



Sistema de cierre aplicado a rodetes de turbinas neumáticas

Juan Segundo Frattini
Nicolás Andrés Quintanilla

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2026

Sistema de cierre aplicado a rodetes de turbinas neumáticas

Juan Segundo Frattini
Nicolás Andrés Quintanilla

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

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
Año 2026

Dedicatoria:

Juan Segundo Frattini:

Este gran logro en mi vida sería impensado sin las personas que me acompañaron desde siempre, estén o no hoy presentes físicamente.

En primer lugar agradecer a mis padres y a mi hermana, pilares incondicionales de mi vida que fueron soporte de todas mis etapas y acompañantes de todas mis emociones.

A mi familia, mis tíos, mis primos, que desde chiquito estuvieron para mí cuando los necesité.

A mis abuelos, que aunque algunos no llegaron a presenciar este logro, sé que su apoyo y amor estuvo conmigo.

A Flor, mi gran acompañante, que estuvo siempre para abrazarme y darme aliento en momentos difíciles donde quería abandonarlo todo.

A todos mis amigos, que me llenaron de risas y alegrías durante todo mi recorrido y, entre ellos, agradecer especialmente a Nico, que no solo es mi compañero de proyecto, sino que es un hermano de la vida con quien compartí todo mi camino formativo, tanto académico como personal.

Gracias totales.

Quintanilla Nicolás:

En este final del ciclo, les dedico esta entrega a mi familia, especialmente a mis padres, abuelos y hermanos; a mis amigos, especialmente a Juan Frattini con el que recorrimos a la par este camino académico.

Después de un largo recorrido, al final lo más importante es recordar a todas estas personas que no solo me acompañaron, sino que lo hicieron posible.

Agradecimientos

Agradecemos en primer lugar a los profesores encargados de la asignatura de Proyecto Final de Ingeniería Mecánica, Ing. Pedro Sismondi, Ing. Juan Sismondi e Ing. Guillermo Rodríguez, por su acompañamiento y predisposición a lo largo de todo el desarrollo del presente proyecto.

Al Instituto de Mecánica Aplicada y Estructura (IMAE) por darnos acceso a la máquina universal de ensayos que nos permitió acercar a la realidad los cálculos y simulaciones de fuerzas realizadas.

A los profesores Ing. Pablo Galucci e Ing. Pablo Francia, por siempre responder nuestras dudas con el mayor de los intereses hacia el trabajo en desarrollo, sin importar día ni horario.

A la empresa Eduardo Gherbezza SAS y a sus trabajadores que nos facilitaron la información necesaria para desarrollar este documento.

Resumen

El cerrado de los rodets de las turbinas neumáticas, que luego son utilizadas en las sembradoras para el aspirado o soplado de las semillas, es una tarea fundamental que debería realizarse con cuidado y detalle para lograr que procesos posteriores como el centrado y la balanceo sea más sencillo, se eviten posibles errores en el montaje y fallas en su funcionamiento una vez puestos en marcha.

En una empresa que se dedica al ensamblaje de dichas turbinas neumáticas notamos que el proceso de cerrado se realiza de forma manual afectando, por un lado, a la calidad del producto dado que es imposible que se logre uniformidad en el doblado de los álabes que conforman al rodete, a la seguridad y bienestar del operario, y a la eficiencia del proceso.

El cierre de los rodets a día de hoy es con maza y en varios golpes para emparejar los doblados de la mejor forma posible, lo que nos lleva a plantearnos como objetivo principal automatizar este proceso para lograr una consistencia en los lotes, disminuir tiempos y alejar al empleado de posibles accidentes.

Para ello se diseñó una máquina hidráulica con una serie de actuadores que aseguran el centrado y cierre efectivo y eficiente de todos los modelos de rodets que se realizan actualmente en la empresa, y con la posibilidad de adaptarse a la futura incorporación de nuevos modelos.

Palabras clave: Turbinas neumáticas, Hidráulica, Eficiencia, Automatización, Plegado, Deformación plástica.

Abstract

The closing of the impellers of pneumatic turbines, which are later used in seed drills for seed suction or blowing, is a fundamental task that should be carried out with care and attention to detail in order to simplify subsequent processes such as centering and balancing, and to avoid possible assembly errors and operational failures once the equipment is put into service.

In a company dedicated to the assembly of these pneumatic turbines, it was observed that the closing process is performed manually, which negatively affects product quality, since it is impossible to achieve uniform bending of the blades that make up the impeller, and also compromises operator safety and overall efficiency.

At present, the impellers are closed using a hammer and multiple impacts to level the bends as evenly as possible, which leads to the main objective of automating this process in order to achieve batch consistency, reduce cycle times, and remove the operator from potential accident risks.

To this end, a hydraulic machine was designed with a series of actuators that ensure accurate centering and an effective and efficient closing of all impeller models currently manufactured by the company, with the added capability of adapting to the future incorporation of new models.

Keywords: Pneumatic turbines, Hydraulics, Efficiency, Automation, Bending, Plastic deformation.

Contenido

Agradecimientos	5
Resumen	6
Abstract	7
Contenido	8
Introducción	10
Capítulo 1: Definición del problema	12
1.1 - Variables	12
1.2 - Condiciones límites	13
1.3 - Objetivos	15
Capítulo 2: Planteo de la solución	16
2.1 - Propuestas	16
2.1.1 - Sistema de prensa con rodillos	16
2.1.2 - Sistema de aplastamiento total	17
2.1.3 - Sistema de aplastamiento individual	18
2.1.4 - Sistema de deformación por impacto normal	19
2.2 - Matriz de selección	20
Capítulo 3: Definición de la fuerza	25
3.1 - Aproximación mediante cálculo	25
3.2 - Simulación CAD	30
3.3 - Ensayos	33
3.4 - Conclusión	40
Capítulo 4: Desarrollo de la solución	41
4.1 - Funcionamiento de la máquina	41
4.2 - Dimensiones de interés	42
4.2.1 - Accionamiento	43
4.2.2 - Velocidades de trabajo	44
4.2.2.1 - Velocidad de doblado	46
4.2.2.2 - Velocidad de posicionamiento	46
4.2.2.3 - Velocidad de centrado	47
4.3 - Sistema de posicionamiento angular	47
4.3.1 - Conjunto soldado eje soporte	48
4.3.1.1 - Simulación	49
4.3.2 - Disco mayor o mesa	52
4.3.3 - Bancada, tapa y rodamiento	53
4.3.4 - Servomotor	54
4.3.5 - Acoplamiento	56

4.4 - Sistema de centrado	56
4.4.1 - Actuador hidráulico	57
4.4.2 - Cabezal de contacto	58
4.5 - Sistema de cierre	59
4.5.1 - Actuador	60
4.5.2 - Tornillo de bolas recirculantes	62
4.5.3 - Bancada y rodamientos	63
4.5.4 - Guía lineal	64
4.5.5 - Servomotor	66
4.5.6 - Engranajes	67
4.5.7 - Punzón	69
4.5.8 - Encoder	71
4.6 - Hidráulica	72
4.6.1 - Circuito hidráulico	73
4.6.2 - Selección de la central hidráulica	75
4.6.2.1 - Bomba hidráulica y motor eléctrico	75
4.6.2.2 - Depósito	76
4.6.2.3 - Válvula limitadora de presión	77
4.6.2.4 - Electroválvulas direccionales	80
4.6.3 - Presostato Hidráulico	81
4.6.4 - Aceite hidráulico	82
4.7 - Estructura	84
4.7.1 - Dimensiones ergonómicas	84
4.7.2 - Diseño	85
4.7.2.1 Simulaciones	86
4.7.4 - Anclaje	90
4.7.5 - Cerramientos	91
Capítulo 5: Análisis de tolerancias y tiempos	92
5.1 - Tolerancias del conjunto armado	92
5.2 - Estudio de tiempos de operación	92
Conclusiones y recomendaciones	95
Conclusiones	95
Bibliografía	96
Anexo A: Planimetría	98
Anexo B: Planilla de cálculo	155
Anexo C: Catálogos y fichas técnicas	164

Introducción

Las sembradoras son grandes máquinas que, como su nombre lo indica, se utilizan para sembrar las tierras. En este proceso se deben colocar las semillas en la tierra, las cuales se encuentran en una o varias tolvas debiendo moverse a través de ductos/mangueras hasta llegar a la boquilla que las deposita en el suelo. Este flujo de las semillas se logra gracias al caudal de aire generado por un componente denominado turbina neumática.

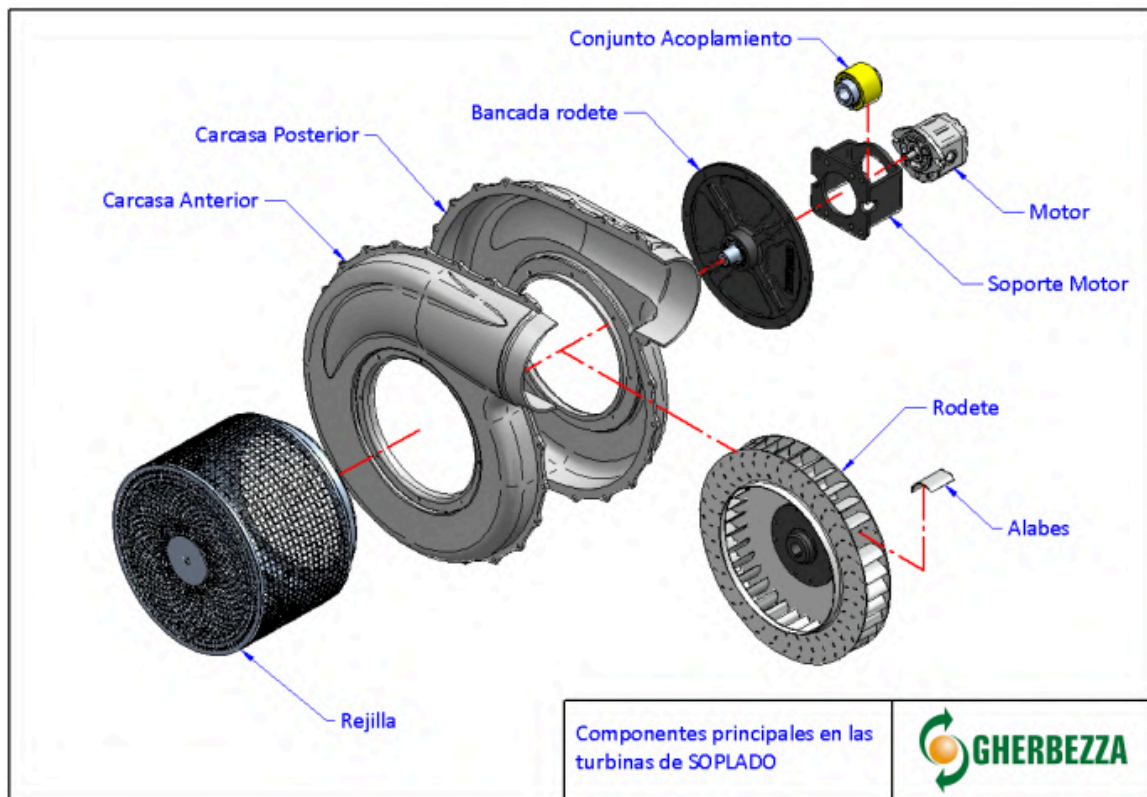


Figura I-1: Esquema de componentes generales de una turbina neumática (gentileza Gherbezza)

Las turbinas neumáticas se componen de forma general por una toma de fuerza o motor hidráulico con su soporte, acoplamiento, carcasa, bancada y rodete (Figura I-1). El presente proyecto se focaliza en este último elemento.

El rodete es la parte móvil de la turbina, encargado de generar el movimiento del aire que luego es dirigido por la carcasa. Está formado por dos discos, una masa y los

álabes. Los discos, que son el cuerpo del rodete, tienen ranuras en las que ingresan las pestañas de los álabes (Figura I-2), las cuales están dobladas logrando unificar todas las partes rigidizando el conjunto.

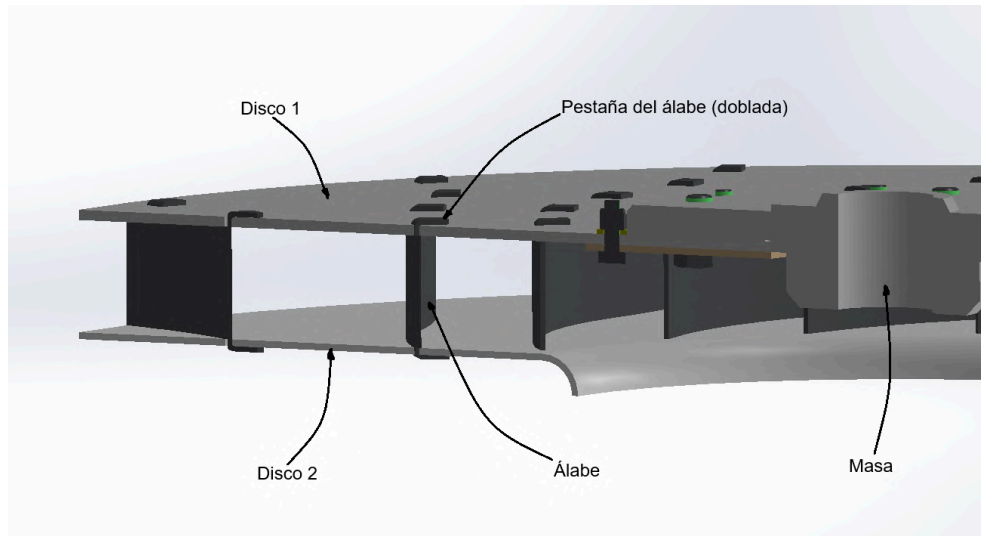


Figura I-2: Partes fundamentales del rodete

En una empresa que se dedica al ensamblaje de este tipo de turbinas se realiza el cerrado de los rodetes de forma manual a golpes de maza, logrando un doblado de las pestañas de los álabes disperejo, lo que se traduce en una variabilidad en el resultado que no se puede controlar de ninguna manera dado al factor humano, además de ser lento y atentar contra la seguridad del operario. Esto genera a su vez que el proceso de balanceo de la turbina sea complicado y distinto para cada rodete cerrado.

Ante este problema se plantea diseñar una máquina que automatice y minimice la intervención humana a lo indispensable para poder llevar a cabo el proceso de cerrado de rodetes, siendo únicamente tarea del operario montar el conjunto discos/masa/álabes y colocarlo dentro de la máquina.

Capítulo 1: Definición del problema

Ya habiendo visto en la introducción un avance del problema que se plantea resolver en el presente proyecto resta definir las variables que se detectan como cuestiones a tener en cuenta a la hora de plantear la solución, las limitaciones del problema y los objetivos a cumplir.

1.1 - Variables

Para encontrar una solución que realmente sea apropiada es necesario detectar todas las variables que sean inherentes al proceso para que puedan ser consideradas. A continuación se enlistan las mismas:

- **Sentido de cierre:** el plegado de los álabes se debe realizar en sentidos contrarios por hileras, es decir, si la hilera más externa tiene las pestañas plegadas en sentido horario la que sigue debe ser cerrada en sentido antihorario y así sucesivamente para todas para asegurar un correcto cerrado del rodete.
- **Materiales:** los discos son de chapa de aluminio 5052 H32 de 3mm de espesor para el Disco 1 y 2mm para el Disco 2 (Figura I-2) y los álabes de 1.5mm de espesor del mismo aluminio o de acero inoxidable AISI 304 dependiendo del modelo. Esto debe tenerse en cuenta para el plegado, proceso durante el cual lo único que debe deformarse son las pestañas de los álabes.
- **Tiempo:** el cierre manual es un proceso lento, según datos censados en planta se demora entre 10 y 15 minutos en cerrar un rodete dependiendo del modelo, por lo que la solución a plantear debe minimizar este tiempo.
- **Seguridad:** el hecho de que sea manual el cierre implica que el operario esté expuesto a un riesgo constante y considerable teniendo en cuenta la gran cantidad de golpes que se debe realizar.
- **Consistencia en la producción:** a día de hoy no se puede garantizar que todos los rodets queden cerrados de la misma manera, dificultando el balanceo posterior.

- **Modelos:** existen 6 modelos de rodets con variedad de formas y cantidades de álabes, y diámetros que varían desde los 332mm hasta los 540mm.
- **Cantidad de pestañas:** en línea con el punto anterior, cada modelo tiene una cantidad de álabes y, por ende, de pestañas distinta lo que implica variedad en la cantidad de plegados necesarios.
- **Fuerza de cierre:** se debe contemplar que el plegado exige una fuerza determinada, por lo que es crucial asegurar que al aplicarla no se produzcan deformaciones en discos y álabes.
- **Montabilidad y operabilidad de la máquina:** es importante garantizar un montaje y también desmontaje sencillo, sin un esfuerzo significativo para el operario.
- **Mantenibilidad:** el acceso para realizar tareas de mantenimiento debe contemplarse para que no sea una dificultad a la hora de llevarlas a cabo.
- **Ángulos de entrada y salida de aire:** los álabes determinan un ángulo de entrada y salida del aire que definen la relación caudal/presión para cada rodete. Estos ángulos quedan establecidos en el mecanizado del disco y varían según cada modelo de rodete.
- **Tolerancia de operaciones previas:** los componentes para el ensamble del rodete cuentan con tolerancias propias de sus procesos, en el caso de los álabes tomaremos su tolerancia máxima de 0.15mm propia del corte láser, para los discos 0.01mm propia del mecanizado en CDM y para las masas 0.005mm del torno CNC.

1.2 - Condiciones límites

Para el desarrollo de la solución es también de crucial importancia determinar las condiciones que limitan al problema y dan las bases sobre las cuales se va a basar el proyecto. Se hace una breve descripción de las mismas a continuación:

- **Concentricidad:** el Disco 1 (desde ahora va a nombrarse como “disco base o disco”) y el Disco 2 (“disco de boca o contradisco”) deben tener una tolerancia de concentricidad no mayor a 0.5mm.

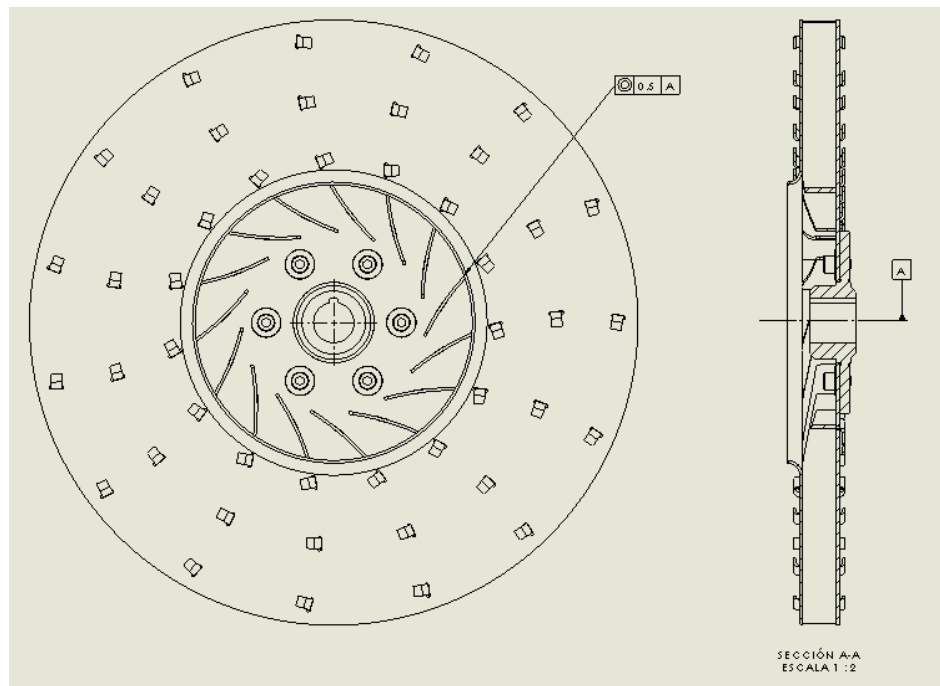


Figura 1-1: Tolerancia de concentricidad deseada luego del cierre del rodet

- **Ángulos de entrada y salida de aire:** la tolerancia en este ángulo debe ser de 0.5° según diseño para lograr las condiciones operativas deseadas.

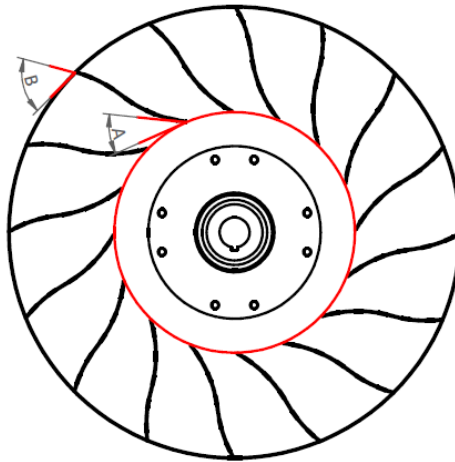


Figura 1-2: Ángulos de entrada (A) y salida (B) del aire

- **Planitud:** los discos no se deben deformar en el cerrado como ya se mencionó, logrando una tolerancia de planitud de 0.5mm en los mismos.

- **Paralelismo:** una vez armado el conjunto se debe garantizar una tolerancia de paralelismo entre los discos no mayor a 0.5mm.

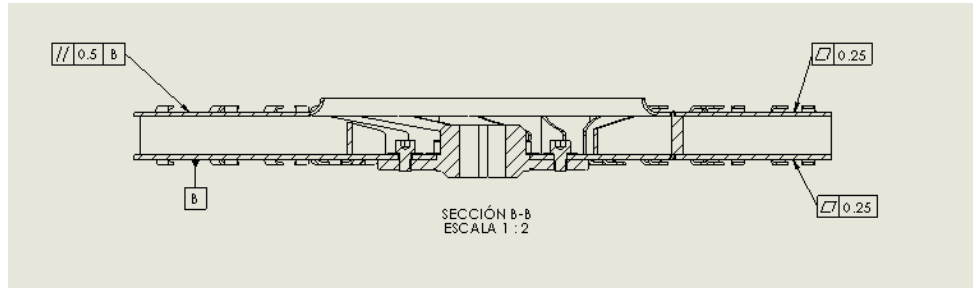


Figura 1-3: Tolerancias de planitud y paralelismo deseadas luego del cierre del rodete

1.3 - Objetivos

Para finalizar, se destacan los objetivos a cumplir con el presente proyecto:

1. Evitar la sobrecarga y el riesgo del empleado a la que está expuesto por estar martillando durante la jornada completa.
2. Aumentar la productividad del proceso generando una disminución en el tiempo necesario para cerrar el rodete. Se busca reducir el tiempo al menos en un 50%, pasando de 10 a 5 minutos según el modelo a 5/7 minutos aproximadamente.
3. No deformar el rodete mediante la aplicación de la fuerza necesaria, respetando las tolerancias impuestas como condiciones límites.
4. Garantizar un diseño de montaje sencillo a través de soluciones ingenieriles prácticas.
5. Lograr que se obtengan lotes uniformes de piezas que faciliten el posterior equilibrado de los mismos cumpliendo con las tolerancias de planitud y paralelismo.
6. Maximizar la eficiencia del soplado/aspirado de la turbina dada por los ángulos de entrada y salida de los álabes y la concentricidad de los discos.

Capítulo 2: Planteo de la solución

2.1 - Propuestas

Teniendo claro el problema con todas sus variables y limitaciones, y sabiendo cuales son los objetivos a alcanzar en el desarrollo del proyecto, se prosigue con una lluvia de ideas la cual derivó en las propuestas que a continuación se detallan.

2.1.1 - Sistema de prensa con rodillos

Esta primer propuesta consiste en un sistema de sujeción del rodete sobre la masa del mismo y sobre la periferia. El cierre se lograría mediante rodillos rotantes montados sobre una placa de posicionamiento con la capacidad de moverse verticalmente en ambos sentidos. El procedimiento constaría del montaje del disco base, el posicionamiento de los álabes en las ranuras del disco y la posterior colocación del disco de boca. Luego se ajustarían los rodillos a la altura del plegado, los cuales impactan con las pestañas y las pliegan. Se necesitaría más de una pasada reduciendo la altura para lograr el cierre.

Consideraciones:

- El sistema de rodillos debe poder variar su ángulo respecto al centro del rodete para adaptarse a cada tipo de álabe.
- Las hileras de rodillos deberían girar en sentido opuesto.
- Fuerza estimada de 2.1kN, considerando que cuando una pestaña se está doblando no hay contacto con ninguna otra (ver Capítulo 3).

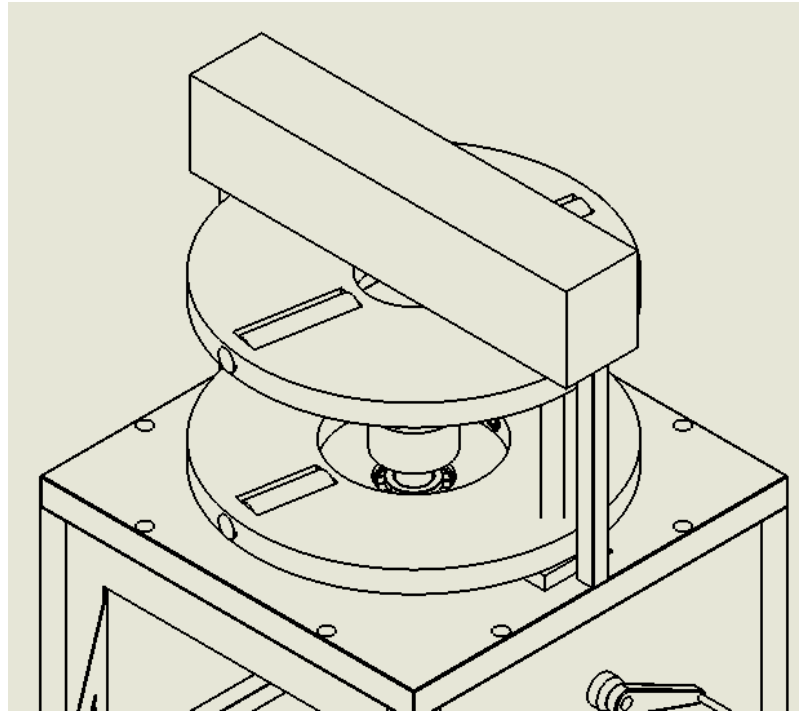


Figura 2-1: Croquis de la primer propuesta

2.1.2 - Sistema de aplastamiento total

En contraparte de la propuesta anterior, este caso se trata de una máquina con matrices en la parte superior e inferior del rodete que permitan que en un solo movimiento de la máquina todas las pestañas queden aplastadas como corresponde.

Consideraciones:

- Para cada modelo de rodete se necesitará tanto un sistema de sujeción como un conjunto de matrices particulares dado que varía la altura y diámetro de las masas y, por supuesto, la cantidad y disposición de álabes.
- No se necesita rotar el rodete en ningún momento, el mismo permanece estático durante todo el proceso.
- Fuerza estimada de 2.1kN multiplicada por la cantidad de pestañas que posea el modelo de rodete que se esté cerrando (ver Capítulo 3).

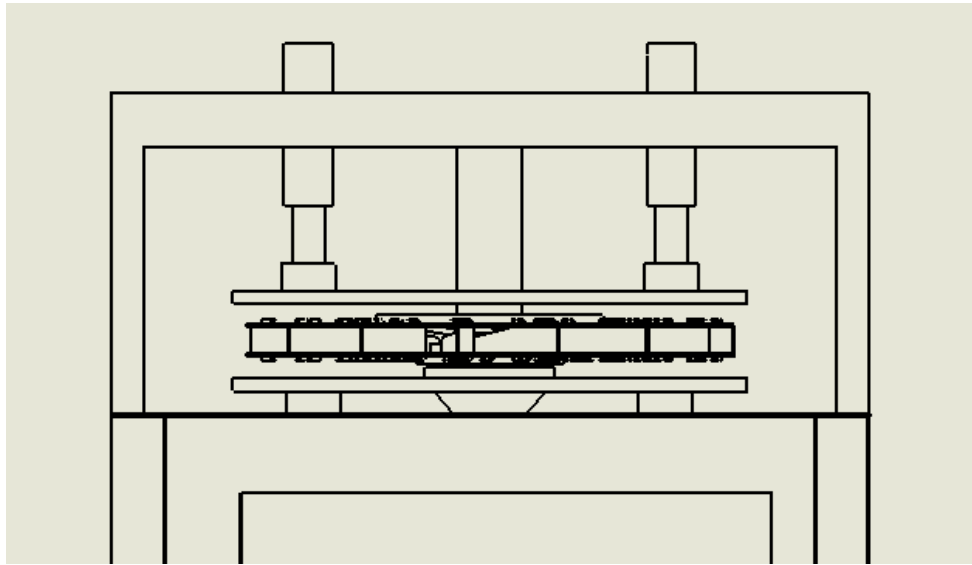


Figura 2-2: Croquis de la segunda propuesta

2.1.3 - Sistema de aplastamiento individual

Se trata de una máquina que cuenta con un pistón neumático/hidráulico que posee en su extremo una puntera con forma de cono o semiesfera truncada. Este pistón puede moverse radialmente para poder posicionarse en cada álabe en conjunto con el movimiento rotativo que posibilita el sistema de sujeción del conjunto discos/álabes. Al igual que la propuesta anterior, el procedimiento comienza con el montaje del disco base, el posicionamiento de los álabes en la máquina y la posterior colocación del disco de boca. Ya colocado el conjunto puede darse inicio al proceso de cerrado:

- Se ubica el punzón en una combinación de los movimientos radiales del pistón y angulares del rodete;
- Un primer golpe con la parte cónica del pistón da un doblado inicial de las pestañas de los álabes hasta unos 45° aproximadamente;
- Nuevamente se produce movimiento pero esta vez solo angular para posicionar nuevamente al conjunto;
- Finalmente, con la parte plana del punzón se termina de aplastar.

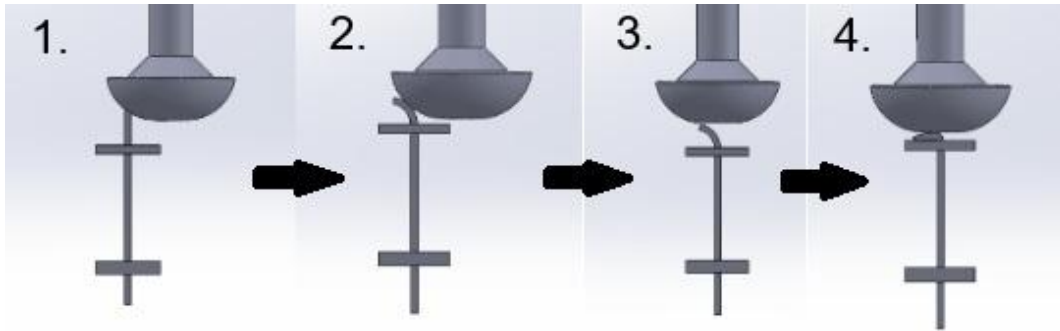


Figura 2-3: Paso a paso del doblado de la pestaña

Consideraciones:

- Esta propuesta permite que el conjunto gire en un solo sentido y da facilidad en lograr que las pestañas queden dobladas en distintos sentidos según corresponda.
- Se deberá voltear manualmente el rodete para el cierre de ambos lados.
- Fuerza estimada de 2.1kN (ver Capítulo 3).

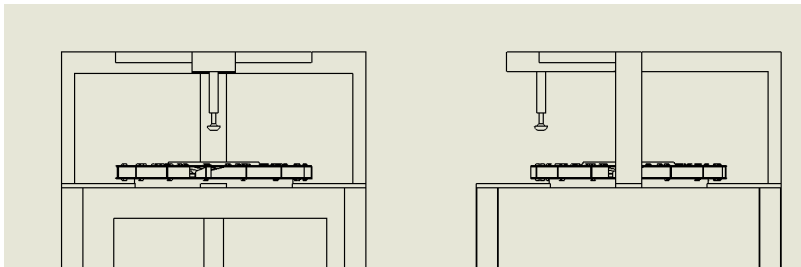


Figura 2-4: Croquis de la tercer propuesta

2.1.4 - Sistema de deformación por impacto normal

Similar a la propuesta tres en cuanto a estructura pero cambia la forma de deformación de la pestaña a un recalcado, se aplica una fuerza normal al disco que deforma de manera multidireccional al extremo libre del remache, para formar la "cabeza de cierre". Puede ser prensando el conjunto completo o individual por pestaña.

Consideraciones:

- Se puede modificar la pestaña para favorecer la deformación en alguna dirección preferencial.

- La forma final de la pestaña es aleatoria, puede darse un plegado llegando a un resultado similar a las propuestas anteriores, o una especie de remachado, obteniendo un resultado con forma indefinida.

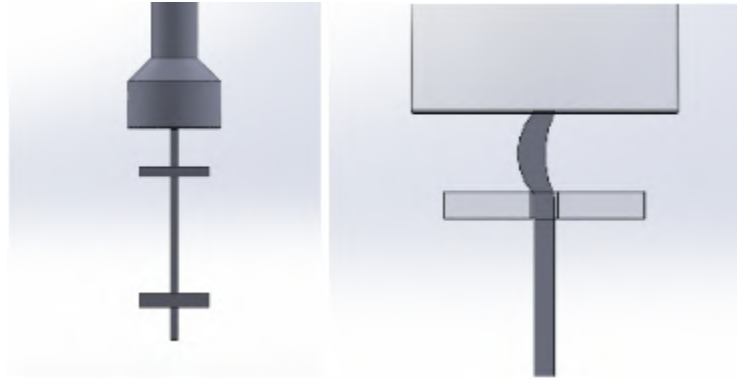


Figura 2-5: Posicionamiento del punzón y una de las formas de doblado

- Fuerza estimada de 10.71kN (ver Capítulo 3).

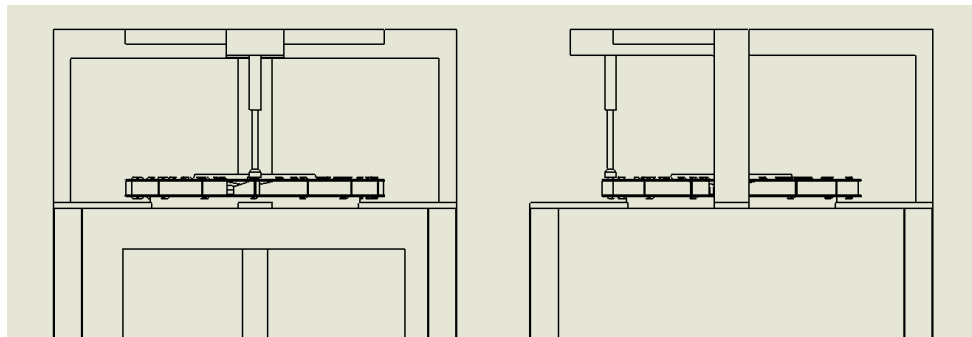


Figura 2-6: Croquis de la cuarta propuesta

2.2 - Matriz de selección

Para la elección de la solución a desarrollar realizaremos una matriz de selección. Esta consta de ciertos parámetros propuestos para la evaluación de las alternativas de solución planteadas en el punto anterior a los cuales se les asigna un valor del 1 al 5 según el grado de cumplimiento de cada propuesta con el parámetro a evaluar. Además cada una de las variables tendrá una ponderación según su importancia para la decisión. Luego de ser asignados los valores se realiza una suma para cada alternativa y la que obtenga una mayor puntuación total será la elegida como

óptima según los criterios adoptados. A continuación se hace una breve descripción de cada uno de los parámetros:

- **Intervención del empleado:** cuanto más tenga que intervenir el operario en la tarea del cierre del rodete menor será la puntuación.
- **Disminución del tiempo del cerrado:** la propuesta que permita disminuir más el tiempo de operación obtendrá una puntuación más elevada. Este parámetro se lo considera importante y tiene una ponderación que lo duplica.
- **Consistencia de los lotes:** al igual que el anterior, este parámetro duplica con su ponderación. Cuanto más consistentes sean los resultados que entrega la propuesta mayor será el puntaje.
- **Concentricidad:** se refiere a la capacidad que tiene la propuesta de respetar la tolerancia de concentricidad planteada en las condiciones límites, por lo que cuanto mayor sea la posibilidad de mantener los discos concéntricos mayor será el puntaje. En este caso la ponderación triplica.
- **Paralelismo:** si se produce una deformación poco controlada es posible que la tolerancia de paralelismo de los disco se vea comprometida, por lo que el puntaje será mayor en el caso que este factor se controle mejor. También la ponderación triplica.
- **Planitud:** con la misma justificación del ítem anterior se puede comprometer la planitud de los discos, por lo que el puntaje se otorga de igual manera y la ponderación es la misma.
- **Viabilidad:** este parámetro se refiere a la posibilidad real de llevar a cabo la idea que se propone en cada caso teniendo en cuenta los esfuerzos necesarios y cómo se comporta el conjunto respecto a ellos, y si es apta para cumplir con los objetivos que se tienen como norte del proyecto. Por este motivo la ponderación aquí triplica el puntaje.
- **Montaje:** hace referencia a la complejidad del montaje de los componentes dentro de la máquina, por lo que una puntuación mayor implica una facilidad en esta tarea. Por su importancia, la ponderación lo duplica.
- **Puesta a punto:** dependiendo de la cantidad y complejidad de los pasos a seguir para poder darle comienzo al ciclo de cerrado el puntaje variará, siendo menor

cuanto mayor sea el tiempo perdido y la dificultad que esto presente. Aquí también se duplica el puntaje.

- **Mantenimiento:** se refiere al mantenimiento que implica la idea planteada, por lo que si demanda menos mantenimiento el puntaje será mayor.

Teniendo ya en claro el sistema de puntuación se presenta la matriz de selección:

MATRIZ DE SELECCIÓN					
Parámetros	Nombre de la propuesta				Ponderación
	<i>Sistema de prensa con rodillos</i>	<i>Sistema de aplastamiento total</i>	<i>Sistema de aplastamiento individual</i>	<i>Deformación por impacto normal</i>	
Intervencion del empleado	3	3	3	3	1
Disminución del tiempo del cerrado	4	5	2	2	2
Consistencia de los lotes	5	5	5	1	2
Concentricidad	2	3	5	5	3
Paralelismo	4	4	4	2	3
Planitud	4	4	4	2	3
Viabilidad	2	2	5	1	3
Montaje	2	1	3	3	2
Puesta a punto	1	1	5	5	2
Mantenimiento	1	5	4	4	1
Puntaje	64	71	91	59	

Tabla 2-1: Matriz de selección

Luego de realizar la matriz de selección obtenemos que la mejor de las alternativas para la solución del problema planteado es la denominada “Sistema de impacto/aplastamiento individual”. Para justificar esta elección analizaremos cada parámetro individualmente:

- **Intervención del empleado:** se espera que en las 4 propuestas el empleado arme el conjunto disco, alabe, contradisco y accione la máquina. Por eso se ponderan con el mismo valor medio.
- **Disminución del tiempo de cerrado:** en las dos primeras soluciones se genera un cierre de ambas caras del rodete en simultáneo. En cambio la propuesta 3 y 4 conllevan a un golpe individual y el giro del rodete.
- **Consistencia de los lotes:** las primeras tres alternativas presentan puntuación máxima dado que en ellas las pestañas de los álabes siempre serán dobladas de la misma forma, mientras que en el último caso dado que la fuerza es de compresión pura y la pestaña está sometida a una especie de pandeo esta se doblará de forma distinta en cada una de ellas, dificultando el balanceado posterior.
- **Concentricidad:** en las dos primeras soluciones es complejo sostener el disco en la periferia para garantizar el centrado. En cambio, en las dos últimas se puede agregar o modificar el dispositivo de sujeción para garantizar la concentricidad.
- **Paralelismo:** al tener valores de fuerza similares, las tres primeras soluciones no dañarían el disco opuesto al cierre, en cambio, la cuarta solución implica valores de fuerza muy altos que dañarían el disco inferior sin un soporte extra entre caras.
- **Planitud:** al igual que el punto anterior, el golpe deformaría el disco opuesto al cierre en la cuarta solución.
- **Viabilidad:** en el primer y segundo caso planteado, la viabilidad se ve afectada por la dificultad de garantizar el cierre con los respectivos movimientos. En la solución 4, la fuerza para el cierre en el álabe de inoxidable, es muy alta respecto al límite elástico del aluminio. En la tercera solución, el sistema de cierre es el actual pero automatizado, lo que garantiza el cierre, además, no tiene tanta complejidad de movimiento y podría posicionarse mediante sensores.
- **Montaje:** para los primeros dos casos propuestos es complejo sostener los discos para que se mantengan en la posición correcta para mantener las tolerancias deseadas dado que en ellos se usan matrices o discos con rodillos que cubren toda la superficie de los discos del rodete y dejan poco espacio para su sujeción, algo que no sucede en las otras dos alternativas.
- **Puesta a punto:** para las primeras dos alternativas la puntuación es la mínima ya que implican que ante un cambio de modelo de rodete se deban cambiar los rodillos

para una y las matrices para otra obligatoriamente, mientras que las soluciones tres y cuatro no se modifican ante este escenario.

- **Mantenimiento:** la solución uno tiene muchas partes móviles/rodantes por lo que el mantenimiento será mayor, la tres y la cuatro son con pistones hidráulicos/neumáticos por lo que el mantenimiento es mucho más previsible y controlado, y para el caso de la solución dos se cuenta con matrices por lo que el mantenimiento se reduce aún más.

Capítulo 3: Definición de la fuerza

Haciendo un repaso de las condiciones que limitan al problema y que, en definitiva, indican lo que hay que cumplir para que la operación de cerrado de los rodets sea considerada como exitosa se puede notar que la variable clave es la fuerza y como afecta al conjunto puntualmente en la deformación de sus partes. Por esto se le dedica un capítulo a darle un valor a esta magnitud.

Cabe destacar que se fue afinando el valor de la fuerza necesaria para realizar el plegado a medida que se avanzó con el proyecto, por lo que en una primera instancia se realizó una aproximación en base a distintos modelos de cálculo y simulaciones CAD. Esto fue con el fin de poder realizar una selección adecuada (visto en el Capítulo 2) entre las distintas soluciones propuestas. Luego se tuvo la posibilidad de realizar ensayos en un laboratorio con máquinas calibradas, que conllevó a revaloración de la matriz de selección, por lo que para la solución final se pudo obtener un valor probablemente más cercano a la realidad.

3.1 - Aproximación mediante cálculo

El primer paso realizado en la búsqueda de definir el valor de la fuerza necesaria para doblar cada pestaña de los álabes. La selección de la solución ya fue realizada en el capítulo anterior, pero aquí se encuentra la justificación de haber tomado dicha decisión.

Se comienza considerando el caso en el que el rodete será cerrado “recalcando” las pestañas, es decir, ejerciéndoles una fuerza de compresión uniaxial. Tomaremos como modelo de cálculo el de pandeo, suponiendo que si se alcanza la carga crítica (y si esta produce una tensión que supere a la de fluencia del material) se producirá la deformación plástica para lograr el cierre.

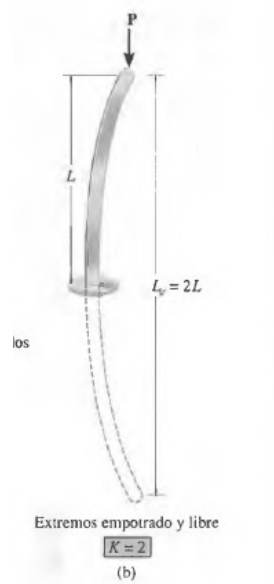


Figura 3-1: Modelo de pandeo, extracto del libro *Mecánica de los materiales* [1]

Según este modelo de cálculo, la fuerza crítica se calcula con la siguiente fórmula:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (3.1)$$

donde:

- P_{cr} es la carga axial crítica o máxima sobre la pestaña, justo antes de que se comience a pandear.
- E es el módulo de elasticidad del material.
- I es el momento de inercia mínimo del área transversal de la pestaña a doblar del álabe. Para nuestro caso tenemos una sección rectangular por lo que $I = \frac{eh^3}{12}$ siendo e el espesor de la chapa del álabe y h el ancho de la pestaña.
- L es la altura de la pestaña.
- r es el radio de giro mínimo de la pestaña a pandeo, calculado como $r = \sqrt{I/A}$, siendo A el área transversal de la pestaña.

- K es el factor de longitud efectiva. En este caso tenemos un extremo libre y el otro lo tomamos como empotrado para el cálculo, por lo que la longitud efectiva L_e es igual a dos veces L , y por lo tanto $K = 2$.

Conociendo ya el modelo de cálculo, procedemos a calcular la fuerza necesaria para doblar una pestaña del álabe de acero inoxidable AISI 304, ya que este será el material que defina la fuerza mínima que debe poder hacer la máquina.

Los datos del material son:

- $E = 193 \text{ GPa}$
- $e = 1.5 \text{ mm}$
- $h = 8 \text{ mm}$
- $I = \frac{he^3}{12} = 2.25 \text{ mm}^4$
- $r = \sqrt{\frac{I}{A}} \approx 2.31 \text{ mm}$
- $L = 10 \text{ mm}$
- $\sigma_{fl} = 415 \text{ MPa}$

Entonces, calculamos la carga necesaria para el recalcado:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 193 \text{ GPa} * 2.25 \text{ mm}^4}{(2 * 10 \text{ mm})^2} = 10.71 \text{ kN}$$

Y la tensión:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{10.71 \text{ kN}}{1.5 \text{ mm} * 8 \text{ mm}} \approx 892.5 \text{ MPa}$$

Estos valores superan por más de 2 veces a la tensión de fluencia del material, por lo que la pestaña claramente va a deformarse plásticamente cuando alcance su límite elástico.

Para constatar esta afirmación y poder saber cuál va a ser la carga necesaria para la deformación utilizaremos el método de la secante, cuya fórmula es la siguiente:

$$\sigma_{fl} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{ec}{r^2} \sec \left(\frac{KL}{2r} \sqrt{\frac{P}{EA}} \right) \right] \quad (3.2)$$

donde se repiten variables, y se agregan/cambian las siguientes:

- e es la excentricidad de la carga P , medida desde el eje neutro del área transversal del perfil hasta la línea de acción de P . En este caso varía entre 0mm (cuando la carga se encuentra exactamente en el centro del espesor) y 0.75mm (cuando la carga se encuentra en la fibra exterior).
- c es la distancia del eje neutro a la fibra externa de la columna, donde se desarrolla el esfuerzo máximo de compresión. En este caso corresponde a la mitad del espesor de la pestaña, es decir, 0.75mm.

El método se trata de proponer valores de carga P hasta alcanzar la tensión de fluencia del material. Con la ayuda de una hoja de cálculo obtenemos que la fuerza necesaria para lograr la deformación varía entre 1.2kN (cuando $e = 0.75\text{mm}$) y 5kN (cuando $e = 0\text{mm}$) aproximadamente.

Para el resto de los casos, incluyendo el finalmente seleccionado, el cálculo será basado en flexión pura. Básicamente se parte de la suposición de que la pestaña del álabe, al igual que para el cálculo a pandeo, está empotrado de un lado y libre del otro. En este último se le somete una fuerza F a 45° a determinar.

Para este caso consideraremos a F como la fuerza necesaria para hacer el doblado tiene que generar una tensión tal que supere al límite elástico del material, permitiéndonos ingresar al comportamiento plástico del mismo.

$$\sigma_{fl} \leq \frac{M^*c}{I} \quad (3.3)$$

Para el cálculo de F se plantea un DCL del caso en la Figura 3-2 y se obtiene su valor a través del principio de equilibrio estático en el que $\Sigma F = 0$ y $\Sigma M = 0$.

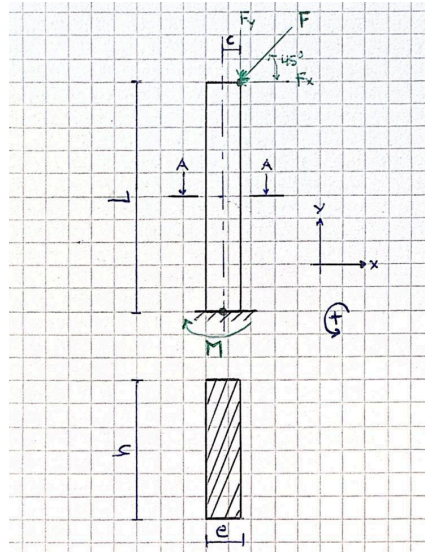


Figura 3-2: Diagrama de cuerpo libre que modela la flexión

Comenzamos despejando los valores a las fuerzas y momentos en los ejes X e Y:

$$F_x = \cos(45^\circ)F = \frac{\sqrt{2}}{2}F$$

$$F_y = \sin(45^\circ)F = \frac{\sqrt{2}}{2}F$$

$$M_x = F_x L = \frac{\sqrt{2}}{2}Fh$$

$$M_y = -F_y c = -\frac{\sqrt{2}}{2}Fc$$

Planteamos ahora nuevamente $\Sigma M = 0$ reemplazando con lo obtenido en el paso anterior:

$$\Sigma M = M_x + M_y - M = 0 \Rightarrow M = M_x + M_y$$

$$M = \frac{\sqrt{2}}{2}F * L + (-\frac{\sqrt{2}}{2}Fc) = \frac{\sqrt{2}}{2}F(L - c)$$

Finalmente volvemos a la consideración inicial respecto a la tensión de fluencia para saber la fuerza mínima necesaria para efectuar el doblado:

$$\sigma_{fl} \leq \frac{M^*c}{I} \Rightarrow \sigma_{fl} \leq \frac{\frac{\sqrt{2}}{2}F(L-c)c}{I} \Rightarrow F \geq \frac{\sigma_{fl}I}{\frac{\sqrt{2}}{2}(L-c)c}$$

Nuevamente se considerará para los cálculos que el material a doblar es el inoxidable. Reemplazando los valores en la fórmula resulta:

$$F \geq \frac{\sigma_{fl}^*I}{\frac{\sqrt{2}}{2}(L-c)c} = \frac{415MPa * 2.25mm^4}{\frac{\sqrt{2}}{2}(10mm-0.75mm)*0.75mm} \approx 190.35N$$

Con este resultado podemos decir que para doblar la pestaña debemos realizarle una fuerza de al menos 190.35N. A modo de comentario, se realizó un análisis de la implicancia del ángulo en la fuerza y se obtuvo, como es lógico, un aumento de F cuanto más cercano a 90° era su aplicación, llegando a un valor cercano a lo obtenido en el cálculo con el método de la secante.

Los cálculos realizados realmente sólo sirven de manera orientativa para notar la diferencia de fuerza que hay entre los dos métodos de plegado planteados, pero los modelos utilizados son muy básicos, simplificados y no apto para deformaciones, por lo que, para obtener valores reales y verificar que dicha variación sea correcta se realizarán ensayos en un laboratorio.

3.2 - Simulación CAD

Para ampliar el análisis de cálculo se optó por realizar una simulación en SolidWorks, software que resuelve utilizando el método de los elementos finitos (FEM). Se considera el doblado de un álabe aislado dejando a los dos discos fijos y con contacto sin penetración entre todos los componentes. La fuerza es aplicada sobre la arista superior del álabe, buscando igualar la condición de trabajo real de la solución seleccionada.

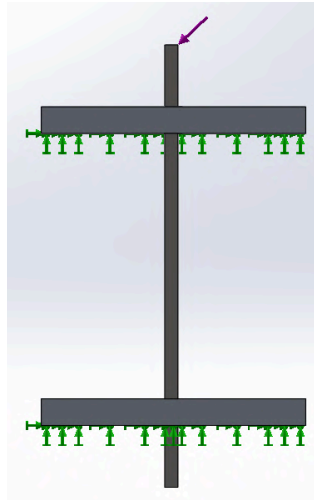


Figura 3-3: Fijaciones y aplicación de la fuerza de las simulaciones

Se llevaron a cabo varias simulaciones con el objetivo de ver gráficamente lo que sucede con el conjunto con las cargas obtenidas en los cálculos analíticos realizados anteriormente, haciendo hincapié específicamente en el doblado por flexión, la situación más cercana a la realidad de la solución seleccionada. Es por ello que la fuerza se presenta a 45° en la Figura 3-3 tal como se la planteó en la memoria de cálculo.

La primera simulación se realizó sobre un álabe de acero inoxidable AISI 304 con una fuerza de 190.35N, tal como se obtuvo al finalizar el ítem anterior en este capítulo. En la Figura 3-4 se puede ver aplicada una isosuperficie configurada para que se muestren solo las zonas donde las tensiones de von Mises superan los 415 MPa del límite elástico del material, y únicamente esto sucede en las esquinas de unión de la pestaña con el álabe por ser un punto concentrador de tensiones, pero no en el núcleo, lo que nos indica que la carga calculada no es suficiente probablemente para realizar el plegado.

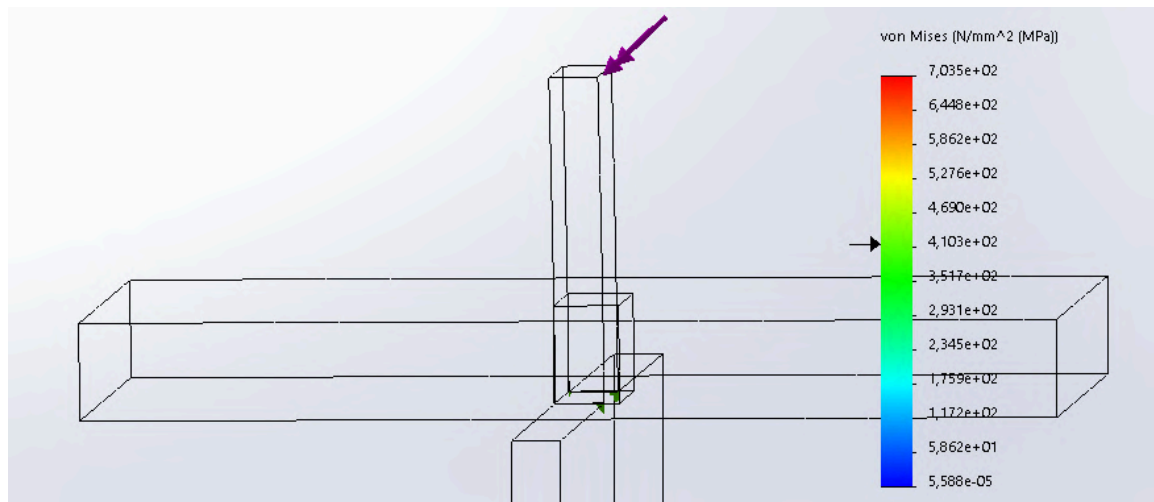


Figura 3-4: Resultado de la primera simulación para álabe de AISI 304

Ante esto, se aumenta la fuerza hasta 1.2kN, pudiéndose notar una diferencia en la Figura 3-5. Ahora las tensiones de von Mises alcanzan el límite de fluencia en todo el espesor, asegurando que a esta carga la pestaña sí va a plegarse.

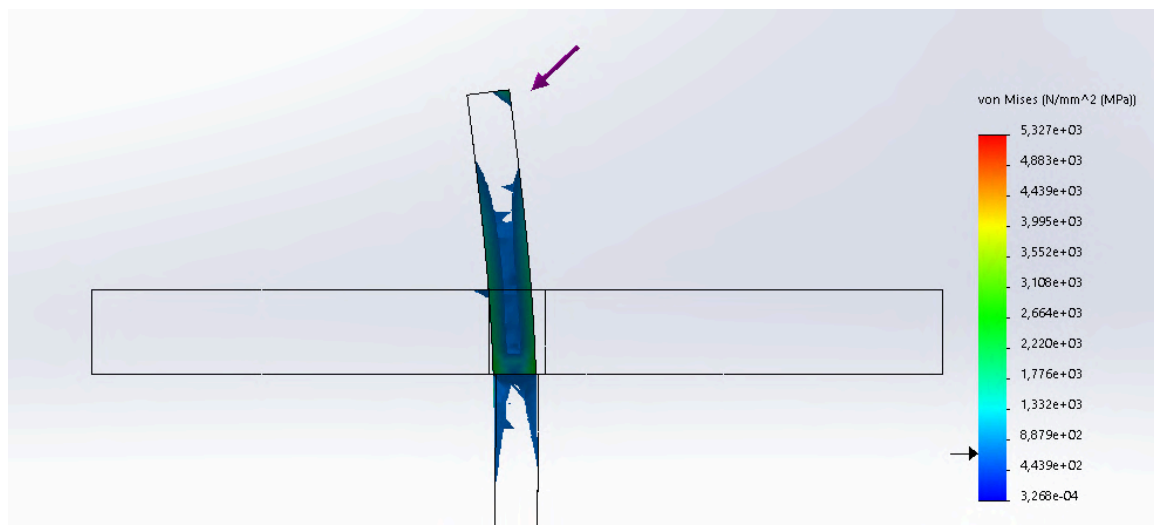


Figura 3-5: Resultado de la segunda simulación para álabe de AISI 304

Se realizó también una simulación pero cambiando el material del álabe por el aluminio 5052 H32 para poder corroborar que ante una carga de 190.35N la pestaña en este caso sí presenta deformación, obteniéndose lo que se observa en la Figura 3-3. Las fibras externas ya presentan tensiones que alcanzan la de von Mises, aunque el

núcleo no, pero es una base que justifica la decisión de basar los cálculos en el material más resistente.

3.3 - Ensayos

Para obtener un valor de fuerza más cercano a la realidad se planteó la posibilidad de realizar ensayos intentando simular las condiciones de sujeción de los álabes en la máquina cerradora de rodets. Tanto en los cálculos como en las simulaciones CAD los valores obtenidos están atados a las propiedades mecánicas de los materiales, que fueron obtenidos en catálogos y seleccionados dentro del rango que dan los fabricantes. Con el ensayo se sabe la fuerza real, sin necesidad de agregar incertidumbres para su obtención más que las propias de la medición.

Por gentileza del Instituto de Mecánica Aplicada y Estructuras (IMAE), perteneciente a la FCEIA, se obtuvo acceso a una máquina universal de ensayos del Laboratorio de Ensayos Normalizados. Alcanzando una carga máxima de 100kN, la máquina marca Shimadzu (ver Figura 3-6) está calibrada en 6 escalas: 3 de compresión y 3 de tracción, en 1, 10 y 100kN. Esta característica da una mejor precisión en los resultados para cualquier fuerza en todo su rango, ya que se puede elegir la escala deseada para evitar medir valores por debajo del 10% de cada escala, zona en la cuál la celda de carga con la que se calibró pierde linealidad. Por otro lado, posee un encoder, por lo que las gráficas que entrega muestran la deformación en [mm] en el eje de las abscisas y la fuerza en [kN] en el de las ordenadas.

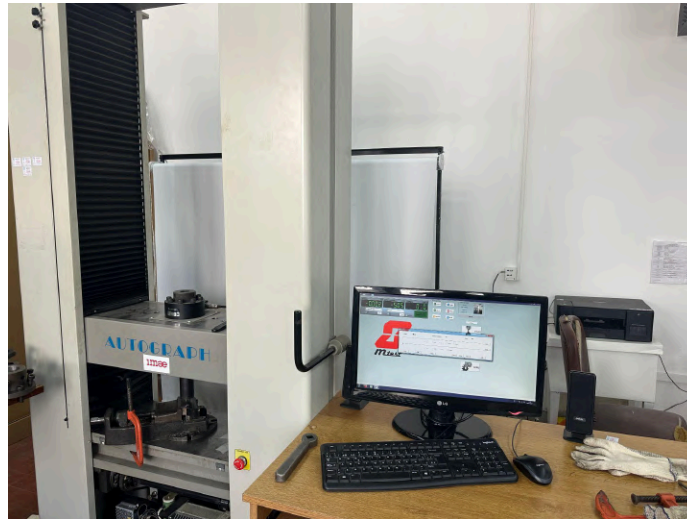


Figura 3-6: Máquina de ensayos utilizada con su equipamiento

Se realizaron ensayos sobre álabes de ambos materiales, para corroborar qué diferencia de carga necesaria existe para doblar uno de acero inoxidable respecto a uno de aluminio.



Figura 3-7: Álabes a ensayar de acero inoxidable AISI 304



Figura 3-8: Álabes a ensayar de aluminio 5052 H32

Para ambos casos la sujeción fue la misma. Los álabes fueron tomados por su cuerpo con una morza de banco, dejando la posibilidad de doblar las pestañas, y esta se afirmó a la mesa de la máquina de ensayos mediante bulones o un sargento. Por su lado la máquina se montó en sentido de compresión, colocando sobre su mesa móvil el punzón de punta plana. En la Figura 3-9 se puede observar tanto la sujeción como la máquina con su componente descrito.

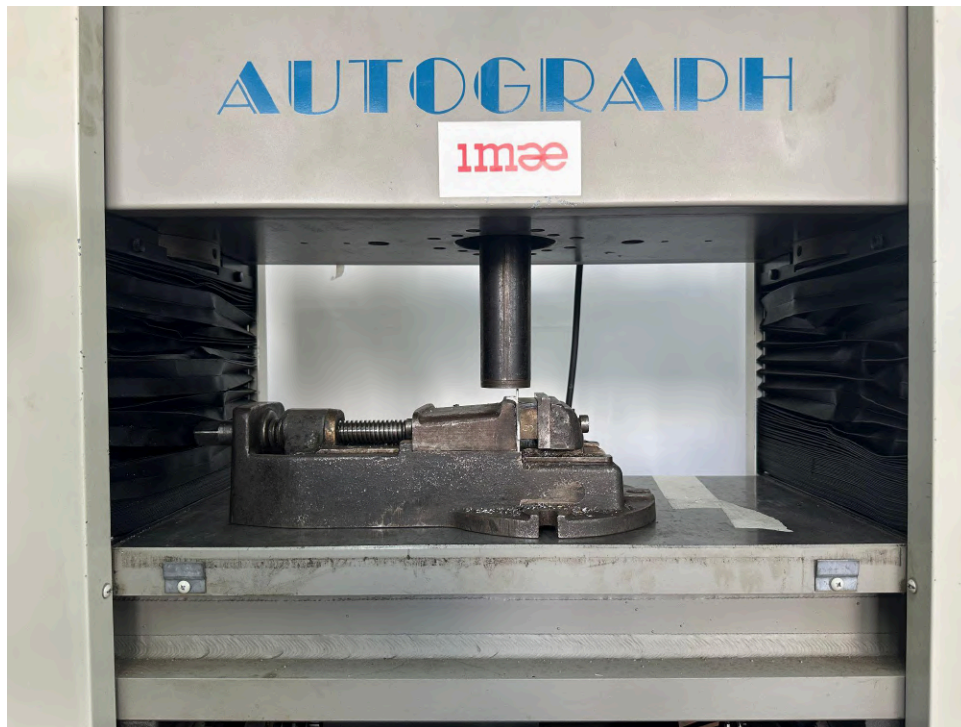


Figura 3-9: Espacio de compresión de la máquina de ensayos, con la morsa sujetando el álabes a ensayar

Para los ensayos se seteó una plantilla dentro del software de ensayos con los parámetros necesarios que definen el sentido de movimiento, la escala a utilizar, el cero del encoder y de la celda, el condicional para el corte del ensayo y la velocidad, la cual se dispuso en 12mm/min para que sea controlado y que de la posibilidad de detener manualmente ante cualquier circunstancia que altere el resultado o entregue uno erróneo. Cabe destacar que se realizaron 2 tipos de ensayos:

- Simulación del cerrado del rodete por impacto de un golpe (Figura 3-10), como lo planteado en la propuesta de solución “Deformación por impacto normal”.



Figura 3-10: Pestaña perpendicular a la superficie del punzón

- Simulación del cerrado del rodete en dos movimientos (Figura 3-11), aunque solo se realizó un solo plegado desde con el álabe previamente plegado a 45° con una maza. Es más bien una simulación del segundo movimiento de plegado de la propuesta seleccionada, pero se considera que se obtiene un valor de fuerza válido también para el primer movimiento ya que este se realiza con la parte en ángulo del punzón por lo que la forma en que se ejerce la fuerza en ambos casos es similar.

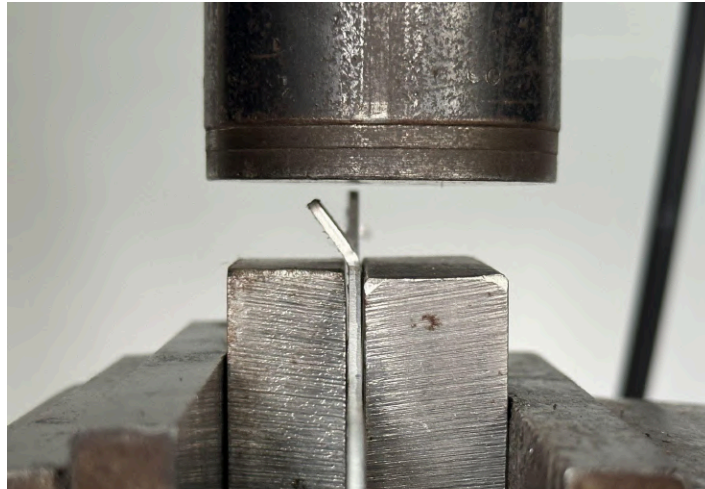


Figura 3-11: Pestaña en ángulo de 45° aproximadamente respecto a la superficie del punzón

En el primer tipo de ensayo se obtuvieron resultados completamente distintos según el material. En el álabe de acero inoxidable la fuerza ascendió y superó los 10kN sin presentar plegado, llegando al límite de la escala seleccionada. Se repitió un total de 3 veces, y en todos los casos se obtuvo el mismo resultado. Se optó por no realizarlo en una escala superior porque la fuerza se consideraba demasiado elevada. En el caso del aluminio el material cedió a los 2.5kN, obteniendo el plegado que se observa en la Figura 3-12, dobándose sobre sí mismo usando como apoyo uno de los suplementos metálicos que fijan al álabe, lo que da indicios de que si se realizara un ensayo a condiciones reales utilizando los discos del rodete estos se deformarían en ese sector incumpliendo posiblemente con los objetivos y condiciones límites del problema.

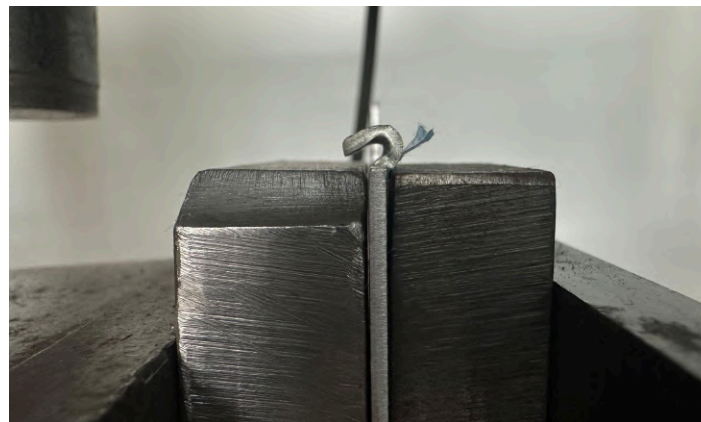


Figura 3-12: Resultado del ensayo para el álabe de aluminio

Para el segundo tipo de ensayo los resultados fueron similares para ambos materiales en términos de resultados de plegado final, aunque los valores sí variaron. Se realizaron 3 ensayos para cada álabe, obteniendo lo presentado en la Tabla 3-1.

Resultados de ensayos		
Material	Nº de ensayo	Fuerza máxima [kN]
Inoxidable	1	1.401
	2	1.280
	3	1.115
Aluminio	1	0.302
	2	0.531
	3	0.330

Tabla 3-1: Resultados de ensayos

Observando los resultados, se obtiene una lógica mayor carga para el plegado del acero inoxidable considerando las diferencias en sus propiedades mecánicas. El software también entrega las gráficas desplazamiento/fuerza en las Figuras 3-13 y 3-14, las cuales muestran un comportamiento similar entre ambos materiales. En la del acero se observa un aumento abrupto a partir de los 5.2 mm de plegado simplemente porque se llegó a tocar las mordazas de la morsa, por lo que se cortó manualmente el ensayo y por lo tanto ese sector de la gráfica se desestima.

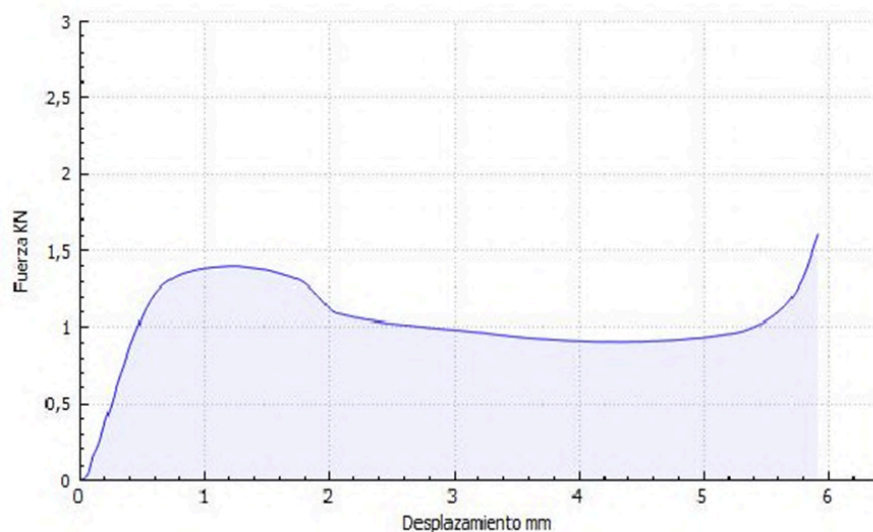


Figura 3-13: Gráfica para el álabe de acero inoxidable

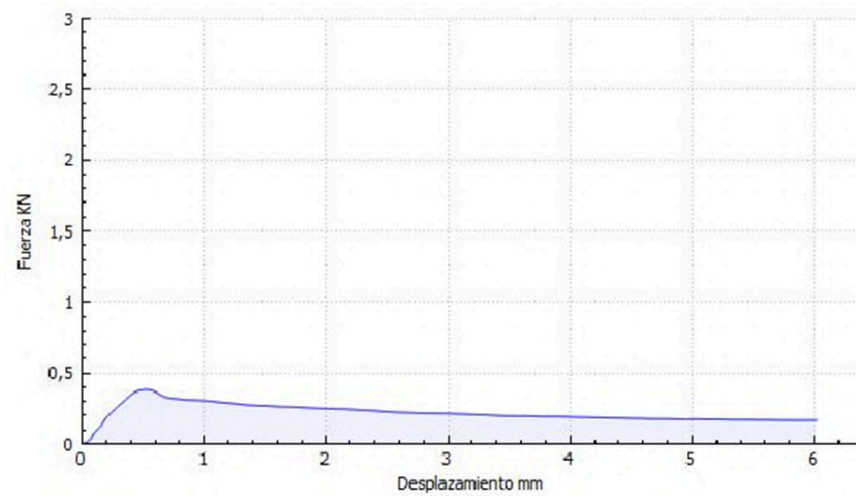


Figura 3-14: Gráfica para el álabe de aluminio

Finalmente, y a modo de comentario, se muestra en la Figura 3-15 cómo queda doblado en su totalidad un lado de uno de los álabes, con las pestañas plegadas alternadamente en sentidos contrarios, presentando el resultado final que lograría la máquina de cerrado de rodets.



Figura 3-15: Álabe con sus pestañas de un lado plegadas

3.4 - Conclusión

Observando cada uno de los métodos para obtener la fuerza a realizar en la máquina se puede notar cierta diferencia en los valores entregados, resumidos en la Tabla 3-2. Esto se debe a que cada uno de ellos posee sus limitaciones y/o simplificaciones que alejan los resultados de la realidad, siendo lo que se obtiene en los ensayos lo que se asume como “real”.

Fuerza obtenida [kN]		
Método	AISI 304	5052 H32
Cálculo recalcado	10.71	-
Cálculo flexión	0.19	-
Simulación CAD flexión	1.20	0.19
Ensayo recalcado	>10	2.50
Ensayo flexión	1.40	0.53

Tabla 3-2: Resumen de resultados

Por esto el valor de fuerza tomado será F_{ensayo} , el mayor de los entregados en los ensayos, multiplicado por un factor de seguridad f_s de 1.5 para asegurar que ante la dispersión en los lotes se realice el plegado correctamente.

$$F = F_{ensayo} * f_s \rightarrow F = 1.40 \text{ kN} * 1.5 = 2.10 \text{ kN}$$

Así se obtiene que la fuerza a realizar para el doblado de cada pestaña es de 2.10kN.

Capítulo 4: Desarrollo de la solución

Con la selección realizada y justificada resta desarrollarla. En este capítulo se presenta el paso a paso del diseño, con las decisiones tomadas y sus respectivas explicaciones para cada componente elegido o diseñado.

Es fundamental primero exponer las dimensiones que van a definir al diseño, ya que serán las bases en las que se construye la máquina. Luego se presentarán los distintos sub-sistemas que la componen: el sistema de posición angular, el de centrado y el de cierre, en ese orden simplemente para seguir un orden ascendente (físicamente hablando) en el diseño. Al final se hará un detalle de la estructura que hace las veces de bastidor, con su respectivo análisis estático que asegure el cumplimiento de los objetivos planteados al comienzo del presente informe.

4.1 - Funcionamiento de la máquina

Antes de comenzar con el diseño y el planteamiento de condiciones y dimensiones hay que saber cómo funciona, al menos básicamente, la máquina. Para ello se realizará a continuación el paso a paso en el cerrado de un rodete:

1. El operario coloca en el eje de la mesa giratoria un pre-ensamble del rodete, es decir, el conjunto discos/álabes con dos pestañas dobladas a mano por lado para que sea más sencillo y rápido este paso dado que colocar los álabes individualmente dentro de la máquina puede llegar a ser una tarea lenta y engorrosa.
2. Se activa el sistema de centrado, asegurando el conjunto y logrando la condición impuesta de concentricidad entre discos mediante 3 actuadores ubicados a 120° entre sí con un cabezal especial que apoya sobre el canto de los discos y permite el giro de los mismos.
3. Los servomotores son los encargados del posicionamiento angular y radial, disponen el rodete en una posición tal que una de las pestañas más externas quede alineada con la dirección de movimiento radial del actuador de cerrado y de ubicar a

este último sobre la pestaña respectivamente. A esta posición se le llama cero de máquina.

4. Se comienza a realizar el cerrado del rodete. El actuador de cerrado dobla cada pestaña en dos movimientos, logrando esta tarea mediante la coordinación con el sistema de posicionamiento angular. El primer movimiento logra doblar la pestaña 45° con la parte cónica de la punta del actuador, luego el rodete gira hasta ubicar la pestaña parcialmente doblada debajo de la parte plana de la punta para que, con un segundo movimiento, el actuador complete la operación.
5. Se repite esta acción hasta completar todos los doblados. Una vez que se terminó con una hilera de pestañas el sistema de posicionamiento radial ubica al actuador en la siguiente y se repite la puesta a cero y la operación de cerrado.
6. Se retiran a una posición segura los actuadores de cerrado, y los de centrado se retraen liberando al rodete ya cerrado.
7. El operario retira al conjunto terminado de la máquina.

4.2 - Dimensiones de interés

Teniendo en claro cómo se comporta la máquina, para poder comenzar a diseñar es necesario en una primera instancia definir ciertas dimensiones básicas y cuantificarlas. En este caso, una variable fundamental es el tamaño de los rodets que se van a cerrar en la máquina, dado que es lo que va a marcar el tamaño mínimo que tiene que tener el disco giratorio de la mesa y el ancho de las aberturas por donde ingresan y egresan los componentes, por ejemplo.

La máquina debe ser capaz de adaptarse para cerrar 6 modelos de rodets distintos. A continuación se enlistan por nombres y se destacan sus dimensiones de interés para el diseño en la Tabla 4-1.

Modelo	Ø ext. [mm]	Ø boca [mm]	Ø int. masa [mm]	Dist. entre discos [mm]
23302	450	205	30	30
23304	540	205	30	30
23305	540	205	30	38
23306	480	209	30	44
23309	332	228	30	68
23312	450	205	30	63

Tabla 4-1: Dimensiones de interés de los modelos de rodets a cerrar

4.2.1 - Accionamiento

Para lograr el doblado de los álabes y el posicionamiento para el centrado deseado se pueden utilizar distintos tipos de tecnología. Básicamente lo que se necesita es un actuador, pero el accionamiento puede ser neumático, hidráulico o mecánico, y para realizar la elección de la forma más correcta y con criterio posible se vuelve a utilizar el recurso de la matriz de selección.

En este caso se evaluará nuevamente con un puntaje del 1 al 5, siendo las variables las siguientes: precisión, velocidad, fuerza, disponibilidad y precio. Esta matriz es más simple que la vista anteriormente, siendo la precisión la única variable que va a tener una ponderación que le duplique el puntaje, ya que es la que define la capacidad que tiene el sistema de accionamiento de lograr un movimiento controlado hasta una posición determinada.

ACCIONAMIENTO			
Factores	Mecánico	Hidráulico	Neumático
Precisión	5	4	2
Velocidad	4	4	5
Fuerza	5	5	3
Disponibilidad	1	5	5
Precio	1	4	5
Total	21	26	22

Tabla 4-2: Matriz de selección del accionamiento

Según la matriz presentada en la Tabla 4-2, resulta el accionamiento hidráulico el que obtuvo la mayor puntuación, lo cual es lógico ya que es una tecnología con alta precisión en el movimiento, buena capacidad para alcanzar velocidades de trabajo altas considerando la tarea a realizar, alcanza y supera con creces la fuerza necesaria para el cerrado, y al encontrarse tan presente en el mercado argentino resulta con una buena disponibilidad y ofertas.

4.2.2 - Velocidades de trabajo

La definición de las velocidades de trabajo va a estar sujeta al tiempo de operación deseado. Se tiene a día de hoy entre 10 y 15 minutos para el cerrado de los rodets, y se busca reducirlo al menos al 50% según los objetivos por lo que entre 5 y 7 minutos es un tiempo de operación correcto, aunque se puede mejorar aún más como se analiza a continuación.

Por otro lado, en lugar de utilizar un único actuador de cerrado se disponen de 3 ubicados a 120° entre ellos que trabajan en simultáneo. Esto es posible por una particularidad en la siguiente variable importante: el número de álabes.

Modelo	Cant. de álabes	Cant. de pestañas
23302	15	105
23304	15	150
23305	15	150
23306	24	144
23309	45	180
23312	15	150

Tabla 4-3: Álabes y pestañas a doblar según el modelo de rodet

Como se observa en la Tabla 4-3 todos los modelos poseen un número de álabes divisible por 3 (en caso de que en un nuevo desarrollo el número óptimo de álabes no coincidan en ser múltiplo de tres, la eficiencia del mismo no se ve perjudicada de forma significativa por el agregado/resta de 1 para lograrlo) lo que permite poner esa cantidad de actuadores acelerando la operación. Al estar colocados de forma simétrica respecto al centro de giro y trabajar al unísono las cargas se compensan y, realizando la sumatoria de fuerzas, ejercen una única resultante en la

dirección del eje de giro con sentido hacia el suelo. Esto se puede observar en las Figuras 4-1 y 4-2 que muestran en forma de croquis simplificados a uno de los rodets ubicado sobre la mesa giratoria que da el posicionamiento angular y a los actuadores en posición de trabajo.

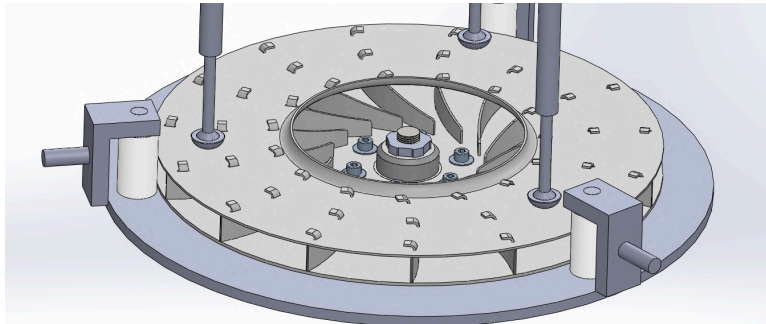


Figura 4-1: Vista isométrica croquizada de los actuadores en posición de trabajo

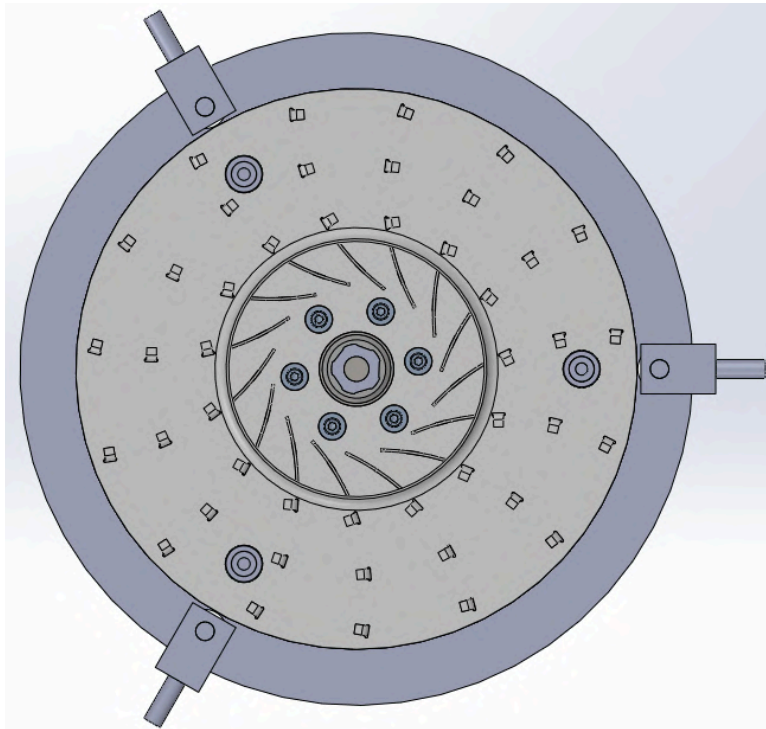


Figura 4-2: Vista superior croquizada de los actuadores en posición de trabajo

Con los datos presentados se puede realizar la definición de las velocidades operativas.

4.2.2.1 - Velocidad de doblado

Es la utilizada para los movimientos cortos que realizan la deformación de las pestañas, desde la posición de trabajo. Para darle un valor se toma el rodete que más golpes exige, ya que minimizando los tiempos para este, en el resto de los modelos también se va a lograr. Por lo visto en la Tabla 4-3 el modelo 23309 tiene 180 pestañas y considerando que el doblado se logra en 2 pasos, son 360 movimientos hacia abajo para doblar y 360 más para volver a la posición de trabajo. Como los actuadores son 3, dichas cantidades se dividen equitativamente entre ellos.

Se propone una distancia a recorrer de 20mm y que cada movimiento se realice en 0.4 s, obteniendo una velocidad de 50mm/s. También se deben considerar los movimientos de los servomotores para los posicionamientos radiales y angulares y el volteo del rodete para el cerrado de ambos lados, por lo que al valor calculado se propone duplicarlo para contemplar también estos tiempos obteniendo finalmente 4 minutos para el cerrado total del rodete y logrando una reducción del 73.33%, superando así el objetivo del 50%. Este tiempo se plantea como objetivo, luego se seleccionarán los servomotores con las características de velocidad correspondientes para poder lograrlo. La Tabla 4-4 resume todo lo descrito.

Velocidad del cerrado	
Pestañas	180
Movimientos totales	720
Movimientos por actuador	240
Distancia a recorrer [mm]	20
Tiempo de movimiento [s]	0.4
Tiempo total de movimientos [s]	120
Velocidad [mm/s]	50

Tabla 4-4: Datos y cálculo de la velocidad de movimiento para el cerrado

4.2.2.2 - Velocidad de posicionamiento

En este caso se trata de la velocidad realizada también por los actuadores de cerrado pero para los movimientos rápidos y largos de posicionamiento desde la posición retraída hasta posición de trabajo y viceversa. La distancia que deben recorrer es de 250mm, ya que ese es el espacio necesario para que los operarios puedan

manejar con comodidad los rodets dentro de la máquina sin correr el riesgo de golpearlos contra los actuadores en su posición retraída. Se propone que este movimiento sea llevado a cabo en 2 s, por lo que la velocidad es de 125mm/s.

Velocidad de posicionamiento	
Distancia a recorrer [mm]	250
Tiempo de movimiento [s]	2
Velocidad [mm/s]	125

Tabla 4-5: Datos y cálculo de la velocidad de movimiento para el posicionamiento

4.2.2.3 - Velocidad de centrado

Finalmente, esta velocidad es la lograda en el movimiento de los actuadores de centrado desde su posición retraída hasta lograr el contacto con los discos, y viceversa. En este caso se la calcula tomando una distancia a recorrer de 150mm, aunque esto va a depender del modelo de rodete debido a que el diámetro de los mismos varía y por ende el recorrido necesario del actuador, por lo que se la tomará como constante para todos los modelos. El tiempo deseado para esta distancia es de 2s, resultando entonces una velocidad de 75mm/s. En la realidad el tiempo de recorrido va a ser menor para los rodets de mayor diámetro.

Velocidad de centrado	
Distancia a recorrer [mm]	150
Tiempo de movimiento [s]	2
Velocidad [mm/s]	75

Tabla 4-6 : Datos y cálculo de la velocidad de movimiento para el centrado

4.3 - Sistema de posicionamiento angular

Comenzando con los distintos sistemas presentes en la máquina, el primero que se encuentra partiendo desde el suelo es el conjunto que se ocupa del posicionamiento angular del rodete. Es el encargado de que las pestañas se encuentren en la posición correcta respecto a los punzones de los actuadores de cierre, parte que se detalla dentro de este mismo capítulo pero en la sección 4.4.

Este sistema está compuesto básicamente por 4 partes principales:

- un eje central o soporte con 6 refuerzos soldados que a su vez se unen también por soldadura a un disco de acero de 350mm.
- un disco mayor de 540mm con 6 ranuras circulares de 5mm de profundidad abulonado al disco de 350mm donde reposarán los distintos modelos de rodets, cumpliendo la función de mesa.
- una bancada que aloja a los rodamientos que permiten el giro del conjunto, con su respectiva tapa.
- un servomotor con encoder absoluto que se vincula al eje mediante un acoplamiento de engranajes con brida plástica.

Cada uno de los componentes nombrados será definido para su diseño o selección si se trata de un elemento comercial a continuación.

4.3.1 - Conjunto soldado eje soporte

El conjunto soldado eje soporte consta de un eje mecanizado cuyo diámetro principal es de 30mm, medida seleccionada para coincidir con el agujero de las mazas de los rodets.

Este componente tiene como objetivo transmitir el giro del servomotor al rodete, por lo que cuenta en el extremo superior con una ranura mecanizada para clavar una chaveta de dimensiones correspondientes al chavetero de la maza. Para facilitar el montaje de los rodets, se diseñó con un ajuste deslizante respecto a las mazas.

El eje requiere de un tratamiento térmico en el extremo que transmite el giro, ya que, es necesario evitar el desgaste del mismo por el rozamiento y los golpes al colocar los rodets. El material elegido para este componente es un SAE 8620, ideal para cementar, templar y revenir. Para el proceso de cementado el espesor de capa esperado es de 1mm, para el proceso de templado y revenido se espera obtener una dureza aproximada a 58HRc. Por último, el eje será rectificado para poder colocar de manera simple los rodets sobre el mismo garantizando el ajuste deslizante junto a una baja rugosidad.

El disco base es de Ø350mm y espesor de 8mm planeado, está roscado para poder colocarle el disco mesa que se verá más adelante. Por último, el eje soporte, cuenta con 6 refuerzos de 3.2mm de espesor soldados cada 60°. El material de la base y los refuerzos es un acero SAE 1026 por su buena soldabilidad y resistencia.

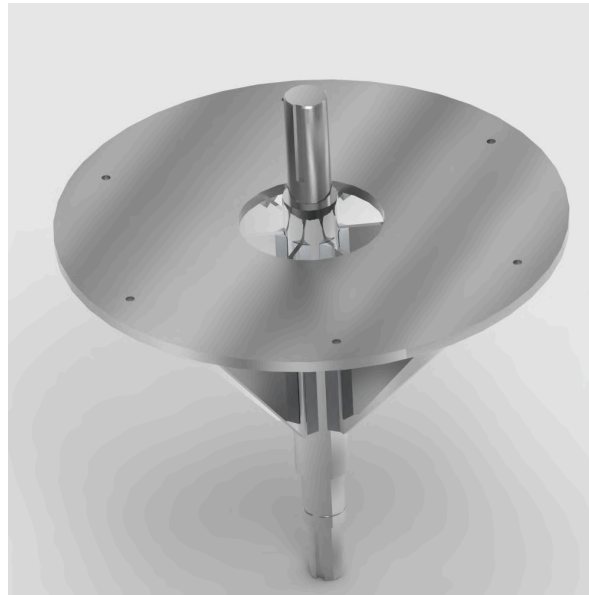


Figura 4-3 : Diseño del eje soporte

4.3.1.1 - Simulación

Para verificar las tensiones y las deformaciones a las que estará sometido el conjunto soldado eje soporte/rodete se utiliza el entorno de simulación de Solid Edge el cual se basa en el solver de NX Nastran, es cual es un motor de cálculo de Elementos Finitos de Siemens.

Para el análisis primero se debe conocer las condiciones de contorno. Para el caso se tiene que la sección soportada por los rodamientos es un extremo fijo. Por otro lado, la fuerza externa aplicada según lo visto en los ensayos experimentales (Capítulo 3) la magnitud de la misma, aplicando el factor de seguridad es de 8.4 kN sobre la cara superior del disco. Estas condiciones se pueden ver en la Figura 4-4.

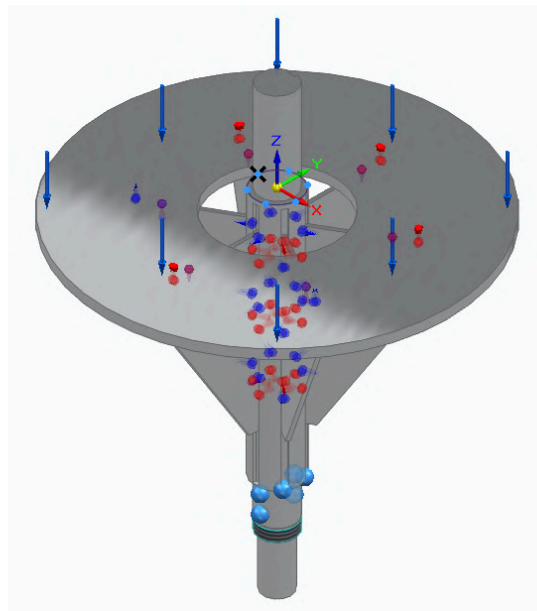


Figura 4-4: Aplicación de cargas y anclajes

Definidas las condiciones, se procede a mallar el sólido y a resolver. Se obtuvieron los siguientes resultados.

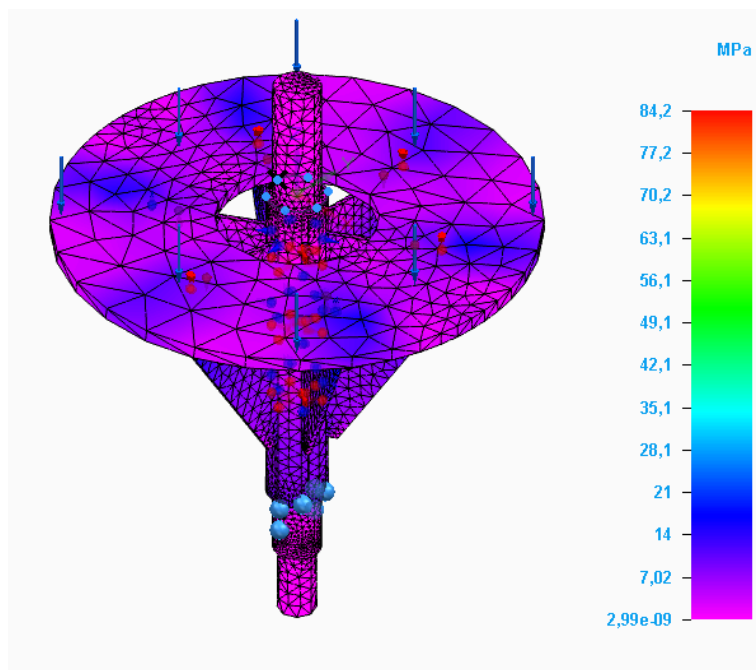


Figura 4-5: Tensiones de Von Mises en el conjunto

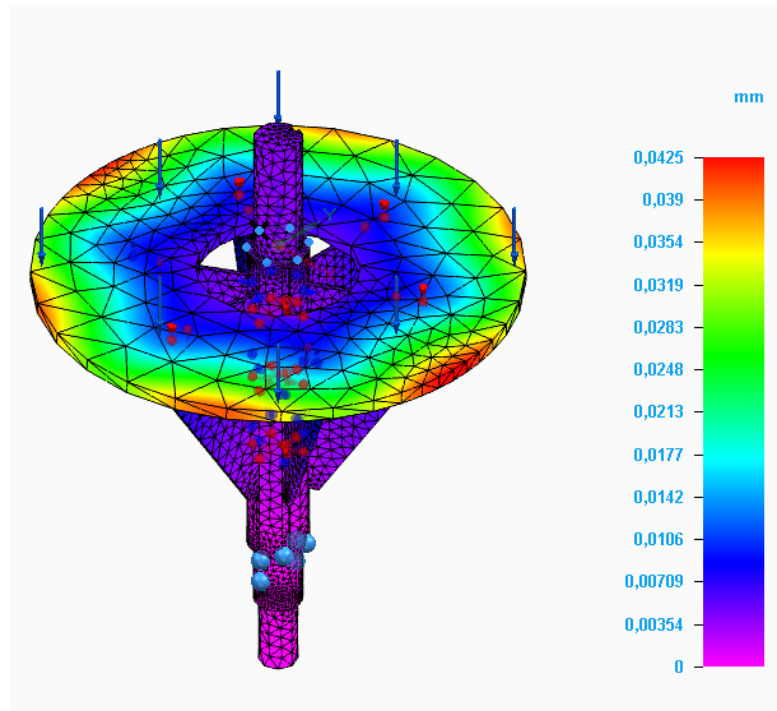


Figura 4-6: Deformaciones del conjunto

De los resultados presentados en las Figuras 4-6 y 4-6 se observa que las tensiones de von Mises son menores a 84,2 MPa y las deformaciones no superan 0.0425 mm.

Recordamos que la tensión de von Mises es un criterio de fluencia ampliamente utilizado para metales y otros materiales dúctiles. Establece que un cuerpo cederá si las componentes de tensión que actúan sobre él superan el umbral del límite elástico. Para el caso del acero SAE 1026 elegido para el disco y el eje, la tensión de fluencia es no menor a 310 MPa por lo tanto (con el factor de seguridad incluido) las tensiones obtenidas son casi 4 veces menores a las necesarias para entrar al período plástico.

Por otro lado, las deformaciones obtenidas no afectarían las tolerancias planteadas en los objetivos.

4.3.2 - Disco mayor o mesa

En el apartado 4.2.2 se vio que los rodets cuentan con diferentes diámetros, alturas, cantidades de álabes y cantidades de ranura. Para poder generar un soporte único que sirva de apoyo y que absorba esfuerzos, decidimos utilizar un disco único base o soporte con aros de neopreno de diferentes diámetros. El objetivo es una combinación de discos para cada rodete logrando una superficie de apoyo óptima adaptable para cada modelo.

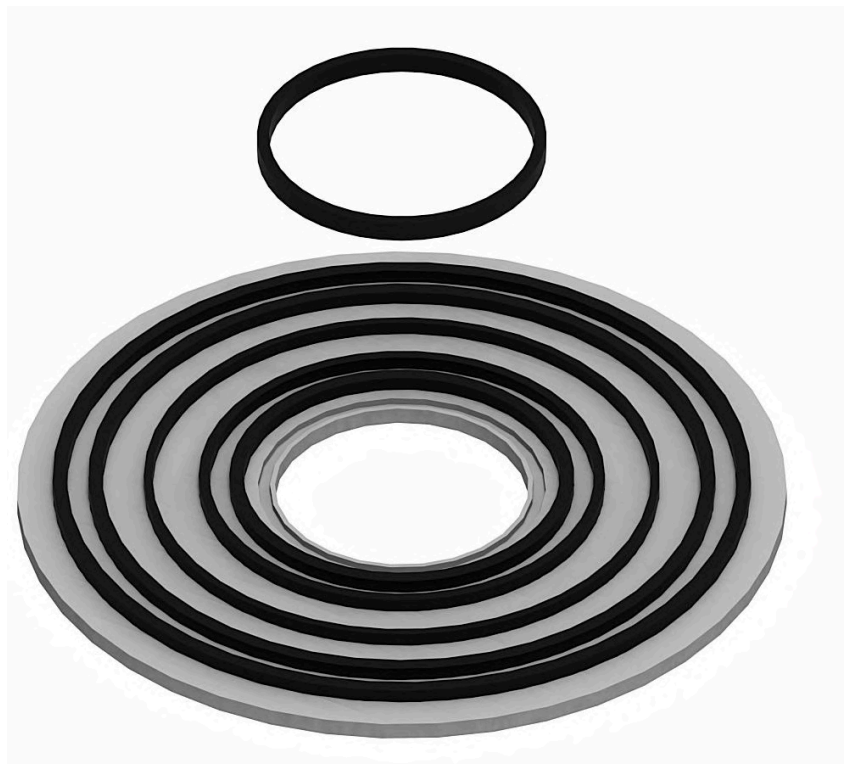


Figura 4-7 : Disco mayor con sus aros de neopreno

El disco soporte es de SAE 1026 es de 12,7 mm de espesor, el mismo es necesario que esté planeado de ambas caras para garantizar el correcto apoyo sobre el conjunto soldado eje soporte visto en el capítulo anterior.

En cuanto a las ranuras y las dimensiones de los aros de neopreno se observa la medidas requeridas en la siguiente tabla:

RODETES			Espacio entre ranuras									
			Contradisco				Disco					
Modelo	Diámetro	Boca	1° tramo		2° tramo		1° tramo		2° tramo		3° tramo	
23302	450 mm	205 mm	257	318	342	402	184	245	257	318	342	402
23304	540 mm	205 mm	330	362	455	500	200	245	330	362	455	500
23305	540 mm	205 mm	330	362	455	500	200	242	330	362	455	500
23306	480 mm	205 mm	222	310	410	445	222	310	410	445		
23309	332 mm	228 mm	230	285			230	285				
23312	450 mm	205 mm	270	295	350	385	185	220	270	295	350	385

Tabla 4-7 : Espacios disponibles para los aros y ranuras según el modelo de rodete

Aros de apoyo	
Ø interno	Ø externo
185	202
222	242
270	285
360	362
420	440
470	490

Tabla 4-8 : Dimensiones de los aros de neopreno

La Tabla 4-7, en conjunto con la Tabla 4-8, indica qué modelo de aro de apoyo corresponde a cada rodete, por ejemplo, si miramos el rodete 23302, se observa que el mismo cuenta con un diámetro total de 450 mm, un diámetro de boca de 205 mm, que en el primer tramo del contradisco, es decir, del lado de la boca cuenta con un tramo libre de 257 a 318 mm por lo que se debe colocar el aro marcado en rojo, el de 270 - 285. Hay una correspondencia en colores que debe ser indicada al operario a la hora del montaje.

4.3.3 - Bancada, tapa y rodamiento

Para soportar el eje se opta por el diseño de una bancada especial, junto a una tapa de ajuste y un par de rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular modelo 7200 BEP de la marca SKF.

Los rodamientos son colocados en la bancada con una disposición "O", esto implica que además de elevadas cargas radiales, también pueden absorber fuerzas

axiales de ambas direcciones. El rodamiento está diseñado para soportar 14.3 kN y cuenta con sellos.

Para la bancada, se opta por una fundición de aluminio A356 T6 aleación de aluminio fundido (Al-Si-Mg) de alto rendimiento, seleccionada por su excelente fluidez para la fundición, alta resistencia y buena ductilidad tras un tratamiento térmico específico (T6), que mejora significativamente sus propiedades mecánicas.

4.3.4 - Servomotor

El componente que da el movimiento de giro que posiciona angularmente a los rodets es un servomotor, ya que la necesidad de precisión lo solicita. El seleccionado es el modelo EMMB-AS-60-02-K-S30MB de la marca FESTO, que posee un encoder absoluto multivuelta. En la Figura 4-8 se observa la hoja de datos del servo, donde se destacan algunas de sus especificaciones técnicas de interés.

Especificaciones técnicas generales				
Tamaño de la brida de los motores [mm]	40	60		80
Clase de rendimiento	100W [01]	200W [02]	400W [04]	750W [07]
Tensión nominal de funcionamiento DC	300 V			
Potencia nominal del motor	100 W	200 W	400 W	750 W
Momento de giro nominal	0,32 Nm	0,64 Nm	1,27 Nm	2,39 Nm
Momento de giro máximo	0,96 Nm	1,92 Nm	3,81 Nm	7,17 Nm
Momento de giro en reposo	0,352 Nm	0,7 Nm	1,4 Nm	2,63 Nm
Revoluciones nominales	3.000 1/min			
Revoluciones máx.	6.000 1/min			5.000 1/min
Carga axial admisible del eje	60 N	90 N		167,5 N
Esfuerzo radial admisible del eje	120 N	180 N		335 N
Momento de retención del freno	0,32 Nm	1,3 Nm		3,2 Nm

Figura 4-8 : Hoja de datos del servomotor seleccionado

La justificación del tamaño seleccionado se basa en el torque necesario para girar el rodete, el debe contemplar que se debe hacer girar también al eje soporte con todos sus componentes y al disco de la mesa. En la Tabla 4-9 se muestra la inercia de dicho conjunto de partes dependiendo del rodete que esté montado, masa y peso, y finalmente el cálculo del torque, sabiendo su fórmula es la que se muestra como Ecuación (4.1):

$$T = I * \alpha \quad (4.1)$$

donde T es torque, I la inercia del conjunto y α la aceleración angular que es igual a 0.5rad/s^2 , que es la necesaria para que el rodete haga el movimiento deseado de 0.25rad en 1s .

Rodete	Inercia [kg.m ²]	Torque [Nm]
23302	0.705	0.353
23304	0.762	0.381
23305	0.796	0.398
23306	0.882	0.441
23309	0.650	0.325
23312	0.700	0.350

Tabla 4-9 : Inercia y torque necesario para el giro del eje soporte según el rodete montado

La mayor demanda de torque se da en el caso del cierre del rodete 23306 con 0.441Nm . Observando la Figura 4-8 se observa que el momento de giro normal es de 0.64Nm y que el de freno es 1.3Nm , ambos suficientes para poder controlar perfectamente al conjunto y su posición.

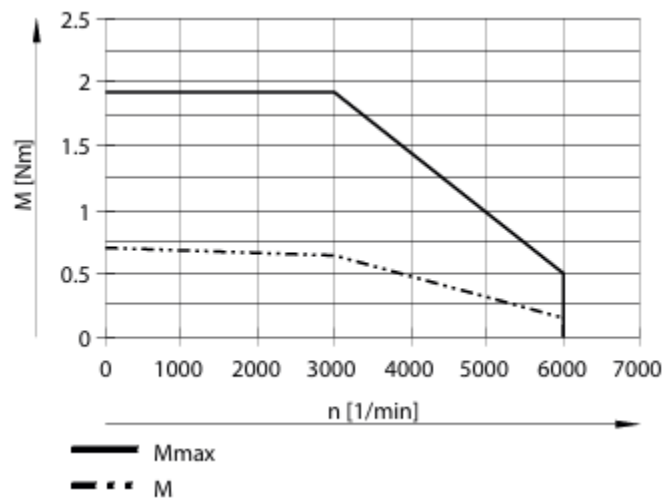


Figura 4-9 : Curva característica del servomotor, momento en función de las revoluciones

Otra característica importante se presenta en la Figura 4-9. Básicamente el gráfico indica que el momento entregado es constante desde el reposo, lo que indica por un lado que mientras esté energizado el servomotor entregará torque asegurando el freno en posiciones estáticas en el proceso de cierre del rodete, y por el otro que es

funcional para la tarea a la que se le asigna donde trabaja a velocidades de giro muy bajas que apenas alcanzan los 0.25rad/s.

4.3.5 - Acoplamiento

Para el enlace entre el servomotor y el eje soporte se seleccionó como acople un conjunto engranaje-brida plástica de arrastre ADA5/7. Se optó por utilizar este sistema ya que es el típico utilizado en las turbinas de la empresa que ensambla las turbinas neumáticas.

La verificación de esta brida plástica es complicada ya que no cuenta con un catálogo con instalaciones de montaje pero podemos estimar que son semejantes a acoplamientos elastoméricos normalizados según ISO 10441, considerando un torque admisible conservador acorde a su tamaño y material. Según norma, estos acoples soportan transmisiones de 20 Nm, siendo nuestro servomotor de 1.92 Nm máximo por lo que en resistencia mecánica, no habría complicaciones. Por otro lado, estos acoples soportan desalineaciones de 1° y axialmente de 0.3mm, esto fue tenido en cuenta a la hora del diseño y la planimetría para asegurar estas condiciones.

4.4 - Sistema de centrado

Este conjunto de componentes, como el título indica, es el encargado de hacer de soporte del rodete en el proceso de cerrado y además asegurar el centrado entre los discos para poder alcanzar el objetivo de concentricidad propuesto. Esto se logra mediante 3 actuadores hidráulicos dispuestos a 120° entre sí cuyas direcciones de movimiento coinciden con radios del rodete, es decir, hacia el centro de giro. En sus extremos los actuadores poseen un cabezal especial que asegura el contacto con los discos durante todo el proceso de cerrado, manteniendo las posiciones relativas entre ellos.

El sistema de centrado se activa cuando se da inicio al programa, una vez colocado el rodete en la máquina. Los actuadores se desplazan en simultáneo hasta lograr el contacto con los discos mediante un cabezal con dos rodillos que giran libres, realizando una fuerza pequeña de 100N simplemente para acompañar el giro y

mantener las posiciones de los discos. Se desactiva cuando se completa el cierre del primer lado, para luego repetir el proceso para el cerrado del lado opuesto. A continuación se hace un detalle de cada componente.

4.4.1 - Actuador hidráulico

La selección de los actuadores va a depender de una serie de variables propias del sistema de centrado que van a ser las que definan las características de este componente.

La primera de las variables es la distancia que debe ser capaz de realizar en su extensión máxima requerida, la cual se determina con la diferencia entre el diámetro del disco del modelo de rodete más grande y el del modelo más pequeño. Observando la Tabla 4-1, los modelos 23304 y 23305 son los de mayor tamaño presentando un diámetro de 540mm, mientras que el 23309 es su contraparte con un diámetro de 332mm. Diametralmente la diferencia es de 208mm, pero la diferencia que importa realmente es la radial, es decir, 104mm. Esta longitud es la mínima que debería alcanzar el actuador.

La siguiente variable clave es la velocidad. Para definirla se define necesariamente un tiempo de actuación, es decir, el tiempo deseado en el que cada actuador debe completar el movimiento hasta lograr la sujeción del rodete. Se propone que este sea de 2 segundos, en busca de que sea un movimiento controlado y suave para evitar maltratar los discos sobre los que apoya. La velocidad teórica máxima alcanzada será de unos 50mm/s, resultado de dividir la distancia máxima a realizar por el tiempo.

Otra variable importante es la presión de trabajo, la cual se calcula dividiendo la fuerza por el área del pistón. Pero para poder obtenerla hay que hacer una pre-selección del actuador, ya teniendo en cuenta los datos calculados anteriormente.

Dentro de la oferta de Bosch Rexroth, se opta por los cilindros hidráulicos en construcción con tirantes por la facilidad de montaje que da sobre la máquina en diseño. Del catálogo se selecciona el modelo CD70F25/12-150Z1X/02HBUM1-1T. Posee una carrera máxima de 150mm, superando a la mínima calculada, y una velocidad admisible

de 0.5m/s, 10 veces mayor a la necesaria. El pistón de 25mm, por lo que la presión de trabajo recordando que la fuerza a realizar es de 100N es de 2bar, siendo 70bar la admisible. Habiendo constatado que el modelo satisface las necesidades, se detallan algunas características del mismo que son de interés para el diseño, como lo es la presencia de fijación en el pie como se observa en la Figura 4-9 lo que da la posibilidad de un fácil abulonamiento a la mesa. Cabe destacar que las juntas son apropiadas para aceite mineral según DIN 51524-1 y DIN 51524-2, compatible con el que se usa en la máquina como se verá en el apartado 4.5, y su rango de viscosidad recomendado es entre 20 y 100 mm²/s.

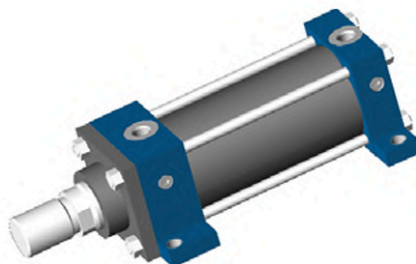


Figura 4-9: Extracto del catálogo de Bosch Rexroth, fijación en el pie del actuador

4.4.2 - Cabezal de contacto

El cabezal de contacto está compuesto por 4 partes principales: el cuerpo, el cierre del cuerpo, el eje y los rodillos.

Tanto el cuerpo como el cierre del cuerpo están fabricados en fundición de aluminio. El eje fue planteado en acero SAE 1026 por su buena maquinabilidad. Los rodillos son fabricados en polioximetileno (POM), también conocido Delrin o resina acetal, un material polimérico también fácil de mecanizar y con características que lo convierten en la opción ideal para este trabajo dado posee una excelente resistencia al desgaste, fricción baja y estable con el aluminio de los discos, tampoco los raya ni los empasta y mantiene la geometría con el tiempo, es decir, no fluye.

4.5 - Sistema de cierre

El último de los sub-sistemas que conforman a la máquina es el encargado de el cierre propiamente dicho de los rodets, doblando las pestañas de los álabes. Para detallar su funcionamiento primero hay que saber que está compuesto por 8 partes principales: los actuadores hidráulicos, el tornillo de bolas recirculantes con sus bancadas, las guías lineales, los engranajes, el servomotor, el punzón y el encoder lineal.

El sistema se activa cuando el sistema de centrado haya asegurado la posición de los discos. Lo primero que sucede es que el servomotor comienza a girar. Este movimiento rotativo se transmite 3 tornillos de bolas recirculantes dispuestos a 120° entrese a través del engranaje cónico de 60° presente en el extremo del eje del servomotor que está en contacto con 3 engranajes cónicos de 30° en cada extremo de los tornillos. Este giro genera el movimiento lineal de los actuadores, que se mueven en simultáneo en todo momento, ya que están acoplados a las tuercas de los tornillos, las cuales a su vez están adosadas a las guías lineales que hacen las veces de guía y de soporte para los esfuerzos.

Los actuadores se posicionan sobre el diámetro de las pestañas a doblar dado que gracias al encoder angular absoluto que posee el servomotor se conoce la posición en todo momento. Una vez que el sistema de posicionamiento angular haya colocado el rodete en posición, se activan los actuadores que se mueven a una velocidad rápida hasta la distancia de trabajo para dar inicio al doblado. Con la parte cónica del punzón, presente en el extremo de los actuadores, se realiza un primer doblado hasta que la pestaña alcance los 45° . En ese momento se vuelve a posicionar en la distancia de trabajo, el posicionamiento angular vuelve a mover el rodete dejando ahora la pestaña debajo de la parte plana del punzón, el cual baja y termina con el plegado. Esto se repite hasta terminar con todos los doblados de un diámetro. Luego se vuelve a activar el servomotor para posicionar a los actuadores sobre el siguiente diámetro de trabajo y se vuelve a repetir la operación hasta que quede cerrado completamente el lado del rodete.

Una vez finalizada la tarea en un lado, los actuadores se retraen en su totalidad para permitir el volteo del rodete por parte de los operarios. Una vez afirmados nuevamente los discos por el sistema de centrado, vuelve a comenzar el ciclo de trabajo hasta completar el cerrado completo del conjunto, el cual queda listo para ser retirado de la máquina y pasar al siguiente proceso para el ensamblado de la turbina.

A continuación se va a detallar cada componente, con las variables de interés y condiciones operativas de cada uno.

4.5.1 - Actuador

Para la selección de este componente se van a seguir los lineamientos del punto 4.3.1, cuando se seleccionó el actuador del sistema de centrado. En este caso el movimiento va a estar dividido en dos etapas, una de posicionamiento a velocidad rápida sin realizar ninguna fuerza con un mayor recorrido hasta llegar a la distancia de trabajo y otra de menor velocidad realizando la fuerza de doblado con un recorrido corto.

Cabe aclarar que para los cálculos se tomará el caso en el que se cierra el rodete de menor altura o distancia entre discos, ya que es el modelo en el que mayor recorrido del actuador se necesita y por ende si se logran alcanzar las velocidades y presiones deseadas para este, será alcanzable para el resto sin problema en el que los recorridos son más cortos. El rodete en cuestión es el modelo 23302, presentado anteriormente en la Tabla 4-1, con una distancia entre discos de 30mm.

En la primer etapa de movimiento se realiza un desplazamiento de 200mm en 2s para lograr la eficiencia objetivo, lo que da una velocidad de 100mm/s. Como se mencionó anteriormente, no se aplica ninguna fuerza por lo que la presión en el actuador será nula, despreciando las pérdidas propias del circuito hidráulico. La segunda etapa realiza un movimiento de 20mm en 0.4s, resultando en una velocidad de 50mm/s, menor a la calculada para el desplazamiento anterior por lo que la limitante en la selección será esa. Si se presenta ahora una presión dado que esta es la etapa de plegado. La fuerza llevada a cabo, como se vió en el Capítulo 3, es de 2.1kN aproximadamente.

Con esta información, se realiza nuevamente una pre selección del actuador. Como para el sub-sistema de centrado, desde el catálogo de Bosch Rexroth se elige un cilindro hidráulico en construcción con tirantes, también por el fácil montaje y mantenimiento que ofrece y su tamaño compacto en relación a la variante tipo molino que posee la marca. El modelo seleccionado es el CD70D32/22-250Z1X/02HCUM1-1T, de la misma familia que los de centrado para unificar procedimientos de mantenimiento. El cilindro tiene una carrera máxima de 250mm, para asegurar que alcance el plegado de todos los modelos considerando que el mayor de los recorridos a realizar es de 225mm como se vio para el modelo de rodete 23302. Su velocidad máxima es de 0.5m/s, es decir 500mm/s, 5 veces mayor a la velocidad de movimiento. Por otro lado, el diámetro del pistón es de 32mm por lo que, recordando que la fuerza es de 2.1N y que presión es igual a la esta fuerza sobre el área del pistón, resulta que 26.11bar es la presión de trabajo. El actuador seleccionado soporta 70bar, por lo que también satisface este punto, quedando este modelo como el que se utiliza en la máquina.

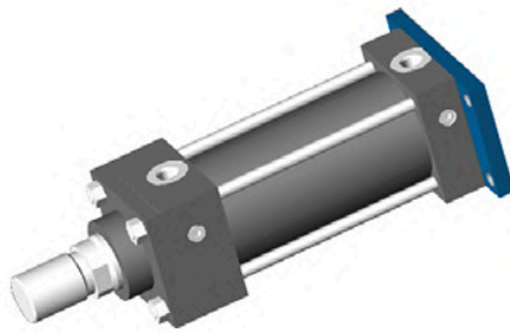


Figura 4-10: Extracto del catálogo de Bosch Rexroth, fijación en la base del actuador

Como se observa en la Figura 4-10 para la fijación posee una brida rectangular en la base permitiendo un cómodo abulonamiento que fija de forma vertical al cilindro, es decir, en su posición de trabajo y logrando que los bulones no trabajen al corte. Cabe resaltar que este modelo también es compatible con aceite mineral según DIN 51524-1 y DIN 51524-2, y que su rango de viscosidad recomendado es entre 20 y 100 mm²/s.

4.5.2 - Tornillo de bolas recirculantes

Este componente es el encargado de llevar al actuador hidráulico de cierre hasta la posición de trabajo. Por supuesto que el tornillo de bolas recirculantes no es la única opción para realizar este trabajo, por ejemplo podría utilizarse un tornillo sin fin. Sin embargo, se optó por él por las siguientes características:

- gran precisión que permite alcanzar en el posicionamiento dado a que no tiene prácticamente juego
- excelente repetibilidad, es decir, vuelve siempre a la misma posición cuando se lo indique con un bajo margen de error
- fluidez del movimiento por su bajo rozamiento, lo que se traduce a una alta eficiencia en el uso de energía y a un control preciso
- ideal para lazos cerrados de control con un servomotor y un encoder, como es el caso de la máquina diseñada

También tiene ciertas desventajas a tratar como que no es autobloqueante, lo que obliga a realizar el freno con el servo, y que su tolerancia a cargas radiales es baja por lo que, como se verá más adelante, se le adiciona una guía lineal.

El modelo seleccionado es el R20-5B2-FSWE2-300-362-0.0018-L de la marca HIWIN. Este tornillo es de 300mm de largo roscado, de tuerca simple, auto lubricante y especialmente seleccionado para cargas pesadas, aunque esto no implica que se lo vaya a someter a cargas radiales

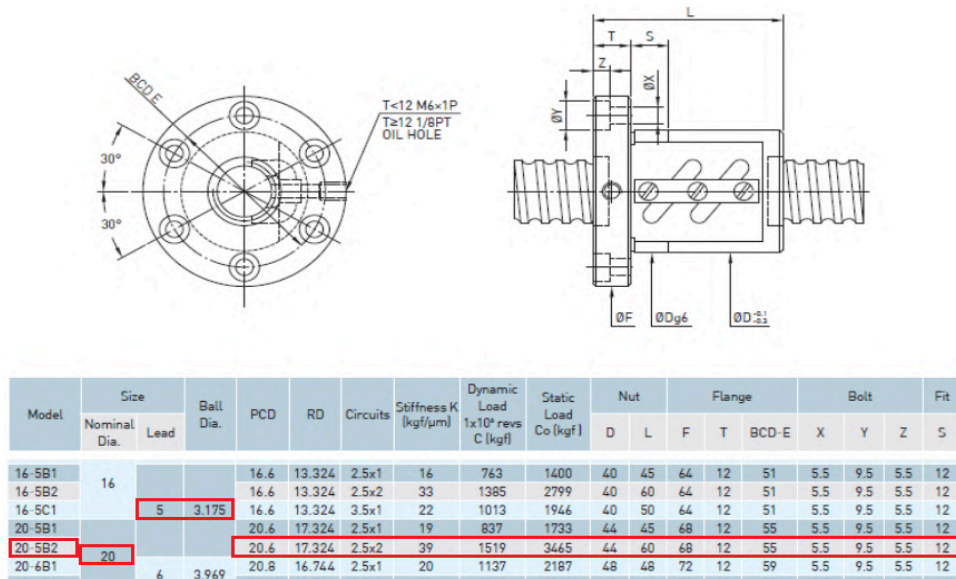


Figura 4-11: Características y dimensiones de la tuerca del tornillo seleccionado

El tipo de montaje será con un extremo fijo y otro soportado, es decir, uno de los dos absorbe tanto las posibles cargas axiales como las radiales, mientras que el otro solo es capaz de soportar radiales. Este tipo de fijación del tornillo no solo es la que mejor se adapta a las posibilidades de montaje que ofrece la máquina en cuanto a cuestiones de espacio, sino que también es la más recomendada para la aplicación por el tipo de transmisión presente, por engranajes cónicos sincronizados. El hecho de colocarlo en un fijo-soportado por un lado maximiza la precisión del tornillo dado que el extremo fijo toma toda la carga axial y define la posición, y por el otro permite una pequeña dilatación axial por su extremo soportado sin llegar al punto de producir ruido por el contacto de los engranajes y evitando un condición hiperestática.

4.5.3 - Bancada y rodamientos

Las bancadas y rodamientos que soportan el tornillo de bolas recirculantes tienen un rol fundamental en asegurar la alineación de este, por lo tanto deben ser fabricadas con una tolerancia geométrica y dimensional muy acotada. Estas bancadas serán fabricadas fundidas en aluminio A356 T6.

Por otro lado los rodamientos seleccionados para el caso son, por recomendación del fabricante del tornillo, un rodamiento rígido de bolas 61902 y un rodamiento de dos hileras de bolas de contacto angular 3202 A-2RS1TN9/MT33.

4.5.4 - Guía lineal

Este elemento no funciona dentro de la máquina únicamente como guía del movimiento del pistón, sino que también cumple la función de soportar las cargas del plegado, evitando que sea el tornillo de bolas recirculantes quien las reciba, asegurando su buen funcionamiento y minimizando su mantenimiento y/o rotura. Además se debe tener en cuenta que va a ser colocada en el techo, por lo que es importante que también sea capaz de soportar el peso del actuador para que tampoco recaiga sobre el tornillo.

Definidas las necesidades y requerimientos, se selecciona el modelo SEBS20B1MT0-300NP de la marca NB Corporation. Básicamente son rodamientos lineales de alta precisión y rigidez que minimizan la fricción en el movimiento, característica importante teniendo en cuenta que funciona en conjunto con el tornillo de bolas.

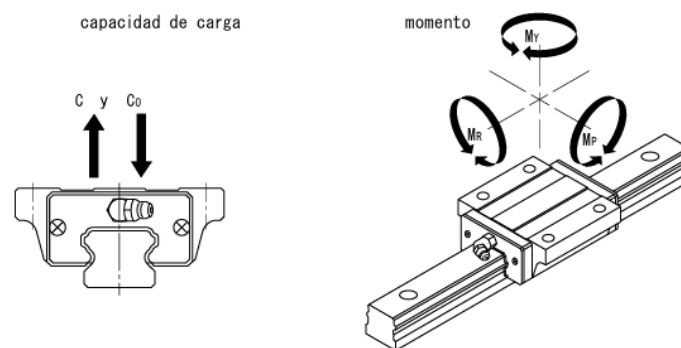


Figura 4-12: Esfuerzos soportados por la guía

Particularmente el modelo seleccionado es de precisión, lo cual mejora las tolerancias, como se observa en la Figura 4-13, y además se les realiza una precarga ya que es lo recomendado para sistemas con vibraciones como lo es la máquina en diseño por la presencia de la bomba hidráulica.

Las guías deslizantes SEB(S) están disponibles en dos grados de precisión: alto grado y grado de precisión (P).

Tabla A-6 Precisión		
grado de precisión	alto	precisión
símbolo de precisión	blanco	P
diferencia dimensional en altura H permitida	± 0.020	± 0.010
diferencia pareada por altura H	0.015	0.007
diferencia dimensional permitida en ancho W	± 0.025	± 0.015
diferencia pareada por ancho W	0.020	0.010
ejecutando paralelismo de la superficie D a la superficie B	consulte la figura A-39,40	
ejecutando paralelismo de la superficie C a la superficie A		

Figura A-39 Precisión

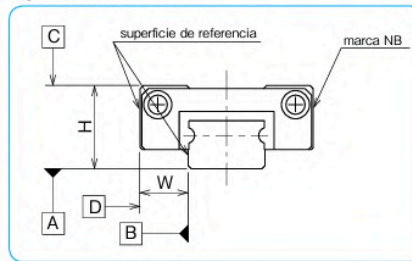


Figura A-40 Precisión de Movimiento

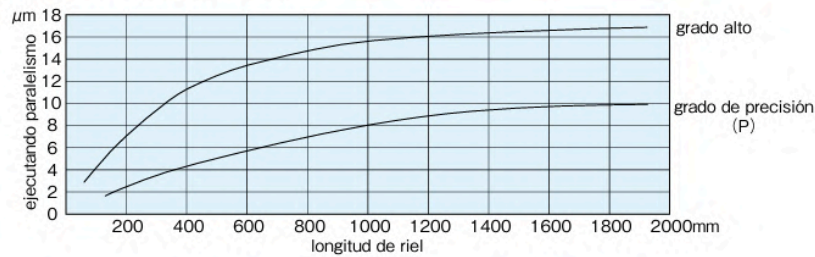


Figura 4-13 : Tolerancias de la guía seleccionada

Respecto a la carga soportada, el modelo seleccionado tiene una capacidad de carga dinámica $C = 11.4\text{kN}$ y una estática de $C_0 = 14.5\text{kN}$. Siguiendo las fórmulas de la Figura 4-14 y sabiendo que el modelo es tipo bola retenedora, se obtienen las siguientes capacidades:

- carga dinámica vertical = 11.4kN
- carga dinámica horizontal = $0.89 * 11.4\text{kN} = 10.15\text{kN}$
- carga estática vertical = 14.5kN
- carga estática horizontal = $0.84 * 14.5\text{kN} = 12.18\text{kN}$

La capacidad de carga para la guía deslizante SEB(S) depende de la dirección de la carga.

Tabla A-9 Capacidad de Carga

		tipo bola retenedora	tipo no bola retenedora
capacidad de	vertical	$1.00 \times C$	$1.00 \times C$
	horizontal	$0.89 \times C$	$1.13 \times C$
carga dinámica	vertical	$1.00 \times C_0$	$1.00 \times C_0$
	horizontal	$0.84 \times C_0$	$1.19 \times C_0$
capacidad de	vertical	$1.00 \times C_0$	$1.00 \times C_0$
	horizontal	$0.84 \times C_0$	$1.19 \times C_0$
carga estática	vertical	$1.00 \times C_0$	$1.00 \times C_0$
	horizontal	$0.84 \times C_0$	$1.19 \times C_0$

Figura A-41 Dirección de Carga

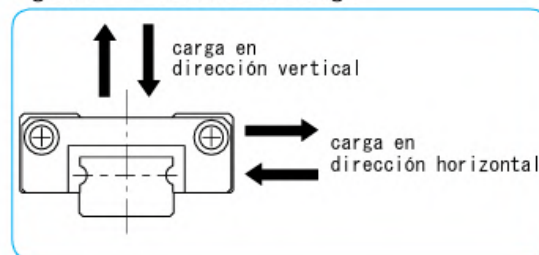


Figura 4-14 : Cálculo de las cargas máximas soportadas por la guía

En condiciones normales de trabajo la guía será solicitada especialmente en reposo y de forma vertical, por lo que la capacidad máxima que más interesa es de 14.5kN y resulta mayor a los 2.1kN que se calcularon por actuador, por lo que cumple las condiciones.

4.5.5 - Servomotor

La selección de este componente es prácticamente idéntica a la ya realizada en el apartado 4.3.4, cuando se eligió al servomotor del subsistema de posicionamiento angular. Se opta nuevamente por la marca FESTO, solo que en este caso es el modelo EMMB-AS-40-01-K-S30MB. Nuevamente se trata de un servo con encoder absoluto y multivuelta, lo que asegura la posición en todo momento.

Especificaciones técnicas generales				
Tamaño de la brida de los motores [mm]	40	60		80
Clase de rendimiento	100W [01]	200W [02]	400W [04]	750W [07]
Tensión nominal de funcionamiento DC	300 V			
Potencia nominal del motor	100 W	200 W	400 W	750 W
Momento de giro nominal	0,32 Nm	0,64 Nm	1,27 Nm	2,39 Nm
Momento de giro máximo	0,96 Nm	1,92 Nm	3,81 Nm	7,17 Nm
Momento de giro en reposo	0,352 Nm	0,7 Nm	1,4 Nm	2,63 Nm
Revoluciones nominales	3.000 1/min			
Revoluciones máx.	6.000 1/min			5.000 1/min
Momento de retención del freno	0,32 Nm	1,3 Nm		3,2 Nm
Carga axial admisible del eje	60 N	90 N		167,5 N
Esfuerzo radial admisible del eje	120 N	180 N		335 N
Momento de retención del freno	0,32 Nm	1,3 Nm		3,2 Nm

Figura 4-15: Hoja de datos del servomotor seleccionado

El torque que debe realizar no es una variable de interés en este caso ya que al mover un tornillo de bolas recirculantes el esfuerzo realizado es prácticamente nulo, por lo que la selección fue por una cuestión de unificar montaje y proveedor, eligiendo el servo de menor capacidad disponible.

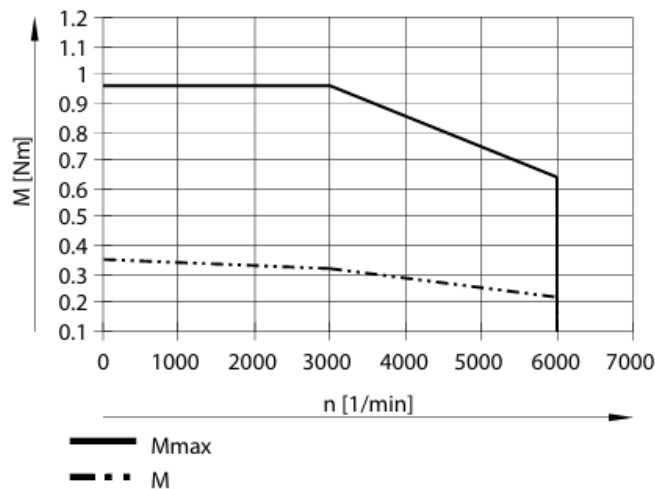


Figura 4-16: Curva característica del servomotor, momento en función de las revoluciones

La curva vuelve a informar que el torque es máximo partiendo desde el reposo, y manteniéndose siempre y cuando el servo se encuentre energizado, fundamental para el posicionamiento de los actuadores en la operación de cerrado.

4.5.6 - Engranajes

Para la transmisión de movimiento desde el servomotor hacia los 3 tornillos de bolas recirculantes ubicados a 120° entre sí es necesario asegurar en primer lugar el sincronismo en el desplazamiento lineal de los cilindros hidráulicos, es decir, que los tornillos comiencen a girar y se detengan en simultáneo, y que además el ángulo rotado sea exactamente el mismo en los 3. Y por otro lado, también es crucial que no se produzca ningún movimiento al momento de doblar las pestañas, como pasa por ejemplo muchas veces con las transmisiones de correa cuando están mal diseñadas o con falta de mantenimiento.

Con este contexto, se opta por utilizar engranajes, logrando cumplir con lo descrito en el párrafo anterior a la perfección. La transmisión está formada por un engranaje motor cónico recto en el extremo del eje de salida del acople del servomotor y otros 3 conducidos también cónicos rectos que se encuentran en contacto con el motor, sin tocarse entre ellos, por supuesto. En las Figuras 4-17 y 4-18 se puede observar cómo están dispuestos los tornillos y el contacto entre los 4 engranajes.

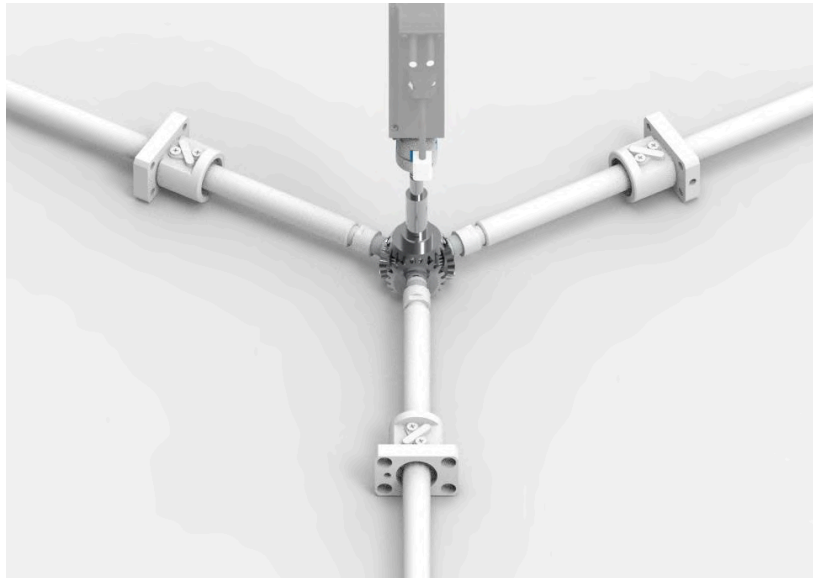


Figura 4-17: Transmisión de engranajes cónicos



Figura 4-18 : Vista de la transmisión desde el suelo

Pasando ya a las características de los engranajes, poseen todos el mismo módulo, número de dientes y diámetro primitivo, por lo que la relación de transmisión es 1:1. La diferencia entre ellos radica en que el motor tiene un ángulo de 60° mientras que para los 3 conducidos es de 30° , esto se puede observar en la Tabla 4-10.

Variable	Engranaje motor	Engranaje conducido
Ángulo del cono primitivo [°]	60	30
Diámetro primitivo [mm]	40	40
Cantidad de dientes	20	20
Módulo	2	2

Tabla 4-10 : Propiedades clave de los engranajes

Para finalizar, todos los engranajes con el fin de aumentar su vida útil tienen realizados los mismos tratamientos térmicos. Primero se les hace un cementado con la particularidad de que sea al vacío para lograr con precisión una capa fina de entre 0.4 y 0.6mm. Luego se los temple por inducción en la zona de rozamiento de los dientes y finalmente se les hace un revenido para aliviar tensiones y evitar microfisuras que deriven en la rotura de los engranajes. Con este proceso, y teniendo en cuenta que el material es un acero SAE 8620, se obtiene una dureza superficial final de unos 58HRc y en el núcleo de 32HRc aproximadamente logrando así dientes con alta resistencia al desgaste y al pitting o corrosión por picadura pero también con un núcleo tenaz con la capacidad de absorber cargas y evitar roturas frágiles.

4.5.7 - Punzón

El punzón es el elemento anclado al pistón que cumple la función de deformar la pestaña en la posición deseada. Como se mencionó en la sección 4.1, la deformación se realiza en dos partes. Se comienza con un primer plegado para evitar que el aplastamiento sea normal al álabe que, por lo plasmado en los primeros capítulos, requería grandes esfuerzos y conllevaría deformaciones impredecibles en el álabe y deformaciones graves en el disco que derivan a un mal funcionamiento del rodete. Ante esto el diseño del punzón resulta el siguiente:

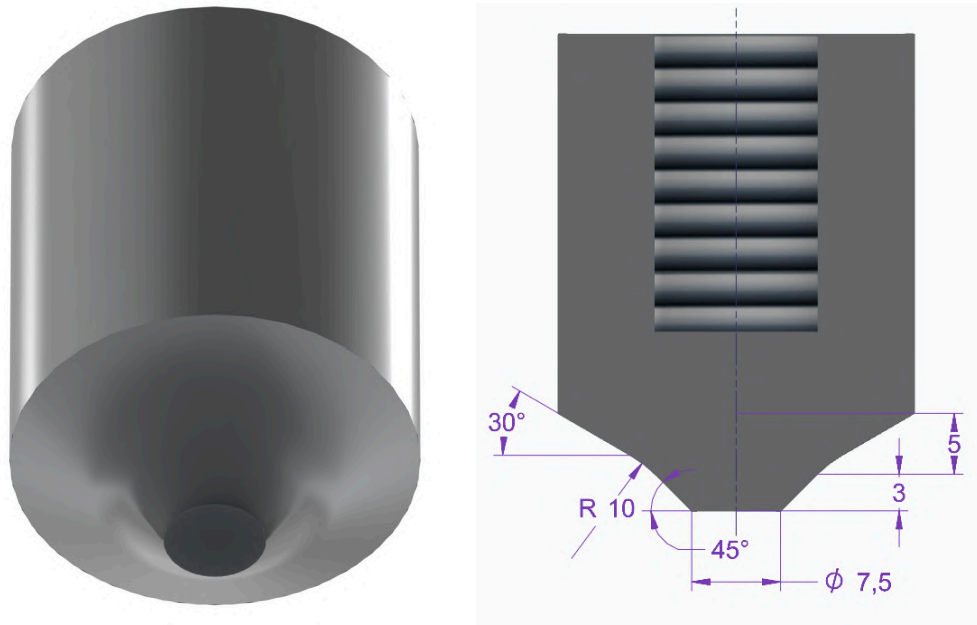


Figura 4-19 : Diseño del punzón

Consta de una punta plana en el centro de $\varnothing 7.5\text{mm}$, cuyo objetivo es realizar el segundo movimiento de aplastamiento para garantizar el cierre del conjunto, logrando que las pestañas queden paralelas a los discos. La parte cónica cuenta con una primer área de impacto a 45° . Se busca este primer ángulo de contacto ya que se logra una relación aceptable entre fuerza realizada y deformación lograda, siendo que cuanto más vertical es la aplicación de la carga mayor deformación se lograra pero a costa de una excesiva fuerza. Al avanzar el pistón se transiciona a un ángulo de ataque de 30° mediante un redondeo de 10mm de radio para lograr un mayor paralelismo entre la cara del disco y la pestaña plegada facilitando el segundo golpe.

El material seleccionado para el punzón es un SAE 8620 cementado, templado y revenido. Para el proceso de cementado el espesor de capa esperado es de 1mm, para el proceso de templado y revenido se espera obtener una dureza aproximada a 58 HRc.

También se le aplica un tratamiento superficial, un recubrimiento de nitruro de cromo, espesor de capa $3\pm 1\text{ um}$. Este es un excelente compuesto que proporciona lubricidad y una resistencia superior al desgaste y la corrosión. Su alta dureza, bajo coeficiente de fricción y baja tensión residual se combinan para resistir la abrasión, el

desgaste metal-metal y el desgaste por rozamiento, lo que lo vuelve ideal para esta aplicación. El nitrato de cromo se aplica mediante el proceso de PVD (deposición física de vapor).

4.5.8 - Encoder

Para lograr un plegado de las pestañas con la precisión deseada es importante que los actuadores de cerrado se muevan de forma completamente controlada, no solo con la velocidad que fue calculada anteriormente, sino que también teniendo a tiempo real y con certeza la posición del mismo. Para ello se seleccionó un potenciómetro lineal de la marca OPKON, en particular el modelo ERTL de 250mm de extensión máxima.

Este equipo es un transductor lineal de posición. Básicamente está compuesto por un cuerpo que contiene una pista resistiva recta de longitud L , una parte móvil llamada patín o corredera que se mueve sobre la pista y tres terminales eléctricos ubicados dos en los extremos y otro en la corredera, y un vástago que está unido a la parte móvil. Para su funcionamiento se le aplica una tensión constante $V_{entrada}$ entre sus terminales extremos de la pista, cuya resistencia es constante. El patín divide dicha resistencia en dos partes, por lo que la posición X es proporcional a ella y por ende al voltaje. Sabiendo esto, se puede calcular la tensión de salida V_{salida} en el terminal móvil mediante la siguiente fórmula:

$$V_{salida} = V_{entrada} \frac{X}{L} \quad (4.2)$$

Con un simple despeje se llega a la fórmula que explica cómo este encoder lineal relaciona los voltajes para obtener la posición en la que se encuentra el vástago de forma constante.

$$X = L \frac{V_{salida}}{V_{entrada}} \quad (4.3)$$

Cabe destacar, como se observa en la Figura 4-20, que el componente alcanza velocidades de 5m/s como máximo, superando la velocidad de trabajo, y además que el error máximo teniendo en cuenta la linealidad y la repetibilidad es de 0.26mm, sabiendo

que el rango de movimiento de trabajo es entre 100 y 250mm. Este valor es aceptable ya que la tolerancia objetivo afectada en el plegado de los álabes es la de planitud de los discos la cual, recordando lo planteado en el Capítulo 1, debe ser como máximo de 0.5mm.

Technical Specifications	
Measurement stroke	30 - 1000 mm
Linearity	± 0.5 (≤ 75 mm), ± 0.2 (100-125 mm) ± 0.1 (130-225 mm), ± 0.05 (≥ 250 mm)
Repeatability	< 0.01 mm
Resolution	Infinite
Output	4-20mA, 0-20mA, 0-10V, 20-4mA, 20-0mA, 10-0V
Permissible applied voltage	15 - 30 VDC
Electrical connections	4 pin connector
Displacement speed	< 5 m/s
Mechanical life	100 million movement
Case dimensions	33 mm x 33 mm
Case material	Anodized aluminium
Rod material	Stainless steel
Rod diameter	$\varnothing 6$ mm
Mechanical fixing	Variable brackets
Protection level	IP 65
Operating temperature	$-20^{\circ}\text{C} \dots +80^{\circ}\text{C}$
Storage temperature	$-30^{\circ}\text{C} \dots +90^{\circ}\text{C}$

Figura 4-20: Especificaciones técnicas del encoder

Para el seguimiento y el anclaje del actuador hidráulico, se realizan 4 impresiones 3D, el material elegido para esta funcionalidad es PETG por su buena terminación y rigidez.

4.6 - Hidráulica

La hidráulica es la rama de la mecánica de los fluidos que estudia el comportamiento de los líquidos en reposo y en movimiento, así como su aplicación para transmitir, transformar y controlar energía mediante la presión y el caudal. En el siguiente capítulo vamos a aplicar diferentes conceptos y desarrollos de este campo para que el lector tenga pleno conocimiento del funcionamiento del equipo.

4.6.1 - Circuito hidráulico

En la siguiente sección se describe y detalla el funcionamiento del circuito hidráulico necesario para el funcionamiento del sistema. Para facilitar la lectura y comprensión del mismo en la Figura 4-21 se observa el esquema hidráulico correspondiente al circuito.

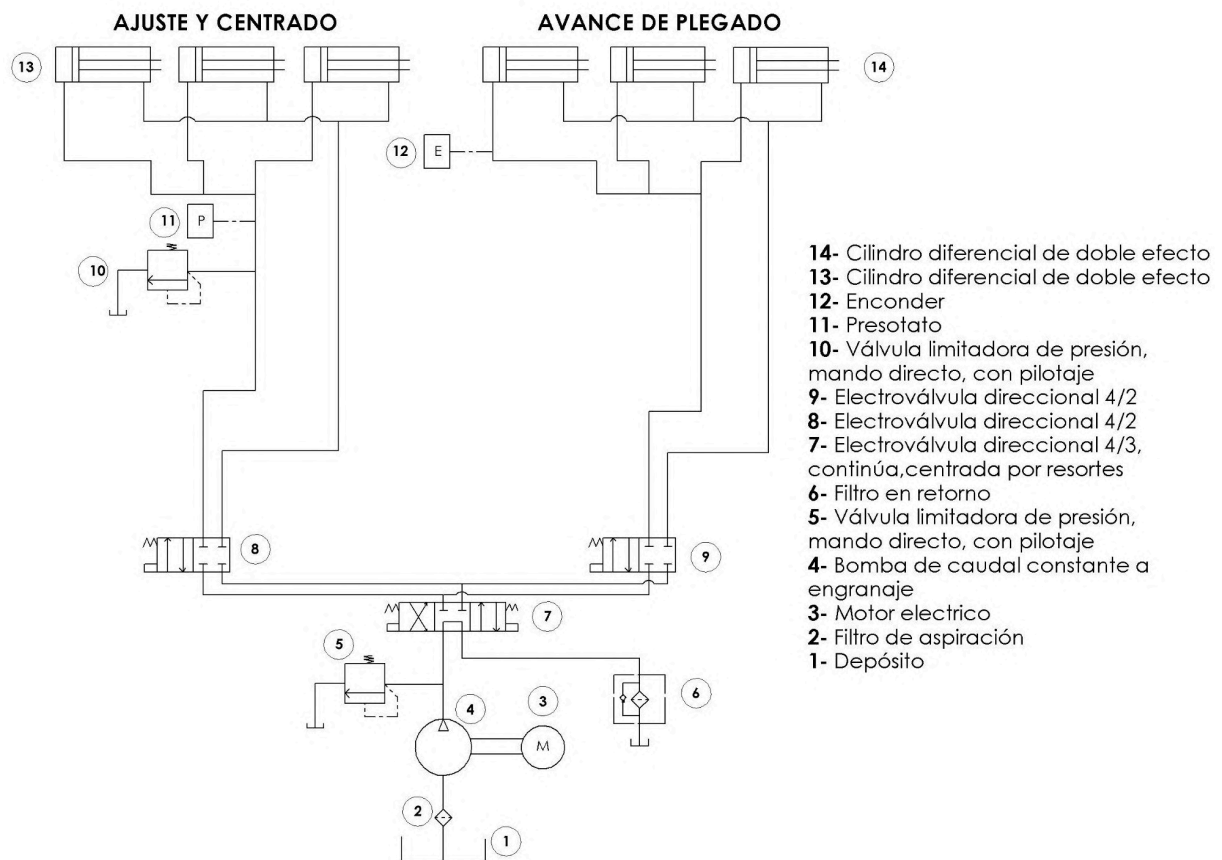


Figura 4-21 : Circuito hidráulico de la máquina

El procedimiento de trabajo del circuito es el siguiente:

1. Con el encendido de la central, el motor eléctrico acciona la bomba de caudal constante a engranaje, la cual, deriva todo el caudal a tanque por la válvula de centro tandem. Este punto es para el montaje del rodete en la máquina.

2. Una vez montado el rodete, el operario acciona el pulsador, conmuta la válvula 8 y luego la válvula 7 a posición paralela. Esto genera el paso de fluido por el sistema de ajuste y centrado, de esta forma comienza el avance de los pistones 13.
3. Al hacer contacto los pistones con los discos del rodete, el circuito encuentra una resistencia lo que genera un aumento de presión. Al alcanzar la presión deseada para la sujeción y centrado del rodete el presostato detecta este valor enviando una señal eléctrica que conlleva a la desenergización de la válvula 8, y, a su vez, el PLC (Controlador Lógico Programable) comienza el posicionamiento del sistema de plegado.
4. Una vez posicionados los actuadores de plegado, se energiza la válvula 9 y avanza a velocidad de posicionamiento (ver apartado 4.1.3) a 20mm de la superficie del disco, para luego avanzar a velocidad de trabajo.
5. Una vez el encoder detecta la posición final, se conmuta la válvula 7 a posición cruzada para generar la retracción de los pistones hasta 20 mm de la superficie.
6. Realizado el primer plegado, el servomotor realiza una pequeña rotación para posicionar la pestaña sobre la base plana del punzón, se vuelve a energizar la válvula 9 logrando velocidad de trabajo en los actuadores de plegado para completar el doblado garantizando el contacto alabe-rodete.
7. En este punto se acciona nuevamente la válvula 7 al centro tándem y se reposiciona el rodete en otra pestaña mediante el posicionamiento angular generado por el servomotor inferior y se realiza el posicionamiento radial logrado por el servomotor superior.
8. Nuevamente posicionado, conmuta la válvula 7 a la posición paralela, generando otra vez el plegado de la pestaña.
9. A continuación se repite el punto 5-6-7-8 hasta lograr el cierre del rodete.
10. Una vez cerrado el lado, se retraen los pistones de plegado a posición de seguridad, y luego conmuta la válvula 8 para liberar el rodete y permitir al operario retirarlo y colocar el segundo lado.
11. Comienza nuevamente el ciclo.
12. Una vez finalizado por segunda vez el ciclo, se retira el rodete y queda listo para ser equilibrado.

4.6.2 - Selección de la central hidráulica

Por cuestiones de practicidad y simpleza todos los componentes hidráulicos se encuentran ubicados en una misma unidad física denominada central hidráulica, facilitando el montaje y el futuro mantenimiento dado que se tiene un fácil acceso y el hecho de estar todo junto hace sencillo ubicar cada elemento. Se seleccionó el modelo ABSKG-60AL9/VGF2-011/100L/610O/144902596 de la marca Bosch Rexroth, del cual se detalla componente por componente a continuación.

4.6.2.1 - Bomba hidráulica y motor eléctrico

La bomba es el corazón de la máquina, la encargada de generar el caudal de fluido hidráulico que luego genera el plegado de las pestañas y así el cierre de los rodets. La tarea a realizar exige un caudal constante en todo momento y que sea lo menos pulsante posible, por lo que se eligió una bomba de caudal constante a engranajes internos dado que es la opción que genera un flujo más uniforme y silencioso.

Pump	$Q_{V \max}$ at 1450 min ⁻¹ in l/min	$p_{\max}$ in bar	Power P at 50 Hz in kW	Electric motor frame size	Material no. without heat exchanger	Weight in kg	Material no. with heat exchanger	Weight in kg
AZPF-004	5.8	130	1.5	90L	R901433565	59	R901433566	69
		250/265 (intermittent)	3	100L	R901433570	72	R901433575	81
AZPF-005	7.9	95	1.5	90	R901433576	59	R901433577	69
		190	3	100L	R901433579	73	R901433595	81
		250/270 (intermittent)	4	112M	R901433648	79	R901433649	88
AZPF-008	11.6	60	1.5	90L	R901433650	59	R901433651	69
		130	3	100L	R901433653	73	R901433654	81
		175	4	112M	R901461991	80	R901461994	88
		245	5.5	132S	R901433655	92	R901433656	104
GF2-011	16	90	3	100L	R901433658	74	R901433664	83
		130	4	112M	R901433667	81	R901433674	89
		180	5.5	132S	R901433964	96	R901433965	105
		210/240 (intermittent)	7.5	132M	R901407150	107	R901407163	116
GF2-016	23.2	85	4	112M	R901433968	81	R901433970	90
		120	5.5	132S	R901433971	97	R901433973	105
		165	7.5	132M	R901406078	108	R901407165	116
R4-3,15-500	5.1	290	3	100L	R901433974	76	R901433975	86
R4-6,3-500	8.4	315	5.5	132S	R901433976	101	R901433978	109
R4-8,0-500	11.5	315	7.5	132M	R901407168	114	R901407170	122

Figura 4-22 : Características de la bomba seleccionada

Como se observa en la Figura 4-22 el caudal entregado por la bomba es de 16l/min con el motor funcionando a 1450RPM y alcanza una presión de 90bar, satisfaciendo los 26.11bar que se logran en el proceso de doblado y la necesidad de 14.48l/min para el movimiento rápido de posicionamiento del pistón de doblado hasta la posición de trabajo.

El fabricante declara compatibilidad con fluidos hidráulicos de acuerdo a la DIN 51524-2 y un rango de viscosidad típico de 12 a 800mm²/s aunque se recomienda que realmente sea de 20 a 100mm²/s.

Respecto al motor, se trata de un trifásico asíncrono de 3kW cuya velocidad de régimen es 1450RPM, pero con un variador de frecuencia puede hacerse girar en el rango de 600 a 3000RPM. Teniendo en cuenta que la bomba también es capaz de lograr esos rangos de trabajo, el caudal que se logra puede variar dependiendo de la necesidad. Cabe aclarar que el caudal necesario es constante, solo que al haber distintas velocidad de movimiento y distintos tamaños de pistones se requiere un caudal constante pero distinto dependiendo del movimiento que se esté realizan. Es decir, no es que se necesite un caudal variable, sino uno adaptable y constante para las diversas operaciones que se realizan. Ante esta necesidad se selecciona un variador de frecuencia modelo EFC3610 también de la marca Bosch Rexroth, compatible con la potencia del motor y que ofrece adaptación universal.

4.6.2.2 - Depósito

El depósito es el lugar donde se almacena y se acondiciona el fluido hidráulico que alimenta al circuito. Para la selección de la capacidad la regla que se suele seguir es que el volumen del depósito sea 3 veces mayor que el caudal máximo de la bomba, pero como en este caso se seleccionó un conjunto de componentes prearmado el caudal que se tuvo en cuenta en el cálculo es el máximo alcanzado en el proceso de cerrado del rodete que se da cuando los actuadores superiores se mueven en simultáneo hasta la posición de trabajo, previo al plegado de las pestañas. Dicho caudal es de 14.48l/min, multiplicando este valor por 3 da 43.44l/min por lo que teniendo en cuenta que las opciones son depósitos de 20, 40 y 60l se opta por el mayor.

4.6.2.3 - Válvula limitadora de presión

Este componente es el encargado de derivar a tanque cuando la presión alcance un valor determinado. Para el correcto funcionamiento de la máquina se necesitan 2 de ellas con funciones muy diferentes. La primera se ajusta con el objetivo de cuidar al rodete y evitar deformaciones que no correspondan ya sea por errores humanos o de la propia máquina. Es decir, la presión de derivación se calcula en base a la presión máxima necesaria para general el correcto plegado, y un salto en dicho valor hace suponer que hubo algún error y que probablemente un elemento esté soportando una carga a la que no está contemplado para estar sometido.

La mayor presión se da al momento del doblado, cuando con una carga de 1.4kN el actuador de 32mm de diámetro de pistón mediante su punzón deforma plásticamente a la pestaña del álabe. En esas condiciones se alcanza una presión máxima de 26.11bar. Se plantea como condición límite que se presente la carga con la cual se realizaron las simulaciones del conjunto soldado eje soporte en el Capítulo 4 y para la cual fue diseñada la estructura de la máquina: 2.8kN por actuador, es decir, el doble de la carga obtenida mediante ensayos. Esta fuerza supone una presión de 34.82bar, siendo este el valor límite..

Dado ya las condiciones de trabajo, se selecciona una válvula limitadora de presión que ofrece el fabricante modelo DBDS6P1X/50J3. Las características se muestran en la Figura 4-23 a continuación.

Generales					
Tamaño nominal	NG	6, 8	10	15, 20	25, 30
Tipo de conexión	Montaje sobre placa; conexión roscada; válvula para enroscar				
Masa	Ver páginas 9, 11 y 12				
Posición de montaje	a voluntad				
Rango de temperatura ambiente	°C	-20 ... +80 (juntas NBR) -15 ... +80 (juntas FKM)			
Valores MTTF _D según EN ISO 13849	Años	150 ... 1200 (para otros datos, véase la hoja de datos 08012)			
Hidráulicos					
Presión de servicio máxima	► Conexión P				
	– Estándar	bar	400	400	315
	– Versión "630"	bar	–	630	–
	► Conexión T	bar	315	315	315
Fluido hidráulico	Véase la tabla en la página 6				
Rango de temperatura del fluido hidráulico	°C	-20 ... +80 (juntas NBR) -15 ... +80 (juntas FKM)			
Rango de viscosidad	mm²/s	10 ... 800			
Fluido hidráulico	Clasificación	Materiales de juntas adecuados		Normas	Hoja de datos
Aceites minerales	HL, HLP, HLPD, HVLP, HVLPD	NBR, FKM		DIN 51524	90220

Figura 4-23 : Características de la válvula limitadora

Para finalizar con la primera de las válvulas, la Figura 4-24 muestra su curva característica. Ésta gráfica no indica la presión de ajuste para comenzar a derivar a tanque, sino el incremento de presión por al pasar el fluido por la válvula a causa, principalmente, del resorte que posee y pérdidas internas. Sabiendo que la presión máxima se da con un caudal de 7.24l/min, por gráfica se obtiene que hay una diferencia de presión o sobrepresión $\Delta_{presión}$ de aproximadamente 2.5bar respecto a la del sistema $P_{sistema}$. Entonces la presión de ajuste P_{ajuste} resulta:

$$P_{ajuste} = P_{sistema} - \Delta_{presión} = 34.82bar - 2.5bar = 32.32bar$$

Presión de ajuste mínima

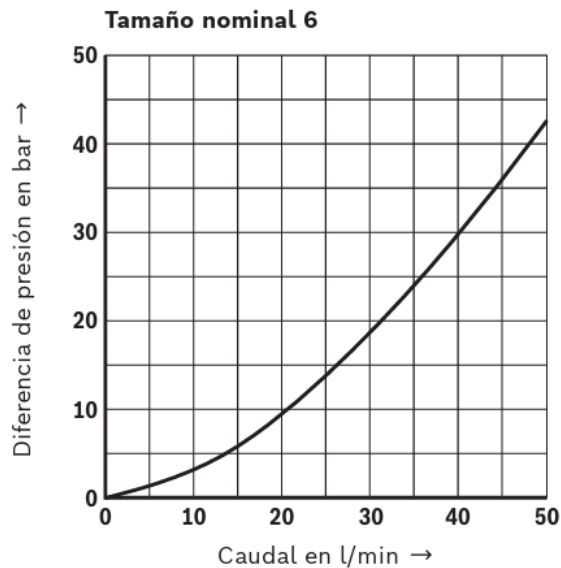


Figura 4-24 : Curva característica de la válvula

De esta manera se obtiene que la presión de ajuste debe ser aproximadamente 32bar para que la válvula limitadora comience a derivar a tanque antes de que se superen los esfuerzos para los cuales fueron diseñados los componentes de la máquina y su estructura.

La otra válvula limitadora es la encargada de evitar que los discos del rodete se deformen por un exceso de fuerza aplicada por los actuadores de centrado en el caso de que falle en su funcionamiento el presostato. Esto lo logra permitiendo el paso de fluido hidráulico hacia el depósito cuando la fuerza aplicada supere los 100N lo que equivale, considerando que el diámetro del pistón de centrado es de 20mm, a 2.04bar.

Para estas condiciones se selecciona una válvula idéntica a la anterior, pero con la capacidad de regular presiones menores. Se trata del modelo DBDS6P1X/25J3, por lo que no es necesario adjuntar su hoja de datos, ya que observando la de la Figura 4-23 alcanza.

También comparte la curva característica, pero para la presión deseada es imposible ajustar la válvula porque la diferencia de presión para el caudal de 6.63l/min necesario para el movimiento hace que la P_{ajuste} sea menor a 1bar. Por este motivo, y

considerando que esta válvula es una capa de seguridad ante el fallo de un componente se decide que P_{ajuste} sea 5bar, resultando en una $P_{sistema}$ máxima de 6bar aproximadamente. Esto implica una fuerza de 300N en los discos, lo que es aceptable dado que no es suficiente para deformar a un disco de aluminio de 3mm de espesor.

4.6.2.4 - Electroválvulas direccionales

Para la selección de electroválvulas se ponen como filtro las mismas variables que se vienen usando hasta el momento: la presión máxima solicitada de 26.11bar y el caudal de 14.48l/min. El fabricante ofrece una gama compacta y que cumple con creces lo solicitado, las Tipo 5-WE. Según lo visto en el diagrama hidráulico se tiene 3 electroválvulas, siendo 2 de ellas de 4 vías y 2 posiciones y la otra de 4 vías pero con 3 posiciones. El modelo de las 4/2 es el 5-4WE10X7-5X/EG12K4/M, mientras que el 4/3 es el 5-4WE10G-5X/EG12K4/M.

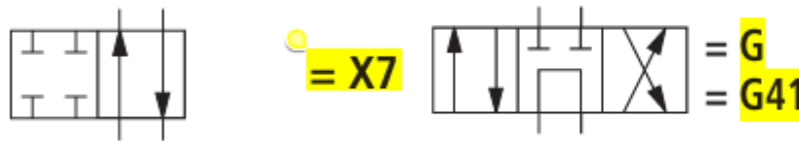


Figura 4-25 : Simbología de cada válvula y su respectiva nomenclatura

La única característica que varía entre los modelos es la cantidad de posiciones, a lo que hace referencia el 7º caracter de su nomenclatura (ver Figura 4-25), ya que el resto de características son idénticas como se puede observar en la Figura

datos hidráulicos				
Presión de servicio máxima ($p_P > p_A; p_B > p_T$)	► Conexión A, B, P	bar [psi]	350 [5076]; 420 [6091]	
	► Conexión T	bar [psi]	210 [3050] Presión de tanque (estándar) En símbolo A y B debe usarse la conexión T como conexión de aceite de fugas, cuando la presión de servicio es superior a la presión de tanque máxima admisible.	
Caudal máximo		l/min [US gpm]	150 [39.6]	
Sección transversal de caudal (posición de conmutación 0)	► Símbolo Q	mm²	Aprox. 6 % de la sección transversal nominal	
	► Símbolo W	mm²	Aprox. 3 % de la sección transversal nominal	
Fluido hidráulico			Ver tabla más abajo	
Rango de temperatura del fluido hidráulico (en las conexiones de trabajo de la válvula)		°C [°F]	-20 ... +80 [-4 ... +176] (juntas NBR) -15 ... +80 [+5 ... +176] (juntas FKM) -20 ... +50 [-4 ... +122] (fluido hidráulico HFC) -40 ... +50 [-4 ... +122] (versión para bajas temperaturas)	
Rango de viscosidad		mm²/s [SUS]	2,8 ... 500 [35 ... 2320]	
Grado de ensuciamiento máximo admisible del fluido hidráulico con clase de pureza según ISO 4406 (c)			Clase 20/18/15 ³⁾	

Fluido hidráulico		Clasificación	Materiales de junta adecuados	Normas	Hoja de datos
Aceites minerales		HL, HLP, HLPD, HVLP, HVLDP	NBR, FKM	DIN 51524	90220
Biodegradable	► insoluble en agua	HETG	NBR, FKM	ISO 15380	90221
		HEES	FKM		
	► soluble en agua	HEPG	FKM	ISO 15380	
Difícilmente inflamable	► sin agua	HFDU, HFDR	FKM	ISO 12922	90222
	► acuoso	HFC (Fuchs Hydrotherm 46M, Petrofer Ultra Safe 620)	NBR	ISO 12922	90223

Figura 4-26 : Características de las electroválvulas

De dicha Figura 4-26 se obtiene también que los componentes son compatibles con fluidos hidráulicos según norma DIN 51524 y que su rango de viscosidad recomendado es entre 2 y 500mm²/s.

4.6.3 - Presostato Hidráulico

Para el control de la fuerza de centrado se coloca el siguiente presostato y se regula la presión a 2.08 Kg/cm² para lograr la fuerza de 100 N en los discos y garantizar su posicionamiento, centrado y sujeción.



CARACTERISTICAS TECNICAS - CONEXION 1/4" BSP Y A PEDIDO.			
MODELO RANGO	MIN/MAX	INTERR. 240 V CA	APLICACION
PH 2004-3 D 0 a 4 Kg/cm ²	0,3 a 2,5 Kg/cm ²	Unipolar Inversor 16 A - NA-NC	Hidroneumática. Elevadores de agua. Bombas de presión.

Figura 4-27 : Presostato seleccionado

4.6.4 - Aceite hidráulico

El aceite hidráulico desempeña un papel determinante en el funcionamiento y la confiabilidad de los sistemas hidráulicos, por lo que su correcta selección no debe considerarse un aspecto secundario, sino una decisión de diseño que impacta directamente en la eficiencia, la seguridad y el mantenimiento del sistema hidráulico. El fluido hidráulico es el encargado de transmitir energía desde la bomba hacia los actuadores y, además, cumple funciones esenciales de lubricación, reduciendo el rozamiento y el desgaste entre las superficies móviles de componentes como lo son la bomba, las válvulas y, por supuesto, los actuadores.

Otro aspecto clave en la selección del aceite hidráulico es su capacidad para proteger el sistema frente a la oxidación, la corrosión y la contaminación. Las propiedades físico-químicas del fluido influyen directamente en la formación de depósitos, la degradación de componentes y la estabilidad del sistema a lo largo del tiempo. En este sentido, parámetros como la viscosidad, el índice de viscosidad, la estabilidad térmica y la compatibilidad con los materiales del sistema resultan determinantes para asegurar un funcionamiento confiable y una vida útil prolongada.

Teniendo en cuenta entonces los componentes hidráulicos seleccionados en secciones anteriores, todos trabajan en un rango de viscosidad similar y son compatibles con el aceite Tellus S2 M46 de la marca Shell. Este aceite es ampliamente

utilizado en la industria por su efecto protector y lubricante que aumenta la eficiencia del sistema hidráulico disminuyendo desgastes en la bomba y válvulas, por lo que se minimiza la necesidad de mantenimiento y se maximiza su durabilidad.

Properties			Method	Tellus S2 M 46
Grado de Viscosidad ISO			ISO 3448	46
Tipo de Fluido ISO				HM
Viscosidad Cinemática	@0°C	cSt	ASTM D445	580
Viscosidad Cinemática	@40°C	cSt	ASTM D445	46
Viscosidad Cinemática	@100°C	cSt	ASTM D445	6.7
Índice de Viscosidad			ISO 2909	98
Densidad	@15°C	kg/m ³	ISO 12185	879
Punto de Inflamación (COC)			ISO 2592	230
Punto de Fluidez			ISO 3016	-30

Figura 4-28: Características físicas típicas del aceite seleccionado

La Figura 4-28 muestra su viscosidad ISO, la cual es 46 mm²/s por lo que se encuentra dentro del rango de trabajo de todos los componentes que en líneas generales se encuentra entre 20 y 100 mm²/s.

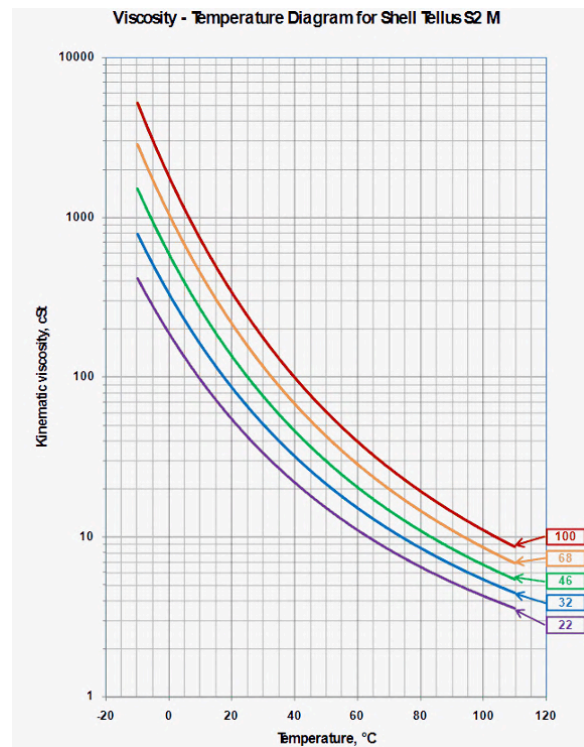


Figura 4-29: Comportamiento de la viscosidad en respecto a la temperatura

La Figura 4-29 muestra cómo varía la viscosidad en función de la temperatura, e indica que la viscosidad elegida se da a la temperatura normal de trabajo, que se encuentra aproximadamente entre los 40 y 50°C.

4.7 - Estructura

Lo último que queda por detallar de la máquina es su estructura, lo que da el cuerpo y soporte de todos los esfuerzos generados fundamentalmente durante el plegado de las pestañas. Constituye uno de los elementos fundamentales de la máquina, ya que sobre ella se montan e integran los distintos sub-sistemas mecánicos, hidráulicos, eléctricos y de control que permiten su funcionamiento. Su correcto diseño resulta esencial para garantizar la rigidez, estabilidad y precisión del conjunto, características críticas para el cumplimiento de las tolerancias objetivo, así como para asegurar un comportamiento adecuado frente a las cargas y sollicitaciones propias del régimen de trabajo.

A continuación se aborda el análisis de la estructura de la máquina, considerando los criterios de diseño adoptados, los materiales seleccionados y la disposición de los elementos estructurales, partiendo desde la definición de las dimensiones principales, como es la altura de la mesa por ejemplo y otras que quedan definidas por los componentes que van a estar alojados en su interior y por sus rangos de movimiento. Asimismo, se estudia la función de la estructura como medio de transmisión de esfuerzos y como soporte de los componentes móviles, evaluando su influencia en el desempeño global del sistema.

4.7.1 - Dimensiones ergonómicas

Si bien la máquina automatiza el cierre de los rodets siguen habiendo tareas que los operarios deben realizar, y estas en su mayoría son físicas ya que se desdén colocar los discos con los álabes, luego voltear el conjunto y finalmente retirarlo una ya cerrado y listo para pasar al siguiente proceso productivo.

Bajo este escenario es fundamental diseñar una mesa con la altura apropiada para minimizar el esfuerzo físico. Si bien no hay ninguna normativa en Argentina que

indique explícitamente qué altura se debe tomar, sí existe una recomendación que es aceptada tanto por las Aseguradoras de Riesgos del Trabajo (ART) como por la Superintendencia de Riesgos del Trabajo (SRT) basada en las normas ISO 14738 e ISO 6385, y aceptadas en nuestro país mediante las resoluciones SRT 295/03 que menciona los criterios ergonómicos aceptados y SRT 886/15 que exige una evaluación ergonómica basada en principios técnicos reconocidos, es decir, en la ISO mencionada.

La norma ISO 14738, titulada “Safety of machinery - Anthropometric requirements for the design of workstations at machinery” indica las alturas recomendadas de la mesa según el tipo de tarea a realizar. Para tareas livianas la altura es a nivel del codo del operario, mientras que para tareas pesadas es entre 20 y 40 cm por debajo del codo. Como en este caso lo que se va a realizar es un intermedio entre una labor liviana y pesada se optó por tomar 10 cm por debajo del codo. Por otro lado, según la norma DIN 33402 “*Ergonomics - Human body dimensions*” un adulto promedio de 1.75 m posee el codo a unos 105 cm del suelo. Con estos datos se obtuvo que la mesa debe tener 95 cm de altura, asegurando la optimización del esfuerzo de los operarios, permitiendo usar el peso del cuerpo, reduciendo cargas en los hombros, mejorando la estabilidad y el control de la fuerza y, por su puesto, cumpliendo con las normativas vigentes.

4.7.2 - Diseño

Al diseñar una estructura soldada deben considerarse aspectos como la correcta elección y orientación de los perfiles, procurando que trabajen idealmente a flexión o tracción, evitando sollicitaciones innecesarias de torsión. Es fundamental definir adecuadamente los tipos y tamaños de cordones de soldadura en función de los esfuerzos a transmitir, garantizando continuidad estructural sin sobredimensionar. Asimismo, deben contemplarse las deformaciones y tensiones residuales propias del proceso de soldadura, previendo una secuencia de armado que minimice alabeos y desalineaciones. Finalmente, resulta clave asegurar una correcta preparación de bordes, accesibilidad para la ejecución de las soldaduras y compatibilidad de materiales, de modo de lograr una estructura resistente, estable y durable.

Para cumplir con estas condiciones, el diseño de la estructura es a base de caños cuadrados de 50x50 por 4 mm de espesor en acero estructural el cual facilita el diseño de uniones soldadas más simples y limpias, mejora la estabilidad global de la estructura y ofrece una buena relación rigidez–peso. La base y la mesa de apoyo son de acero SAE1010 de espesor 7.92mm y el techo, que absorbe los esfuerzos de los pistones, de la misma calidad pero en 15mm de espesor. Los perfiles soporte de las bancadas son perfiles UPN80 ya que estos presentan un buen comportamiento a la flexión porque concentran la mayor parte de su material en las alas, alejadas del eje neutro, lo que les otorga un momento de inercia elevado respecto al eje y, por lo tanto, mayor rigidez y menor deformación bajo la carga.



Figura 4-30 : Estructura base

4.7.2.1 Simulaciones

Para garantizar la resistencia estructural del conjunto se procede a verificar nuevamente utilizando el entorno de simulación de Solid Edge el cual, como se mencionó anteriormente, se basa en el solver de NX Nastran que es un motor de

cálculo de Elementos Finitos de Siemens. Para el análisis primero se debe conocer las condiciones de contorno. Para este nuevo caso se tiene que la base está amurada al suelo, por lo que se considera como fija. Por otro lado, la fuerza externa aplicada según lo visto en la sección de selección de componentes y ensayos, aplicando el factor de seguridad de 2 es de 8.4 kN sobre el techo y sobre las vigas de apoyo. Con esta información ya se puede desarrollar el mallado y simulación correspondiente.

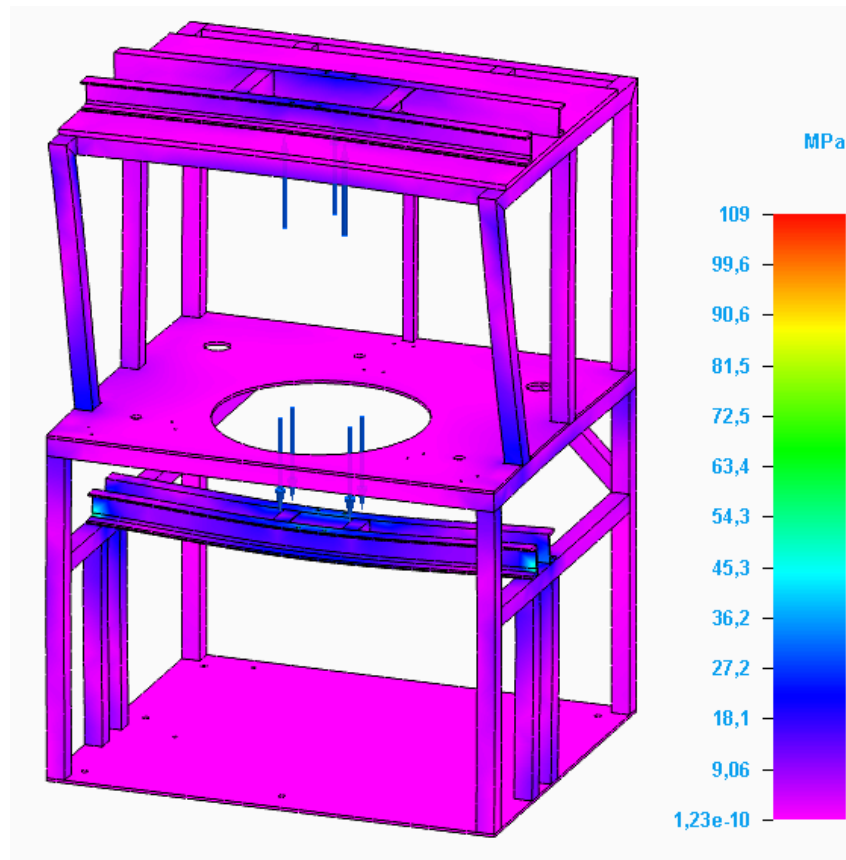


Figura 4-31 : Tensiones de von Mises, primera simulación

Para el análisis primero se observa las tensiones generadas por los esfuerzos, las cuales no son de gran magnitud, recordando que la tensión de fluencia de un acero SAE 1010 recocido es cercana a los 190MPa, la estructura se encuentra a un 60% de su tensión de fluencia por lo que podemos asegurar que no corremos riesgo de rotura.

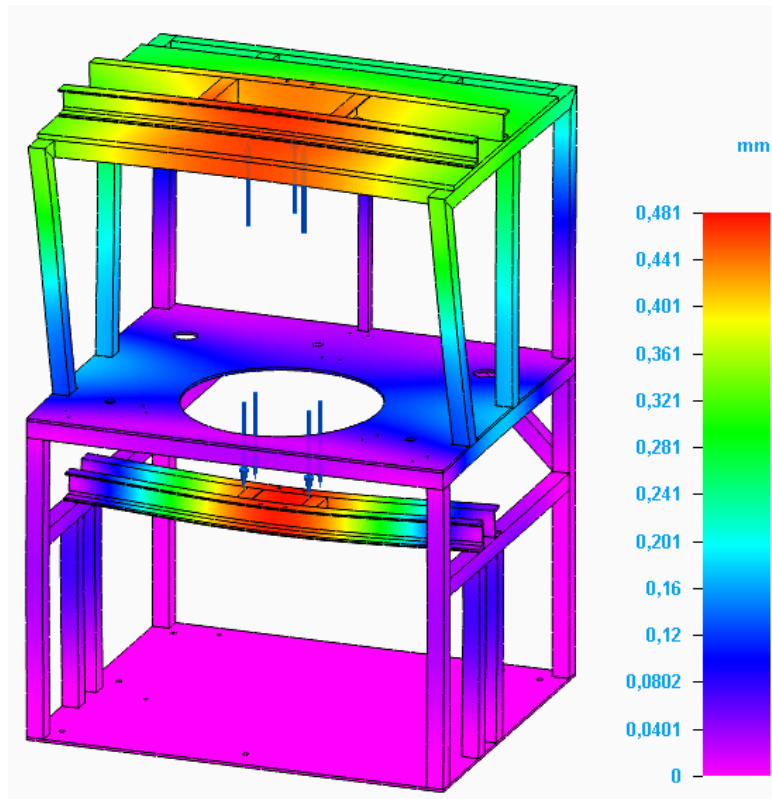


Figura 4-32 : Deformaciones en la estructura, primera simulación

Sin embargo también deben analizarse los desplazamientos generados (ver Figura 4-32), los cuales no son admisibles por las tolerancias definidas en los objetivos. Por lo tanto, es conveniente implementar una serie de cambios estructurales para reducir estos valores.

Primero, se observa que los perfiles UPN80, que son los mayores responsables de rigidizar el conjunto sufren la mayor deformación, se flexionan logrando una flecha máxima cercana a los 0.4mm. Por esto es oportuno que sean reemplazados por un perfil de la misma clase pero con un mayor tamaño con el objetivo de aumentar su inercia y por lo tanto su resistencia a la flexión. El perfil elegido es un UPN120.

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{flector} * c}{I} \quad (4.4)$$

En segunda instancia, se agregan perfiles y caños de refuerzo que trabajen a la tracción y a la flexión. Se colocan 2 caños cuadrados a cada lateral que son solicitados

a tracción, 2 caños refuerzo traseros que también sometido al mismo tipo de esfuerzo y por último se agrega 1 perfil UPN120 en la parte superior soldado para que trabaje a flexión en conjunto con los que ya se encontraban en la versión anterior. En la parte inferior los perfiles soporte de las bancadas, también son reemplazados por el perfil UPN120 y se agregan dos refuerzos transversales que son solicitados a flexión.

A partir de estos cambios se obtienen los resultados que se muestran en las Figuras 4-33 y 4-34.

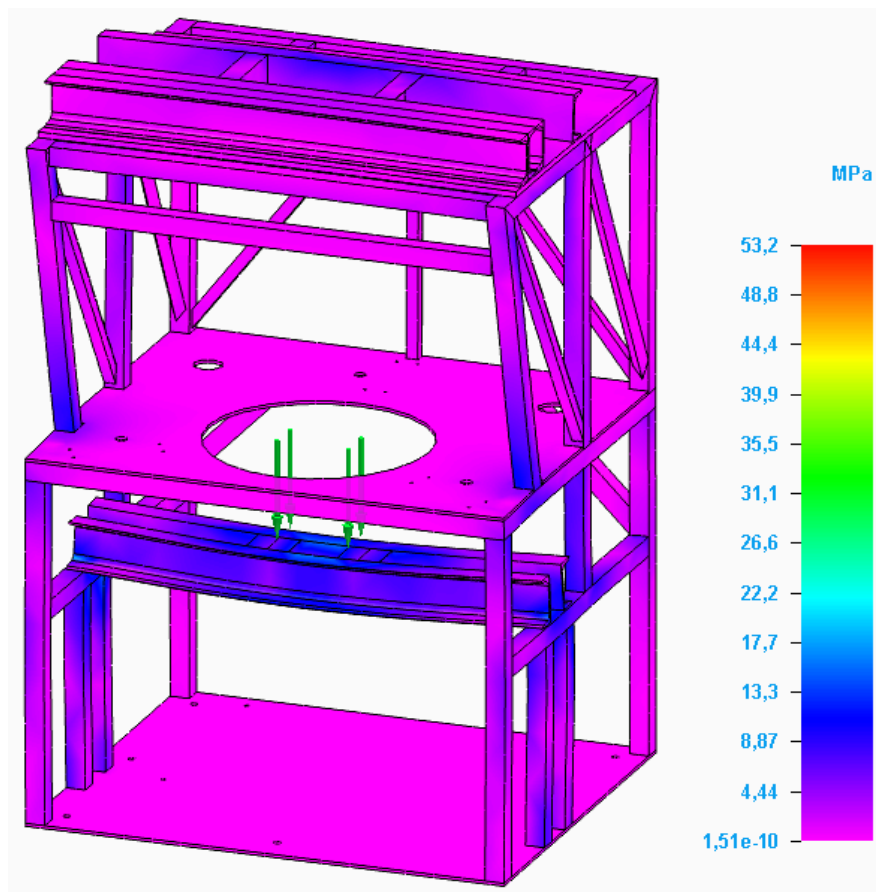


Figura 4-33 : Tensiones de von Mises, segunda simulación

De la misma manera que en el estudio anterior, los esfuerzos no son de gran magnitud respecto al límite de fluencia por lo que se asume que la estructura siempre trabaja en el período elástico, evitando deformaciones permanentes.

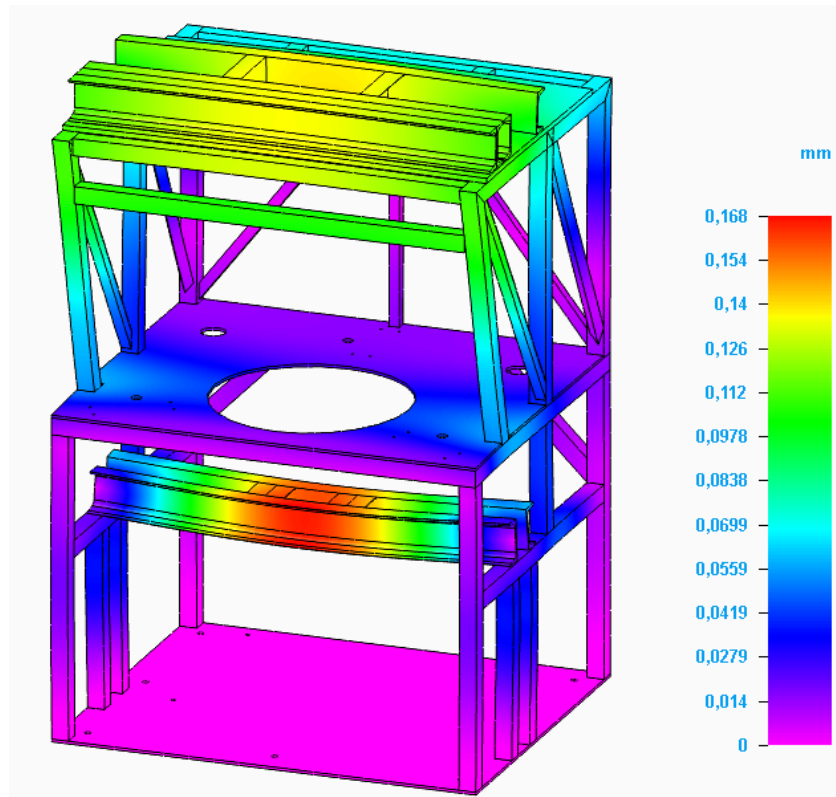


Figura 4-34 : Deformaciones en la estructura, segunda simulación

Con las modificaciones se logró reducir significativamente las deformaciones, siendo la máxima flecha de 0.168mm en los perfiles soporte inferior mientras que en el techo alcanza a ser de 0.13mm. Considerando que las simulaciones se realizaron con cargas que duplican las que se alcanzan en el uso normal de la máquina diseñada y que las tolerancias planteadas como objetivo son superiores a las deformaciones presentadas, se toma como satisfactorio el comportamiento teórico de la estructura.

4.7.4 - Anclaje

Es fundamental anclar la máquina al piso a fin de garantizar su correcta estabilidad durante el funcionamiento y evitar desplazamientos, vibraciones excesivas o pérdidas de alineación que puedan afectar tanto el proceso como la integridad del conjunto. Un anclaje adecuado permite transmitir de forma segura los esfuerzos dinámicos y estáticos al hormigón, mejorando la rigidez global del sistema y prolongando la vida útil de la estructura y de sus componentes. Para tal fin se prevé la

utilización de anclajes químicos sobre hormigón, mediante varillas roscadas de Ø16 mm para la estructura principal y de Ø10 mm para la central hidráulica, asegurando una fijación confiable, precisa y acorde a las solicitaciones previstas en servicio.

4.7.5 - Cerramientos

Por último, se prevé la incorporación de cerramientos de chapa a la estructura con el objetivo de limitar el ingreso de polvo desde el exterior a componentes delicados como el tornillo de bolas recirculantes o la guía lineal y, a su vez, garantizar condiciones adecuadas de seguridad para el entorno de trabajo. Estos cerramientos contribuyen a la protección de los componentes de la máquina y del personal, evitando accesos involuntarios a zonas en movimiento o de riesgo. Como terminación superficial, los cerramientos serán pintados en color verde RAL 6005, asegurando una correcta identificación visual, durabilidad y coherencia estética con el conjunto de la instalación.



Figura 4-35 : Diseño final de la máquina, con sus cerramientos

Capítulo 5: Análisis de tolerancias y tiempos

5.1 - Tolerancias del conjunto armado

Este análisis es fundamental para el correcto funcionamiento del equipo y está determinado por la tolerancia en la fabricación de las piezas (ver planimetría en Anexo A). Los puntos a destacar son la concentricidad entre el eje del servomotor y el eje soporte rodete. La alineación entre las bancadas soporte del tornillo de bolas recirculante y la alineación del eje superior.

En el primer caso mencionado, la brida absorbe una desalineación de un grado y axial de 0.3 mm como se mencionó en el capítulo anterior, todas las tolerancias planteadas en la planimetría son inferiores a estos valores.

En lo que concierne al centrado del tornillo de bolas, se planteó una tolerancia de 0.01mm del centro del agujero del rodamiento a la cara superior de las bancadas la cual debe contar con una planitud de 0.01 mm lograda mediante un rectificado.

Para el caso del eje superior, el acople tipo araña absorbe una desalineación de 0.5 grados y radial de 0.2 mm, también siendo considerado en la planimetría para que las tolerancias planteadas sean inferiores a estos valores.

Cabe destacar que en cuanto a tolerancias, el sistema de cierre es de alta fiabilidad y no genera grandes complicaciones debido principalmente a la sujeción mediante los rodillos radiales. Estos aseguran que las tolerancias objetivo sean cumplidas ya que, al realizar una sujeción multidireccional garantizan el centrado, quedando delimitado el error por el propio proceso de corte láser de los discos, que por experiencia de la operación en la empresa, es menor a los 0.15 mm.

5.2 - Estudio de tiempos de operación

Otro de los objetivos planteados es mejorar el tiempo de cerrado de los rodets en al menos un 50%, teniendo en cuenta que se demora entre 10 y 15min a día de hoy en el cierre manual. Se toma un tiempo promedio de 12.5min para un rodete con una

cantidad de pestañas promedio. Recordando lo visto en el apartado 4.2.2, el modelo 23306 posee 144 pestañas, un valor intermedio entre el mínimo y máximo de 105 y 180 pestañas de los modelos 23302 y 23309 respectivamente, por lo que el cálculo de tiempo de cerrado con los parámetros de trabajo será llevado a cabo sobre ese rodete.

Nº de paso	Componente que actúa	Descripción del movimiento	Desplazamiento [mm]	Velocidad [mm/s]	Tiempo [s]
1	Actuadores centrado	Posición 0 hasta asegurar discos	71.5	75	0.95
2	Servomotor radial	Posición 0 hasta diám. mayor de pestañas	135	250	0.54
3	Actuadores cerrado	Posición 0 hasta posición de trabajo	228	100	2.28
4		Posición de trabajo hasta posición plegado parcial	16.5	50	0.33
5		Posición plegado parcial hasta posición de trabajo	16.5	50	0.33
		Servomotor angular			
6	Actuadores cerrado	Posición de trabajo hasta posición plegado total	18.5	50	0.37
7		Posición plegado total hasta posición de trabajo	18.5	50	0.37
	Servomotor angular	Posición plegado total hasta posición plegado parcial de la próxima pestaña			
8	-	Repetición de pasos 3 a 7 hasta terminar las pestañas de un diámetro, es decir, multiplicar tiempos por cantidad de pestañas -1	-	-	25.76
9	Servomotor radial	Posición diám. mayor hasta el siguiente diám. con pestañas	32	250	0.13
10	-	Repetición de pasos 3 a 9 hasta terminar con todos los diám. de pestañas, es decir, multiplicar tiempos por cantidad de diám. -1	-	-	59.14
11	Actuadores cerrado	Posición de trabajo a posición 0	71.5	100	0.72

12	Operario	Volteo del rodete	-	-	60.00
13	-	Repetición de pasos 2 a 11 que completa el cerrado de la otra cara del rodete	-	-	89.96
14	Actuadores centrado	Posición de soporte de discos a posición 0	71.5	75	0.95
Tiempo total					241.82

Tabla 5-1 : Análisis de tiempos

La Tabla 5-1 muestra el cálculo de tiempo final para el cerrado completo de un rodete. Se dividió completo al proceso, desde que se le da comienzo al programa con el aseguramiento del conjunto mediante los actuadores de centrado hasta que estos mismos lo liberan para su retiro, en pasos. Cada uno de estos pasos corresponde a un movimiento, como puede ser el paso N° 2, o a un conjunto, como puede ser el paso N° 10. La segunda columna indica qué componente es el encargado de llevar a cabo dicho paso, la tercera describe el movimiento, y la cuarta y quinta informan las distancias a recorrer y la velocidad a la que se realiza, y la última hace el cálculo del tiempo que conlleva ese cada paso. Al final se hace la sumatoria para obtener el tiempo total.

Todas las velocidades fueron elegidas o calculadas teniendo en cuenta las capacidades de cada componente, y los desplazamientos fueron tomados desde el plano del rodete y proponiendo arbitrariamente el punto 0 de cada actuador:

- la posición 0 del actuador de cerrado se encuentra con el vástago completamente retraído y el centro del punzón a 90mm del eje de giro de la máquina.
- por su lado, el actuador de centrado tiene su posición 0 cuando su vástago está completamente retraído.

En los pasos que se realiza más de un movimiento en simultáneo como los N° 5 y 7 se tomó para el cálculo del tiempo el más lento del grupo, siendo en ambos casos el desplazamiento del actuador.

Ahora sí, explicado el cálculo, el tiempo total en el cerrado de un rodete promedio es de 241.82 segundos, lo que equivale a 4.03 minutos. Este tiempo equivale a una reducción del 67.76% respecto al tiempo actual promedio de 12.5 minutos, alcanzando y superando el objetivo propuesto.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

En el presente proyecto se logró diseñar y desarrollar una solución ingenieril para un problema real de una PYME. Se destaca el proceso que consistió en la identificación de la mejora, el desglose de las limitaciones técnicas y el planteamiento de objetivos reales a cumplir. A partir de esto, se desarrollaron distintas alternativas de solución y, mediante un análisis técnico, se seleccionó la opción más adecuada para su implementación.

La solución desarrollada consiste en un sistema mecánico–hidráulico destinado al centrado y cierre de rodets, mediante el uso de actuadores hidráulicos que permiten asegurar una correcta posición y sujeción durante el proceso operativo. El diseño del sistema contempla criterios de precisión, velocidad, repetibilidad y seguridad, acordes a las necesidades del entorno productivo, permitiendo además su adaptabilidad para la fabricación de modelos actuales y futuros de rodets.

Para el desarrollo del proyecto se utilizaron herramientas y tecnologías acordes a los estándares actuales de la ingeniería, tales como la aplicación de cálculos mediante el método de elementos finitos, ensayos mecánicos sobre muestras reales y el desarrollo de marcos teóricos y normativos, las cuales permitieron llevar a cabo el análisis, el diseño y la validación de la solución propuesta.

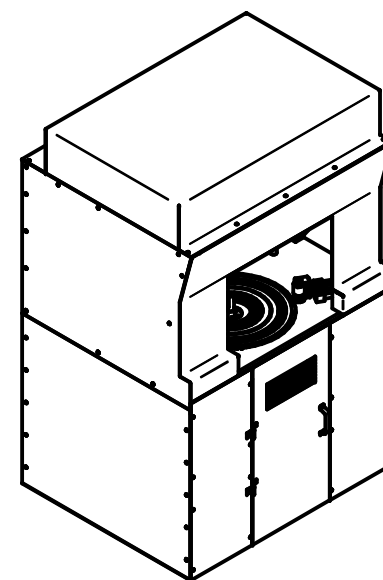
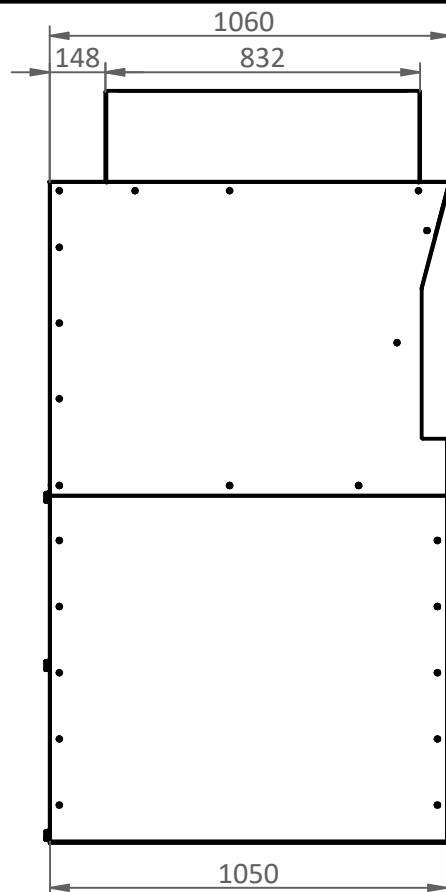
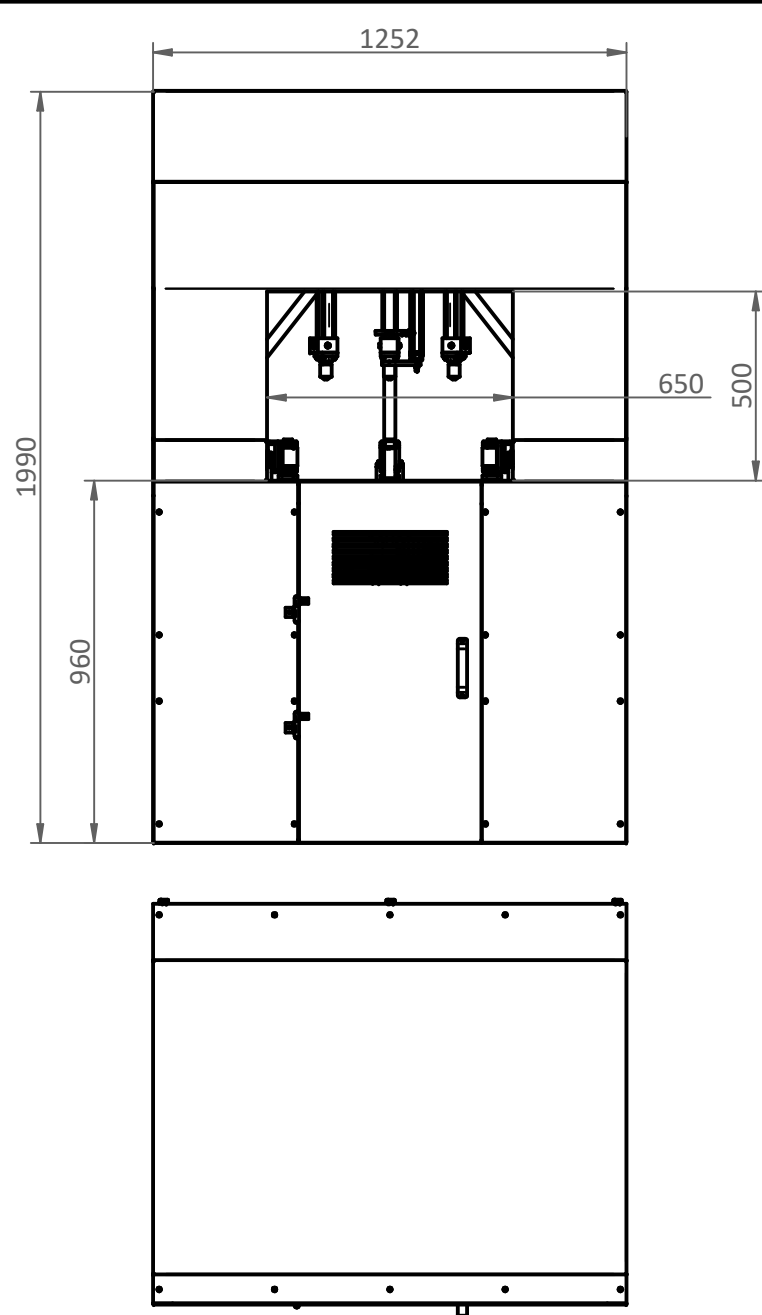
Finalmente, el proyecto desarrollado permitió cumplir con los objetivos planteados, dando como resultado una solución mecánico–hidráulica técnicamente viable y adecuada para su implementación en una PYME. El sistema diseñado responde de manera eficiente a los requerimientos de centrado y cierre de rodets, respetando las limitaciones técnicas y operativas. Asimismo, la metodología aplicada, basada en el análisis técnico, la validación mediante cálculos y ensayos, y el respaldo normativo, permitió obtener una solución funcional, confiable y adaptable, orientada a la mejora de un proceso industrial concreto.

Bibliografía

- [1] R.C. Hibbeler. (2006). *Mecánica de materiales*. Sexta edición.
- [2] ASM International. (1990). *ASM metals handbook*. (Vol. 2, 10th ed.).
- [3] ASM International. (1990). *ASM metals handbook*. (Vol. 3, 10th ed.).
- [4] American Welding Society. (1993). *Símbolos normalizados para soldeo, soldeo fuerte y examen no destructivo* (ANSI/AWS A2.4-93). American Welding Society.
- [5] Bosch Rexroth AG. (s. f.). Productos y soluciones de automatización industrial. www.boschrexroth.com
- [6] Festo SE & Co. KG. (s. f.). Automatización neumática y eléctrica. www.festo.com
- [7] Instituto Argentino de Normalización y Certificación (IRAM). (s. f.). Normas IRAM. www.iram.org.ar
- [8] HIWIN Technologies Corp. (s. f.). Productos de movimiento lineal. www.hiwin.com
- [9] SKF Group. (s. f.). Rodamientos y soluciones de movimiento. www.skf.com
- [10] MACO Controles. (s. f.). Presostatos y controles de presión. www.macocontroles.com.ar
- [11] MetalMecánica Fácil. (s. f.). Cálculo de engranajes cónicos métricos. www.metalmecanica-facil.mahtg.com/calculo-de-engranajes-conicos-metricos/
- [12] NB Corporation. (s. f.). NB Corporation – Guías lineales y productos relacionados. www.nbcorporation.com/
- [13] OPKON Industrial Automation Co., Ltd. (s. f.). OPKON Industrial Automation. www.opkon.com.tr/
- [14] Vickers Incorporated. (1992). *Industrial hydraulics manual* (M-2000). Vickers Incorporated.
- [15] Shell plc. (s. f.). Aceite hidráulico. <https://www.shell.com.ar/>
- [16] International Organization for Standardization. (2002). *Safety of machinery — Anthropometric requirements for the design of workstations at machinery* (ISO 14738:2002). ISO.
- [17] Deutsches Institut für Normung. (2005). *Ergonomics — Human body dimensions — Part 2: Values* (DIN 33402-2). DIN.

- [18] Cátedra de Dibujo Mecánico I y II. (s. f.). Apuntes de dibujo mecánico. Carrera de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura, Universidad Nacional de Rosario.
- [19] Cátedra de Ciencia de los Materiales. (s. f.). Apuntes de ciencia de los materiales. Carrera de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura, Universidad Nacional de Rosario.
- [20] Cátedra de Hidráulica y Neumática. (s. f.). Apuntes de hidráulica y neumática. Carrera de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura, Universidad Nacional de Rosario.
- [21] Cátedra de Mecánica de los Materiales. (s. f.). Apuntes de mecánica de los materiales. Carrera de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura, Universidad Nacional de Rosario.
- [22] Dassault Systèmes. (2019). SOLIDWORKS 2019 (software CAD). www.solidworks.com
Siemens Digital Industries Software. (2025). Solid Edge 2025 (software CAD).
www.solidedge.siemens.com

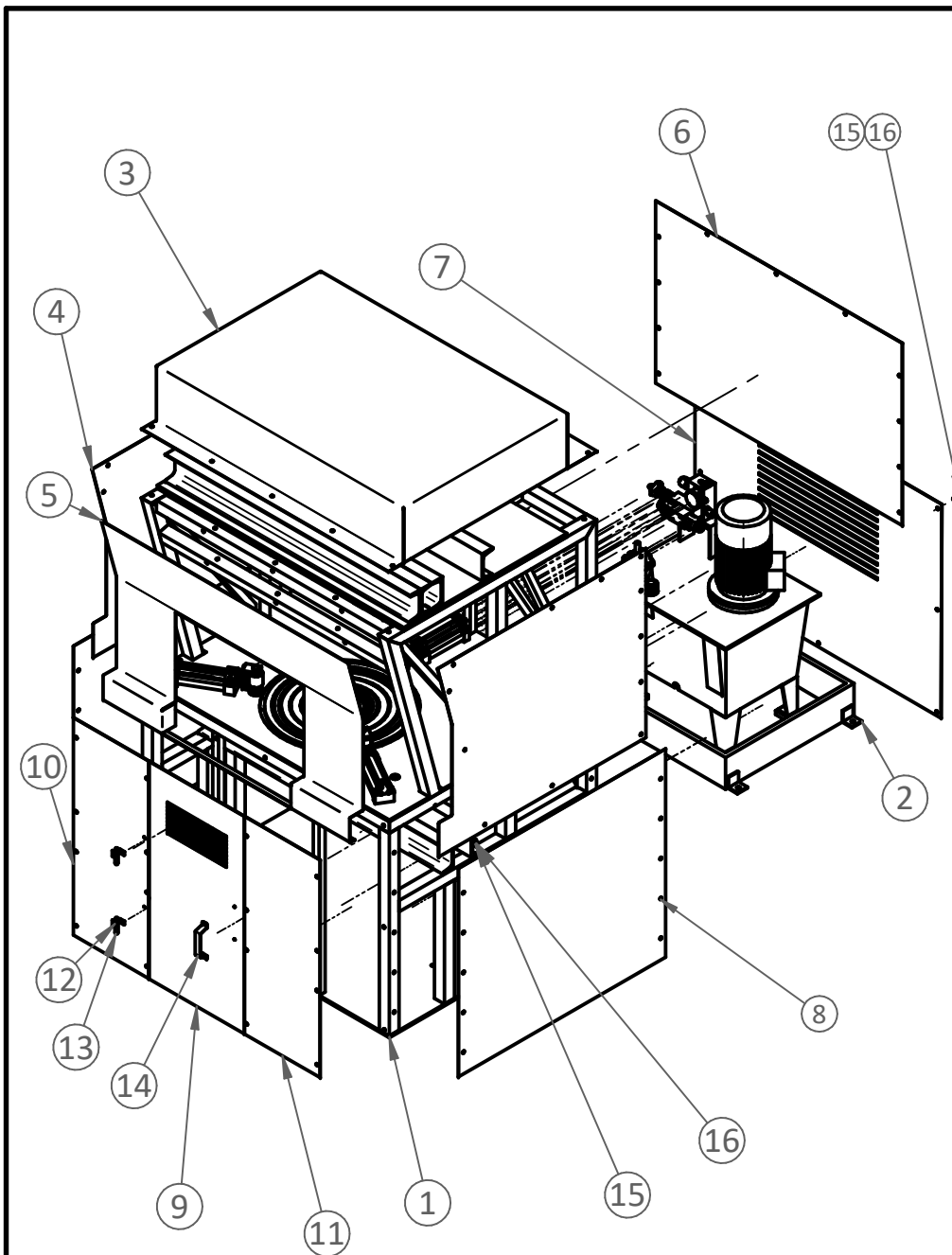
Anexo A: Planimetría



Chapería pintada en color verde RAL 6005

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Código	Ensamble final		
Descripción Máquina de cierre de rodetes de turbina neumatica			
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	23/1/26
Aprobó:		Fecha:	
			Rev 01
Material:			
Escala	1:20	Peso:	0,000 kg
			Hoja 1 de 2

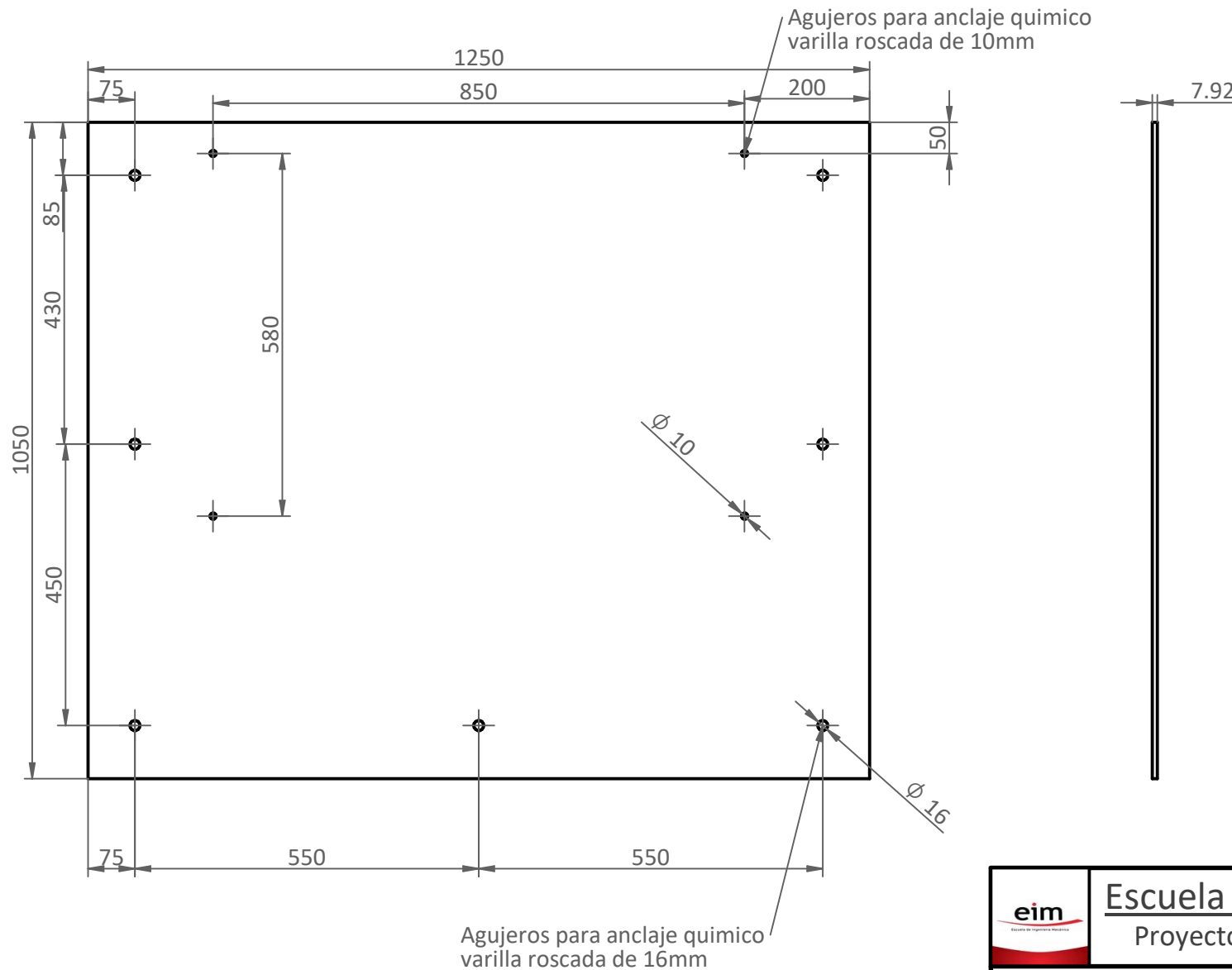


N°	Código	Descripción	Material	Cant
1	Cierra rodete	Sistema de cierre de rodets para turbina		1
2	Central Hidraulica	ABSKG_60AL9_VGF2_011_100L_61O_144902596		1
3	Tapa	Corte de chapa cerramiento tapa	Acero galvanizado	1
4	Lateral sup	Corte de chapa cerramiento lateral superior	Acero galvanizado	2
5	Frontal sup	Corte de chapa cerramiento frontal superior	Acero galvanizado	1
6	Trasera sup	Corte de chapa cerramiento trasera superior	Acero galvanizado	1
7	Trasera inf	Corte de chapa cerramiento trasera inferior	Acero galvanizado	1
8	Lateral inf	Corte de chapa cerramiento lateral inferior	Acero galvanizado	2
9	Puerta	Corte de chapa cerramiento puerta	Acero galvanizado	1
10	Frontal inf	Corte de chapa cerramiento frontal inf	Acero galvanizado	1
11	Frontal inf	Corte de chapa cerramiento frontal inf	Acero galvanizado	1
12	Bisagra 2	Bisagra superior		4
13	Bisagra 1	Bisagra inferior		4
14	Manija	Manija puerta cerramiento	Acero, estructural	1
15	Arandela Ø30	Arandela plana DIN 125 – M30	Acero SAE1026	9
16	M10x25	Bulón hexagonal DIN 933 – M10x25 – G° 8.8		9

	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
	Codigo Ensamble final		
Descripción Máquina de cierre de rodets de turbina neumatica			
Dibujó: N. Quintanilla		Fecha: 23/1/26	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:			
Escala 1:25,64	Peso: 0,000 kg		Hoja 2 de 2

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

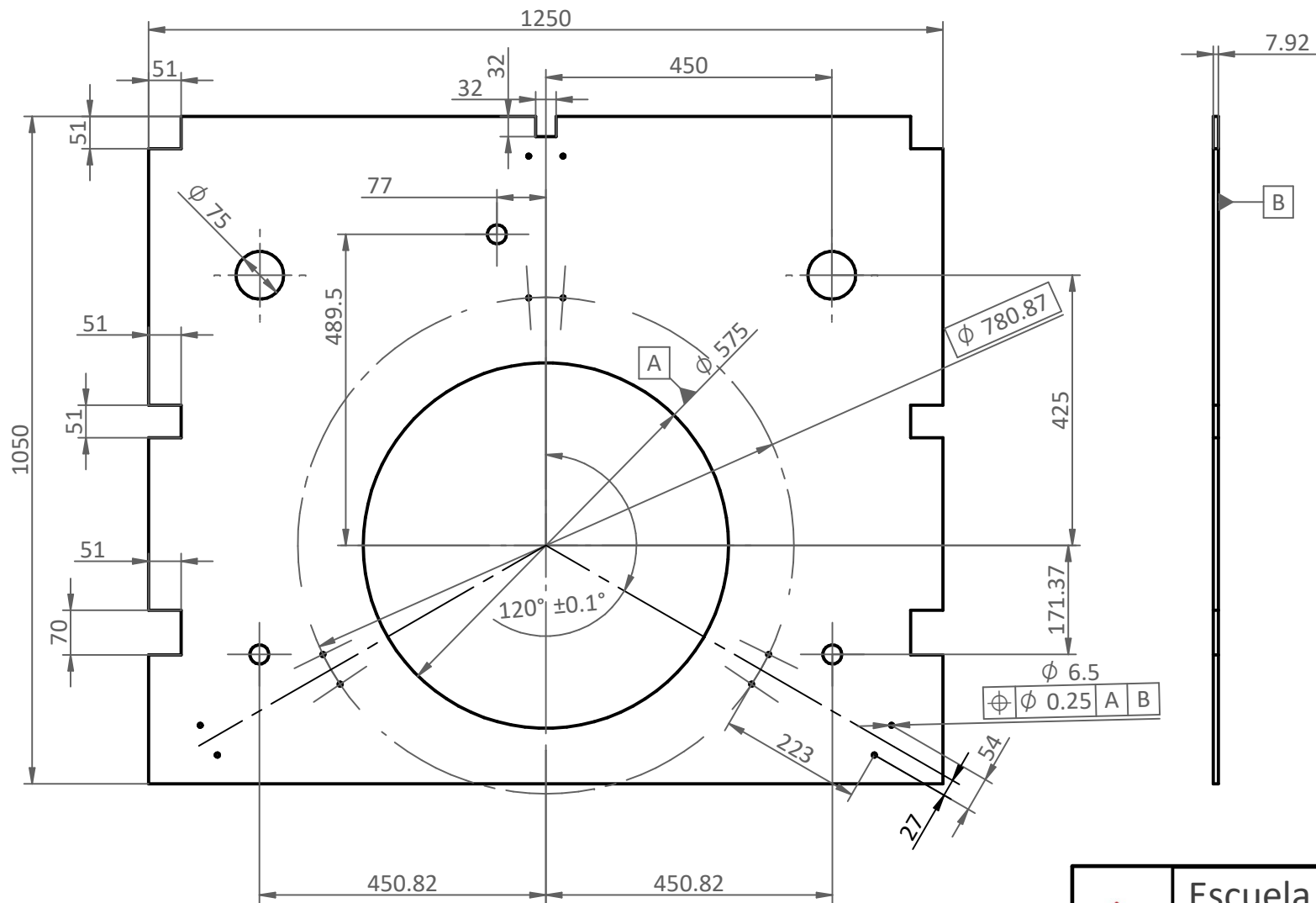
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Base	
Descripción		Chapon base de cuerpo	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	28/10/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero, estructural	
Escala	1:10	Peso:	81,290 kg
		Hoja 1 de 1	

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

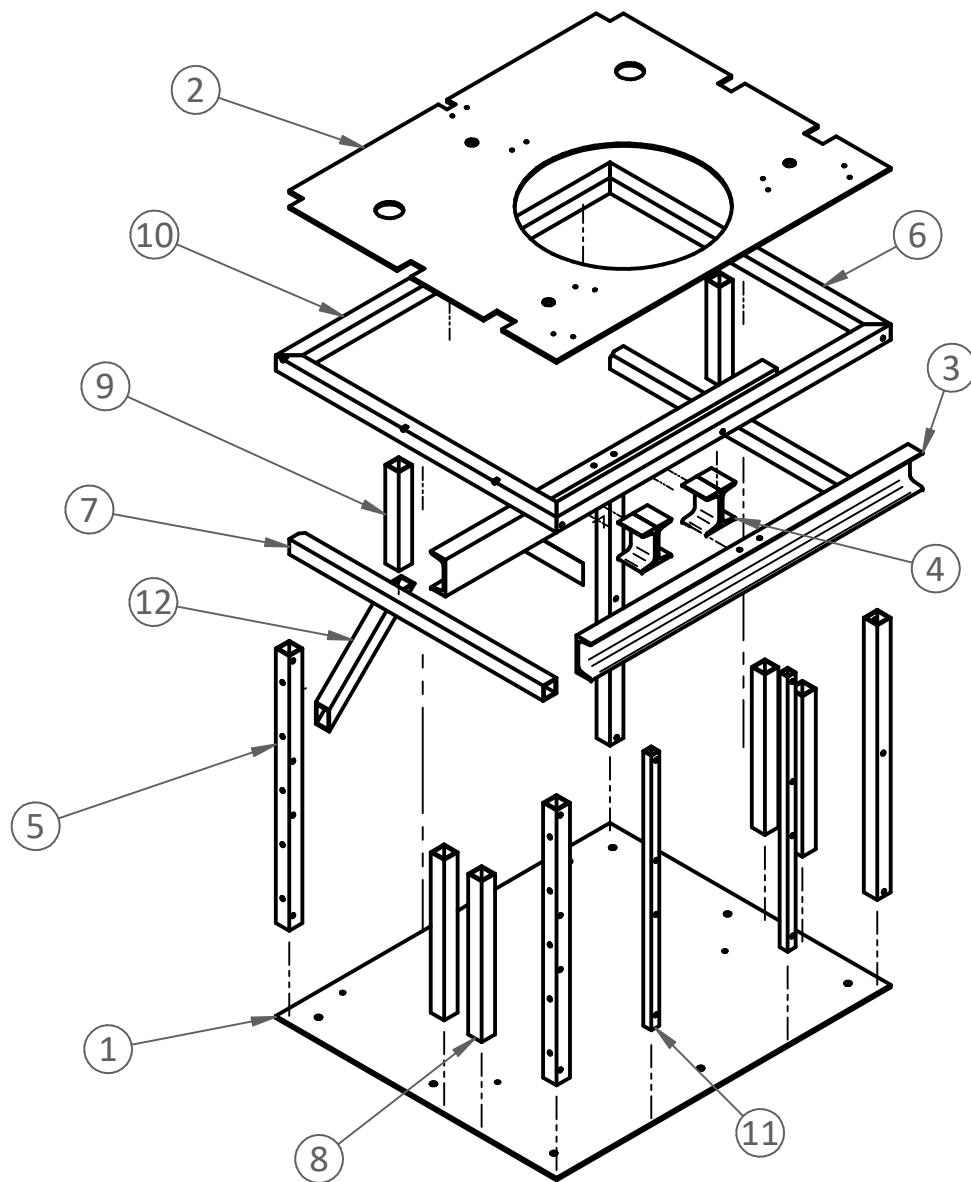
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Código	Mesada		
Descripción	Mesa soporte pistones de centrado		
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	29/10/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:	Acero, estructural		
Escala	1:10	Peso:	63,458 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

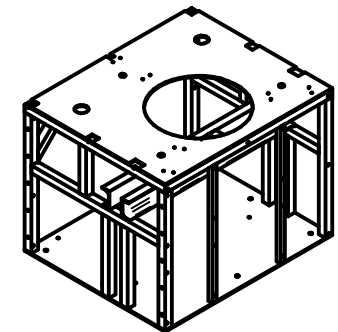
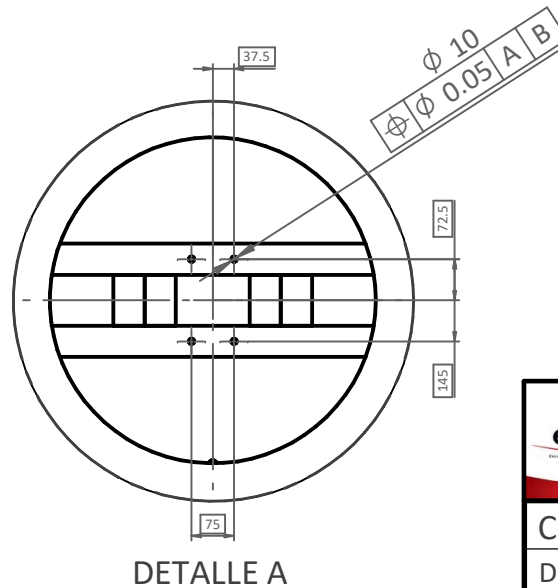
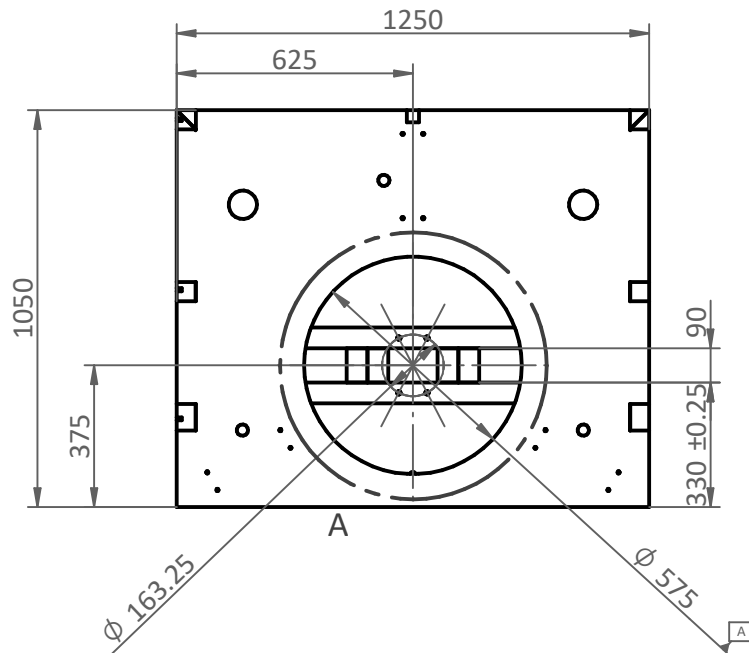
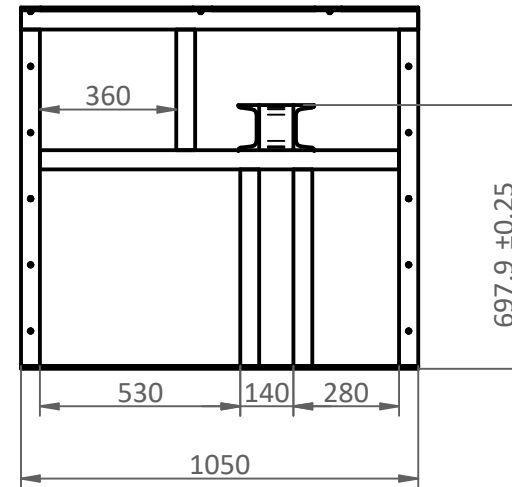
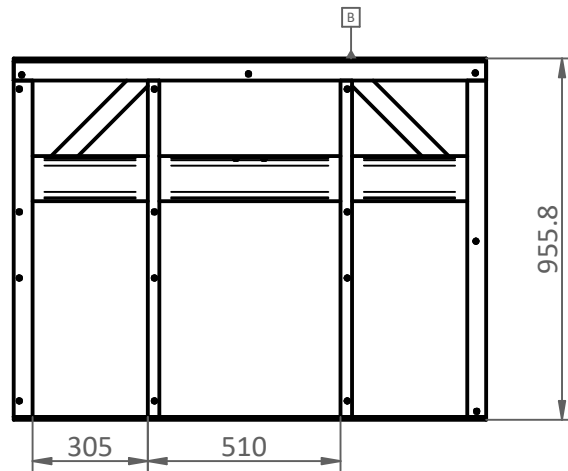


N°	Código	Descripción	Material	Cant
1	Base	Chapon base de cuerpo	Acero, estructural	1
2	Mesada	Mesa soporte pistones de centrado	Acero, estructural	1
3	UPN120-1240	UPN section 120 - UNI 5680	Acero galvanizado	2
4	UPN120-90	UPN section 120 - UNI 5680	Acero galvanizado	4
5	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	4
6	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	2
7	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	2
8	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	4
9	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	2
10	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	2
11	Tubo 30x30x890	Tubo 30x30x890	Acero, estructural	2
12	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	2

		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Soldado Inferior		
Descripción		Cuerpo soldado de la máquina Inferior		
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	18/1/26	Rev
Aprobó:		Fecha:		01
Material:				
Escala	1:20	Peso:	266,005 kg	 Hoja 1 de 2

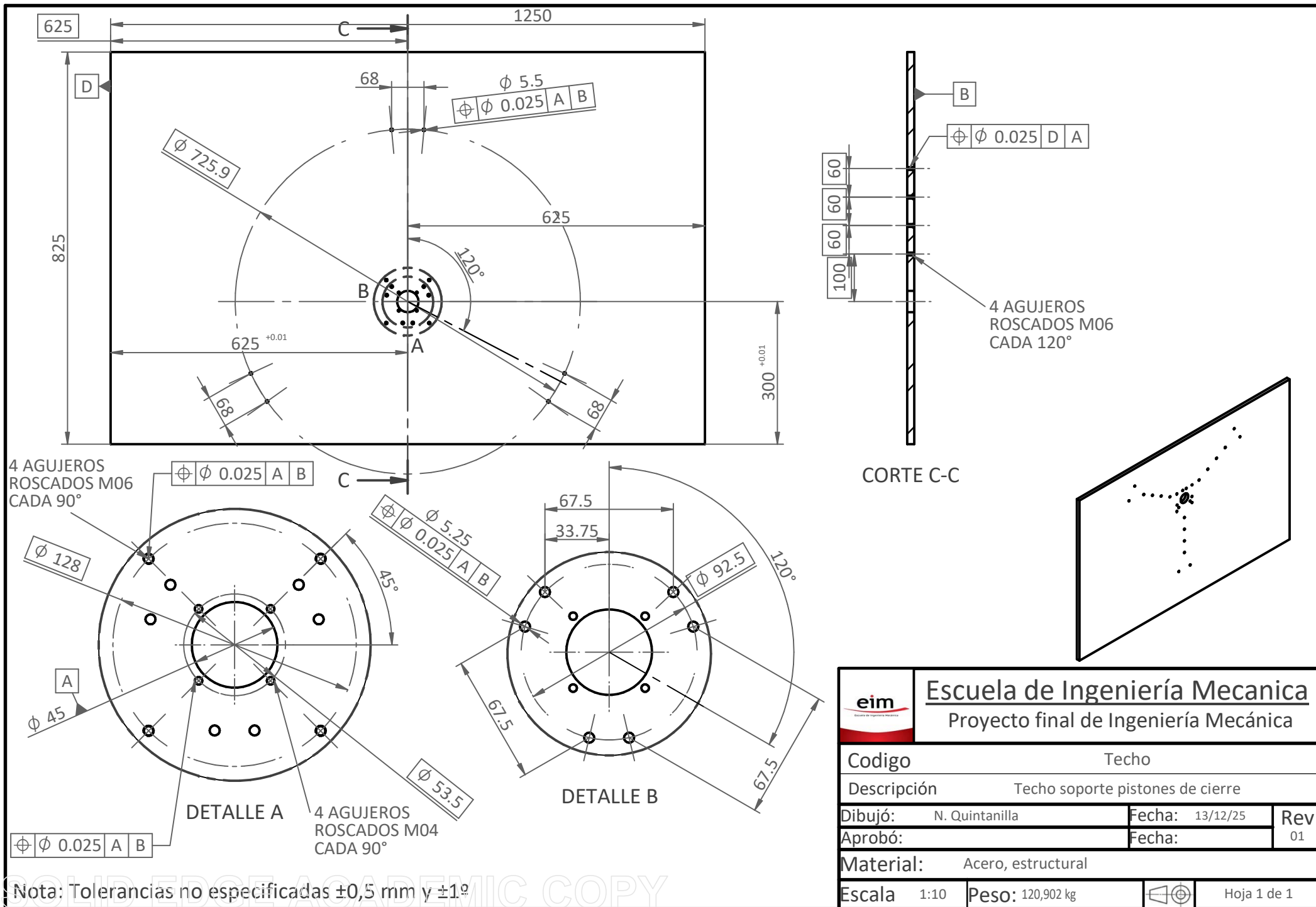
Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

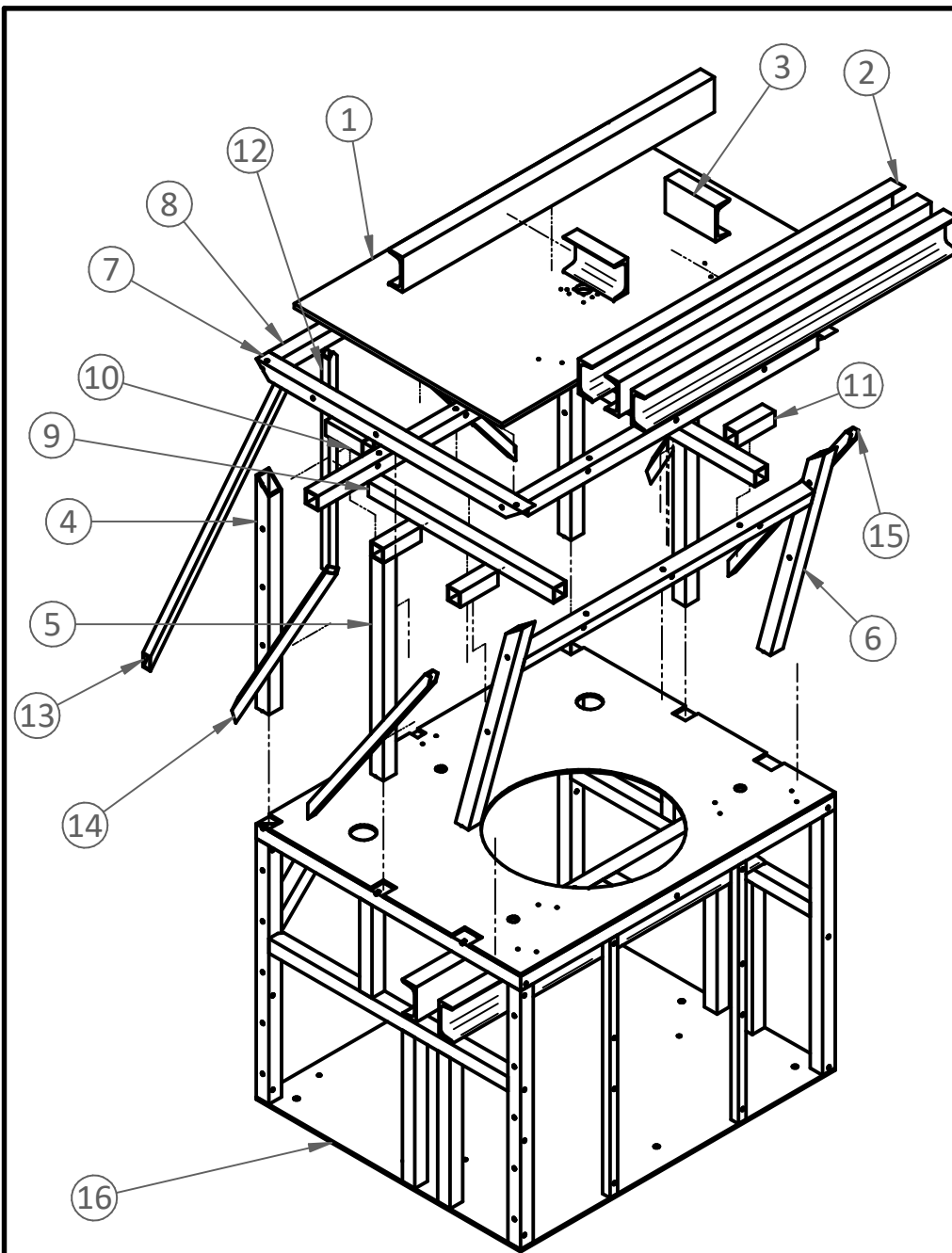


 Escuela de Ingeniería Mecánica	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Soldado Inferior	
Descripción		Cuerpo soldado de la máquina Inferior	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha: 18/1/26	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:			
Escala	1:20	Peso: 266,005 kg	 Hoja 2 de 2

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$



 Escuela de Ingeniería Mecánica		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Techo	
Descripción		Techo soporte pistones de cierre	
Dibujó: N. Quintanilla		Fecha: 13/12/25	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material: Acero, estructural			
Escala 1:10	Peso: 120,902 kg		Hoja 1 de 1



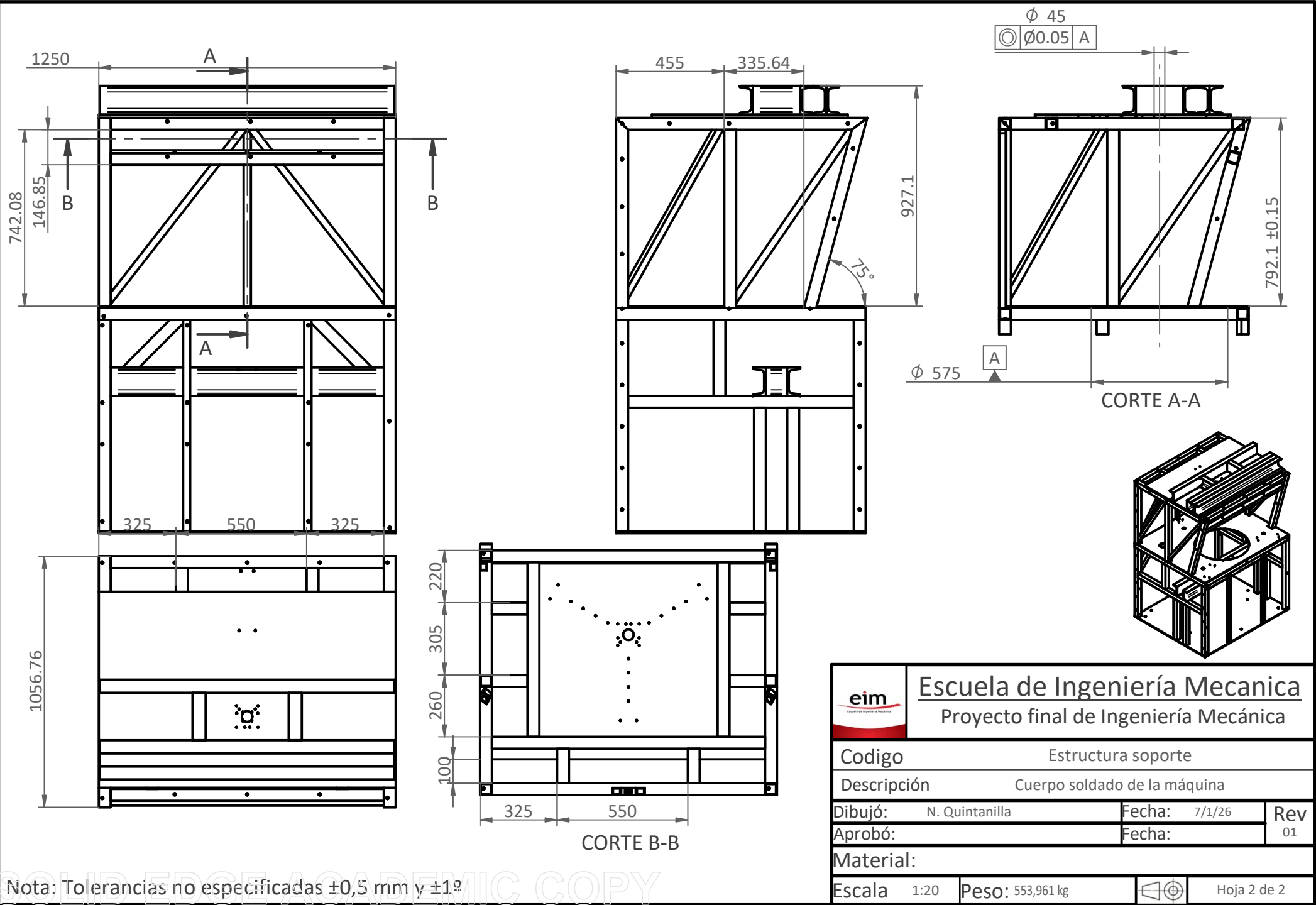
N°	Código	Descripción	Material	Cant
1	Techo	Techo soporte pistones de cierre	Acero, estructural	1
2	UPN120-1240	UPN section 120 - UNI 5680	Acero SAE1010	4
3	UPN120-200	UPN section 120 - UNI 5680	Acero galvanizado	2
4	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	2
5	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	2
6	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	2
7	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	2
8	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	4
9	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	2
10	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	2
11	Tubo	Tubo 50x50x4x150	Acero, estructural	4
12	Tubo 30x30x735	Tubo 30x30x735	Acero, estructural	1
13	Tubo 30x30x933	Tubo 30x30x735	Acero, estructural	2
14	Tubo 30x30x818	Tubo 30x30x735	Acero, estructural	2
15	Tubo 30x30x842	Tubo 30x30x735	Acero, estructural	2
16	Soldado Inferior	Cuerpo soldado de la máquina Inferior		1

Tratamiento superficial: pintura RAL 7024; Espesor de capa 80±20 um

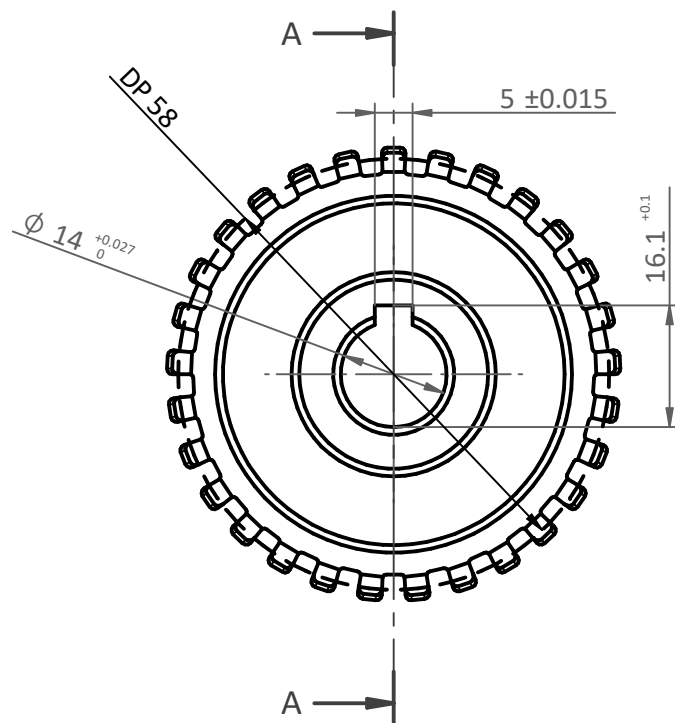
Nota: Tolerancias no especificadas ±0,5 mm y ±1°

		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Estructura soporte	
Descripción		Cuerpo soldado de la máquina	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	7/1/26
Aprobó:		Fecha:	
Material:			
Escala	1:20	Peso:	553,961 kg
			
		Hoja 1 de 2	

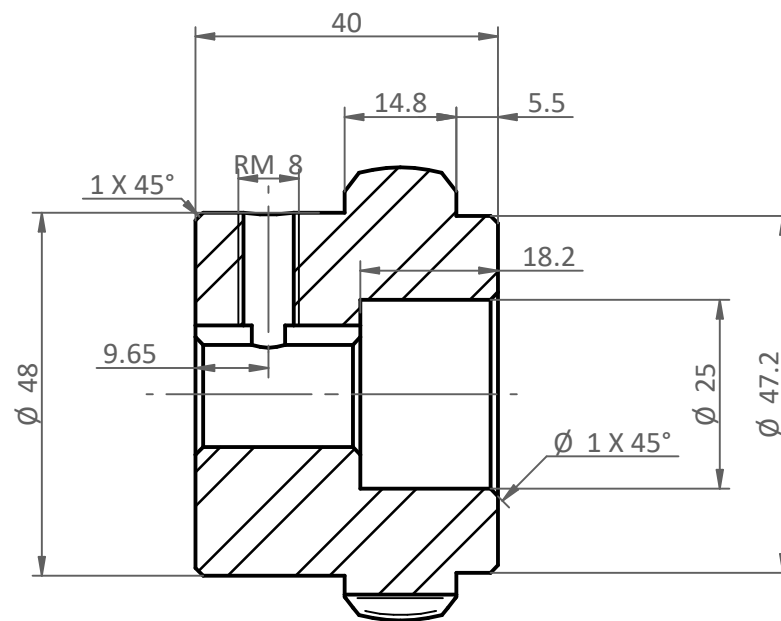
Rev
01



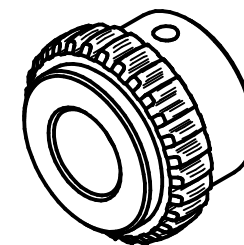
Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$



DATOS	
Módulo	2
N° dientes	29



CORTE A-A

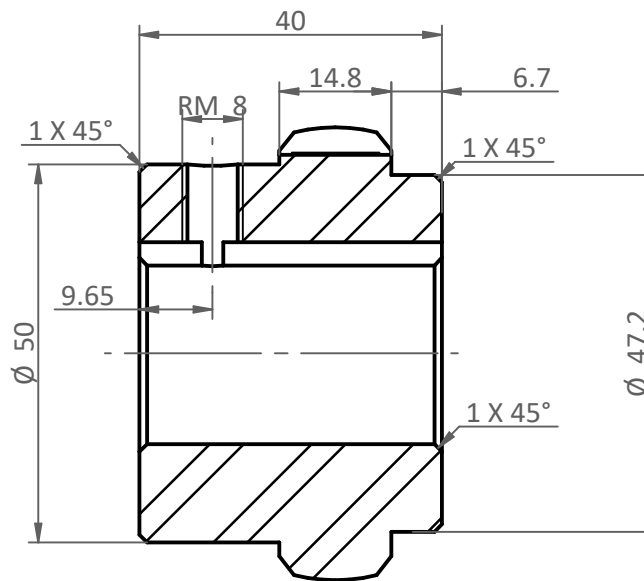
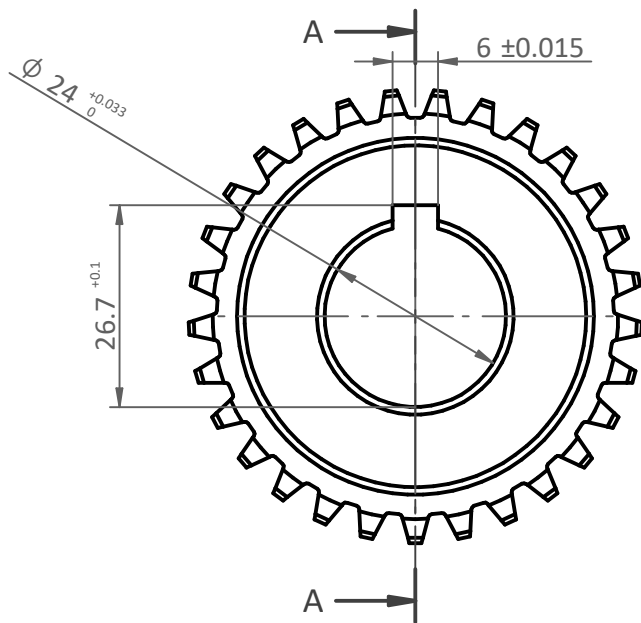


Tratamiento superficial: Galvanizado en frío, espesor de capa esperado 10±5 um

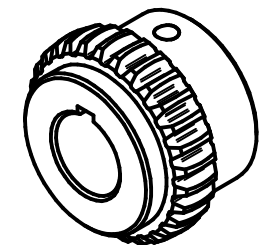
Nota: Tolerancias no especificadas ±0,5 mm y ±1.º

	Escuela de Ingeniería Mecánica		
	Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Engranaje	
Descripción		Engranaje ADA 5/7 lado motor diam. 15.9 chaveta 4 mm	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	25/10/10
Aprobó:		Fecha:	
Material:		SAE 1026	
Escala	1:1	Peso:	0,535 kg
		Hoja 1 de 1	

Rev
02



CORTE A-A

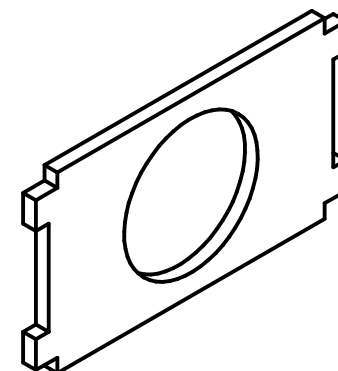
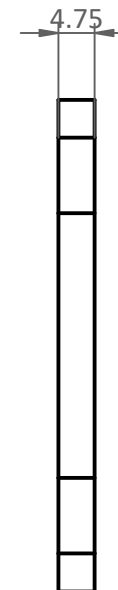
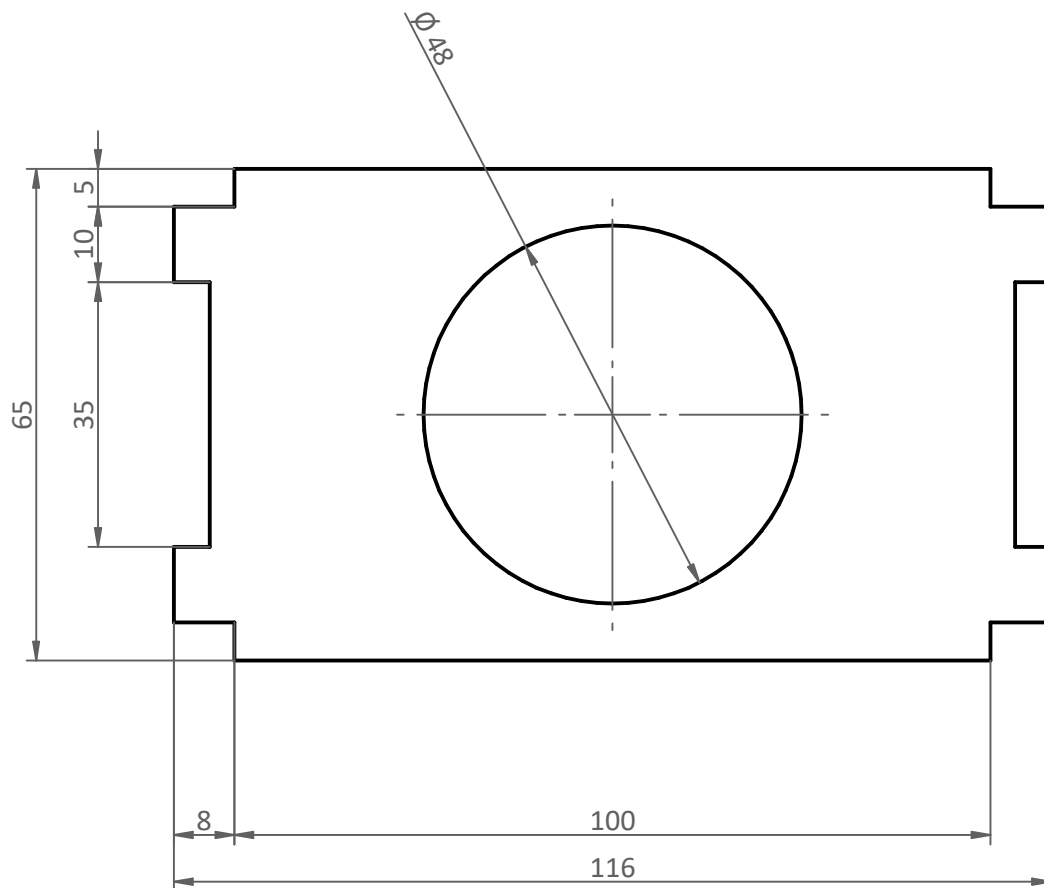


DATOS	
Módulo	2
Nº dientes	29

	Escuela de Ingeniería Mecánica		
	Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Código	Engranaje		
Descripción	Engranaje ADA 5/7 lado rodete		
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	25/10/10
Aprobó:		Fecha:	
Material:	SAE 1026		
Escala	1:1	Peso:	0,504 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

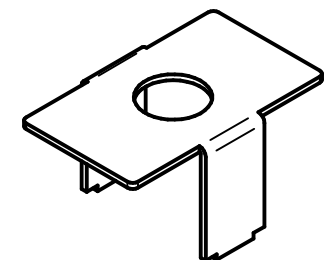
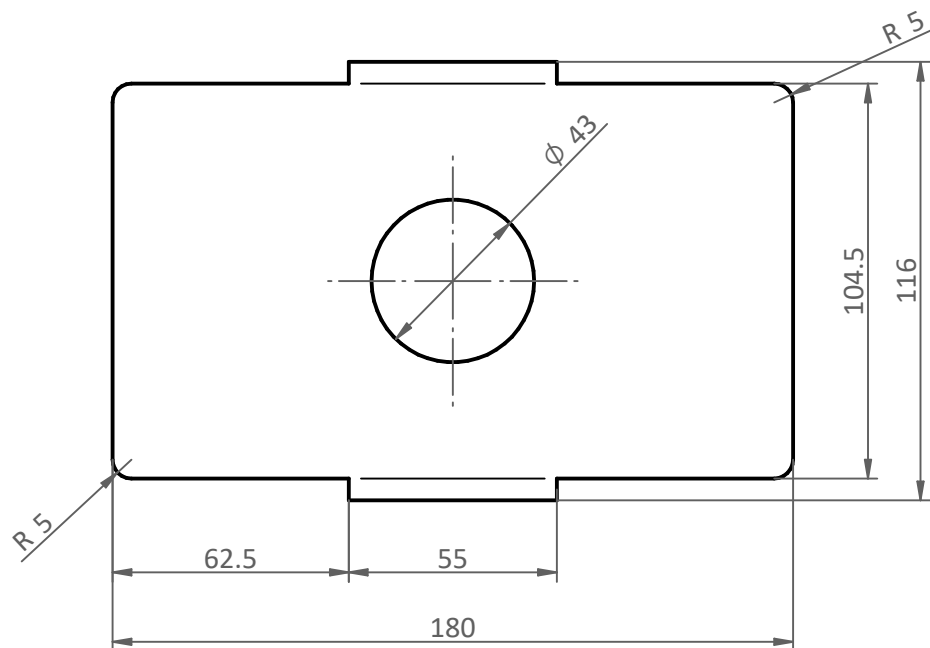
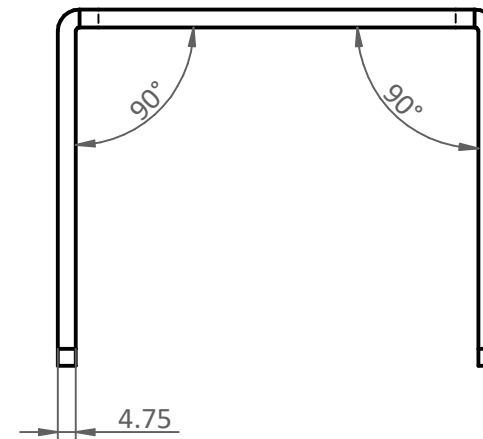
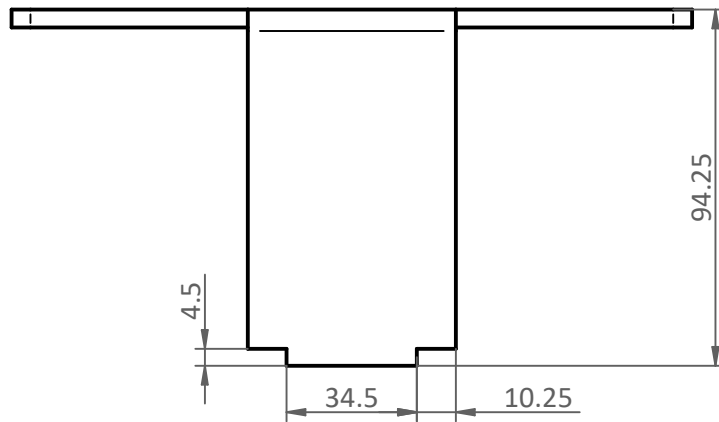
SOLID EDGE/ACADEMIC COPY



		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Base SS	
Descripción		Base soporte servomotor A	
Dibujó: N. Quintanilla		Fecha: 6/11/25	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1010	
Escala 1:1	Peso: 0,188 kg		Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

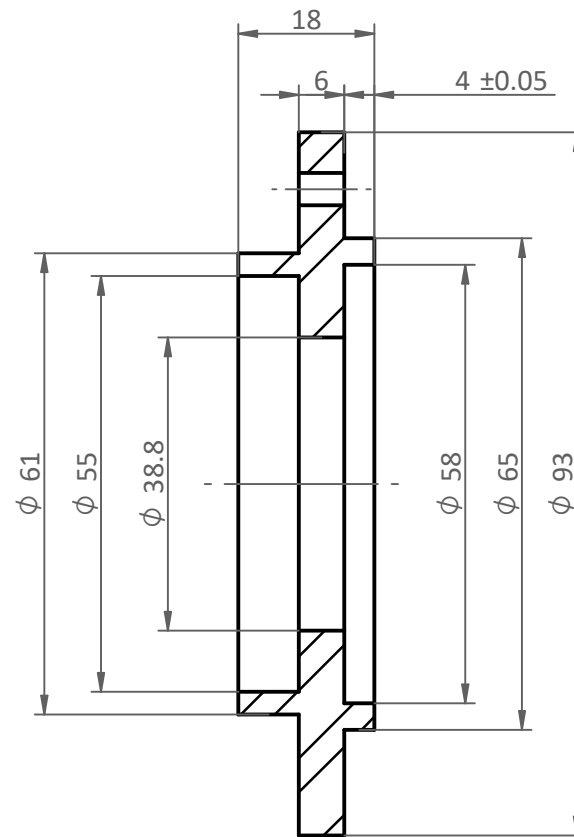
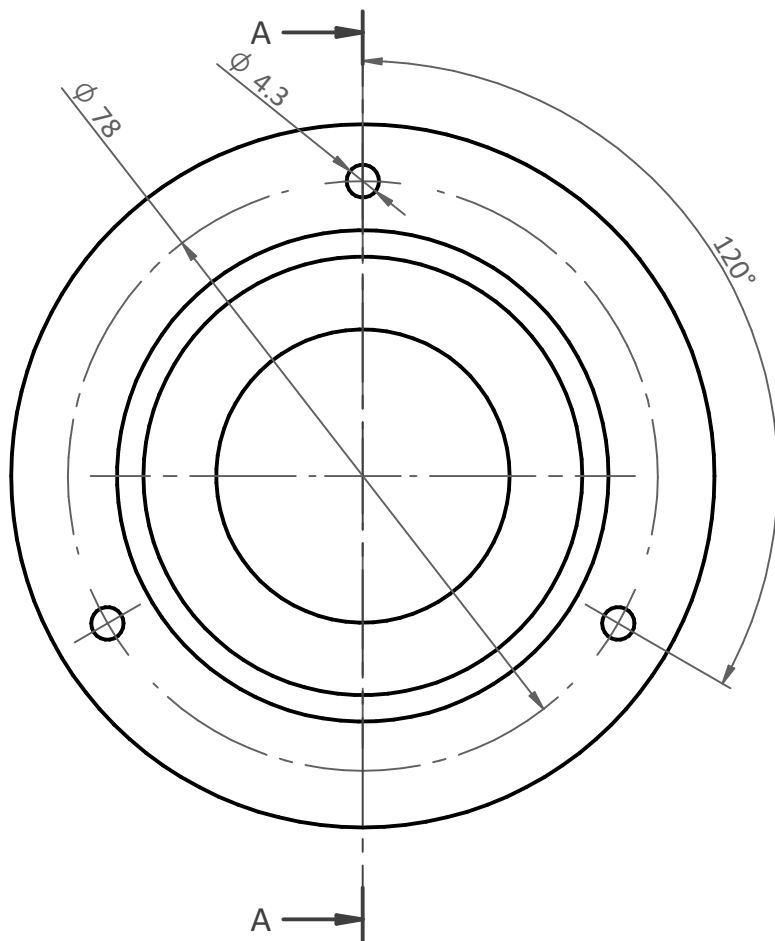
SOLID EDGE/ACADEMIC COPY



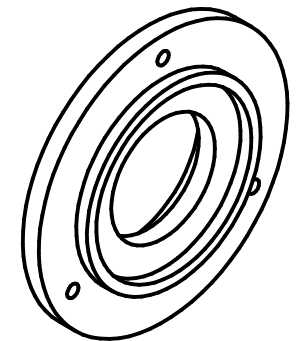
 Escuela de Ingeniería Mecánica	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Plegado SS	
Descripción		Plegado soporte servomotor A	
Dibujó:	Nico	Fecha:	6/11/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1010	
Escala	1:2	Peso:	0,985 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



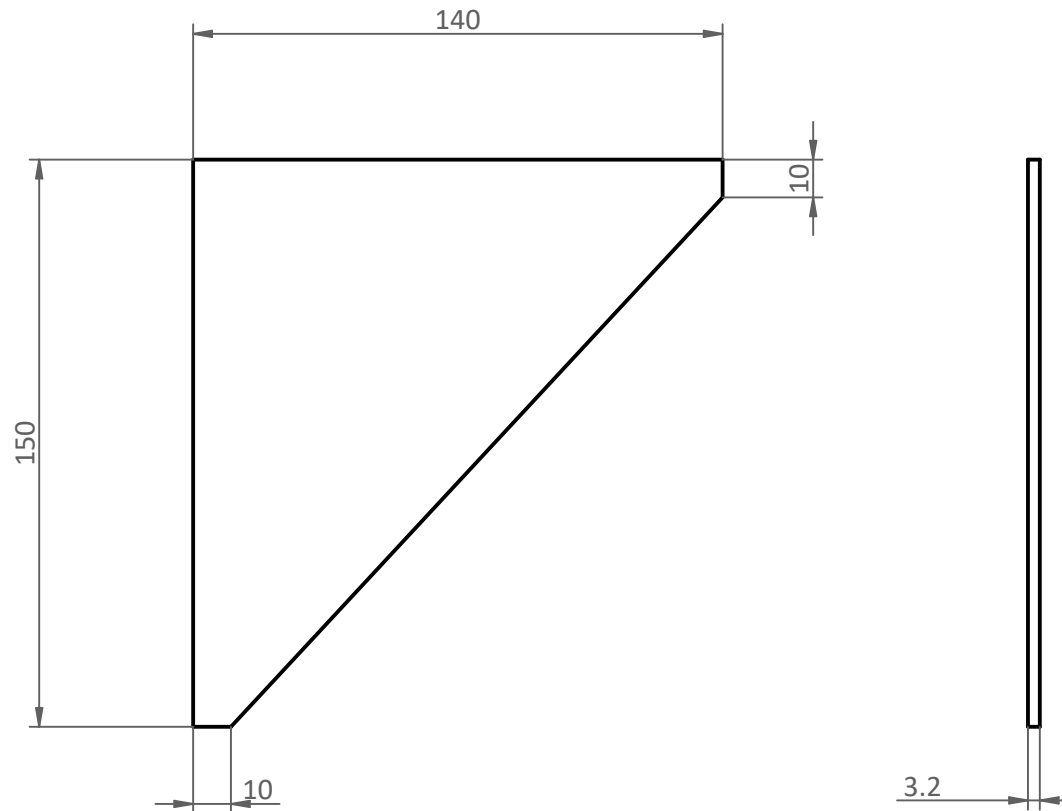
CORTE A-A



Tratamiento superficial: Galvanizado; Espesor de capa $10 \pm 5 \mu\text{m}$

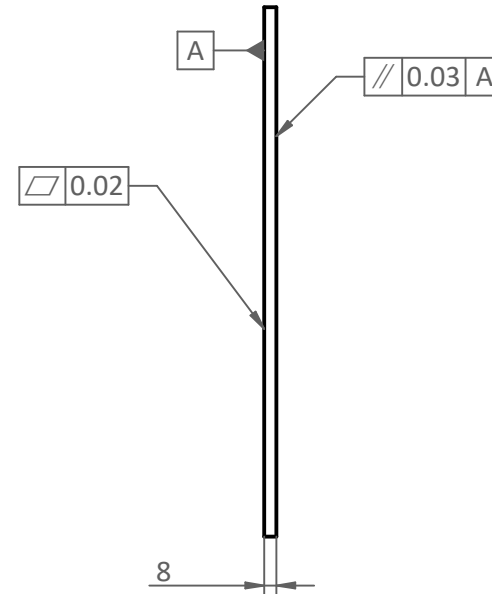
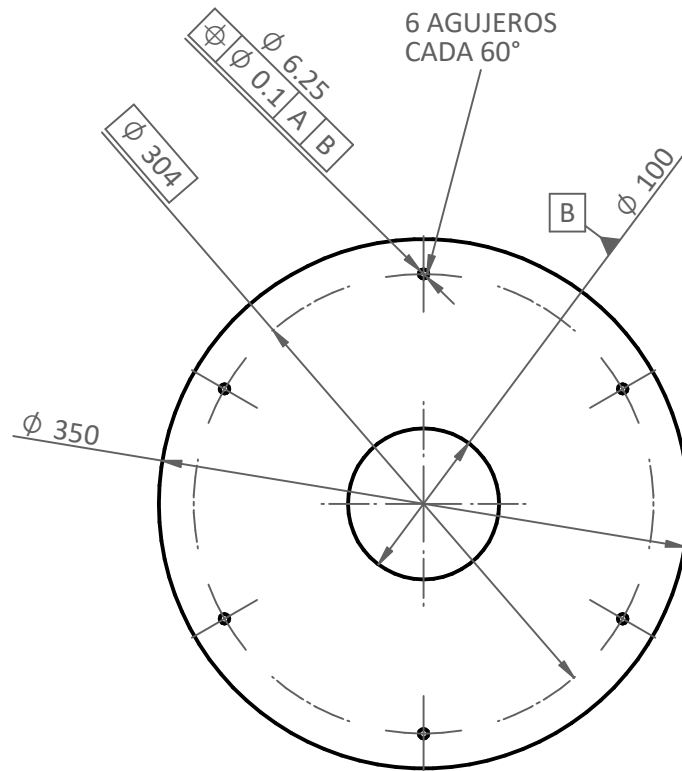
Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5 \text{ mm}$ y $\pm 1^\circ$

	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Tapa bancada	
Descripción		Tapa precarga bancada inferior	
Dibujó: N. Quintanilla		Fecha: 8/11/25	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1026	
Escala 1:1	Peso: 0,317 kg		Hoja 1 de 1



 Escuela de Ingeniería Mecánica		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Refuerzo	
Descripción		Refuerzo del eje	
Dibujó: N. Quintanilla		Fecha: 25/10/25	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material: Acero SAE1010			
Escala 1:2	Peso: 0,298 kg		Hoja 1 de 1

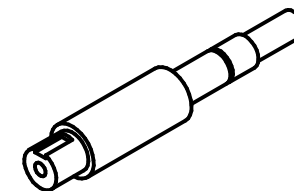
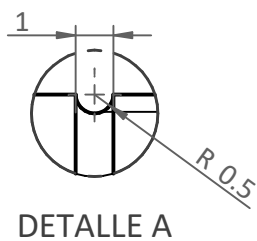
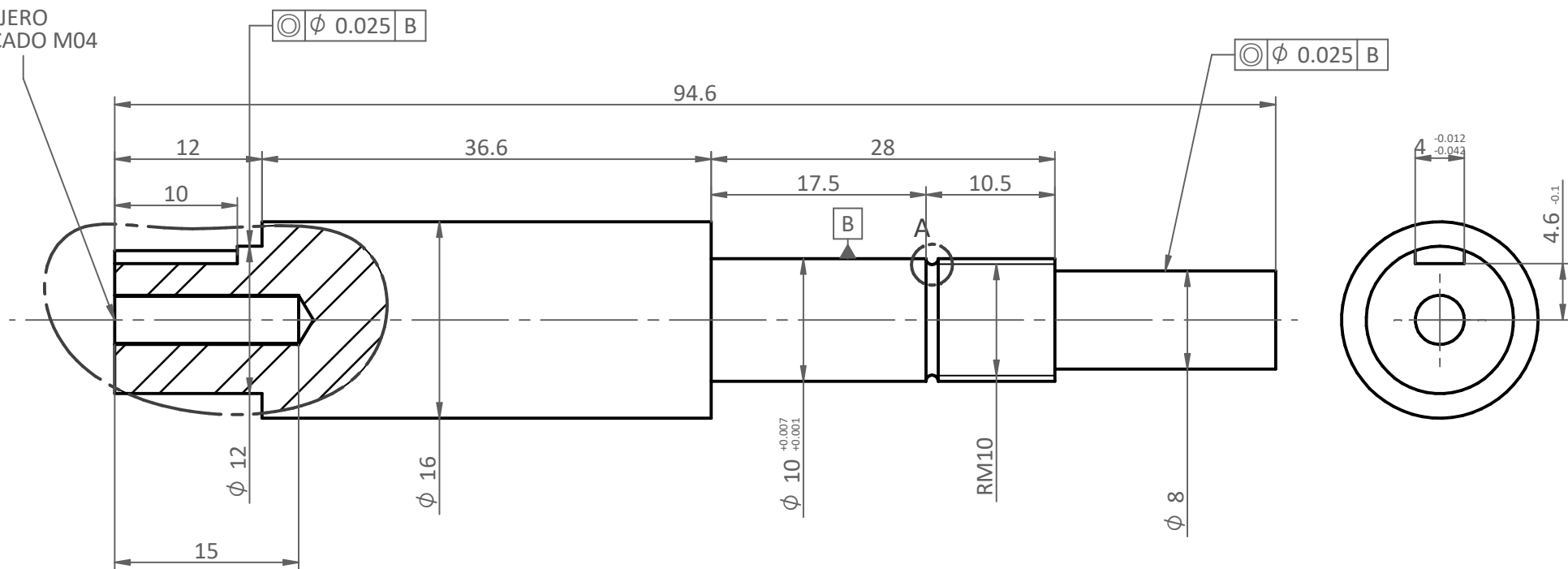
Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$



	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Disco	
Descripción		Disco soporte mesa rodete	
Dibujó:	Nicolás Quintanilla	Fecha:	25/10/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1026	
Escala	1:5	Peso:	5,525 kg
			Hoja 1 de 1

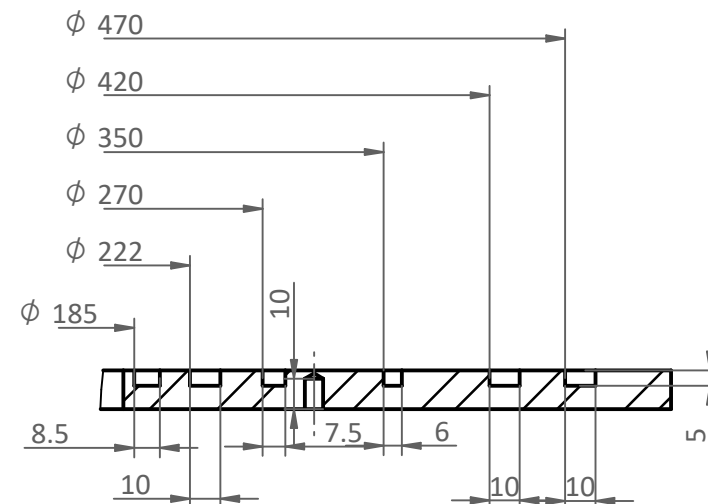
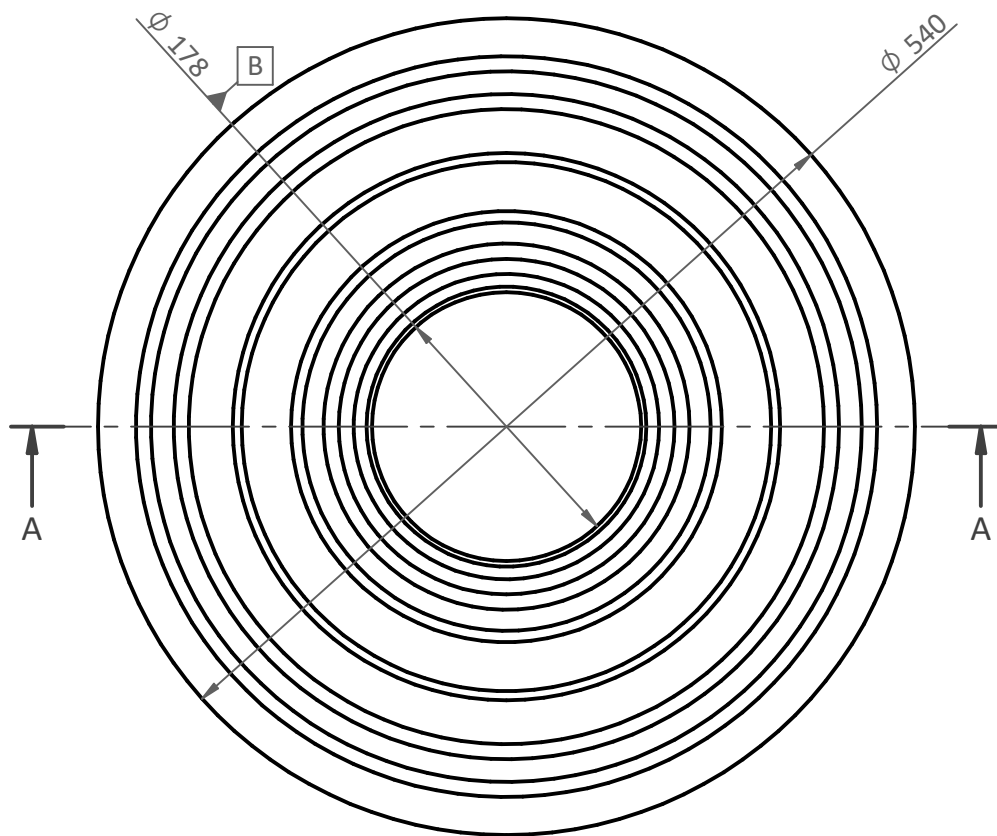
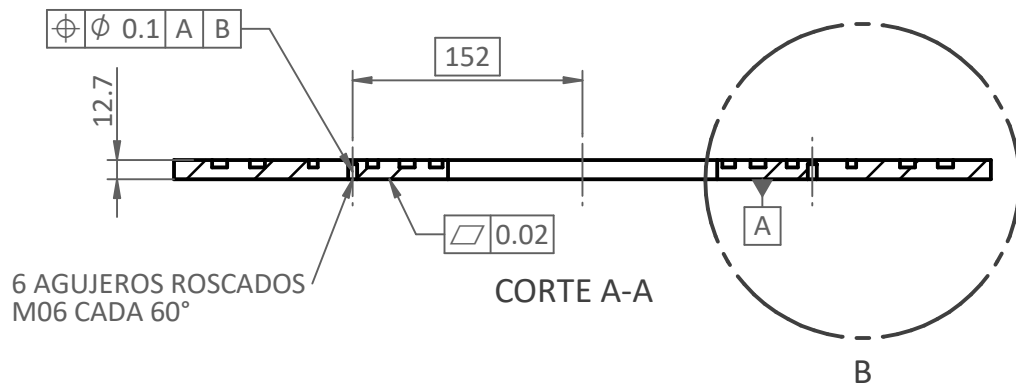
Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE/ACADEMIC COPY

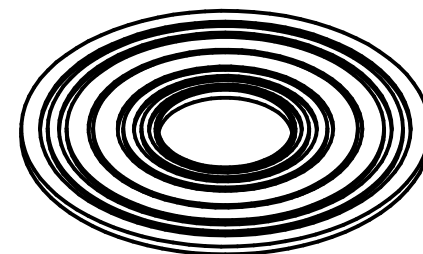


		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Eje engrane	
Descripción		Eje engranaje motriz	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	3/12/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1045	
Escala	2:1	Peso:	0,091 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$



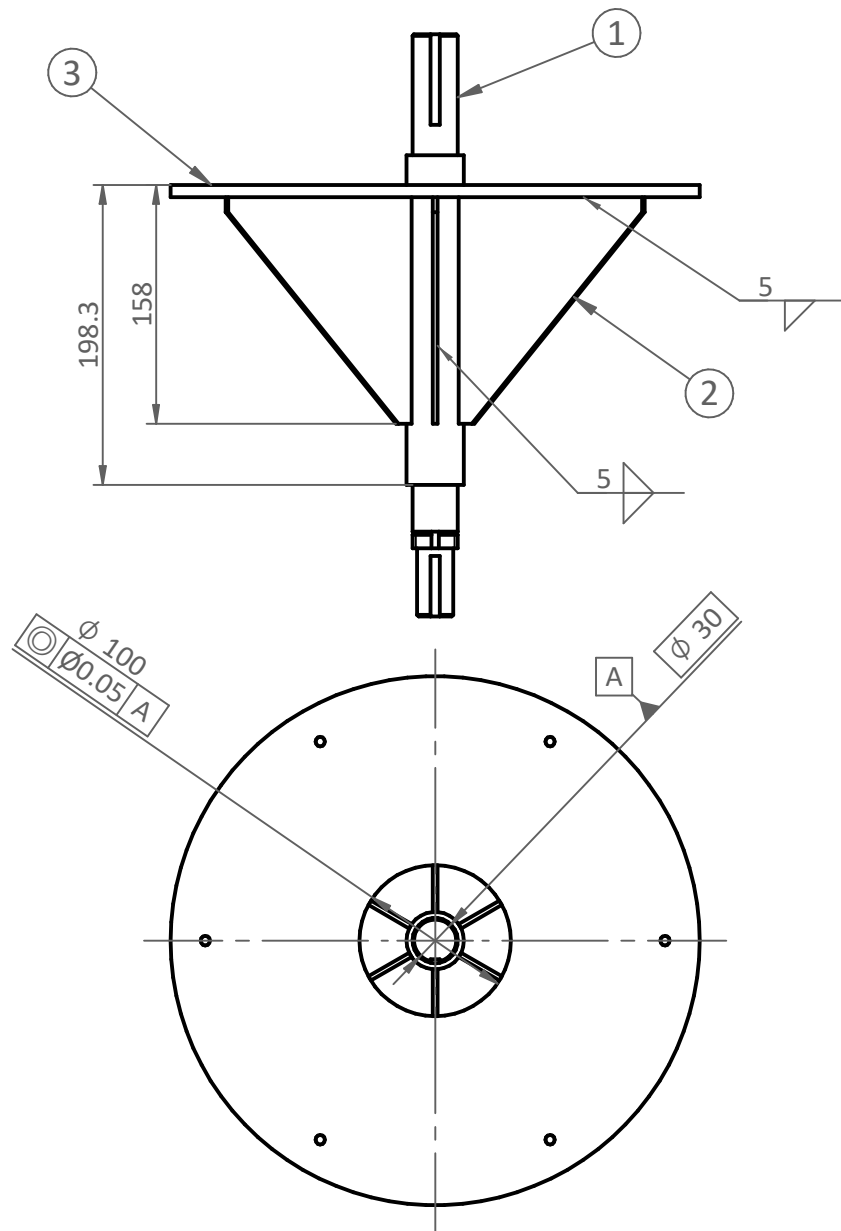
DETALLE B



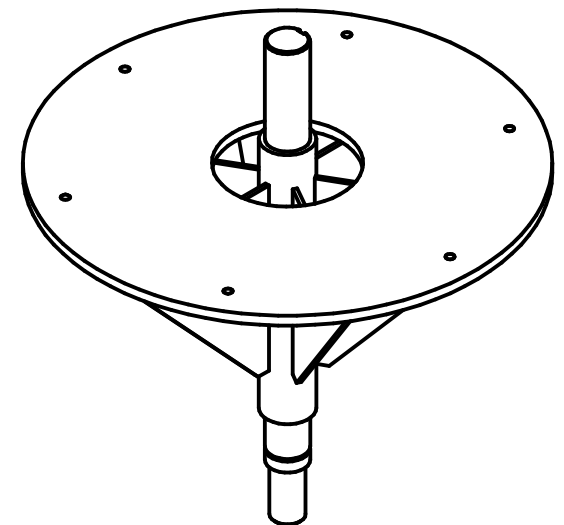
Tratamiento superficial: pintura electroestática color RAL 7001; Espesor 80±20 um

Nota: Tolerancias no especificadas ±0,5 mm y ±1°

		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Base soporte rodete	
Descripción		Base soporte aros de goma para rodete	
Dibujó: N. Quintanilla		Fecha: 25/10/25	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1026	
Escala 1:5	Peso: 18,167 kg		Hoja 1 de 1



N°	Código	Descripción	Material	Cant
1	Eje rodete	Eje de giro del rodete	Acero SAE8620	1
2	Refuerzo	Refuerzo del eje	Acero SAE1010	6
3	Disco	Disco soporte mesa rodete	Acero SAE1026	1

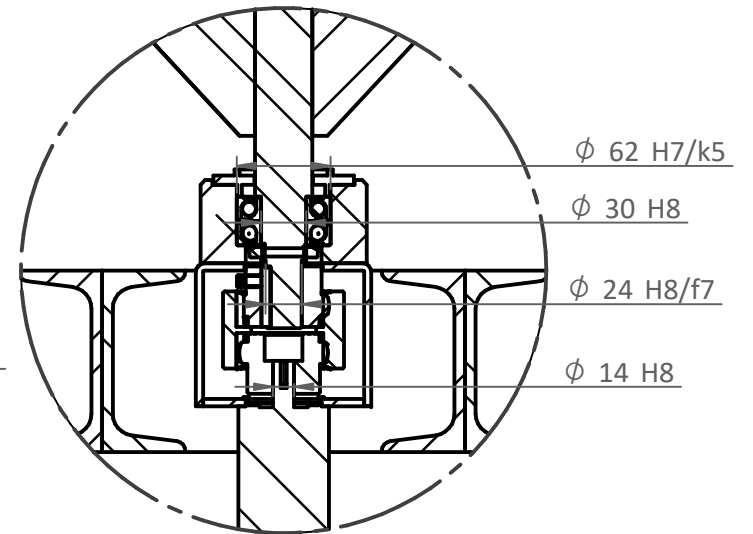
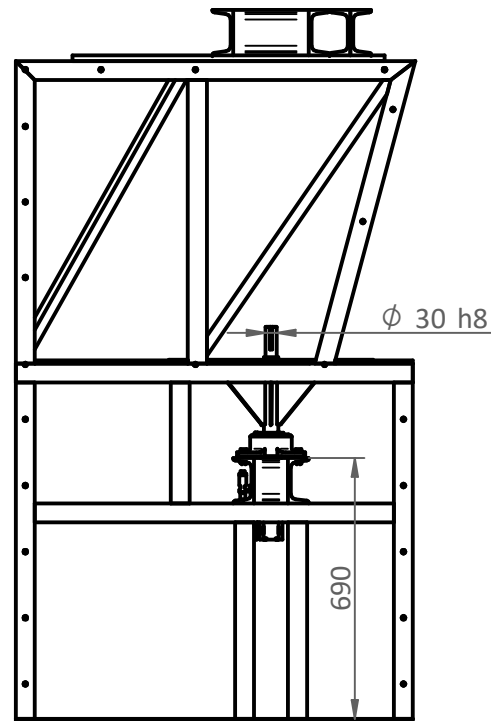
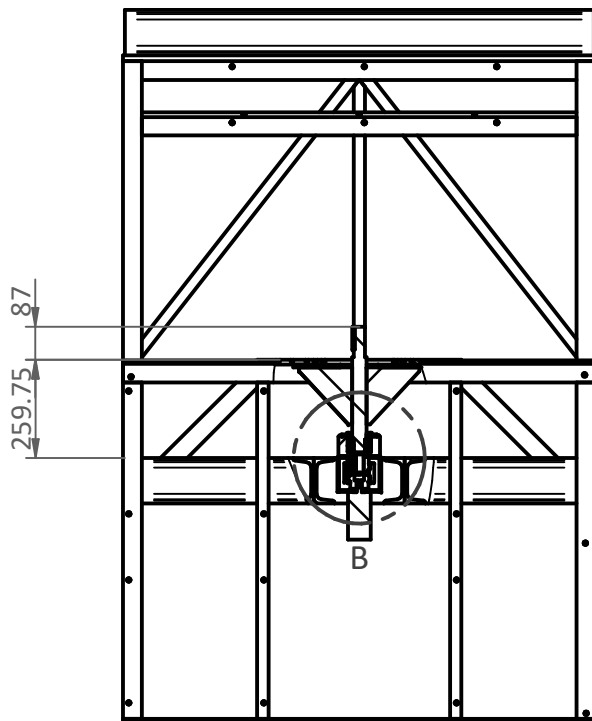


Nota: Se realiza misma soldadura para los 6 refuerzos

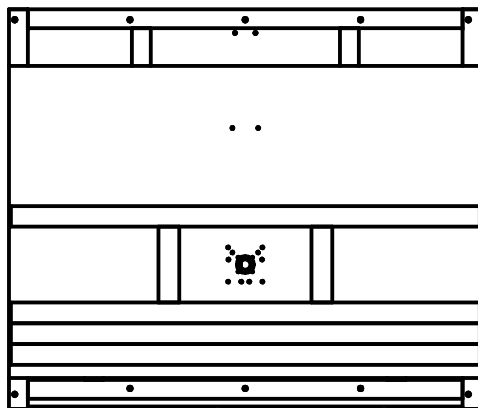
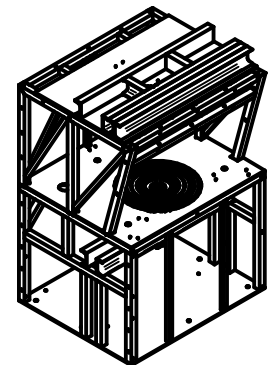
Tratamiento superficial: Galvanizado en frío, espesor de capa esperado $10 \pm 5 \mu\text{m}$

Nota 2: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5 \text{ mm}$ y $\pm 1^\circ$

		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Eje central		
Descripción		Eje soldado con refuerzo soporte rodete		
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	25/10/25	Rev
Aprobó:		Fecha:		01
Material:				
Escala	1:5	Peso:	0,000 kg	 Hoja 1 de 1

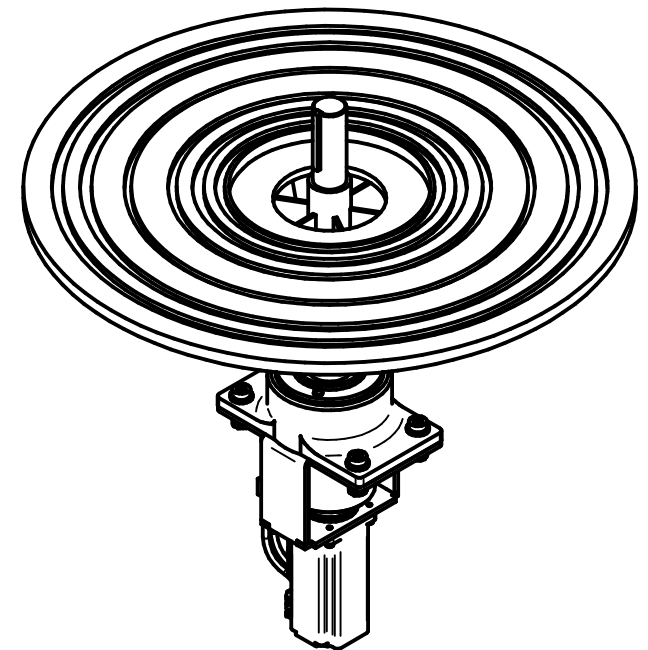
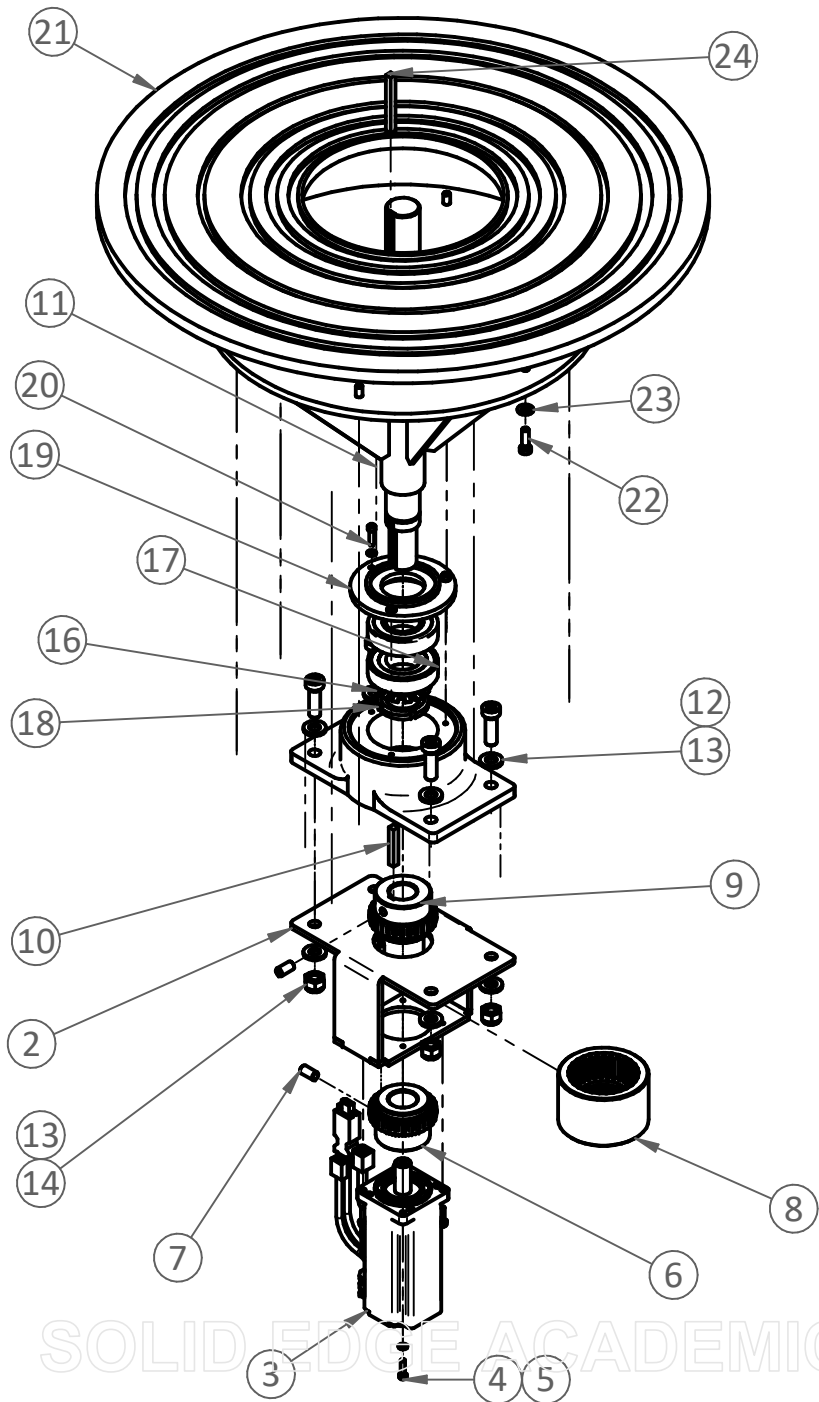


DETALLE B

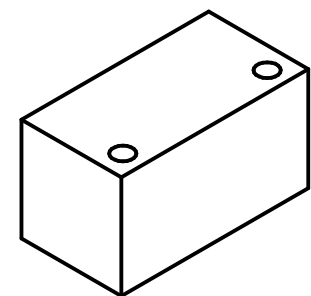
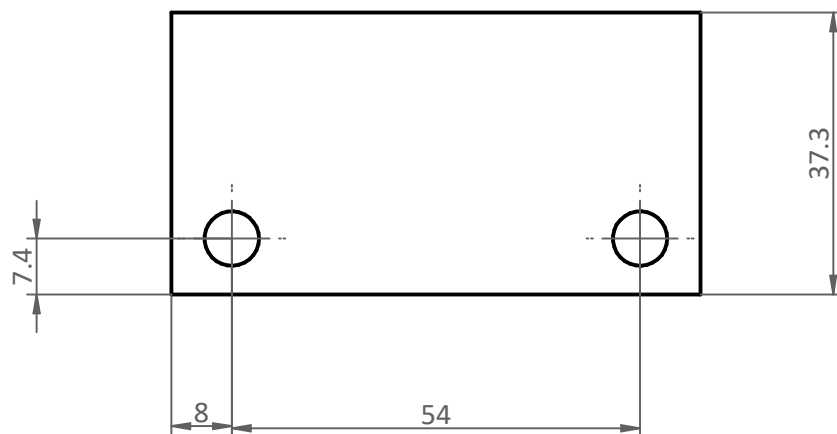
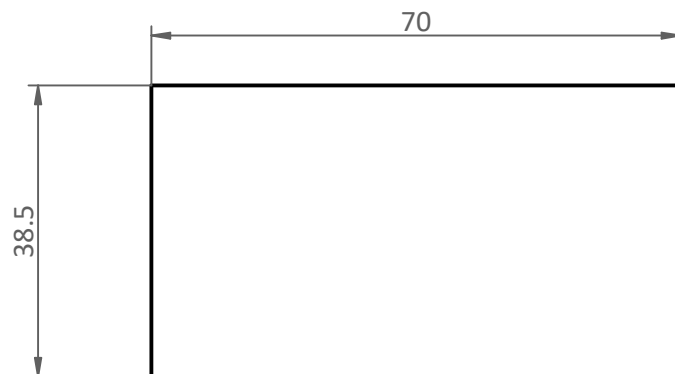


SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Motaje eje rodete	
Descripción		Montaje sistema de posicionamiento angular	
Dibujó: N. Quintanilla		Fecha: 19/1/26	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:			
Escala	1:20	Peso: 587,939 kg	 Hoja 1 de 3



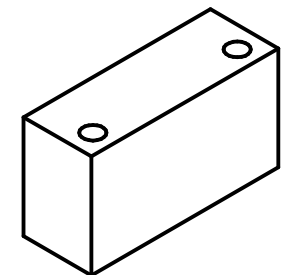
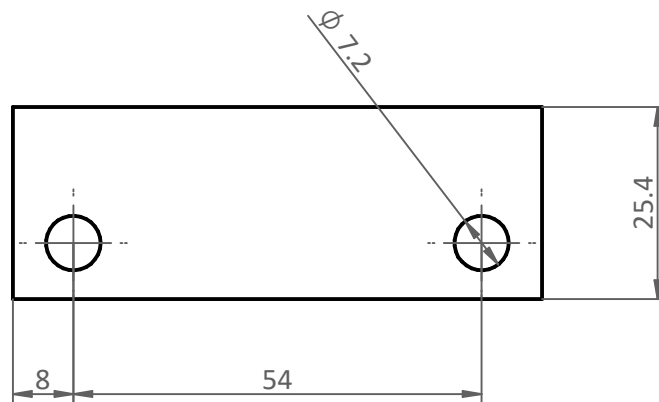
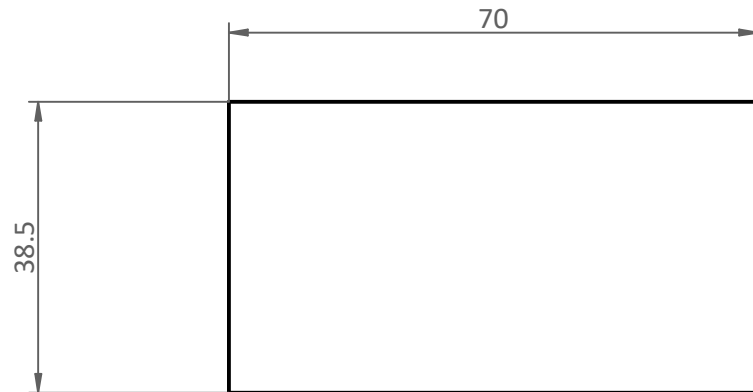
	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo	Motaje eje rodete		
Descripción	Montaje sistema de posicionamiento angular		
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha: 19/1/26	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:			
Escala	1:6,67	Peso: 587,939 kg	 Hoja 2 de 3



	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Base 1	
Descripción		Base pistón delantera	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	1/11/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1026	
Escala	1:1	Peso:	0,763 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

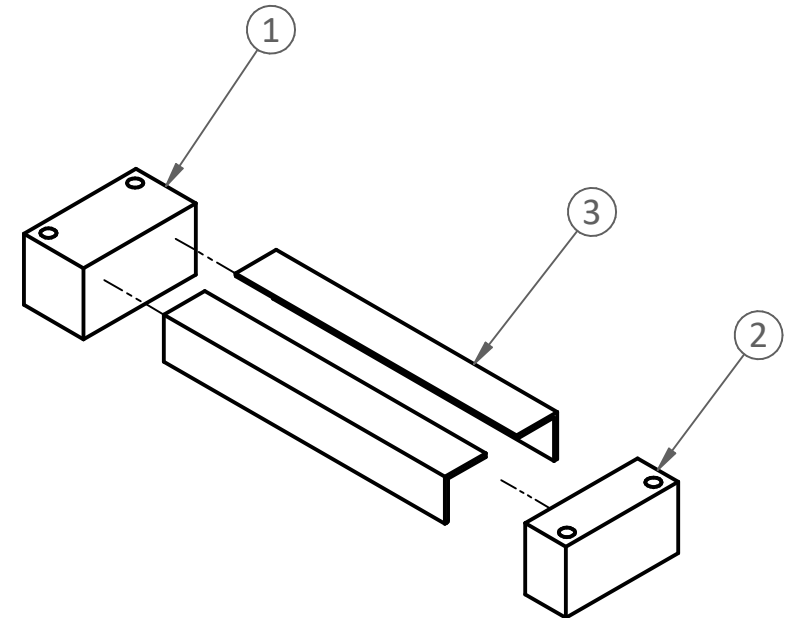
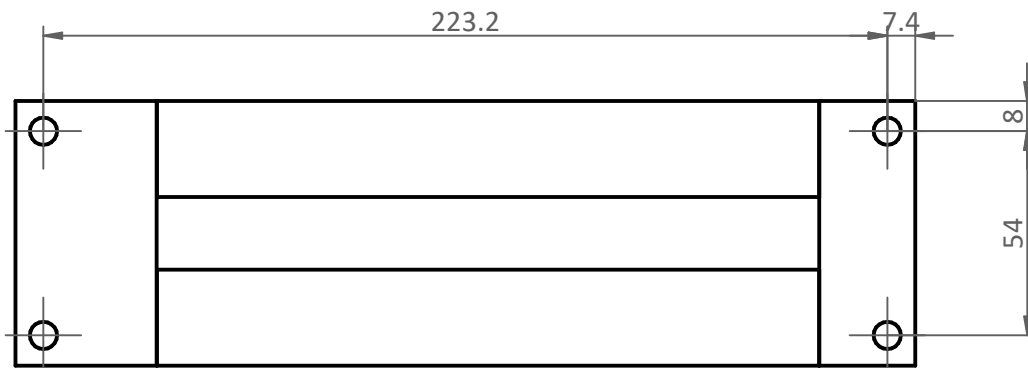
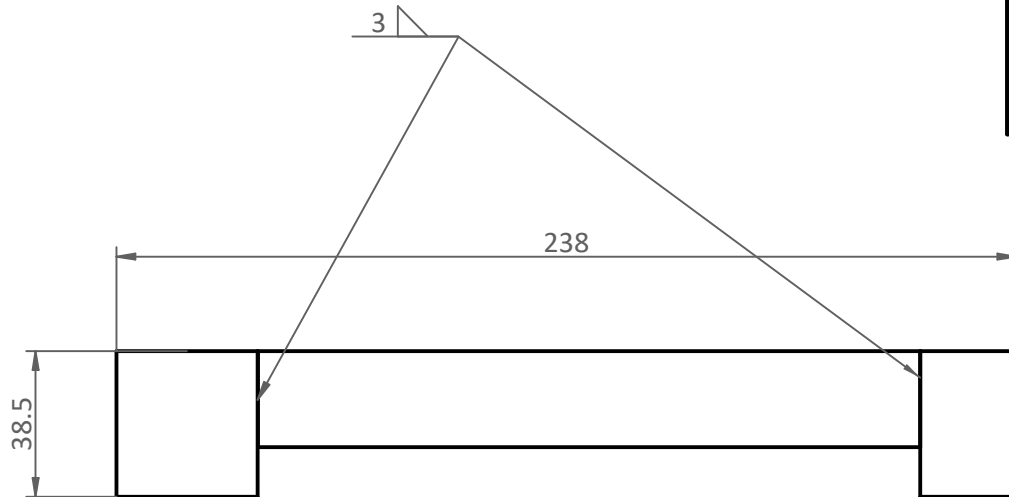


	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Base 2	
Descripción		Base pistón trasera	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	1/11/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1026	
Escala	1:1	Peso:	0,512 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

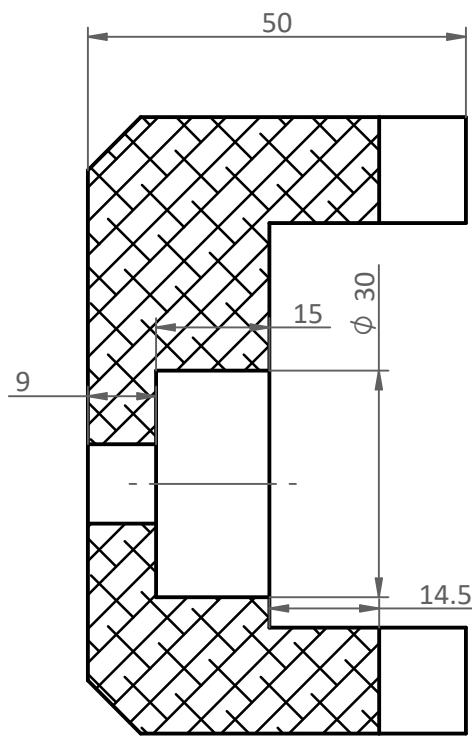
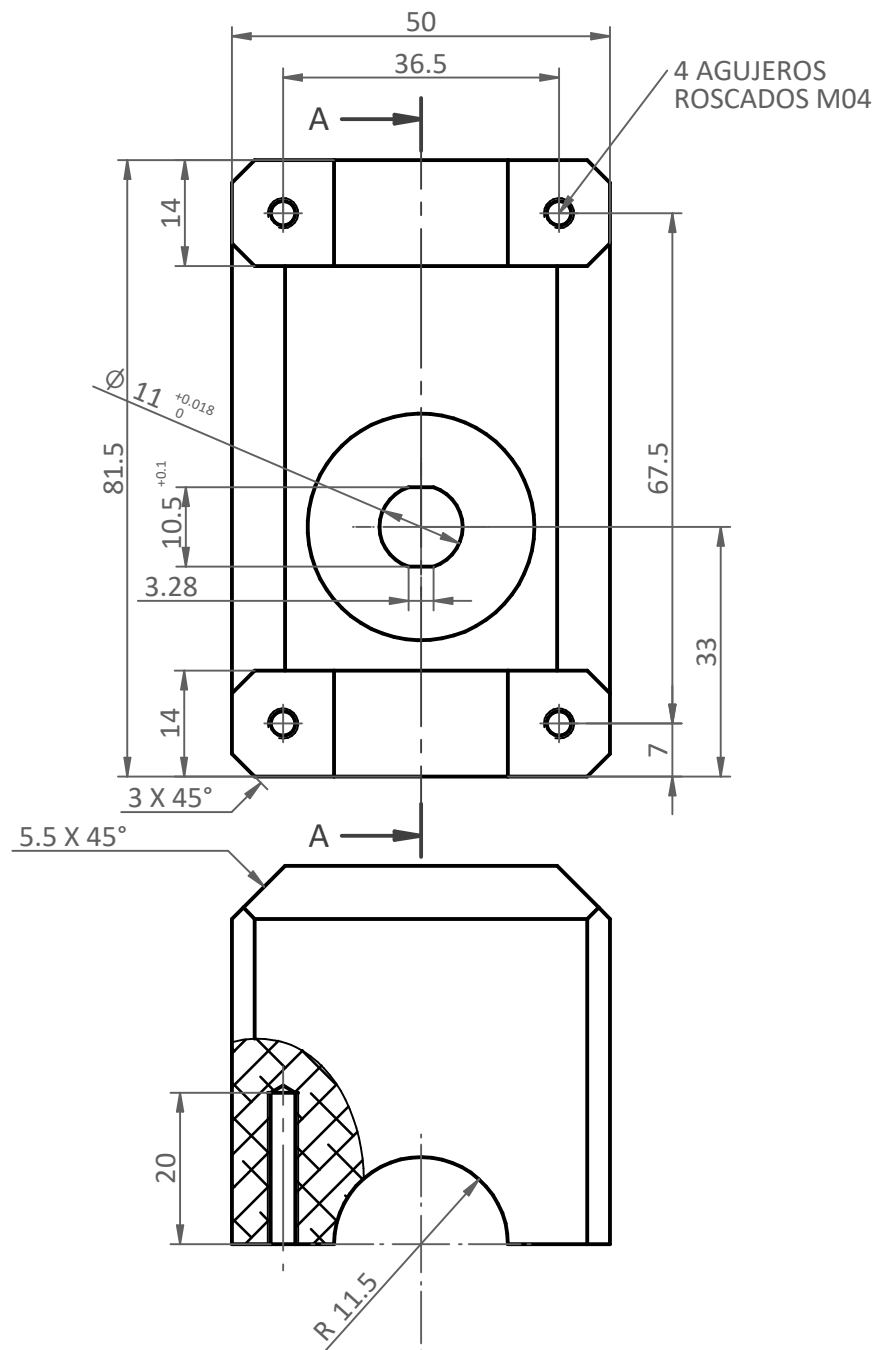
N°	Código	Descripción	Material	Cant
1	Base 1	Base pistón delantera	Acero SAE1026	1
2	Base 2	Base pistón trasera	Acero SAE1026	1
3	Base 3	Angulo 1"x1"x175,3mm	Acero SAE1010	2



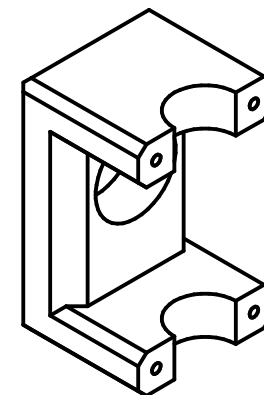
	Escuela de Ingeniería Mecánica		
	Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Conjunto centrado	
Descripción		Conjunto de pistones de centrado	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	16/1/26
Aprobó:		Fecha:	
Material:			
Escala	1:2	Peso:	1,542 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

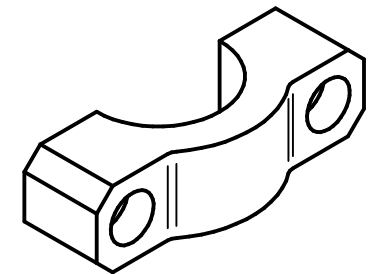
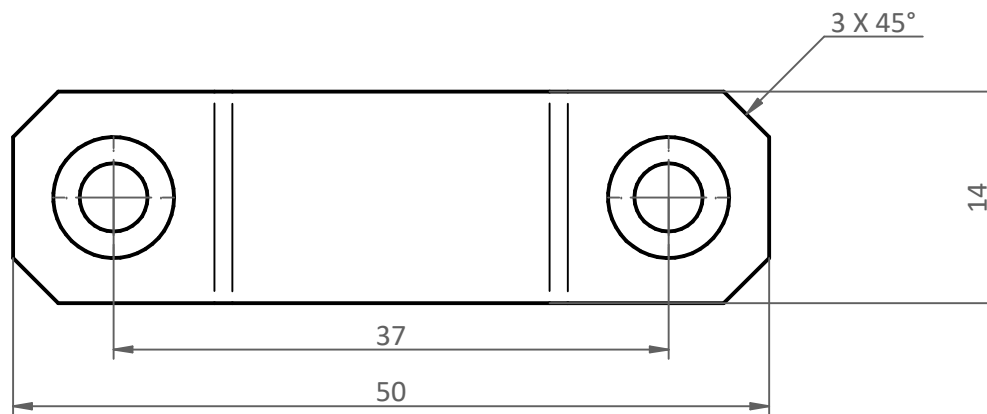
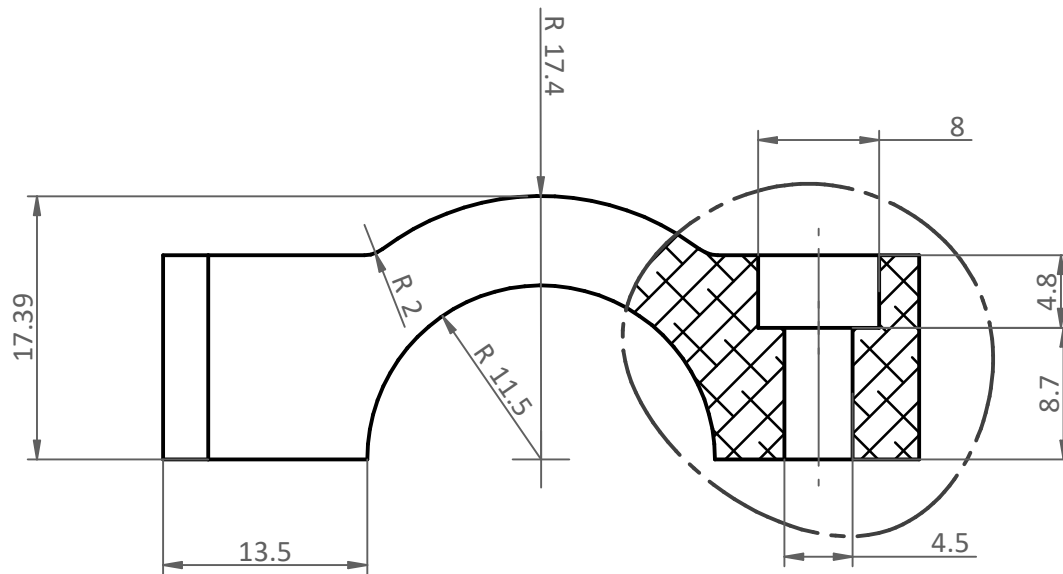


CORTE A-A



Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

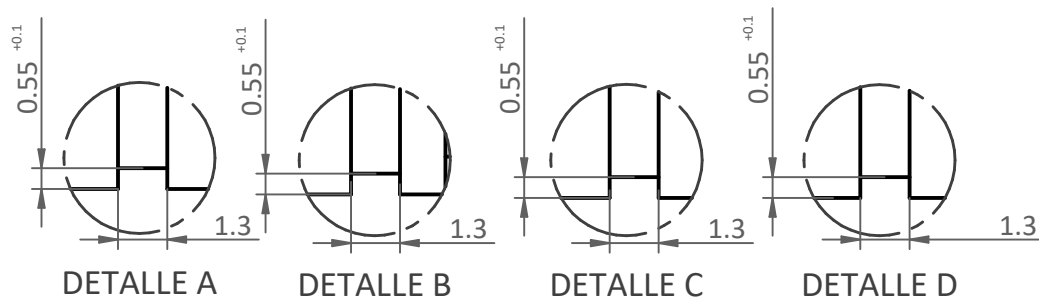
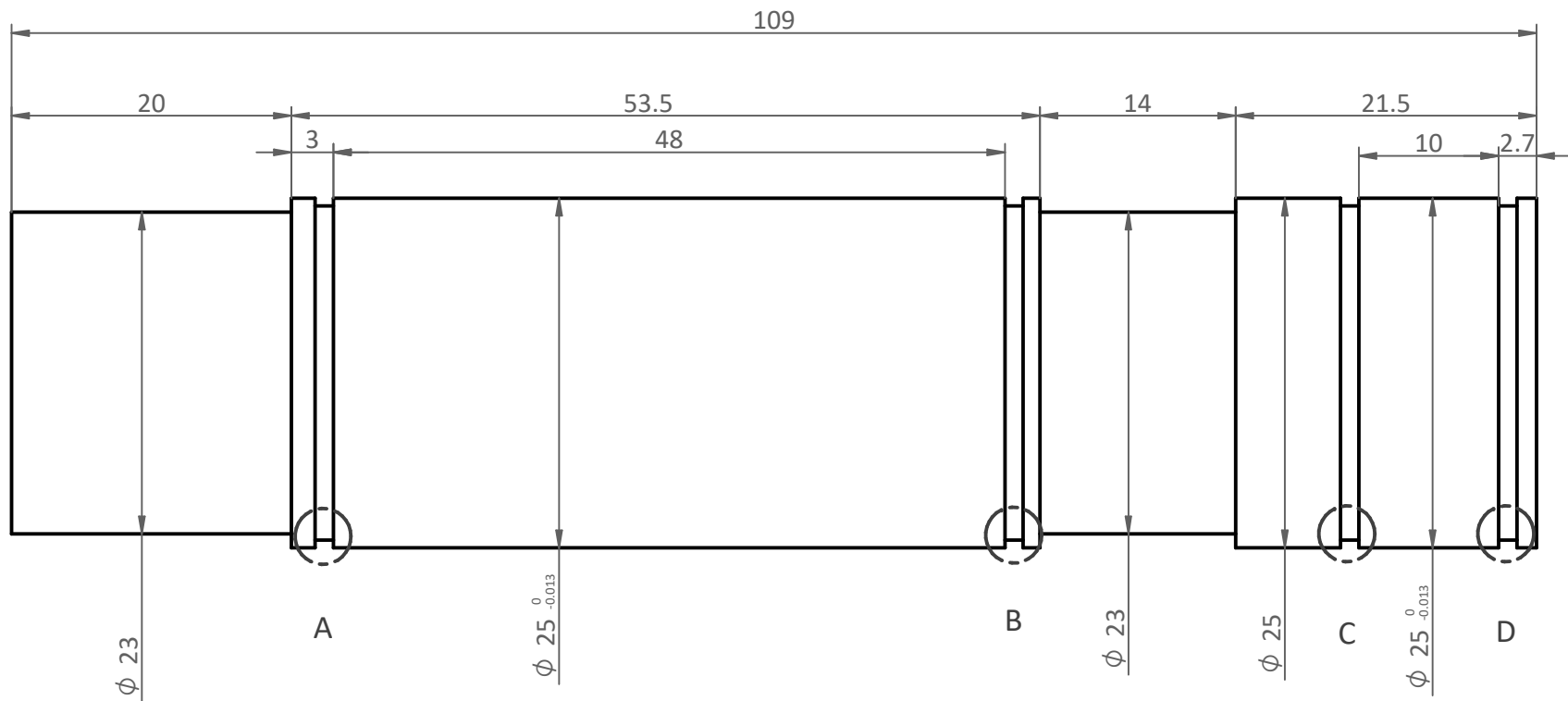
		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Soporte	
Descripción		Soporte del conjunto cierre	
Dibujó: N. Quintanilla		Fecha: 1/11/25	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material: Aluminio, 1060			
Escala 1:1	Peso: 0,288 kg		Hoja 1 de 1



	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Cierre soporte	
Descripción		Cierre soporte de rodillos	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha: 1/11/25	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Aluminio, 1060	
Escala	2:1	Peso: 0,017 kg	 Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

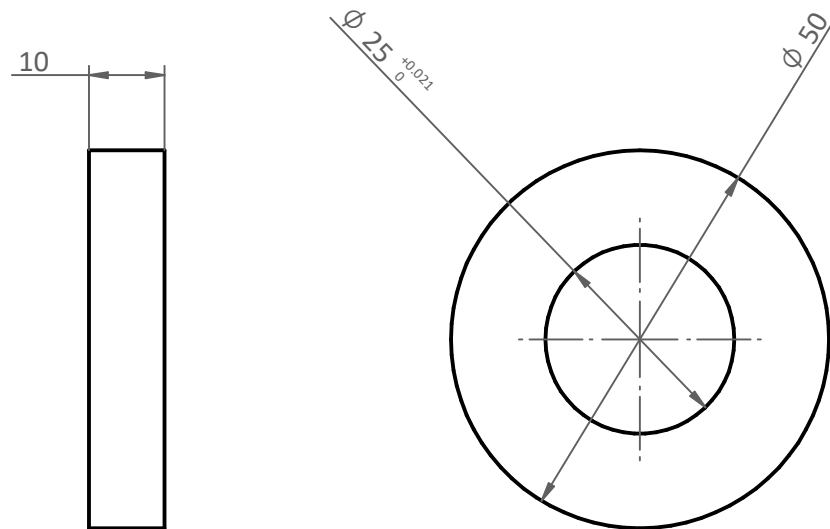
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Eje centrado	
Descripción		Eje porta rodillos	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	31/10/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1026	
Escala	2:1	Peso:	0,397 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

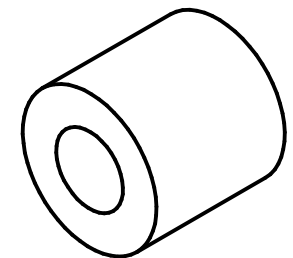
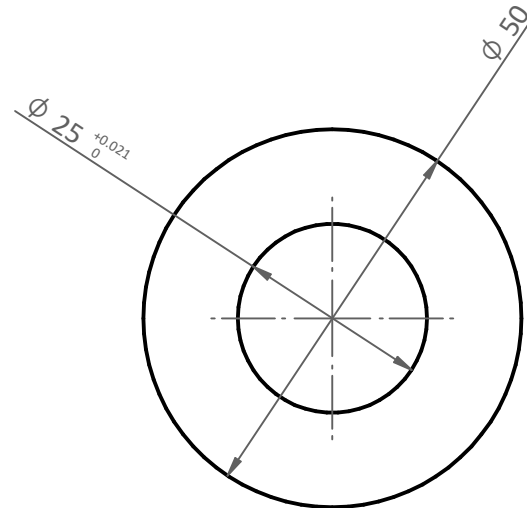
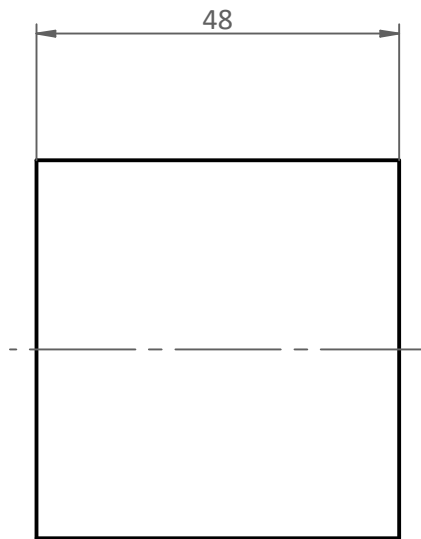
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Rodillo 1	
Descripción		Rodillo inferior	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	31/10/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		POM	
Escala	1:1	Peso:	0,015 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

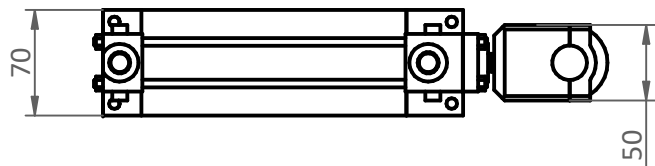
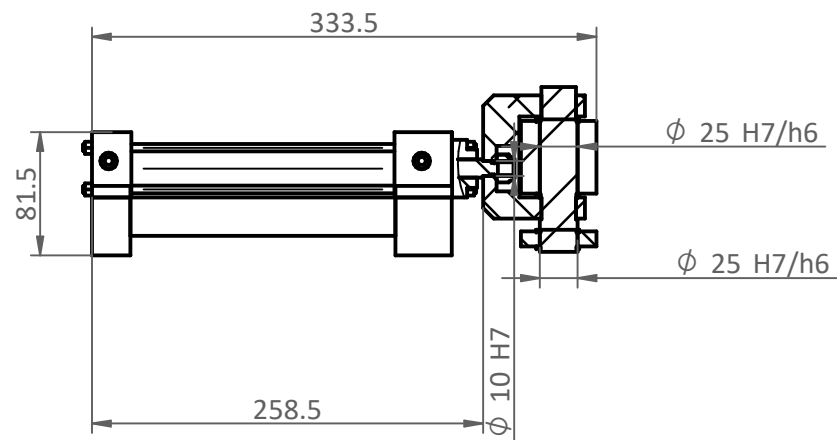
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



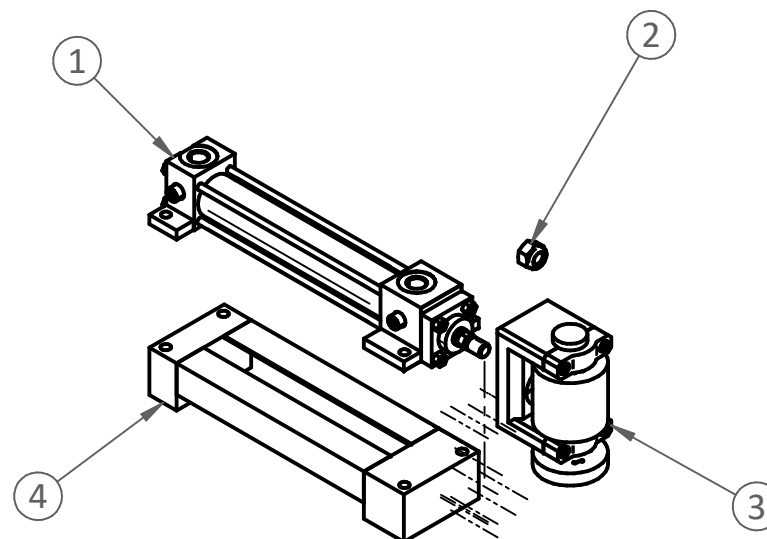
	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Rodillo 2	
Descripción		Rodillo superior	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	31/10/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		POM	
Escala	1:1	Peso:	0,072 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



N°	Código	Descripción	Material	Cant
1	Piston de	Pistón hidráulico para centrado		1
2	Tuerca M10X1,5	Tuerca DIN 6924 - M10 x 1.5 - 12	Acero SAE1026	1
3	Conjunto	Conjunto de pistones de centrado		1
4	Conjunto	Conjunto de pistones de centrado		1

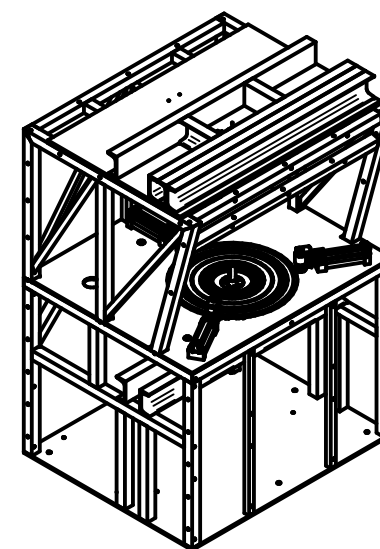
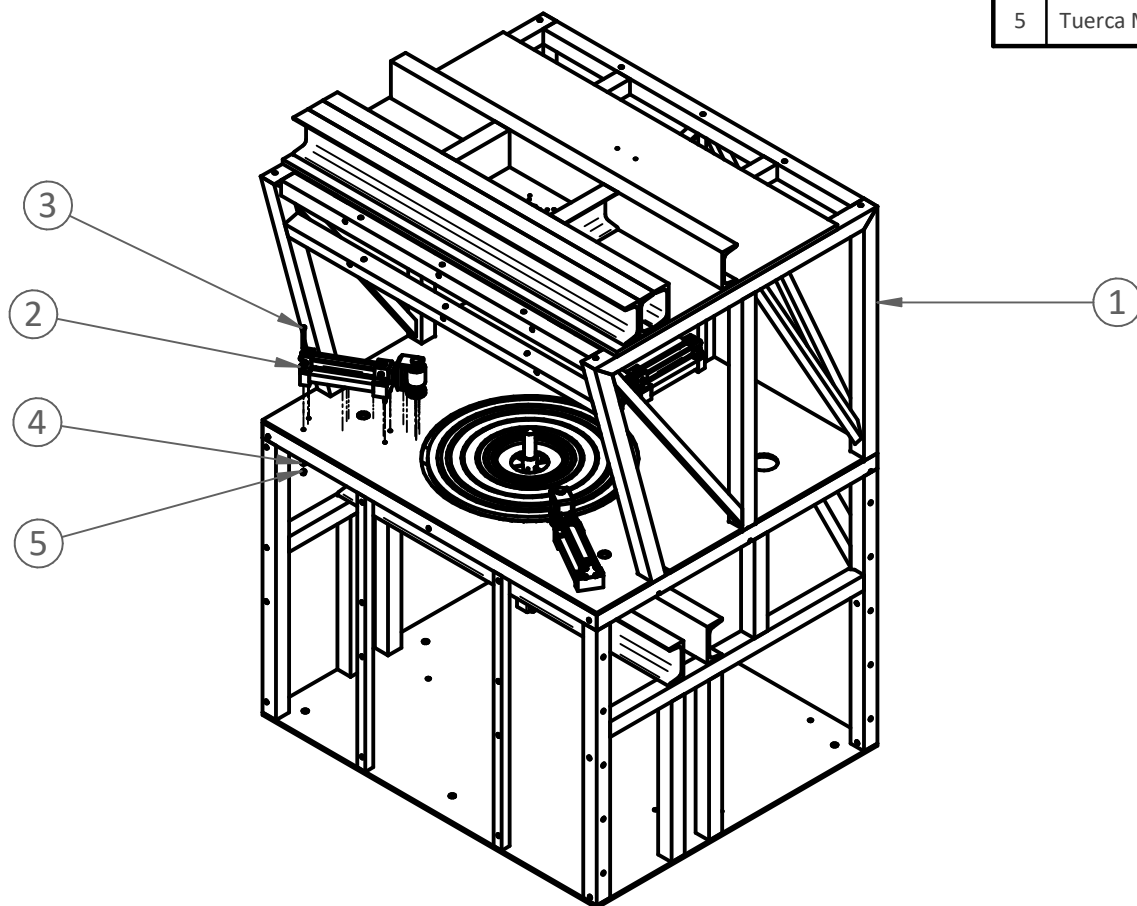


		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Conjunto centrado		
Descripción		Conjunto de pistones de centrado		
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	15/11/25	Rev
Aprobó:		Fecha:		01
Material:				
Escala	1:5	Peso:	0,000 kg	Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

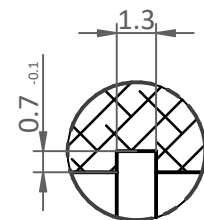
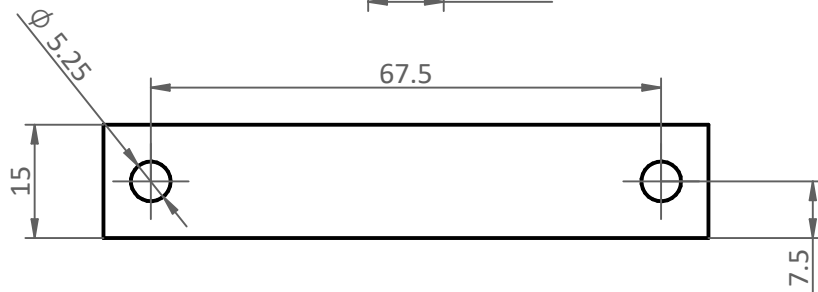
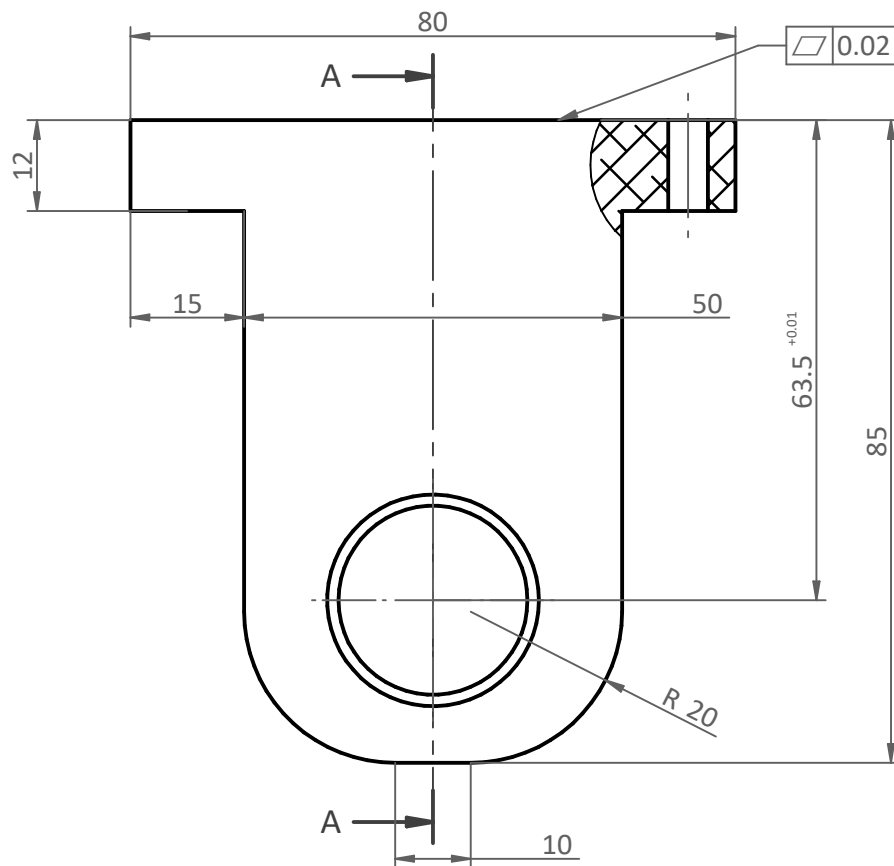
N°	Código	Descripción	Material	Cant
1	Motaje eje rodete	Montaje sistema de posicionamiento angular		1
2	Conjunto	Conjunto de pistones de centrado		3
3	M06x65	Tornillo tipo Allen M06x65 DIN 912 - G° 12.9		23
4	Arandela Ø6	Arandela plana DIN 125 – M6	Acero SAE1026	46
5	Tuerca M06	Tuerca M06		23



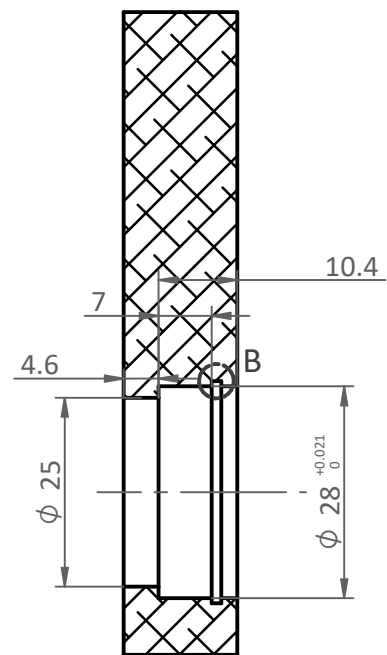
		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Motanje centrado	
Descripción		Montaje pistones de centrado	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	21/1/26
Aprobó:		Fecha:	
Material:			
Escala	1:33,33	Peso:	0,000 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



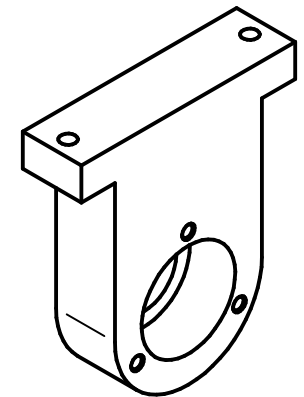
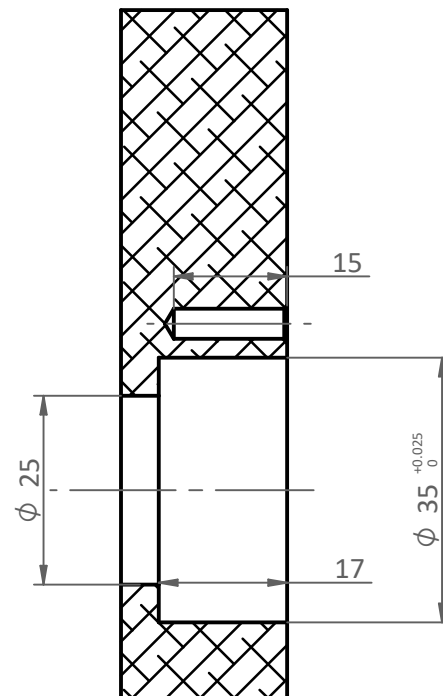
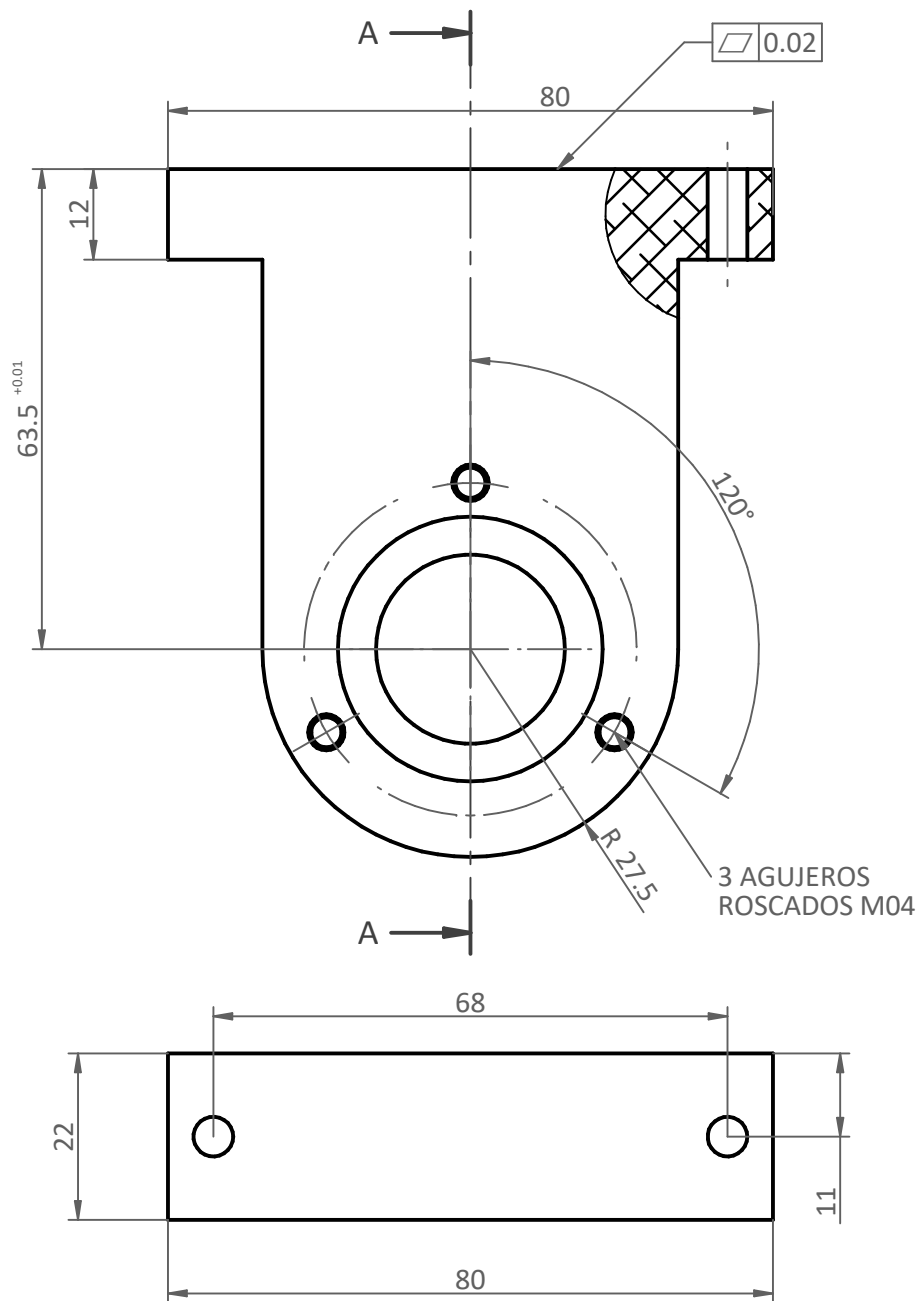
DETALLE B



CORTE A-A

	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Bancada soportada	
Descripción		Bancada de rodamiento soportado	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	30/11/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Aluminio, A356 T6	
Escala	1:1	Peso:	0,155 kg
			Hoja 1 de 1

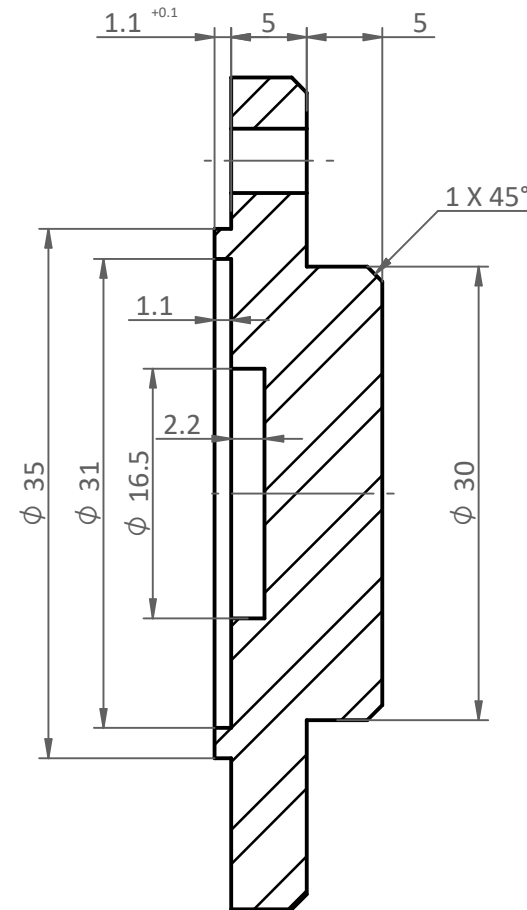
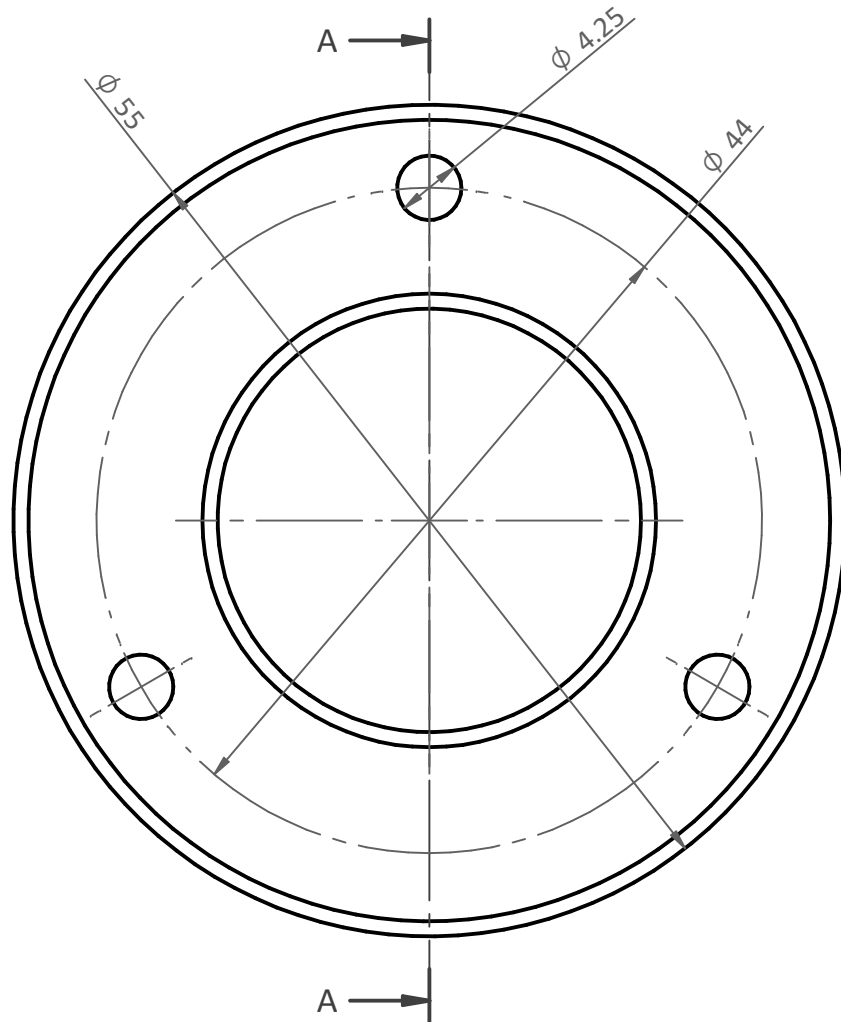
Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$



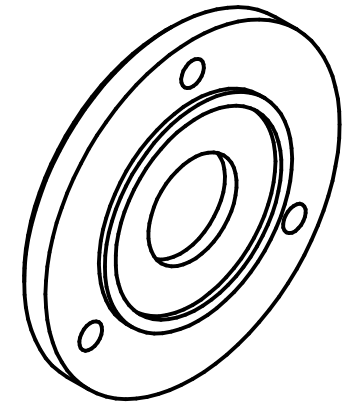
	<u>Escuela de Ingeniería Mecánica</u> Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Bancada fijada	
Descripción		Bancada de rodamiento fijo	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	30/11/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Aluminio, A356 T6	
Escala	1:1	Peso:	0,243 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



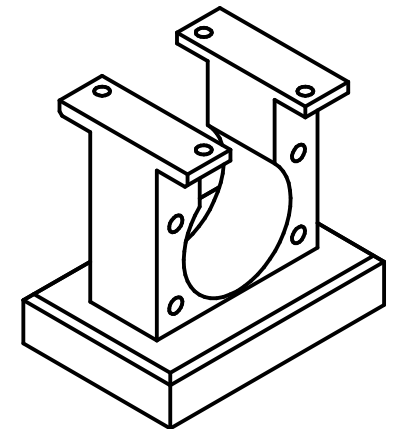
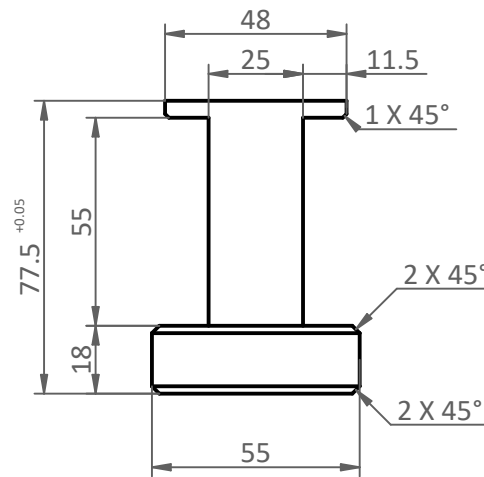
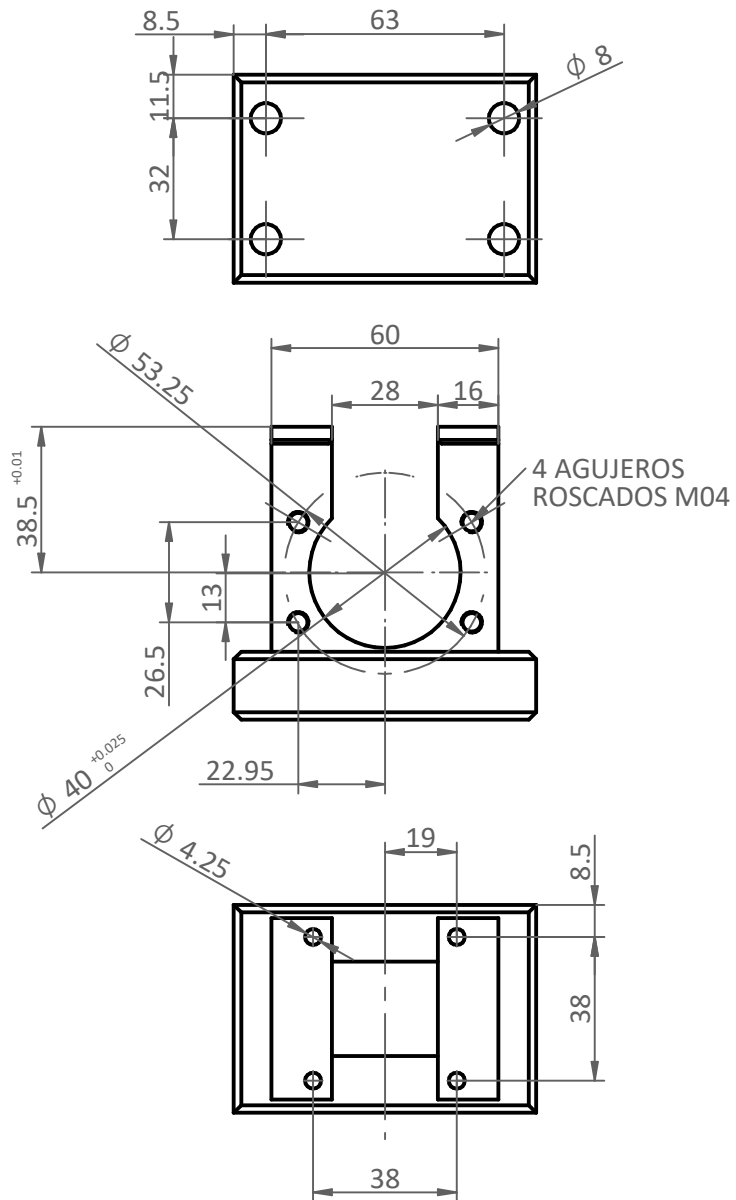
CORTE A-A



Tratamiento superficial: Galvanizado en frío, espesor de capa esperado $10 \pm 5 \mu\text{m}$

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5 \text{ mm}$ y $\pm 1^\circ$

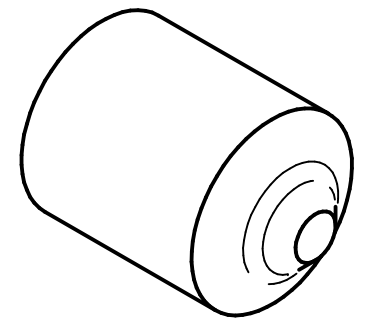
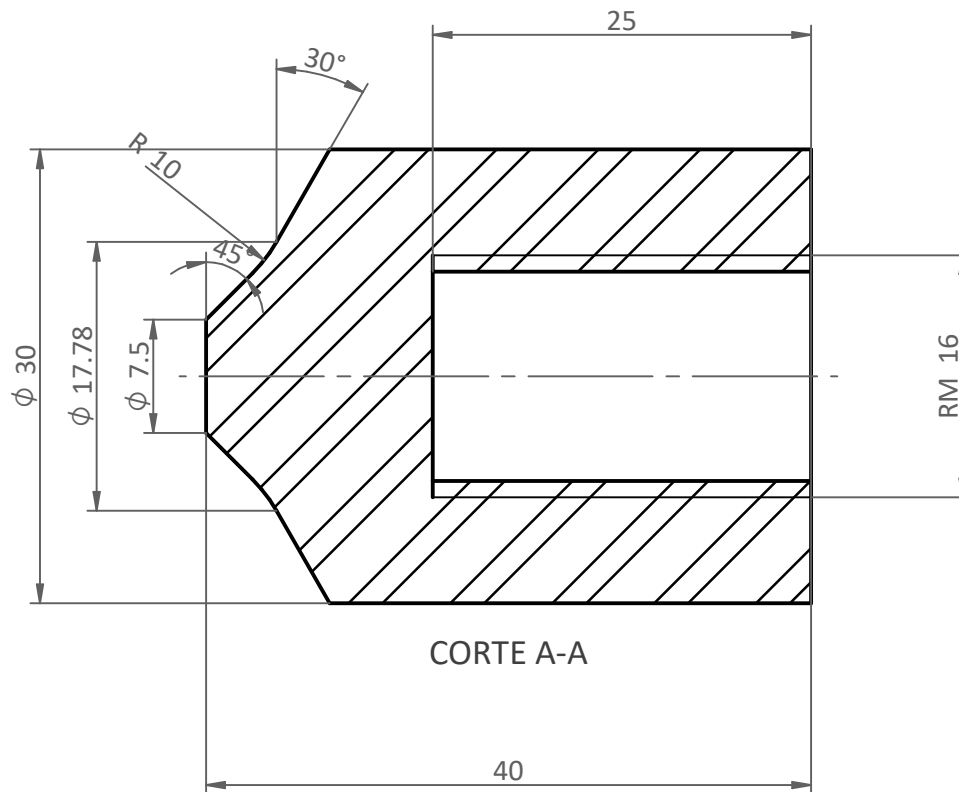
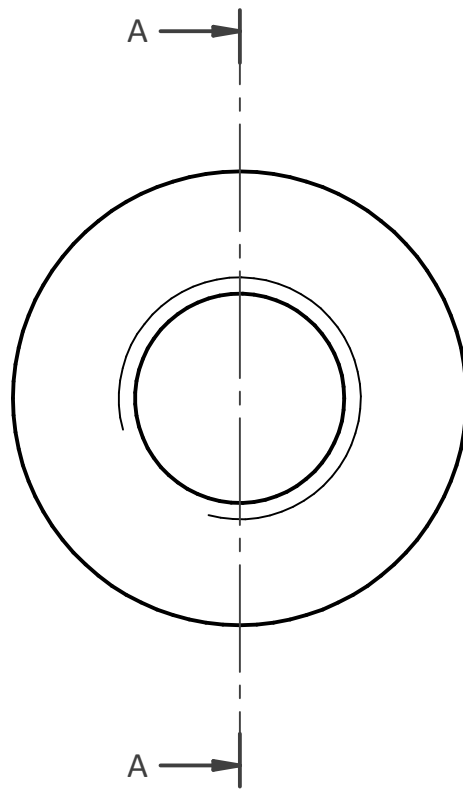
	<u>Escuela de Ingeniería Mecánica</u> Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Tapa cierre	
Descripción		Tapa precarga bancada fijada	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha: 30/11/25	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1026	
Escala 2:1	Peso: 0,116 kg		Hoja 1 de 1



	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Soporte piston	
Descripción		Soporte del piston de cierre	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	28/10/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Aluminio, A356 T6	
Escala	1:2	Peso:	0,327 kg
			Hoja 1 de 1

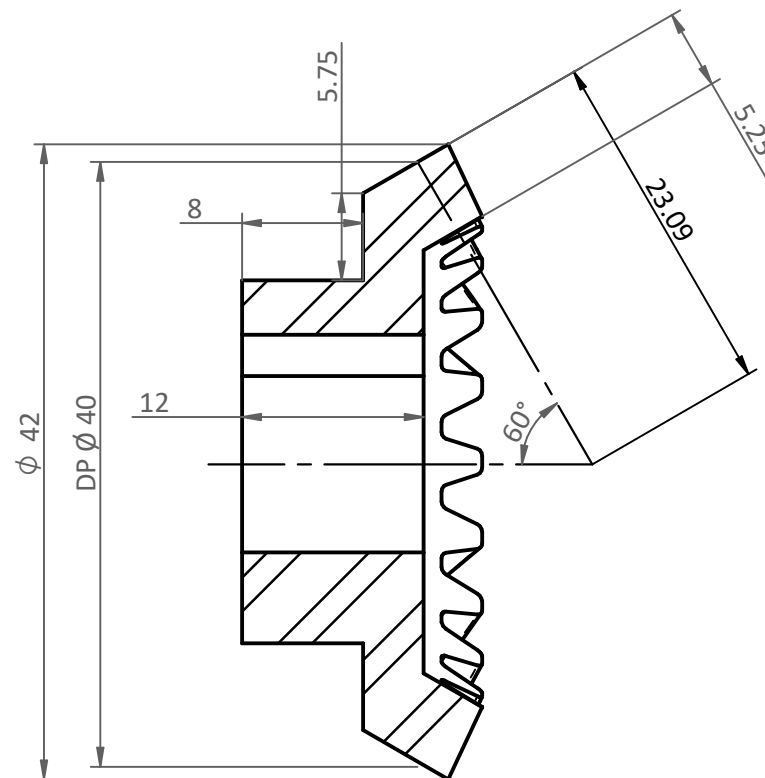
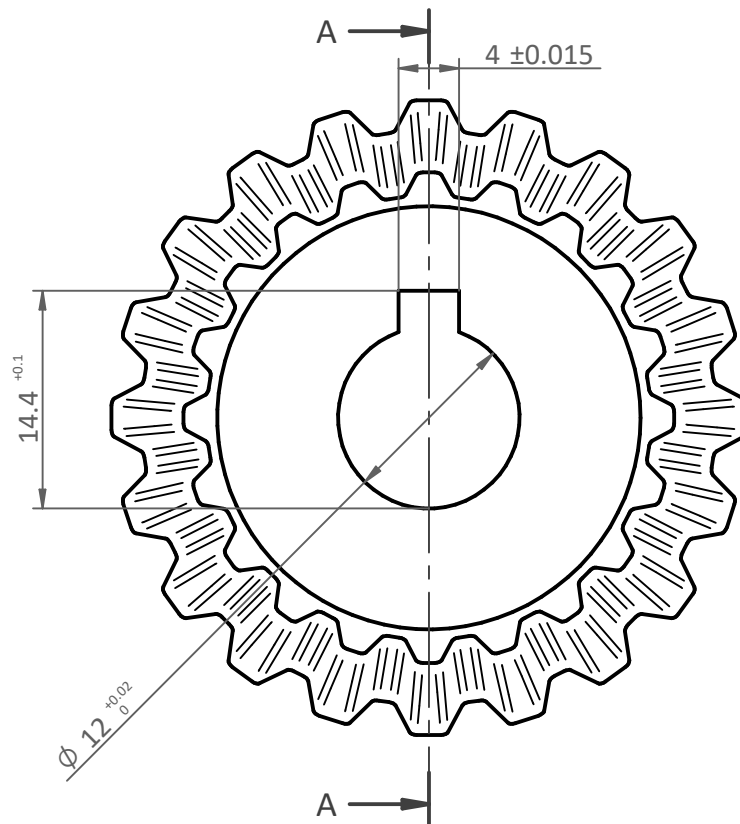
Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

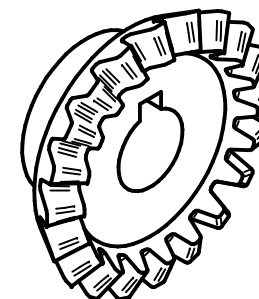


Tratamiento térmico: Cementado, templado y revenido
 Profundidad de capa 1mm; Dureza 58±2
 Tratamiento superficial: Recubrimiento nitrado de cromo, espesor de capa 3±1 um
 Nota: Tolerancias no especificadas ±0,5 mm y ±1°

		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Punzon	
Descripción		Punzon mecanizado para plegado	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	18/11/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE8620	
Escala	2:1	Peso:	0,164 kg
			Hoja 1 de 1



CORTE A-A



DATOS	
Módulo	2
N° dientes	20

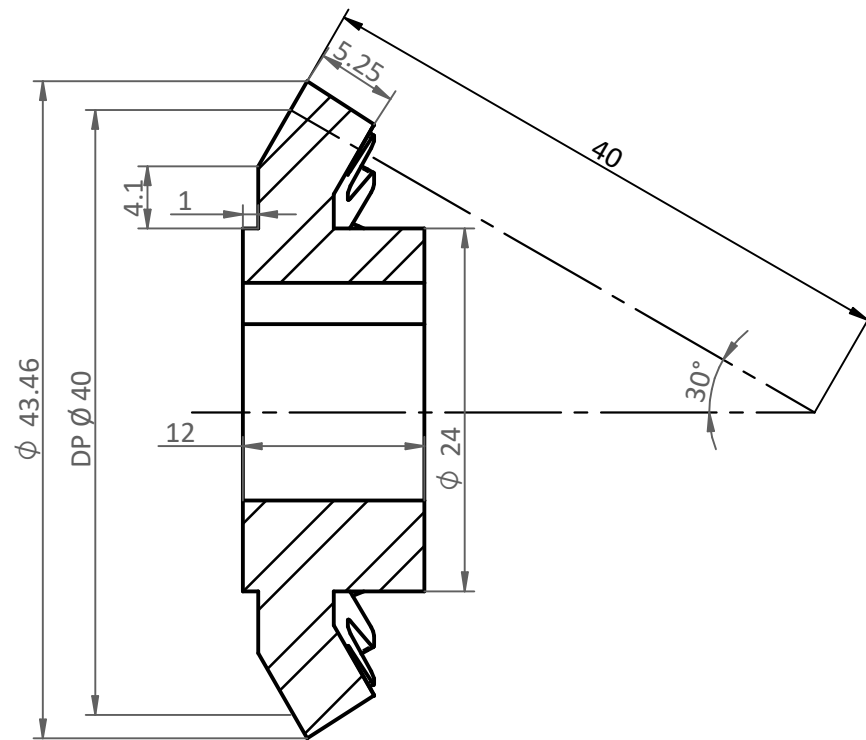
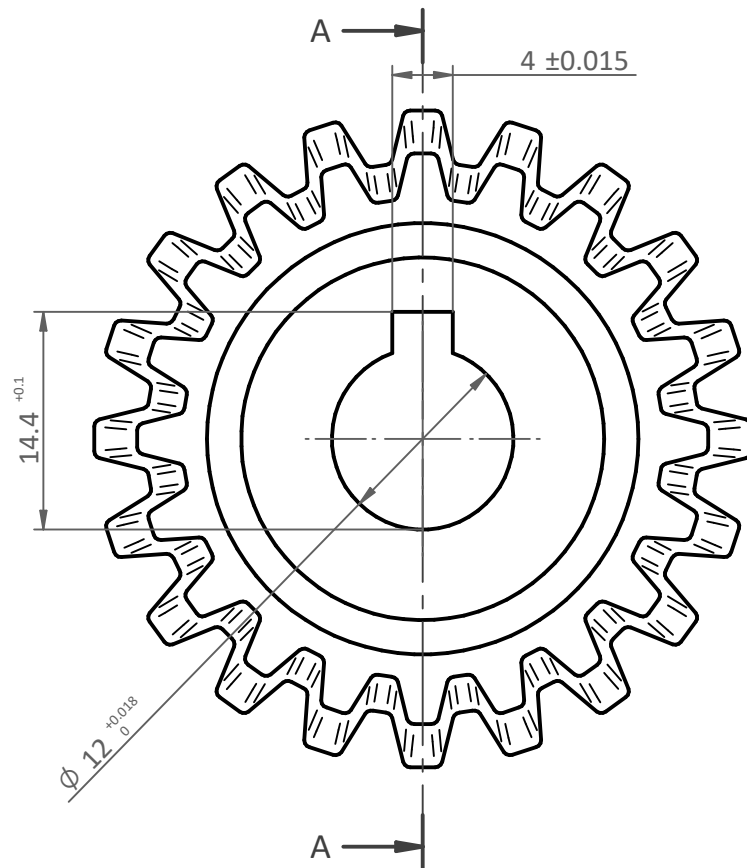
Tratamiento térmico: Cementado, templado y revenido.

Profundidad de capa 0.6 mm; Dureza 58±2

Nota: Tolerancias no especificadas ±0,5 mm y ±1°

		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Engranaje 60°	
Descripción		Engranaje cónico 60° recto Ø40	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	15/12/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE8620	
Escala	2:1	Peso:	0,059 kg
			
		Hoja 1 de 1	

Rev
01



CORTE A-A

DATOS	
Módulo	2
N° dientes	20

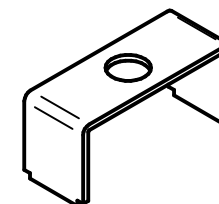
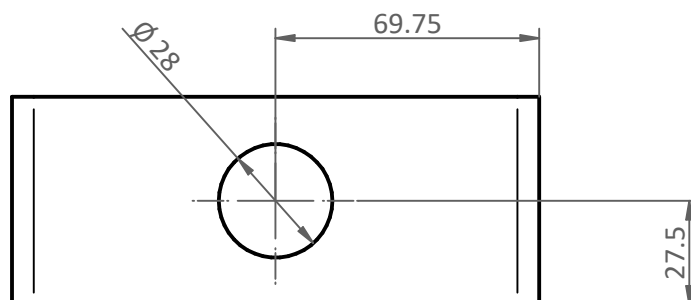
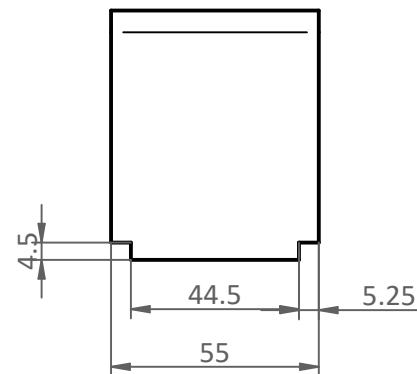
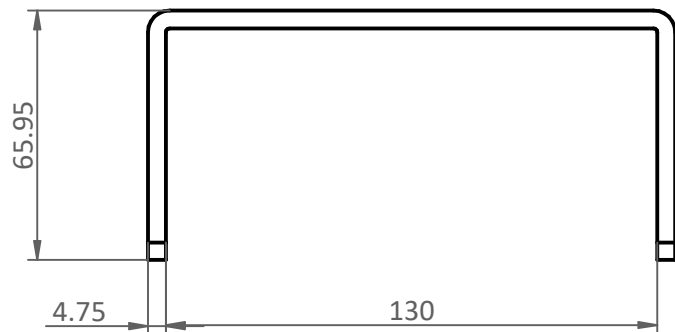
Tratamiento térmico: Cementado, templado y revenido.

Profundidad de capa 0.6 mm; Dureza 58±2

Nota: Tolerancias no especificadas ±0,5 mm y ±1°

	Escuela de Ingeniería Mecánica		
	Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Engranaje 30°	
Descripción		Engranaje cónico 30° recto Ø40	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	15/12/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE8620	
Escala	2:1	Peso:	0,060 kg
		Hoja 1 de 1	

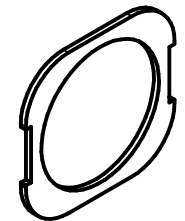
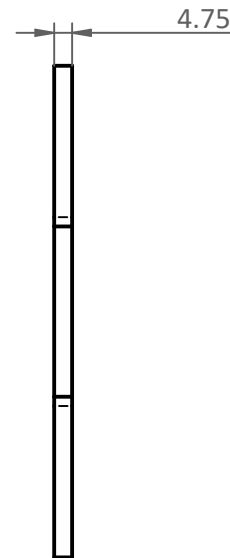
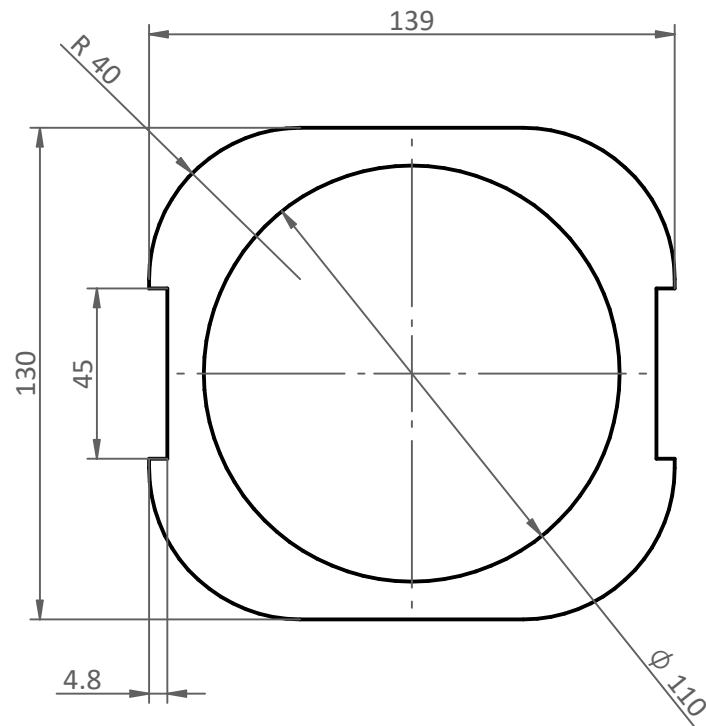
Rev
01



	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Plegado SS B	
Descripción		Plegado soporte servomotor B	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	2/12/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1010	
Escala	1:2	Peso:	0,500 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

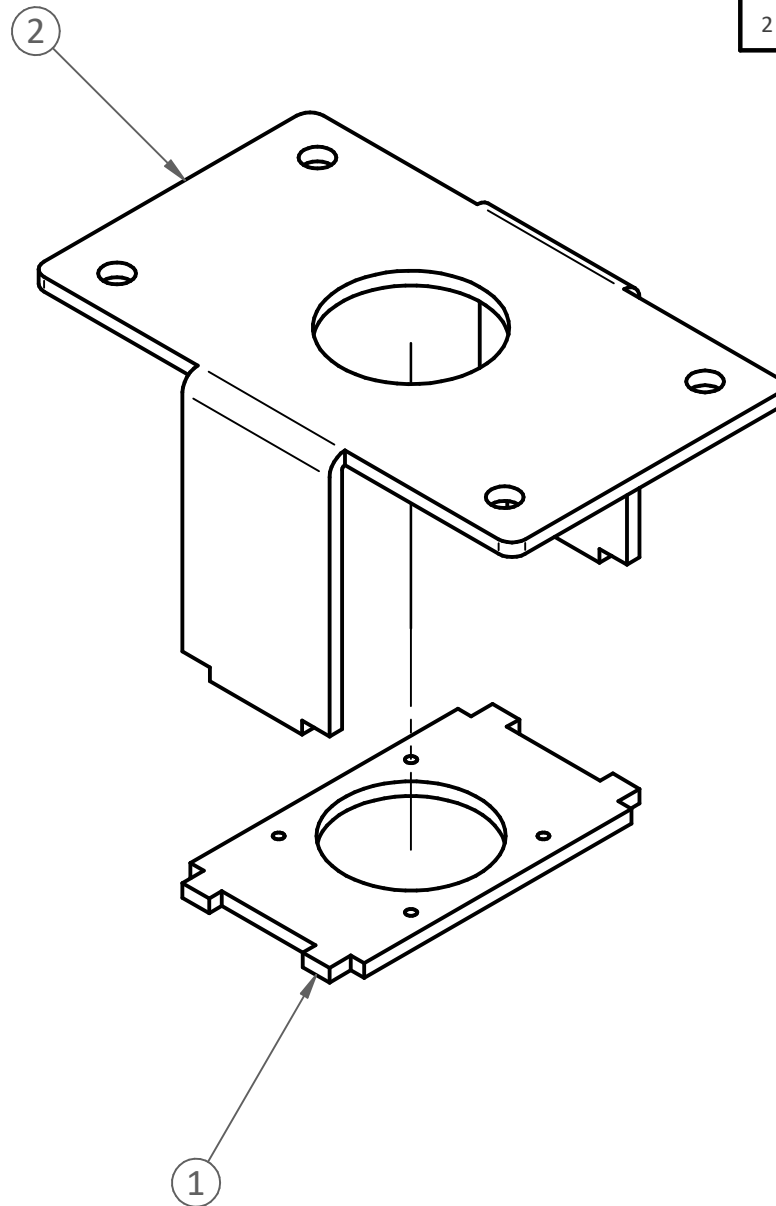


	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Base SS B	
Descripción		Base soporte servomotor B	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha: 2/12/25	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Acero SAE1010	
Escala	1:2	Peso: 0,247 kg	 Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

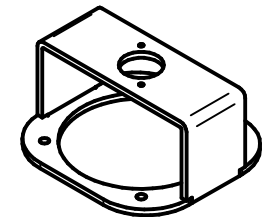
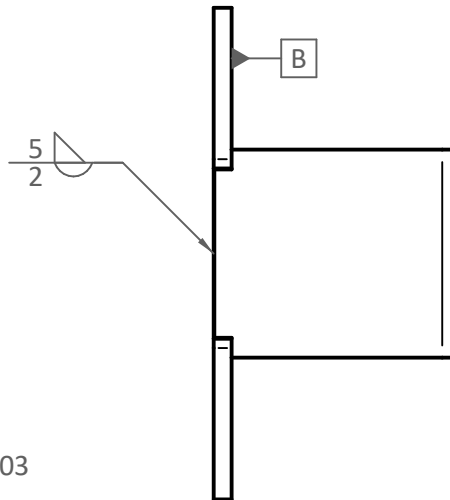
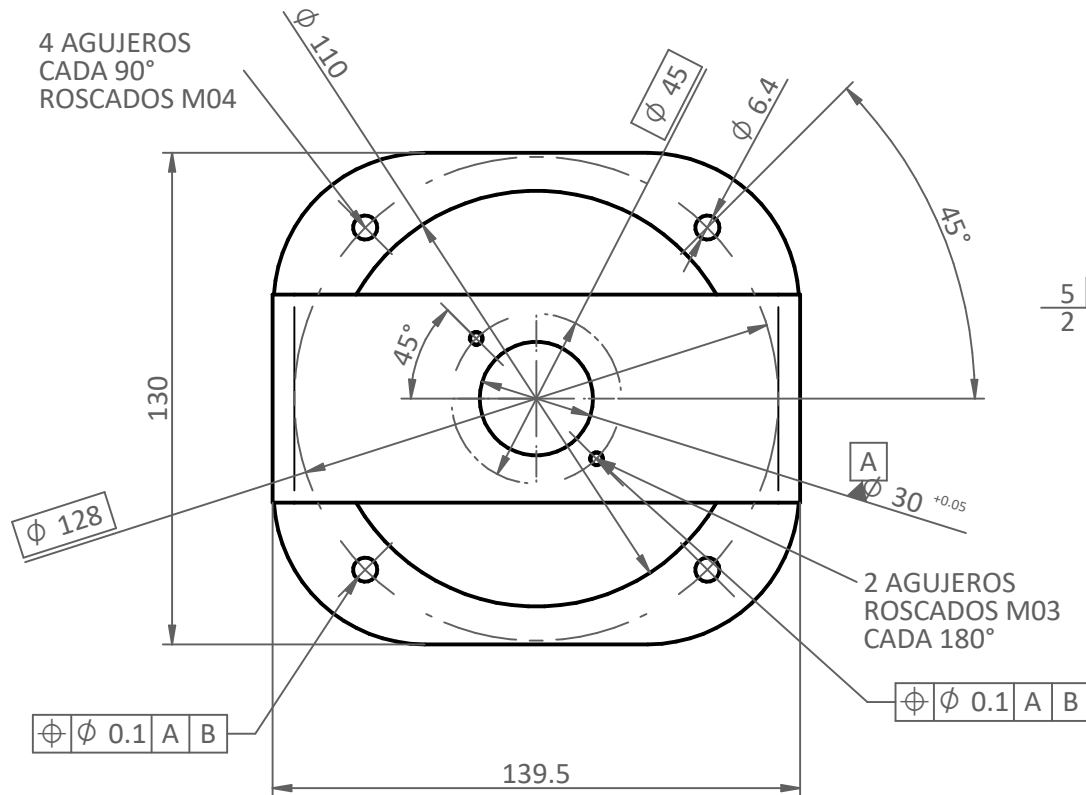
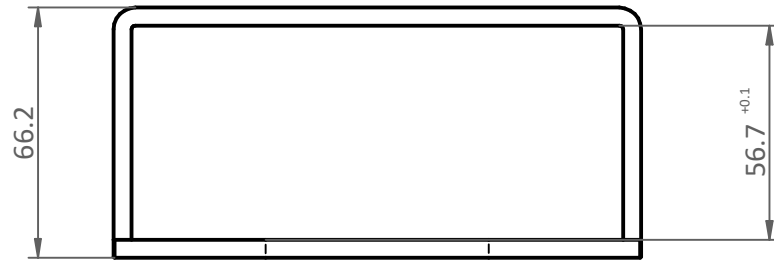
N°	Código	Descripción	Material	Cant
1	Base SS	Base soporte servomotor A	Acero SAE1010	1
2	Plegado SS	Plegado soporte servomotor A	Acero SAE1010	1



		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Soporte Motor		
Descripción		Soporte motor sevomortor A		
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	16/1/26	Rev
Aprobó:		Fecha:		01
Material:				
Escala	1:2	Peso:	1,173 kg	 Hoja 1 de 2

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



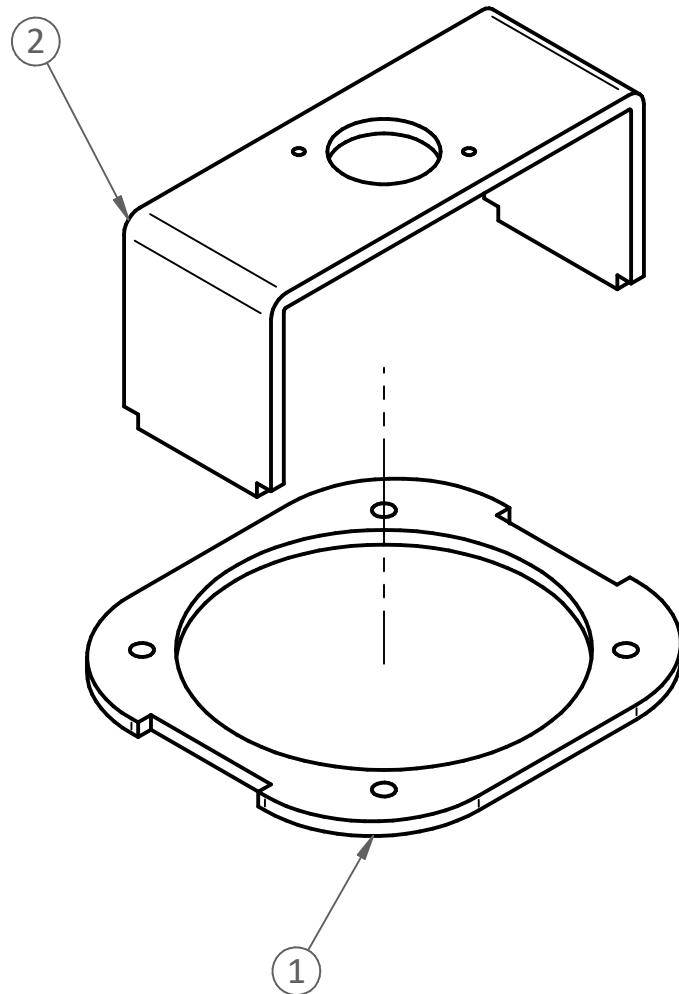
Tratamiento superficial: Galvanizado en frío, espesor de capa esperado $10 \pm 5 \mu\text{m}$

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5 \text{ mm}$ y $\pm 1^\circ$

		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Soporte B	
Descripción		Soporte servomotor B	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	2/12/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:			
Escala	1:2	Peso:	0,000 kg
		Hoja 1 de 2	

Rev
01

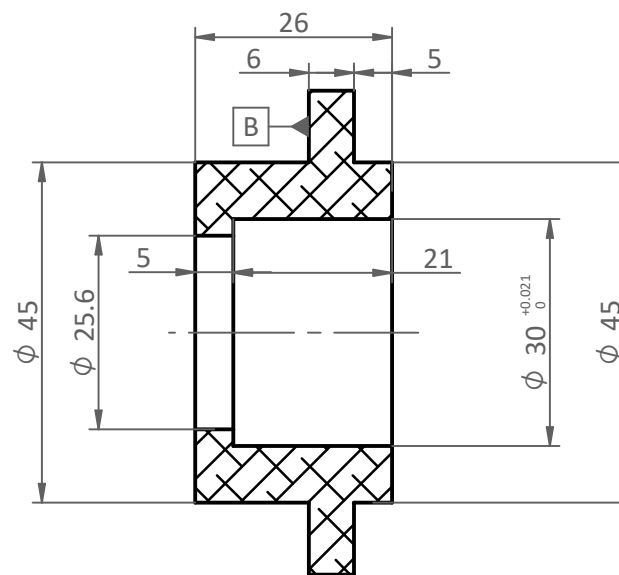
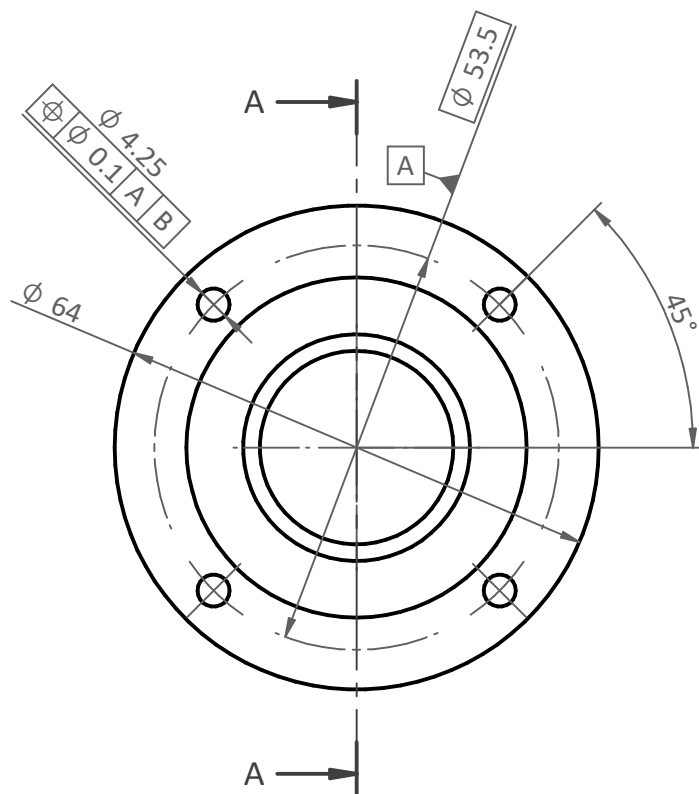
N°	Código	Descripción	Material	Cant
1	Base SS B	Base soporte servomotor B	Acero SAE1010	1
2	Plegado SS B	Plegado soporte servomotor B	Acero SAE1010	1



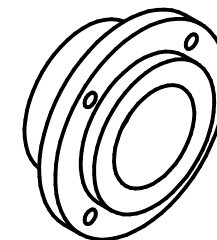
		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Soporte B		
Descripción		Soporte servomotor B		
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	2/12/25	Rev 01
Aprobó:		Fecha:		
Material:				
Escala	1:2	Peso:	0,000 kg	 Hoja 2 de 2

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



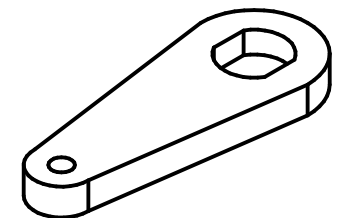
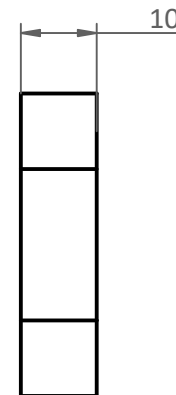
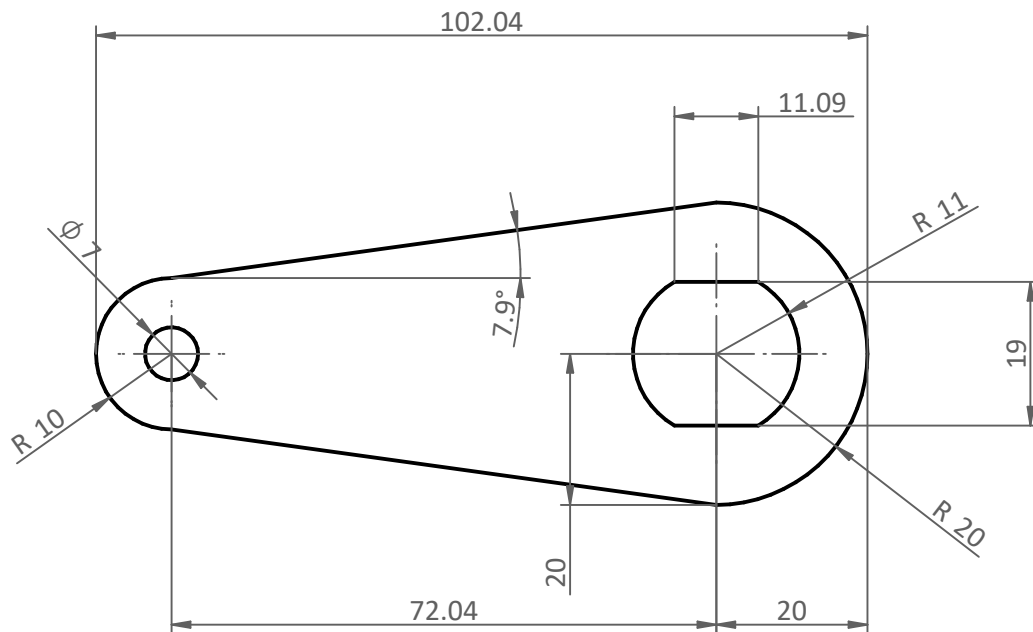
CORTE A-A



	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo	Bancada superior		
Descripción	Bancada del rodamiento del soporte del engrane		
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha: 3/12/25	Rev
Aprobó:		Fecha:	01
Material:	Aluminio, A356 T6		
Escala	1:1	Peso: 0,090 kg	 Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

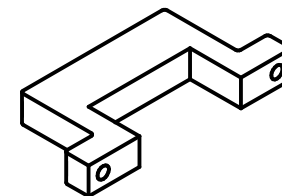
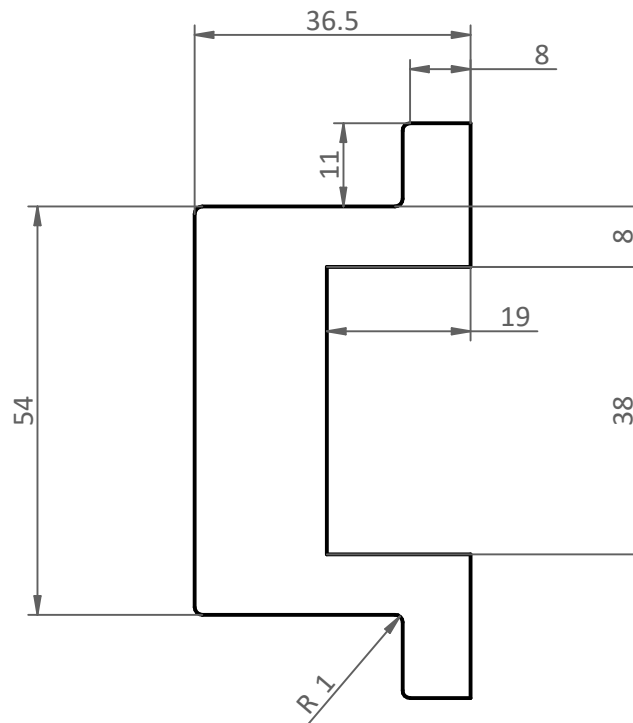
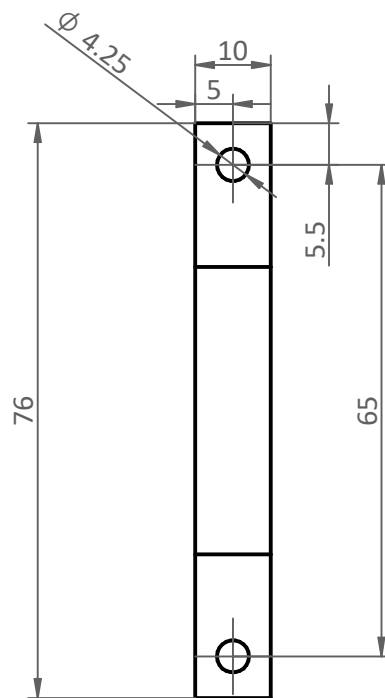
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Guia encoder	
Descripción		Guia piston cierre a encoder	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha: 14/12/25	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:		PETG	
Escala	1:1	Peso: 0,025 kg	Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

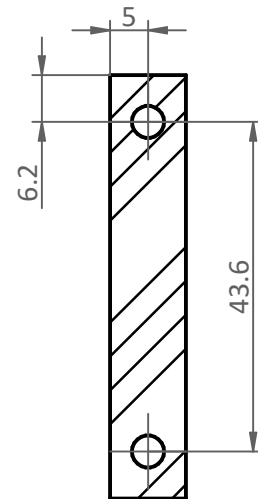
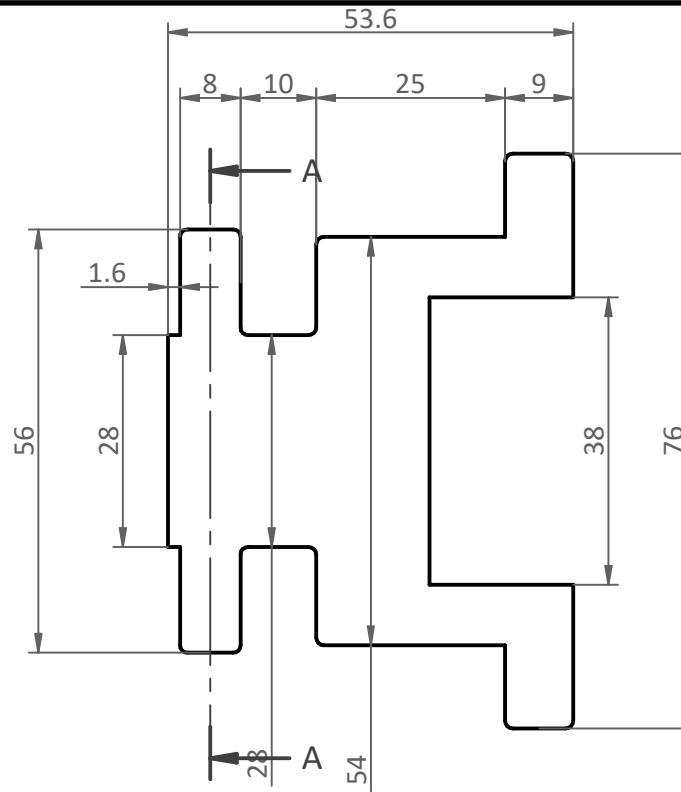
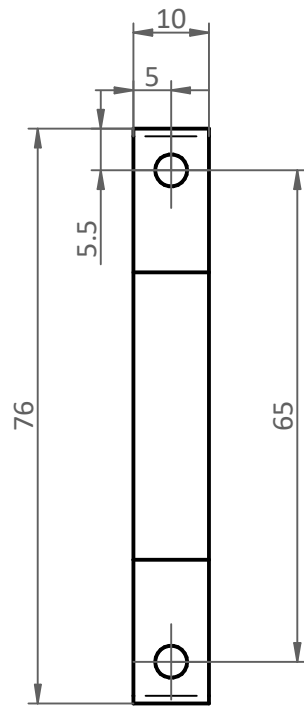
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



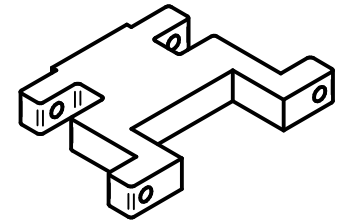
		Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica	
Codigo		Brida lado 1	
Descripción		Sujecion encoder	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	14/12/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		PETG	
Escala	1:1	Peso:	0,015 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

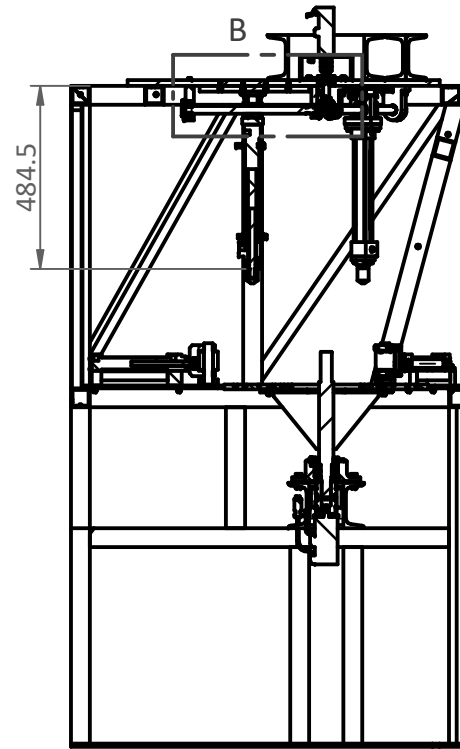
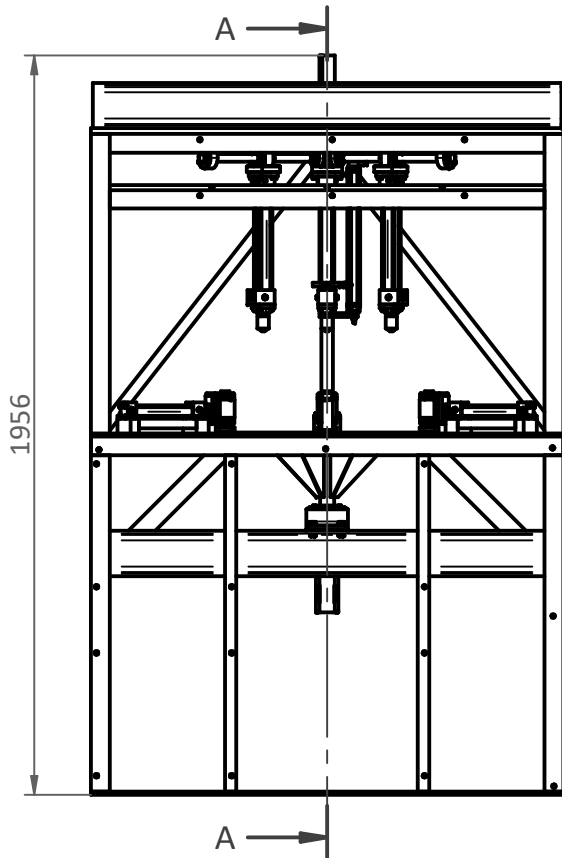


SECCION A-A

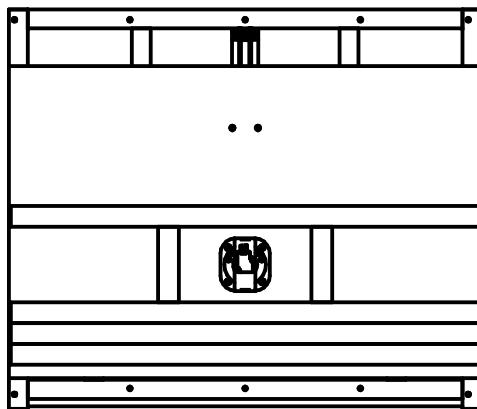
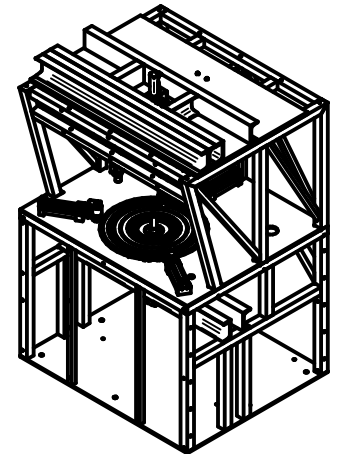
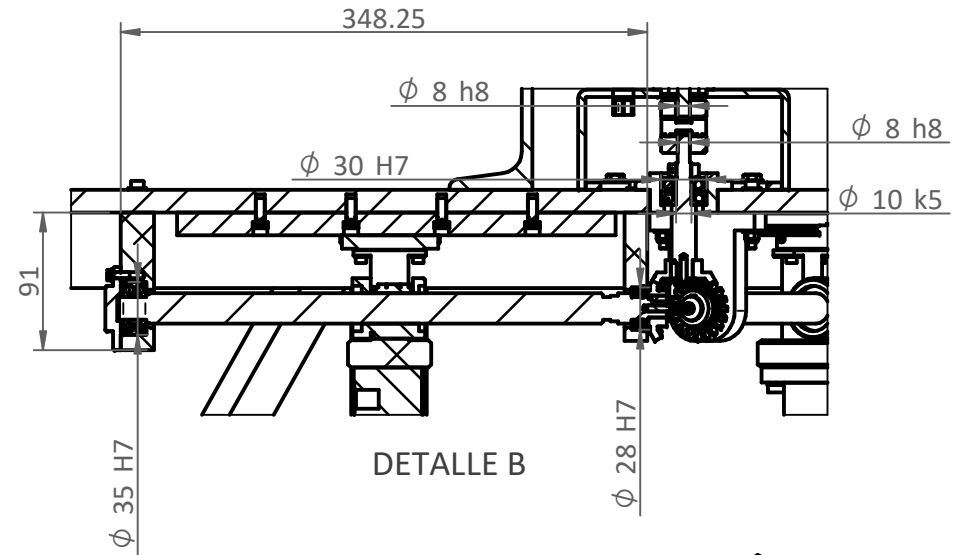


	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Brida lado 2	
Descripción		Sujecion encoder	
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	14/12/25
Aprobó:		Fecha:	
Material:		PETG	
Escala	1:1	Peso:	0,021 kg
			Hoja 1 de 1

Nota: Tolerancias no especificadas $\pm 0,5$ mm y $\pm 1^\circ$

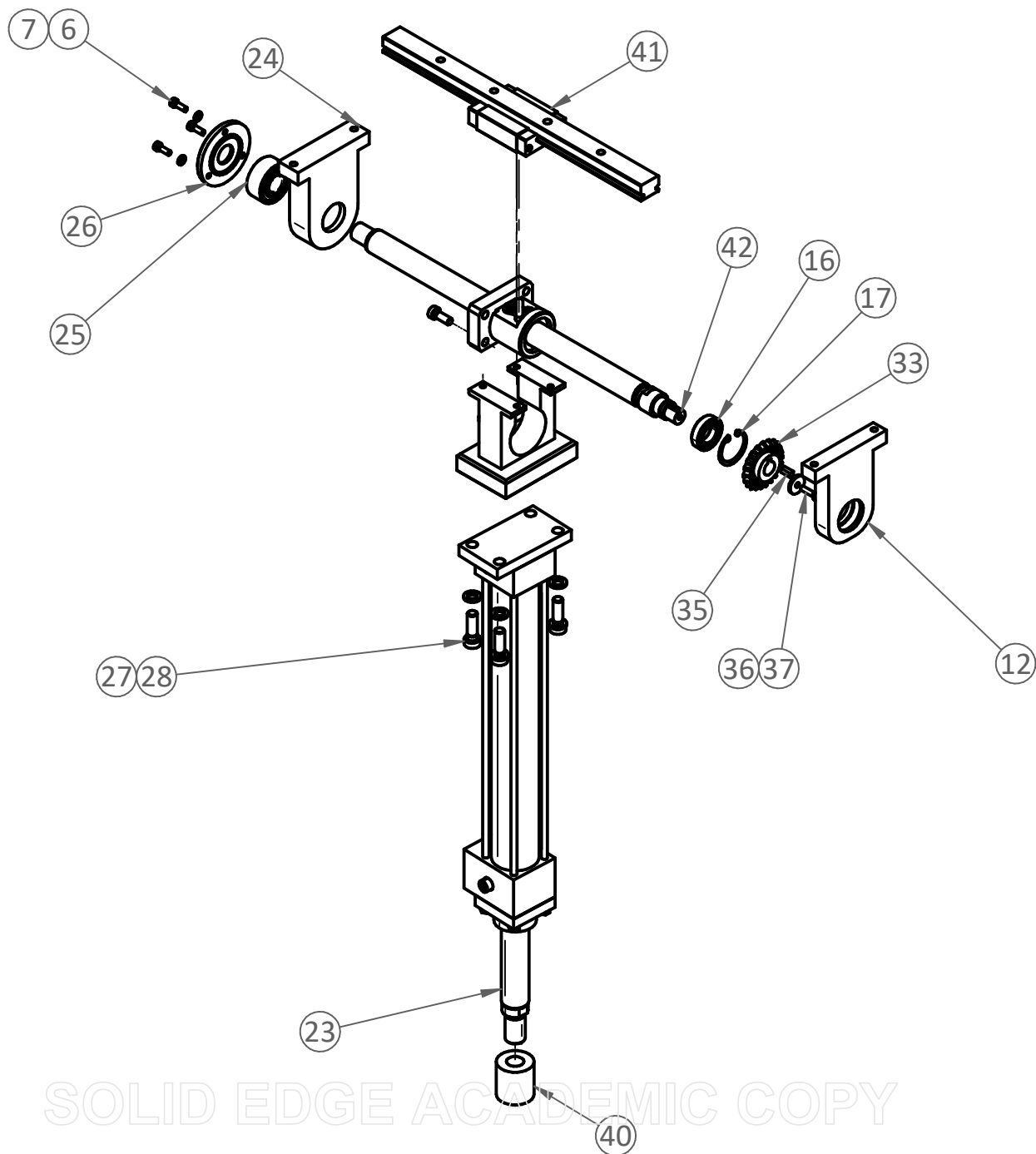


CORTE A-A

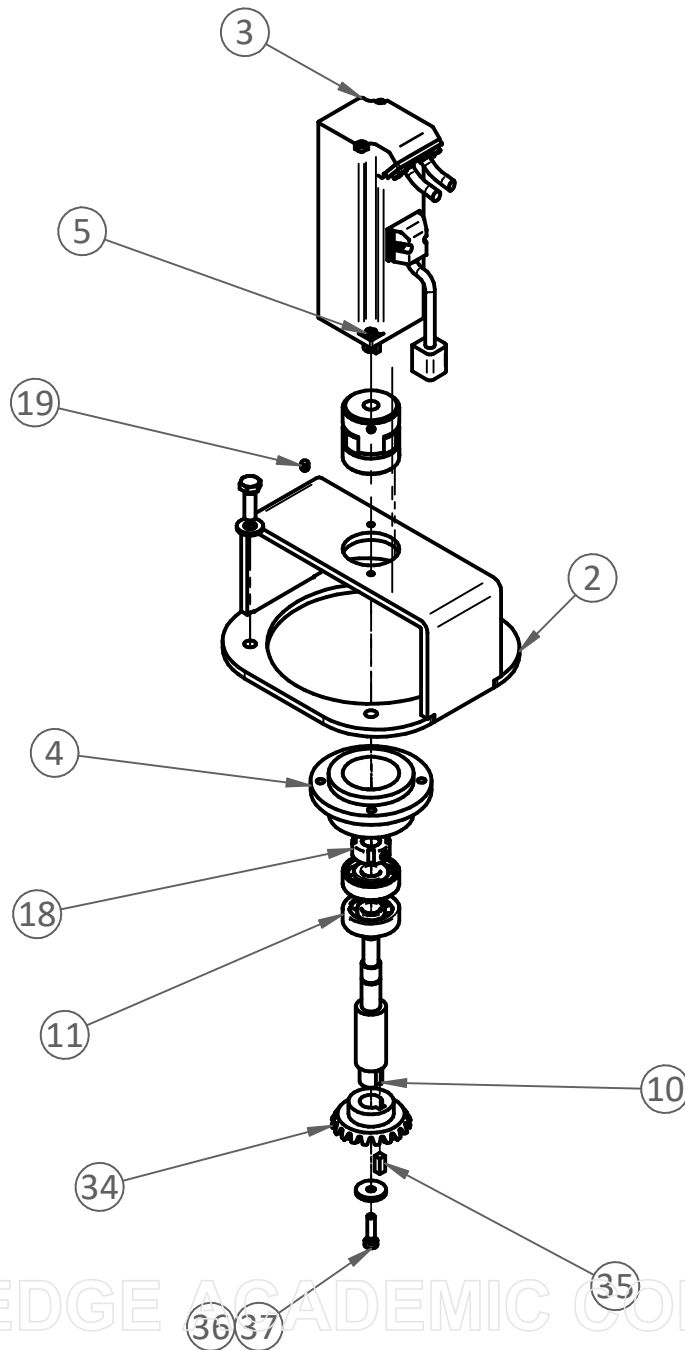


SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Cierra rodete	
Descripción Sistema de cierre de rodetes para turbina neumaticas			
Dibujó: N. Quintanilla		Fecha: 21/1/26	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:			
Escala 1:20	Peso: 0,000 kg		Hoja 1 de 5

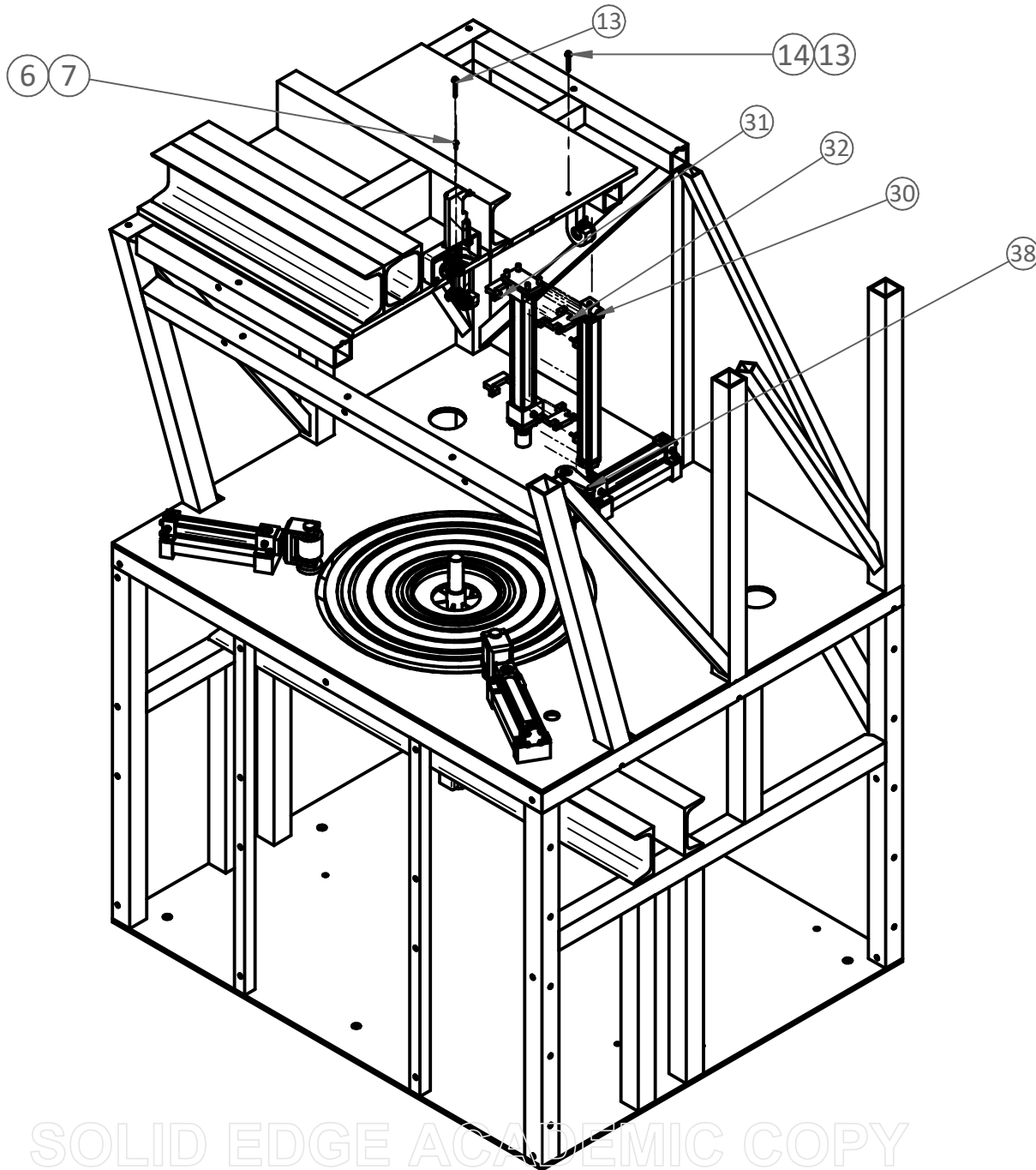


	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Cierra rodete	
Descripción Sistema de cierre de rodetes para turbina neumaticas			
Dibujó: N. Quintanilla		Fecha: 21/1/26	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:			
Escala 1:5	Peso: 0,000 kg		Hoja 2 de 5



SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Cierra rodete	
Descripción Sistema de cierre de rodetes para turbina neumaticas			
Dibujó: N. Quintanilla		Fecha: 21/1/26	Rev 01
Aprobó:		Fecha:	
Material:			
Escala 1:4	Peso: 0,000 kg		Hoja 3 de 5



	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica		
Codigo		Cierra rodete	
Descripción Sistema de cierre de rodetes para turbina neumaticas			
Dibujó:	N. Quintanilla	Fecha:	21/1/26
Aprobó:		Fecha:	
Material:		Rev 01	
Escala	1:13,33	Peso:	0,000 kg
			Hoja 4 de 5

N°	Código	Descripción	Material	Cant	N°	Código	Descripción	Material	Cant
2	Soporte B	Soporte servomotor B		1	31	Brida lado 1	Sujecion encoder	PETG	2
3	Sermovotor B	8097170 EMMB-AS-40-01-K-S30MB		1	32	Brida lado 2	Sujecion encoder	PETG	2
4	Bancada superior	Bancada del rodamiento del soporte del engrane	Aluminio, A356	1	33	Engranaje 30°	Engranaje cónico 30° recto Ø40	Acero SAE8620	3
5	M03x10	Tornillo tipo Allen M03x10 DIN 912 - G° 12.9		2	34	Engranaje 60°	Engranaje cónico 60° recto Ø40	Acero SAE8620	1
6	M04x12	Tornillo tipo Allen M04x12 DIN 912 - G° 12.9		13	35	Chaveta 4x4	Chavetas Paralelas DIN 6885 4X4		4
7	Arandela Ø4	Arandela plana DIN 125 – M4	Acero SAE1026	13	36	Arandelon Ø6	Arendelon Ø6,25 especial - Acero Zincado		4
8*	M06x25	Bulón hexagonal DIN 933 – M06x25 – G° 8.8	Acero	4	37	M04x12	Tornillo tipo Allen M04x12 DIN 912 - G° 12.9	Acero SAE1026	4
9*	Arandela Ø6	Arandela plana DIN 125 – M6	Acero SAE1026	4	38	Guia encoder	Guia piston cierre a encoder	PETG	1
10	Eje engrane	Eje engranaje motriz	Acero SAE1045	1	39	Motanje centrado	Montaje pistones de centrado		1
11	7200 BEP	Rodamiento contacto angular 7200 bep.asm		2	40	Punzon	Punzon mecanizado para plegado	Acero SAE8620	3
12	Bancada	Bancada de rodamiento soportado	Aluminio, A356	3	41	SEBS20B1-300(20	SEBS20B1-300		3
13	M05x70	Tornillo tipo Allen M05x70 DIN 912 - G° 12.9		12	42				3
14	Arandela Ø5	Arandela plana DIN 125 – M5		24	43	M04x16	Tornillo tipo Allen M04x16 DIN 912 - G° 12.9	Acero SAE1026	12
15	Tuerca M05	Tuerca DIN 6924 - M5 x 0.8 - 10		12	44	M06x16	Tornillo tipo Allen M06x16 DIN 912 - G° 12.9		24
16	61902	Rodamiento rigido de bolas Ø15		3	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica				
17	Anillo retencion	Anillo retencion DIN 471 - 28		3					
18	KMK 0	Tuerca fijacion M 10x0.75, Outside Ø 20 mm		1					
19	Acoplamiento	Acoplamiento elastico de garras Ø8-Ø8		1					
23	Piston de cierre	Piston hidraulico para plegado de pestaña		3					
24	Bancada fijada	Bancada de rodamiento fijo	Aluminio, A356	3					
25	3202 A-2RS1TN9	Angular contact ball bearings, double row, 32 and		3					
26	Tapa cierre	Tapa precarga bancada fijada	Acero SAE1026	3					
27	Arandela Ø8	Arandela plana DIN 125 – M8		21					
28	M08x25	Tornillo tipo Allen M08x25 DIN 912 - G° 12.9		21					
30	Encoder	Encoder de posicion		1	Escuela de Ingeniería Mecánica Proyecto final de Ingeniería Mecánica Codigo Cierra rodete Descripción Sistema de cierre de rodetes para turbina neumaticas Dibujó: N. Quintanilla Fecha: 21/1/26 Rev 01 Aprobó: Fecha: Material: Escala 1:1 Peso: 0,000 kg Hoja 5 de 5				

Anexo B: Planilla de cálculo

Movimiento para el doblado		
Variable	Valor	Unidad
Cant. de pistones	3	
Dist. recorrido	20	mm
Tiempo del movimiento	0.4	s
Cant. de golpes	33	
Diám. pistón	32	mm
Diam. vástago	22	mm
Fuerza del ensayo	1.4	
Factor de seguridad	1.5	
Fuerza resultante	2.1	kN
Área del pistón	804.25	mm ²
Área del lado del vástago	424.12	mm ²
Volumen lado pistón	16084.95	mm ³
Caudal por pistón	2.41	l/min
Caudal total	7.24	l/min
Presión	26.11	Bar
	2.61	MPa
Presión del lado del vástago	49.51	Bar

Movimiento para el posicionamiento del piston de doblado		
Variable	Valor	Unidad
Cant. de pistones	3	
Dist. recorrido	200	mm
Tiempo del movimiento	2	s
Cant. de golpes	33	
Diám. pistón	32	mm
Diam. vástago	12	mm
Fuerza del ensayo	1	
Factor de seguridad	1.3	
Fuerza resultante	0	kN
Área del pistón	804.25	mm ²
Área del lado del vástago	691.15	mm ²
Volumen lado pistón	160849.54	mm ³
Caudal por pistón	4.83	l/min
Caudal total	14.48	l/min
	0.00	Bar
Presión del lado del vástago	0.00	MPa
Presión del lado del vastago	0.00	Bar

Movimiento para el centrado		
Variable	Valor	Unidad
Cant. de pistones	3	
Dist. recorrido	150	mm
Tiempo del movimiento	2	s
Cant. de golpes	33	
Diám. pistón	25	mm
Diam. vástago	12	mm
Fuerza del ensayo	1	
Factor de seguridad	1.3	
Fuerza resultante	0.1	kN
Área del pistón	490.87	mm ²
Área del lado del vástago	377.78	mm ²
Volumen lado pistón	73631.08	mm ³
Caudal por pistón	2.21	l/min
Caudal total	6.63	l/min
Presión	2.04	Bar
	0.20	Mpa
Presión del lado del vástago	2.65	Bar

Cálculo de fuerza para el análisis teórico inicial		
Variable	Valor	Unidad
Tensión de fluencia	415.00	MPa
Ángulo de la fuerza	45.00	º
Ángulo de la fuerza	0.79	rad
Inercia	2.25	mm ⁴
Espesor de la pestaña	1.50	mm
Altura de la pestaña	10.00	mm
Ancho de la pestaña	8.00	mm
Distancia c	0.75	mm
Cálculo		
Fuerza	190.35	N

Análisis del ángulo de aplicación		
º	Ángulo	
	rad	Fuerza [N]
1	0.017	124.68
2	0.035	124.90
3	0.052	125.16
4	0.070	125.46
5	0.087	125.80
6	0.105	126.18
7	0.122	126.60
8	0.140	127.06
9	0.157	127.57
10	0.175	128.11
38	0.663	167.83
39	0.681	170.56
40	0.698	173.44
41	0.716	176.47
42	0.733	179.66
43	0.750	183.03
44	0.768	186.59
45	0.785	190.35
46	0.803	194.32
47	0.820	198.52
48	0.838	202.97
49	0.855	207.69
50	0.873	212.70

E	193	Gpa
A	12	mm2
K	2	
L	10	mm
e	0	mm
c	0.75	mm
I	2.25	mm4
r	0.43	mm

Sigma fl	415.00	Mpa
----------	--------	-----

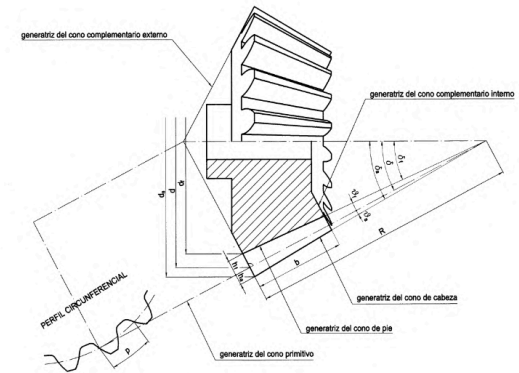
Cálculos por componente del método (valor destacado alcanza el límite de fluencia del material)

P	Sigma									
kN	Mpa	p/a	ec	r2	kl	2r	ea	p/ea	adentro de sec	
0.10	8.33	0.01	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	0.15	8.33
0.20	16.67	0.02	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	0.21	16.67
0.30	25.00	0.03	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	0.26	25.00
3.90	325.00	0.33	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	0.95	325.00
4.00	333.33	0.33	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	0.96	333.33
4.10	341.67	0.34	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	0.97	341.67
4.20	350.00	0.35	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	0.98	350.00
4.30	358.33	0.36	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	1.00	358.33
4.40	366.67	0.37	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	1.01	366.67
4.50	375.00	0.38	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	1.02	375.00
4.60	383.33	0.38	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	1.03	383.33
4.70	391.67	0.39	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	1.04	391.67
4.80	400.00	0.40	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	1.05	400.00
4.90	408.33	0.41	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	1.06	408.33
5.00	416.67	0.42	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	1.07	416.67
5.10	425.00	0.43	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	1.08	425.00
5.20	433.33	0.43	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	1.09	433.33
5.30	441.67	0.44	0.00	0.19	20.00	0.87	2316.00	0.00	1.10	441.67

Variable		Valor	Unidad
Ancho del engranaje		10	mm
Diámetro primitivo	d	40	mm
Cantidad de dientes	Z	20	
Ángulo del cono primitivo	Sigma	30	°
Ángulo del cono de cabeza	Sigma a	32.86	°
Ángulo del cono de pie	Sigma f	26.42	°
Longitud de la generatriz del cono primitivo	R	40	mm
Paso	p	6.28	mm
Módulo	m	2	mm
Espesor del diente	s	3.14	mm
Longitud del diente	b	8.66	mm
Altura de cabeza de diente	ha	2	mm
Altura de pie de diente	hf	2.5	mm
Altura de diente	h	4.5	mm
Diámetro de cabeza	da	43.46	mm
Diámetro de pie	df	35.67	mm
Ángulo de cabeza de diente	Omega a	2.86	°
Ángulo de pie de diente	Omega f	3.58	°

Variable		Valor	Unidad
Ancho del engranaje		10	mm
Diámetro primitivo	d	40	mm
Cantidad de dientes	Z	20	
Ángulo del cono primitivo	Sigma	60	°
Ángulo del cono de cabeza	Sigma a	64.95	°
Ángulo del cono de pie	Sigma f	53.82	°
Longitud de la generatriz del cono primitivo	R	23.09	mm
Paso	p	6.28	mm
Módulo	m	2	mm
Espesor del diente	s	3.14	mm
Longitud del diente	b	5	mm
Altura de cabeza de diente	ha	2	mm
Altura de pie de diente	hf	2.5	mm
Altura de diente	h	4.5	mm
Diámetro de cabeza	da	42	mm
Diámetro de pie	df	37.5	mm
Ángulo de cabeza de diente	Omega a	4.95	°
Ángulo de pie de diente	Omega f	6.18	°

Variable	Engranaje motor	Engranaje conducido
Ángulo del cono primitivo [°]	60	30
Diámetro primitivo [mm]	40	40
Cantidad de dientes	20	20
Módulo	2	2



Rodete	Inercia [kg.m ²]	Torque [Nm]
23302	0.705	0.353
23304	0.762	0.381
23305	0.796	0.398
23306	0.882	0.441
23309	0.650	0.325
23312	0.700	0.350

RODETES				Espacio entre ranuras									
				Contradisco				Disco					
Modelo	Diámetro		Boca	1° tramo		2° tramo		1° tramo		2° tramo		3° tramo	
23302	450	mm	205 mm	257	318	342	402	184	245	257	318	342	402
23304	540	mm	205 mm	330	362	455	500	200	245	330	362	455	500
23305	540	mm	205 mm	330	362	455	500	200	242	330	362	455	500
23306	480	mm	205 mm	222	310	410	445	222	310	410	445		
23309	332	mm	228 mm	230	285			230	285				
23312	450	mm	205 mm	270	295	350	385	185	220	270	295	350	385

Aros de apoyo	
Ø interno	Ø externo
185	202
222	242
270	285
360	362
420	440
470	490

Nº de paso	Componente que actúa	Descripción del movimiento	Desplazamiento [mm]	Velocidad [mm/s]	Tiempo [s]
1	Actuadores centrado	Posición 0 hasta asegurar discos	71.5	75	0.95
2	Servomotor radial	Posición 0 hasta diám. mayor de pestañas	135	250	0.54
3	Actuadores cerrado	Posición 0 hasta posición de trabajo	228	100	2.28
4		Posición de trabajo hasta posición plegado parcial	16.5	50	0.33
5	Servomotor angular	Posición plegado parcial hasta posición de trabajo	16.5	50	0.33
		Posición plegado parcial hasta posición plegado total			
6	Actuadores cerrado	Posición de trabajo hasta posición plegado total	18.5	50	0.37
7	Servomotor angular	Posición plegado total hasta posición de trabajo	18.5	50	0.37
		Posición plegado total hasta posición plegado parcial de la próxima pestaña			
8	-	Repetición de pasos 3 a 7 hasta terminar las pestañas de un diámetro, es decir, multiplicar tiempos por cantidad de pestañas -1	-	-	25.76
9	Servomotor radial	Posición diám. mayor hasta el siguiente diám. con pestañas	32	250	0.13
10	-	Repetición de pasos 3 a 9 hasta terminar con todos los diám. de pestañas, es decir, multiplicar tiempos por cantidad de diám. -1	-	-	59.14
11	Actuadores cerrado	Posición de trabajo a posición 0	71.5	100	0.72
12	Operario	Volteo del rodete	-	-	60.00
13	-	Repetición de pasos 2 a 11 que completa el cerrado de la otra cara del rodete	-	-	89.96
14	Actuadores centrado	Posición de soporte de discos a posición 0	71.5	75	0.95
			Tiempo total		241.82

Tablas auxiliares		
Rodete 23306	Contradisco	Disco
Cant. de álabes	24	
Pestañas por álabe	3	
Cant. de pestañas	72	
Cant. de diámetros	3	
Pestañas por diámetro	24	
Pestañas por actuador en cada diámetro	8	
Velocidad del servomotor	3000	rpm
Paso del tornillo de bolas recirculantes	5	mm
Velocidad lineal del actuador sobre el tornillo	250	mm/s

Fuerza obtenida [kN]		
Método	AISI 304	5052 H32
Cálculo recalado	10.71	-
Cálculo flexión	0.19	-
Simulación CAD flexión	1.20	0.19
Ensayo recalado	>10	2.50
Ensayo flexión	1.40	0.53

ACCIONAMIENTO			
Factores	Mecánico	Hidráulico	Neumático
Precisión	5	4	2
Velocidad	4	4	5
Fuerza	5	5	3
Disponibilidad	1	5	5
Precio	1	4	5
Total	21	26	22

Modelo	∅ ext. [mm]	∅ boca [mm]	∅ int. masa [mm]	Dist. entre discos [mm]
23302	450	205	30	30
23304	540	205	30	30
23305	540	205	30	38
23306	480	209	30	44
23309	332	228	30	68
23312	450	205	30	63

Modelo	Cant. de álabes	Cant. de pestañas
23302	15	105
23304	15	150
23305	15	150
23306	24	144
23309	45	180
23312	15	150

Velocidad del cerrado	
Pestañas	180
Movimientos totales	720
Movimientos por actuador	240
Distancia a recorrer [mm]	20
Tiempo de movimiento [s]	0.5
Tiempo total de movimientos [s]	120
Velocidad [mm/s]	40

Resultados de ensayos		
Material	Nº de ensayo	Fuerza máxima [kN]
Inoxidable	1	1.401
	2	1.280
	3	1.115
Aluminio	1	0.302
	2	0.531
	3	0.330

Velocidad de posicionamiento	
Distancia a recorrer [mm]	250
Tiempo de movimiento [s]	2
Velocidad [mm/s]	125

Velocidad de centrado	
Distancia a recorrer [mm]	150
Tiempo de movimiento [s]	2
Velocidad [mm/s]	75