructurales comerciales).

Se realiza otro ensayo cambiando el grosor de la pared de los perfiles base, de 3/16" (4,76mm) a 1/4" (6,35mm) y se observa un cambio favorable que brinda mayor seguridad en el desarrollo de la máquina (Fig. 4-37).

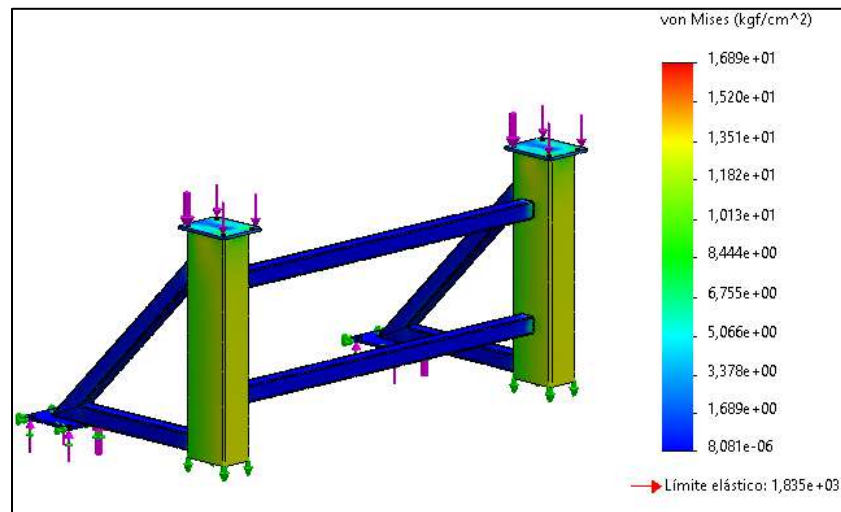


Fig. 4-37 Resultados simulación 2 por FEM – Tensiones de von Mises.
Escala de deformación:1

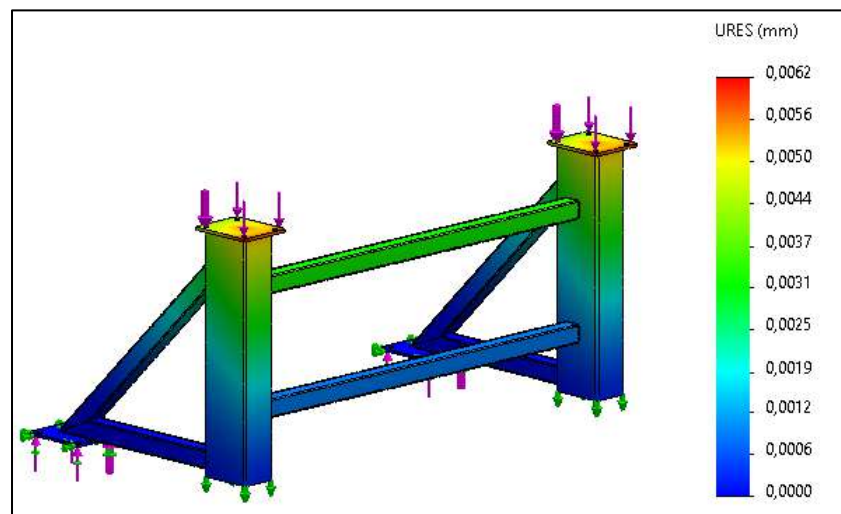


Fig. 4-38 Resultados simulación 2 por FEM – Desplazamientos resultantes.
Escala de deformación:1

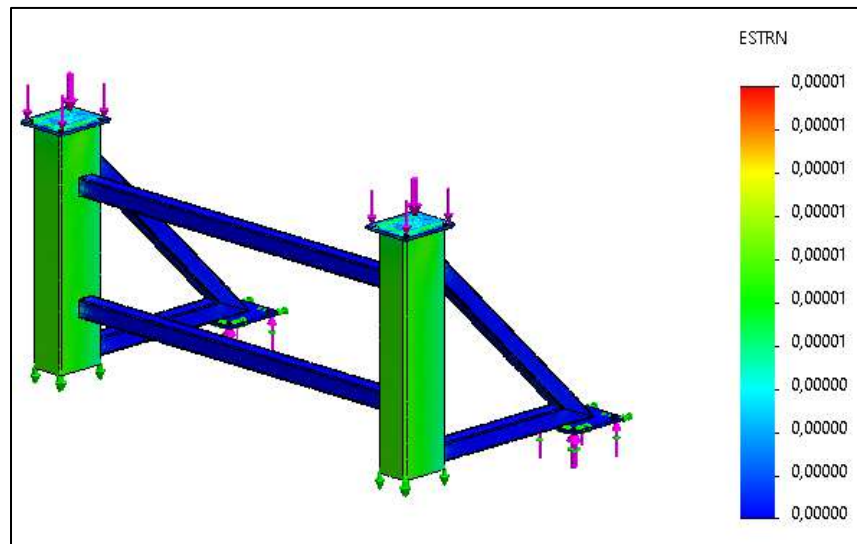
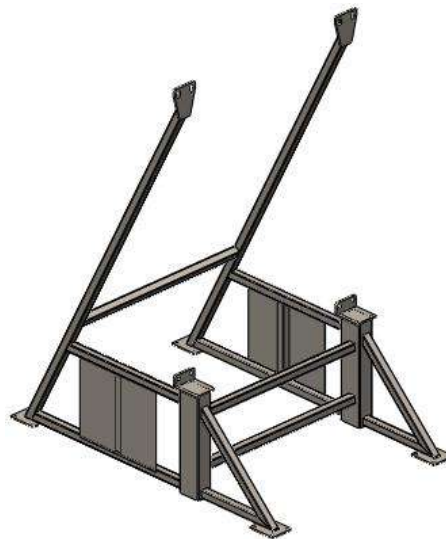


Fig. 4-39. Resultados simulación 2 por FEM - Deformaciones unitarias.
Escala de deformación:1

Re-diseño:

Para mayor seguridad, se presenta otro cambio en el diseño, que consiste en reforzar las columnas con más perfiles 50x50x3,2 y otra placa de chapa al otro lado. Brindará resistencia y será útil para colocar accesorios en el lateral (escuadras, calibres, etc.)



Conclusión: Los resultados indican que la estructura soportará el peso necesario y cumplirá las funciones mencionadas al comienzo de este apartado. También cabe destacar, que en una optimización futura, sería viable modularizar la estructura empleando uniones abulonadas en vez de soldadas, permitiendo un traslado más cómodo de la máquina, desarmada.

Modelo completo: parte mecánica.

A continuación, se muestran ensamblados en conjunto todos los componentes mecánicos desarrollados y calculados en este capítulo. El siguiente paso para concluir el diseño será seleccionar los elementos hidráulicos y eléctricos que abastecerán y comandarán los cilindros.

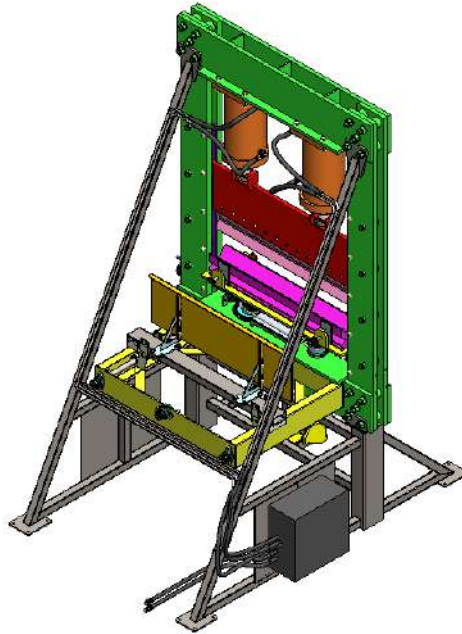


Fig. 4-40. Modelo 3D final de la parte mecánica. Vista isométrica 1.

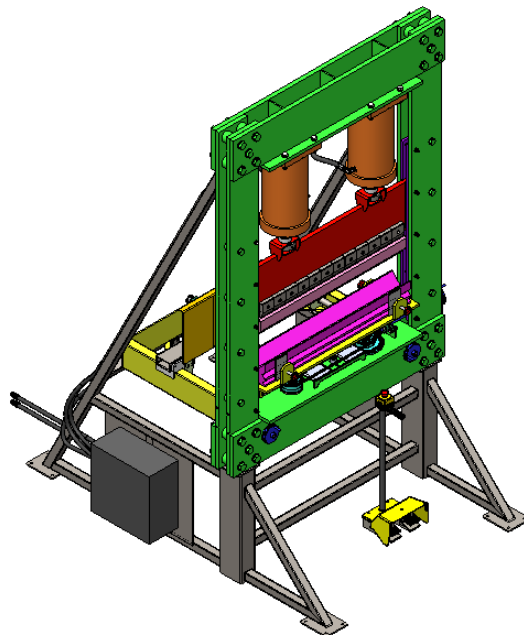


Fig. 4-41. Modelo 3D final de la parte mecánica. Vista isométrica 2.

Capítulo 5. Desarrollo técnico. Parte II.

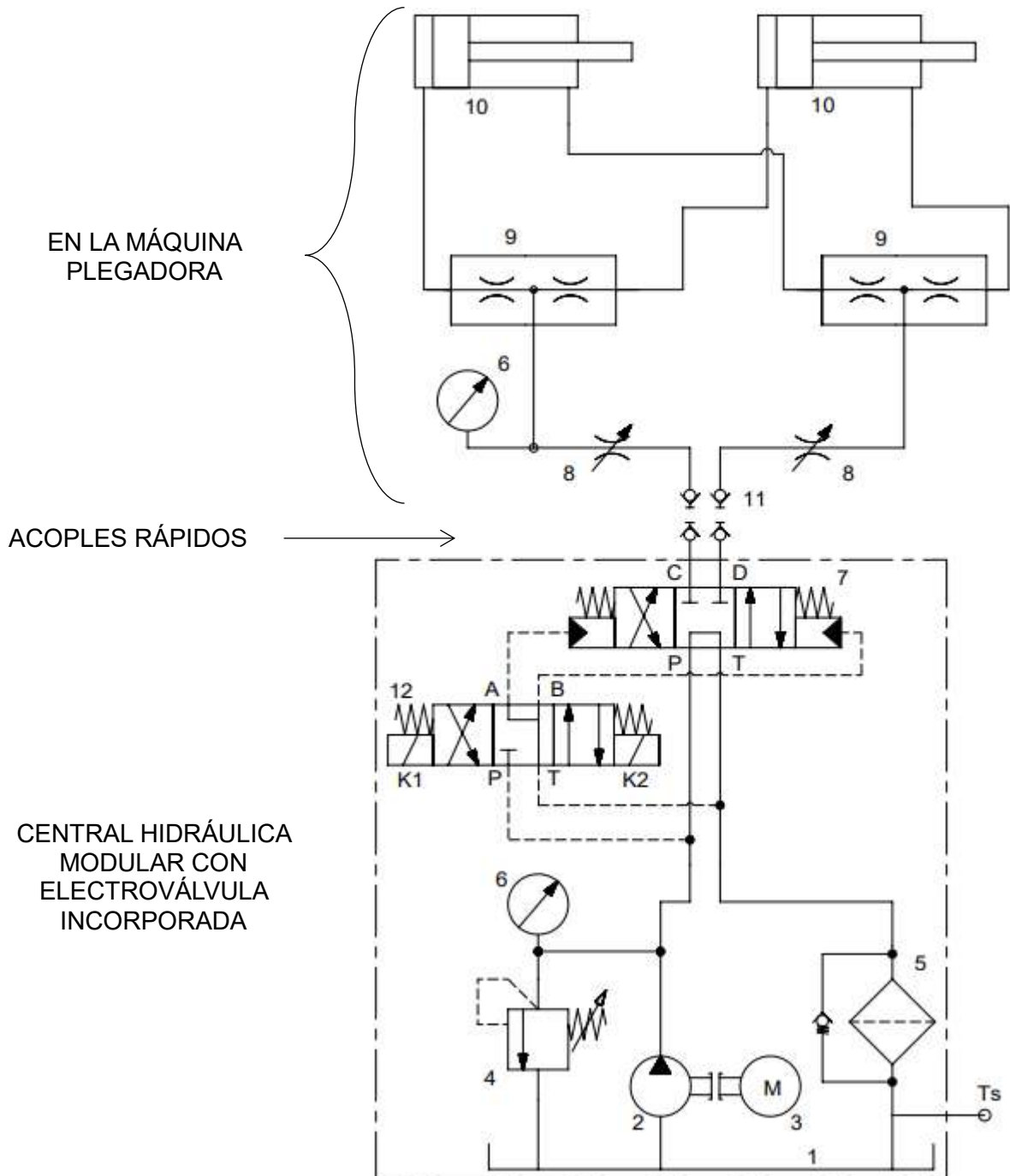
Habiéndose ya desarrollado los sistemas mecánicos mediante los cuales podrá realizarse la tarea de plegado, en este capítulo se tratarán los sistemas que permitirán el accionamiento de dichos sistemas con la potencia y control necesarios.

Por un lado seleccionaremos los componentes hidráulicos, por otro, los componentes eléctricos y las vinculaciones entre todos ellos.

Sistema hidráulico de la central modular

Para la aplicación que se requiere, los 2 cilindros hidráulicos deberán operar simultáneamente y paralelos con exactitud. Ambos movimientos serán generados por el ingreso y egreso de aceite a los cilindros en sus diferentes cámaras (doble efecto). El circuito hidráulico que permitirá este funcionamiento se expone a continuación:

Diagrama circuito hidráulico



Referencias:

1. Tanque
2. Bomba hidráulica
3. Motor eléctrico
4. Válvula limitadora de presión
5. Filtro de retorno
6. Manómetros
7. Válvula direccional 4/3 pilotada
8. Válvula restrictora de caudal
9. Válvula divisora de flujo 50/50
10. Cilindro hidráulico
11. Acoples rápidos
12. Electroválvula direccional 4/3

Bomba (2)

Presión:

La presión recomendada por el fabricante de cilindros hidráulicos es 140 bar (142,8 kg/cm²).

Para seleccionar la bomba se buscará que ésta se adecúe al mayor valor de presión requerido trabajando al 80% de su capacidad máxima. Esto quiere decir que la P_{max} de la bomba deberá ser:

$$P_{BOMBA} = \frac{P_{MAX}}{0,80} = \frac{142,8 \text{ kg/cm}^2}{0,80} = 178,5 \text{ kg/cm}^2$$

DATOS: Condiciones de contorno hidráulicas				
Presión de trabajo cilindros	140	[bar]	Pmax	Dato del fabricante
	142,8	[kgf/cm ²]	Pmax	Conversión de unidades
Presión máxima bomba hidráulica	= 0,8 * P	175	[bar]	Pbom
Presión máxima bomba hidráulica		178,5	[kgf/cm ²]	Pbom
				Conversión de unidades

Tabla de cálculo 14

Caudal:

Para determinar el caudal necesario, es necesario conocer la velocidad de movimiento de los actuadores. Para determinarla, conociendo que la carrera de los cilindros es de 200mm, se fijará un tiempo de descenso total de 15s el cual es prudente en cuanto a seguridad, y lo suficientemente veloz para lograr agilidad en la operación de la máquina.

CÁLCULO: Velocidad y caudal				
Tiempo de descenso total, pretendido	15	[seg]	t_desc	Arbitrario en base a experiencia de uso
Velocidad de descenso necesaria	= CARR / t_desc	13,33	[mm/seg]	V_desc
Área 1 cilindro	= π*(Øcil ²)/4	31415,93	[mm ²]	Alcil
Caudal necesario para dicha velocidad	= 2*Acil * V_desc	837758,04	[mm ³ /seg]	Qreq
		50265,48	[cm ³ /min]	Conversión de unidades
		50,2655	[L/min]	Conversión de unidades
Rendimiento de bomba hidráulica		0,85	ηh	Dato fabricante
	= Qreq / ηh	59135,86	[cm ³ /min]	Qrend
	= Qreq /	59,14	[L/min]	Conversión de unidades

Tabla de cálculo 15

Considerando que el mayor requerimiento de caudal es de 50 L/min, si se toma una bomba de engranajes internos, cuyo rendimiento total es del 85%

$$Q_{BOMBA} = \frac{Q_{MAX}}{0,85} = \frac{50,26}{0,85} = 59,135 \text{ L/min}$$

Normalmente, el primer dato que se ofrece en los catálogos es el régimen de giro y la cilindrada, es por eso que si se adopta n= 1500 rpm (por la disponibilidad de motores):

$$cil_{BOMBA} = \frac{Q_{BOMBA}}{n} = \frac{59135 \text{ cm}^3/\text{min}}{1500 \text{ min}^{-1}} = 39,42 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

SELECCIÓN DE: Bomba hidráulica			
Velocidad del motor	1500	[rpm]	w Fácil de conseguir
Cilindrada teórica de la bomba	= Qreq / w	39,42	[cm ³ /rev] ccb

Tabla de cálculo 16

Modelo elegido:

Se selecciona la **serie de bombas B2** de la marca VENTURI.

Construcción	Bombas a engranajes externos		
Tipo de fijación	Según normas DIN y SAE		
Conexiones a la bomba	Conectores roscados y bridas		
Sentido de rotación	Izquierda (S) y Derecha (D)		
Campo de presión de alimentación	0,7 a 3 bar		
Fluido hidráulico	Fluido hidráulico a base de aceites minerales, conforme a las normas ISO y DIN. Para otros tipos consultar con nuestro departamento técnico.		
Temperatura del fluido	De -25°C a 80°C (para mayores temperaturas utilizar sellos de Viton).		
Filtración aconsejada	Presión de trabajo(bar)	>180	<180
	Contaminación clase NAS1638	8	10
	Contaminación clase ISO4406	17/14	19/16
	Utilizar con filtro Bx=75	10µm	25µm

Fig. 5-1. Características generales de bombas serie B2. VENTURI.

Desplaz. volumétrico	Caudal a 2000 rpm	Rotación	Presión máxima			Velocidad máx. a presión P1	Velocidad mín. a presión P1
			P1*	P2*	P3*		
cm³/rev.	Lts./min.			Bar			RPM
20	40	D/S	210	230	250	2000	500
23	46	D/S	180	210	230	2500	500
26	52	D/S	180	210	230	2500	500
32	64	D/S	180	210	230	2300	500
38	76	D/S	180	210	230	2300	500
42,5	85	D/S	180	210	230	2100	500
45	90	D/S	180	210	230	2100	500

P1*: Presión máxima continua
P2*: Presión máxima intermitente
P3*: Presión máxima pico

Tabla 5-1. Modelos de bombas hidráulicas VENTURI B2

Además de verificar la cilindrada requerida, la bomba tiene presión de trabajo 180 bar, máxima intermitente de 210 bar y máxima pico 230 bar (máx 20seg).

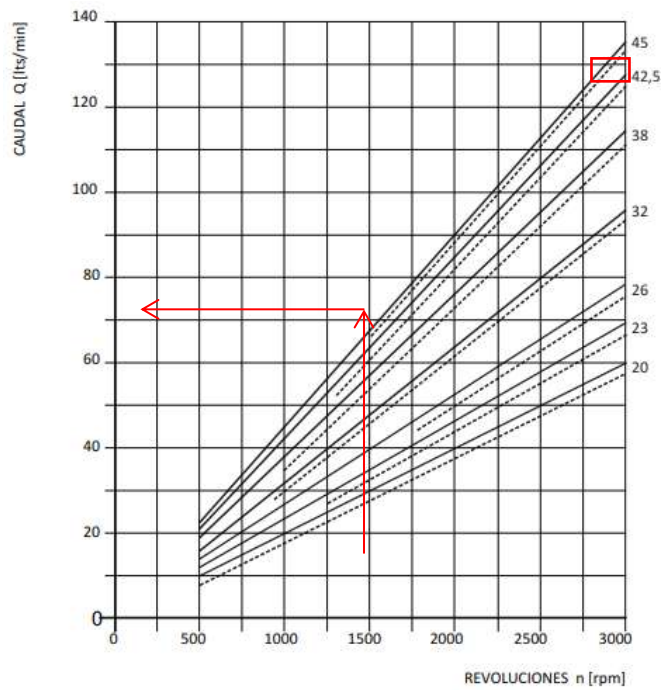


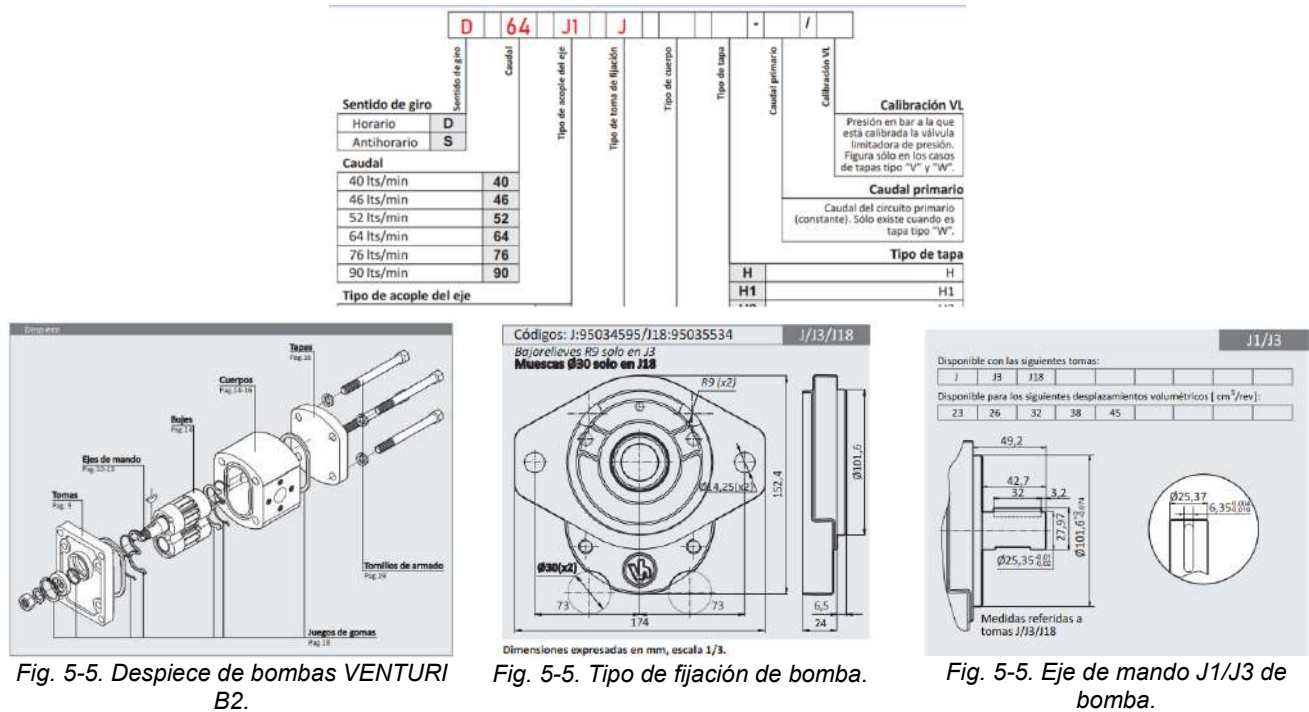
Fig. 5-2. Curvas características Q - n bombas VENTURI B2.

Recálculo de variables:

SELECCIÓN DE: Bomba hidráulica				
Modelo de bomba	D 64 J1 J _			
Cilindrada de la bomba elegida	42,5	[cm ³ /rev]	ccb_bomb	
Presión de trabajo	180	[bar]	P1_bomb	
	183,6	[kgf/cm ²]		Conversión de unidades
Presión máxima intermitente	210	[bar]	P2_bomb	
	214,2	[kgf/cm ²]		Conversión de unidades
Presión máxima pico (máx 20 seg)	230	[bar]	P3_bomb	
	234,6	[kgf/cm ²]		Conversión de unidades
Caudal a rpm motor	= ccb	63750,00	[cm ³ /min]	Q_bomb
		63,75	[L/min]	Conversión de unidades
		1062500	[mm ³ /min]	Conversión de unidades
Velocidad de descenso teórica	=Q_bomb/Acil/2	17	[mm/seg]	V_bomb
Tiempo de descenso teórico	=CARR/V	11,83	[seg]	t_bomb

Con esta bomba, un motor de régimen 1500rpm y sin restricción de caudal, la velocidad máxima teórica de descenso de los cilindros en su recorrido total (200mm) sería de 11,83 segundos.

Codificación:



Con los datos hasta aquí mencionados, el proveedor podrá ofrecernos el producto adecuado.

Motor eléctrico (3)

El motor se elige a partir de la potencia consumida por la bomba. Considerando un rendimiento general de 0.85, el régimen de funcionamiento y los valores de presión y caudal máximos:

CÁLCULO DE: Motor eléctrico				
Eficiencia teórica del motor	0.85	efi	Dato fabricante	
Caudal máximo bomba	$= [\text{mm}^3/\text{seg}] / 1\text{e}+9$	0.00106	[m3/seg]	Q_bomb Conversión de unidades
Presión máxima bomba	$= P3_bomb * 9.8/10000$	18011160	[N/m2]	P3_bomb Conversión de unidades
Potencia necesaria	$= Q_bomb * P3_bomb / efi$	22514	[Watts]	POT_M
	$= POT_M / 745.7$	30	[HP]	Conversión de unidades

Tabla de cálculo 17

Con estos datos de cálculo se elige un motor del fabricante nacional CZERWENY, cuyas especificaciones pueden observarse en la Tabla 5-2.


MOTORES CZERWENY S.A.
MOTORES TRIFÁSICO LÍNEA 3AL-3D

Motores asincrónicos trifásicos, rotor jaula de ardilla, 380V 50Hz
 Servicio continuo S1, aislación Clase F, IP55, factor de servicio S1.
 Motores 4 polos - Eficiencia PREMIUM IE3

 Línea **3AL-3D**


Tipo	Potencia		RPM	Inom. (A)	I _{arr} /I _{nom}	Eff (%)	Cos φ	Mn (Nm)	Ma/ Mn	Mk/ Mn	J Kgm ²	Peso (Kg)
	kW	CV										
3AL 802-4	0.75	1	1420	1.9	6.0	82.5	0.74	5.05	2.9	3.6	0.002	16
3AL 90S-4	1.1	1.5	1445	2.7	6.5	84.1	0.74	7.27	2.7	3.8	0.0022	20
3AL 90L-4	1.5	2	1445	3.6	6.8	85.3	0.74	9.92	3.0	3.6	0.003	22.5
3AL 100L1-4	2.2	3	1435	4.9	7.0	86.7	0.78	14.65	2.5	3.5	0.007	32.5
3AL 100L2-4	3	4	1435	6.7	7.2	87.7	0.78	19.97	2.6	3.5	0.007	38.5
3AL 112M-4	4	5.5	1440	8.6	7.0	88.6	0.80	26.54	2.3	3.2	0.0095	44
3AL 132S-4	5.5	7.5	1460	11.6	7.1	89.6	0.80	35.99	2.7	3.5	0.0214	54.5
3AL 132M1-4	7.5	10	1460	15.3	7.2	90.4	0.82	49.08	2.7	3.8	0.0296	66
3D 160M-4	11	15	1465	22.3	6.8	91.4	0.82	71.70	1.9	2.3	0.137	141
3D 160L-4	15	20	1465	28.8	6.8	92.1	0.82	97.80	1.8	2.4	0.171	151
3D 180M-4	18.5	25	1470	36.1	6.9	92.6	0.84	120.20	1.8	2.5	0.238	190
3D 180L-4	22	30	1470	42.3	7.0	93.0	0.85	142.40	1.8	2.5	0.259	205
3D 200L-4	30	40	1475	56.5	7.3	93.6	0.86	194.20	1.8	2.3	0.459	275
3D 225S-4	37	50	1480	69.6	7.4	93.9	0.86	238.80	2.0	2.3	0.656	380

Tabla 5-2. Tabla de características motores Czerweny

Depósito de aceite (1)

Considerando los criterios generales para el dimensionamiento de circuitos hidráulicos, el volumen del reservorio de aceite deberá ser aproximadamente igual a cuatro veces el caudal de la bomba. Considerando que esta última entrega 64 L/min, el reservorio deberá tener aproximadamente 256 litros.

Filtro de retorno (5)

El filtro de retorno debe adecuarse en primer lugar a los valores de presión y caudal del circuito de retorno y al requerimiento de tamaño de partículas filtradas, dato brindado por el fabricante. La recomendación del fabricante es utilizar filtro Bx=75 y 10μm.

Filtración aconsejada	Presión de trabajo(bar)	>180	<180
	Contaminación clase NAS1638	8	10
	Contaminación clase ISO4406	17/14	19/16
	Utilizar con filtro Bx=75	10µm	25µm

Fig. 5-6. Recomendación del fabricante VENTURI para bombas serie B2.Fig. 5-7

También debe ofrecer una caída de presión de no más de 0,5 bar, aproximadamente.

Se selecciona la serie **“Tanktop Mounted Return Line Filter - PT Series”** del fabricante PARKER.

Los filtros de la serie PT están disponible en dos diámetros y tres longitudes para rangos de caudal de 5 a 50 gpm (22 a 228 L/min). Los cartuchos filtrantes PT2 y PT4 utilizan lo último en microfiltros de fibra de vidrio en 2, 5, 10 y 20 micras para lograr la mejor eficiencia y retención de partículas de la industria.



Fig. 5-8. Filtro PARKER PT2-1

En este diseño el cartucho se enrosca fácilmente en un anillo metálico que atornilla al depósito de aceite.

El cartucho filtrante desechable es de una sola pieza e incorpora una válvula de derivación integrada de 25 psi. El flujo fluye de adentro hacia afuera y no requiere herramientas especiales para su mantenimiento.

Este concepto disminuye costos de instalación y reduce el espacio requerido para conectar la línea de retorno.

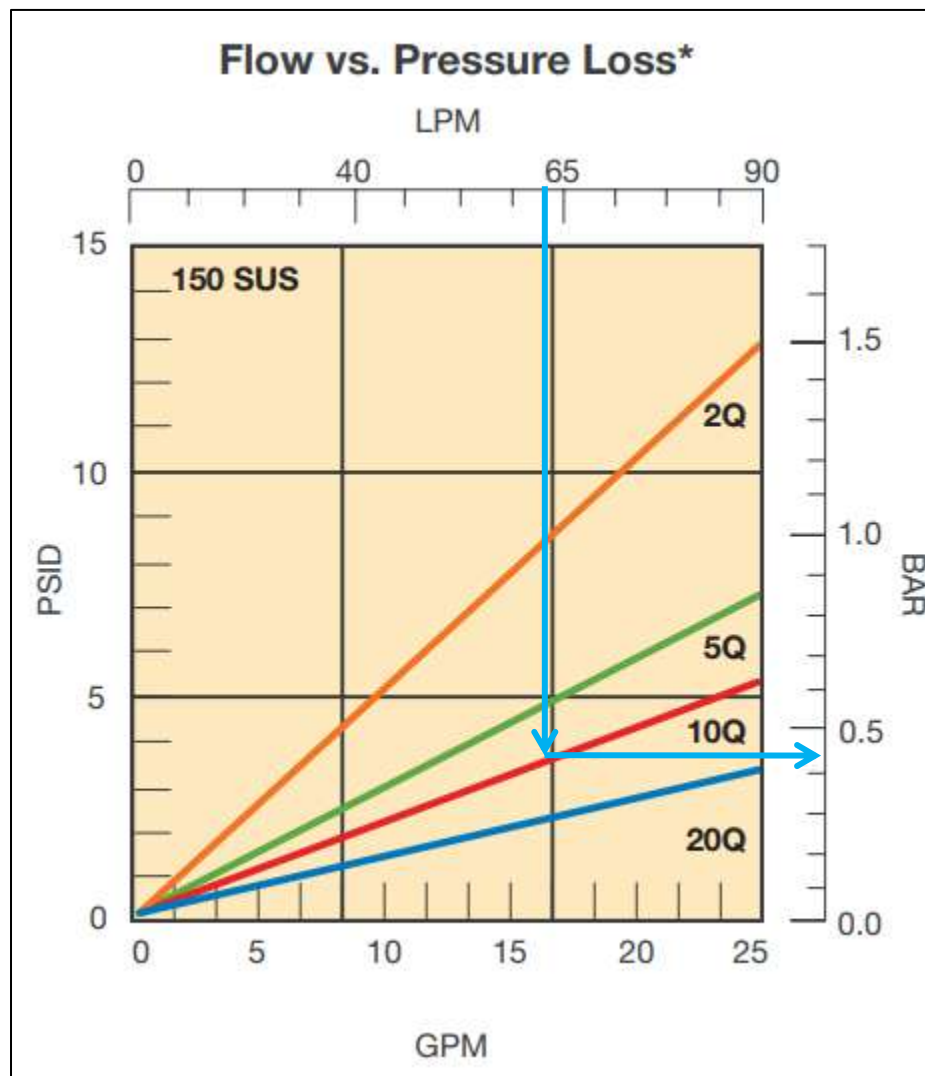


Fig. 5-9. Gráfico de caída de presión vs. caudal del filtro. Testeado en alojamiento SAE-12.

Como se puede observar en el gráfico de la Fig. 5-10, se verifica que la caída de presión a 64 L/min es menor a 0,5 bar.



PT2 Parts List

INDEX	PART DESCRIPTION	PART NUMBER
1	PT2-1-02Q-25 psid bypass	936750
	PT2-1-05Q-25 psid bypass	936751
	PT2-1-10Q-25 psid bypass	936752
	PT2-1-20Q-25 psid bypass	936753
	PT2-2-02Q-25 psid bypass	936754
	PT2-2-05Q-25 psid bypass	936755
	PT2-2-10Q-25 psid bypass	936756
	PT2-2-20Q-25 psid bypass	936757
2	PT2 DIE CAST SAE-12 (1.062-12 UN-2B)	941423
	PT2 DIE CAST SAE-16 (1.312-12 UN-2B)	941424
	PT2 DIE CAST 3/4" NPT (.750-14 NPTF-1)	941425
	PT2 DIE CAST 1" NPT (1.000-11.5 NPTF-1)	941427
	PT2 DIE CAST G3/4" BSPF	941903
	PT2 DIE CAST G1" BSPF	941904
3	O-RING	941663
4	1/8-27 PIPE PLUG	900782
5	1/8-27 PRESSURE GAUGE	936912

Fig. 5-10D. espiece y partes del filtro de retorno serie "tanktop" del fabricante PARKER.

PT Series¹

Tank top filters

How To Order

Select the desired symbol (in the correct position) to construct a model code. Example:

BOX 1	BOX 2	BOX 3	BOX 4	BOX 5	BOX 6	BOX 7	BOX 8
PT2	1	10Q	B	G	G	S16	1

BOX 1: Filter Series	
Symbol	Description
PT2	Basic Model, 25 gpm
PT4	Basic Model, 50 gpm

BOX 2: Element Length	
Symbol	Description
1	Single
2	Double
3	Triple (PT4 only)

BOX 3: Media Code ¹	
Symbol	Description
02Q	Microglass, 2 micron
05Q	Microglass, 5 micron
10Q	Microglass, 10 micron
20Q	Microglass, 20 micron

BOX 4: Seal Material	
Symbol	Description
B	Nitrile
V	Fluorocarbon

BOX 5: Indicator	
Symbol	Description
P	1/8" NPT Gauge Ports (2)
G	Plugged
S	Pressure Gauge
S	Pressure switch

BOX 6: Bypass	
Symbol	Description
G	25 psid (1.7 bar)

BOX 7: Ports	
Symbol	Description
PT2	
S12	SAE-12 integral threads
S16	SAE-16 integral threads
PT4	
S16	SAE-16 integral threads
S20	SAE-20 integral threads

BOX 7: Options	
Symbol	Description
1	No options
W	Steel weld ring

Notes:

- Filters include the element you select already installed.
- When "W" is selected in Box 8, the PT2 port options are "N12" and "S12"; the PT4 port option is "S16".

Fig. 5-11. Codificación para ordenar filtros serie PT, PARKER.

Entonces, el componente a ordenar tendrá el código:

PT2 1 10Q B P G S12

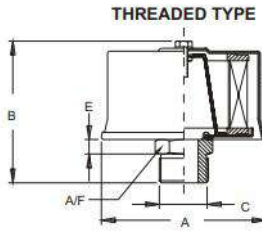
Filtro de aire del depósito (venteo).

Se elegirá un filtro que permita el paso de 90 LPM de aire y filtre partículas mayores a $10\mu m$, de la marca HYDROLINE (India). Estos productos llegan al país a través de varios importadores y distribuidores.

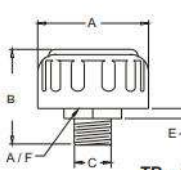
BREATHER - TB



THREADED TYPE



TB - 35
TB - 65
TB - 165



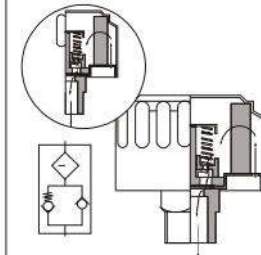
TB - 05
TB - 25



MODEL	DISPLACEMENT	RATING	A	B	C	E	A / F	WT
		MICRON			STD IN BSPP			KGS
TB . 05 .	150 LPM	40	45	63	1/4"	8	25	0 . 13
TB . 05 . 10	90 LPM	10						
TB . 25 .	720 LPM	40	77	75	3/4"	10	30	0 . 25
TB . 25 . 10	400 LPM	10						
TB . 35 .	1000 LPM	10	110	138	1 - 1/2"	12	55	0 . 40
TB . 65 .	2000 LPM	10	145	145	2"	15	65	0 . 55
TB . 165 .	4000 LPM	10	185	195	2 - 1/2"	15	80	1 . 30

Note : TB 35 / 65 / 165 Nylon Housing

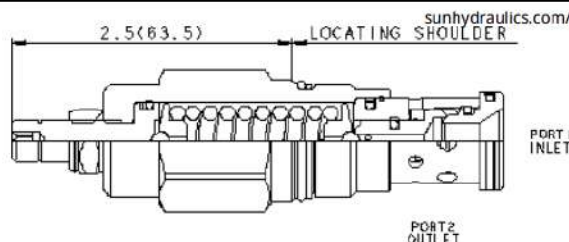
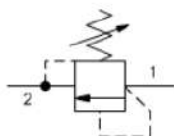
P - FEATURE



- BUILT IN VALVE ASSEMBLY HELPS TO MAINTAIN PRESET PRESSURE (5 P S I) IN THE TANK.
- ALLOWS FREE FLOW OF AIR INTO THE TANK IF PRESSURE FALLS BELOW ATMOSPHERIC.
- IF PRESSURE INSIDE TANK INCREASES VALVE RELEASES AT PRESET PRESSURE (5 P S I)
- DISPLACED AIR IS FILTERED & CLEAN

Válvula limitadora de presión (4)

Este componente debe proteger al sistema de que no supere la presión máxima de trabajo, que en este caso es la presión recomendada por el fabricante de cilindros, es por eso que estará configurado en 140 kg/cm². El caudal requerido será el mismo que entregará la bomba: 64 L/min = 14 gpm. El componente seleccionado será el modelo **RDFA LWN** del fabricante SUN HYDRAULICS. En la figura pueden observarse sus especificaciones.


MODEL
RDFA
Direct-acting relief valve
SERIES 2 / CAPACITY: 50 gpm / CAVITY: T-3A

sunhydraulics.com/model/RDFA

CONFIGURATION

L	Control	Standard Screw Adjustment
W	Adjustment Range	800 - 4500 psi (55 - 315 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting
N	Seal Material	Buna-N
(none) Material/Coating		

Direct-acting relief cartridges are normally closed, pressure-limiting valves used to protect hydraulic components from pressure transients. When the pressure at the inlet (port 1) reaches the valve setting, the valve starts to open to tank (port 2), throttling flow to limit the pressure rise. These valves are smooth and quiet, essentially zero leak, dirt tolerant, immune to silting and are very fast.

TECHNICAL DATA

NOTE: DATA MAY VARY BY CONFIGURATION. SEE CONFIGURATION SECTION.

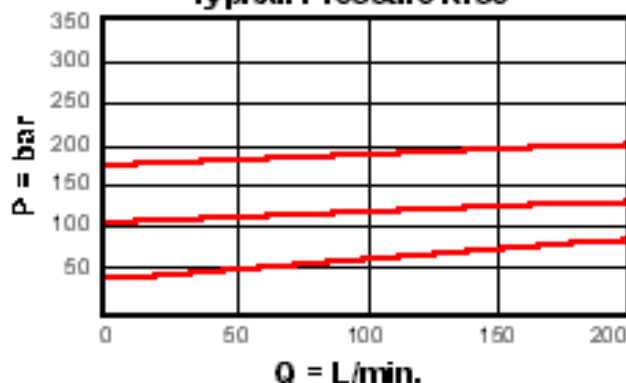
Maximum Operating Pressure	5000 psi
Factory Pressure Settings Established at:	4 gpm
Maximum Valve Leakage at Reseat	10 drops/min.
Response Time - Typical	2 ms
Reseat	>90% of setting
Adjustment - No. of CW Turns from Min. to Max. setting	6
Locknut Hex Size	9/16 in.
Locknut Torque	80 - 90 lbf in.
Seal kit - Cartridge	Buna: 990303007
Seal kit - Cartridge	EPDM: 990303014
Seal kit - Cartridge	Polyurethane: 990303002
Seal kit - Cartridge	Viton: 990303006

CONFIGURATION OPTIONS

Model Code Example: RDFALWN

CONTROL	(L) ADJUSTMENT RANGE	(W) SEAL MATERIAL	(N) MATERIAL/COATING
L Standard Screw Adjustment	W 800 - 4500 psi (55 - 315 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting	N Buna-N	Standard Material/Coating
C Tamper Resistant - Factory Set		E EPDM	/AP Stainless Steel, Passivated
Q Capped and Lockwired		V Viton	/LH Mild Steel, Zinc-Nickel

Typical Pressure Rise



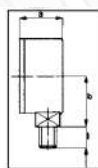
Manómetro (6)

Para tener un control de la presión, se colocará un manómetro en la central hidráulica a la salida de la bomba. El mismo será el modelo **M535RL 0/400 bar** de la serie LX de la marca ITALMANOMETRI.



MODELLO IN GLICERINA CASSA INOX					INOX GLYCERINE GAUGES
codice code number	ø	attacco al processo connection	unità pressure rating	posizione dell'attacco model	campo di misura range
M435RL	40	1/8 Bsp	Bar/psi	radiale bottom	-1/0 0/1,6 0/2,5 0/4 0/6 0/10 0/16 0/25 0/60 0/160 0/250 0/400 0/600
M535RL	50	1/4 Bsp	Bar/psi	radiale bottom	-1/0 0/1,6 0/2,5 0/4 0/6 0/10 0/16 0/25 0/60 0/160 0/250 0/400 0/600
M635RL	63	1/4 Bsp	Bar/psi	radiale bottom	-1/0 0/1 0/1,6 -1/+1,5 -1/+3 -1/+5 -1/+9 0/2,5 0/4 0/6 0/10 0/16 0/25 0/40 0/60 0/80 0/100 0/160 0/250 0/315 0/400 0/600 0/1000
M105RL	100	1/2 Bsp	Bar/psi	radiale bottom	-1/0 0/1 0/1,6 -1/+3 0/2,5 0/4 0/6 0/10 0/16 0/25 0/40 0/60 0/80 0/100 0/160 0/250 0/315 0/400 0/600 0/1000
M438PBL	40	1/8 Bsp	Bar/psi	posteriore back	-1/0 0/1,6 0/2,5 0/4 0/6 0/10 0/16 0/25 0/60 0/160 0/315 0/250 0/400 0/600
M538PBL	50	1/4 Bsp	Bar/psi	posteriore back	-1/0 0/1,6 0/2,5 0/4 0/6 0/10 0/16 0/25 0/60 0/160 0/250 0/315 0/400 0/600
M638PBL	63	1/4 Bsp	Bar/psi	posteriore back	-1/0 0/1 0/1,6 -1/+1,5 -1/+3 -1/+5 -1/+9 0/2,5 0/4 0/6 0/10 0/16 0/25 0/40 0/60 0/80 0/100 0/160 0/250 0/315 0/400 0/600 0/1000
M108PBL	100	1/2 Bsp	Bar/psi	posteriore back	-1/0 0/1 0/1,6 -1/+3 0/2,5 0/4 0/6 0/10 0/16 0/25 0/40 0/60 0/80 0/100 0/160 0/250 0/315 0/400 0/600 0/1000

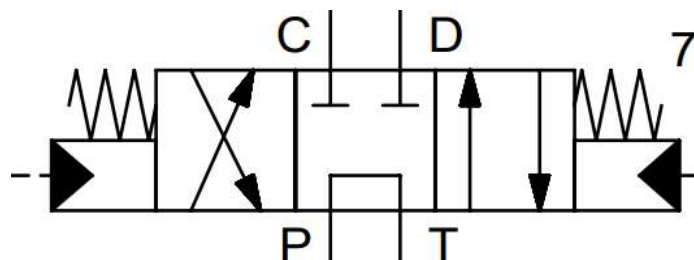
MODELLO RADIALE



BOTTOM MODEL

VERSIONE BASE - Basic version								
codice code number	tipo typ	ø	cassa in acciaio casing in steel	glicerina glycerine	trasparente in metacrilato transparent in metacrylate	classe 1,6 class 1,6	peso (grammi) weight (grams)	n.pz per scatola items per carton
M 435 RL	D	40	✓	✓	✓	✓	103	150
M 535 RL	D	50	✓	✓	✓	✓	153	100
M 635 RL	D	63	✓	✓	✓	✓	195	100
M 105 RL	D	100	✓	✓	✓	✓	550	50

Válvula direccional 4/3 pilotada (7)



Esta válvula será la encargada de dirigir el flujo hacia el exterior de la central hidráulica (acoples rápidos) direccionando el sentido de circulación en el circuito de aplicación.

Debido al caudal que deberá circular por ella, 64 L/min como máximo, estas válvulas grandes requieren de accionamiento hidráulico para moverse (líneas piloto).

Para controlar la dirección de movimiento del carrete a través de las líneas piloto, se empleará una electroválvula de menor tamaño, dirigida por relés comandados por el circuito eléctrico.

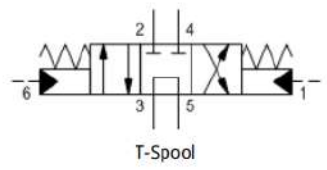
El centro de esta válvula será tipo TANDEM para, en posición de reposo, mantener los cilindros bloqueados y enviar el flujo de aceite directo hacia el tanque sin restricciones que eleven su temperatura (válvula de alivio, por ejemplo). El carrete volverá al centro siempre que no tenga presión en las líneas piloto, por acción de resortes.



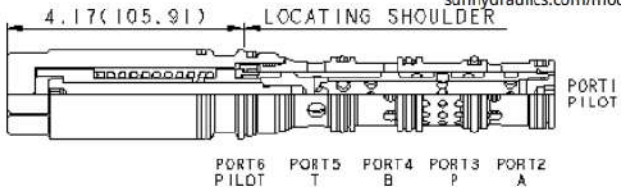
MODEL
DDFC

4-way, 3-position, pilot-to-shift directional valve
SERIES 3 / CAPACITY: 160 L/min. / CAVITY: T-53A





T-Spool



LOCATING SHOULDER
4.17 (105.91)
PORT 6 PILOT T PORT 5 PORT 4 B PORT 3 P PORT 2 A
PORT 1 PILOT

CONFIGURATION

X	Control	Not Adjustable
T	Spool Configuration	Tandem Center
N	Seal Material	Buna-N
(none) Material/Coating		

Three-position, 4-way directional cartridges are spring-centered, 6-port directional valves that can be configured from a choice of spool options. The supply port is port 3 and all ports will accept 5000 psi (350 bar). Capacity for these pilot-to-shift valves is dependent on the spool type specified.

TECHNICAL DATA NOTE: DATA MAY VARY BY CONFIGURATION. SEE CONFIGURATION SECTION.

Cavity	T-53A
Series	3
Capacity	160 L/min.
Maximum Operating Pressure	350 bar
Minimum Pilot Pressure Required to Shift Valve	14 bar
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	160 cc/min.@70 bar
Pilot Volume Displacement	1,8 cc
Valve Hex Size	31,8 mm
Valve Installation Torque	203 - 217 Nm
Seal kit - Cartridge	Buna: 990053007
Seal kit - Cartridge	Viton: 990053006
Model Weight	1.29 kg.

Electroválvula direccional (12)

Este componente comandará las líneas piloto que manejan la válvula proporcional nro 7, el caudal circulante por él será muy bajo. Seleccionaremos la marca PARKER.

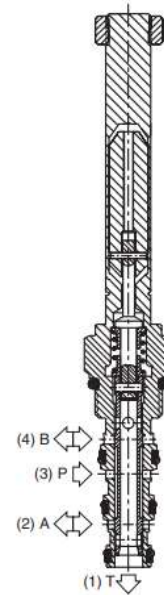
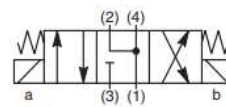
Catalog MSG15-3504

Product Information**General Description**

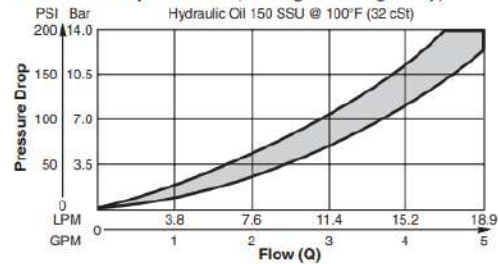
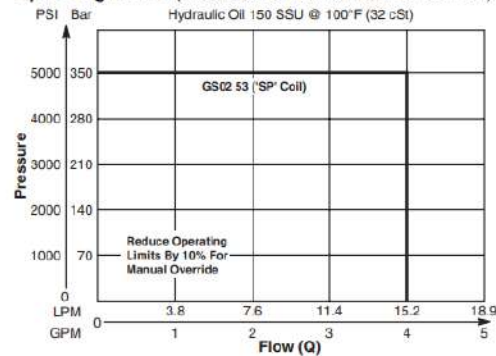
4-Way, 3 Position, Floating Center Spool Valve.
For additional information see Technical Tips on pages SV2-SV6.

Features

- Designed to operate double acting cylinders, pilot circuits and bi-directional motors, etc.
- High flow capacity with reduced space requirements
- High pressure capability to 350 Bar (5000 PSI)
- One piece cartridge housing ensures internal concentricity
- Coil: Waterproof, hermetically sealed, requires no O'Rings; Symmetrical coil can be reversed without affecting performance.
- Manual override available

**Spool Type, 4-Way Valve
Series GS02 53****Specifications**

Rated Flow	High Flow/Pressure ('SP' Coil) 15 LPM (4.0 GPM)
Maximum Inlet Pressure	'SP' Coil 350 Bar (5000 PSI)
Maximum Tank Pressure	210 Bar (3000 PSI)
Cartridge Material	All parts steel. All operating parts hardened steel.
Operating Temp. Range/Seals	-34°C to +121°C (Nitrile) (-30°F to +250°F) -26°C to +204°C (Fluorocarbon) (-15°F to +400°F)
Fluid Compatibility/Viscosity	Mineral-based or synthetic with lubricating properties at viscosities of 45 to 2000 SSU (6 to 420 cSt)
Filtration	ISO 4406 18/16/13, SAE Class 4
Approx. Weight	.18 kg (.40 lbs.)
Cavity	C08-4 (See BC Section for more details)

Performance Curves**Pressure Drop vs. Flow (Through cartridge only)****Operating Limits (Measured at 75% of Nominal Current)**

Ordering Information

GS02	53		0	N
08 Size Solenoid Valve	Style	Override Option	Screen	Seals

Highlighted represents preferred options that offer the shortest lead times. Other options may be available, but at extended lead times.

Coil(s) sold separately. Please see section CE of this catalog, 1/2" Super-Coil (CC series), for ordering information.

Code	Style
53	High Flow and Pressure ('SP' Coil)

Code	Screen
0	Not Available

Code	Override Options
0	None
1	Manual Override

Code	Seals
N	Nitrile

La codificación para dicho carrete será:

GS02 53 0 0 N

Las bobinas serán 24VDC y su codificación será:

CC S 024

Catalog MSG15-3504

Product Information

Features

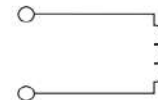
- Integral Deutsch connector coil exceeds IP69K standards
- Integral Deutsch connector coil thermal shock dunk test rated
- Universal 50/60 Hz operation
- Waterproof coil hermetically sealed, requires no O-rings or waterproofing kits
- External plated steel flux-carrying band (unlike encapsulated band) enables coil to withstand severe thermal shocks without cracking
- Symmetrical coil can be reversed without affecting performance

Specifications

Coil Type	S	Standard
	P	Puissant
Nominal Wattage (See Ordering Information For Exact Wattage)	S	14 Watts
	P	19 Watts
Duty Cycle	Continuous @ 100% voltage	
Magnetic Wire Insulation Class	'N' Rated at 200°C (392°F)	
Temperature Range	-40°C to +200°C (-40°F to +392°F)	
Temperature Rise At Nominal	S	75°C (135°F)
	P	95°C (172°F)

Super Coil

Series 1/2" I.D.



Ordering Information

CC			
Super Coil 1/2" I.D.	Wattage	Voltage	Termination
Code	Wattage		
S	Standard		
P	Puissant		
Code	Voltage	Watts	
		S	P
012*	12 VDC	14	19
024*	24 VDC	14	19
115*	115 VAC	16	19
		Amps	Ohms**
		S	P
		S	P
		10.43	7.58
		41.74	30.30
		680	576

*Standard Voltages

**Resistance $\pm 10\%$ at 68°F

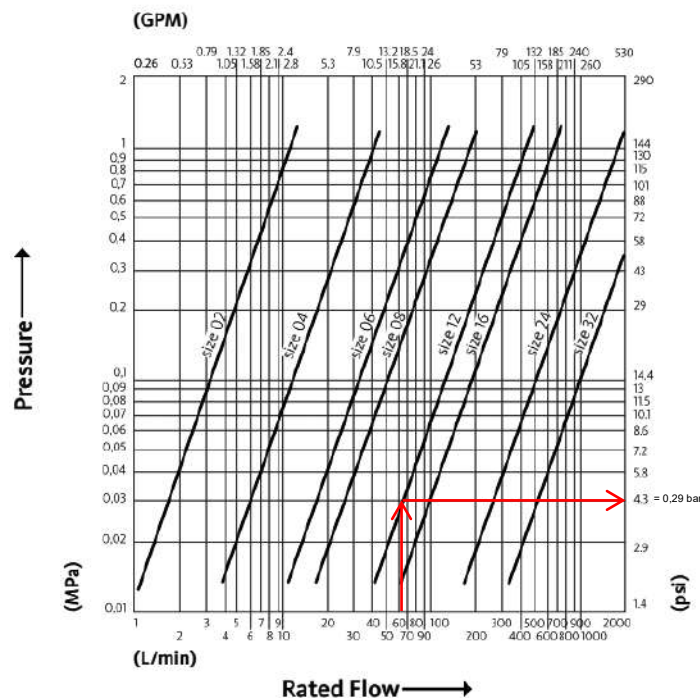
Conexiones

Para conectar la central hidráulica modular a la máquina demandante de fluido hidráulico a presión, se instalará un conjunto de acoples rápidos: hembra en la central, y machos en las mangueras de la máquina. Se utilizarán los productos serie **HNV** del fabricante **FASTER**.



Para determinar el tamaño de los acoples, se acude a la tabla de caída de presión vs caudal (Fig 5-13) y se busca que esa caída no supere 1 bar al valor de caudal máximo de la bomba.

Pressure Drop



Test performed according to ISO 18869

Fig. 5-12. Gráfica caída de presión vs. Caudal

El tamaño nro. 12 será adecuado para nuestro circuito.

Technical Specifications

dash	Size		Working Pressure (MPa)	Flow Rate (l/min)	Spillage (ml)	Force to Connect (N)	Burst pressure (MPa)		
	mm	inch					Male	Female	Male + Female
02	3.2	1/8"	50	5	0.5	60	280	200	200
04	6.3	1/4"	45	17	1	65	180	200	180
06	10	3/8"	30	50	1.5	85	130	120	180
08	12.5	1/2"	35	75	2.8	97	140	140	150
12	20	3/4"	25	190	10	120	110	100	100
16	25	1"	30	270	13	180	120	120	120
24	37.5	1-1/2"	14	750	80	185	56	56	60
32	50	2"	9	1600	160	160	38	40	45

El componente elegido será **HNV 12** de la firma FASTER.

Sistema hidráulico de la máquina plegadora.

Estos componentes se encontrarán anclados en la máquina, dejándose 2 mangueras con acoples rápido macho en sus extremos para ser conectadas a la central hidráulica.

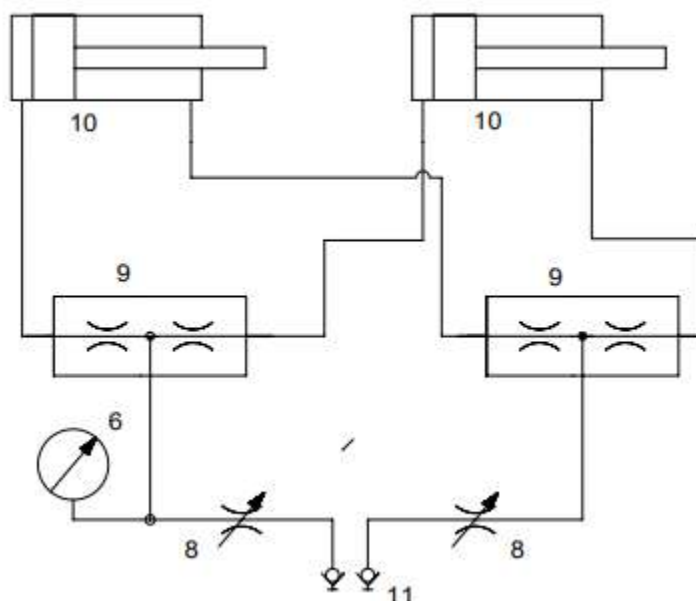


Fig. 5-13. Circuito hidráulico parcial, únicamente plegadora.

Válvulas reductoras de caudal (8)

Para poder controlar la velocidad de bajada y subida de los cilindros, será necesario instalar 2 válvulas controladoras de flujo variables compensadas.

Se elige la serie **PCCM** del fabricante PARKER.

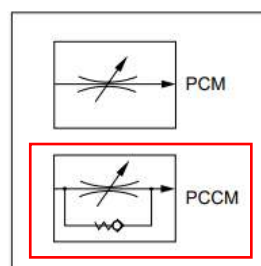
Catalogue MSG11-3500/UK

Characteristics / Ordering Code

Flow Control Valve

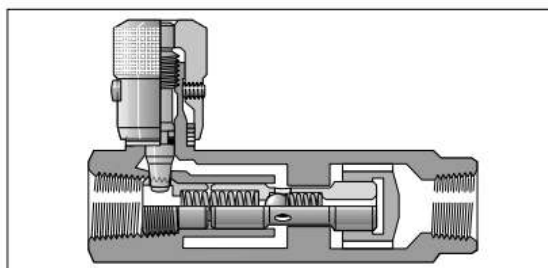
Series PCM / 9PCM

Manatrol 2 way flow control valves for pressure compensated regulation of the flow rate. As a consequence of pressure changes, the set value can vary by $\pm 5\%$ within the tolerance range. Viscosity changes have the same effect and must be observed.



Technical data

Size	Max. press. [bar]	Flow control		Check valve		Weight [kg]
		Q* [l/min]	Δp [bar]	Q _{max} [l/min]	Δp [bar]	
400	210	1 - 10	7	20	3	0.82
600	210	2 - 25	7	30	3	1.05
800	210	6 - 60	11	75	8	1.68
1200	210	10 - 100	11	130	8	3.64
1600	210	19 - 190	11	250	10	6.59



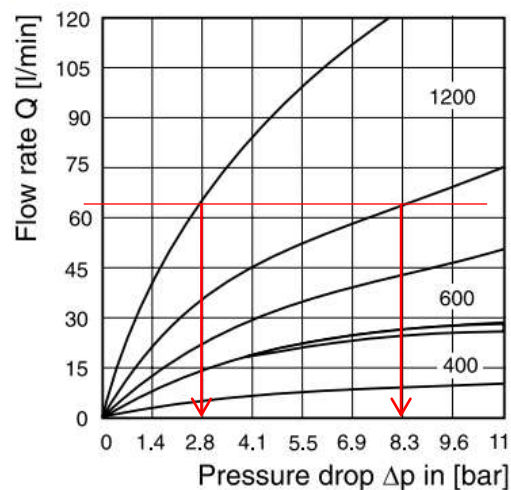
Ordering code

Thread type	PC Press. comp. flow control valve	Design	M Thread size	Steel body	Clamping screw	Seal	Design series (not required for ordering)												
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><th>Code</th><th>Thread</th></tr> <tr><td>omit</td><td>NPTF</td></tr> <tr><td>9</td><td>BSPP</td></tr> </table>	Code	Thread	omit	NPTF	9	BSPP						<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><th>Code</th><th>Seal</th></tr> <tr><td>omit</td><td>NBR</td></tr> <tr><td>V</td><td>FPM</td></tr> </table>	Code	Seal	omit	NBR	V	FPM	
Code	Thread																		
omit	NPTF																		
9	BSPP																		
Code	Seal																		
omit	NBR																		
V	FPM																		
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><th>Code</th><th>Design</th></tr> <tr><td>omit</td><td>Without check valve</td></tr> <tr><td>C</td><td>With check valve</td></tr> </table>	Code	Design	omit	Without check valve	C	With check valve					<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><th>Code</th><th>Clamping screw</th></tr> <tr><td>omit</td><td>Hexagon socket</td></tr> <tr><td>F</td><td>With knurled knob</td></tr> <tr><td>T ¹⁾</td><td>Tamper-proof</td></tr> </table>	Code	Clamping screw	omit	Hexagon socket	F	With knurled knob	T ¹⁾	Tamper-proof
Code	Design																		
omit	Without check valve																		
C	With check valve																		
Code	Clamping screw																		
omit	Hexagon socket																		
F	With knurled knob																		
T ¹⁾	Tamper-proof																		
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><th>Code</th><th>Size</th></tr> <tr><td>400</td><td>1/4</td></tr> <tr><td>600</td><td>3/8</td></tr> <tr><td>800</td><td>1/2</td></tr> <tr><td>1200</td><td>3/4</td></tr> <tr><td>1600</td><td>1</td></tr> </table>	Code	Size	400	1/4	600	3/8	800	1/2	1200	3/4	1600	1							
Code	Size																		
400	1/4																		
600	3/8																		
800	1/2																		
1200	3/4																		
1600	1																		

Bold letters =
Short-term availability

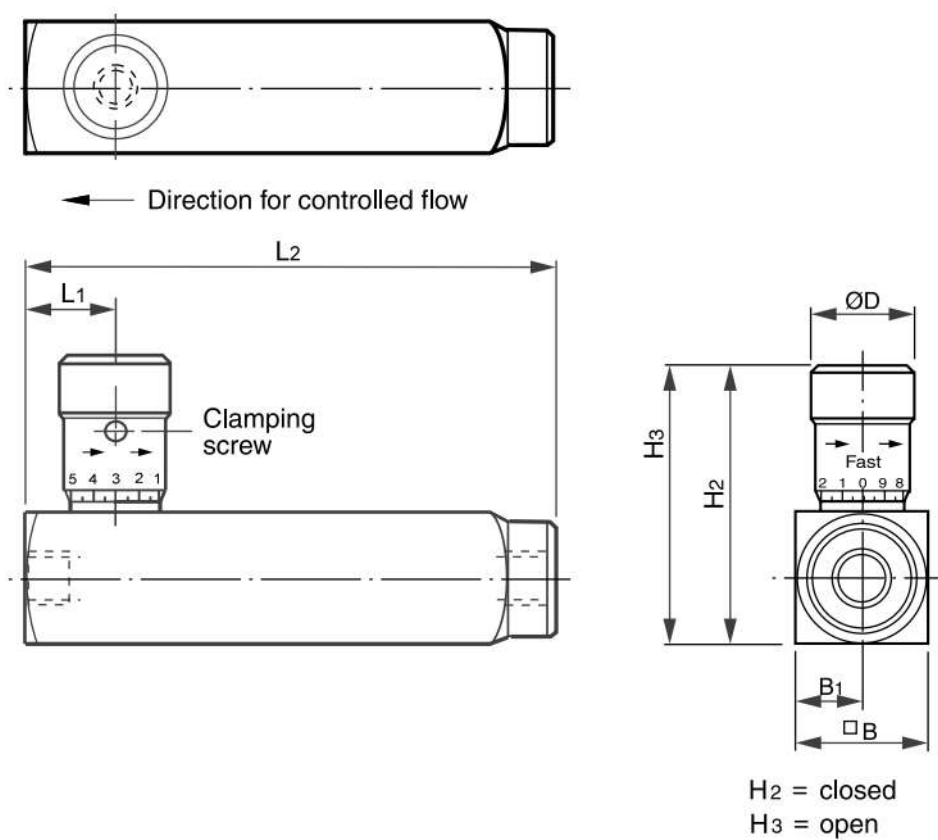
Por lo tanto el código a ordenar será: **PCCM 1200 S**

$\Delta p/Q$ curves



Sizes 400, 600 and 1200:
Pressure drop Δp for flow
through check valve in
range $Q_{\max} / Q_{\min}$ with
each size

Todas las curvas características fueron ensayadas con fluido HLP46 at 50 °C.



Manómetro

Para medir la presión que existe en el sistema y poder determinar estimativamente la fuerza ejercida por los cilindros, se utilizará el mismo componente que el elegido en la central hidráulica: manómetro en glicerina **M535RL** del fabricante ITALMANOMETRI.

Válvulas divisoras de flujo

Este componente será de vital importancia para el funcionamiento de la máquina, ya que permitirá que los cilindros descendan aproximadamente a la misma velocidad, por ende paralelos manteniendo el mayor paralelismo posible entre la línea del punzón y la pieza a plegar. Deberá enviar el mismo caudal a cada uno de los cilindros (configuración 50/50)

Se elige la serie **FDC60** del fabricante WEBTEC.



Flow Divider Combiner

FDC60 Series

The FDC60 Flow Divider-Combiner will divide a single flow into two separate flows which will always be in the same ratio to each other regardless of any pressure differential between the two lines. If the flow is reversed (e.g. return stroke of two cylinders) the return flows are held in the same ratio to each other and combined into a single flow, regardless of individual loads on the cylinders.

A common application is to keep two cylinders (or motors) in close unison when loads on them are unequal. The valves may also be used in series to operate more than two circuits.

- Maximum Rated Pressure: Up to 310 bar, 4,500 psi
- Maximum Rated Flow: Up to 70 L/min, 18 US gpm
- Ambient Temperature Range: -30 to 100°C, -22 to 212°F
- Fluid Temperature Range: -30 to 100°C, -22 to 212°F
- Compatible Fluids: Mineral oils to ISO 11158. Other fluids consult sales office
- Accuracy: +/- 2.0% of valve rated maximum flow

TYPICAL CODE	DESCRIPTION	SEE TABLE	YOUR CODE
FDC60	FDC60 - Valve type	-	FDC60
10	Flow size	Table 1	
3	Porting	Table 2	
50/50	Split flow ratio*	Table 3	

* Division of split flows as a ratio

Table 1: Flow size

CODE	FLOW RANGE L/MIN	FLOW RANGE US GPM
	(MIN - MAX)	(MIN - MAX)
05	02 - 05	0.5 - 1.3
10	05 - 10	1.3 - 2.6
20	08 - 20	2.1 - 5.3
30	16 - 30	4.2 - 7.9
40	25 - 40	6.6 - 10.6
50	35 - 50	9.2 - 13.2
60	45 - 60	11.9 - 15.9
70**	55 - 70	14.5 - 18.5

**Code 70 (55-70 L/min) flow range will not function adequately at ratio's above 70/30

Table 3: Split flow ratio****

CODE	FLOW RATIO	
	A PORT	B PORT
50/50	1/2	1/2
55/45	11/20	9/20
60/40	3/5	2/5
65/35	13/20	7/20
70/30	7/10	3/10
75/25	3/4	1/4
80/20	4/5	1/5
85/15	17/20	3/20
90/10	9/10	1/10

****Other ratios available to special order

Table 2: Porting***

CODE	P PORT	A PORT	B PORT
1	M18 x 1.5	M18 x 1.5	M18 x 1.5
2	M22 x 1.5	M18 x 1.5	M18 x 1.5
3	3/8" BSPP	3/8" BSPP	3/8" BSPP
4	1/2" BSPP	3/8" BSPP	3/8" BSPP
5	1/2" BSPP	1/2" BSPP	1/2" BSPP
6	7/8"-14UN #10 SAE ORB	3/4" -16UN #8 SAE ORB	3/4" -16UN #8 SAE ORB
7	M27 x 1.5	M22 x 1.5	M22 x 1.5
8	1/2" NPTF	1/2" NPTF	1/2" NPTF

***Other threads available to special order

Código de ordenamiento: **FDC60 70 2 50/50**

Flow size code	Min/Max flow		Accuracy +/- 3% of Max. flow		Flow split @ 50/50					
					Flow Port A / B		Maximum variation			
	l/min	US gpm	l/min	US gpm	l/min	US gpm	l/min		US gpm	
							from	to	from	to
70	55	14.5	+/-2.1	+/-0.56	27.5 / 27.5	7.25 / 7.25	25.4 / 29.6	29.6 / 25.4	6.69 / 7.81	7.81 / 6.69
	70	18.5			35.0 / 35.0	9.25 / 9.25	32.9 / 37.1	37.1 / 32.9	8.69 / 9.81	9.81 / 8.69

Tabla 5-3. Precisión del componente.

Conexiones

Para conectar la máquina a la central abastecedora se utilizarán mangueras hidráulicas 1/2" R2 con terminales prensables 3/4" NPT macho enroscados a acoples rápidos macho serie **HNV 12** del fabricante FASTER.



Fig. 5-14. Configuración de mangueras de conexión máquina - central.

Sistema eléctrico

La máquina recibirá su energía principal de la red trifásica (3F+N+T), con esta energía se deberá alimentar el motor trifásico y todo el circuito de control, tanto del motor (alta potencia) como de las bobinas de la electroválvula (baja potencia)

En primer lugar el operario deberá encender la unidad de potencia con un botón de encendido ("ARR") en la misma unidad. Este acto dará arranque al motor (arranque directo ya que la carga será baja). Para permitirle manipular el material a plegar con ambas manos, el usuario dispondrá en sus pies de un mando eléctrico con 2 pedales: uno para subir ("PDL2") y otro para bajar el punzón ("PDL1), Este mando puede adquirirse comercialmente, y también incluye un botón de parada de emergencia.

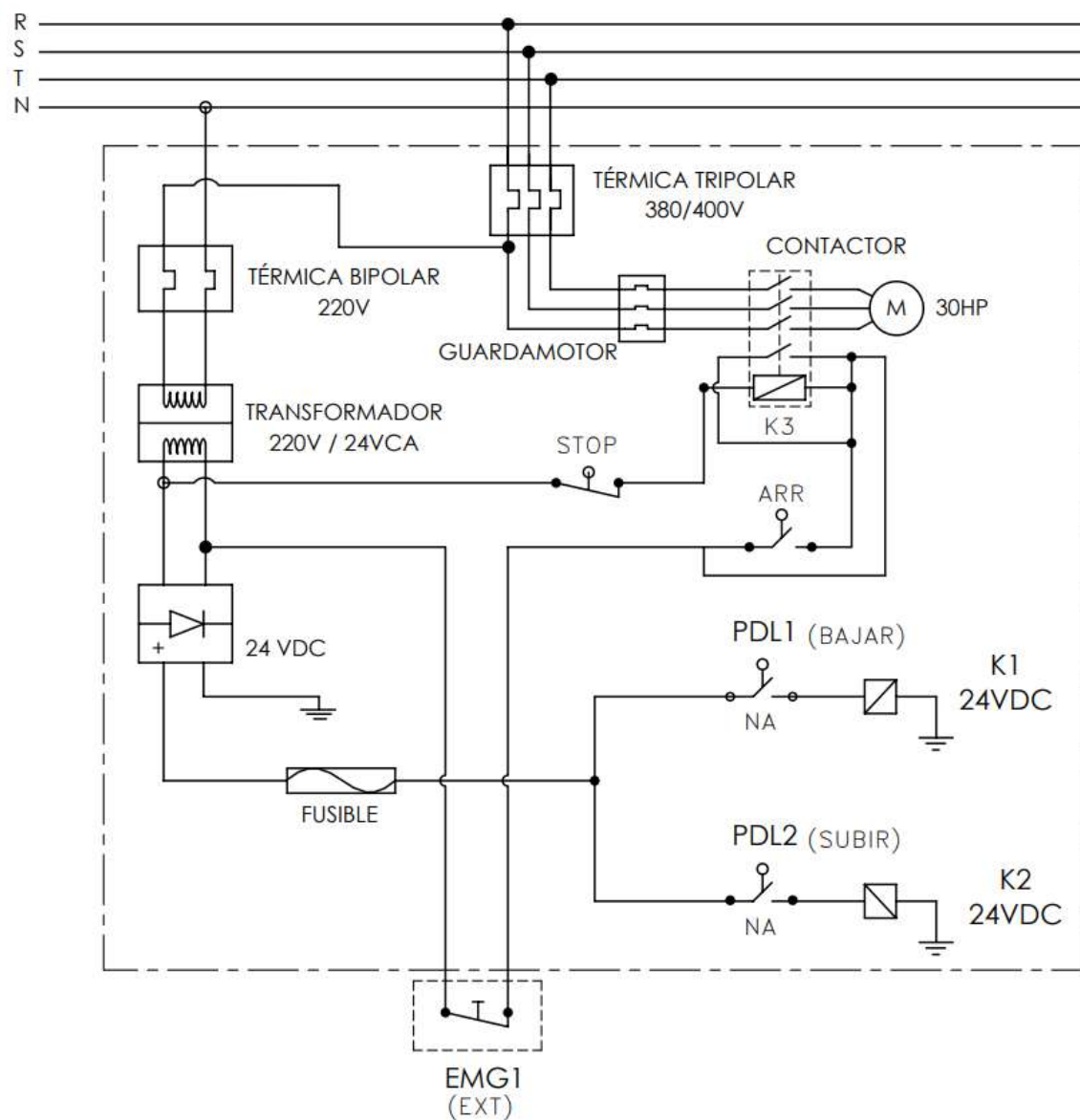


Fig. 5-15. Diagrama eléctrico de la máquina.

Capítulo 6. Modelizado final

Finalmente, se muestra la máquina final con la central hidráulica modular incluida, móvil y con sus acoples rápidos para conexión y desconexión.

Se omite el modelizado de los componentes hidráulicos representándose sus ubicaciones espaciales con cajas negras.

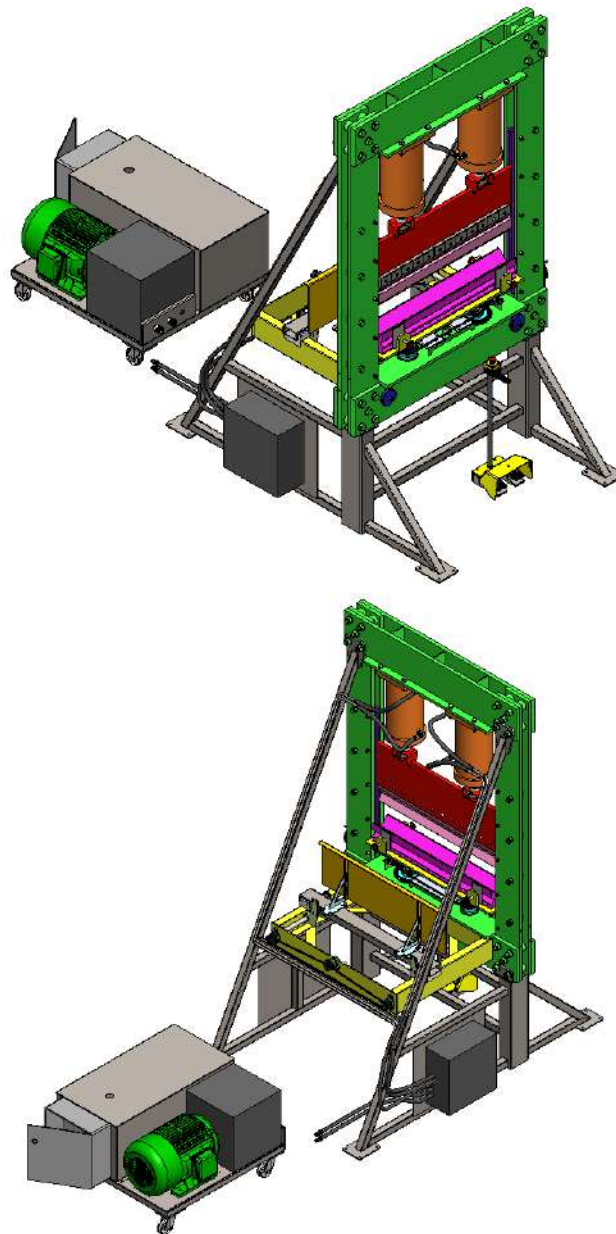


Fig. 6-1. Modelo 3D final de la máquina plegadora y la central hidráulica modular.

Capítulo 7. Análisis de costos

A fines de poder determinar la viabilidad de construcción y comercialización de la máquina desarrollada en el presente informe, se buscará cotización de los principales elementos que la componen, considerados de relevancia.

La tabla de cálculo de costos se puede apreciar en el anexo C adjunto.

El costo de materiales aproximado para construir la máquina oscila entre:

\$15.000.000 y \$16.000.000 + IVA

El tiempo aproximado para construir la máquina completa se calcula en 30 días, trabajando con personal entrenado. En base a los salarios actuales, se estima un costo de mano de obra que podría alcanzar los:

\$4.000.000 + IMPUESTOS

Lo que daría un **costo total aproximado** de entre

\$19.000.000 y \$20.000.000 + IMPUESTOS

El precio de mercado de la máquina podría fijarse en **\$25.000.000 + IMPUESTOS** dejando un margen de ganancia aceptable y también cumpliendo el objetivo central de este proyecto: incorporar una alternativa económica a la oferta actual.

Capítulo 8. Conclusiones

Conclusiones técnicas

Habiendo llegado al final del desarrollo de este proyecto, en la tabla 8-1 se listan los principales datos de la máquina diseñada:

Longitud máxima a plegar	1000mm
Fuerza de plegado máxima	89 TON@140bar
Espesor máximo a plegar (1m-90°)	1/2" (12,70mm) AISI/SAE 1010
Recorrido máximo del punzón	200mm
Control de profundidad de plegado	Manual
Control de ángulo de plegado	Manual
Peso total aproximado	1500kg
Tipo de central oleohidráulica	Modular, móvil, con acoples rápidos
Caudal máximo	60 L/min
Presión de trabajo	180 bar
Capacidad del depósito	250L
Motor eléctrico	22Kw (30 CV) – 1470rpm

Tabla 8-1

A partir de estos datos, y del desarrollo general realizado en los otros capítulos, se evalúa el grado de cumplimiento de los objetivos/propósitos. Allí se listarán otras ventajas, además de las ya citadas:

Cumplimiento de objetivos/propósitos:

- Se ha logrado diseñar y calcular un mecanismo capaz de plegar chapas y materiales similares dentro de un amplio campo de aplicación, avalado por empresas con trayectoria y experiencia.
- El precio aproximado de comercialización de la máquina es un 17% menor a las alternativas del mercado, lo cual la convierte en una opción tentadora.
- Fue posible ingeniar sistemas que permitan a la máquina mantener su repetitividad en la misma operación preseteada.
- Los cálculos fueron realizados con sobredimensionamientos suficientes como para asegurar la durabilidad de la máquina durante un lapso de tiempo coherente.
- La fuente de energía oleohidráulica (de potencia considerable) es modular, móvil y de fácil interconexión, brindando la posibilidad de abastecer otras maquinarias industriales. En un emprendimiento joven que podría encontrarse equipando su

planta, significará un ahorro económico importante e inmediato permitiendo utilizarla en otras maquinarias.

- El uso de componentes estandarizados, de sencilla adquisición en el mercado local permitirá la fácil reposición. También la subdivisión de sistemas y componentes abulonados implicará un mantenimiento más simple.
- Para los circuitos y componentes elegidos se tuvieron en cuenta los ruidos, riesgos de incendio, riesgos eléctricos y todos aquellos peligros que amenacen la seguridad del operario, mas allá de esta depender en gran medida de su correcta utilización de la plegadora, la cual dependerá de la capacitación que acompañe la máquina.
- En comparativa con otras máquinas industriales y la modularidad de la máquina en general, su transportabilidad resulta sencilla, pudiendo desarmarse completamente y ensamblarse en el sitio de instalación final. En principio el objetivo apuntó a transportarla en un pallet, pero su peso y dimensiones finales imposibilitaron esta pretención. Sin embargo no se requiere una unidad de transporte demasiado voluminosa para realizar el traslado: podría ser en un trailer de 2 ejes, o camilla de auxilio vehicular. Esto también se traduce en un menor costo en la adquisición total.

Recomendaciones

Si se buscara darle una continuidad a este proyecto, podría analizarse la posibilidad de optimizar algunos aspectos del diseño por ejemplo lo que tiene que ver con la estructura soporte (bancada) que podría modularizarse empleando componentes abulonados.

También, podrían revisarse y afinar los costos recorriendo más proveedores en el mercado.

Académicas y contextuales

Este Proyecto Final de Ingeniería Mecánica me ha permitido profundizar más en una problemática que ya conocía, gestionar información sobre los potenciales beneficiados, elaborar un análisis previo consultando actores de experiencia en el rubro, proponer posibles soluciones fomentando mi creatividad y reflexionar sobre la viabilidad de cada propuesta.

Los conocimientos adquiridos durante la carrera y mi humilde formación técnica me han permitido desarrollar una solución conceptual, ideando múltiples factores, que luego tomó forma, dimensiones, características. El proyecto permitió la aplicación de los contenidos brindados en cada una de las materias recorridas en el trayecto académico profesional y la incorporación de nuevos contenidos.

La oferta de plegadoras existente en el mercado es mayoritariamente proveniente del exterior, en gran porcentaje de países asiáticos. No se discute su utilidad, ni su conveniencia en muchos casos. Sin embargo, toda innovación desarrollada y fabricada bajo el cielo nacional genera en su cadena productiva puestos de trabajo , movimiento y crecimiento económico, desarrollo cultural de las poblaciones y colabora en la seguridad, la libertad y el **progreso** de todos los argentinos. Es mi mayor deseo continuar aportando mi grano de arena a la sociedad y a la industria para tener, día a día, proyecto a proyecto, un futuro mejor.

Bibliografía y fuentes

- [1] *BLOG TÉCNICO – INDOCA MAQUINARIA S.L. (Sección Técnica -Entrega No.3)*
- [2] *USA Betenbender general brochure*
- [3] <http://www.faphidraulica.com.ar/FapCatalogoWeb.pdf>
- [4] *Profesor Oscar González R.*
- [5] *SCHAUM –*
- [6] *MYSZKA – Máquinas y mecanismos.*
- [7] <https://www.tsijournals.com/articles/enhancing-the-mechanical-properties-of-carbon-steel-aisi-1040-by-optimized-heat-treatment-process-13779.html>
- [8] <https://modelscad.com/thread/thread-page63-eng>
- [9] *MOTT, R. Diseño de Elementos de Máquinas – Cuarta ed. Pearson Educación, México (2006).*
- [10] *SPELCH, BUCCIARELLI. Nuevo curso de oleodinámica*
- [11] *Selección de filtros en un sistema hidráulico (2020). Disponible en: maquinasyequipos.com.ar/seleccion-de-filtros-en-un-sistema-hidraulico/*
- [12] *SMITH, William – JAVAD, Hashemi. Algunas propiedades de elastómeros seleccionados. En: Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de los Materiales – 4ta Ed. McGraw-Hill, México (2006) – p. 68 (capítulo 10)*
- [13] http://www.transmisionesalfa.com.ar/ARCHIVOS_PDF/CADENAS/Cadenas%20a%20Rodillo.pdf
- [14] *VENTURI - Catálogo bombas serie B2.*
- [15] *CZERWENY – Catálogo motores trifásicos línea 3AL-3D.*
- [16] https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/EMHFF/HFD_Catalog/Catalog-2300-HFF.pdf
- [17] <https://www.hydroline.com/product.html>
- [18] <https://www.centrohidraulico.com.ar/sitio/PDF/manometriSerieLX.pdf>
- [19] <https://files.webtec.com/FDC60-BU-ENG-2523.pdf>

Anexo A: Artículo TT 1040

Enhancing the Mechanical Properties of Carbon Steel (AISI 1040) by Optimized Heat Treatment Process

Khaled R Alrashdan*, Fouad A Ali and Mohey M Aldeen Khedr

Department of Manufacturing Engineering Technology, College of Technological Studies, Public Authority for Applied Education and Training, Kuwait City 13092, Kuwait

*Correspondence: Khaled R. Alrashdan Department of Manufacturing Engineering Technology, College of Technological Studies, Public Authority for Applied Education and Training, Kuwait City 13092, Kuwait, Tel: +96522314848; E-mail: alrashdan.k@gmail.com

Method and Material

Materials

Carbon steel AISI 1040 with the following chemical composition (**Table 1**) and mechanical properties (**Table 2**).

Element	Carbon, C %	Manganese, Mn %	Phosphorus, P %	Sulphur, S %	Silicon, Si %
Percentage	0.4	0.75	0.04	0.04	0.35

Table 1. Chemical composition of AISI 1040 as received from the supplier.

AISI 1040 Steel Normalized Tested as Received	Yield Strength (MPa)	Ultimate Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)	Cross-Section Reduction (%)	Hardness (HRB)	Impact Energy (J)
	371.25	541.75	15.5	35	96	47.45

Table 2. Mean Tested Mechanical Properties of AISI 1040 Steel as received from supplier (Group A).

Hardening of AISI 1040 Steel

All the steel specimens were in form of normalized fine grain (about 50% ferrite and 50% pearlite structure). Groups B, C and D were heated to 860°C, and maintained at this temperature for 120 min soaking time with respect to the specimen's mass factor, inside the furnace (Heat treatment furnace: model Spiro Therm, McEnglevan, 1200°C). Just after this period the austenitic transformation occurred, where the lattice structure of steel changes to a face-centered cubic (FCC) homogeneous composition (γ). The specimens were rapidly quenched separately in two different quenching agents, water and oil, as shown in **Table 3**. Diffusionless solid state transformation occurred resulting in an unstable martensite phase, as a result of the steel structure changing from a face-centered cube (FCC) (γ) to a body-centered tetragonal (BCT). Martensite is brittle, hard, with low toughness and low ductility, highly stressed, and with a retained austenite (γ) phase.

	Group A	Group B	Group C	Group D
Number of specimens	9	9	45	45
Quenching agent	No hardening	Water	Water	Oil
Tempering temperatures	-----	-----	205, 315, 425, 535 and 645 °C	205, 315, 425, 535 and 645 °C

Table 3. Quenching agents and tempering temperatures.

Tempering process

The process of tempering involves controlled heating of previously hardened steel specimens (Groups C and D) at 205, 315, 425, 535 and 645°C respectively. Each batch of specimens was held for a soaking time of 90 min at these temperatures. The structure of martensite is unstable: carbon atoms diffuse from martensite to form a carbide precipitate and the concurrent formation of ferrite and cementite. This process allows microstructure modifications to reduce the hardness to the desired level while increasing the toughness and ductility.

Results and Discussion

1. Group B; the following results were obtained from Tensile, Hardness, and Impact tests, **Table 4**.

Yield Strength (MPa)	Ultimate Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)	Reduction in Cross Section (%)	HRC	Impact Energy (J)
374	589.5	28	53.6	58	39

Table 4. Mean results for Tensile, Rockwell Hardness, and Charpy Impact tests for Group B after hardening process.

2. Group C; the following results were obtained from the Tensile, Hardness, and Impact tests for all the specimen batches after the tempering process (see **Table 5**).

Tempering Temperature (°C)	Yield Strength (MPa)	Ultimate Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)	Reduction in Cross Section (%)	HRB	Impact Energy (J)
205	662.3	896.3	16.6	45.4	117	70.5
315	648.8	889.3	18.2	52.2	114	62.5
425	634.2	841.2	21.4	57.2	109	79.9
535	593.4	779.4	23.7	61.5	102	100.7
645	496.5	669.7	28.8	68.5	93	114.1

Table 5. Mean results for Tensile, Hardness, and Impact tests for Groups C after tempering processes.

Anexo B: Desarrollos para cálculo de roscas

TORNILLOS DE POTENCIA Y SUJETADORES ROSCADOS 147

LOS ESFUERZOS EN LA ROSCA se calculan considerando que la rosca es una viga corta en voladizo proyectada desde el núcleo. (Véase figura 12-4.) La carga sobre la viga se toma como la carga axial del tornillo W , concentrada en el radio medio, esto es en la mitad de la altura h de la rosca. El ancho de la viga es la longitud de la rosca (medida en el radio medio) sometida a la carga. Con estas hipótesis el esfuerzo de flexión en la base de la rosca es, muy aproximadamente,

$$s_b = \frac{3Wh}{2\pi nr_m b^2}$$

y el esfuerzo cortante transversal medio es

$$s_s = \frac{W}{2\pi nr_m b}$$

donde n es el número de vueltas de rosca sometidas a la carga y b es el ancho de la sección de la rosca en el núcleo.

La imagen de los esfuerzos en la unión de la rosca y el núcleo es realmente muy complicada, y las expresiones anteriores son apenas aproximaciones que sirven como guías en el diseño. En vez de r_m en estas expresiones, muchos proyectistas usan r_i para el tornillo y r_o para la tuerca, lo cual es una mejor aproximación ya que reconoce que la rosca de la tuerca es menos propensa a *robarse* que la del tornillo.

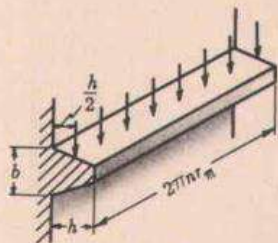
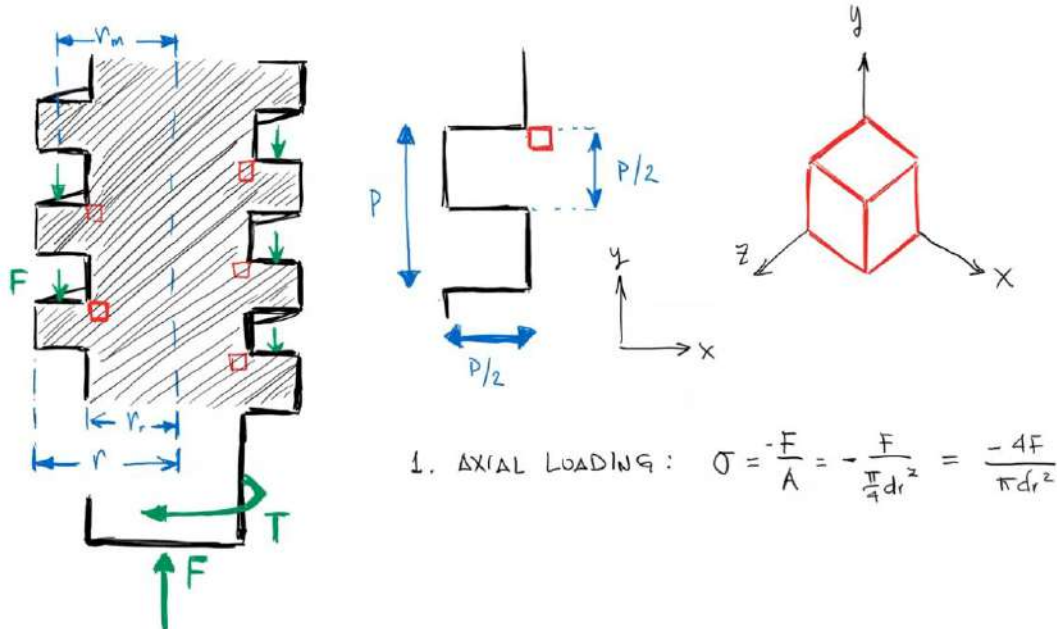


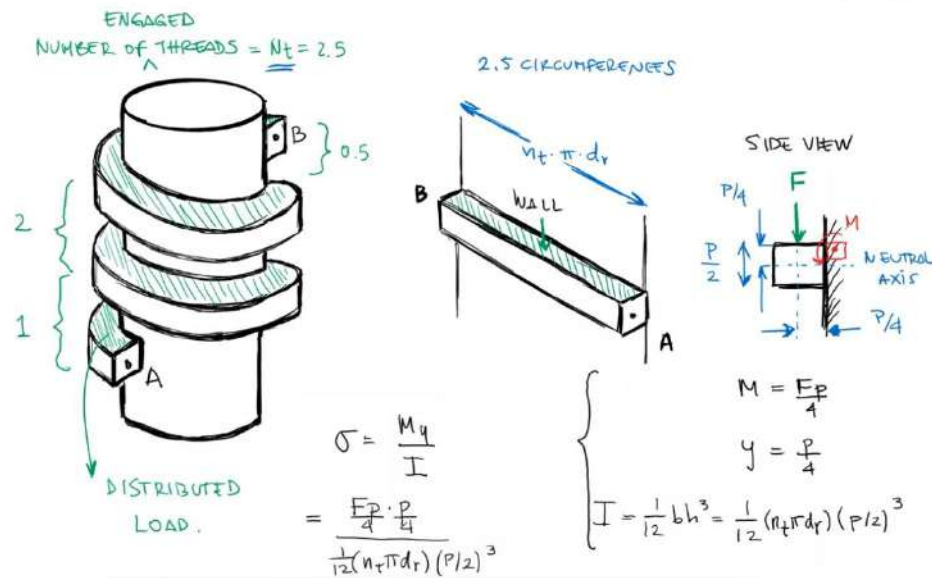
Fig. 12-4

SCHAUM – Diseño de máquinas

[Video YouTube "Stresses at Screw Threads in Just Over 10 Minutes!". Less boring lectures.](#)

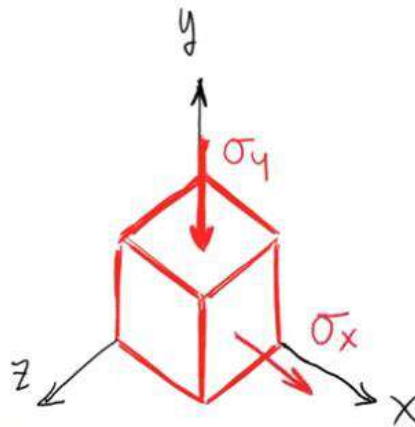


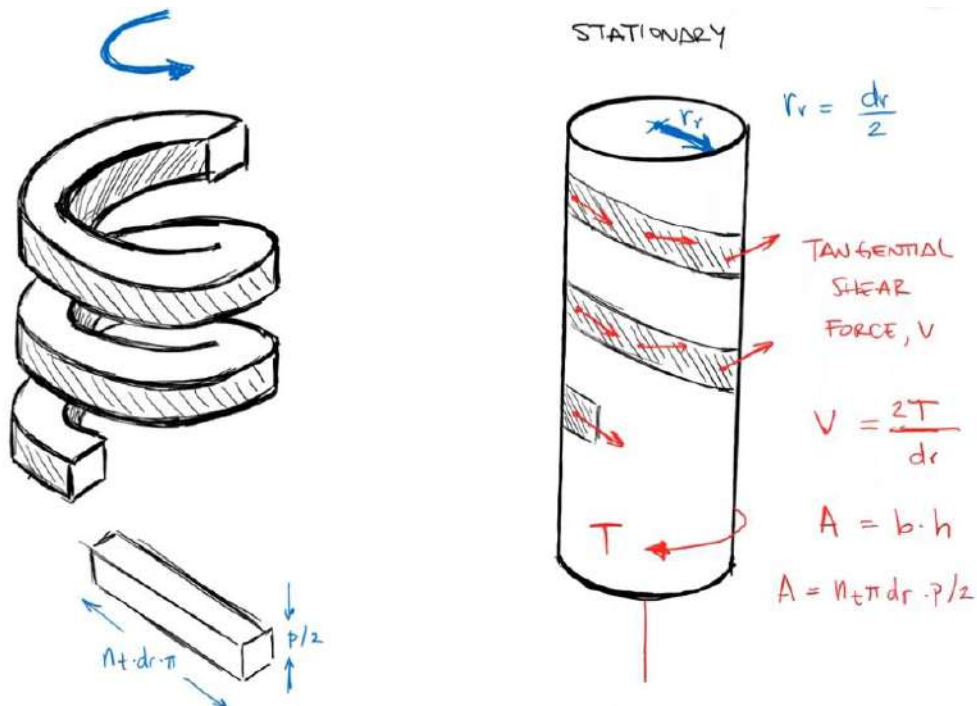
2. BENDING STRESS: $\sigma = \frac{My}{I}$



1. AXIAL LOADING: $\sigma_y = \frac{-F}{A} = -\frac{F}{\frac{\pi}{4} d_r^2} = \frac{-4F}{\pi d_r^2}$

2. BENDING STRESS: $\sigma = \frac{My}{I} = \frac{6F}{\pi d_r n_t \cdot p}$





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

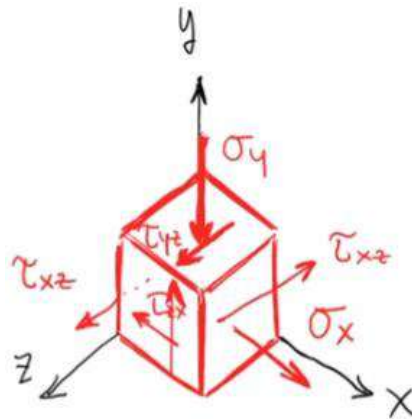
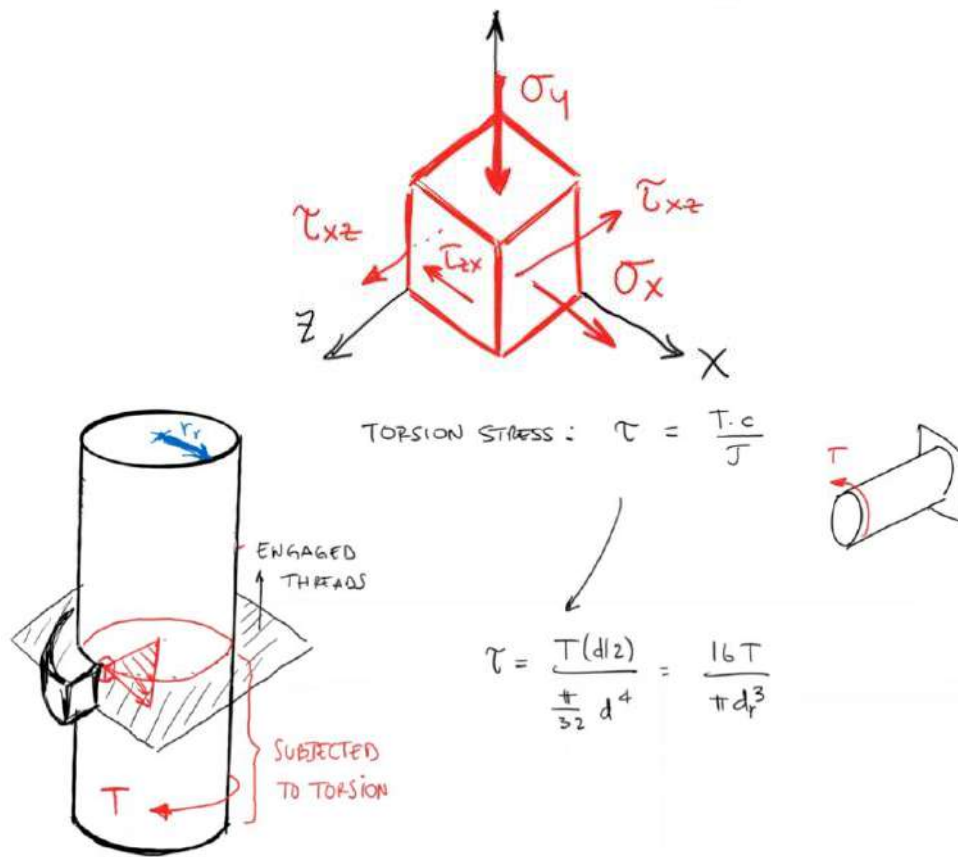
$$\tau = \frac{2T}{dr \cdot N_t \pi dr \cdot p/2}$$

$$\tau = \frac{4T}{\pi dr^2 N_t p}$$

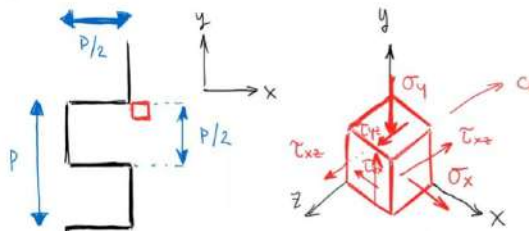
1. AXIAL LOADING: $\sigma_y = \frac{-F}{A} = -\frac{F}{\frac{\pi}{4} dr^2} = \frac{-4F}{\pi dr^2}$

2. BENDING STRESS: $\sigma_x = \frac{My}{I} = \frac{6F}{\pi dr N_t p}$

3. PURE SHEAR: $\tau_{zx} = \frac{4T}{\pi dr^2 N_t p}$



1. AXIAL LOADING: $\sigma_y = \frac{-F}{A} = -\frac{F}{\frac{\pi}{4} d_r^2} = \frac{-4F}{\pi d_r^2}$
2. BENDING STRESS: $\sigma_x = \frac{My}{I} = \frac{6F}{\pi d_r n_t \cdot p}$
3. PURE SHEAR: $\tau_{zx} = + \frac{4T}{\pi d_r^2 n_t p}$
4. TORSION: $\tau_{yz} = \frac{16T}{\pi d_r^3}$



CRITICAL CASE:
THE CRITICAL ELEMENT
LOCATED AT THE FIRST
ENGAGE THREAD.

FIRST ENGAGED THREAD: 38%
SEVENTH THREAD: NO LOAD.

1. AXIAL LOADING: $\sigma_y = \frac{-F}{A} = -\frac{F}{\frac{\pi}{4} d_r^2} = \frac{-4F}{\pi d_r^2}$
2. BENDING STRESS: $\sigma_x = \frac{My}{I} = \frac{6F}{\pi d_r n_t \cdot p}$
3. PURE SHEAR: $\tau_{zx} = + \frac{4T}{\pi d_r^2 n_t p}$
4. TORSION: $\tau_{yz} = \frac{16T}{\pi d_r^3}$

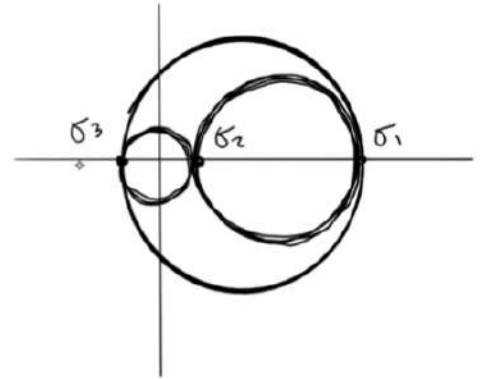
$\sigma_x = \frac{6(0.38F)}{\pi d_r (1) p}$
 $\tau_{zx} = \frac{4(0.38T)}{\pi d_r^2 (1) p}$

SIX OR MORE ENGAGED THREADS

VON MISES STRESS : $\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$

3D STRESS ELEMENT WITH $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{yz}, \tau_{zx}$

$$\sigma_1 \neq \sigma_2 \neq \sigma_3 \neq 0$$



$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]}$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2]}$$

Anexo C: Planilla de costos

Tabla C0-1. Cálculo de costos generales.

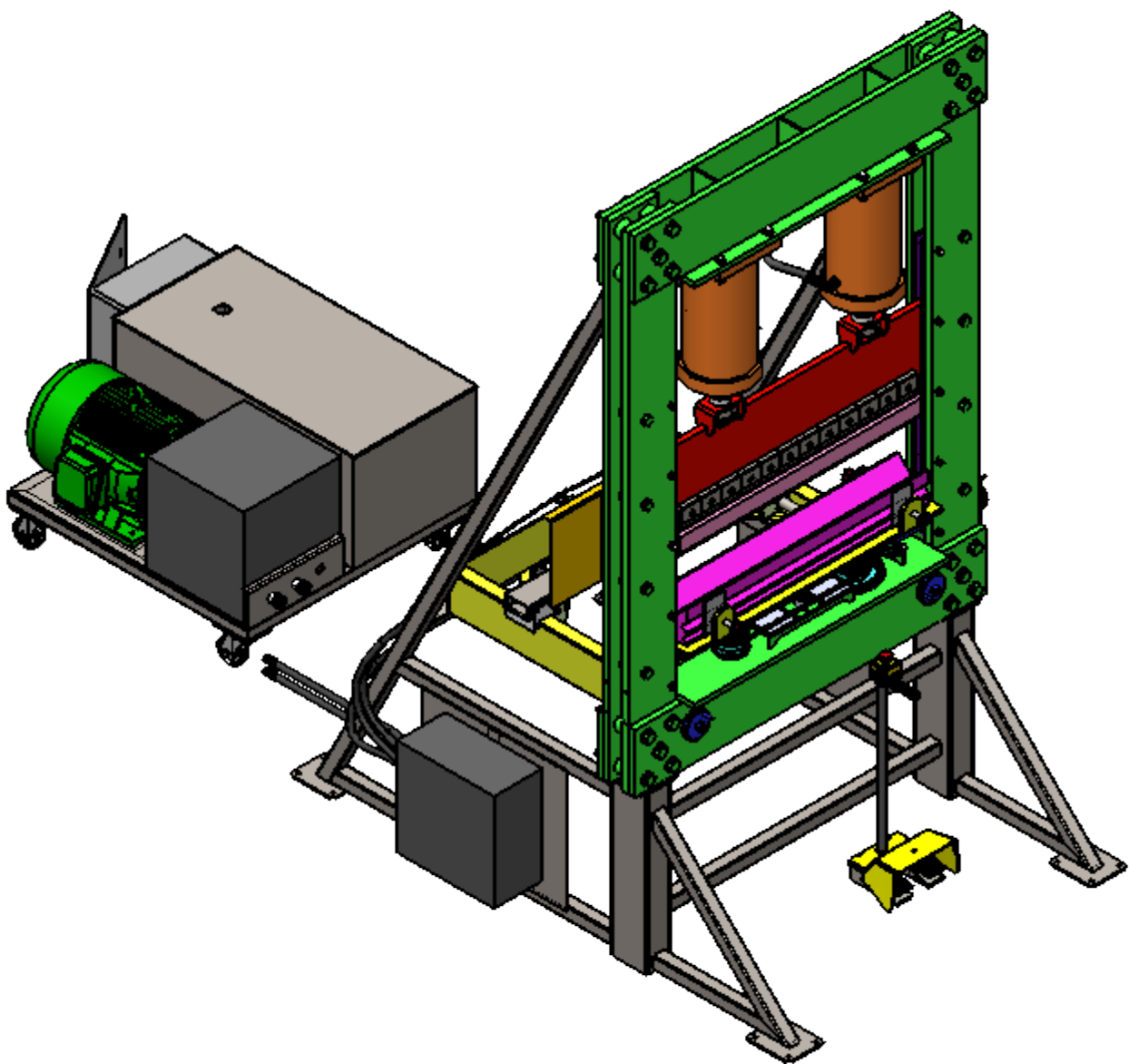
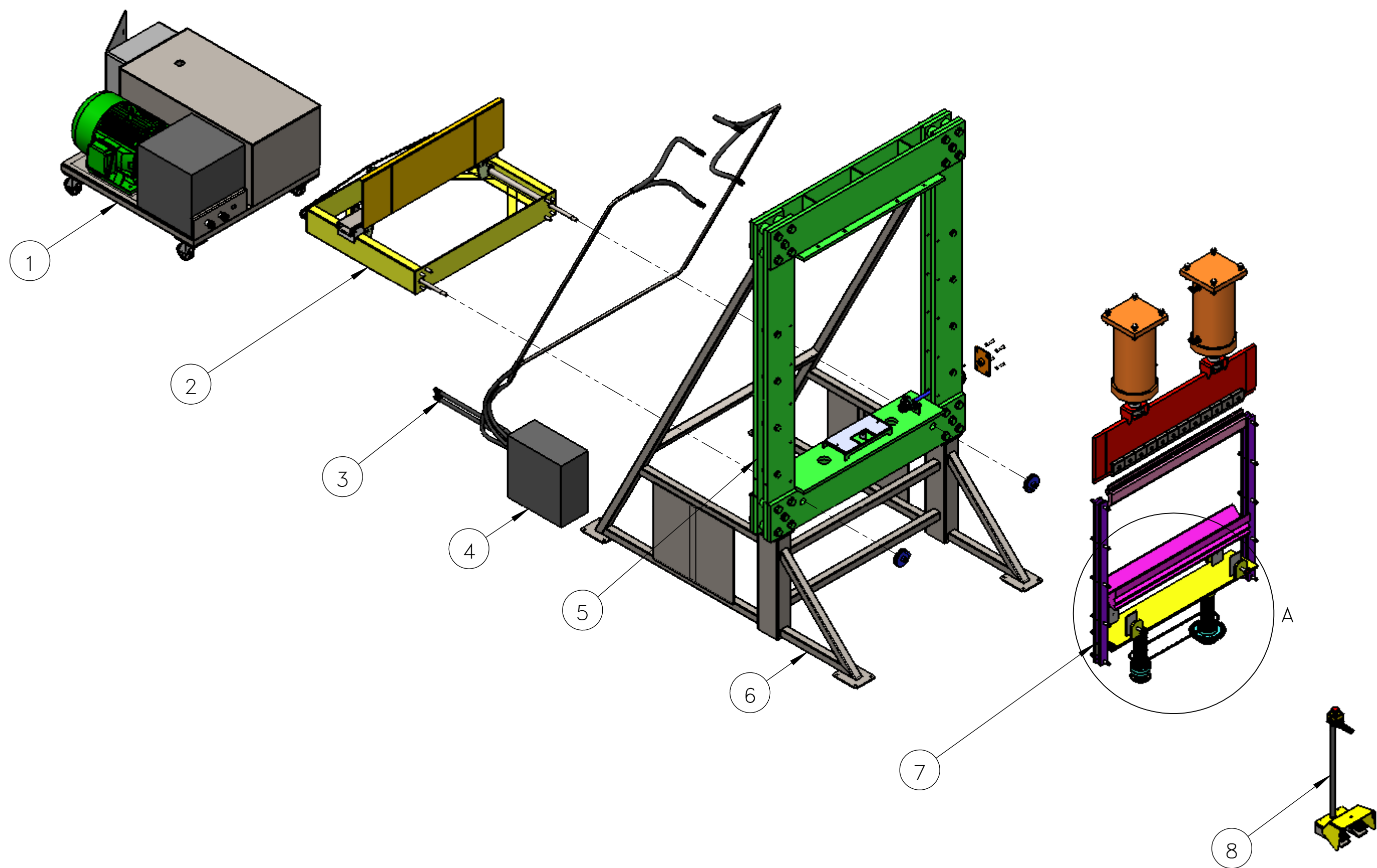
PRODUCTO/SERVICIO	CÓDIGO	CANTIDAD	UNIDAD	PROVEEDOR	FECHA	USD DIVISA /u	USD BILL /u	PRECIO TOTAL s/IVA
Chapas		1	CONJUNTO	IVANAR ROSARIO	20/2/2025	1.220,00 usd		\$ 1.311.195,00
Cortes láser		1	SERVICIO	CORPLE VENADO TUERTO	11/11/2024	940,00 usd		\$ 1.010.265,00
								\$ 0,00
CIL. HCO. P/PRENSA 200 X 200 X 76,2	CHA 200 200	2	UNIDAD	FAP HIDRÁULICA BSAS	10/1/2025	1.610,00 usd		\$ 3.460.695,00
BOMBA HIDRAULICA 64LPM 180bar	D 64 JI J	1	UNIDAD	VENTURI	31/3/2025		1.432,00 usd	\$ 1.566.966,00
COMPONENTES CIRCUITO HIDRÁULICO		1	CONJUNTO	VARIOS	1/4/2025		1.867,90 usd	\$ 2.043.949,58
								\$ 0,00
CORONA DENTADA Z64		1	UNIDAD	GUIDONI ROSARIO	28/11/2024		275,40 usd	\$ 301.356,45
PIÑÓN Z16		1	UNIDAD	GUIDONI ROSARIO	28/11/2024		122,84 usd	\$ 134.417,67
EJES ROSCADOS		2	UNIDAD	CHIRINO COLÓN	28/11/2024		75,11 usd	\$ 164.378,24
ROSCAS HEMBRA CARRO		2	UNIDAD	CHIRINO COLÓN	28/11/2024		24,50 usd	\$ 53.618,25
TORNILLOS ACME TEMPLADOS		2	UNIDAD	CHIRINO COLÓN	28/11/2024		167,33 usd	\$ 366.201,71
								\$ 0,00
MOTOR TRIF 30HP 4P 1470rpm	3D 180L-4	1	UNIDAD	CZERWENY	1/4/2025		1.733,00 usd	\$ 1.896.335,25
PROTECCIONES Y CIRCUITO ELÉCTRICO		1	CONJUNTO	JUMA JUNIN	1/4/2025		292,00 usd	\$ 319.521,00
CONTROL PEDALES x2		1	UNIDAD	SHUK INDUSTRIAL	15/3/2025		93,10 usd	\$ 101.874,68
								\$ 0,00
Bulón M24x200		20	UNIDAD	MECAN VENADO T	11/11/2024	7,00 usd		\$ 150.465,00
Estructura soporte: Caño 100x100x6,35		0,25	UNIDAD	ACEROS CUFER ROSARIO	18/10/2024	184,10 usd		\$ 49.465,37
Estructura soporte: Caño 50x50x3,2		2	UNIDAD	ACEROS CUFER ROSARIO	18/10/2024	46,23 usd		\$ 99.371,39
								\$ 0,00
MATRIZ EN V		1	UNIDAD	ITURROSPE	27/11/2024		971,55 usd	\$ 1.063.118,59
PUNZÓN		1	UNIDAD	ITURROSPE	27/11/2024		625,47 usd	\$ 684.420,55
CLAMPS		9	UNIDAD	ITURROSPE	27/11/2024		23,63 usd	\$ 232.716,15
								\$ 0,00
								\$ 0,00
TOTAL								\$ 15.010.328,85
VALOR USD DIVISA								\$ 1.074,8
VALOR USD BILLETE								\$ 1.094,3

Tabla C0-2. Cálculo de costo de chapas.

VALOR USD DIVISA		\$ 1.074,8		20/2/2025		IVANAR SA	
VALOR USD BILLETE		\$ 1.094,3					
Tipo	e [mm]	A [m2]	Precio \$/m2	Costo total [\$]	Costo total [USD]		
Chapa LC	3,2	1,358	\$ 61.905	\$ 84.066,99	78,22 usd		
Chapa LC	4,76	1,81	\$ 61.905	\$ 112.048,05	104,25 usd		
Chapa LC	6,35	0,022	\$ 83.750	\$ 1.842,50	1,71 usd		
Chapa LC	7,93	0,415	\$ 104.865	\$ 43.518,98	40,49 usd		
Chapa LC	12,7	0,3	\$ 164.162	\$ 49.242,60	45,82 usd		
Chapa LC F36/A36	19,05	0,525	\$ 358.424	\$ 188.172,60	175,08 usd		
Chapa LC F36/A36	25,4	2,152	\$ 477.900	\$ 1.028.440,80	956,91 usd		
TOTAL				\$ 1.311.217,48	1220,02 usd		

Anexo D: Planos

PLEGADORA DE CHAPAS CONJUNTO



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:20

PESO APROXIMADO
1493 Kg

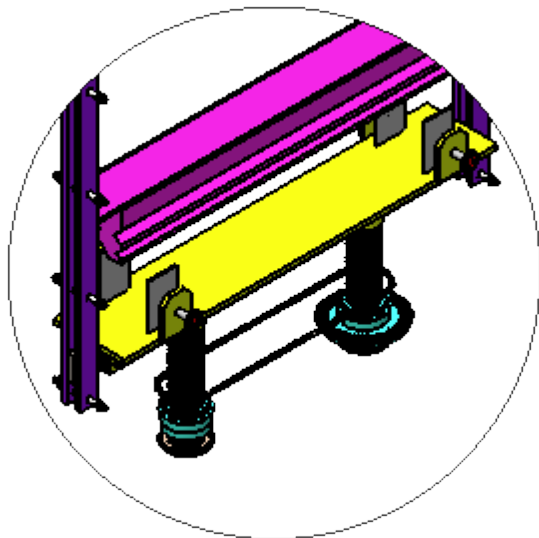
NOTAS GENERALES:

SOLDADURAS:
1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÓN SERÁN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.
2-SÍMBOLOS DE SOLDADURA SEGÚN AWS A2.4

PINTURA
1-EFFECTUAR LIMPIEZA MECÁNICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
2-SE DEBERÁ PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
4-SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACIÓN DE ÓXIDOS ANTES DEL MONTAJE

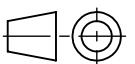
TOLERANCIAS
1- SALVO INDICACION DE LO CONTRARIO, TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÁN SER AMOLADOS PARA ELIMINAR REBABAS
PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK
PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E
TRABAJAR ESTE PLANO CON TODOS LOS ELEMENTOS QUE FIGURAN EN LA LISTA DE MATERIALES



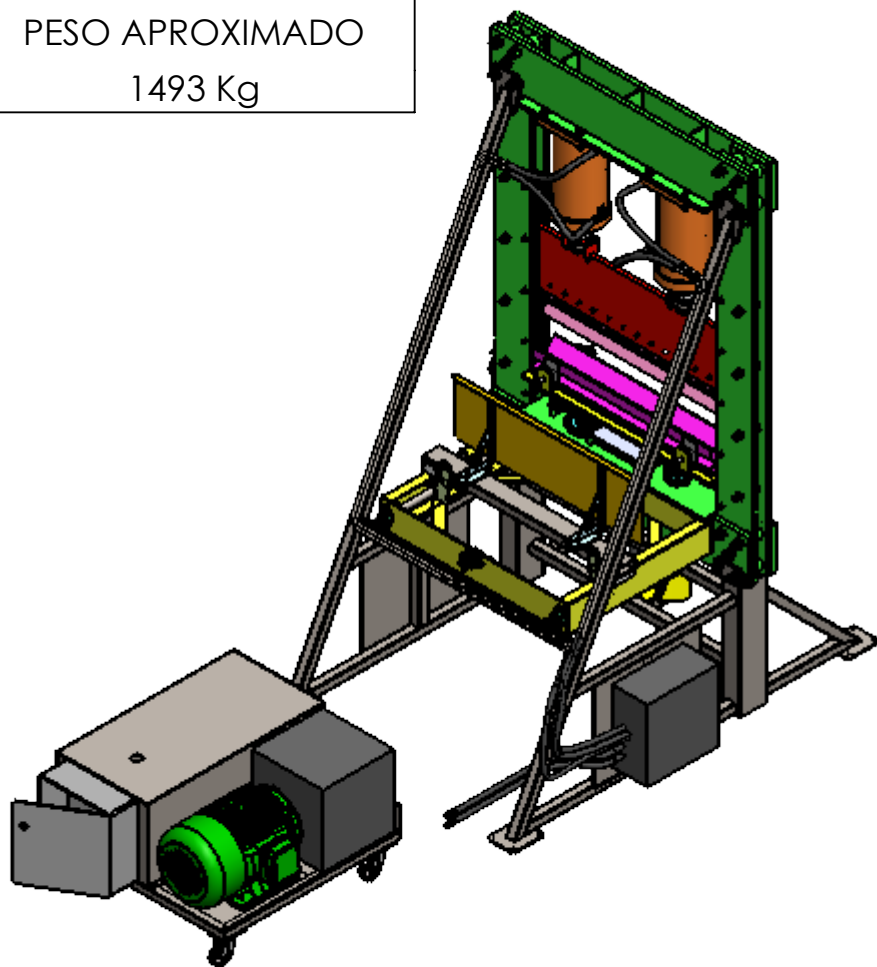
DETALLE A
ESCALA 1 : 15

POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	PESO	OBS
1	1	CENTRAL HIDRAULICA	140	AA-02
2	1	TOPES TRASEROS	67	AAA-03
3	1	ACOPLES RAPIDOS - MANG	10	
4	1	COMPONENTES HIDRAULICOS	12	
5	1	BASTIDOR	709	AA-01
6	1	ESTRUCTURA SOPORTE	132	A-09
7	1	SISTEMA DE PLEGADO	418	
8	1	PEDALES DE COMANDO	5	

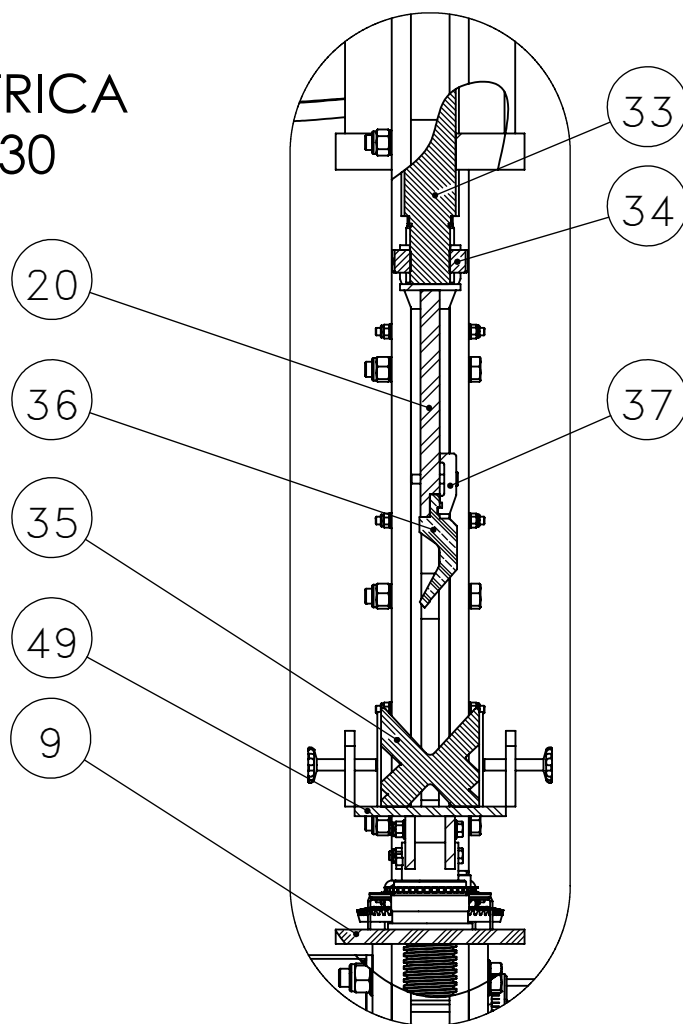
 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO			PLEGADORA DE CHAPAS	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA	 AAAA-001
APROBO	18/2/25	CUSATO M.	1:10	

PESO APROXIMADO
1493 Kg

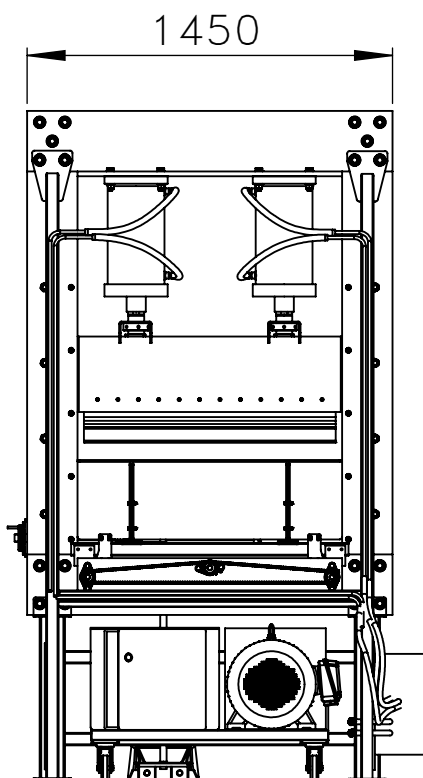
PLEGADORA DE CHAPAS CONJUNTO



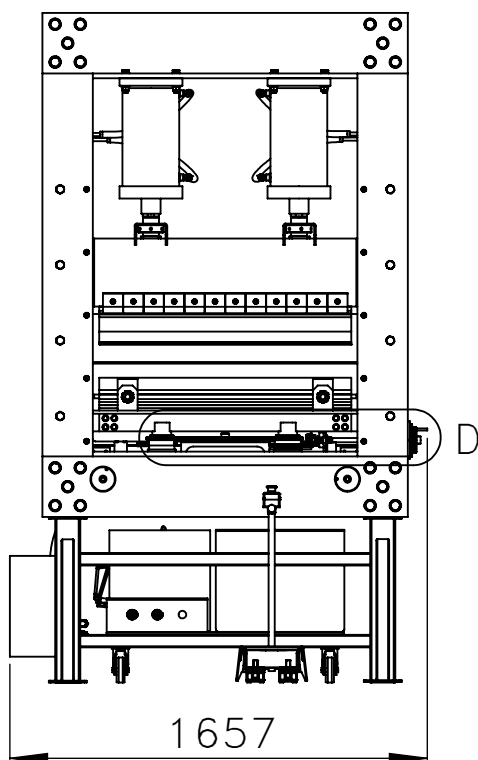
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:30



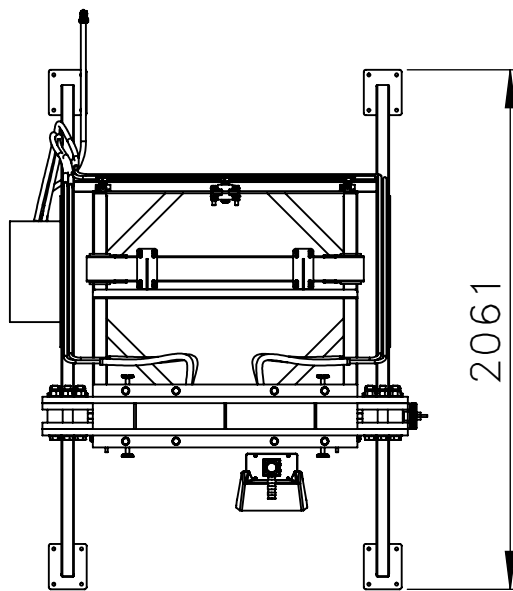
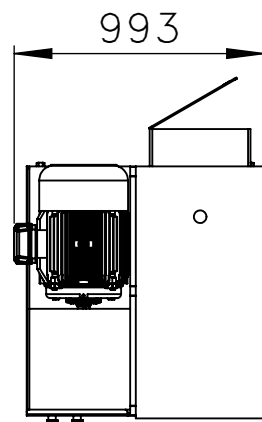
DETALLE C
ESCALA 1 : 10



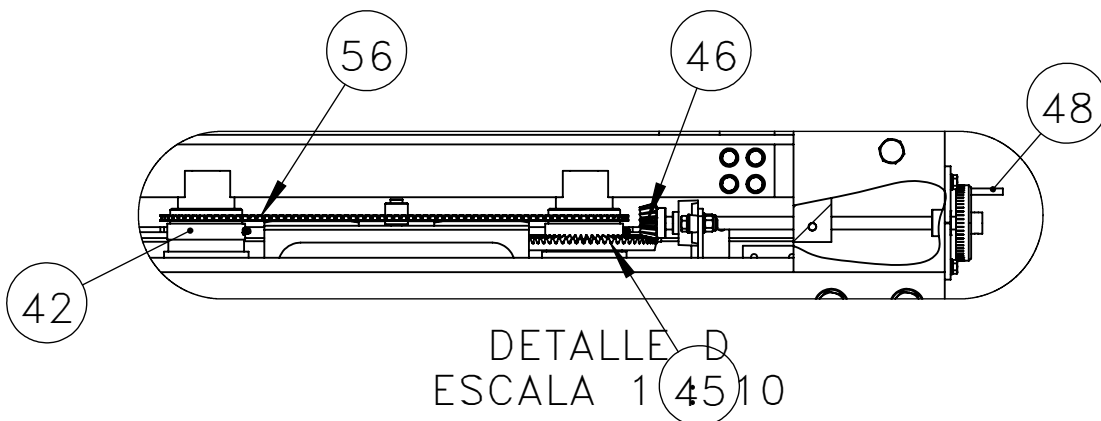
VISTA POSTERIOR



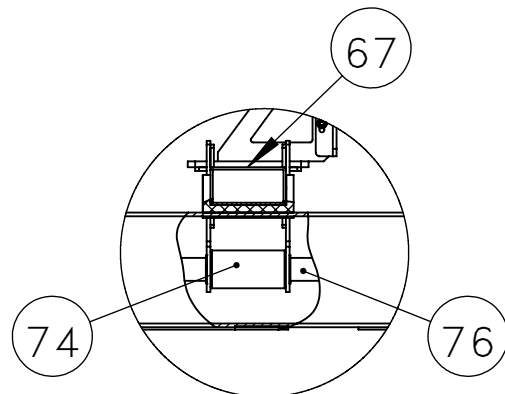
VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR

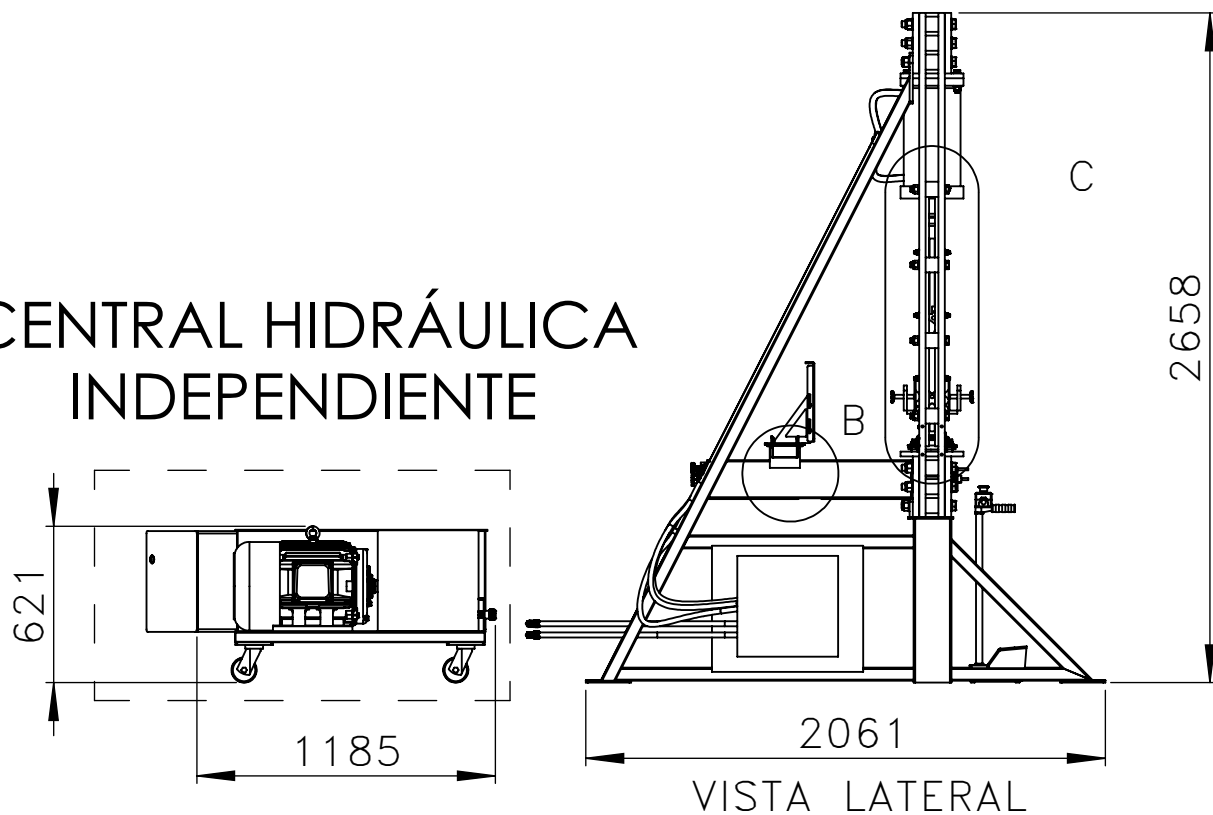


DETALLE D
ESCALA 1 : 10



DETALLE B
ESCALA 1 : 10

CENTRAL HIDRÁULICA INDEPENDIENTE



VISTA LATERAL

NOTAS GENERALES:

SOLDADURAS:

1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÓN SERÁN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.
2-SÍMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4

PINTURA

1-EFFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
4-SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS ANTES DEL MONTAJE

TOLERANCIAS

1- SALVO INDICACION DE LO CONTRARIO, TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÁN SER AMOLADOS PARA ELMINAR REBABAS
PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK
PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

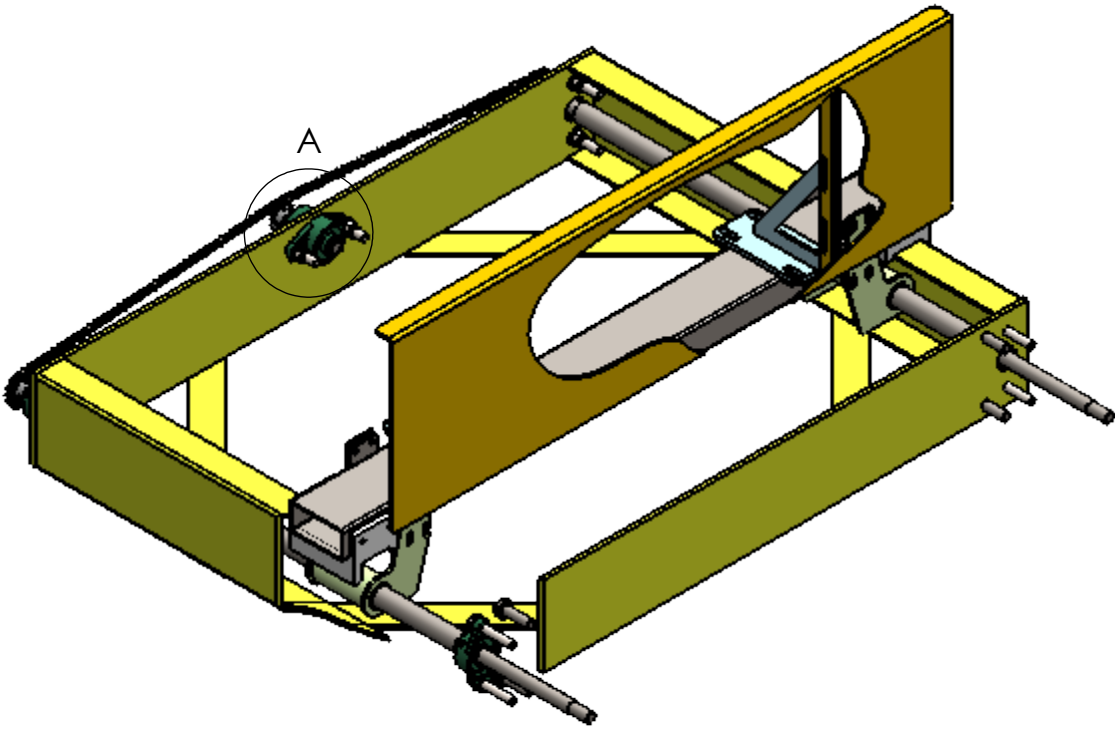
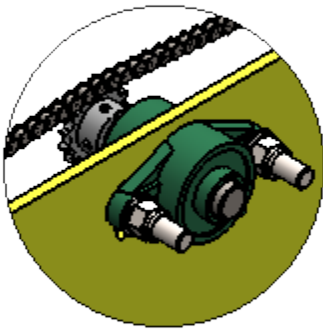
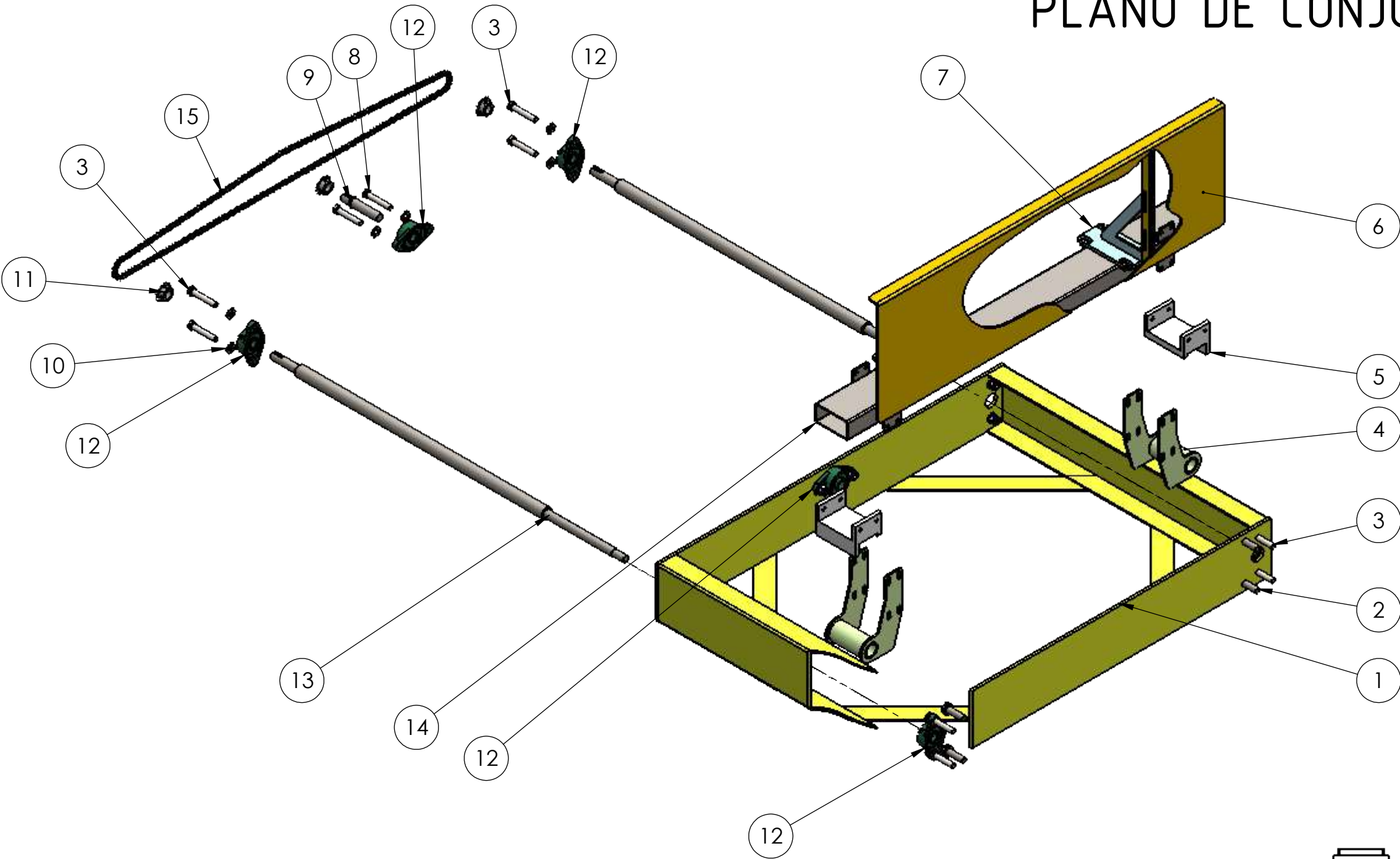
-SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E
-TRABAJAR ESTE PLANO CON TODOS LOS ELEMENTOS QUE FIGURAN EN LA LISTA DE MATERIALES

POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
20	1	DELANTAL	ASTM A36	24	
33	2	VÁSTAGO CILINDRO	COMERCIAL	12	
34	2	TUERCA CILINDRO	AISI/SAE 1040	0,1	
35	1	MATRIZ	AISI/SAE 4140	45	
36	1	PUNZON	AISI/SAE 4140	28	
37	9	CLAMP	AISI/SAE 1040	0,3	
49	1	CAMA	ASTM A36	21	
9	1	BASTIDOR	ASTM A36	709	
48	3	MANIVELA	ALUMINIO	1	
42	1	TUERCA ELEVAC 1	AISI/SAE 1040	1,8	
45	1	TUERCA ELEVAC 2	AISI/SAE 1040	2,5	
46	1	PIÑON Z16	AISI/SAE 1040	0,3	
56	1	CADENA	COMERCIAL	0,5	
67	1	CARRO DESLIZANTE	VARIOS	13	
74	2	BUJES ROSCADOS	AISI/SAE 1040	1,3	
76	2	EJE ROSCADO MOVIMIENTO CARRO	AISI/SAE 1040	6,1	

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ROSARIO FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PLEGADORA DE CHAPAS	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA	AAA-001
APROBO	18/2/25	CUSATO M.	1:30	

SISTEMA DE TOPES TRASEROS

PLANO DE CONJUNTO



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

NOTAS GENERALES:
SOLDADURAS:
1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÓN SERÁN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.
2-SÍMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4

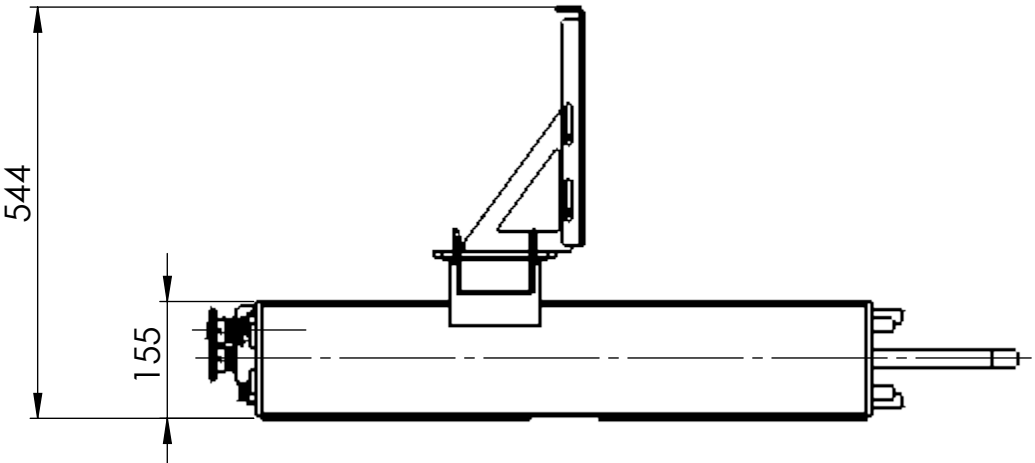
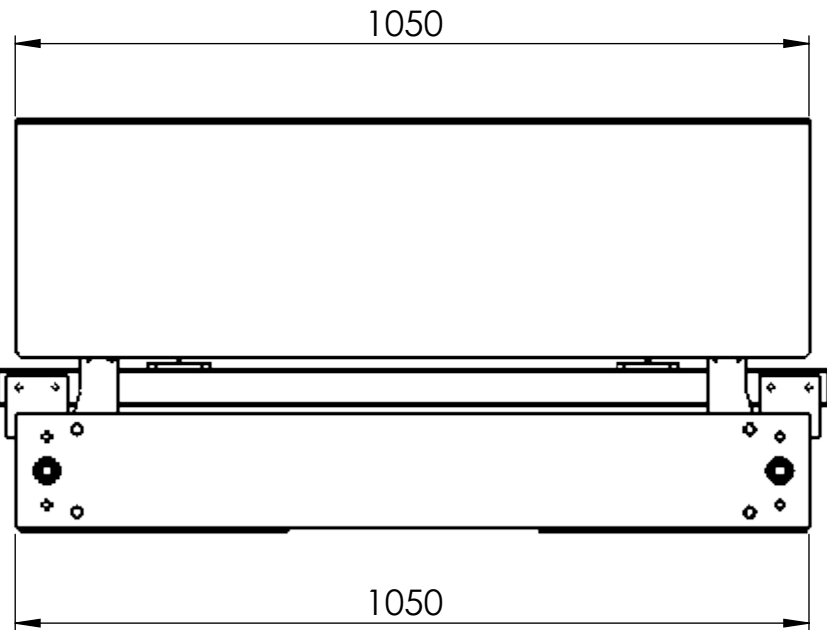
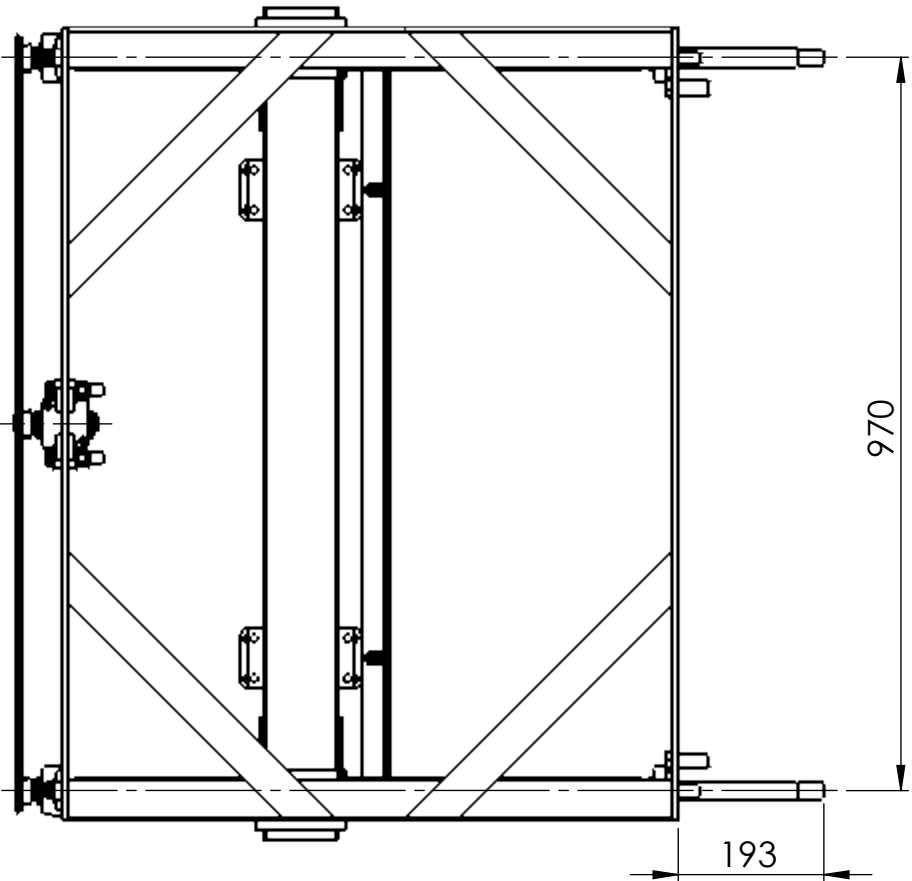
PINTURA
1-EFFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
4-SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS ANTES DEL MONTAJE

TOLERANCIAS
1- SALVO INDICACION DE LO CONTRARIO, TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÁN SER AMOLADOS PARA ELIMINAR REBABAS
PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK
PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

PESO APROXIMADO
62,4 kg

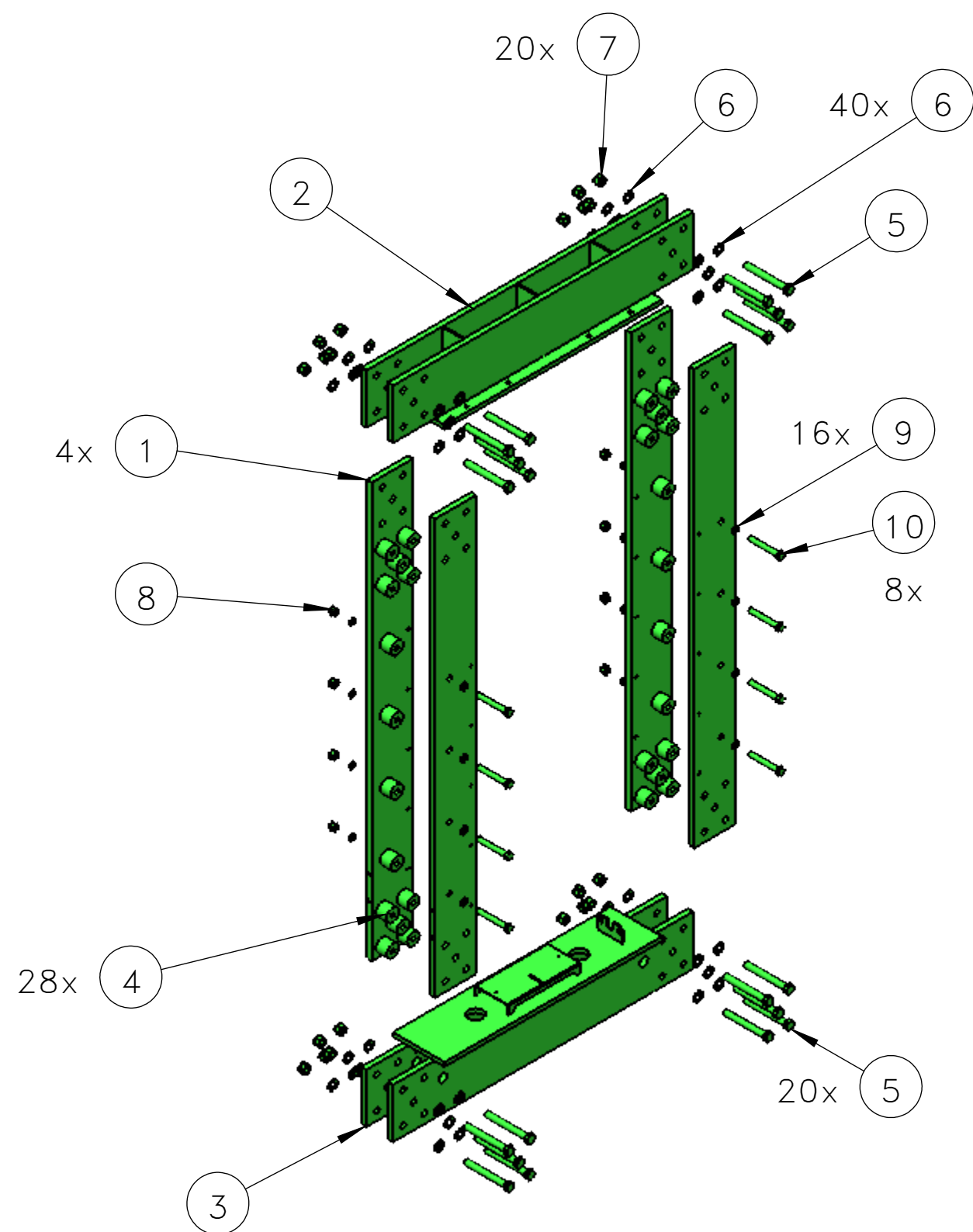
VISTA ISOMÉTRICA EXPLOSIONADA
ESCALA 1:10



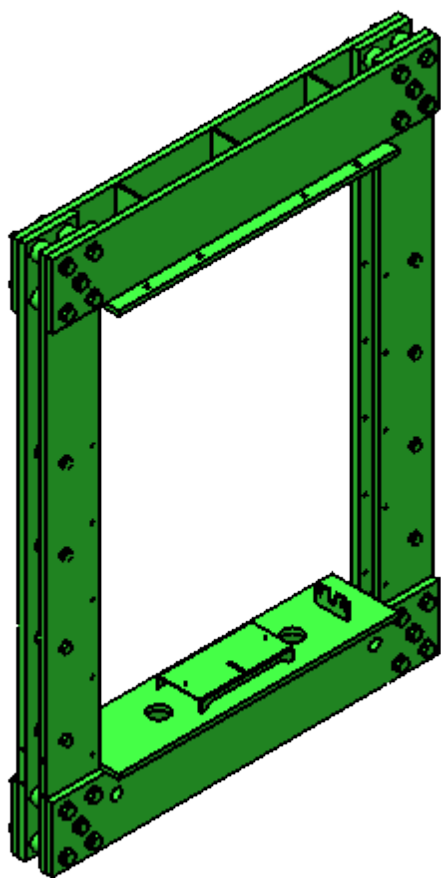
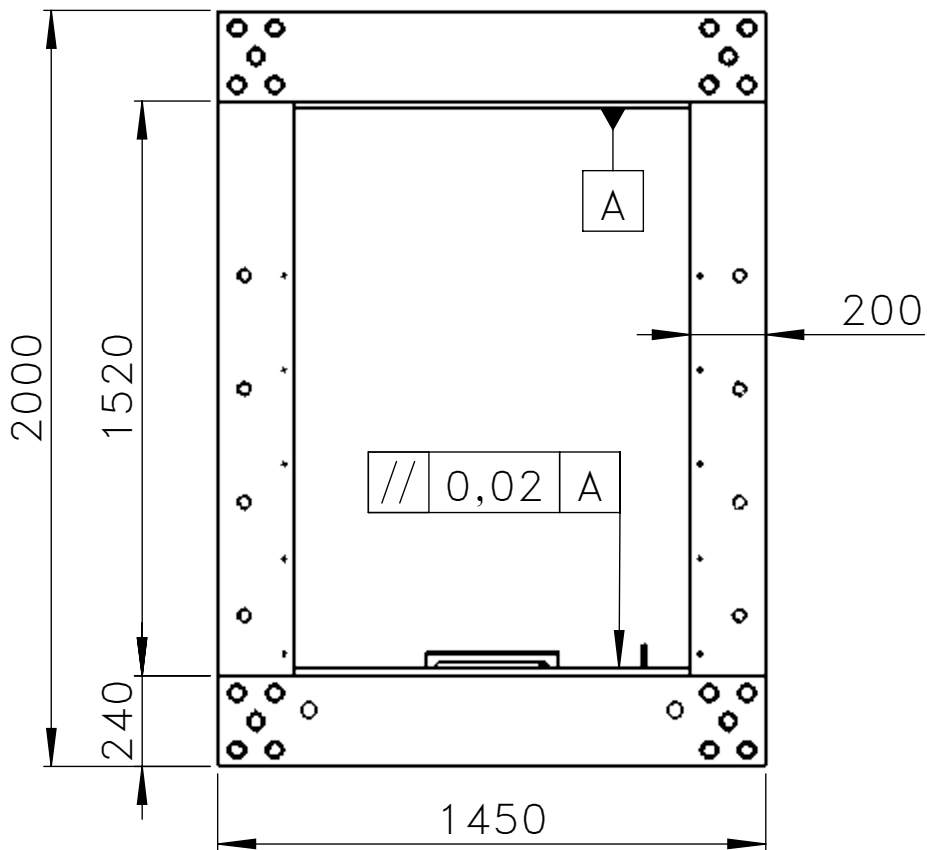
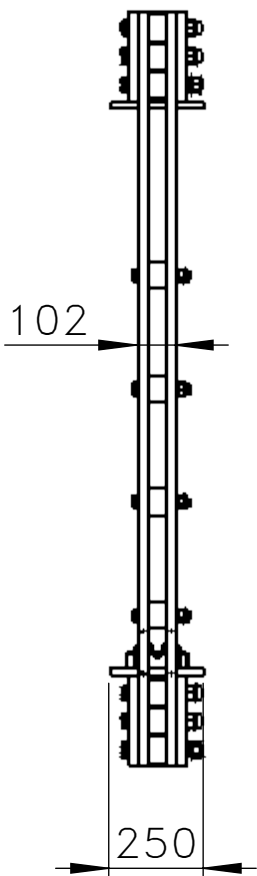
POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	ESTRUCTURA	AISI/SAE 1010		A-010
2	4	BULÓN M12x1,75X70	COMERCIAL		-
3	4	BULÓN M14x2x50	COMERCIAL		-
4	2	ROSCA MÓVIL	SAE 1010/1040		A-014
5	2	ENCAJE	NYLON 6		-
6	1	CHAPA TOPE	AISI/SAE 1010		A-013
7	2	ESCUADRA L'S	AISI/SAE 1010		A-012
8	2	BULON M12x1,75x65	COMERCIAL		-
9	1	EJE TENSOR	AISI/SAE 1040		-
10	24	ARAND BISEL M12	COMERCIAL		-
11	3	PIÑÓN Z15	AISI/SAE 1040		PIÑONZ15
12	6	CAJA RODAMIENTO	COMERCIAL		UCFL 204
13	2	EJE ROSCADO	AISI/SAE 1040		TPLG.011
14	1	CARRO DESLIZANTE	AISI/SAE 1010		A-011
15	1	CADENA 216-218 ESL	COMERCIAL		06-B1

FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SISTEMA DE TOPES TRASEROS	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA	AAA-003
APROBO	18/2/25	CUSATO M.	1:10	

BASTIDOR
CONJUNTO - EXPLOSIONADO



VISTA ISOMÉTRICA
EXPLOSIONADA
ESCALA 1:20



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:20

NOTAS GENERALES:

SOLDADURAS:

1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÓN SERÁN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.

2-SÍMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4

PINTURA

1-EFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)

2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÁNICO ALQUÍDICO

3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÁNICO ALQUÍDICO

4-SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE ÓXIDOS ANTES DEL MONTAJE

TOLERANCIAS

1- SALVO INDICACION DE LO CONTRARIO, TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÁN SER AMOLADOS PARA ELIMINAR REBABAS

PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK

PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

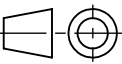
-ELMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°

-SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

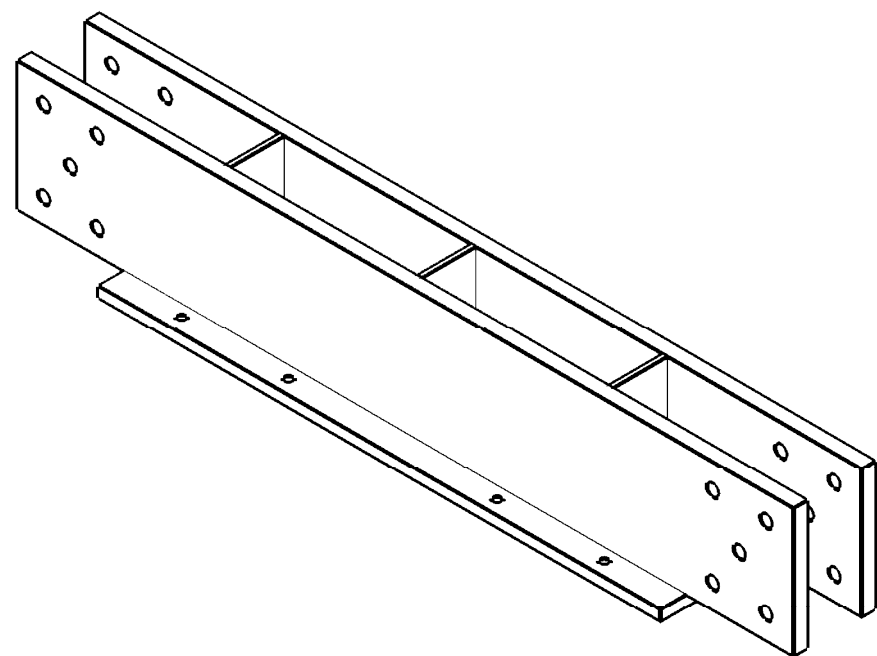
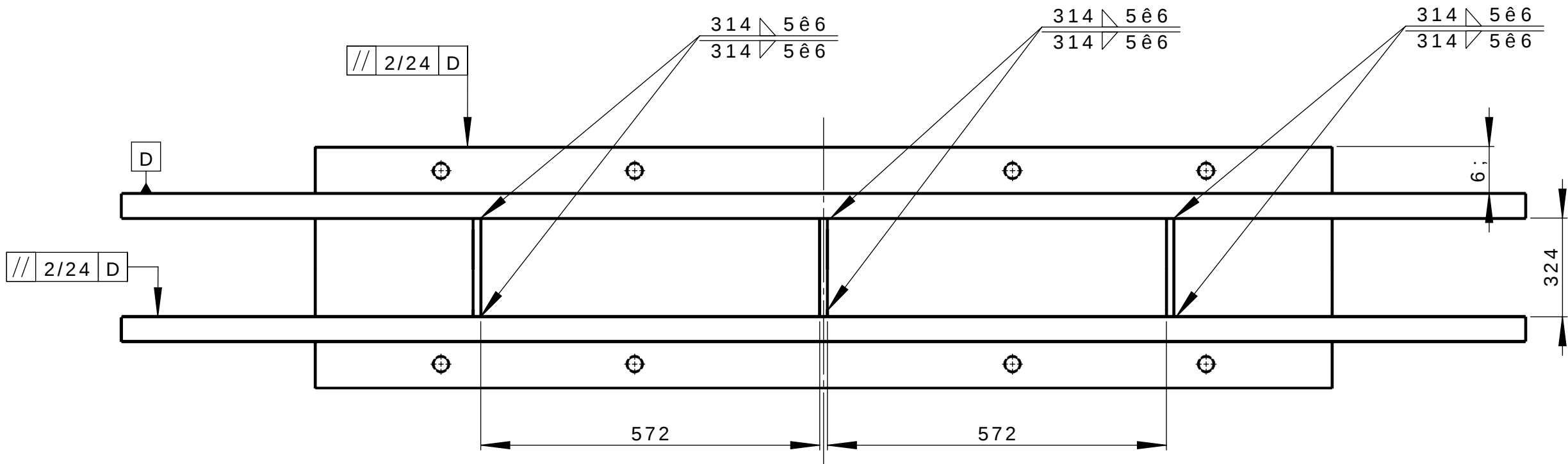
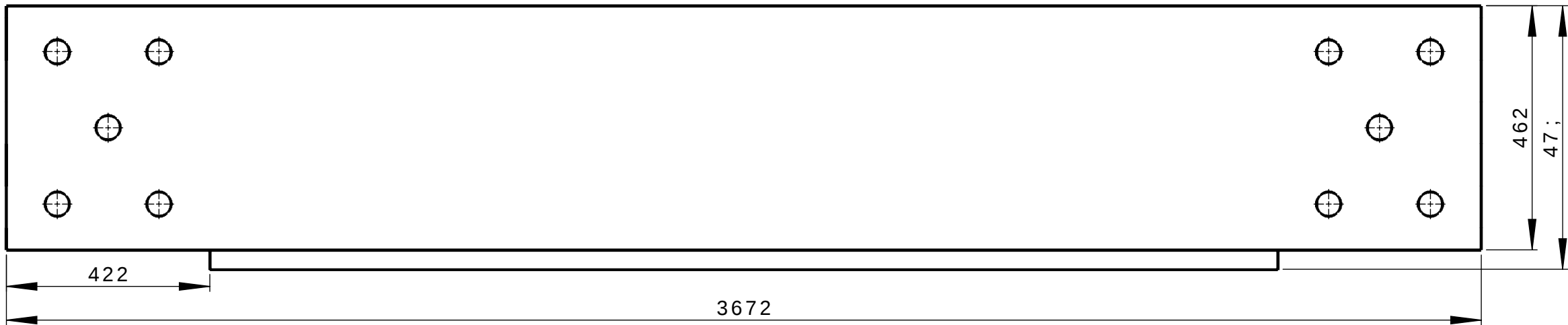
-RABAJAR ESTE PLANO CON TODOS LOS ELEMENTOS QUE FIGURAN EN LA LISTA DE MATERIALES

PESO APROXIMADO
709,5 Kg

POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	4	COLUMNAS	ASTM A36	78,2	PLG.001
2	1	PUENTE SUPERIOR	ASTM A36	181	A-001
3	1	PUENTE INFERIOR	ASTM A36	184	A-002
4	28	BUJE	SAE 1040	1	Ø60x20-49
5	20	BULON M24	COMERCIAL	0,1	M24x3,0x200
6	40	ARAND BISELADA M24	COMERCIAL	0,01	M24
7	20	TUERCA AUTOFREANANTE M24	COMERCIAL	0,02	M24x3,0
8	8	TUERCA AUTOFREANANTE M20	COMERCIAL	0,02	M20x2,5
9	16	ARANDELA BISELADA M20	COMERCIAL	0,01	M20
10	8	BULON M20	COMERCIAL	0,9	M20x2,5x140

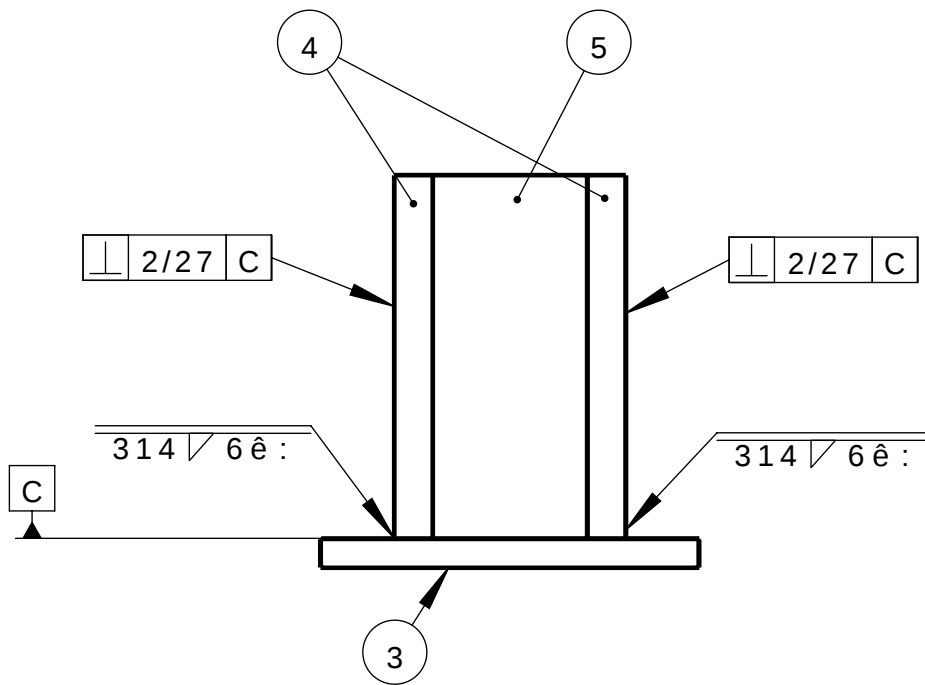
 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BASTIDOR	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:20	
APROBO	18/2/25	CUSATO M.		
			AA-001.Bastidor	

NSCLRC QSNCPGMP
NJ?LM BC BCDGLGAGÊL



XKUVC KUQO¹VTKEC
GUECNC 3<32

PESO APROXIMADO
181 Kg



NOTAS GENERALES:

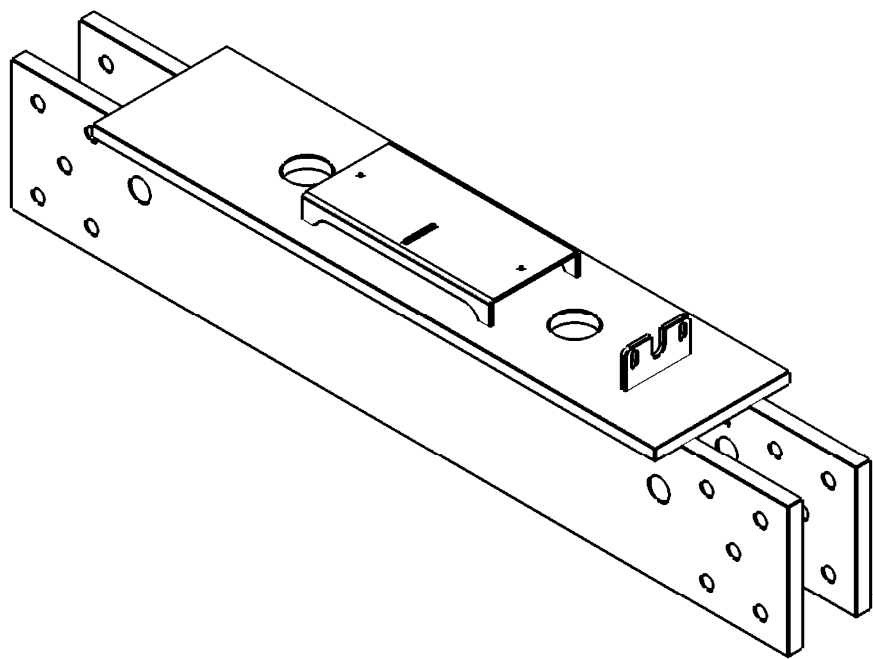
SOLDADURAS:
1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÒN SERÊN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.
2-SÍMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4

PINTURA
1-EFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÊNICO ALQUÍDICO
3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÊNICO ALQUÍDICO
4-SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS ANTES DEL MONTAJE

TOLERANCIAS
1- SALVO INDICACION DE LO CONTRARIO, TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÊN SER AMOLADOS PARA ELIMINAR REBABAS
PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK
PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

C ELMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°
C SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E
C TRABAJAR ESTE PLANO CON TODOS LOS ELEMENTOS QUE FIGURAN EN LA LISTA DE MATERIALES

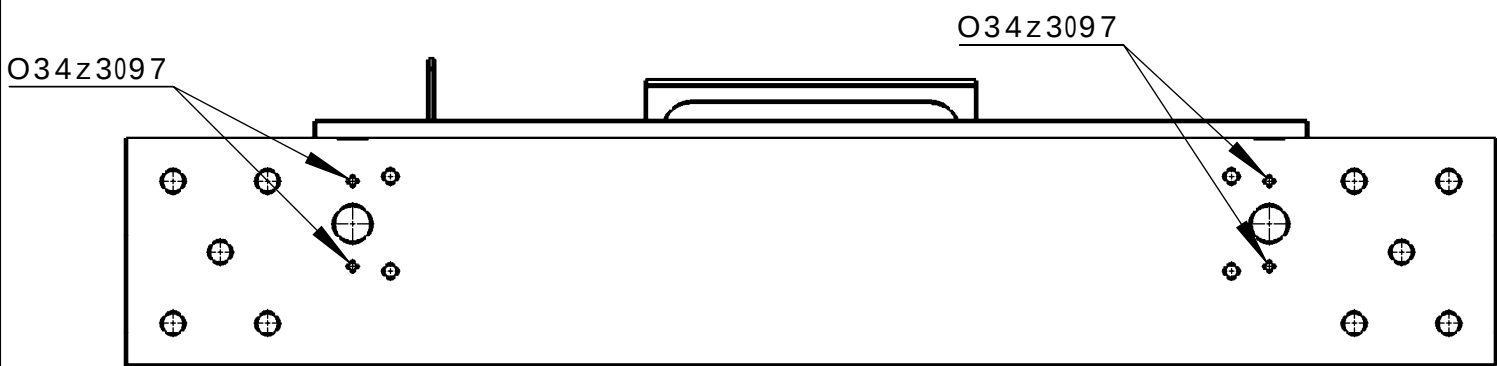
POS.	CANT	DESCRIPCIÒN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	BASE APOYO CIL	SAE 1010	39,1	PLG.007
2	2	TRAVESAÑO SUP	SAE 1010	68,6	PLG.008
3	3	COSTILLAS INTERNAS	SAE 1010	1,52	PLG.004
HCEWNVCF FG EKGPEICU GZCEVCU/ KPIGPIGTIC [CITIÖGUPUWTC GUEWGNC KPIGPIGTIC OGECPKEC TQUCTIQ			RWGPGV UWRGTIQT		
FIDWLQ		HGEJC	PQODTG	GUECNC	
CRTQDQ		3:14147	EWUCVQ O0	3<7	
					Cê 223



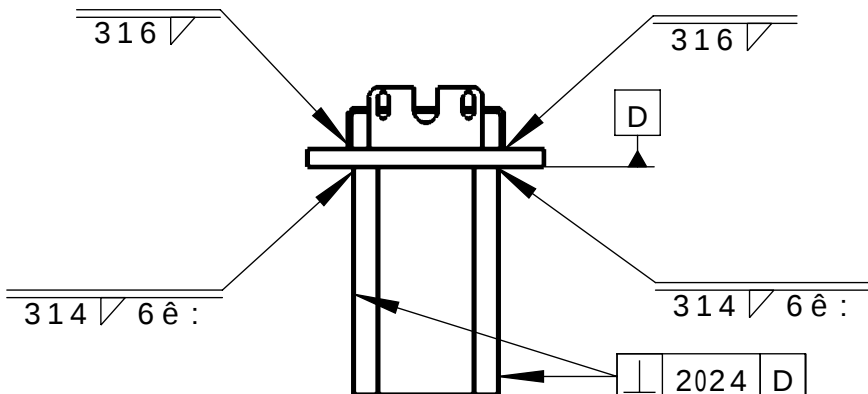
NSCLRC GLDCPMP

NJ?LM BC BCDGLGAGÊL

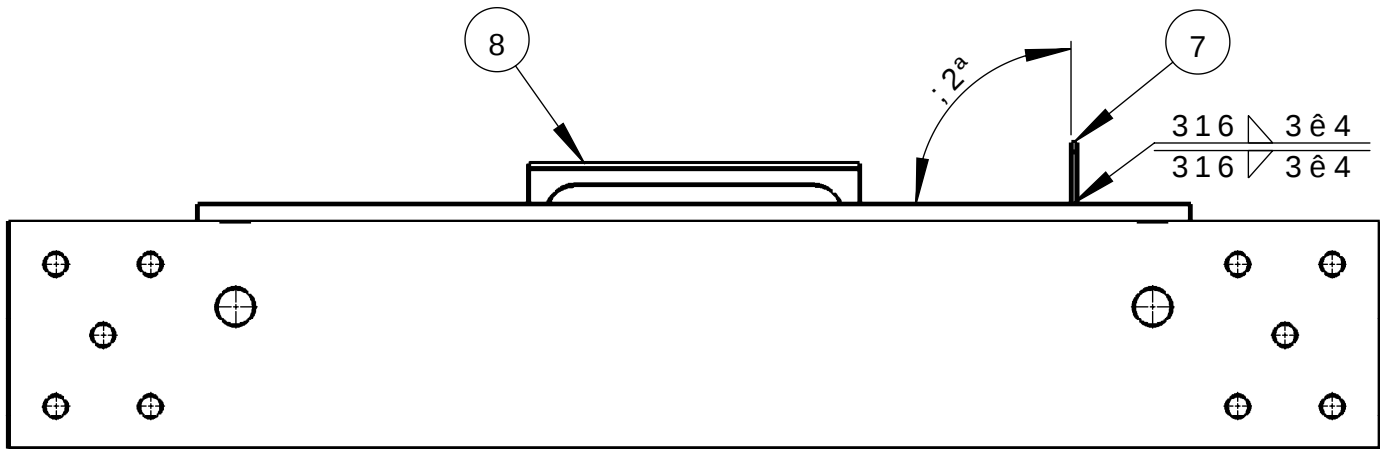
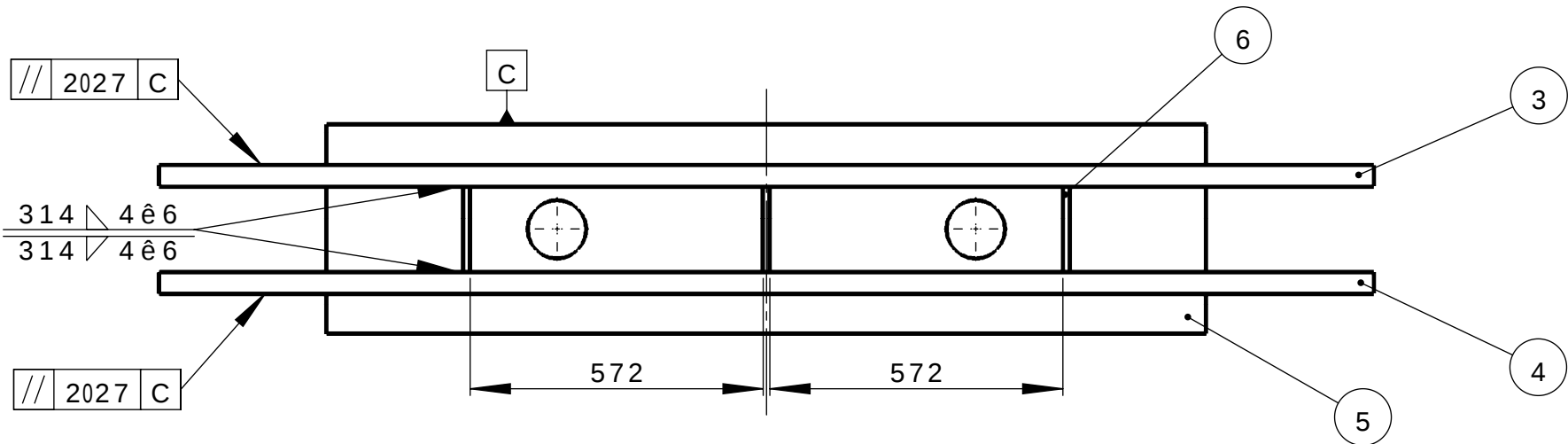
XKUVC KUQO¹VTKEC
GUECNC 3<32



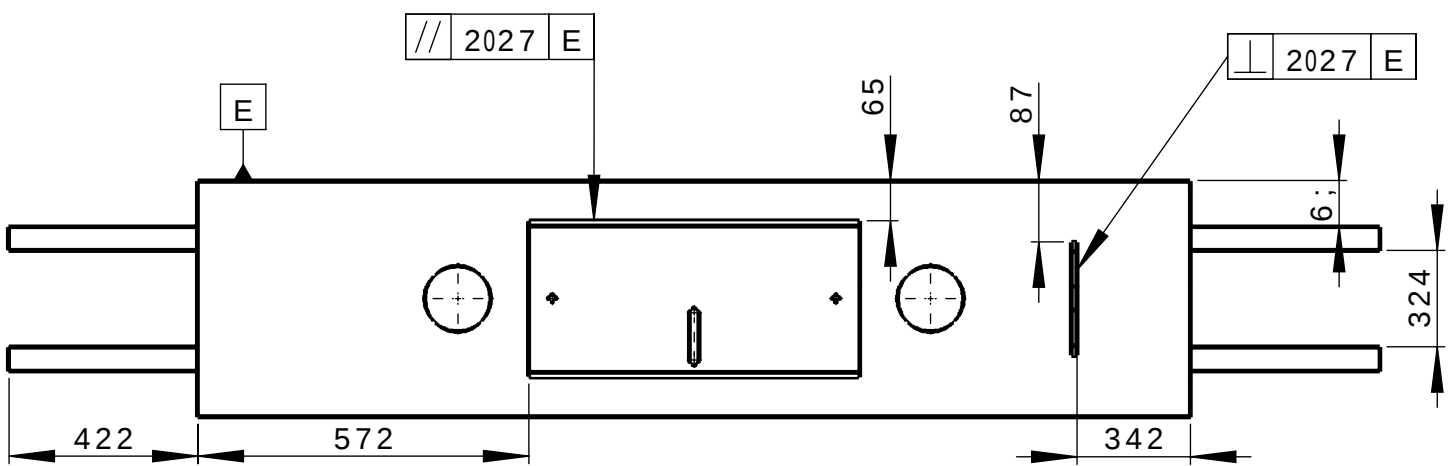
XKUVC RQUVGTKQT



XKUVC NCVGTCN



XKUVC HTQPVCN



NOTAS GENERALES:

SOLDADURAS:

1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÒN SERÊN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.
2-SÍMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4

PINTURA

1-EFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÊNICO ALQUÍDICO
3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÊNICO ALQUÍDICO

TOLERANCIAS

1- SALVO INDICACION DE LO CONTRARIO, TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÊN SER AMOLADOS PARA ELIMINAR REBABAS
PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK
PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

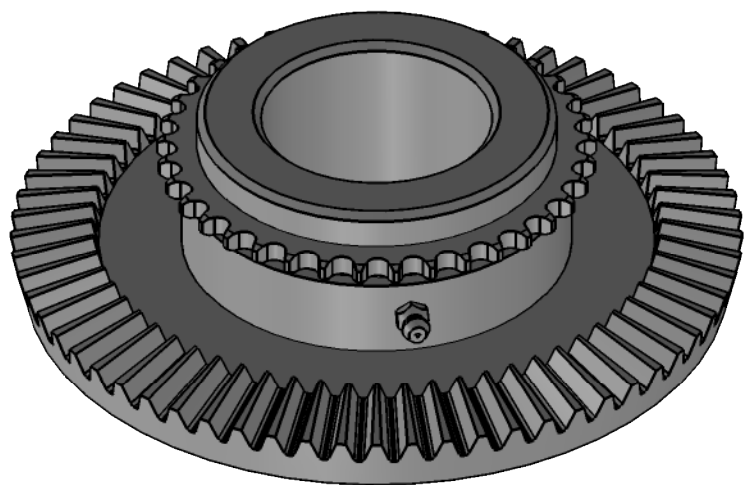
Ç ELIMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°
Ç SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E
Ç TRABAJAR ESTE PLANO CON TODOS LOS ELEMENTOS QUE FIGURAN EN LA LISTA DE MATERIALES

PESO APROXIMADO
181 Kg

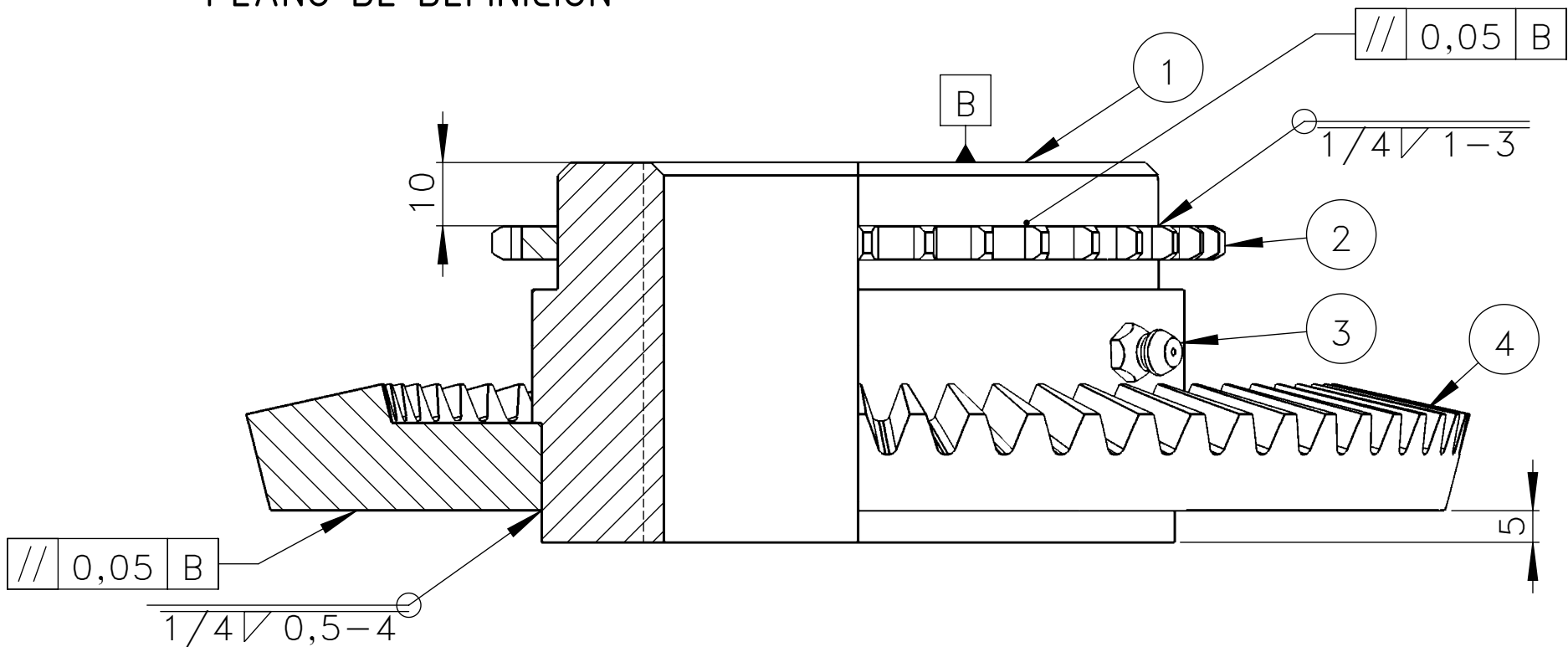
POS.	CANT	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	TRAVESAÑO INFERIOR	SAE 1010		PLG.006
2	1	TRAVESAÑO INFERIOR	SAE 1010		PLG.005
3	1	PLACA APOYO MATRIZ	SAE 1010		PLG.003
4	3	COSTILLAS INTERNAS	SAE 1010		PLG.004
5	1	SOPORTE COJINETE	SAE 1010		PLG.017
6	1	SOPORTE GUIA CADE	SAE 1010		PLG.024
HCEWNVCF FG EKGPEICU GZCEVCU/ KPIGPIGTIC [CITXOGPUWTC GUEWGNC KPIGPIGTIC OGECPKEC TQUCTIQ			RWGPVG KPHGTKQT		
FIDWLQ	HGEJC	PQODTG	GUECNC 3<:		
CRTQDQ	3:14147	EWUCVQ 00			
			Cê 224		

TUERCA CORONA ENGRANAJE

PLANO DE DEFINICIÓN



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:2



NOTAS GENERALES:

SOLDADURAS:
1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÓN SERÁN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.
2-SIMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4

PINTURA
1-EFFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÂNICO ALQUÍDICO
3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÂNICO ALQUÍDICO
4-SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS ANTES DEL MONTAJE

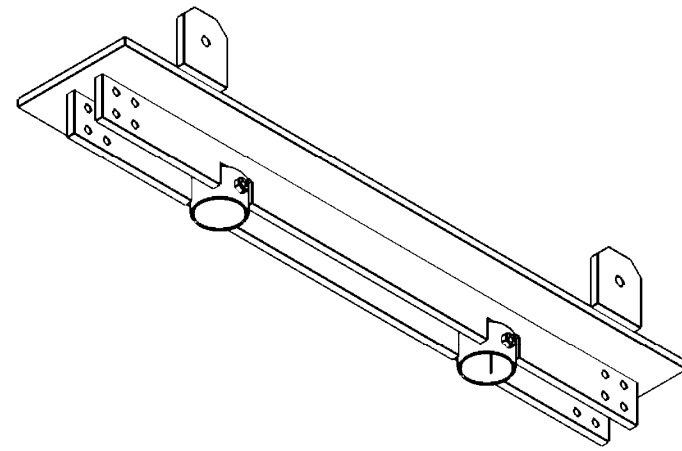
TOLERANCIAS
1- SALVO INDICACION DE LO CONTRARIO, TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÁN SER AMOLADOS PARA ELMINAR REBABAS
PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK
PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

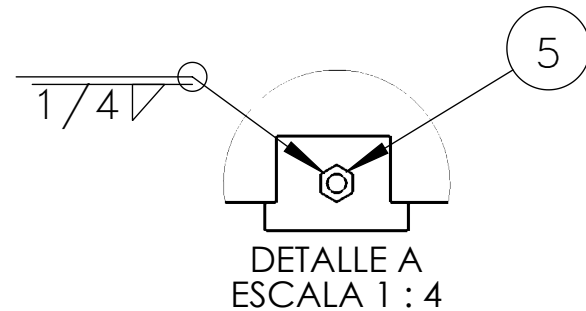
POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	TUERCA	SAE 1040	2,25	TPLG.009
2	1	CORONA 1/4" Z37	SAE 1040	0,012	CORONAZ37
3	1	ALEMITE M6x1	COMERCIAL	0	-
4	1	ENGR CONICO Z64	SAE 1040		ENG.64
 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			TUERCA CORONA ENGRANAJE		
	FECHA	NOMBRE		A-003	
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.			
APROBO					

PLATAFORMA BASE

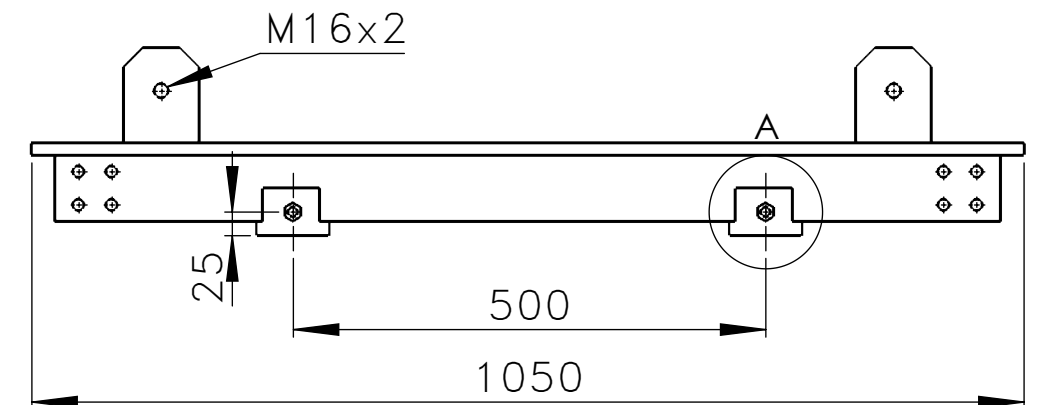
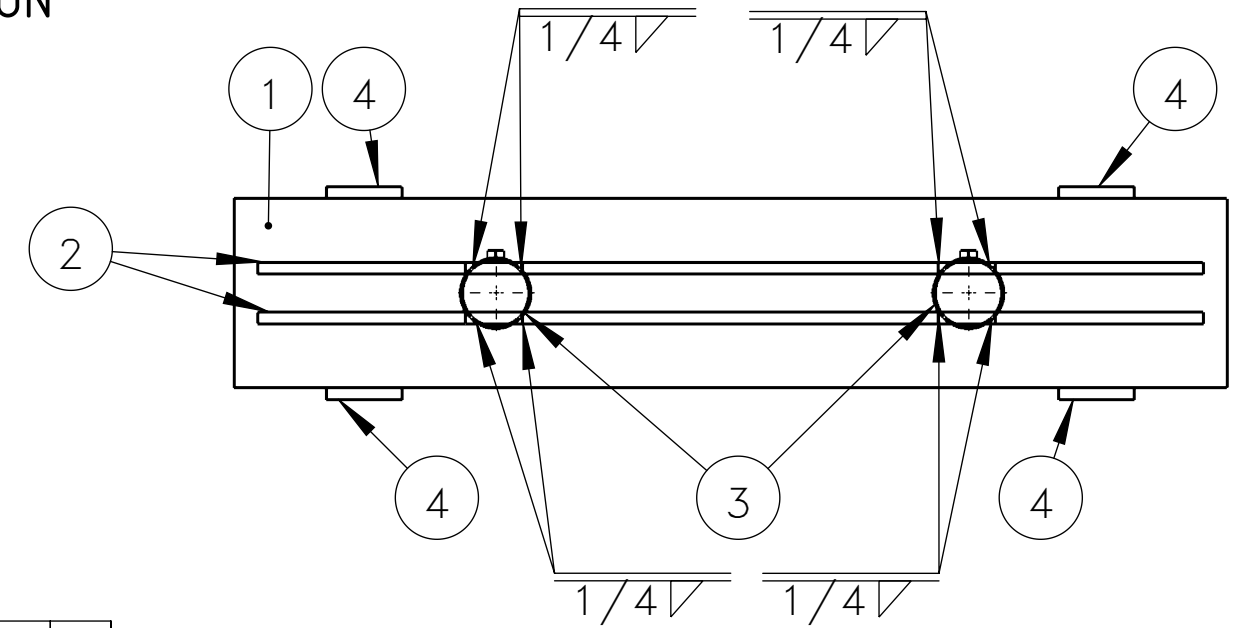
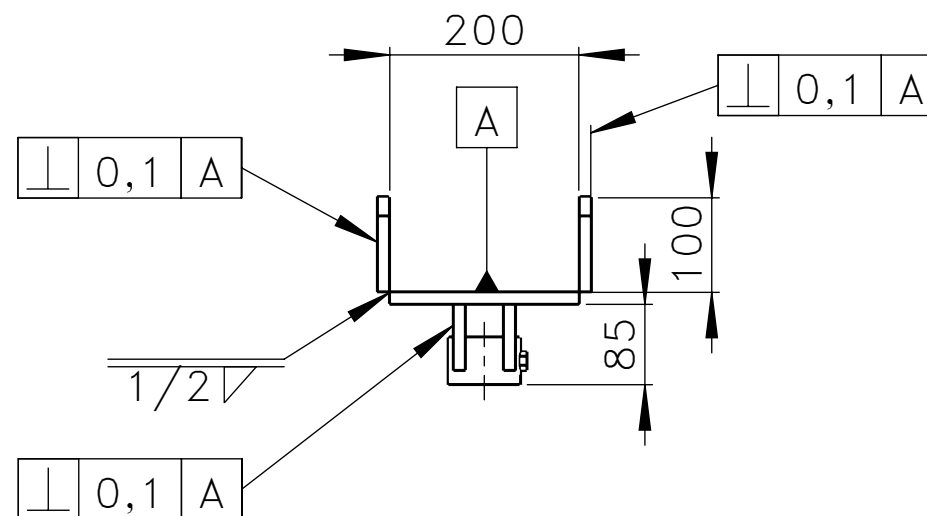
PLANO DE DEFINICIÓN



VISTA
ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1



DETALLE A
ESCALA 1:4



NOTAS GENERALES:

SOLDADURAS:

1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÓN SERÁN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.

2-SÍMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4

PINTURA

1-EFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)

2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÂNICO ALQUÍDICO

3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÂNICO ALQUÍDICO

TOLERANCIAS

PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

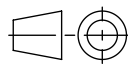
-ELMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°

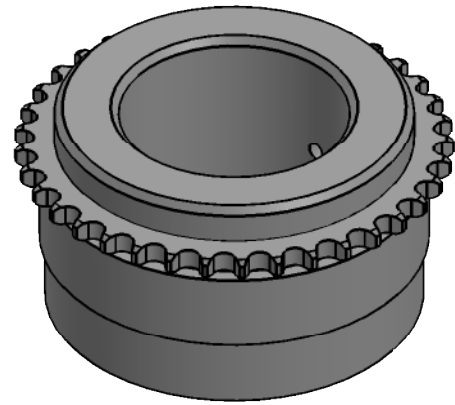
-SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

-TRABAJAR ESTE PLANO CON TODOS LOS ELEMENTOS QUE FIGURAN EN LA LISTA DE MATERIALES

PESO APROXIMADO
37,4 kg

POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	CHAPA BASE	SAE 1010	21	PLG.013
2	2	COSTILLA	SAE 1010	6,48	PLG.014
3	2	ENCASTRE TORNILLO	SAE 1010		TPLG.002
4	4	CHAPAS ROSCADAS	SAE 1010		PLG.015
5	2	TUERCA M12	COMERCIAL	0,05	DIN 934

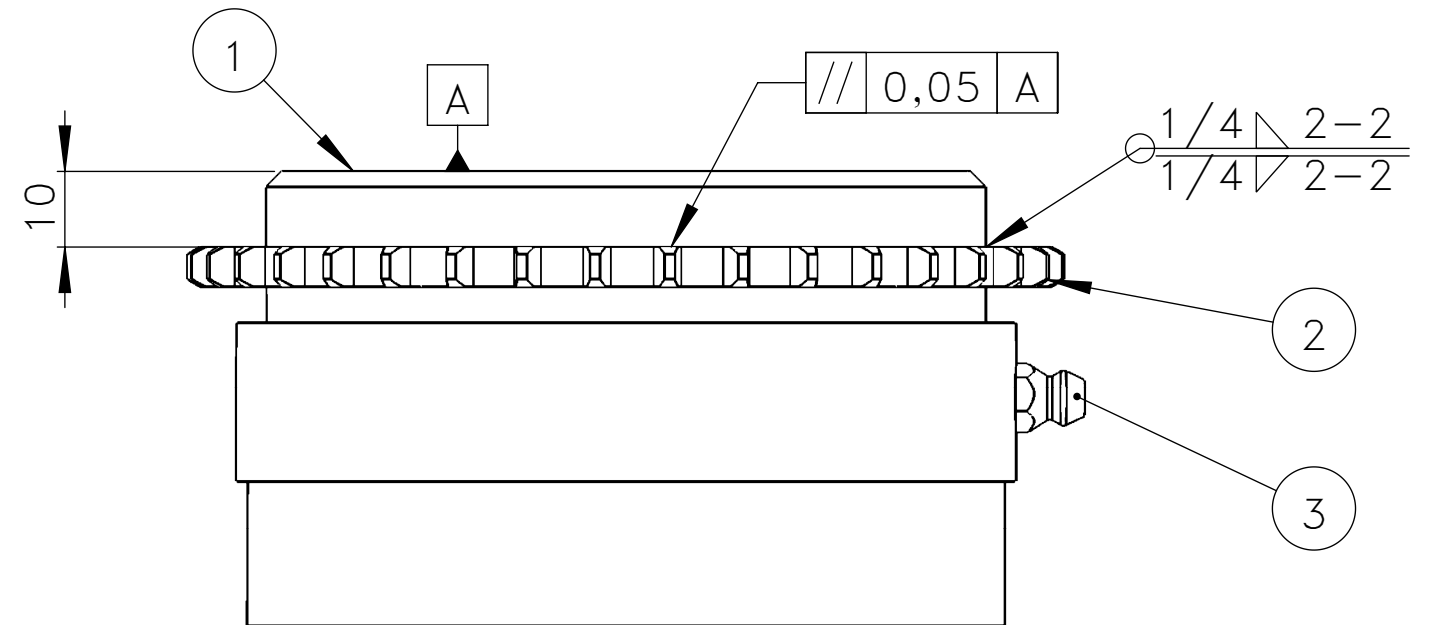
 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PLATAFORMA BASE	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:8	 A-004.Plataforma
APROBO	18/2/25	CUSATO M.		



VISTA
ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1

TUERCA CORONA

PLANO DE DEFINICIÓN



NOTAS GENERALES:

SOLDADURAS:

- 1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÓN SERÁN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.
2-SIMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4

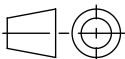
PINTURA

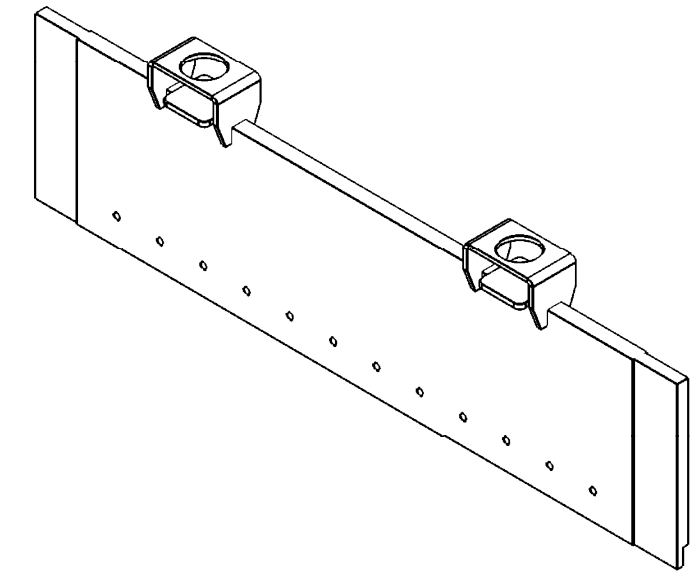
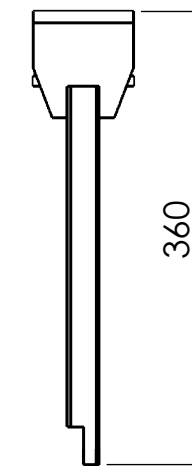
- 1-EFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÂNICO ALQUÍDICO
3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÂNICO ALQUÍDICO
4-SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS ANTES DEL MONTAJE

TOLERANCIAS

- 1- SALVO INDICACION DE LO CONTRARIO, TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÁN SER AMOLADOS PARA ELMINAR REBABAS
PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK
PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	TUERCA	SAE 1040	2,25	TPLG.009
2	1	CORONA 1/4" T37	SAE 1040	0,012	CORONAZ37
3	1	ALEMITE M6x1	COMERCIAL	0	-
 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			TUERCA CORONA		
	FECHA	NOMBRE	 A-005.TuercaCorona		
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.			
APROBO					

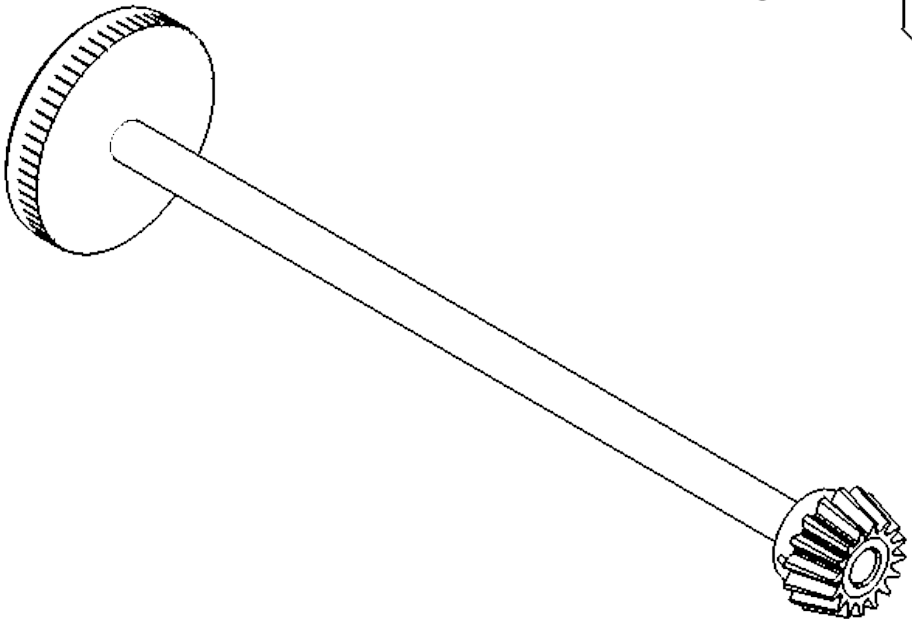
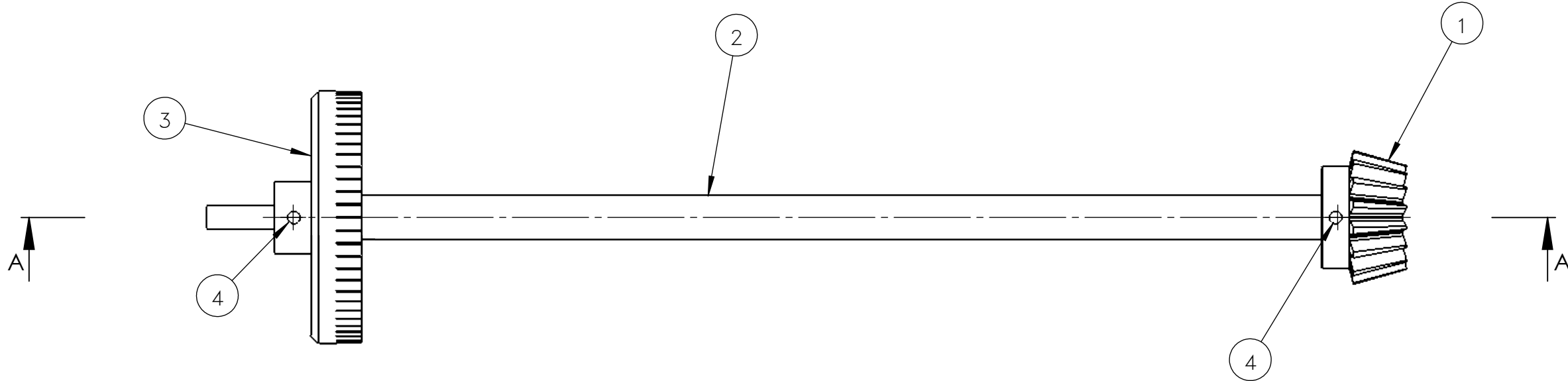
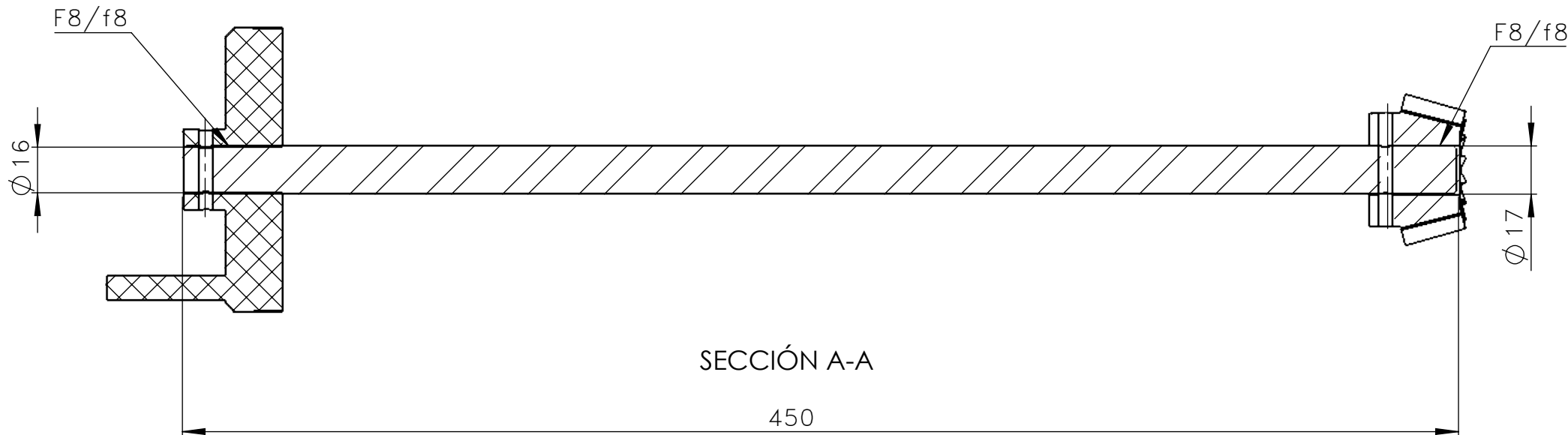


	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:6		A-007.Delantal
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.			
APROBO					

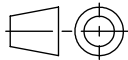
PESO APROXIMADO 68,5 kg	TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)					
	Rango de medidas	0,5 <= 3	3 <= 6	6 <= 30	30 <= 120	120 <= 400
	Lineales	+/- 0,1	+/-0,1	+/-0,2	+/-0,5	+/-0,5
	Angulares	+/-1°	+/-1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'

EJE REGULADOR ALTURA

PLANO DE CONJUNTO

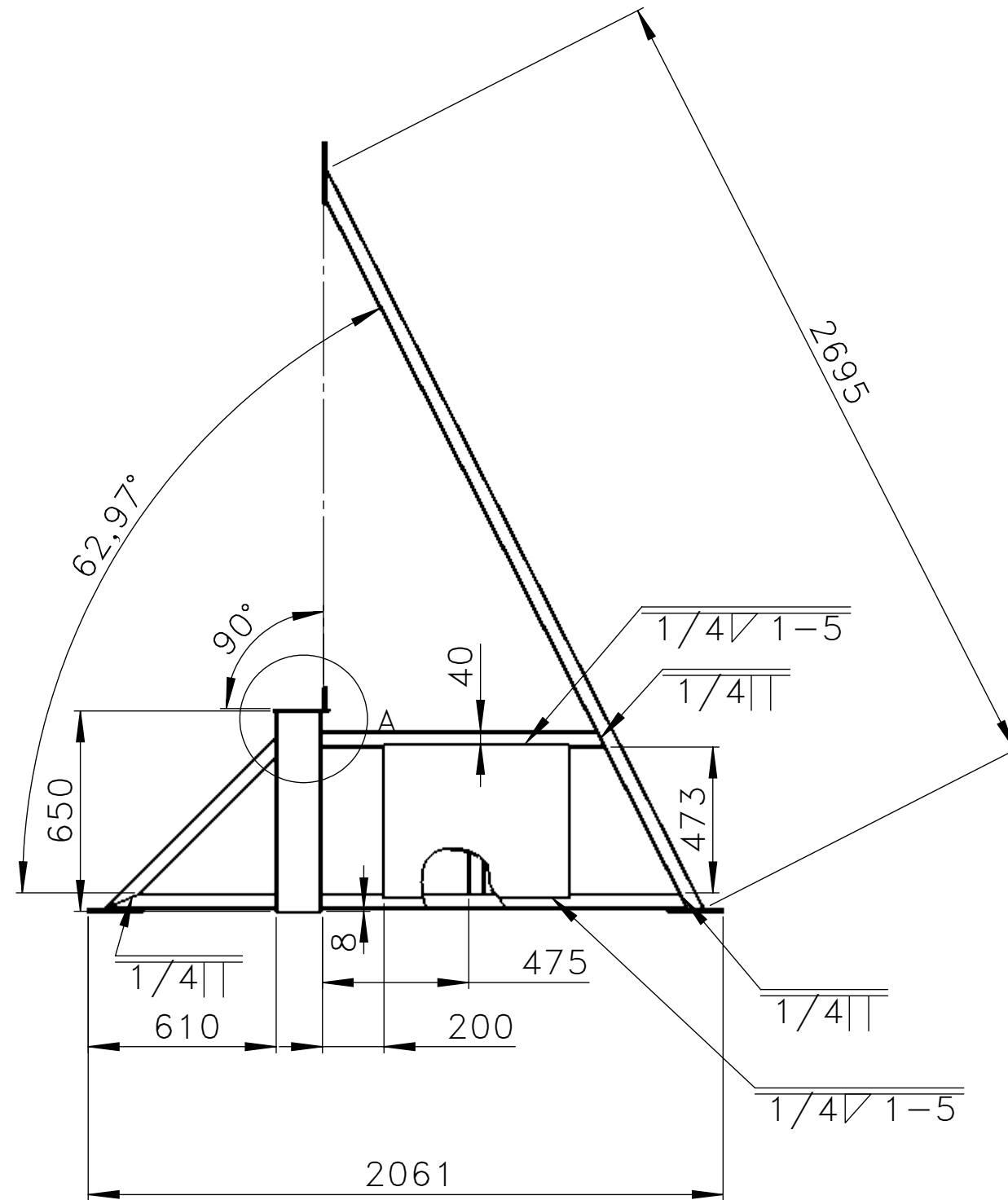
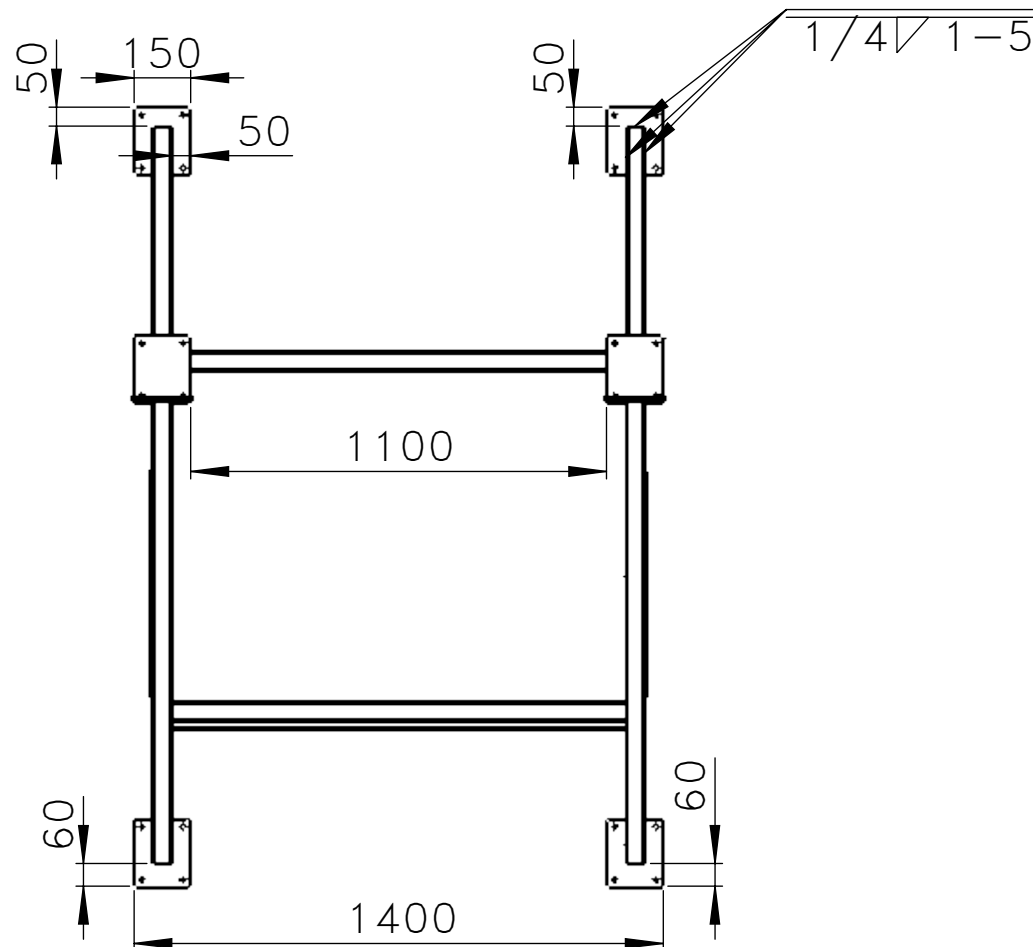
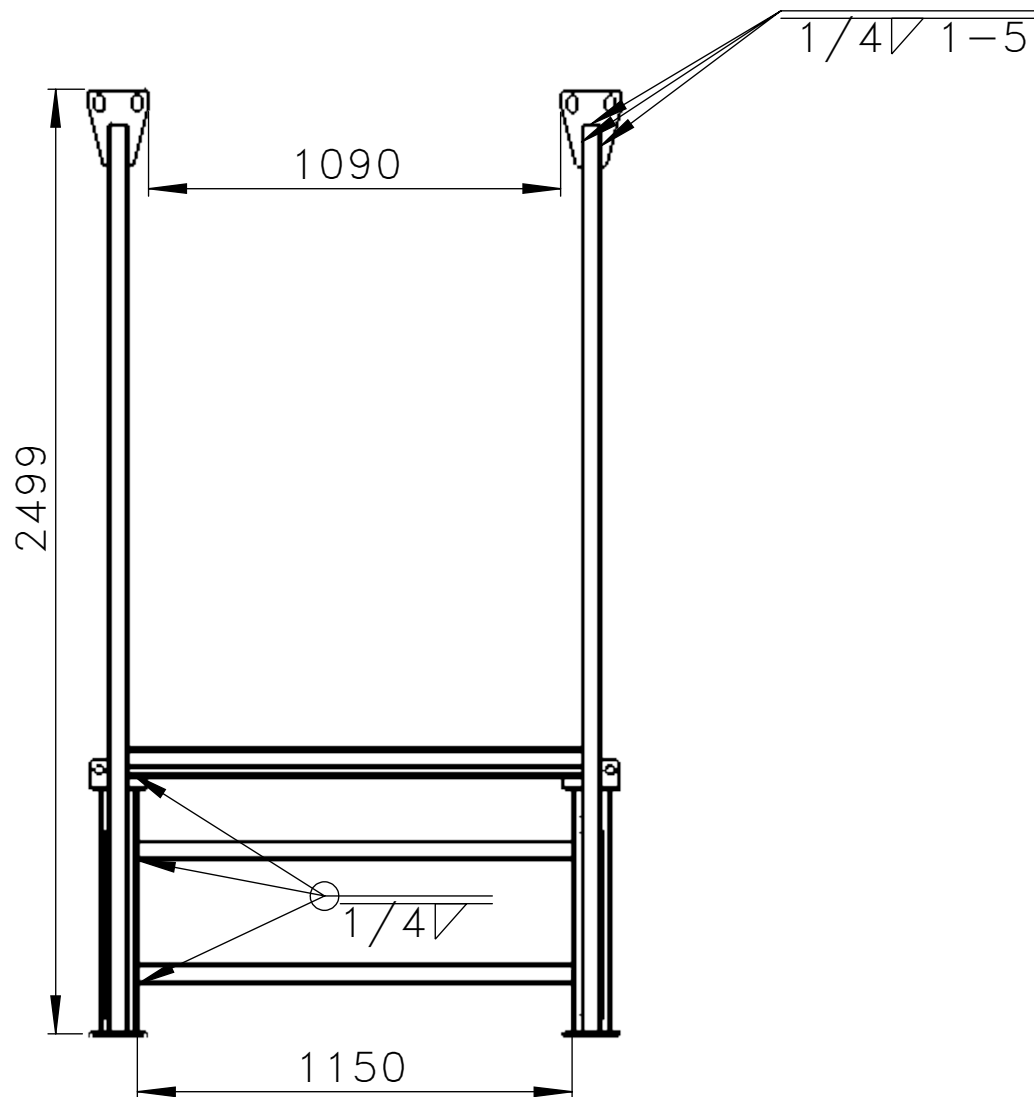
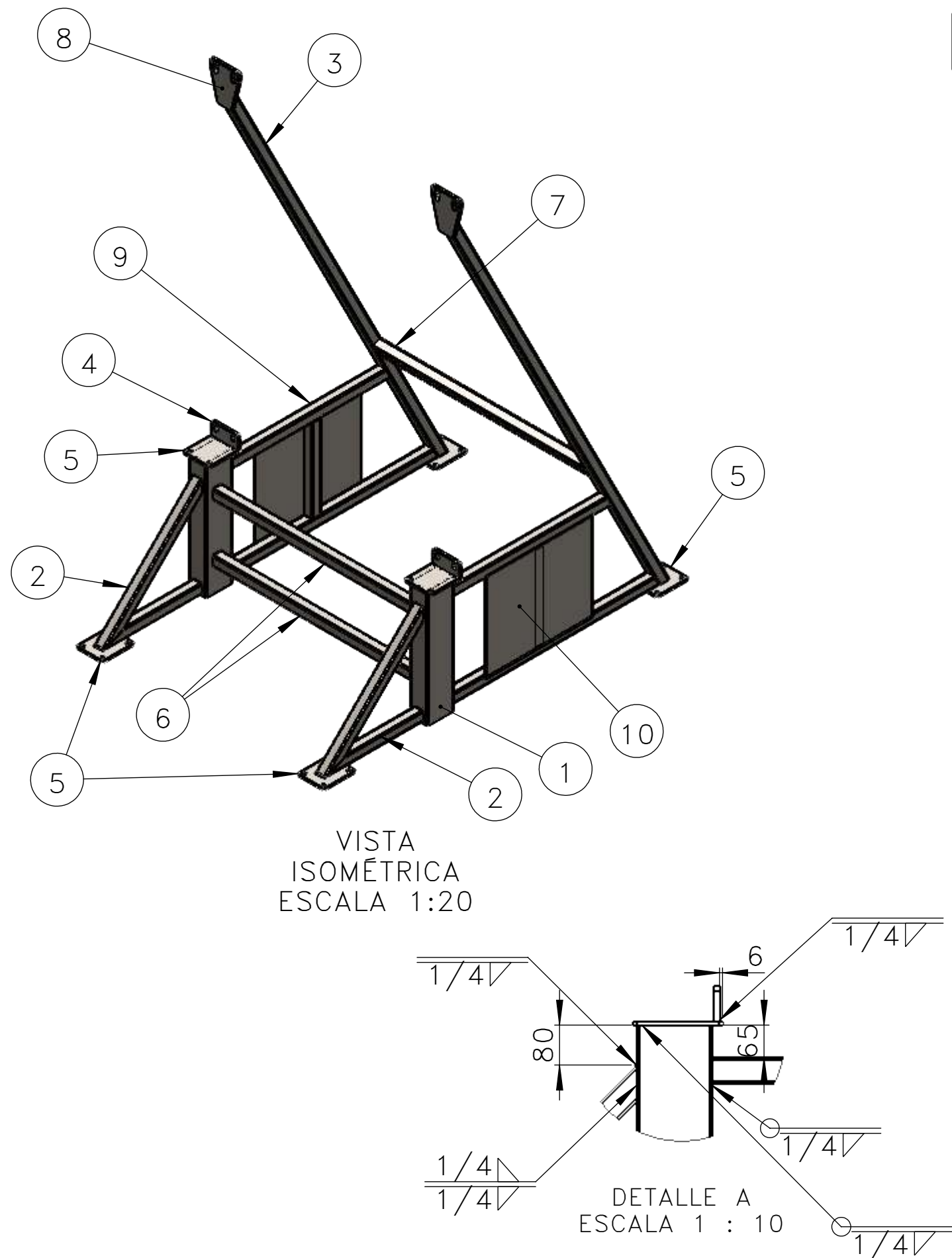


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:3

POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	PIÑON Z16	SAE 1040	0,4	-
2	1	EJE 17mm	SAE 1040	0,6	-
3	1	MANIVELA	BAQUELITA	0,4	-
4	2	ESPIGA ELÁSTICA	COMERCIAL	0,05	Ø5x40
 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			EJE REGULADOR ALTURA		
		FECHA	NOMBRE		A-008.EjePiñon
DIBUJO		18/2/25	CUSATO M.		
APROBO					

ESTRUCTURA SOPORTE

PLANO DE SOLDADURA



NOTAS GENERALES:

SOLDADURAS:
1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÓN SERÁN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.
2-SÍMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4

PINTURA
1-EFFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÁNICO ALQUÍDICO

TOLERANCIAS
1- TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÁN SER AMOLADOS PARA ELIMINAR REBABAS
2- PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

-SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E
-RABAJAR ESTE PLANO CON TODOS LOS ELEMENTOS QUE FIGURAN EN LA LISTA DE MATERIALES

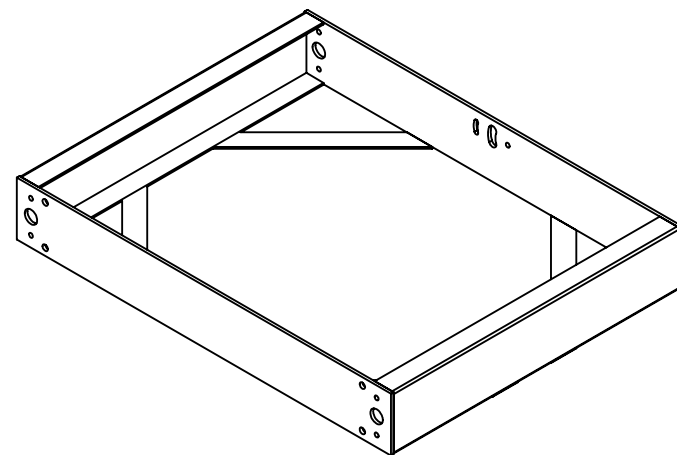
PESO APROXIMADO
132 kg

TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)					
Rango de medidas	0,5 <= 3	3 <= 6	6 <= 30	30 <= 120	120 <= 400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,5	+/- 0,5
Angulares	+/- 1°	+/- 1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'

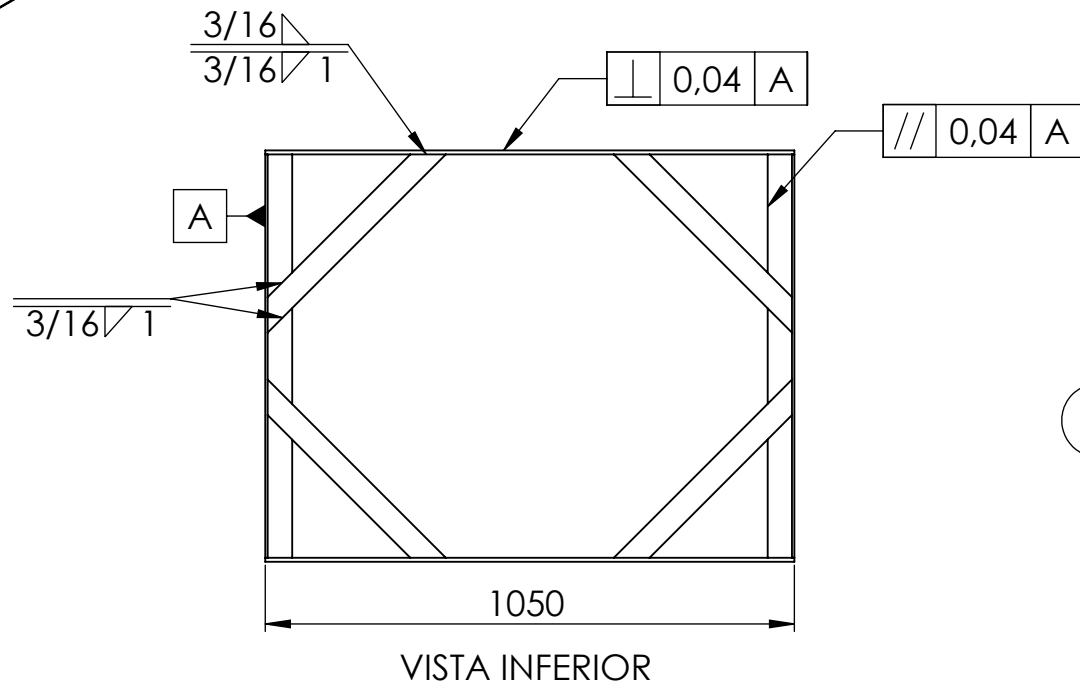
POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	2	ESTRUCTURAL 150x120x6,35	AISI/SAE 1010	11,25	-
2	2	ESTRUCTURAL 50x50x3,2	AISI/SAE 1010	5,6	-
3	2	ESTRUCTURAL 50x50x3,2	AISI/SAE 1010	11,91	-
4	2	PLACA SUJEC INF	AISI/SAE 1010	0,95	PLG.029
5	6	APOYOS	AISI/SAE 1010	1,6	PLG.016
6	2	ESTRUCTURAL 50x50x3,2	AISI/SAE 1010	5,3	-
7	1	ESTRUCTURAL 50x50x3,2	AISI/SAE 1010	5,6	-
8	2	PLACA SUJEC SUP	AISI/SAE 1010	2,3	PLG.085
9	2	ESTRUCTURAL 50x50x3,2	AISI/SAE 1010	6,4	-
10	2	PLACA ACCES	AISI/SAE 1010	11,2	PLG.086

FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERÍA MECÁNICA ROSARIO			ESTRUCTURA SOPORTE	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:20	A-009.Bancada
APROBO	18/2/25	CUSATO M.		

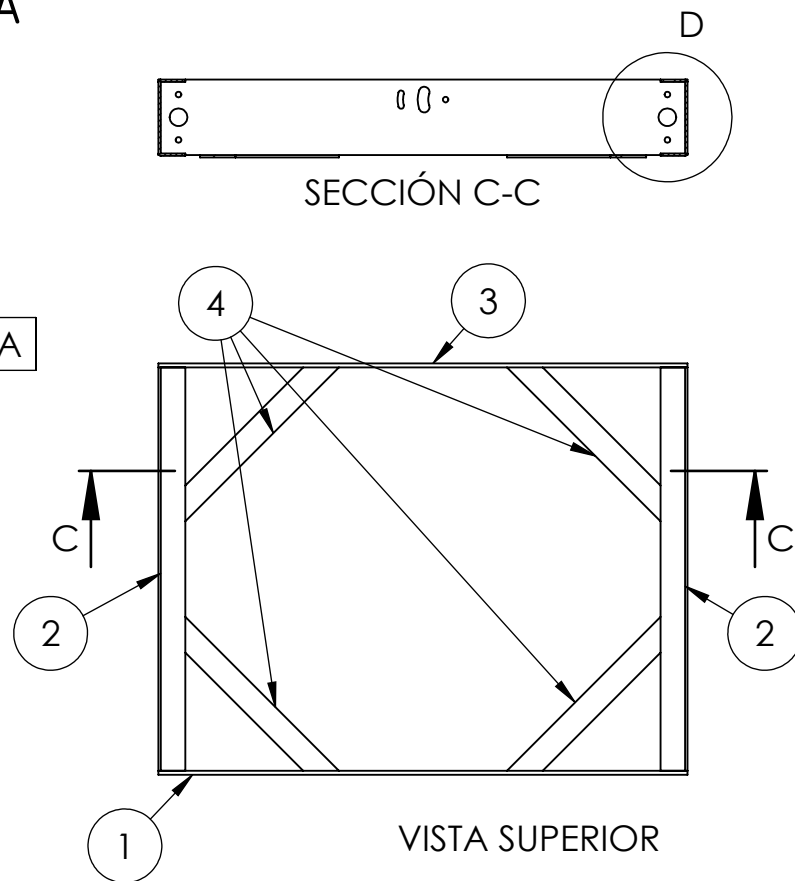
BANCADA CARRO TOPE
PLANO DE SOLDADURA



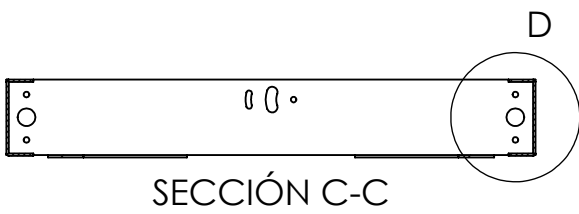
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:15



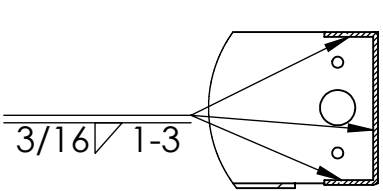
VISTA INFERIOR



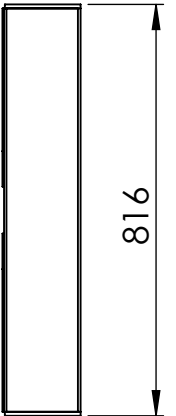
VISTA SUPERIOR



SECCIÓN C-C



DETALLE D
ESCALA 2:15



816

NOTAS GENERALES:

SOLDADURAS:
1—SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÓN SERAN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.
2—SIMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4
3—REPETIR SOLDADURAS EN PIEZAS IGUALES

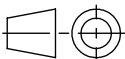
PINTURA
1—EFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
2—SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÂNICO ALQUÍDICO
3—PINTAR CON UNA MANO DE ESMALTE POLIURETANICO ALQUÍDICO

TOLERANCIAS
1—TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERAN SER AMOLADOS PARA ELIMINAR REBABAS

PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

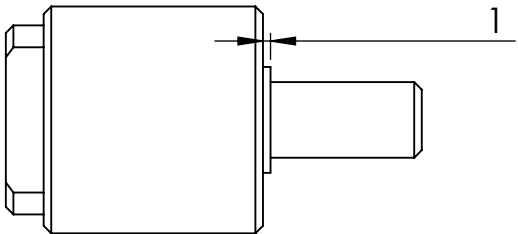
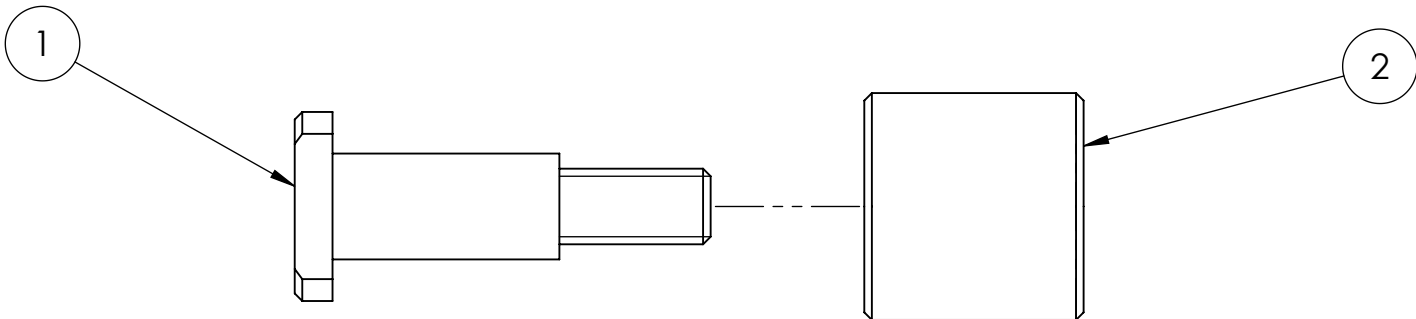
—SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

PESO APROXIMADO
37,6 Kg

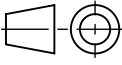
POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	PLACA FRONTAL	SAE 1010	9,67	PLG.018
2	2	PERFIL LATERAL	SAE 1010	7,45	PLG.019
3	1	PLACA TRASERA	SAE 1010	9,63	PLG.020
4	4	ESCUADRA REFUERZO	SAE 1010	0,84	PLG.021
 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BANCADA CARRO TOPE		
	FECHA	NOMBRE		A-010	
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.			
APROBO					

TENSOR CADENA DELANTERA

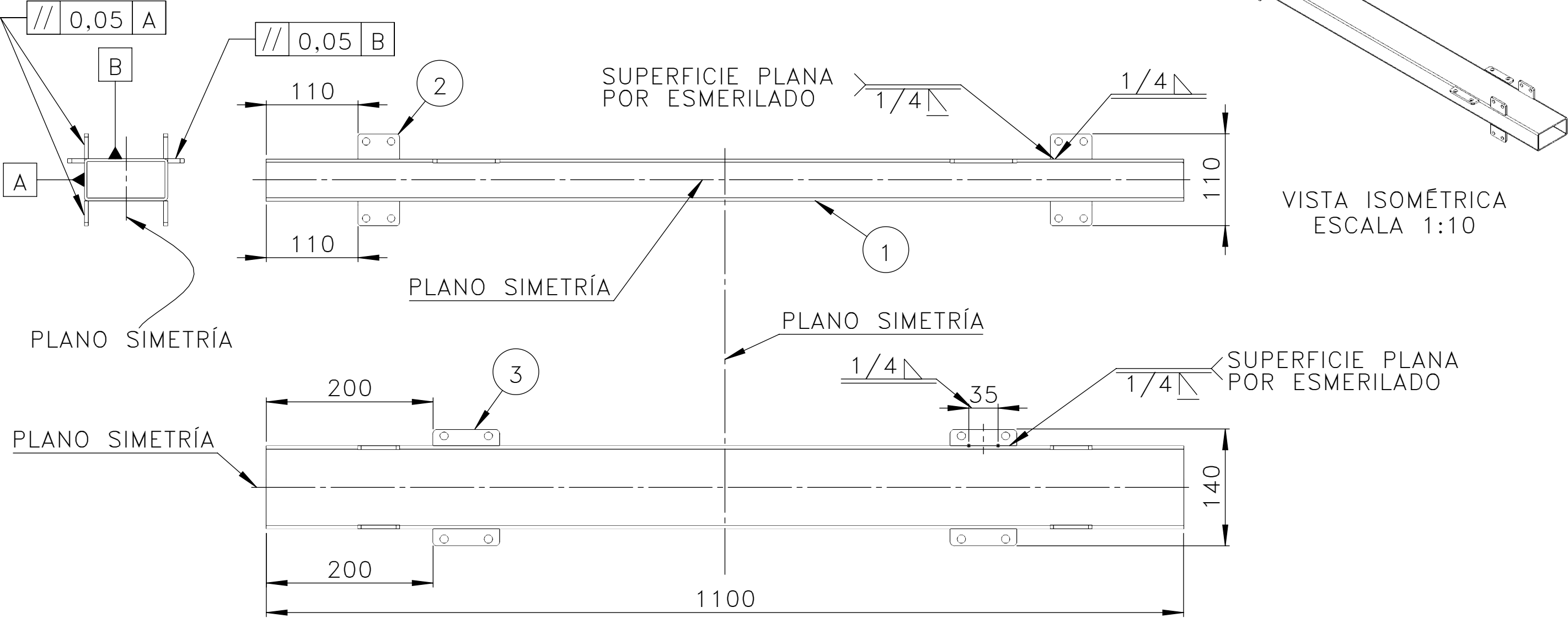
PLANO DE CONJUNTO



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1

POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	BULÓN EJE	ACERO SAE 1045	0,06	TPLG.005.0
2	1	BUJE ROZA CADENA	NYLON 6 (GRILON)	0,01	TPLG.004.0
 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			TENSOR CADENA DELANTERA		
	FECHA	NOMBRE	 ESCALA 1:1		A-016
DIBUJO	23/2/25	CUSATO M.			
APROBO					

CAÑO DESLIZANTE
PLANO DE SOLDADURA



NOTAS GENERALES:

SOLDADURAS:
1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÓN SERÁN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.
2-SÍMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4

PINTURA
1-EFFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÂNICO ALQUÍDICO
3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÂNICO ALQUÍDICO

TOLERANCIAS
PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

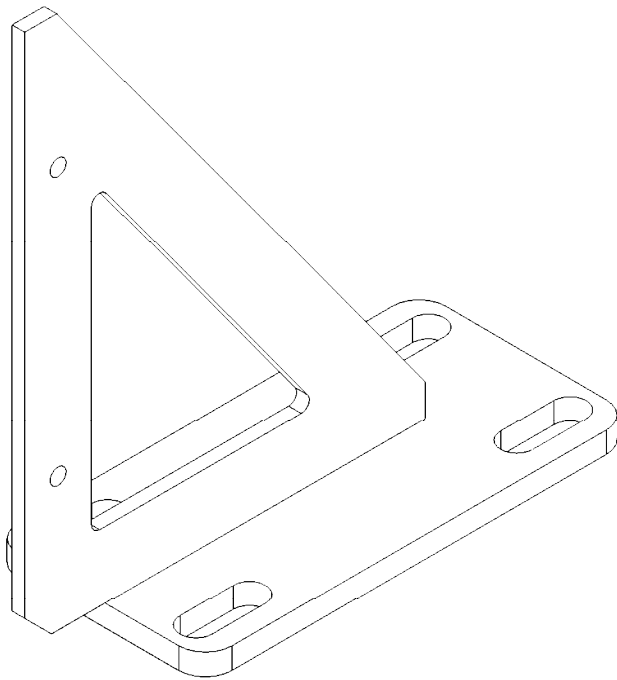
-ELMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°
-SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E
-RABAJAR ESTE PLANO CON TODOS LOS ELEMENTOS QUE FIGURAN EN LA LISTA DE MATERIALES

PESO APROXIMADO
8,5 Kg

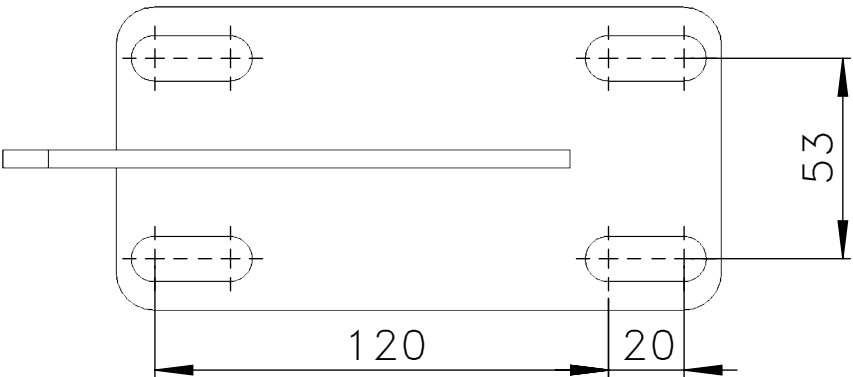
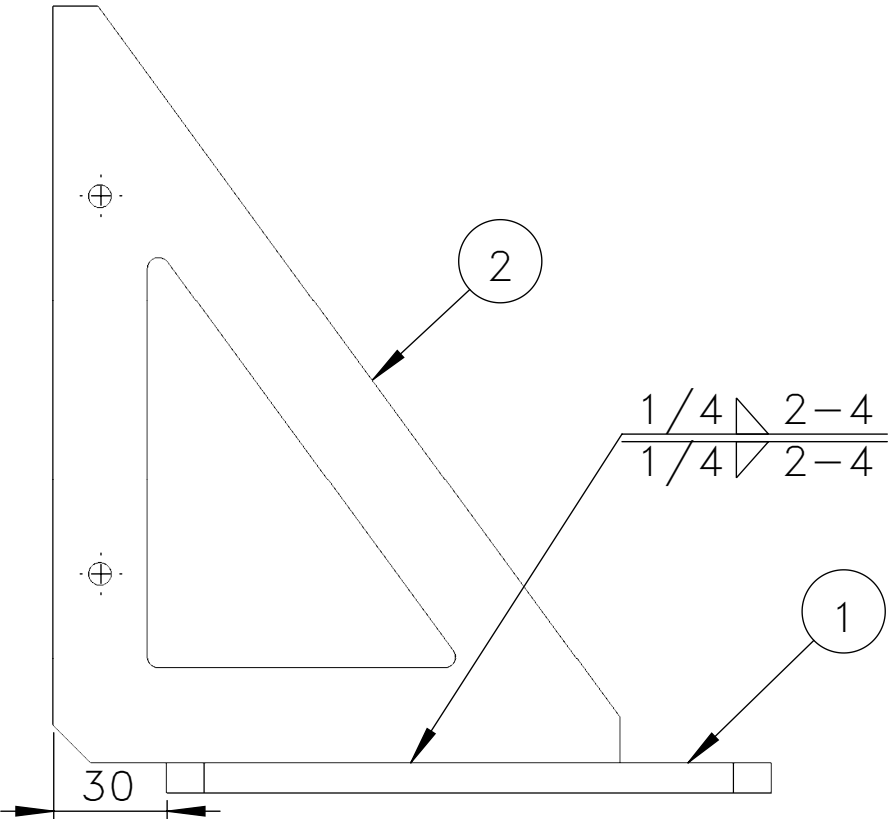
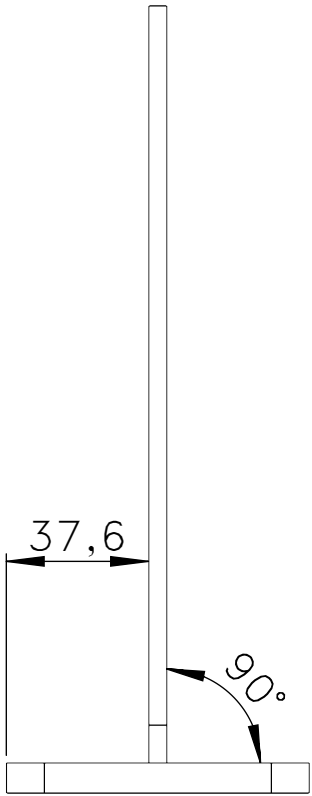
POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	ESTR. RECTANGULAR	SAE 1010	7,8	100x50x3,2
2	8	CORTE LÁSER	SAE 1010	0,05	PLG.031
3	4	CORTE LÁSER	SAE 1010	0,05	PLG.032
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			CAÑO DESLIZANTE		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:5		
APROBO	18/2/25	CUSATO M.			
			A-011		

SOPORTE ESCUADRA

PLANO DE CONJUNTO



VISTA
ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1



NOTAS GENERALES:

SOLDADURAS:
1-SALVO INDICACION EN CONTRARIO, LOS CATETOS DE LAS SOLDADURAS DE FILETE Y LOS ESPESORES DE LAS SOLDADURAS DE PENETRACIÓN SERÁN IGUALES AL MENOR DE LOS ESPESORES A UNIR.
2-SÍMBOLOS DE SOLDADURA SEGUN AWS A2.4

PINTURA
1-EFFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
4-SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS ANTES DEL MONTAJE

TOLERANCIAS
1- SALVO INDICACION DE LO CONTRARIO, TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÁN SER AMOLADOS PARA ELIMINAR REBABAS
PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

- ELIMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°
- SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E
- TRABAJAR ESTE PLANO CON TODOS LOS ELEMENTOS QUE FIGURAN EN LA LISTA DE MATERIALES

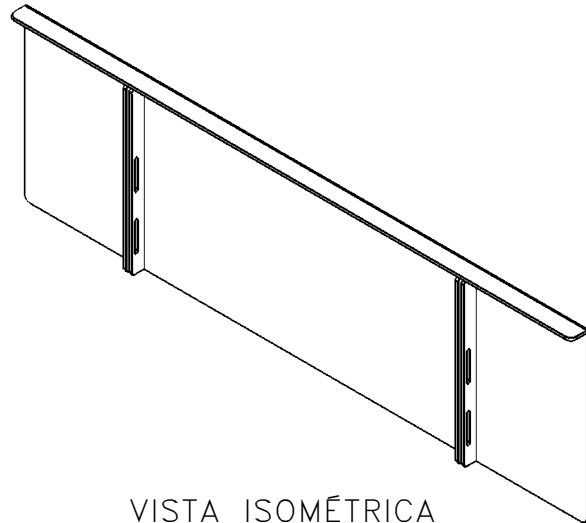
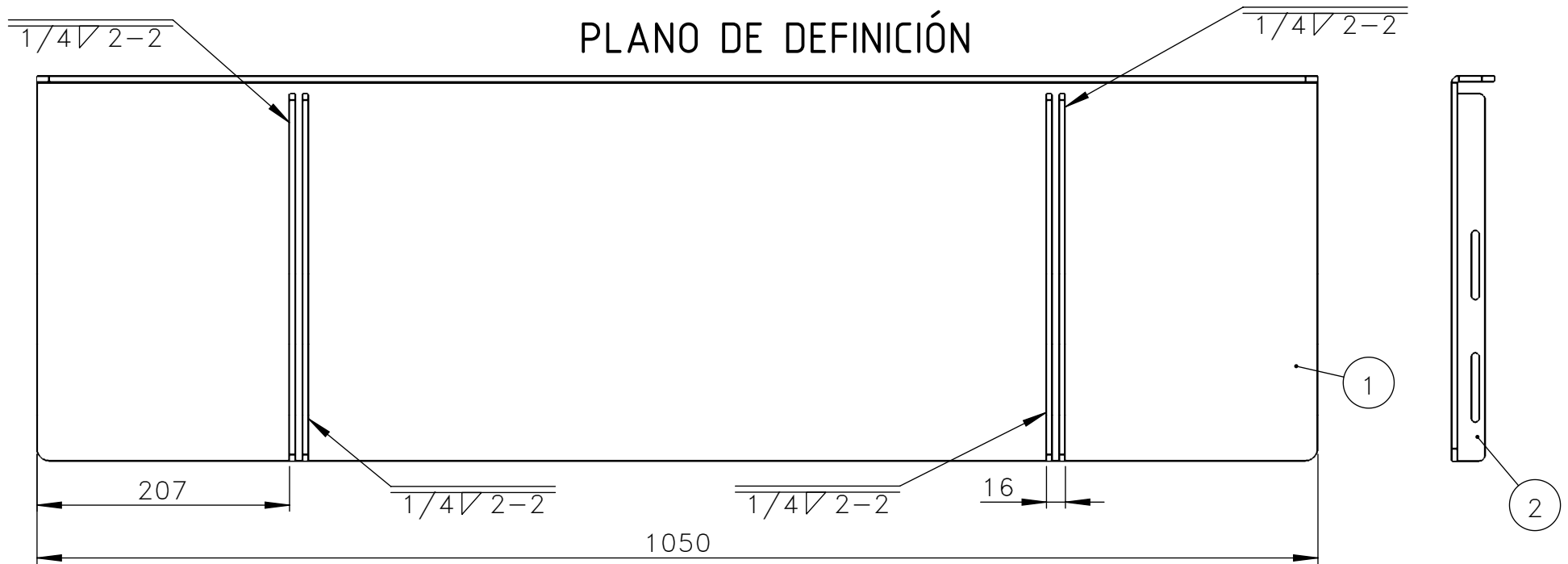
PESO APROXIMADO
1,17 kg

TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)					
Rango de medidas	0,5 <= 3	3 <= 6	6 <= 30	30 <= 120	120 <= 400
Lineales	+/- 0,1	+/-0,1	+/-0,2	+/-0,5	+/-0,5
Angulares	+/-1°	+/-1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'

POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	Placa base L	SAE 1010	0,7	PLG.028
2	1	Soporte perforado	SAE 1010	0,47	PLG.027
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SOPORTE ESCUADRA		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:2		
APROBO	18/2/25	CUSATO M.			
			A-012.Ls		

PLANCHA TOPE

PLANO DE DEFINICIÓN



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

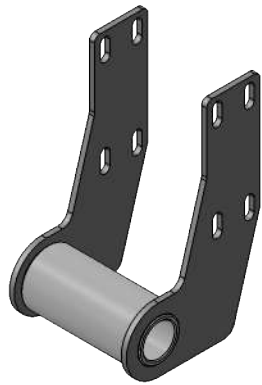
POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	CHAPA TOPE	SAE 1010	1,7	PLG.026
2	4	COSTILLAS	SAE 1010	0,22	PLG-025



FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS,
INGENIERÍA Y AGRIMENSURA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PLANCHA TOPE

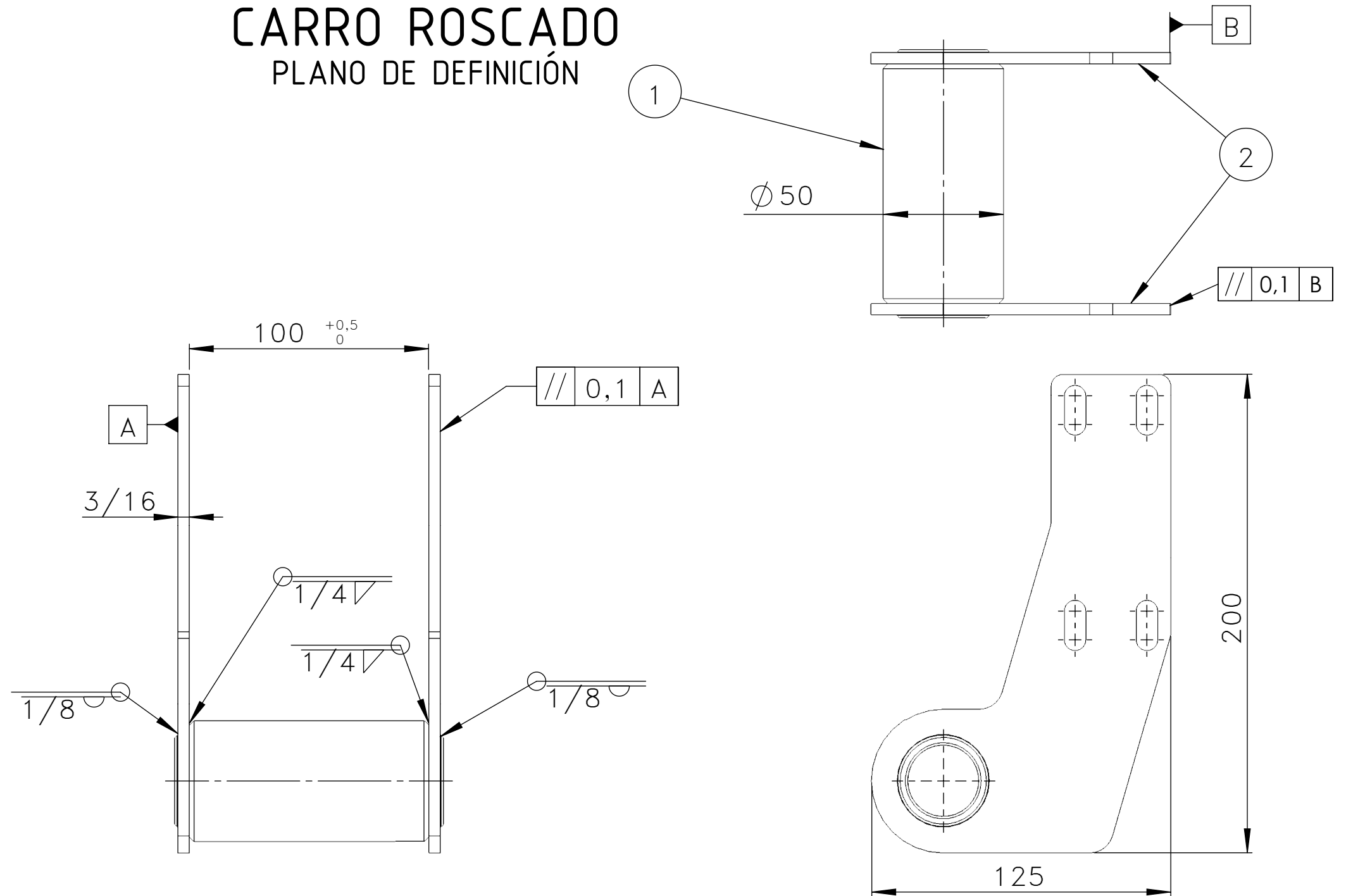
	FECHA	NOMBRE	ESCALA		A-013.PlanchaTope
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.	1:5		
APROBO					



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5

CARRO ROSCADO

PLANO DE DEFINICIÓN



POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	BUJE ROSCADO	SAE 1045	1	TPLG.006.0
2	2	PLACAS DE CARRO	SAE 1010	0,44	PLG.030.0

UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO			FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA		
APROBO	18/2/25	CUSATO M.	1:2		
			CARRO ROSCADO		
			A-014		

TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)					
Rango de medidas	0,5 <= 3	3 <= 6	6 <= 30	30 <= 120	120 <= 400
Lineales	+/- 0,1	+/-0,1	+/-0,2	+/-0,5	+/-0,5
Angulares	+/-1°	+/-1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'

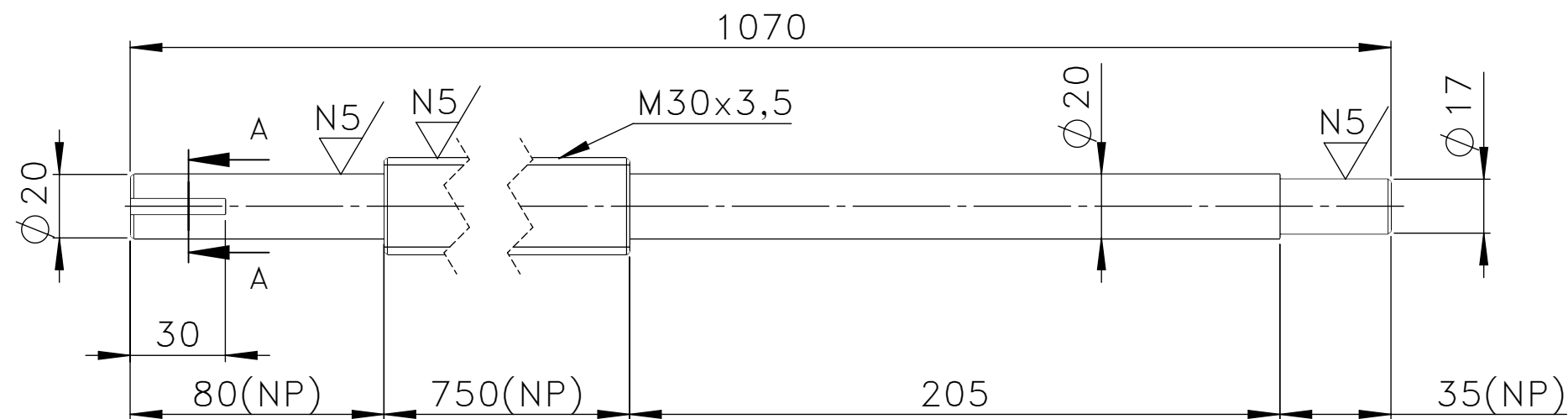
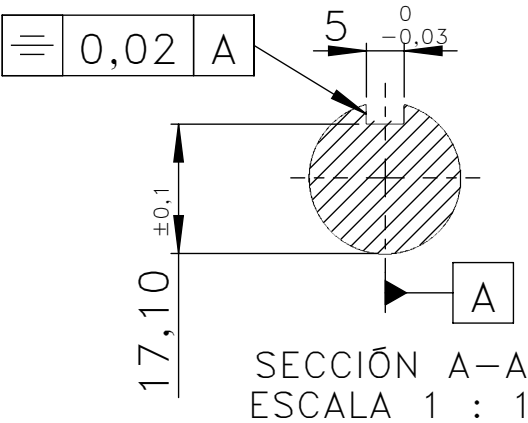
MATERIAL: ACERO AISI/SAE
1040
TT: EN LA ROSCA TEMPLADO
Y REVENIDO A 340°C
HRc=45-50

EJE MOVIMIENTO CARRO TOPE

PLANO DE DEFINICIÓN

N8/(N5/)

ALOJAMIENTO CHAVETA
DIN 6885 B 5x5



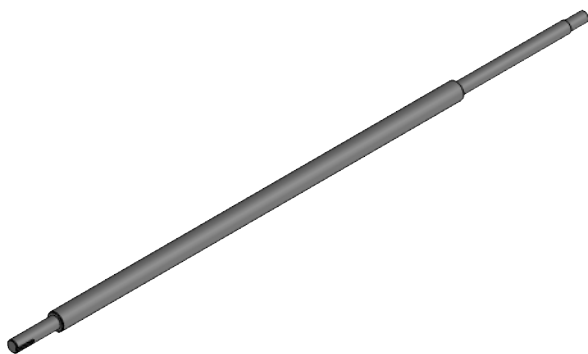
NOTAS GENERALES:

- PINTURA
- 1-EFFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
 - 2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
 - 3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
 - 4-SUPERFICIES INDICADAS CON "NP" NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS

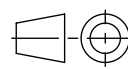
TOLERANCIAS

PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK

-SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E



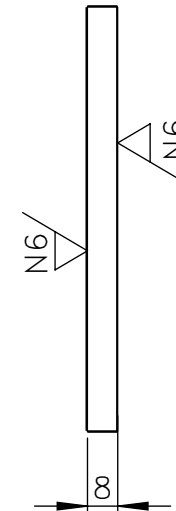
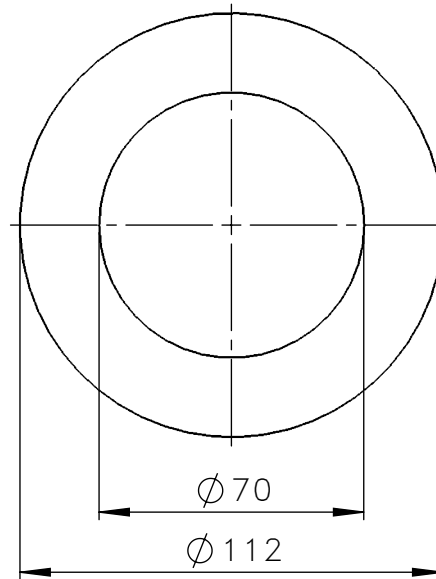
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

			FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERIA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		EJE MOVIMIENTO CARRO TOPE	
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:2		TPLG.011	
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.				
APROBO						

ARANDELA BRONCE

PLANO DE DEFINICIÓN

N8/(N6/)



MATERIAL: BRONCE AL PLOMO SAE 660

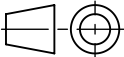
NOTAS GENERALES:

TOLERANCIAS
PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768
mK

ELMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°
SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

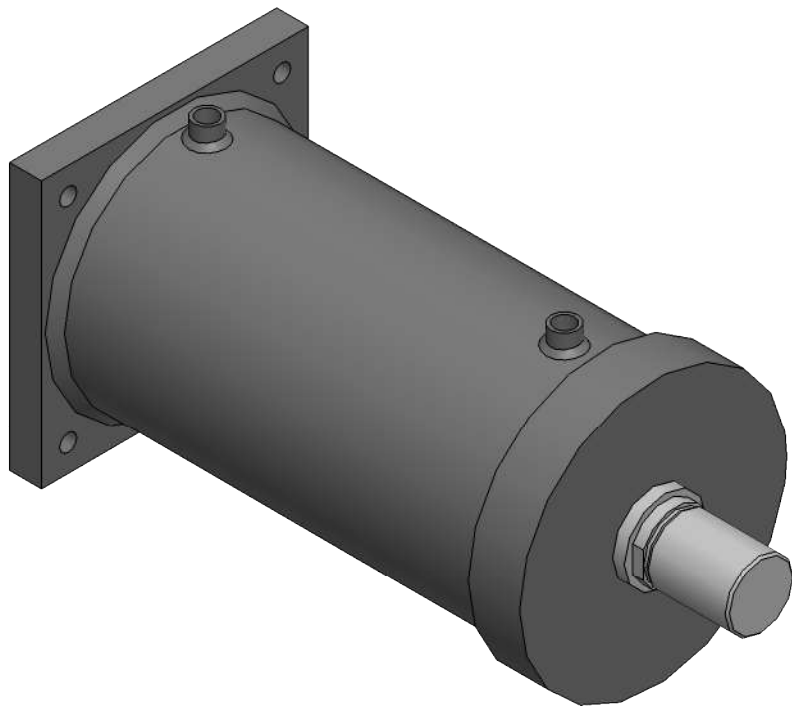
TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)

Rango de medidas	0,5 ≤ 3	3 ≤ 6	6 ≤ 30	30 ≤ 120	120 ≤ 400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,5	+/- 0,5
Angulares	+/- 1°	+/- 1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'

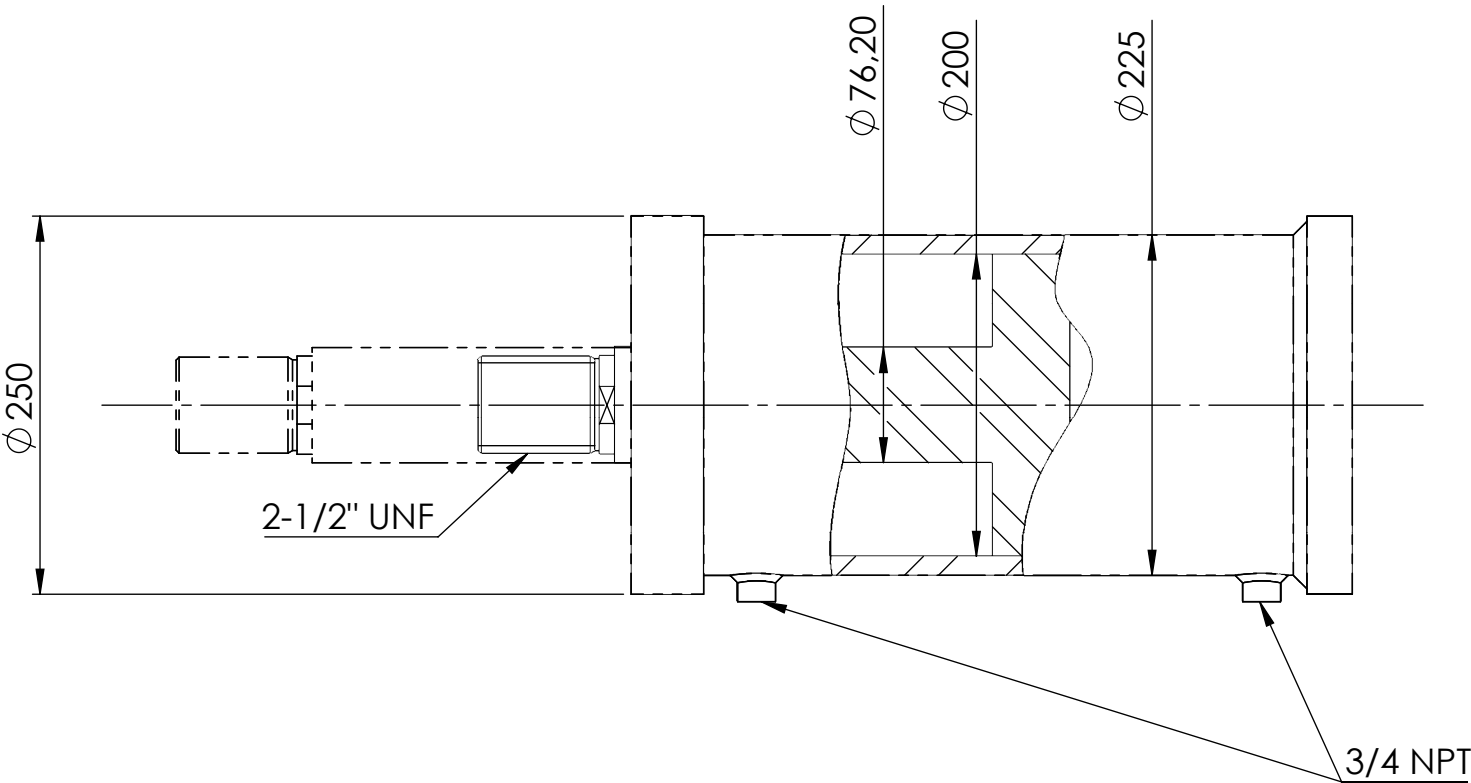
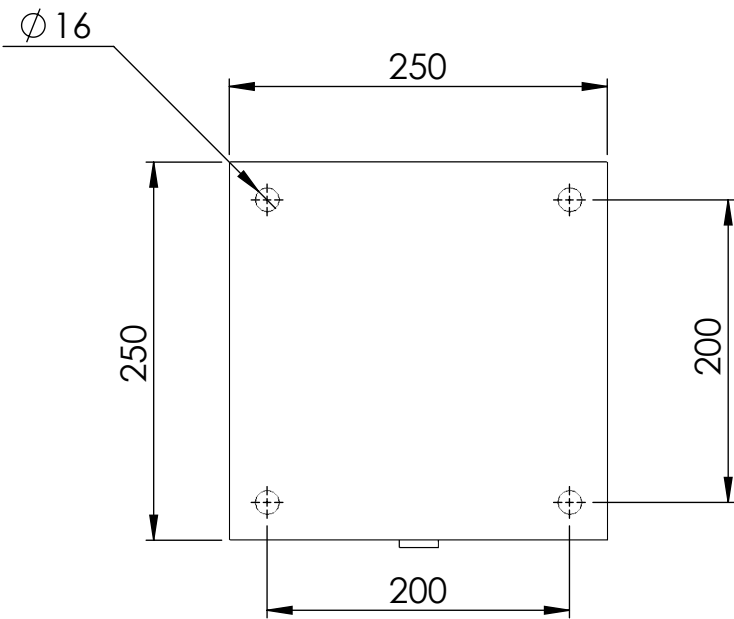
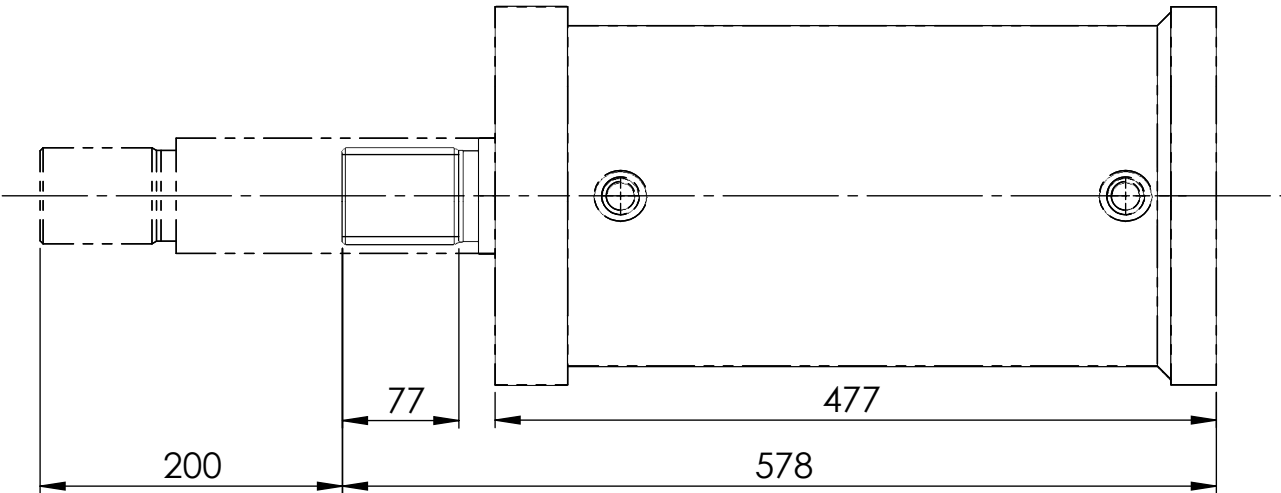
 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ARANDELA BRONCE	
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:2	 ArandelaBronce
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.		
APROBO				

CILINDRO HIDRAULICO "CHA"

PLANO DE CONJUNTO

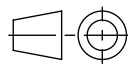


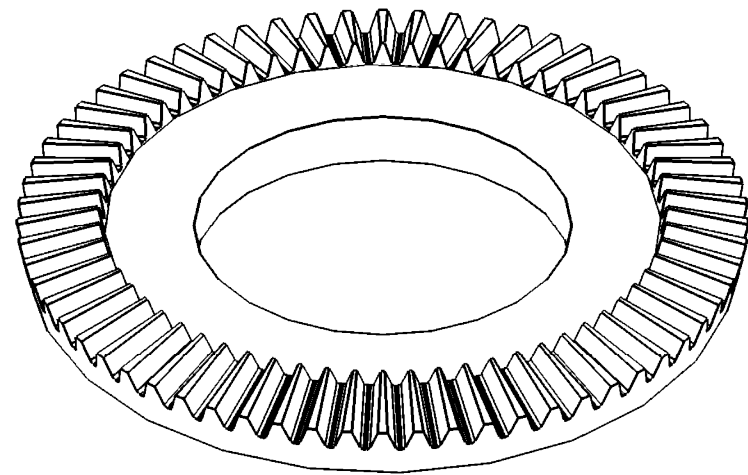
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5



- CILINDRO HIDRÁULICO Semi - blindado modelo CHA
Fabricante: FAP Cilindros (Avellaneda, Bs. As)
- Camisa de acero bruñida interiormente
 - Vástago de acero SAE 1045 rectificado con protección de cromo duro
 - Presión de trabajo 140 bar
 - Montaje de placa trasera tipo "G"
 - Conexiones std 3/4" NPT en posición 1-5

PESO APROXIMADO
90 Kg

 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			CILINDRO HIDRAULICO "CHA"	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:5	 CilindroCHA1
APROBO	18/2/25	CUSATO M.		

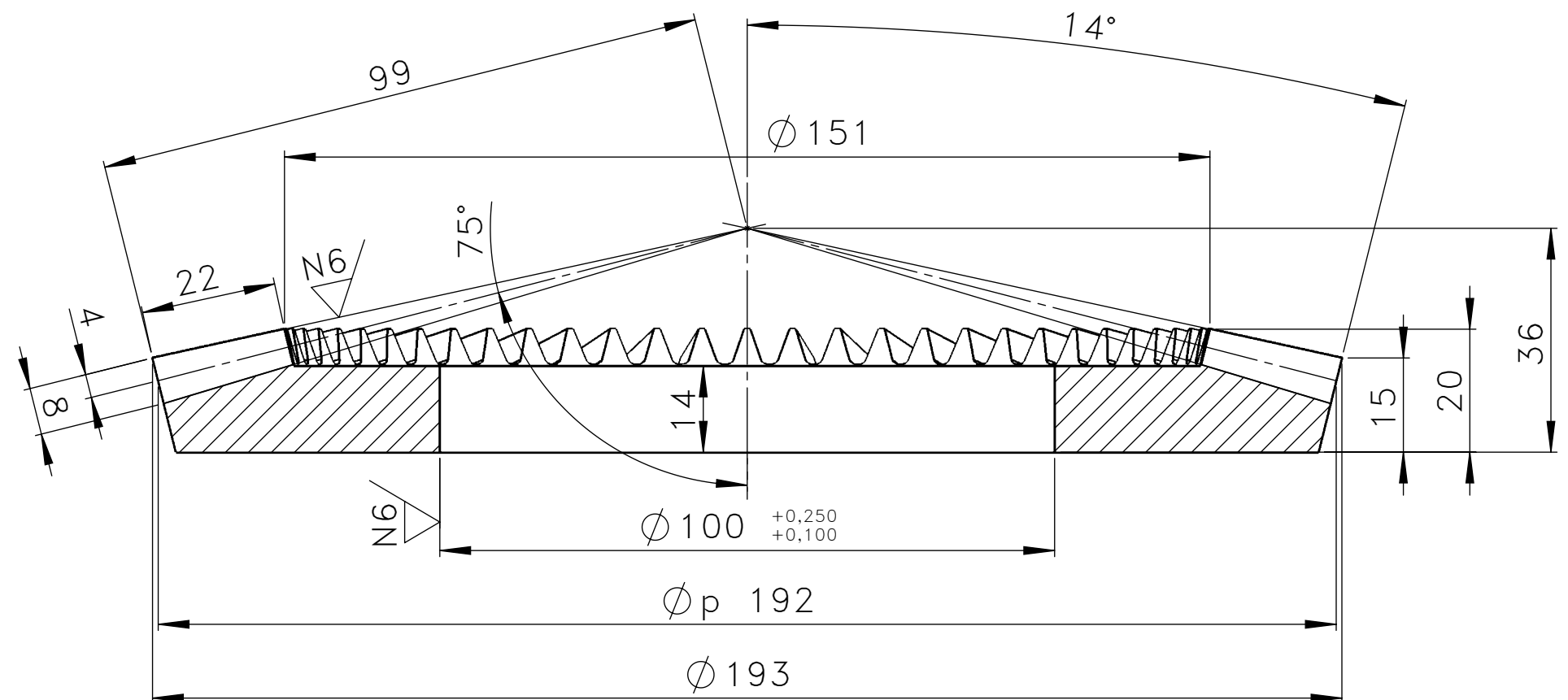


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:2

ENG CONICO RECTO

PLANO DE DEFINICIÓN

N8/(N6)



NOTAS GENERALES:

SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS ANTES DEL MONTAJE

TOLERANCIAS

PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK

- ELMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°
- SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

Z=64

M=3

Ang. presión=20°

MATERIAL: SAE 1045

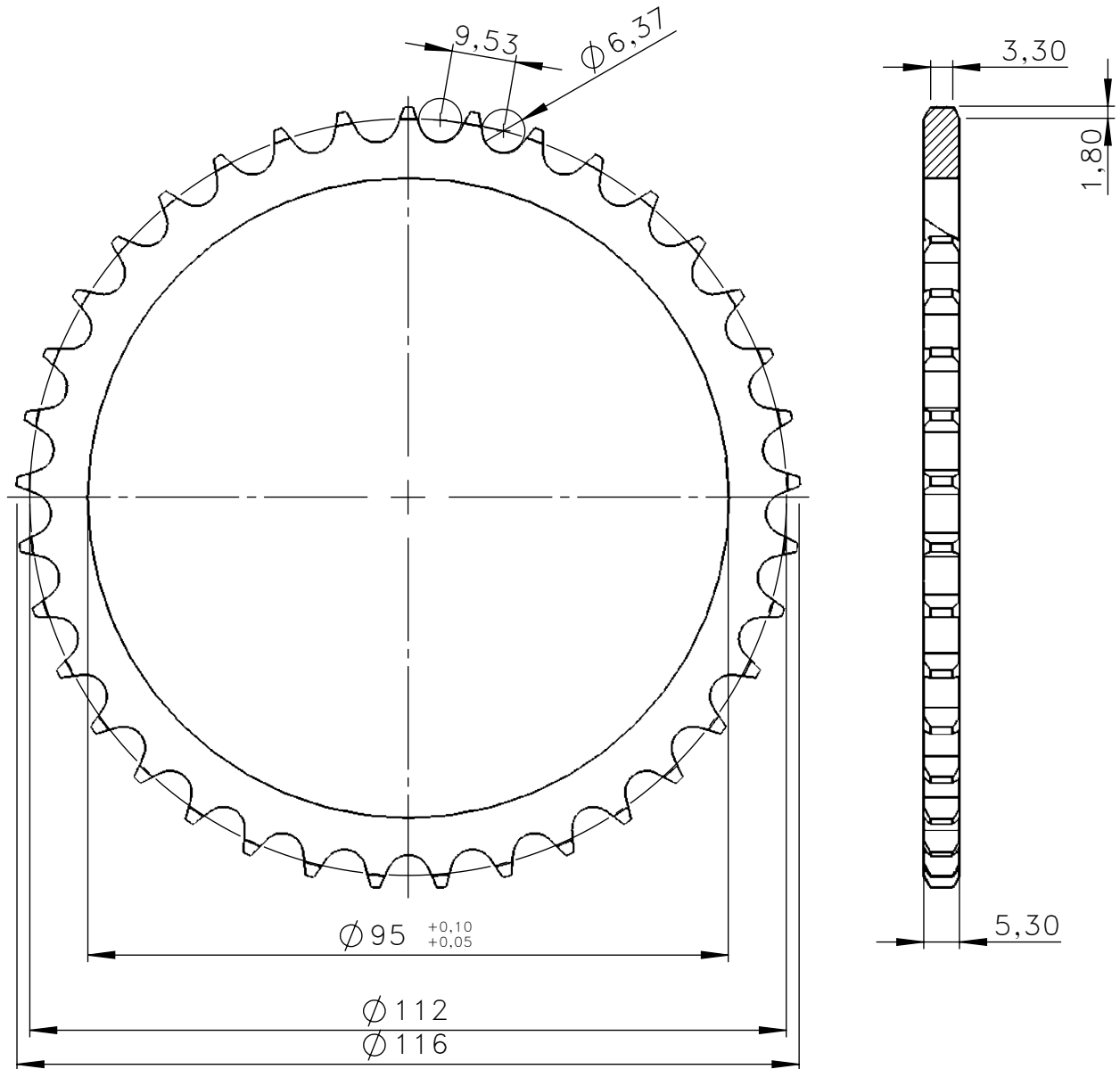
TT: Templado al agua y
revenido a 205°C

TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)					
Rango de medidas	0,5 <= 3	3 <= 6	6 <= 30	30 <= 120	120 <= 400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,5	+/- 0,5
Angulares	+/- 1°	+/- 1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'

FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				ENG CONICO RECTO	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA		CD-Z64
	18/2/25	CUSATO M.			
APROBO			1:1		

CORONA 37 DIENTES

PLANO DE DEFINICIÓN



ESPECIFICACIONES

Nro. Dientes	37
Espesor cad	1/4
Paso	3/8
Tratam Térmico	Temple por inducción y revenido a 205°C. Ce=0,8mm HRc>50



FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS,
INGENIERÍA Y AGRIMENSURA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

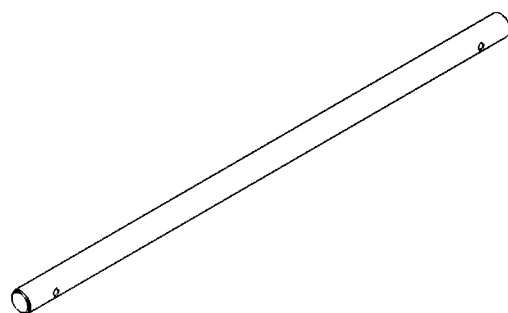
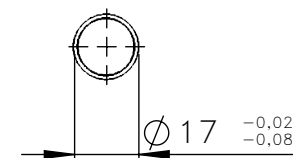
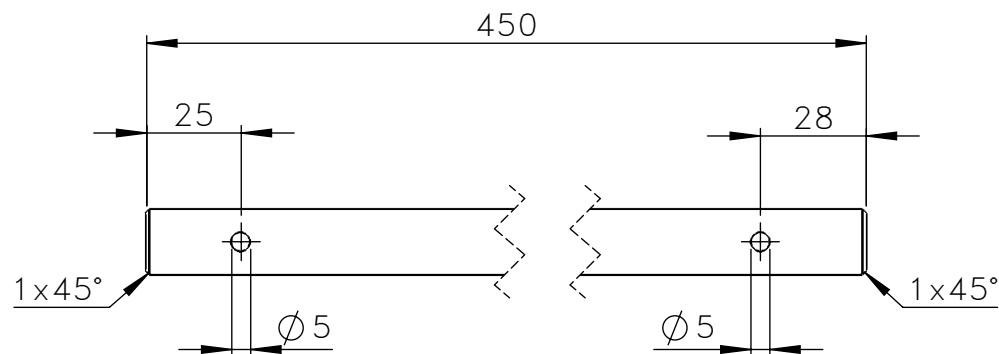
CORONA 37
DIENTES

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA		CoronaZ37
APROBO	18/02/25	CUSATO M.	1:1		

EJE PIÑÓN

PLANO DE DEFINICIÓN

N6/



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5

TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)

Rango de medidas	0,5 ≤ 3	3 ≤ 6	6 ≤ 30	30 ≤ 120	120 ≤ 400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,5	+/- 0,5
Angulares	+/- 1°	+/- 1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'



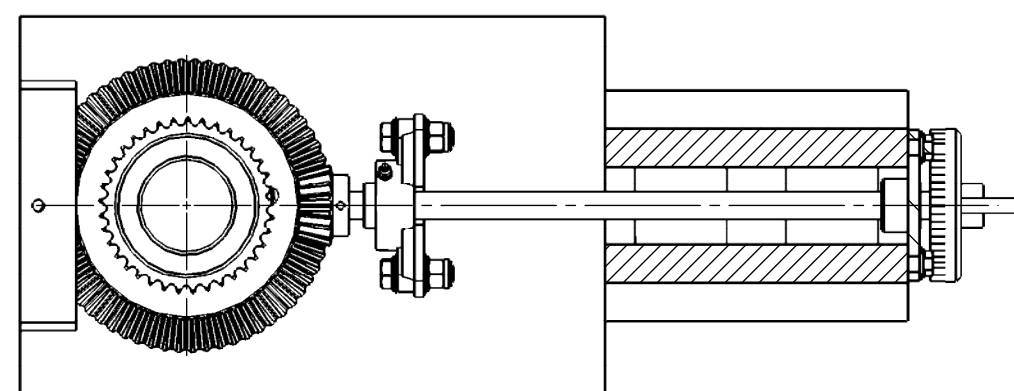
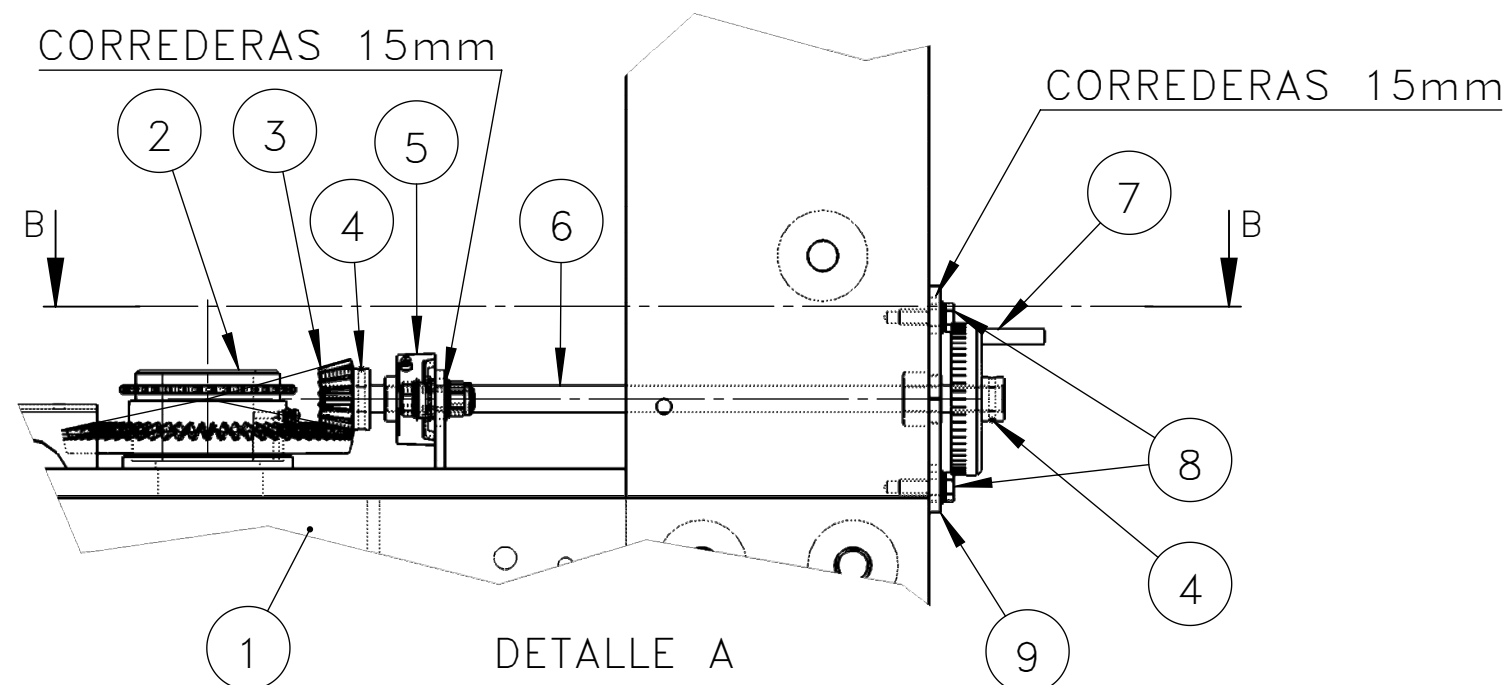
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS,
INGENIERÍA Y AGRIMENSURA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

EJE PIÑÓN

	FECHA	NOMBRE	ESCALA		EjePiñon
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.	1:2		
APROBO					

SISTEMA DE ENGRANAJES

PLANO DE CONJUNTO



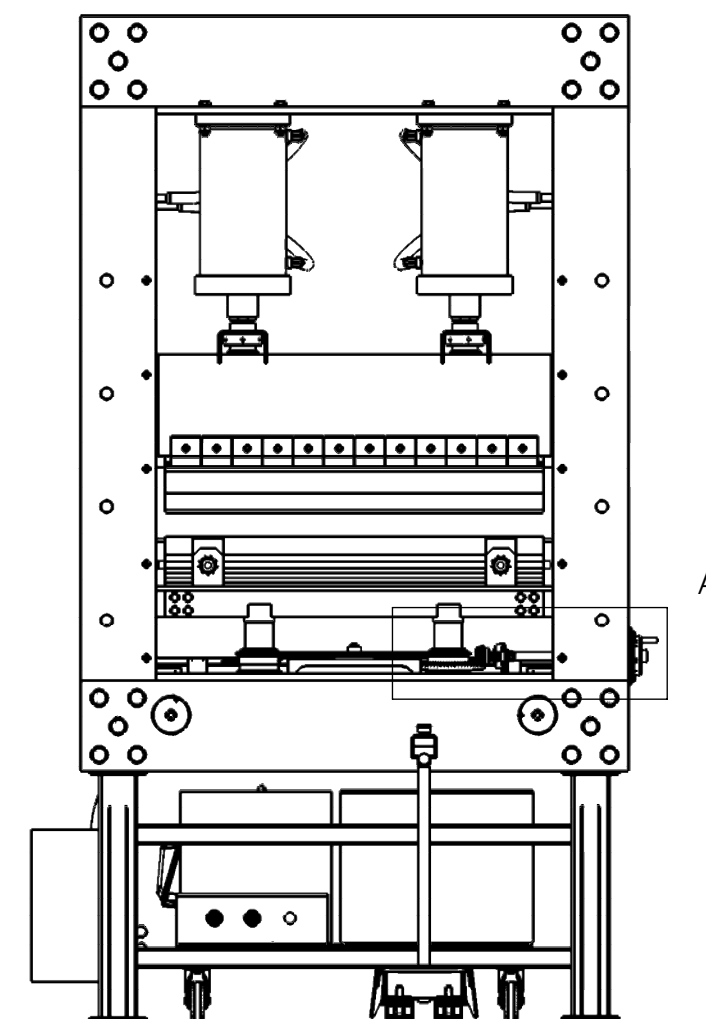
NOTAS GENERALES:

PINTURA

- 1-EFFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
- 2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
- 3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÁNICO ALQUÍDICO
- 4-SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS ANTES DEL MONTAJE

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

- SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E
- RABAJAR ESTE PLANO CON TODOS LOS ELEMENTOS QUE FIGURAN EN LA LISTA DE MATERIALES



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:20

POS.	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	1	BASTIDOR	SAE 1010	705	AA-1
2	1	TUERCA C/ ENGRAN	VARIOS	2,55	A-003
3	1	PIÑON	SAE 1040	0,27	PIÑON Z16
4	2	ESPIGA ELÁST Ø5	COMERCIAL	0,01	DIN 1481
5	1	CAJA + RODAMIENTO	COMERCIAL	0,52	UCFL 203
6	1	EJE PIÑON	SAE 1040	0,8	-
7	1	MANIVELA GRAD.	BAQUELITA	0,15	-
8	4	BUL Gr8.8 M10x30	COMERCIAL	0,01	
9	1	SOPORTE EJE PIÑON	SAE 1010/1040	0,82	A-015



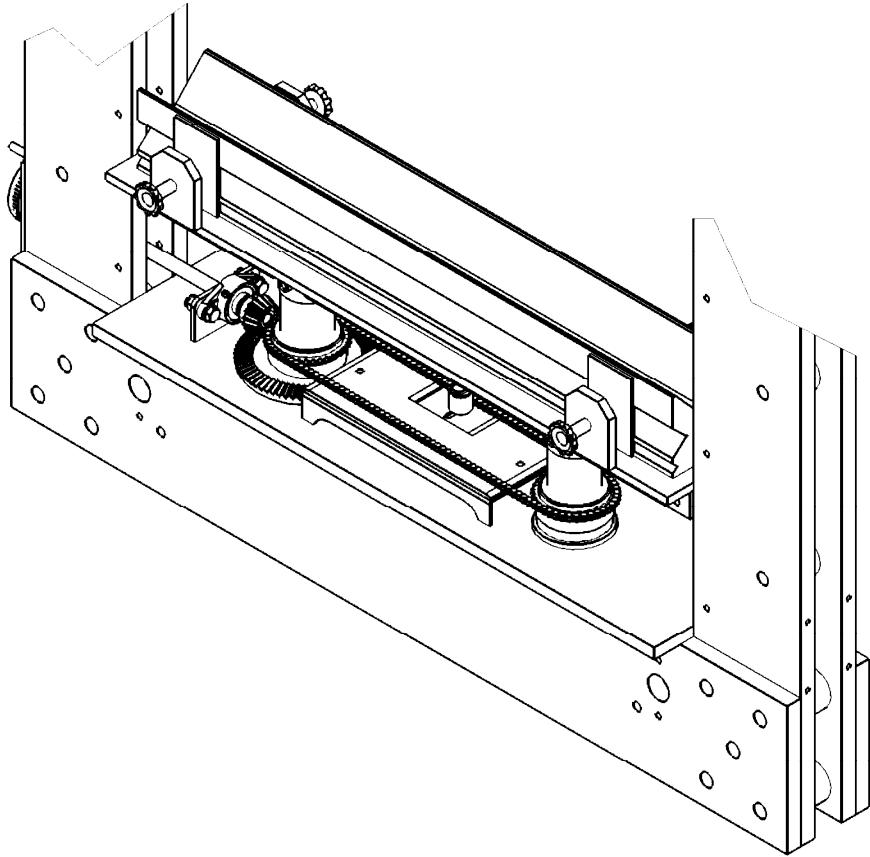
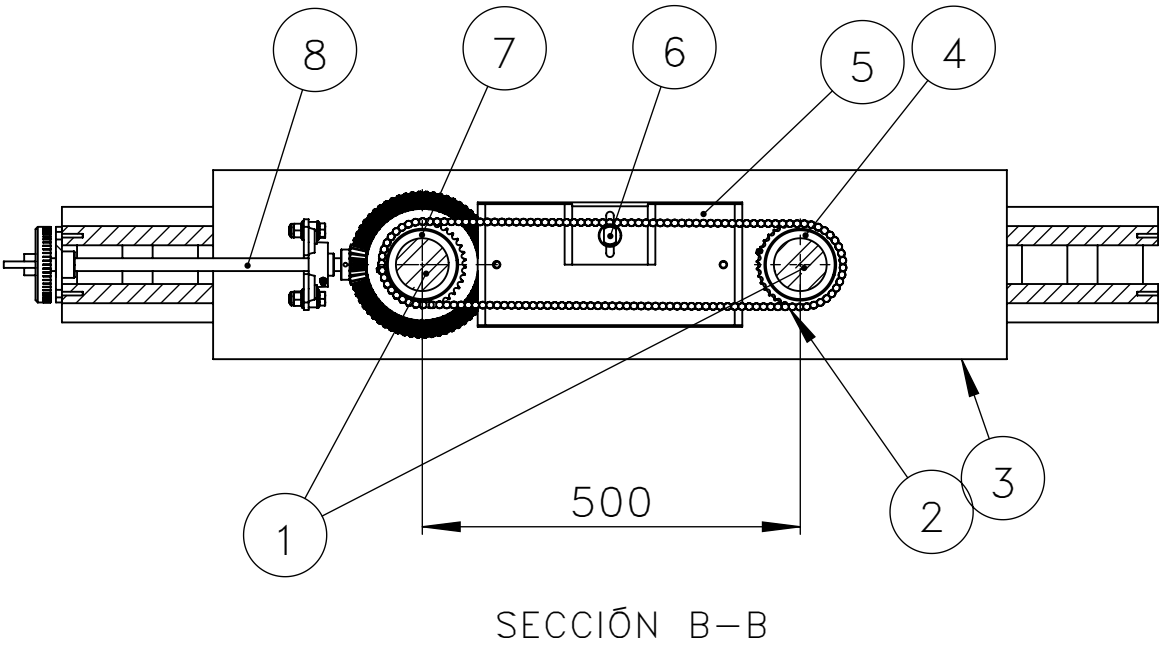
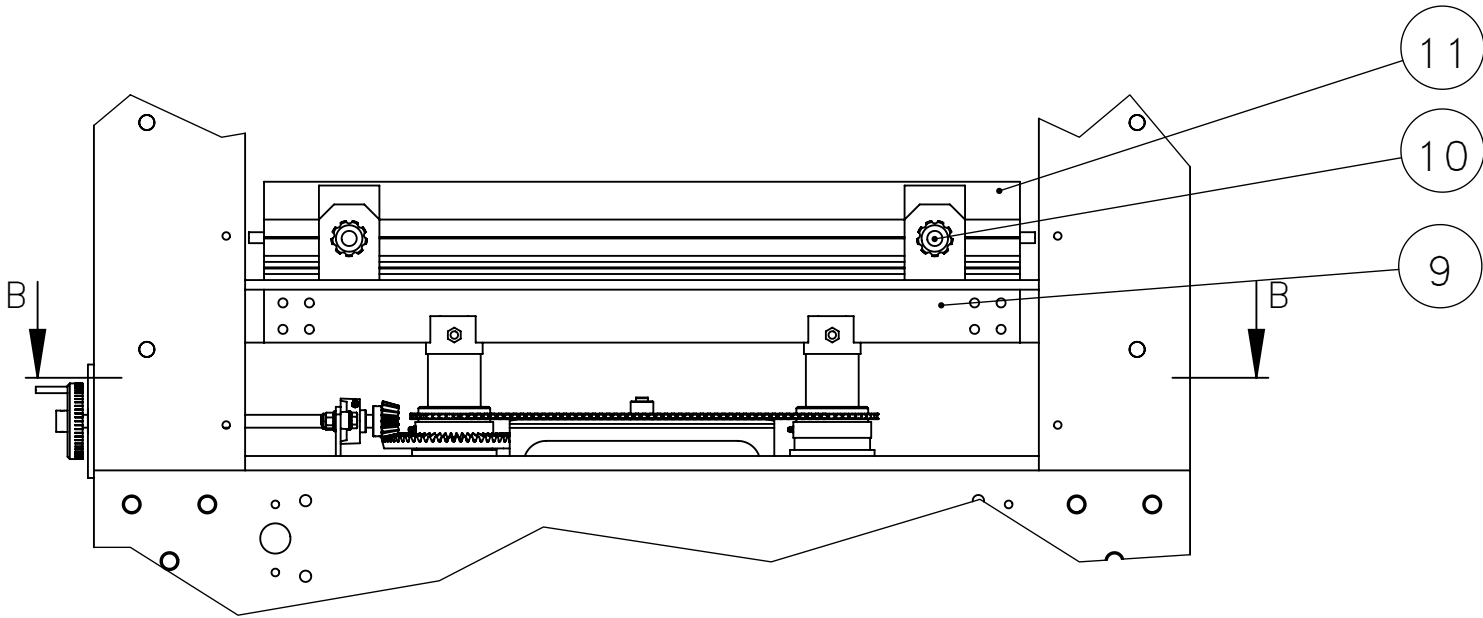
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS,
INGENIERÍA Y AGRIMENSURA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

SISTEMA DE
ENGRANAJES

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA		EstV1
APROBO	18/2/25	CUSATO M.	1:5		

TRANSMISION E/ TUERCAS

PLANO DE CONJUNTO



VISTA
ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

POS.	CAN T	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO	OBS
1	2	TORNILLOS	SAE 1040	9	TPLG.010
2	1	CADENA 1/4 x 1/2	COMERCIAL	0,67	105 es
3	1	BASTIDOR	ASTM A36	705	AA-001
4	1	TUERCA CORONA	VER PLANOS	2,26	A-005
5	1	PLACA DESLIZ	UHMW	0,32	PLG.033
6	1	TENSOR CADENA	VER PLANO	0,07	A-016
7	1	TUERCA C/ ENGR	VER PLANO	2,55	A-003
8	1	EJE PIÑON	SAE 1040	1,45	A-008
9	1	BASE MATRIZ	ASTM A36	37,4	A-004
10	2	MANIJAS POSIC	VER PLANO	0,5	PLG.034
11	1	MATRIZ EN V	SAE 4140	85	MATRIZV

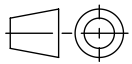


FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS,
INGENIERÍA Y AGRIMENSURA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

TRANSMISION E/
TUERCAS

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.
APROBO		

ESCALA
1:10

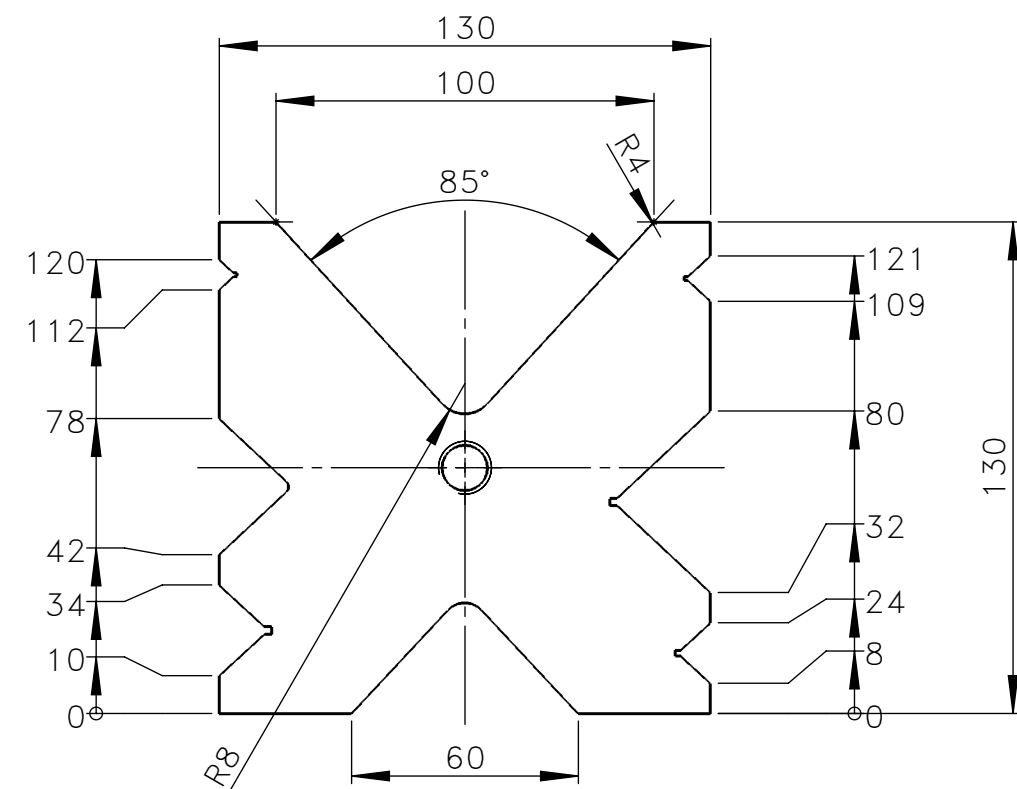
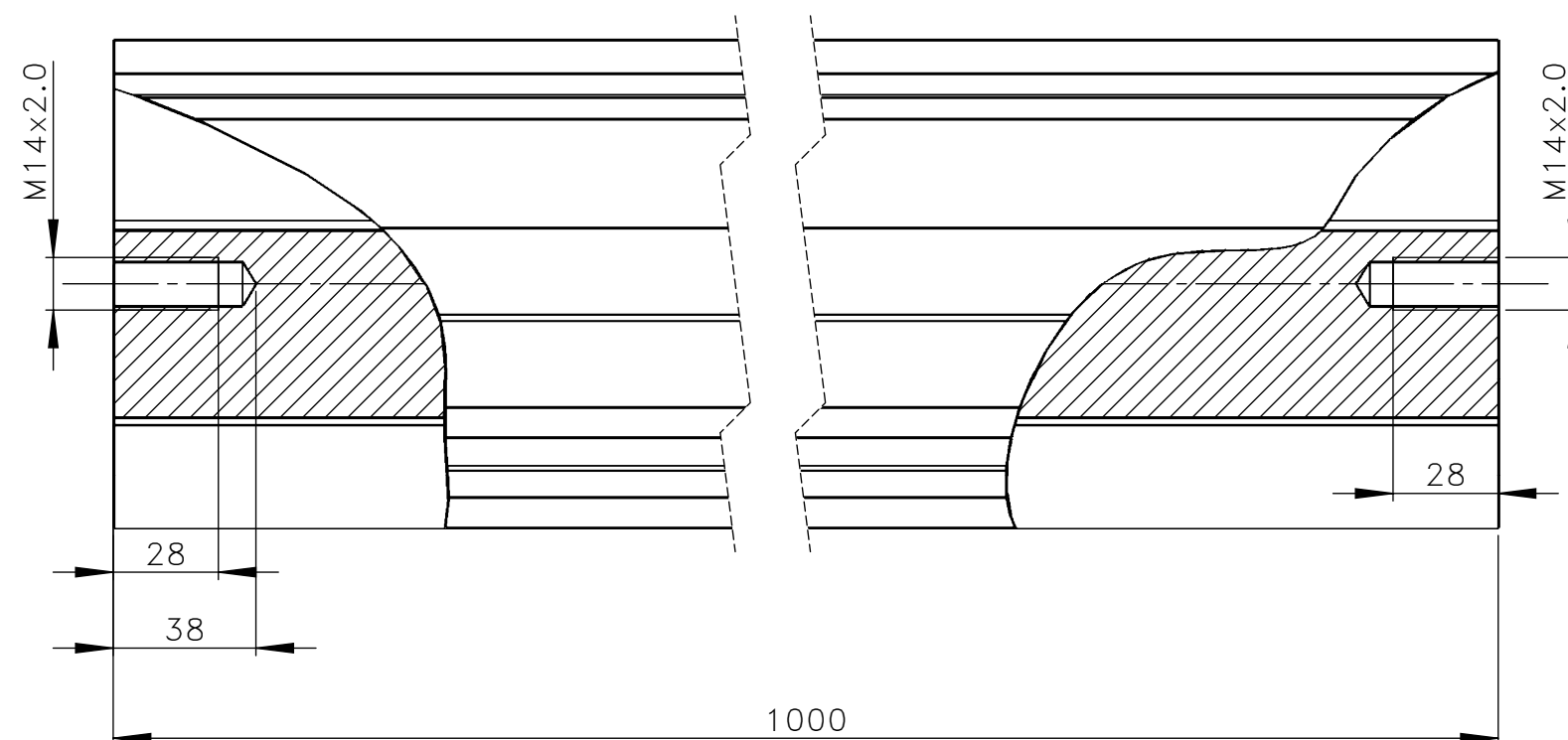


EstV2

MATRIZ MULTI V

PLANO DE DEFINICIÓN

N6/



NOTAS GENERALES:

PINTURA
SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS

TOLERANCIAS
PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK

COTAS CONDUCCIDAS
LAS COTAS INDICADAS ENTRE PARENTESIS SON CONDUCCIDAS, ES DECIR QUE DEPENDEN DE LAS COTAS DE FABRICACION
SE ESPECIFICAN SOLO A TITULO INFORMATIVO, NO ESTAN AFECTADAS POR TOLERANCIAS

ELMINAR CANTOS VIVOS $r=1$
SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

PESO APROXIMADO
93,9 Kg

NOTAS:

—TODAS LAS RANURAS EN "V" TIENEN 85°
—MATERIAL: ACERO SAE 4140 TEMPLADO EN ACEITE Y REVENIDO A 240°C

TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)

Rango de medidas	0,5 ≤ 3	3 ≤ 6	6 ≤ 30	30 ≤ 120	120 ≤ 400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,5	+/- 0,5
Angulares	+/- 1°	+/- 1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'

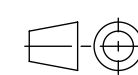


FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS,
INGENIERÍA Y AGRIMENSURA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

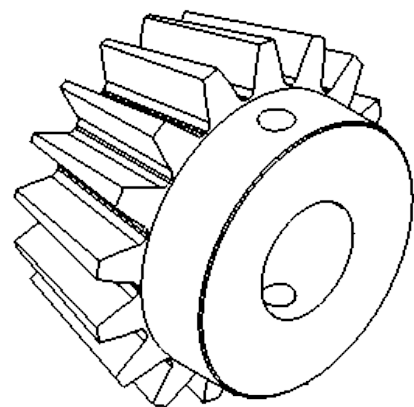
MATRIZ MULTI V

DIBUJO	FECHA	NOMBRE
APROBO	18/2/25	CUSATO M.

ESCALA
1:2



MatrizMultiV_1

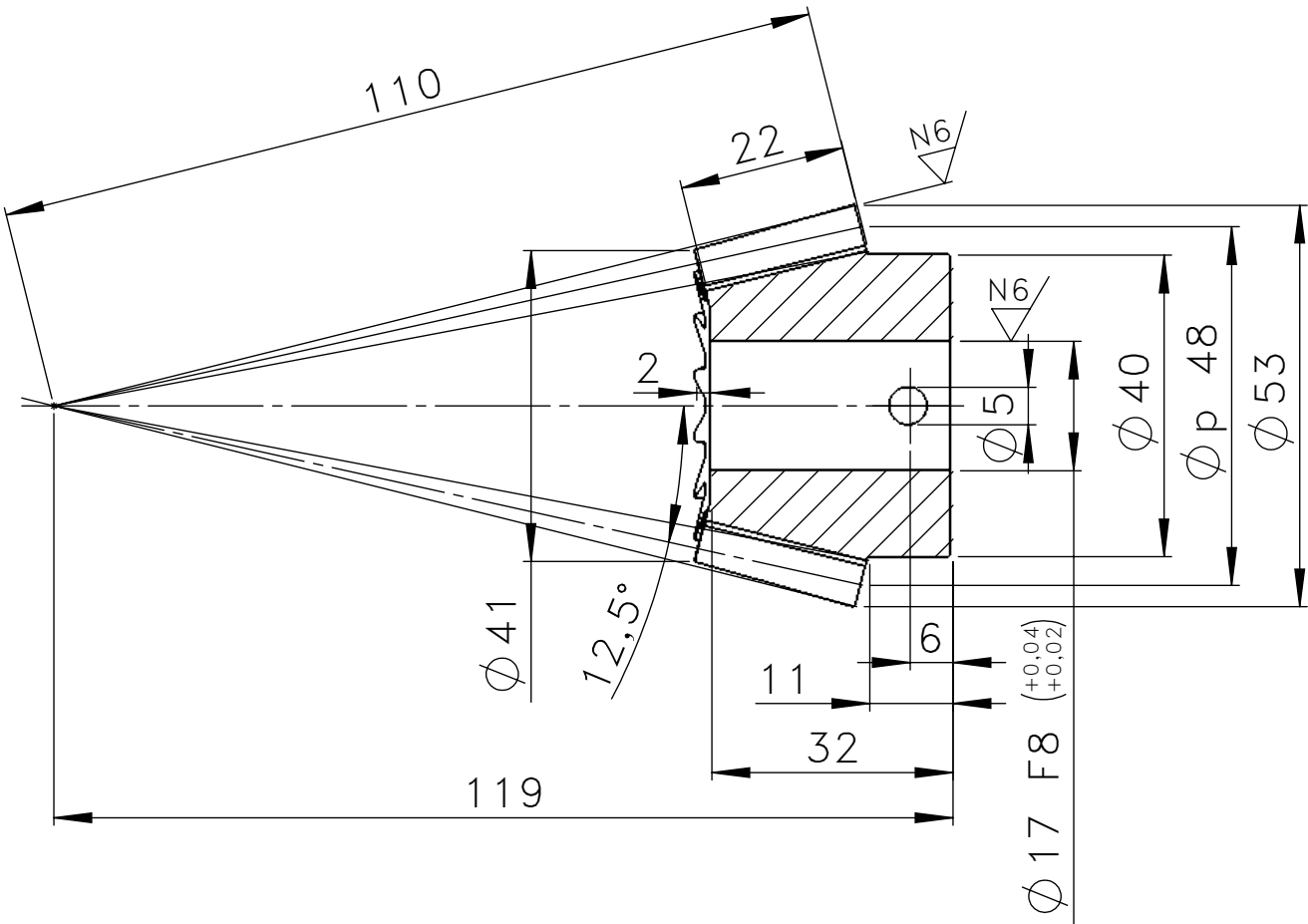


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1

PIÑÓN CONICO RECTO

PLANO DE DEFINICIÓN

N8/(N6)



NOTAS GENERALES:

SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS ANTES DEL MONTAJE

TOLERANCIAS

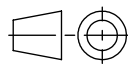
PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK

- ELMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°
- SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

Z=16
M=3
Ang. presión=20°

MATERIAL: SAE 1045
TT: Templado al agua y
revenido a 205°C

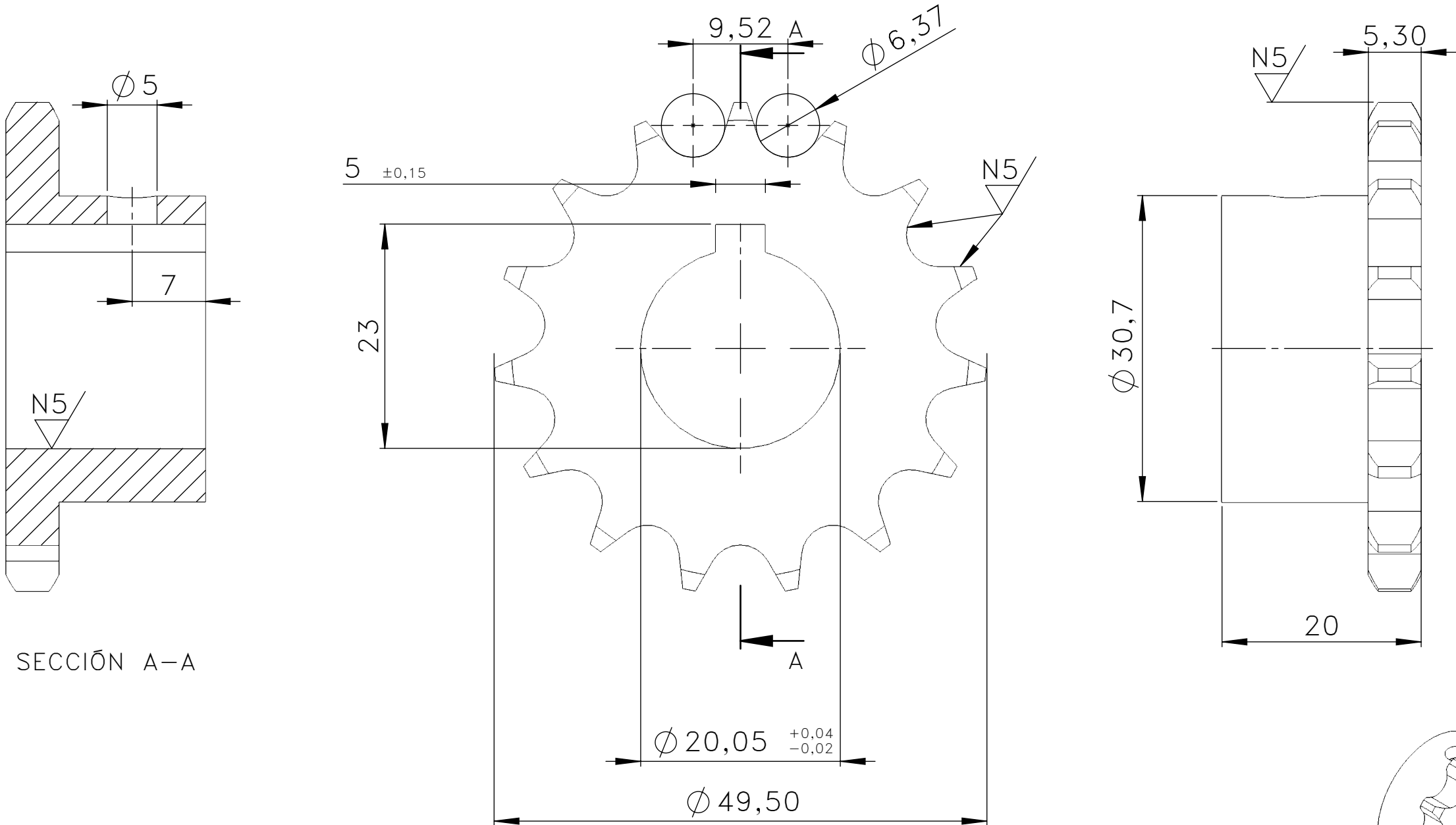
TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)					
Rango de medidas	0,5 <= 3	3 <= 6	6 <= 30	30 <= 120	120 <= 400
Lineales	+/- 0,1	+/-0,1	+/-0,2	+/-0,5	+/-0,5
Angulares	+/-1°	+/-1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'

 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				PIÑÓN CONICO RECTO	
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:1		PI-Z16
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.			
APROBO					

MATERIAL: ACERO
AISI/SAE 1040

PIÑÓN TRASERO
PLANO DE DEFINICIÓN

N8/(N5/)



NOTAS GENERALES:

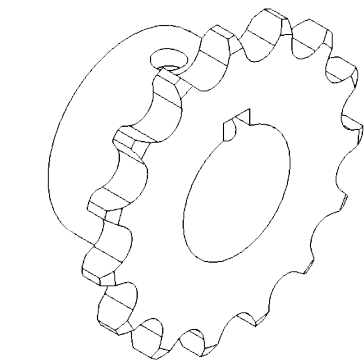
PINTURA

- 1-EFFECTUAR LIMPIEZA MECANICA DE LAS SUPERFICIES A PINTAR (ARENADO O GRANALLADO CALIDAD COMERCIAL)
- 2-SE DEBERA PINTAR CON UNA MANO DE FONDO POLIURETÂNICO ALQUÍDICO
- 3-PINTAR CON ESMALTE POLIURETÂNICO ALQUÍDICO
- 4-SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS. SE INDICAN CON "NP".

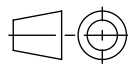
TOLERANCIAS

PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK

- ELMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°
- SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

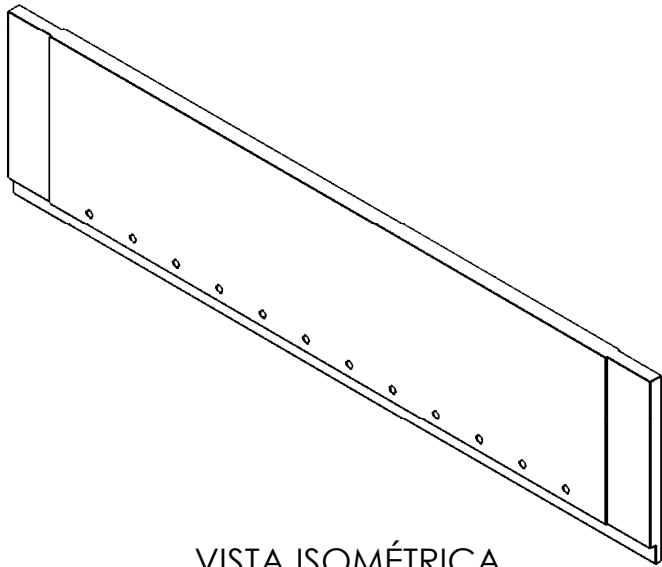
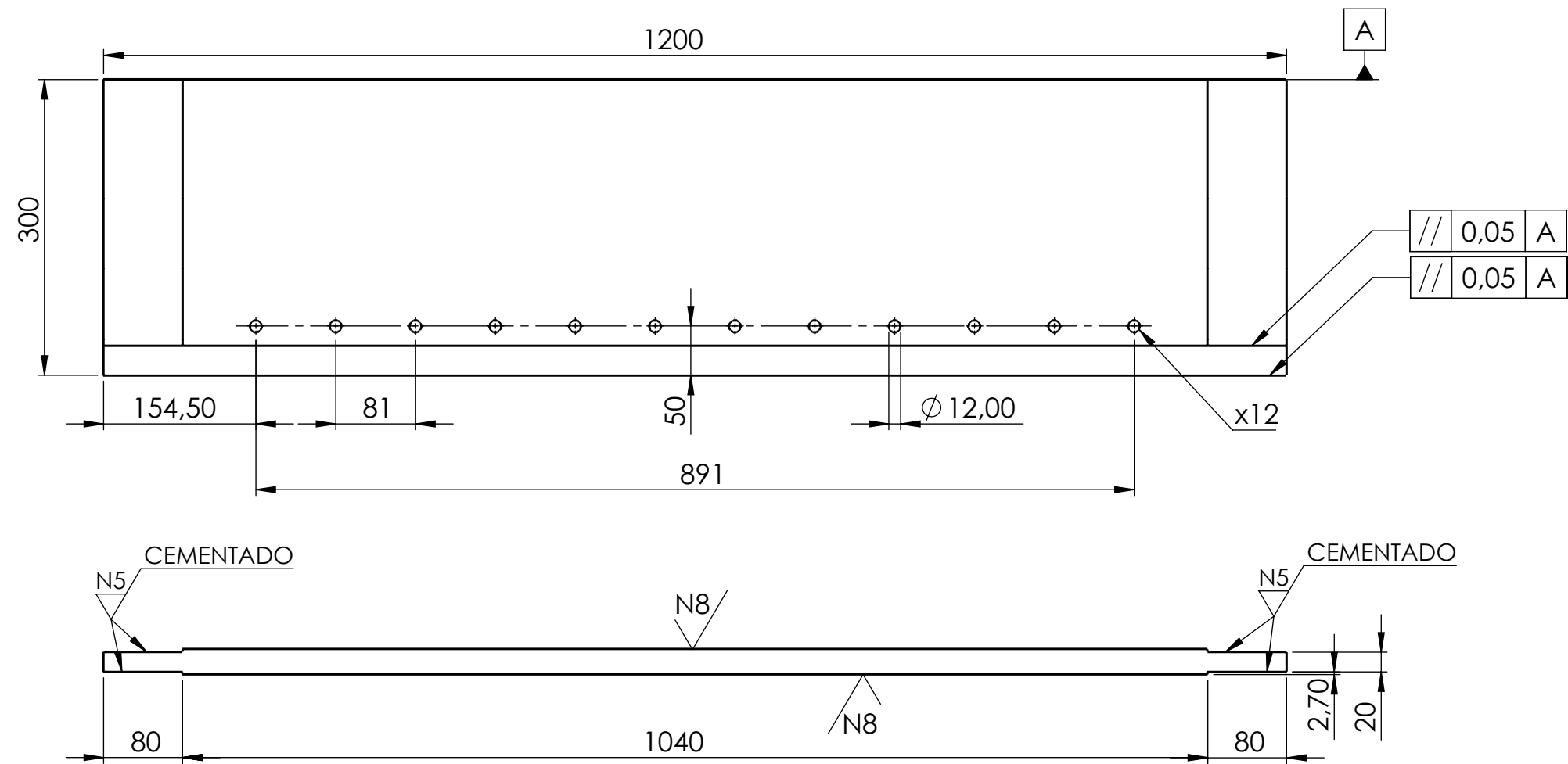


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1

 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PIÑÓN TRASERO	
DIBUJO	FECHA 18/2/25	NOMBRE CUSATO M.	ESCALA 2:1	 PiñonZ15.Chav
APROBO				

DELANTAL
PLANO DE DEFINICIÓN

N8/ (N5/ CEMENTADO)



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

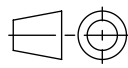
NOTAS GENERALES:

TOLERANCIAS

1- SALVO INDICACION DE LO CONTRARIO, TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÁN SER AMOLADOS PARA ELIMINAR REBABAS
PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK
PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F

- TERMINACIÓN SUPERFICIAL DE REFERENCIA
- ELIMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°
- SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E
- TRABAJAR ESTE PLANO CON TODOS LOS ELEMENTOS QUE FIGURAN EN LA LISTA DE MATERIALES

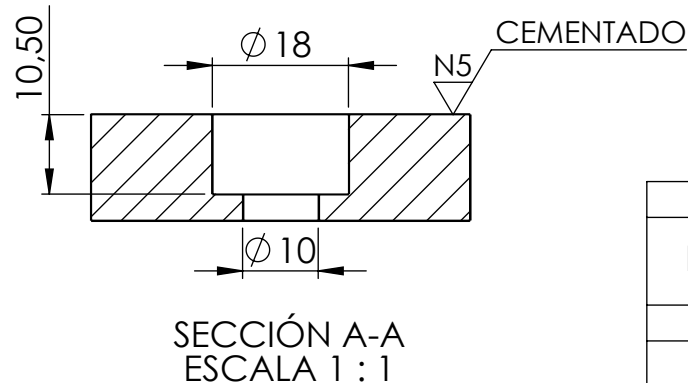
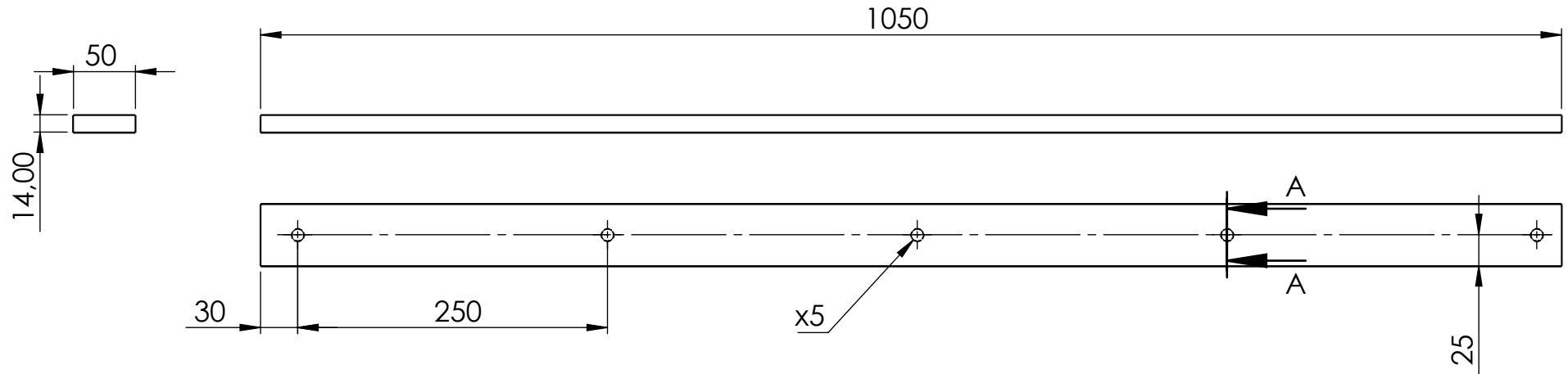
REALIZAR CEMENTADO PARCIAL (Ce=0,8) Y TEMPLE A LA LLAMA EN LA ZONA DE DESLIZAMIENTO. DUREZA REQUERIDA HRC 30-35. FLUENCIA 52Kg/mm2

	FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			DELANTAL	
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:6		PLG.011.0
	DIBUJO 18/2/25	CUSATO M.			
APROBO					

GUÍAS DELANTAL

PLANO DE DEFINICIÓN

N8 / (N5 CEMENTADO)



NOTAS GENERALES:

TOLERANCIAS

- PARA MECANIZADOS DIN ISO 2768 mK
- PARA PIEZAS SOLDADAS: DIN 8570 B y F
- ELIMINAR CANTOS VIVOS Ch0.5x45°
- SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

REALIZAR CEMENTADO PARCIAL (Ce=0,8) Y TEMPLE A LA LLAMA EN LA ZONA DE DESLIZAMIENTO.
DUREZA REQUERIDA HRc 30-35. FLUENCIA 52Kg/mm2

TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)

Rango de medidas	0,5 ≤ 3	3 ≤ 6	6 ≤ 30	30 ≤ 120	120 ≤ 400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,5	+/- 0,5
Angulares	+/- 1°	+/- 1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'



FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS,
INGENIERÍA Y AGRIMENSURA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

GUÍAS DELANTAL

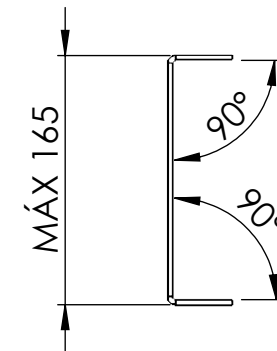
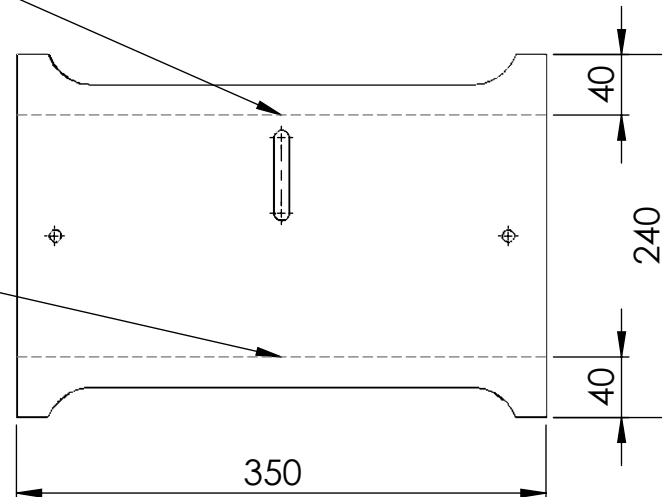
	FECHA	NOMBRE	ESCALA		PLG.022.0
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.	1:5		
APROBO					

SOPORTE DESLIZ. CADENA

PLANO DE PLEGADO

HACIA ABAJO 90°

HACIA ABAJO 90°



NOTAS GENERALES:

TOLERANCIAS

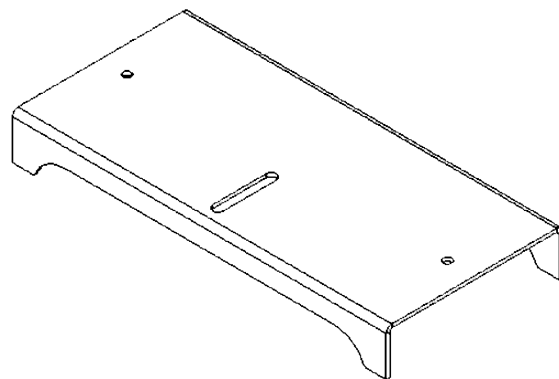
- PARA PIEZAS PLEGADAS DIN ISO 2768 mK

COTAS CONDUCCIDAS

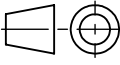
1- LAS COTAS INDICADAS ENTRE PARENTESIS SON CONDUCCIDAS, ES DECIR QUE DEPENDEN DE LAS COTAS DE FABRICACION SE ESPECIFICAN SOLO A TITULO INFORMATIVO, NO ESTAN AFECTADAS POR TOLERANCIAS

-SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

-TODOS LOS CORTES EN CHAPA DEBERÁN SER AMOLADOS PARA ELIMINAR REBABAS

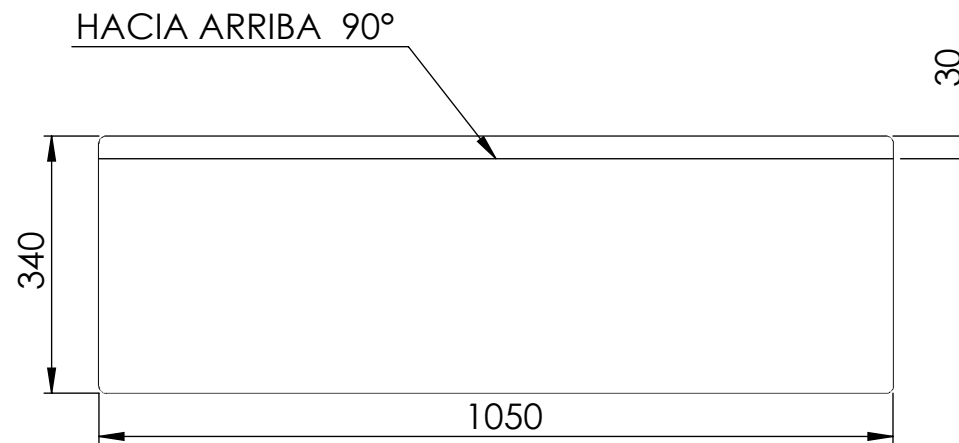


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5

 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SOPORTE DESLIZ. CADENA	
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:5	 PLG.024.0
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.		
APROBO				

CHAPA TOPE

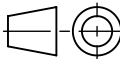
PLANO DE PLEGADO



CHAPA DESPLEGADA

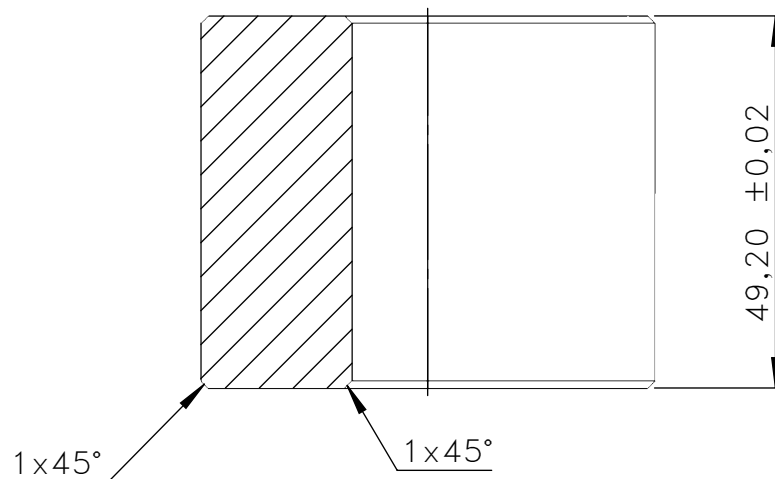
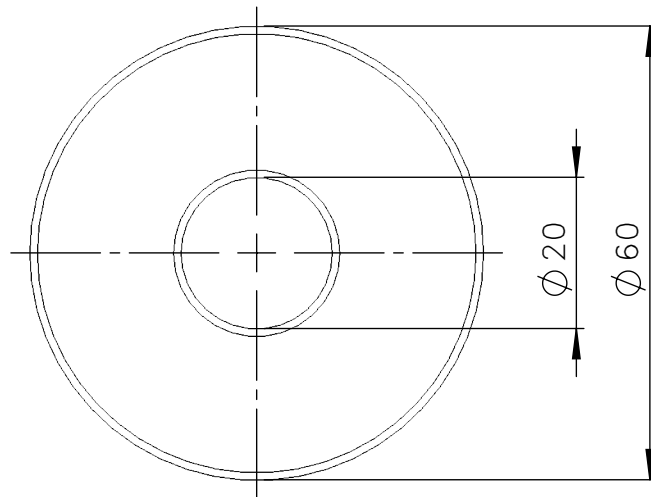


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

			FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CHAPA TOPE	
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:10			PLG.026.0
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.				
APROBO						

BUJE SEPARACIÓN ESTR

PLANO DE DEFINICIÓN

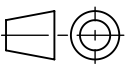


MATERIAL: SAE 1010



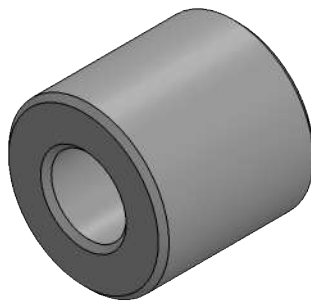
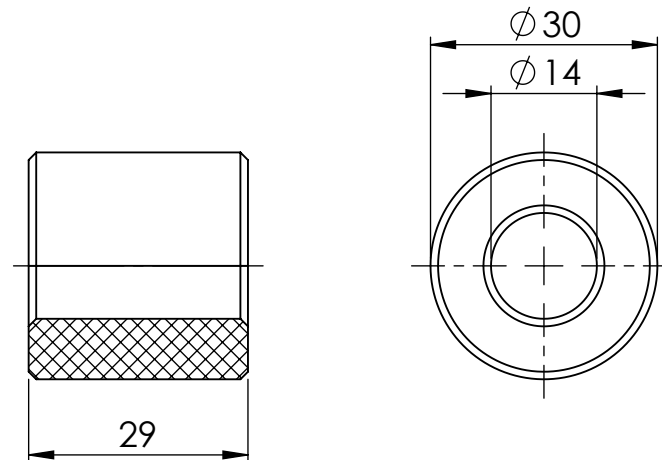
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS,
INGENIERÍA Y AGRIMENSURA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

BUJE SEPARACIÓN
ESTR

	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:1		TPLG.001.0
DIBUJO	18/02/25	CUSATO M.			
APROBO					

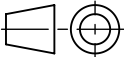
BUJE TENSOR CADENA

PLANO DE FABRICACIÓN



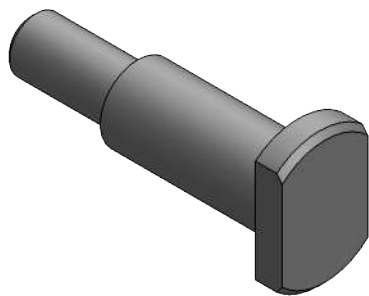
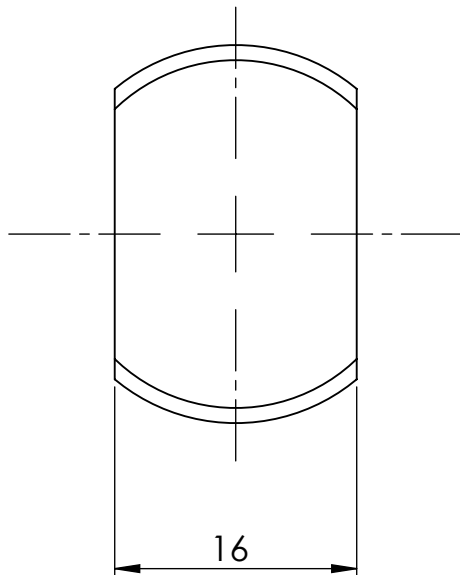
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1

MATERIAL: NYLON 6 (GRILON)

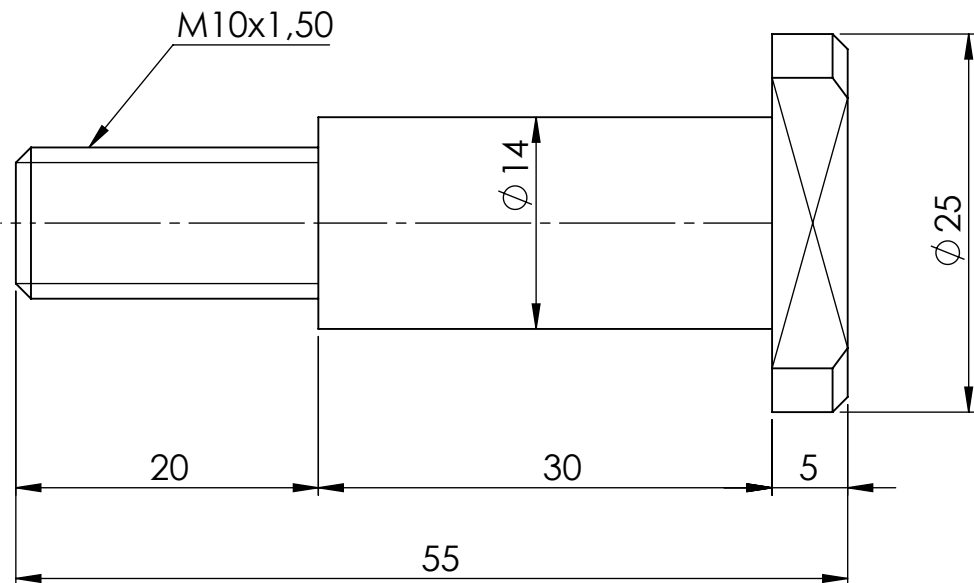
 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BUJE TENSOR CADENA	
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1:1	 TPLG.004.0
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.		
APROBO				

BULÓN BUJE TENSOR

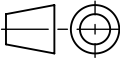
PLANO DE FABRICACIÓN



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1



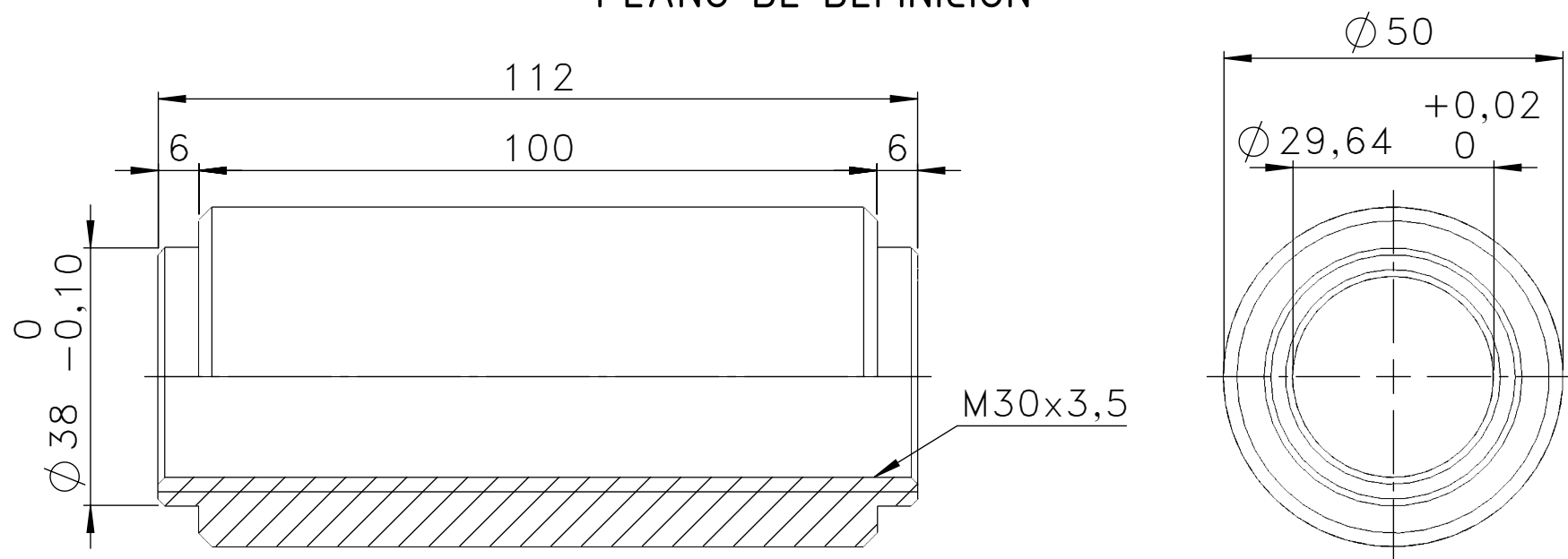
MATERIAL: ACERO AISI/SAE 1045

 FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BULÓN BUJE TENSOR	
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 2:1	 TPLG.005.0
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.		
APROBO				

BUJE ROSCADO

PLANO DE DEFINICIÓN

N8/



TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)

Rango de medidas	0,5 <= 3	3 <= 6	6 <= 30	30 <= 120	120 <= 400
Lineales	+/- 0,1	+/-0,1	+/-0,2	+/-0,5	+/-0,5
Angulares	+/-1°	+/-1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'



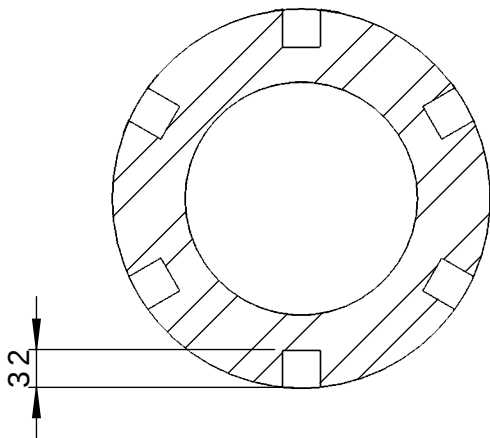
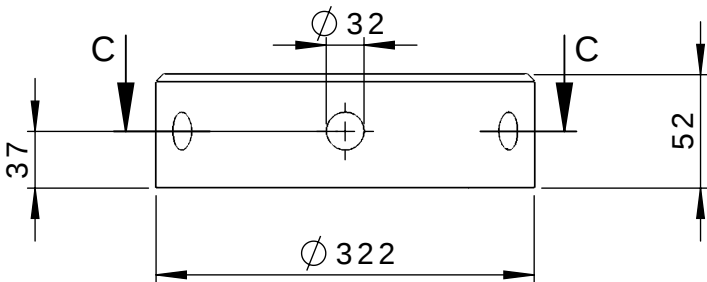
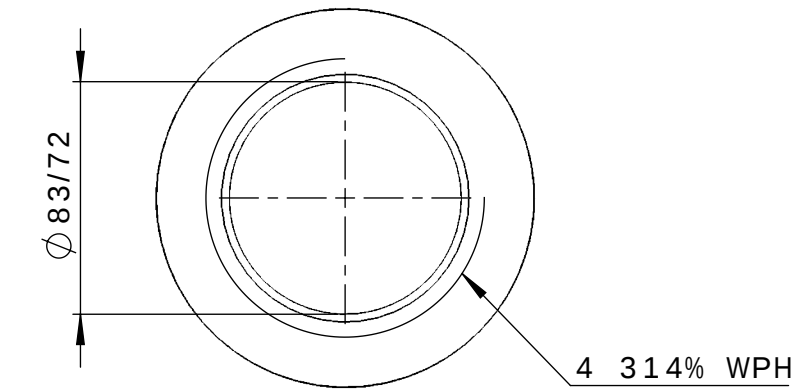
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS,
INGENIERÍA Y AGRIMENSURA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

BUJE ROSCADO

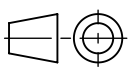
	FECHA	NOMBRE	ESCALA		TPLG.006.0
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.	1:1		
APROBO					

RSCPA? AGJGLBPM

NJ?LM BC BCDGLGAGÊL



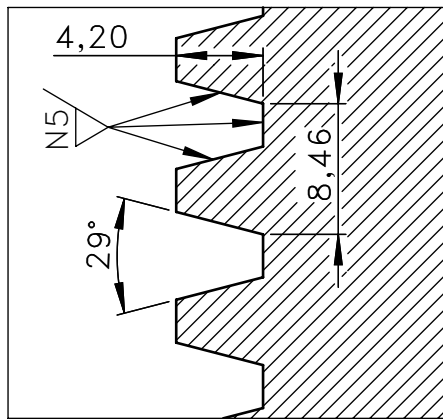
UGEEKÂP CêC

 HCEWNVCF FG EKGPEKCU GZCEVCU/ KPIGPKGT%C [CITKOGPUWTC GUEWGNC KPIGPKGT%C OGECPKEC TQUCTKQ			VWGTEC EKNKPFTQ		
	HGEJC	PQODTG	GUECNC 3<4		VRN I 022 902
FKDWLQ	3 : 124147	EWUCVQ O0			
CRTQDQ					

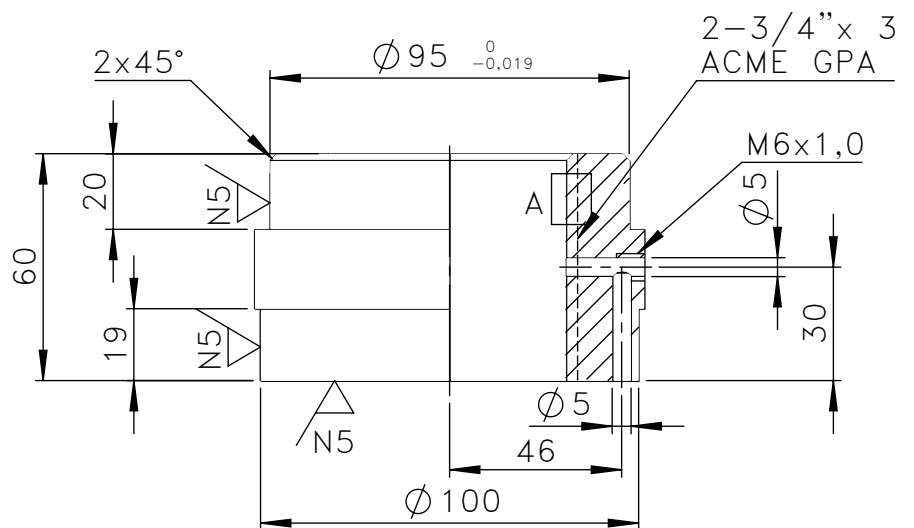
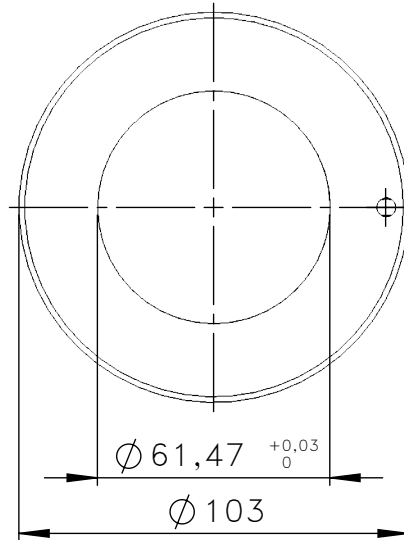
TUERCA REG ALTURA

PLANO DE DEFINICIÓN

N6 / (N5)



DETALLE A
ESCALA 5:1



NOTAS GENERALES:

PINTURA

SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS ANTES DEL MONTAJE

SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

MATERIAL: ACERO SAE 1040

TT: TEMPLADO EN AGUA Y REVENIDO A 205°C. HRB>110, FLUENCIA 66Kg/mm²

TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)

Rango de medidas	0,5 ≤ 3	3 ≤ 6	6 ≤ 30	30 ≤ 120	120 ≤ 400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,5	+/- 0,5
Angulares	+/- 1°	+/- 1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'



FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS,
INGENIERÍA Y AGRIMENSURA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

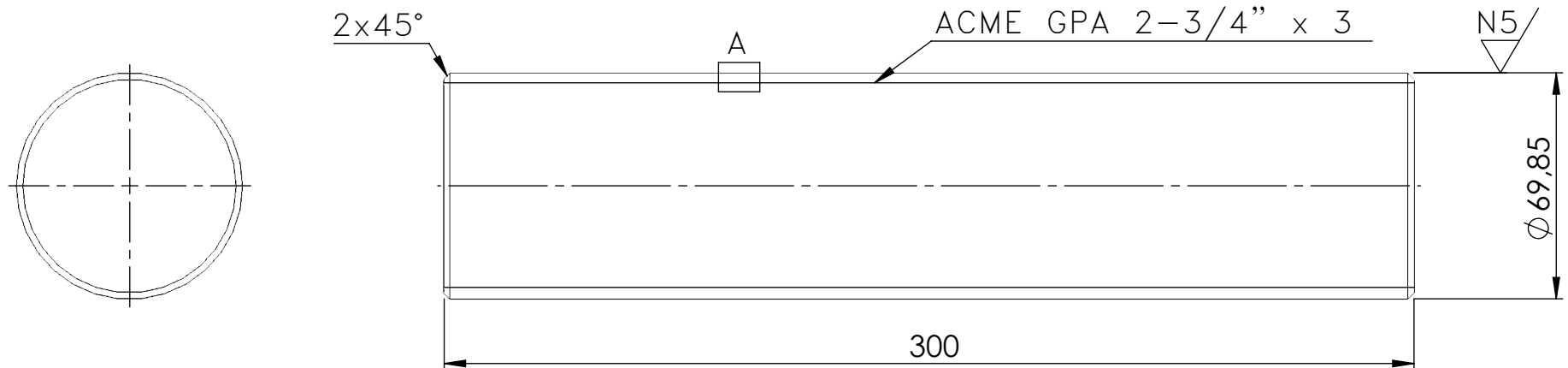
TUERCA REG
ALTURA

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA		
APROBO	18/02/25	CUSATO M.	1:2		TPLG.009.0

TORNILLO ELEVADOR

N6/(N5/)

PLANO DE DEFINICIÓN



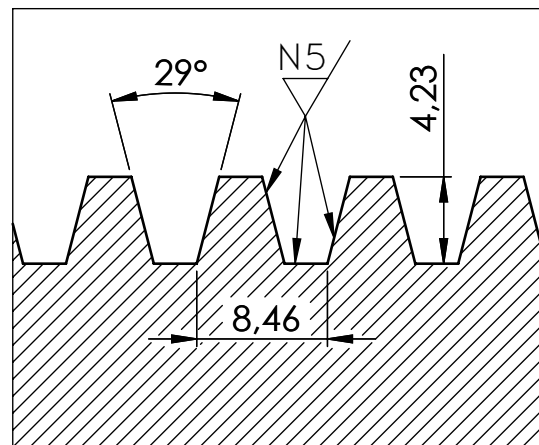
NOTAS GENERALES:

PINTURA

SUPERFICIES MECANIZADAS NO SE DEBEN PINTAR, SE DEBEN ENGRASAR PARA EVITAR LA FORMACION DE OXIDOS ANTES DEL MONTAJE

SISTEMA DE REPRESENTACION ISO E

MATERIAL: AISI /SAE 1040 TEMPLADPOR INDUCCIÓN AL AGUA Y REVENIDO A 205°C



DETALLE A
ESCALA 5:1

TOLERANCIAS GENERALES EN mm (DIN ISO 2768 mK)

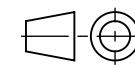
Rango de medidas	0,5 ≤ 3	3 ≤ 6	6 ≤ 30	30 ≤ 120	120 ≤ 400
Lineales	+/- 0,1	+/- 0,1	+/- 0,2	+/- 0,5	+/- 0,5
Angulares	+/- 1°	+/- 1°	+/- 0°30'	+/- 0°20'	+/- 0°10'



FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS,
INGENIERÍA Y AGRIMENSURA
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

TORNILLO
ELEVADOR

	FECHA	NOMBRE	ESCALA		
DIBUJO	18/2/25	CUSATO M.	1:2		
APROBO					



TPLG.010

CÁLCULOS FUERZA DE PLEGADO

DATOS: Condiciones de contorno mecánicas				
Espesor máximo a plegar	12,70	[mm]	S	Condición límite
Ancho máximo	100	[cm]	L	Condición límite
Ángulo máximo	90	[°]		Condición límite
Material	Acero de bajo carbono SAE 1010			Condición límite
Resistencia mecánica	40	[kgf/cm²]	Rm	Dato de lmaterial (ver tabla)
Apertura matriz	152,4	[mm]		Tabla de recomendación
Apertura matriz	120	[mm]	V	Uso común

DATOS: Condiciones de contorno hidráulicas				
Presión de trabajo cilindros	140	[bar]	Pmax	Dato del fabricante
	142,8	[kgf/cm²]	Pmax	Conversión de unidades
Presión máxima bomba hidráulica	= 0,8 * P	175	[bar]	Pbom
Presión máxima bomba hidráulica		178,5	[kgf/cm²]	Pbom Conversión de unidades

CÁLCULOS: Fuerza de plegado				
$C = 1 + \frac{4S}{V}$		$F = C \cdot \frac{S^2 \cdot Rm \cdot L}{V}$		
Constante	= 1 + (4 * S / V)	1,42	C	Fórmula
Fuerza de plegado	= C * (S^2 * Rm * L) / V	76,52	[TON]	Fpleg Fórmula

CÁLCULOS: Búsqueda de cilindros				
$F = P \cdot A \rightarrow A = \frac{F}{P}$		$A_{CIRC} = \pi \cdot \frac{\phi^2}{4} \rightarrow \phi = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} \qquad \phi = \sqrt{\frac{F \cdot 4}{P \cdot \pi}}$		
Fuerza requerida por cilindro	= Fpleg / 2	38,26	[TON]	Findiv
Área requerida por cilindro	= Findiv / P	267,94	[cm2]	Acil_req
Diámetro requerido por cilindro	= RAIZ(Findiv * 4 / P / pi())	184,70	[mm]	Øcil_req

SELECCIÓN DE CILINDROS

DATOS: Elementos estándar				
Diámetro interior cilindros	200	[mm]	Øcil	Dato del fabricante
Diámetro vástagos	76,2	[mm]	Øvast	Dato del fabricante
Carrera	200	[mm]	CARR	Dato del fabricante
Longitud vástago extendido	300	[mm]	Lv	Dato del fabricante
Material vástago	Acero SAE 1045			Dato del fabricante
Módulo de elasticidad material	2,10E+06	[kg/cm2]	E	Dato del fabricante

CÁLCULO: Empuje real de cilindros				
Fuerza teórica ejercida por cilindro	=P*A = P* (pi() * Øcil^2/4)	44862	[kgf]	F1cil
		44 86	[TON]	F1cil Conversión de unidades
Fuerza teórica ejercida por ambos cilindros	=F1cil * 2	89,72	[TON]	F2cil
VERIFICACIÓN: Vástago al pandeo				
$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{Sk \cdot C^2}$				
Longitud libre de pandeo	= Lv * RAIZ(1/2)	21	[cm]	Sk
Momento de inercia circular	= 0,0491 * Øvast ^4	165,54	[cm4]	J
Coef. De seguridad		3,50		C Dato fabricante
Carga de pandeo	= (pi^2 * E * J) / Sk / C^2	13203,17	[TON]	Fpan Fórmula pandeo Euler
Conclusión: Se verifica por la fórmula de Euler que la carga de pandeo del vástago Ø76,2mm extendido 300mm por fuera del cilindro es mucho mayor a la ejercida por el propio cilindro.				
Fpan >> F1cil				

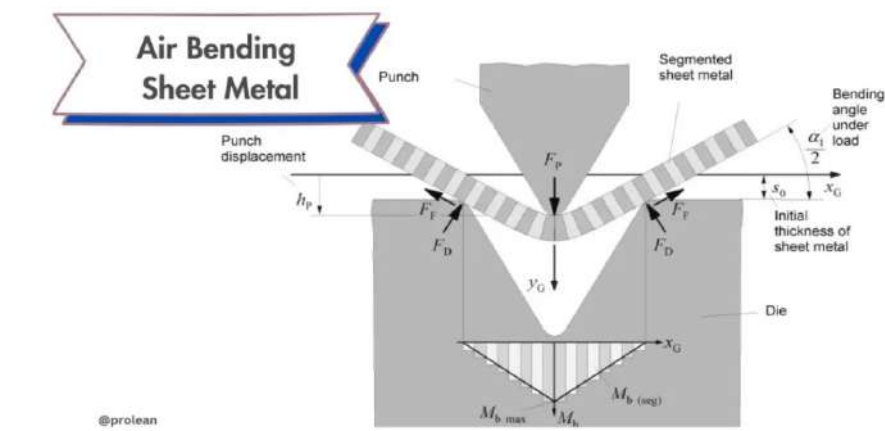
CÁLCULOS HIDRÁULICOS

CÁLCULO: Velocidad y caudal				
Tiempo de descenso total, pretendido	15	[seg]	t_desc	Arbitrario en base a experiencia de uso
Velocidad de descenso necesaria	= CARR / t_desc	13,33	[mm/seg]	V_desc
Área 1 cilindro	= pi*(Øcil^2)/4	31415,93	[mm2]	A1cil
Caudal necesario para dicha velocidad	= 2*Acil * V_desc	837758,04	[mm3/seg]	Qreq
	50265,48	[cm3/min]		Conversión de unidades
	50,2655	[L/min]		Conversión de unidades
Rendimiento de bomba hidráulica		0,85	ηh	Dato fabricante
	= Qreq / ηh	59135,86	[cm3/min]	Qrend
	= Qreq /	59,14	[L/min]	Conversión de unidades
CÁLCULO DE: Bomba hidráulica				
Velocidad del motor	1500	[rpm]	w	Fácil de conseguir
Cilindrada teórica de la bomba	= Qreq / w	39,42	[cm3/rev]	ccb_req
SELECCIÓN DE: Bomba hidráulica				
Modelo de bomba	D 64 J1 J ...			
Cilindrada de la bomba elegida	42,5	[cm3/rev]	ccb_bomb	
Presión de trabajo	180	[bar]	P1_bomb	
	183,6	[kgf/cm²]		Conversión de unidades
Presión máxima intermitente	210	[bar]	P2_bomb	

Material	Resistencia (Kg/mm²)
Pomo	2,5 - 4
Estañio	4 - 5
Aluminio(99,0%)	9,3 - 171
Aleación de aluminio de alta resisten.	23 - 48
Duraluminio	26 - 48
Zinc	15 - 25
Cobre	22 - 40
Latón (70-30)	33 - 53
Latón (60-40)	38 - 49
Bronce fosforado	40 - 75
Bronce	40 - 75
Plata Niquel	35 - 70
Hierro laminado en frío	32 - 38
Acero, 0.1%C	32 - 40
Acero, 0.2%C	40 - 50
Acero, 0.3%C	45 - 60
Acero, 0.4%C	56 - 72
Acero, 0.6%C	72 - 90
Acero, 0.8%C	90 - 110
Acero, 1.0%C	100 - 130
Acero al Silicio	55 - 65
Acero inoxidable	65 - 70
Niquel	44 - 63

Tabla de aperturas-V recomendadas en base al espesor:

S	0.5-3mm	3-8mm	9-10mm	>12mm
V	6°S	8°S	10°S	12°S



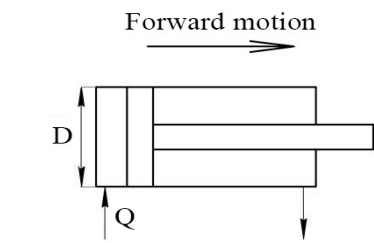
Cilindros "FAP Hidráulica" (Avellaneda, Bs. As.)

Catálogo web FAP

<http://www.faphidraulica.com.ar/FapCatalogoWeb.pdf>

Catálogo web FAP

<http://www.faphidraulica.com.ar/FapCatalogoWeb.pdf>



		214,2	[kgf/cm²]	Conversión de unidades	
Presión máxima pico (máx 20 seg)		230	[bar]	P3_bomb	
		234,6	[kgf/cm²]	Conversión de unidades	
Caudal a rpm motor	= ccb	63750,00	[cm3/min]	Q_bomb	
		63,75	[L/min]	Conversión de unidades	
		1062500	[mm3/min]	Conversión de unidades	
Velocidad de descenso teórica	=Q_bomb/Acil/2	17	[mm/seg]	V_bomb	
Tiempo de descenso teórico	=CARR/V	11,83	[seg]	t_bomb	
CÁLCULO DE: Motor eléctrico					
Eficiencia teórica del motor		0,85		efi	Dato fabricante
Caudal máximo bomba	=[mm3/seg] / 1e+9	0,00106	[m3/seg]	Q_bomb	Conversión de unidades
Presión máxima bomba	= P3_bomb*9,8/10000	18011160	[N/m2]	P3_bomb	Conversión de unidades
Potencia necesaria	= Q_bomb * P3_bomb / efi	22514	[Watts]	POT_M	
	= POT_M / 745,7	30	[HP]	Conversión de unidades	

CÁLCULOS ESTRUCTURALES

DATOS: Material estructura				
Material	Acero F26/A36 (chapa lam caliente)		IVANAR S.A.	
Tensión límite de fluencia	260	[Mpa]=[N/mm2]		
Tensión límite de fluencia	26	[kgf/mm2]	σfl	
Módulo elasticidad longitudinal	2,10E+04	[kgf/mm2]	E	
Módulo elasticidad transversal	8,10E+03	[kgf/mm2]	G	
Coef. Poisson período elástico lineal	0,296		Vel	
Coef. Poisson período plástico	0,5		Vpl	
Coef. Dilatación térmica	1,20E-05	[1/°C]		
Peso específico	7850	[g/mm3]	ρ	

Aceros de uso Estructural

IRAM–IAS U 500–42 Chapas de acero al carbono para uso estructural.

IRAM–IAS U 500–503 Aceros al carbono para uso estructural

Tabla 1. Constantes mecánicas.

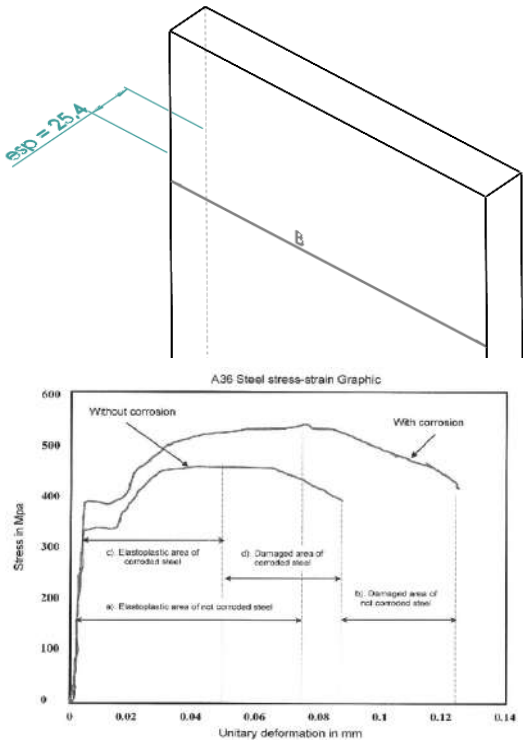
Tipo de Acero	Tensión al límite de fluencia σ_e (N/mm²)
F-20	200
F-22	220
F-24	240
F-26	260
F-30	300
F-36	360

Nota: los valores mínimos de tensión en el límite de fluencia para espesores superiores a 30 mm deben ser disminuidos en 20 N/mm² (200 kgf/cm²).
1N/mm² = 1 MPa = 10 kgf/cm²

- Módulo de elasticidad longitudinal $E = 210000 \text{ N/mm}^2$ (210000 kgf/cm²)
- Módulo de elasticidad transversal $G = 81000 \text{ N/mm}^2$ (81000 kgf/cm²)
- Coefficiente de Poisson en periodo elástico lineal $\nu = 0,296$
- Coefficiente de Poisson en periodo plástico $\nu = 0,5$
- Coefficiente de dilatación térmica $\alpha_s = 12 \cdot 10^{-6} \frac{\text{cm}}{\text{cm} \cdot ^\circ\text{C}}$
- Peso específico $\gamma_s = 78,5 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \left(7850 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3} \right)$

https://www.fceia.unr.edu.ar/materialescivil/presentaciones/tipificacion_aceros.pdf

CÁLCULOS: Esfuerzos estructurales por tracción				
Tracción uniaxial				
$\sigma_e = \frac{F}{A_0} \rightarrow A_0 = \frac{F}{\sigma_e}$				
F tracción de cada columna del marco	=F2cil / 4	22,43	[TON]	Ftrac
Área mínima requerida	= Ftrac / σfl	862,73	[mm2]	A_
Espesor de chapa a utilizar		25,40	[mm]	esp Arbitrario
Ancho mínimo requerido	= A_0 / esp	33,97	[mm]	B_min
Conclusión 1: Según este cálculo podrían usarse placas de 34-40mm de ancho x 1" de espesor para las columnas que sostienen la estructura y soportan la tracción. El problema reside en la deformación elástica del material, que en este caso es indeseable, buscándose reducirla al mínimo posible cuando la fuerza de empuje es máxima.				
CÁLCULOS: Esfuerzos estructurales por tracción - Estiramiento elástico				
Deformación longitudinal elástica admisible	0,35	[mm]	deltaL	
Longitud inicial	1610	[mm]	L_0	Dato de diseño
Deformación	= deltaL / L_0	2,17E-04	ε	
Esfuerzo requerido para dicha deformación	= E . ε	4,565	[kgf/mm2]	σest Ley de Hooke (zona elástica)
Área mínima requerida	= Ftrac / σest	4913,45	[mm2]	A_0_est
Longitud mínima requerida	= A_0_est / esp	193,44	[mm]	B_min
Conclusión 2: Teniendo en cuenta una deformación longitudinal elástica admisible de 0,35mm para la fuerza máxima ejercida por los cilindros (la cual supera la necesaria para plegar 1000x 1/2"), la longitud mínima requerida es de 194mm. Se usará 200mm para facilitar otras cuestiones de diseño, consiguiendose así un equilibrio aceptable.				

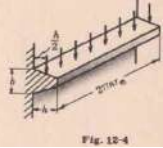
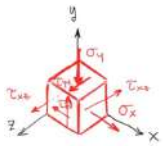


DATOS: Bulones				
Material	Acero ASTM A490/A354BD con TT			
Tensión límite de fluencia al corte	940	[Mpa]=[N/mm2]	τbul	
	94	[kgf/mm2]	Conversión de unidades	
Cant. Bulones por grupo	5		nb	Dato de diseño
Factor de seguridad	4		FOS2	Dato de diseño
CÁLCULOS: Verificación al corte de bulones de estructura				
F tracción de cada columna del marco	=F2cil / 4	22430,97	[kgf]	Ftrac
F corte por bulón (2 planos de corte)	=Ftrac * FOS2 / nb / 2	8972,39	[kgf]	
Área mínima requerida	= Ftrac / τbul	95,45	[mm2]	A_bul
Diámetro requerido	= RAIZ(4 * A)	19,54	[mm]	
Conclusión: El diámetro a seleccionar podría ser 20mm, sin embargo el elegido será 24mm teniendo en cuenta condiciones de aplastamiento de la chapa, que pueden afectar la precisión de la máquina.				

CÁLCULOS TORNILLOS DE POTENCIA

DATO: Material de tornillos y tuercas				
Material	Acero SAE 1040 templado en agua y revenido a 205°C			
Tensión límite de fluencia	660	[N/mm2]	Ensayo TSI Journals	
Tensión límite de fluencia	66	[kgf/mm2]	σfl_1040	Conversión de unidades
Esfuerzo cortante de fluencia	= 0,577 * σfl_1040	38,08	[kgf/mm2]	τfl_1040 Criterio de Von Misses
Peso específico	7850	[g/mm3]	ρ	

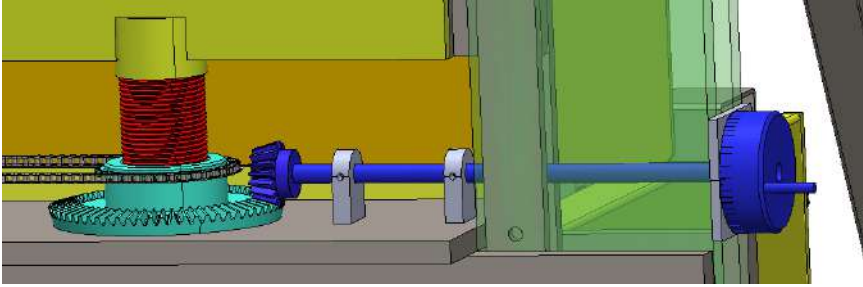
de <https://www.tsijournals.com/articles/enhancing-the-mechanical-properties-of-carbon-steel-aisi-1040-by-optimized-heat-treatment-process-13779>

DATO: Dimensiones					
Tipo de rosca	ACME 2 3/4" x 3				
Altura tuerca		60	[mm]	At	
Diámetro exterior tornillo	= 2 3/4" =	69,85	[mm]	De	
Ángulo filete		29	[°]	ang_f	
Paso	= 0,3333" =	8,46582	[mm]	p	
Diámetro interior tornillo	=De-(h/2) = De-p/4	67,73	[mm]	dr	
Diámetro medio	= (De + Di) / 2	68,792	[mm]	Dm	
Radio exterior	= De / 2	34,93	[mm]	re	
Radio interior	= Di / 2	33,87	[mm]	ri	
Radio medio	= Dm / 2	34,40	[mm]	rm	
Número de espiras en contacto	= At / p	7,09		n	
Altura del filete	=p/2	4,23	[mm]	h	
Ancho de base de filete	= p - (0,3703 * p - 0,0052")	5,33	[mm]	b	
Fuerza máxima soportada por cada tornillo	= Fcil	44,86	[TON]	Fcil	
CÁLCULO: Resistencia de las rosas. SCHAUM					
$s_2 = \frac{-3E\delta}{2\pi n r_m b^2}$ y el esfuerzo cortante transversal medio es $s_2 = \frac{E}{2\pi n r_m b}$ donde n es el número de vueltas de rosca sometidas a la carga y b es el ancho de la sección de la rosca en el núcleo.  FIG. 12-4					
Esfuerzo de flexión en la base de la rosca	= 3*Fcil*h / (2*π*rm*b^2)	26,158	[kgf/mm2]	sb	Aproximación Schaum. < σfl_1040 OK
Esfuerzo cortante transversal medio	= Fcil / (2*π*n*rm*b)	5,49	[kgf/mm2]	ss	Aproximación Schaum.
CÁLCULO: Resistencia de las rosas. Tensor de tensiones - VM					
					
Tensión por carga axial	= -4 * Fcil / πi() / dr^2	-12,45032	[kgf/mm2]	σy	En el primer filete
Tensión por flexión de filete	= 6 *0,38 * Fcil / πi() / dr/p	6,5364	[kgf/mm2]	σx	En el primer filete
Tensión por esf. cortante puro en base filete	= 0	0,00	[kgf/mm2]	τyz	No hay
Tensión por torque en cilindro	= 0	0,00	[kgf/mm2]	τzx	No hay
Tensión de Von Misses	ver fórmula anexa	16,71	[kgf/mm2]	σ'	< σfl_1040 OK
Conclusión: Empleando 2 métodos analíticos distintos, se verifica que las tensiones resultantes están muy por debajo del valor límite de fluencia del material elegido. En un primer caso, 26,15< 66 kgf/mm2. Y en el otro 16,71 < 66 kgf/mm2					

CÁLCULOS MOVIMIENTO DE POSICIONAMIENTO VERTICAL

DATOS: Piñón-corona			
Cant. Dientes engranaje piñón	16	zp	
Cant. Dientes engranaje corona	64	zc	
Cant. Dientes corona tuercas	37	zt	

CÁLCULO: Movimiento vertical			
Avance por revolución de tuerca	= p	8,47	p
Relación de engranes	= zp / zc	0,25	Q
Avance por revolución de la manivela	= Q * p	2,1165	[mm]
Avance por diente de corona tuercas	= p / zt	0,23	[mm]



de <https://www.youtube.com/watch?v=46lcuQYQ14g>

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

