

Licenciatura en Ingeniería Mecánica

Diseño mecánico de un sistema hidráulico para automatizar una dobladora de tubos manual.

Proyecto Tecnológico

Alumnos:

Nombre: Patricio Macías Ivonne

Matrícula: 2112044632

Nombre: Gómez Alonso César Antonio

Matrícula: 2172000441

Asesor:

Ing. Romy Pérez Moreno.

Categoría: Profesor Asociado.

Departamento de Adscripción: Energía.

Asesor:

Dr. Iván González Uribe.

Categoría: Profesor Asociado.

Departamento de Adscripción: Energía.

Trimestre 23-O, Ciudad de México, febrero 2024

DECLARATORIA

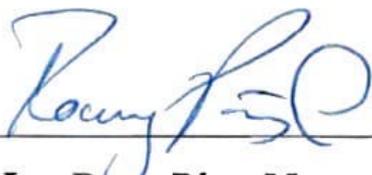
Yo, Dr. Iván González Uribe, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Dr. Iván González Uribe

DECLARATORIA

Yo, Ing. Romy Pérez Moreno, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Ing. Romy Pérez Moreno

DECLARATORIA

Yo, Ivonne Patricio Macias, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Patricio Macias Ivonne

DECLARATORIA

Yo, César Antonio Gómez Alonso, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Gómez Alonso César Antonio

AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: Fecha: PI-A-MEC

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Matrícula:
 Correo personal:

Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa:
 No. económico: Adscripción/Departamento/Sección:
 Área de investigación:
 Correo institucional:

Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:
 No. económico/Teléfono: Adscripción/Puesto:
 Área de investigación/Departamento:
 Correo electrónico:

Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

Proyecto tecnológico Proyecto de investigación Estancia profesional Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Diseño mecánico de un sistema hidráulico para automatizar una dobladora de tubos manual.

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?):

OBJETIVO GENERAL

Realizar el diseño mecánico para automatizar una dobladora de tubos manual de manera hidráulica.

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	<input type="text" value="23P"/> Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	<input type="text" value="23O"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de la Coordinación de Estudios

AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: Fecha: PI-A-MEC

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Matricula:
 Correo personal:


Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa:
 No. económico: Adscripción/Departamento/Sección:
 Área de investigación:
 Correo institucional:


Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:
 No. económico/Teléfono: Adscripción/Puesto:
 Área de investigación/Departamento:
 Correo electrónico:


Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

Proyecto tecnológico Proyecto de investigación Estancia profesional Experiencia profesional

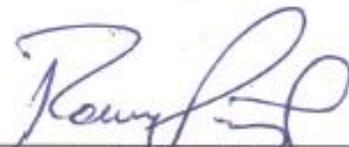
TÍTULO DEL PROYECTO

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?):

OBJETIVO GENERAL

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	<input type="text" value="Inicio"/>
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	<input type="text" value="23P"/>
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	<input type="text" value="Término"/>
			<input type="text" value="23O"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

 Ing. Romy Pérez Moreno


 Sello de la Coordinación de Estudios

Resumen

El presente proyecto de integración se llevó a cabo como parte de la titulación en la carrera de Ingeniería Mecánica en la Universidad Autónoma Metropolitana unidad Azcapotzalco. Se presenta un diseño mecánico desarrollado para una dobladora de tubos de acero 4130 con forma circular y diámetros de 25 mm.

El proyecto tiene como propósitos satisfacer las necesidades de realizar un proceso de doblado dentro de la universidad y la búsqueda de reducir costos y optimizar tiempos en la fabricación de la jaula del automóvil destinado a participar en la competencia BAJA SAE.

La consideración principal en el diseño de la dobladora fue la automatización mediante un sistema hidráulico, el cual sería energizado por una bomba de engranajes internos, un motor eléctrico, un actuador hidráulico lineal y válvulas para regular el sistema. Este enfoque tuvo como objetivo realizar el proceso de doblado de tubos de manera eficiente y práctica. Las partes principales del diseño de la dobladora son:

- Sistema de doblado
- Sistema hidráulico
- Estructura

Para el diseño del sistema de doblado, se llevó a cabo un ensayo de flexión con el propósito de determinar la fuerza apropiada para el doblado del tubo. Esta fuerza se empleó en el diseño del eje primario, eje secundario y del conjunto piñón-cremallera, donde se identificaron las características y parámetros correspondientes para el diseño de la dobladora. Es relevante mencionar que esta máquina puede doblar tubos de diámetros menores, intercambiando los dados de doblado.

En relación con el sistema hidráulico, utilizando la fuerza obtenida del ensayo de flexión, se seleccionó un actuador hidráulico. Con base en dicho valor, se procedió a la selección de la electrobomba, válvulas y demás componentes necesarios para el sistema. Este sistema proporcionó la capacidad de controlar la velocidad de doblado a través de una válvula reguladora de caudal.

Se propone utilizar una estructura de dimensiones 1.8 x 0.5 metros, construida con Perfiles Tubulares Rectangulares (PTR) y una placa de acero de 1.8 m x 0.5 m x ¼” de espesor. Esta estructura sostendrá tanto el sistema de doblado como algunos elementos del sistema hidráulico, y se ha diseñado considerando espacio adicional para los componentes de apoyo del tubo.

Finalmente, se llevó a cabo un análisis de costos que abarcó todos los materiales sugeridos para el diseño, incluyendo el material de fabricación, la tornillería, la maquinaria utilizada en los procesos de maquinado y la mano de obra para la fabricación.

Tabla de contenido

1. Introducción	16
2. Antecedentes	17
3. Justificación.....	18
4. Objetivos	18
4.1. Objetivo General.....	18
4.2. Objetivos particulares.....	18
5. Marco teórico	19
5.1. Máquina dobladora de tubo	19
5.1.1. Dobladoras manuales de tubos	19
5.1.2. Dobladoras electrónicas de tubo.....	20
5.1.3. Dobladoras hidráulicas de tubo	21
5.2. Diseño de ejes.....	22
5.3. Diagramas de cortante y momento	22
5.4 Torsión.....	23
5.5. Esfuerzos en ejes circulares.....	24
5.6. Resistencia a la fatiga	25
5.6.1 Factores influyentes en el límite de resistencia a la fatiga	25
5.6.1.1 Factor de superficie (k_a).....	26
5.6.1.2. Factor de tamaño (k_b)	27
5.6.1.3. Factor de carga (k_c).....	28
5.6.1.4. Factor de temperatura (k_d).....	28
5.6.1.5. Factor de confiabilidad (k_e).....	29
5.6.1.6. Factor de efectos varios (k_f).....	30
5.6.1.7. Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca.....	31
5.7 Cojinetes de contacto rodante.....	32
5.7.1. Selección de baleros	34
5.8. Engranajes	35
5.8.1. Tipos de engranajes	36
5.8.1.1. Engranajes de ejes paralelos.....	36
5.8.1.2. Engranajes de ejes perpendiculares	36

5.8.1.3. Cilíndricos de dientes rectos.....	36
5.8.1.4. Cónicos de dientes rectos	37
5.8.1.5. Cilíndricos de dientes helicoidales	37
5.8.1.6 Cónicos de dientes helicoidales.....	37
5.8.1.7. Tornillo sin fin.....	37
5.8.1.7.De cremallera.....	37
5.8.2. Correlación entre espesor del diente y el esfuerzo máximo	37
5.8. Elementos de un sistema hidráulico	38
5.8.1. Bombas de desplazamiento positivo.....	39
5.9.2. Actuadores lineales hidráulicos	42
5.9.3. Válvulas hidráulicas	44
5.9.4. Motores fluidos.....	47
5.10 Ensayo de flexión	49
5.10.1. Tipos de pruebas de flexión.....	50
5.10.1.1. Ensayo de flexión a 3 puntos.....	50
5.10.1.2 Ensayo de flexión a 4 puntos.....	51
6. Desarrollo.....	51
6.1 Parámetros iniciales de diseño.....	51
6.2 Ensayo de flexión	52
6.3 Diseño y manufactura de los elementos del prototipo.....	54
6.3.1 Selección del gato hidráulico de botella.....	56
6.3.2 Ensamble y análisis del funcionamiento de la máquina	57
6.4. Sistema hidráulico	58
6.4.1. Variables de diseño del sistema hidráulico.....	58
6.4.2. Selección de un actuador hidráulico lineal.....	59
6.4.3. Selección de un motor y una bomba de desplazamiento positivo	59
6.4.4. Selección de válvulas hidráulicas	60
6.4.5. Diagramas hidráulico y eléctrico del sistema.....	60
6.5 Diseño del eje primario y sus aditamentos	61
6.6. Selección de baleros	63
6.6 Dibujo de piezas en CAD y planos.....	63
7. Resultados	64

7.1 Ensayo de flexión	64
7.2. Cálculo teórico de la fuerza necesaria para doblar tubo de acero 4130.....	67
7.3 Cálculos para el diseño del eje principal del sistema mecánico.....	69
7.4. Cálculo del diámetro del eje	74
7.5. Cálculo de los baleros.....	77
7.5. Cálculo de engrane y cremallera	79
7.6. Diseño del sistema hidráulico.....	82
7.7. Elementos de la máquina.....	84
8. Análisis y discusión de resultados.....	90
8.1. Ensayo de flexión	90
8.2. Prototipo	92
8.3. Diseño último de la máquina.....	93
8.4. Estimación de costos	94
9. Conclusiones.....	99
10. Referencias bibliográficas	101

Índice de Figuras

Figura 1.	Dobladora de tubos manual de la Universidad (UAM).....	17
Figura 2.	Dobladora de tubo manual	19
Figura 3.	Dobladora de tubo con trinquete	20
Figura 4.	Dobladora CNC de tubos	21
Figura 5.	Dobladora hidráulica de tubos	21
Figura 6.	Diagrama de cuerpo libre de una viga simplemente apoyada que muestra a V y M en direcciones positivas	22
Figura 7.	Elementos presentes en un eje circular sometido a pares torsores	23
Figura 8.	Diámetro de una sección transversal circular	27
Figura 9.	Sensibilidad a la muesca en aceros y aleaciones de aluminio sometidos a flexión inversa.	31
Figura 10.	Sensibilidad a la muesca de materiales sometido a torsión inversa	32
Figura 11.	Diagrama interno de un cojinete de bolas.	33
Figura 12.	Simbología de una válvula de alivio y descarga de presión.	42
Figura 13.	Vista interna de un actuador lineal hidráulico de doble efecto	43
Figura 14.	Actuador lineal hidráulico de simple efecto	44
Figura 15.	Simbología para accionar las válvulas de control direccional	45
Figura 16.	Conmutador de válvula hidráulica 4/3 con condición central abierta	45
Figura 17.	Conmutador de válvula hidráulica 4/3 con condición central cerrada	46
Figura 18.	Actuador hidráulico de doble efecto controlado por una válvula 4/3, actuada por palanca, centrada por resortes	46
Figura 19.	Construcción interna y posición del rotor orbital.	48
Figura 20.	Curvas características de un motor orbital marca Danfoss modelo OMS 1215.	49
Figura 21.	Ensayo de flexión a 3 puntos.....	50
Figura 22.	Ensayo de flexión a cuatro puntos	51
Figura 23.	Cabezales de la máquina INSTRON: a) preexistente, b) proceso de fresado del cabezal, c) cabezal terminado.	53

Figura 24. Ensayo a flexión: a) probeta en los soportes antes del ensayo, b) probeta con deformación después del ensayo.	53
Figura 25. Placas para la mordaza: a) rectificado de las placas, b) placas con acabado final, c) barrenado de las placas.....	54
Figura 26. Bazo de acero con un barreno en cada extremo.	55
Figura 27. Junta de acero.	55
Figura 28. Perno manufacturado de acero 1045 con un hombro.	56
Figura 29. Mecanismo base para el doblado con el gato hidráulico como fuente de transmisión de potencia.	57
Figura 30. Ensamble del mecanismo en la estructura de la dobladora.	58
Figura 31. Diagrama eléctrico de la máquina dobladora de tubo.	61
Figura 32. Cabezal manufacturado para la máquina de ensayos <i>INSTRON 5500R</i>	64
Figura 33. Gráfica de deformación-esfuerzo del acero 3 4140.....	65
Figura 34. Diagrama de una viga empotrada.	67
Figura 35. Diagrama de momento en una viga empotrada.	67
Figura 36. Diagrama de cortante en una viga empotrada.	68
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre en los ejes x-y.	69
Figura 38. Diagrama de cuerpo libre con fuerzas tangenciales en los ejes x-y.	70
Figura 39. Diagrama de cuerpo libre en los ejes x-z.....	71
Figura 40. Diagrama de cortante.....	71
Figura 41. Diagrama de momentos.....	72
Figura 42. Diagrama de cuerpo libre del eje primario	73
Figura 43. Diagrama de cortante.....	73
Figura 44. Diagrama de momentos máximos	74
Figura 45. Diagrama del sistema hidráulico de la dobladora.....	82
Figura 46. Diagrama eléctrico de la máquina dobladora de tubos.....	83
Figura 47. Modelo CAD del ensamble de las piezas de la máquina.....	90
Figura 48. Ampliación de la gráfica de la gráfica de carga & desplazamiento	91
Figura 49. Prototipo de la máquina dobladora de tubo.....	92
Figura 50. Deformaciones en el tubo presentadas al realizar el doblado.....	92

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.- Valores típicos para a y b dependiendo de su acabado superficial [5].....	26
Tabla 2.- Valores típicos de la desviación estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga [5].....	29
Tabla 3.- Piezas manufacturadas para el prototipo.....	66
Tabla 4.- Valores supuestos para los factores de diseño.	75
Tabla 5.- Tabla de dimensiones y clasificación de carga para cojinetes de bolas de contacto angular. 78	
Tabla 6.- Parámetros de diseño para un engrane de dientes rectos y cremallera.....	79
Tabla 7.- Dibujo de las piezas diseñadas para el sistema hidráulico.....	84
Tabla 8.- Costos de los componentes del sistema de doblado.....	94
Tabla 9.- Costos de los componentes de la estructura de la mesa.....	96
Tabla 10.- Costos de los baleros en el eje principal.....	97
Tabla 11.- Costos de los elementos del sistema hidráulico.....	97
Tabla 12.- Costos de los elementos de tornillería.	98
Tabla 13.- Costos de fabricación de piezas de la dobladora	99
Tabla 14.- Tabla del costo total de la fabricación de la dobladora	100

1. Introducción

En la construcción de autos es necesario disponer de tubos con dobleces a diferentes ángulos. Cuando este proceso es realizado de manera manual, se generan dobleces imprecisos y con imperfecciones en el material. Con la revolución industrial la manufactura que se realizaba de manera manual fue automatizada mediante máquinas que remplazaron gran parte del trabajo humano. Con el avance tecnológico que se tiene actualmente, las diferentes industrias requieren de mayor precisión en el doblado de tubos para cumplir con los requerimientos solicitados por lo que, fue necesario diseñar y fabricar máquinas dobladoras de tubo que mejoraron y optimizaron el proceso de doblado de tubos.

En la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco, se lleva a cabo el diseño y construcción de un vehículo BAJA SAE (Society of Automotive Engineers); vehículo que es diseñado y construido por alumnos de la universidad para después ser puesto a prueba en la competencia nacional BAJA SAE. Durante la construcción del vehículo, el doblado de tubos es uno de los procesos más importantes pues de esto depende la resistencia de la jaula del vehículo. Uno de los principales problemas que se presentan es no poder realizar el doblado de tubo dentro de la universidad, pues la máquina dobladora de tubo que se encuentra en el taller de fundición esta inhabilitada por mal funcionamiento [Figura 1].

Debido a que la máquina dobladora de tubos no puede utilizarse, el proceso de doblado se realiza de manera externa a la universidad con un costo elevado y sin tiempo de entrega estimado. El producto recibido no cuenta con las especificaciones presentadas en los planos de trabajo ocasionando retrasos en el proceso de construcción. Por lo que para dar solución a los problemas anteriores se propone realizar el diseño mecánico para habilitar y automatizar de manera hidráulica la dobladora manual de tubos con la que cuenta la universidad. Se partirá de realizar pruebas mecánicas a los tubos utilizados en el vehículo BAJA SAE, con el fin de determinar las propiedades del material a flexión. Posteriormente, se procederá a realizar modificaciones en el equipo con dispositivos hidráulicos manuales para comprobar el proceso de doblado y posteriormente realizar el diseño del sistema hidráulico totalmente automatizado.



Figura 1.- Dobladora de tubos manual de la Universidad (UAM).

Con este proyecto se espera realizar el doblado de tubos de manera precisa, mejorar tiempos y costos en el proyecto BAJA SAE y que dicha máquina pueda ser utilizada en las diferentes asignaturas de manufactura que se imparten en la universidad.

2. Antecedentes

En el año 2009 Andrés Arias Duque y Ana María Mena Mejía de la Universidad De Medellín llevaron a cabo el “Diseño y construcción de una máquina hidráulica dobladora de tubería redonda” [1]. En dicho trabajo el sistema hidráulico es accionado por medio de una bomba hidráulica de 1 GPM, con un motor eléctrico trifásico a 220 V, de 1 hp y 1800 RPM. Este trabajo servirá como referencia para el diseño del sistema hidráulico de la dobladora de tubos.

En el año 2019 Daniel Alberto Zuluaga Bermúdez de la Universidad De Antioquia de Medellín realizó el “Diseño de una máquina dobladora de tubos de hasta 1 ½” necesaria para los procesos de producción en la línea Agro” [2]. En este proyecto se realizó el diseño de un sistema hidráulico impulsado por transmisión y cadena. Este proyecto se usará como base para desarrollar cálculos del sistema hidráulico.

En agosto del 2013 Gyovanny Patricio Moreno Flores de la Universidad Politécnica Salesiana, Sede-Quito elaboró el “Diseño y construcción de una máquina dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático” [3]. Para este proyecto se diseñó además de un sistema hidráulico, el sistema secundario de cremallera-piñón que produce el desplazamiento del doblado de tubo. Por lo que este proyecto se tomará como referencia para el cálculo y diseño del sistema de desplazamiento de la dobladora de tubos.

Diseño mecánico de un sistema hidráulico para automatizar una dobladora de tubos manual.

3. Justificación

La universidad cuenta con una dobladora manual de tubos que esta inhabilitada por mal funcionamiento. Debido a esto, el doblado de tubos que se requiera se realiza de manera externa a la universidad. El principal problema con esto es que en ocasiones el producto recibido no cumple con las especificaciones presentadas en los planos de trabajo, ocasionando retrasos. El diseño mecánico que se propone para automatizar, en un futuro, la dobladora manual de tubos de la universidad será un sistema hidráulico que permitirá tener los trabajos en tiempo y forma dentro de la universidad.

4. Objetivos

4.1. Objetivo General

Realizar el diseño mecánico para automatizar una dobladora de tubos manual de manera hidráulica.

4.2. Objetivos particulares

- a. Determinar la fuerza necesaria para doblar los tubos utilizados en la competencia BAJA SAE 2023 mediante ensayos de flexión a las probetas de tubo de acero.
- b. Seleccionar e instalar componentes para el sistema hidráulico manual para la dobladora.
- c. Realizar el diseño mecánico del sistema hidráulico automatizado.
- d. Seleccionar los componentes hidráulicos para el sistema.
- e. Realizar un análisis de costos para la fabricación del sistema automatizado

5. Marco teórico

5.1. Máquina dobladora de tubo

El doblado de tubo es un proceso que se ha hecho por mucho tiempo de forma manual, sin embargo, se han desarrollado máquinas capaces de realizar esta tarea de forma precisa. Una máquina dobladora de tubo es un dispositivo que al aplicar una fuerza sobre el tubo tal que supere el límite elástico del mismo, resulte en una deformación permanente en el elemento [4].

En la actualidad, existe una amplia variedad de dobladoras de tubos, cada una diseñada para cumplir con aplicaciones específicas. La elección del tipo adecuado de dobladora se fundamenta en diversos factores como la naturaleza del material y el diámetro del tubo, así como consideraciones de costo y viabilidad. La selección cuidadosa de la máquina adecuada asegura una operación eficiente y rentable [4]. En términos generales, las dobladoras de tubo se clasifican según el mecanismo que les permite funcionar, como se detalla a continuación:

5.1.1. Dobladoras manuales de tubos

Estas herramientas de plegado manual suelen ser de bajo costo y su funcionamiento es muy simple. Actualmente existen diversos modelos, se puede apreciar un ejemplo en la Figura 2. Los diferentes modelos son los siguientes [4]:

- **Dobladora de tubo doble:** Consiste en dos mangos que el usuario empuja para doblar el tubo. El tubo sigue la forma de la matriz y el ángulo depende de la fuerza y el tiempo que el usuario aplique. Doblar tubos de aluminio y plástico es sencillo con este tipo de dispositivos.



Figura 2.- Dobladora de tubo manual [4].

- **Dobladora de tubo con trinquete:** Tiene una palanca que empuja la matriz contra el tubo para hacer el doblado. Suele ser útil para realizar curvas de hasta 90° (Figura 3).



Figura 3.- Dobladora de tubo con trinquete [4].

5.1.2. Dobladoras electrónicas de tubo

Estas máquinas se han diseñado semiautomáticas y automáticas. En sus componentes se encuentran pistones, motores eléctricos, y controladores como PLC o algún software que permita un proceso preciso y efectivo (Figura 4). Algunos tipos son:

- **Dobladora de pliegue rotativo:** El tubo se sujeta contra la matriz de curvado que, a lo largo de su eje, tira de él y lo dobla hasta el ángulo deseado.
- **Máquina curvadora de rodillos:** Se caracterizan por tener tres rodillos. Este dispositivo generalmente se usa para realizar curvas de radio grande.
- **Máquina dobladora por inducción:** Tiene una bobina en el punto de curvado, esto permite calentar el tubo obteniendo un doblado más sencillo.
- **Curvadora de tubo CNC:** Este tipo de máquina facilita el proceso de doblado pues únicamente requiere introducir los parámetros del proceso, por ejemplo: ángulo, punto de quiebre para el doblado, y orientación del tubo.



Figura 4.- Dobladora CNC de tubos [4].

5.1.3. Dobladoras hidráulicas de tubo

Su funcionamiento se basa también en una matriz que presiona el tubo contra dos puntos fijos (Figura 5). Son especialmente útiles para realizar dobleces en tubos con mayor resistencia a la deformación como son los tubos de acero y hierro fundido.

En estas máquinas únicamente se necesita empujar manualmente una palanca para hacer avanzar la matriz, donde los puntos fijos se pueden ajustar para obtener el ángulo deseado.

- **Dobladora hidráulica vertical:** Utiliza una estructura vertical que funciona como soporte. Al empujar la palanca del pistón, la matriz se mueve hacia arriba, empujando el tubo contra los puntos fijos.
- **Dobladora hidráulica horizontal:** Lo que la hace diferente de una dobladora de tubos vertical es la posición en la que funciona. Generalmente, se coloca sobre una mesa de trabajo o alguna estructura que mantenga el dispositivo en su lugar.



Figura 5.- Dobladora hidráulica de tubos [4].

5.2. Diseño de ejes

Para el diseño de un elemento mecánico, como lo es un eje de sección transversal circular, es necesario conocer ciertos parámetros, éstos incluyen dimensiones de longitud, área, volumen, o diámetro. Con base en ellos, se realizan diagramas de cuerpo libre y sus respectivos diagramas de momento cortante y flexionante. Durante el diseño, es importante considerar que un eje debe mantenerse lo más corto posible para minimizar los momentos [9].

Una vez analizados los parámetros, se debe considerar la forma de transmisión del par torsor hacia el eje. Para esto, es necesario conocer el tipo de unión que tendrán los elementos, principalmente se utilizan cuñas, tornillos de fijación, y ajustes a presión o contracción [5].

5.3. Diagramas de cortante y momento

En el diseño estructural se realiza un análisis detallado de los elementos que sostienen las cargas de la estructura. Como componente esencial de este análisis, se debe identificar tanto la magnitud como la ubicación de los puntos críticos. El comportamiento de las cargas en un elemento se puede describir en diagramas de corte y momento flector.

Para el diseño de ejes, los diagramas de corte y momento flector proporcionan una descripción clara de cómo las cargas afectan al elemento. El libro de *Diseño en ingeniería mecánica* menciona que la fuerza cortante se obtiene sumando las fuerzas a la izquierda de la sección cortada. El momento flector es la suma de los momentos de las fuerzas a la izquierda de la sección tomada respecto de un eje a través de la sección aislada. En la Figura 6, se aprecia cómo se distribuyen las fuerzas y reacciones en el elemento.

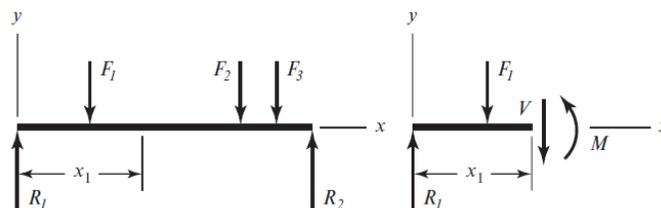


Figura 6.- Diagrama de cuerpo libre de una viga simplemente apoyada que muestra a V y M en direcciones positivas [5].

Para llevar a cabo este análisis de manera efectiva, es esencial conocer la magnitud de las cargas aplicadas a la viga, el tipo de carga (puntual o distribuida), su ubicación a lo largo de la longitud de la viga, la dirección de aplicación, el tipo de soportes utilizados y cómo responde la viga a estas cargas en conjunto con los apoyos [5].

5.4 Torsión

Si se analizan elementos de sección transversal circular sometidos a pares de torsión, se encuentran esfuerzos y deformaciones. A estos momentos torsores se les identifica con la letra T, sentidos opuestos y son cantidades vectoriales. Es por esto que si un vector momento, es colineal a un eje de un elemento, se le llamará vector de par de torsión [5]. En la Figura 7, se describen los elementos que se presentan en este caso.

Una propiedad que tienen los ejes circulares es que, al ser sometidos a torsión, todas las secciones transversales permanecen planas y sin distorsión. Lo que permite determinar la distribución de los esfuerzos cortantes sobre el eje y obtener la deformación [5].

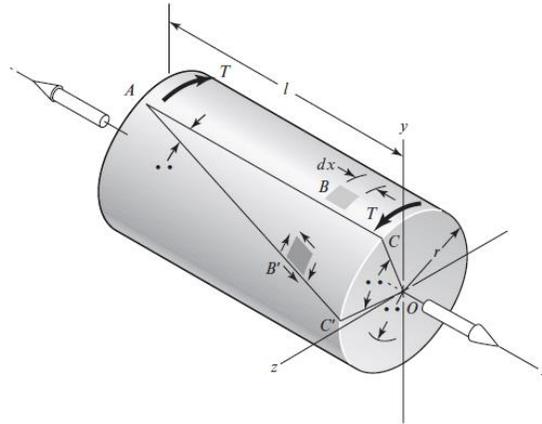


Figura 7.- Elementos presentes en un eje circular sometido a pares torsores [5].

Con base en la Figura 6 se define que:

$$T = \text{par de torsión}$$

$$l = \text{longitud}$$

$$G = \text{módulo de rigidez}$$

$$J = \text{segundo momento polar del área}$$

5.5. Esfuerzos en ejes circulares

En el caso de las flechas es necesario conocer los agentes externos sobre los cuales trabajará el elemento; flexión, torsión o axial. Para su análisis, es necesario conocer los esfuerzos y momentos medio y alternante debido a la torsión. Si se supone un eje con sección transversal redonda, las ecuaciones quedarán de la siguiente forma:

$$\tau_m = k_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (1)}$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3}$$

Donde τ_m y τ_a son los esfuerzos fluctuantes debido a la flexión y T_m y T_a son los pares de torsión medio y alternante. Además, k_{fs} es el factor de concentración del esfuerzo a torsión.

$$\sigma_a = k_{fs} \frac{32 M_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (2)}$$

$$\sigma_m = k_{fs} \frac{32 M_m}{\pi d^3}$$

De aquí, se sabe que σ_a y σ_m son los esfuerzos fluctuantes debido a la flexión. También se conoce que M_a y M_m son los momentos flexionantes medio y alternante. Estos esfuerzos se pueden evaluar sobre el diagrama de Goodman. Tomando en cuenta el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman, se usará:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad \text{Ec. (3)}$$

donde S_e es el límite de fatiga y S_{ut} es la resistencia a la tensión.

Cuando se habla de diseño, también es necesario saber el diámetro del elemento. Por lo que usando las ecuaciones de la teoría de falla significativa de ED-Goodman se encuentra dicho valor del elemento a diseñar con la Ec. 4:

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_F M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^2 \quad \text{Ec. (4)}$$

5.6. Resistencia a la fatiga

Encontrar el límite de resistencia a la fatiga suele ser un proceso extenso pero muy importante. Los datos obtenidos de su análisis muestran información que durante el diseño de los elementos es vital, pues permite entender el comportamiento físico de la pieza durante los esfuerzos a los que es sometido. Al interpretar y representar gráficamente los datos se obtienen gráficos de esfuerzo-deformación que hacen más sencillo predecir de forma más clara la vida útil del elemento o el fallo del mismo [5].

Dichos gráficos permiten analizar con claridad el punto donde el material sufre elongaciones. Sin embargo, cuando un elemento es sometido a esfuerzos fluctuantes en periodos continuos la falla del elemento puede ocurrir con magnitudes de esfuerzo menores a la resistencia última y de cedencia [5].

Se han hecho extensos estudios para encontrar un método que permita estimar los límites de resistencia a la fatiga. Por lo que al ser tan amplia la investigación se ha buscado tener un estándar que minimice las muestras obtenidas en laboratorios y con los productos finales en la industria. Tomando como ejemplo a los aceros, se tienen los siguientes parámetros para calcular este límite que se le conoce como S'_e :

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad \text{Ec. (5)}$$

donde S_{ut} es la resistencia a la tensión mínima. Es importante destacar que el símbolo S'_e se refiere a la muestra de una viga rotativa [5].

5.6.1 Factores influyentes en el límite de resistencia a la fatiga

Las condiciones bajo las que se realizan los ensayos en laboratorio para determinar los límites de resistencia a la fatiga son muy estrictas, es entendible que no se obtengan los

mismos resultados en cualquier otro medio diferente. Esto puede ser causado por factores como el material, el proceso de manufactura, el ambiente y sobre todo el diseño.

Joseph Marin, identificó y propuso diversos factores que tienen un efecto directo en el resultado del análisis, por ejemplo, la condición superficial, el tamaño, la carga y la temperatura entre otros. Estos factores se han incluido en la siguiente expresión [5]:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_s k_f S'_e \quad \text{Ec. (6)}$$

5.6.1.1 Factor de superficie (ka)

Las vigas a estudiar suelen tener un acabado en específico que depende del proceso de manufactura con el que se realizó, por ejemplo, el laminado en frío o caliente. Este factor de modificación depende del acabado de la superficie del elemento y de la resistencia a la tensión.

Lipson y Noll realizaron pruebas en vigas rotativas que se agruparon en una gráfica del límite de resistencia a la fatiga versus la resistencia última a la tensión. Es gracias a esto que se obtuvo el siguiente modelo que describe al factor de superficie (Ec. 7) como

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ec. (7)}$$

Los valores de a y b están determinados por el tipo de acabado, en la Tabla 1 se pueden apreciar los valores típicos para cada caso.

Tabla 1.- Valores típicos para a y b dependiendo de su acabado superficial [5].

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} [kpsi]	S_{ut} [MPa]	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.7	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	27.2	-0.995

5.6.1.2. Factor de tamaño (k_b)

Esta magnitud depende directamente del tipo de carga a la que se encuentra el elemento. Agregando que después de realizar alrededor de 133 conjuntos de datos en un estudio que pone a prueba este factor, se obtuvo que si el elemento trabaja a flexión o torsión la expresión queda como

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d < 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ec. (8)}$$

Para una carga axial no hay efecto de tamaño, por lo que

$$k_b = 1 \quad \text{Ec. (9)}$$

Cuando se aplica la Ec. 8 a barras redondas en flexión que no están en rotación o a secciones transversales no circulares, surge la cuestión de cómo determinar el factor de tamaño. El método propuesto utiliza un diámetro equivalente conocido como d_e , obtenido al igualar el volumen de material sujeto a esfuerzos de 95% del esfuerzo máximo con el volumen de la muestra analizada. Así, se obtiene la Ec. 10 que describe el 95% del área de esfuerzo llamada $A_{0.95\sigma}$

$$\begin{aligned} A_{0.95\sigma} &= \frac{\pi}{4} [d^2 - (0.95d)^2] \\ &= 0.0766d^2 \end{aligned} \quad \text{Ec. (10)}$$

Para resolver la ecuación anterior, se encontraron ecuaciones que permiten determinar los valores de $A_{0.95\sigma}$ y d_e que conociendo la sección transversal circular y de diámetro d (Figura 8), se obtienen las Ec. 11 y 12.

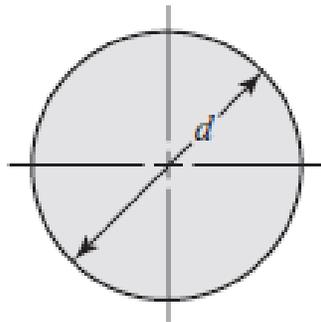


Figura 8.- Diámetro de una sección transversal circular [5].

$$A_{0.95\sigma} = 0.01046 * d^2 \quad \text{Ec. (11)}$$

$$d_e = 0.370 * d \quad \text{Ec. (12)}$$

5.6.1.3. Factor de carga (k_c)

Las pruebas de fatiga con carga torsional o axial muestran diferentes relaciones entre el límite de resistencia y la resistencia máxima según el tipo de carga. Se utiliza un factor de carga para ajustar el límite de resistencia obtenido en pruebas de flexión, y aunque este factor está vinculado a la resistencia última, su variación es mínima. Por lo que es conveniente expresar los valores del factor de carga en un coeficiente como se muestra en la Ec. 13 [5].

$$k_c = \begin{cases} 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \\ 1 & \text{flexión} \end{cases} \quad \text{Ec. (13)}$$

El factor de carga de torsión se emplea principalmente para ajustar la diferencia entre la resistencia al corte y la resistencia normal. Por ende, se aplica exclusivamente al considerar cargas de torsión en fatiga pura. En situaciones donde se combinan con otras cargas, como la flexión, se establece $k_c = 1$ [5].

5.6.1.4. Factor de temperatura (k_d)

Cuando los materiales se exponen a temperaturas más altas que la del ambiente, pueden presentar cambios en su resistencia, elasticidad e incluso un fenómeno conocido como *fractura frágil*. Se sabe que cuando un material se trabaja a temperaturas elevadas, cualquier esfuerzo inducirá un flujo plástico, por lo que es necesario introducir este fenómeno como un coeficiente [5].

Los análisis que se han obtenido de los experimentos en laboratorio han demostrado que el límite de la resistencia a la fatiga de los aceros se incrementa proporcionalmente al incremento de la temperatura para posteriormente, en un rango de 400 a 700° F. Esto fue posible determinarlo después de haber realizado pruebas a probetas de diferentes acero y aleaciones. Después de haber aplicado un ajuste polinomial de cuarto grado a los resultados, se encontró la Ec. 14, que permite encontrar el valor del coeficiente k_d [5].

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4 \quad \text{Ec. (14)}$$

Donde $70 \leq T_F \leq 1000^\circ F$

Por otro lado, si no se conoce el límite de la resistencia a la fatiga de una viga rotativa y la resistencia a la tensión ha sido corregida, es posible calcular que

$$k_d = 1 \quad \text{Ec. (15)}$$

5.6.1.5. Factor de confiabilidad (k_e)

Al analizar los datos obtenidos en un ensayo de resistencia a la fatiga, se encontró que éstos presentan una desviación estándar menor al 8%. Por lo que Haugen y Wirching propusieron el siguiente modelo (Ec. 16) para calcular este coeficiente:

$$k_e = 1 - 0.08z_a \quad \text{Ec. (16)}$$

Donde z_a es la variación de transformación que depende de la desviación estándar porcentual del límite de resistencia a la fatiga (Tabla 2) [5].

Tabla 2.- Valores típicos de la desviación estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga [5].

Confiabilidad %	Valor de transformación	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1
95	1.645	0.868
99.9	3.091	0.753
99.999	4.265	0.659

5.6.1.6. Factor de efectos varios (k_f)

El coeficiente de efectos varios engloba diversos factores que se deben tomar en cuenta cuando se busca reducir el límite de resistencia a la fatiga. Se conoce que los esfuerzos residuales se comportan de forma distinta dependiendo de cómo esté trabajando la carga analizada; si es a compresión el límite de resistencia a la fatiga incrementa, si existe tensión, aparecen las fallas por fatiga [5].

Los fenómenos típicos que incluye este factor son:

1. **Corrosión.** Las partes en atmósferas corrosivas tienden a tener menor resistencia a la fatiga debido al desgaste provocado por la corrosión. La determinación del límite de resistencia a la fatiga en piezas corroídas no es sencilla, ya que la corrosión y el esfuerzo ocurren simultáneamente. Con el tiempo, cualquier parte sometida a esfuerzos repetidos en una atmósfera corrosiva eventualmente fallará [5].
2. **Recubrimiento electrolítico.** Utilizando algunos metales como recubrimiento es posible reducir el límite de resistencia a la fatiga hasta un 50%. Decidir el método para evitar la corrosión en el elemento a diseñar radica en el que sea menos abrasivo con el material. Donde ya sería posible considerar un tratamiento más amigable como la oxidación anódica en aleaciones ligeras [5].
3. **Metalizado por aspersion.** Este proceso genera grietas en el material lo que puede traducirse en la reducción de hasta 14% en la resistencia a la fatiga [5].
4. **Frecuencia cíclica.** Se conoce que la frecuencia y el tiempo están directamente relacionados. Si se aplica este principio en los materiales cuando existe abrasión o temperaturas altas en los materiales, se encuentra que, a menor frecuencia y mayor temperatura, se propicia el nacimiento de grietas por lo que la vida útil del elemento será menor dependiendo también del esfuerzo que se aplique [5].
5. **Corrosión por frotamiento.** Este fenómeno se puede apreciar cuando dos elementos en contacto comienzan a vibrar y generar fricción entre ambas, estos movimientos son microscópicos. Generalmente ocurre en partes o estructuras de ajuste a presión [5].

5.6.1.7. Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca

En los elementos cilíndricos existen regiones donde existen irregularidades en los elementos, ya sea orificios, ranuras o muescas. Éstos generan lo que se conoce como esfuerzos teóricos. En lo general, el factor k_f se concibe como un factor de concentración del esfuerzo que depende del esfuerzo máximo en la prueba con muesca y el esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca, para esto, la sensibilidad a la muesca (conocida como q) se determina mediante la Ec. 18. El valor de q suele tener una magnitud entre cero y uno. [5].

En el proceso del diseño, es conveniente encontrar primero el valor del factor de concentración del esfuerzo k_t para posteriormente, usando la Ec. 17, encontrar el valor de k_f [5].

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ec. (17)}$$

Para determinar la sensibilidad a la muesca, es necesario utilizar gráficos en los que se muestran los resultados de pruebas de sensibilidad en aceros y aleaciones de aluminio forjado (Figuras 9 y 10). Donde se seleccionará el gráfico dependiendo del tipo de carga que presente el material y el tipo de metal [5].

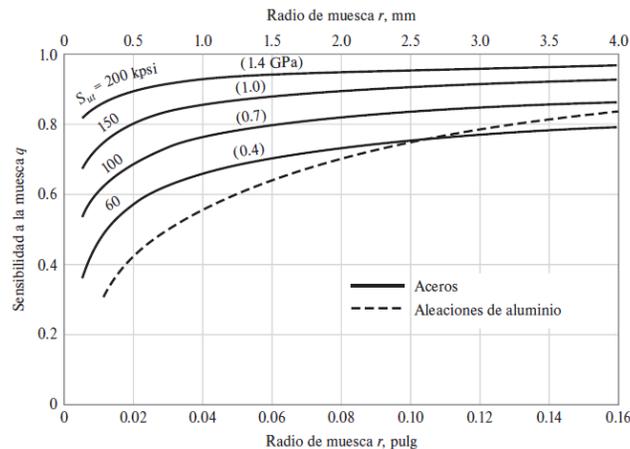


Figura 9.- Sensibilidad a la muesca en aceros y aleaciones de aluminio sometidos a flexión inversa [5].

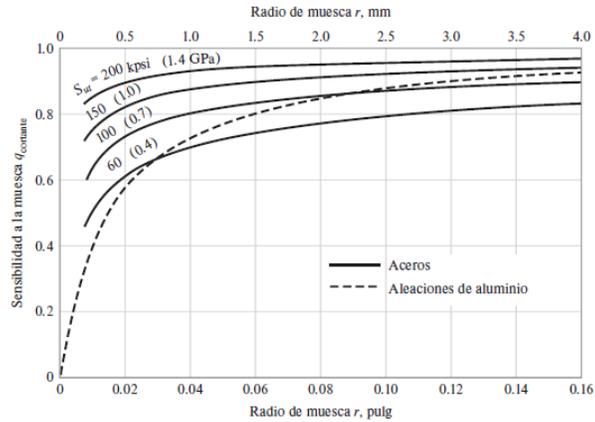


Figura 10.- Sensibilidad a la muesca de materiales sometido a torsión inversa [5].

Si se utiliza la constante de Neuber (\sqrt{a}); para el caso de torsión si se desarrolla queda como

$$\sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \quad \text{Ec. (18)}$$

La ecuación de la sensibilidad a la muesca (q) se puede describir como se muestra a continuación:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ec. (19)}$$

Una vez encontrada la sensibilidad a la muesca es posible encontrar que el valor de k_f (para torsión) da la posibilidad de determinar el esfuerzo máximo resultante en el que es posible someter un material sin llegar a sus puntos críticos. Para esto, la Ec. 20 ilustra el cálculo [5]:

$$\sigma_{max} = K_f \sigma_0 \quad \text{o} \quad \tau_{max} = K_{fS} \tau_0 \quad \text{Ec. (20)}$$

5.7 Cojinetes de contacto rodante

También conocido como *balero*, es un tipo de cojinete que utiliza elementos rodantes entre las superficies de contacto para reducir la fricción y permitir el movimiento suave entre las piezas de una máquina o equipo. Estos elementos se diseñaron para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o una combinación de todas [5].

Los elementos rodantes pueden ser esferas, rodillos cilíndricos, conos o agujas, y se sitúan entre las pistas de rodadura del cojinete como se puede ver en la Figura 11 [5].

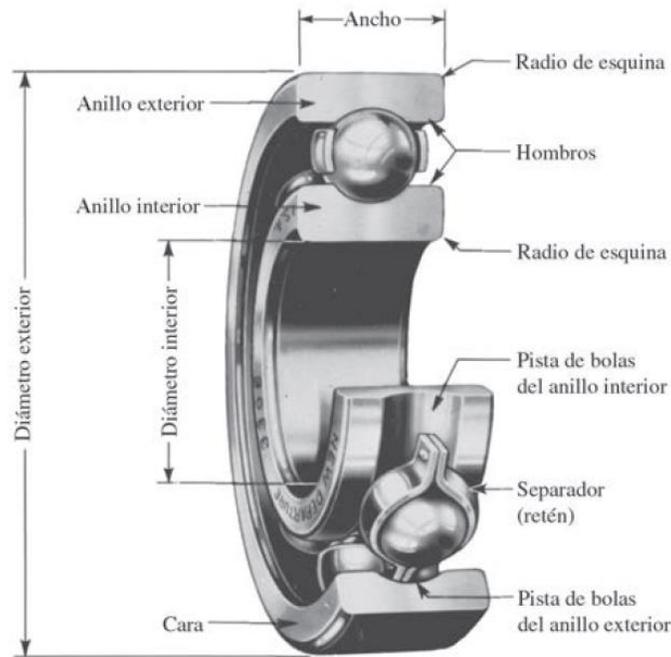


Figura 11.- Diagrama interno de un cojinete de bolas [5].

Existen diversos tipos de cojinetes, estos se clasifican en general, por el tipo de elemento que permite el deslizamiento. Algunos ejemplos son:

1. **Cojinete de bolas:** Los hay de ranura profunda, contacto angular, sellado, con doble fila, de empuje, etc.
2. **Cojinetes de rodillos:** Se fabrican con rodillos rectos, rodillos cónicos, de aguja, rodillo cónico de ángulo agudo, etc.

A pesar de la variedad de materiales con la que son construidos estos dispositivos, siempre que entran en contacto los elementos rodantes con las paredes internas de los anillos, sufren desgaste. Por esto, se ha desarrollado un criterio que toma en cuenta la vida útil de estos cojinetes en función del número de revoluciones del anillo interior y del número de horas que ha sido sometido a una velocidad angular estable [5].

5.7.1. Selección de baleros

Cuando se prueban grupos de cojinetes nominalmente idénticos con el criterio vida-falla a cargas diferentes, los datos se representan en gráficas para establecer un punto individual, la carga F_1 y la vida nominal de un grupo (L_{10}), coordenadas que se transforman de manera logarítmica. La confiabilidad asociada con este punto y todos los demás, es 0.90 de esta forma, se obtiene una visión momentánea de la función del efecto Carga-Vida a una confiabilidad de 0.90. Mediante una ecuación de regresión de la forma [5]:

$$FL^{1/a} = \text{constante} \quad \text{Ec. (21)}$$

el resultado de muchas pruebas de varias clases de cojinetes es:

- $a = 3$ para cojinetes de bolas
- $a = 10/3$ para cojinetes de rodillos (rodillo cilíndrico y cónico)

Carga nominal para un cojinete: es la carga radial que ocasiona que el 10% de un grupo de cojinetes falle durante la vida nominal de un fabricante de cojinetes. Esta carga nominal en un catálogo se denotará como C_{10} . Si la vida nominal del fabricante es de 10^6 revoluciones, la carga radial que sería necesaria para causar una falla durante una vida tan baja sería demasiado elevada. En consecuencia, la carga nominal básica debe verse como un valor de

referencia y no como una carga que realmente pueda ser alcanzada por un cojinete. [5]

Donde para obtener la carga nominal será en función de la fuerza deseada y la vida nominal del catálogo, por lo que se aplica la siguiente ecuación:

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60} \right)^{\frac{1}{a}} \quad \text{Ec. (22)}$$

Donde:

$$C_{10} = \text{Clasificación del catálogo, lbf o KN}$$

$$F_D = \text{Carga radial deseada}$$

$$L_D = \text{Vida deseada en horas}$$

$$n_D = \text{Velocidad deseada en rpm}$$

$$L_R = \text{vida nominal en horas}$$

$$n_R = \text{Velocidad nominal en rpm}$$

Para el caso de la carga estática también se puede encontrar en tablas de catálogos de cojinetes o se puede obtener de la siguiente fórmula:

$$C_0 = Mn_b d_b^2 \quad (\text{para cojinete de bolas}) \quad \text{Ec. (23)}$$

$$C_0 = Mn_r l_c d \quad (\text{para cojinete de rodillos}) \quad \text{Ec. (24)}$$

Donde:

$$C_{10} = \text{Clasificación del catálogo estática de cojinete}$$

$$n_b = \text{Número de Bolas}$$

$$n_r = \text{Número de rodillos}$$

$$d_b = \text{diámetro de las bolas, en } o \text{ mm}$$

$$d = \text{diámetro de los rodillos, en } o \text{ mm}$$

$$l_c = \text{longitud de la línea de contacto, en } o \text{ mm}$$

En el caso del valor de l_c se considera mínima la interferencia por lo cual puede ser despreciable en este caso.

5.8. Engranajes

Un engranaje es un mecanismo que transmite potencia mecánica a uno o más elementos en una máquina. En general, para transmitir esta potencia se construye un arreglo de dos engranes conocido como *tren de engranajes* constituido por dos ruedas dentadas; a la más pequeña se le conoce como *piñón* y la mayor se le conoce como *corona*. Siendo la más pequeña la que transmite la potencia [6].

Estos elementos reciben la potencia para después transmitirla, generalmente desde un eje conectado a una fuente de energía. Las fuerzas transferidas entre engranajes acoplados proporcionan momentos torsionales a los ejes, permitiendo la transmisión de movimiento y potencia. Además, generan fuerzas y momentos que influyen en el eje y en su caso, a los cojinetes.

5.8.1. Tipos de engranajes

Es posible organizar los engranajes según la disposición de sus ejes de rotación, el tipo de dientes y de sus aplicaciones. Sin embargo, existen tipos básicos según su diseño: rectos, helicoidales, cónicos y de tornillo [6].

5.8.1.1. Engranajes de ejes paralelos

Son los más simples y comunes. Permiten transferir grandes cantidades de potencia con alta eficiencia. El proceso de fabricación se basa en el corte de un disco cilíndrico de una plancha o bien una barra cilíndrica. Se realiza mediante un proceso de fresado. Este tipo de engranajes es de bajo costo pues su fabricación no requiere métodos complejos de procesos de manufactura [6].

5.8.1.2. Engranajes de ejes perpendiculares

Esta transmisión puede existir en dos configuraciones; ejes que se cortan y ejes que se cruzan. Sus dientes pueden ser rectos (engranajes cónicos) y dientes helicoidales. El arreglo de estos elementos permite transferir esfuerzos importantes, pero al mismo tiempo, generan grandes fuerzas axiales [6].

5.8.1.3. Cilíndricos de dientes rectos

Su constitución es simple y sencilla de fabricar. Los dientes de estas ruedas son paralelos entre sí. El contacto entre los dientes genera esfuerzos tangenciales y radiales, donde los primeros provocan flexión y torsión en el eje de transmisión, mientras que los radiales generan flexión. La velocidad (usualmente pequeñas y medias) es un factor que determina la selección de estos engranajes [6].

5.8.1.4. Cónicos de dientes rectos

Permiten la transmisión de movimiento entre ejes que se cortan en un mismo plano, por lo general en un ángulo de recto. Los dientes convergen en la intersección de los ejes. La disposición de estos engranes es usado como reductor de velocidad con ejes a 90° [6].

5.8.1.5. Cilíndricos de dientes helicoidales

Los distingue el dentado helicoidal que es oblicuo respecto al eje de rotación. La transmisión del movimiento es similar al de los cilíndricos rectos, pero con mayores beneficios como: mayor capacidad de carga axial, menor ruido, menor desgaste, y eficiencia con altas velocidades. Los ejes de este arreglo pueden ser paralelos o intersectarse. [6].

5.8.1.6. Cónicos de dientes helicoidales

A diferencia del cónico recto, este posee una mayor superficie de contacto, permitiendo una distribución uniforme de carga y adaptabilidad a diversos ángulos. Igualmente, transmiten el movimiento de ejes que se cortan. El fresado de estos elementos debe ser con métodos de manufactura muy específicos [6].

5.8.1.7. Tornillo sin fin

Un engranaje de tornillo sin fin consiste en un tornillo cilíndrico que se acopla con un engranaje mayor conocido como rueda. Aunque los engranajes de tornillo sin fin generan una carga de empuje y son apropiados para aplicaciones con cargas de choque elevadas, es importante tener en cuenta que ofrecen una eficiencia muy baja [6].

5.8.1.7. De cremallera

Este elemento se define como un engrane de diámetro infinito. Su forma es el de una barra con dientes lo que permite transformar un movimiento de rotativo a uno lineal y viceversa [6].

5.8.2. Correlación entre espesor del diente y el esfuerzo máximo

El análisis de tensiones en engranajes se basa en modificaciones sobre la fórmula de Lewis. Este modelo toma en cuenta que la carga plena se aplica en la punta de un solo diente

y se distribuye uniformemente en el ancho de la cara del diente [6].

Sabiendo que el momento flector sobre el espesor del diente se define como

$$M = W_t h \quad \text{Ec. (25)}$$

Donde W_t es la fuerza tangencial aplicada sobre el diente y h es la distancia de adendum (cabeza del diente).

Y con el módulo de flexión de la sección transversal descrito como

$$Z = \frac{I}{\frac{1}{2}t} = \frac{\frac{1}{12}Ft^2}{\frac{1}{2}t} = \frac{1}{6}Ft^2 \quad \text{Ec. (26)}$$

Donde t es el espesor del diente y F el ancho de la cara.

Así, el esfuerzo máximo es:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{W_t h}{\frac{1}{6}Ft^2} \quad \text{Ec. (27)}$$

Donde W_t es la fuerza tangencial aplicada sobre el diente y h es la distancia de adendum (cabeza del diente), t es el espesor del diente, y F el ancho de la cara [6].

5.8. Elementos de un sistema hidráulico

Todo sistema de potencia requiere un vehículo que transmite la potencia a través de todos los elementos. En el diseño de esta máquina dobladora, se considera un sistema hidráulico simple, pues el aceite como vehículo, es ideal para transmitir grandes magnitudes de fuerza y presión. Debido a esto, es necesario tener en control tres variables básicas: presión del fluido, el caudal desplazado, y la dirección del flujo [7].

En un sistema hidráulico simple existen algunas características que es necesario conocer antes de seleccionar sus componentes, entre estas se tiene:

- **Sistema cerrado.** El fluido de trabajo se recircula constantemente, para alimentar al actuador y luego regresar al depósito [7].
- **Fluido incompresible.** Debido a las propiedades del líquido como la densidad, es posible aplicar altas presiones sin sufrir cambios físicos notables en el mismo. Por lo que el caudal no se ve afectado al momento de ser distribuido a lo largo del sistema de mangueras [7].
- **Motor primario.** Comúnmente estos sistemas no cuentan con depósito de almacenamiento. Por lo tanto, para que el sistema esté funcionando es necesario que exista una fuente de energía constante que será el conjunto motobomba, de lo contrario, si este elemento se detiene, todo el sistema queda en reposo [7].
- **Eficiencia global.** Un valor típico de la eficiencia global de un sistema hidráulico ronda el 50%. Incluso en la actualidad, las bombas hidráulicas tienen valores del 85% lo que indica que se deben considerar todas las pérdidas del sistema, ya sea por caídas presión o fugas en el sistema [7].

5.8.1. Bombas de desplazamiento positivo

Una bomba de desplazamiento positivo es un dispositivo utilizado para transferir fluidos (líquidos en este caso), mediante la generación de un desplazamiento positivo. Esto significa que la bomba desplaza una cantidad fija de fluido con cada ciclo de operación, independientemente de la resistencia del sistema [7].

Su construcción es muy variada, siempre en función de la aplicación final. Entre las más comunes, es una base con pistón alternativo. Existen varios tipos de bombas de desplazamiento positivo, pero comparten la característica común de atrapar y desplazar el fluido en una serie de ciclos. Algunos ejemplos de bombas de desplazamiento positivo incluyen:

- **Bomba de engranajes:** Utiliza dos engranajes para atrapar y transferir el fluido de una cámara a otra. [7]
- **Bomba de pistón:** Emplea un pistón que se desplaza dentro de un cilindro para comprimir y transferir el fluido. [7]

- **Bomba de diafragma:** Utiliza un diafragma flexible para cambiar el volumen de una cámara y, por lo tanto, desplazar el fluido. [7]
- **Bomba de tornillo:** Impulsa el fluido a lo largo de un eje roscado helicoidal [7].

El caudal que transportan estas bombas se puede determinar con el modelo matemático que se muestra a continuación:

$$\dot{Q}_{ideal} = n\Delta Vol_b \quad Ec. (28)$$

Donde n es la velocidad angular (en general rpm) y ΔVol_b es el desplazamiento positivo. Sin embargo, este valor es ideal, pues no tiene en cuenta las pérdidas que sufre la bomba. Por lo que es necesario incluir estas fugas en la expresión basándose en la eficiencia volumétrica de la bomba (η_{vol}), quedando la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{real} = \eta\Delta Vol_b\eta_{vol} \quad Ec. (29)$$

Con la eficiencia volumétrica definida por

$$\eta_{vol} = \frac{\text{descarga real}}{\text{descarga teórica}} = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{ideal}} * 100 \quad Ec. (30)$$

Esta magnitud evalúa cuando del volumen teórico de desplazamiento de la bomba se convierte en un desplazamiento real de fluido. Puede verse afectada por varios factores, como el desgaste de los componentes internos de la bomba, fugas internas, tolerancias mecánicas, entre otros (Ec. 30) [7].

Hay otros factores que se toman en cuenta en estas bombas para su correcta selección, como lo es la eficiencia energética llamada η_{eb} , descrita por la Ec. 31.

$$\eta_{eb} = \frac{\dot{Q}_{real}[m^3/s] * \Delta p[Pa] * 100}{\eta_{vol} * \dot{\omega}_M} \quad Ec. (31)$$

En donde Δp es el incremento de presión que viene de la bomba, \dot{Q} es el caudal presurizado y η_{vol} está determinada por la Ec. 30 [7].

El último factor que se toma en cuenta es la eficiencia total de la bomba conocido como η_{eb} , que evalúa qué tan efectiva es la bomba en la conversión de energía, desde la entrada de potencia hasta la salida de potencia útil. Se expresa como un porcentaje y considera tanto las pérdidas internas como las eficiencias individuales de los componentes de la bomba (Ec. 31) [7].

$$\eta_{tb} = \eta_{vol} * \eta_{eb} \quad Ec. (32)$$

Donde η_{vol} y η_{eb} se han descrito en las ecuaciones 30 y 31, respectivamente.

Una vez conocidos estos parámetros, es necesario determinar la potencia que debe tener el motor para operar la bomba. Esto se ilustra con el modelo que se muestra en la Ec. 33 [7].

$$\dot{W}_{neta} [W] = \frac{Q_{real} [m^3/s] * \Delta p [Pa]}{\eta_{tb} * \eta_M} \quad Ec. (33)$$

Donde η_M es la eficiencia del motor, los demás parámetros ya se han descrito en las ecuaciones 29 y 32.

Estas bombas son eficientes para el manejo de fluidos viscosos y pueden proporcionar un flujo constante y uniforme. Sin embargo, no permiten regular el caudal de descarga. Por lo que es necesario agregar una salida en caso de que la velocidad angular del motor aumente (y la presión aumente a niveles críticos). Aquí es donde entra el sistema de la válvula de alivio y descarga para el control de presión (Figura 12). Este componente fue diseñado para proteger el sistema contra sobrepresiones peligrosas. Su función principal es limitar la presión en una línea hidráulica al abrirse y permitir que el fluido escape cuando la presión supera un nivel preestablecido. Esto evita daños en componentes del sistema, mangueras, cilindros, y la bomba [7].

La válvula de alivio tiene diversos componentes para poder funcionar correctamente, los cuales se enlistan a continuación:

- **Resorte de ajuste:** Establece la presión de ajuste o el punto en el cual la válvula se abrirá para liberar el exceso de presión. Este resorte mantiene la válvula cerrada hasta que la presión alcanza el nivel predeterminado a través de la señal piloto.
- **Elemento de control:** Puede ser un pistón o una bola que se desplaza en respuesta a la presión del fluido. Cuando la presión supera el límite establecido, el elemento de control sube y abre la válvula.

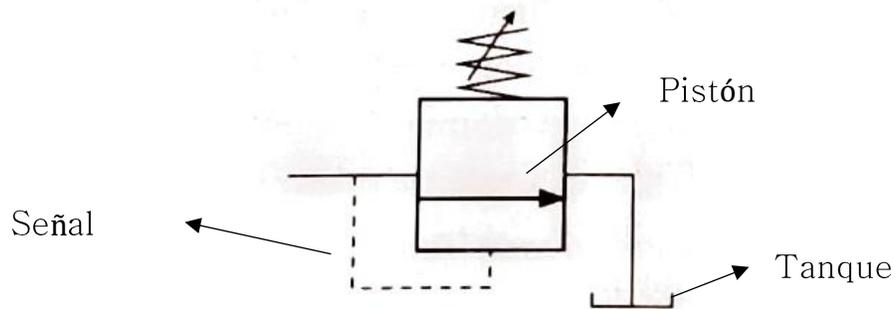


Figura 12.- Simbología de una válvula de alivio y descarga de presión [7].

5.9.2. Actuadores lineales hidráulicos

Un actuador lineal hidráulico es un dispositivo mecánico que convierte la energía hidráulica (generada por un fluido presurizado, aceite en este caso) en movimiento lineal. Esto se realiza a través de una pared móvil (arreglo pistón-vástago) y puede tener dos posibles movimientos: extensión y retroceso [7].

El principio de funcionamiento de un actuador lineal hidráulico implica el uso de un cilindro hidráulico que contiene un pistón. Cuando se aplica presión hidráulica en el pistón (tapa), esta fuerza hidráulica se convierte en un movimiento lineal conocido como extensión, por el contrario, cuando se aplica la fuerza en el vástago (cabeza) se obtiene un movimiento lineal llamado retroceso [7]. Estos elementos se pueden apreciar en la siguiente figura (Figura 13).

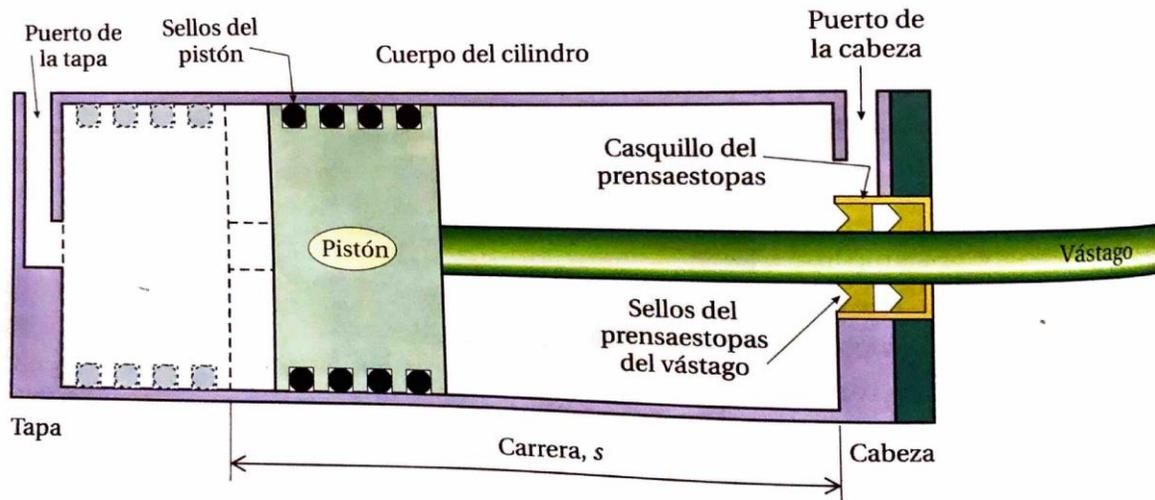


Figura 13.- Vista interna de un actuador lineal hidráulico de doble efecto [7].

Para seleccionar un actuador que cumpla los parámetros del diseño, es necesario conocer por lo menos dos de las tres variables que a continuación se describen:

- Fuerza.** Debe vencer la oposición de la carga para ser desplazada en cualquiera de los dos sentidos.
- Distancia lineal.** Conocida también como la *carrera* que debe recorrer la carga a través del pistón con el vástago.
- Tiempo.** Lapso en el cual la carga completa uno o ambos movimientos. Esta variable es en función del diseño (cantidad de ciclos que se requieran).

En general, existen dos tipos de actuadores lineales: simple y doble efecto, el primero utiliza la presión del fluido para realizar trabajo en una sola dirección (extensión), para el retroceso se apoya en un resorte interno como se muestra en la Figura 14 y el segundo realiza trabajo tanto en extensión como en retroceso, dependiendo desde donde reciba el caudal.

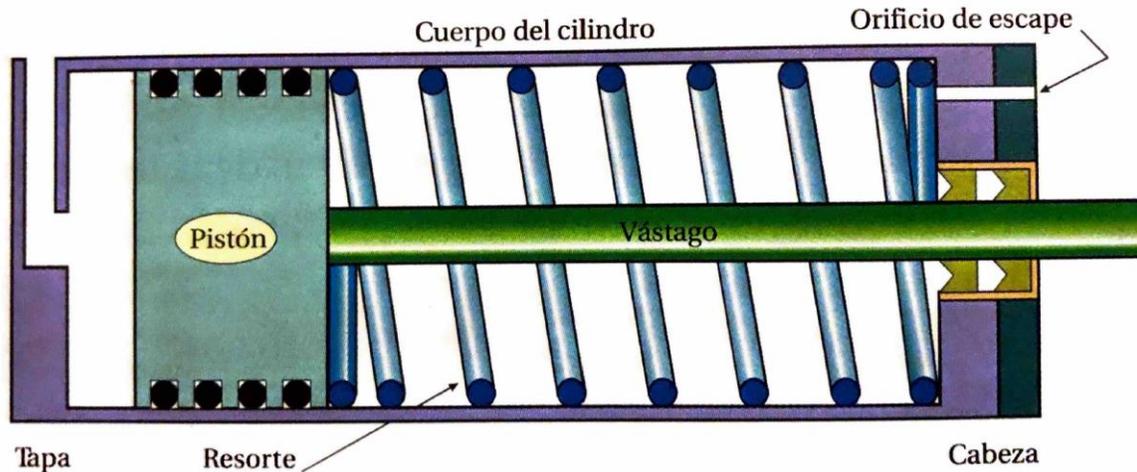


Figura 14.- Actuador lineal hidráulico de simple efecto [7].

5.9.3. Válvulas hidráulicas

Las válvulas hidráulicas son componentes utilizados para controlar el flujo del fluido hidráulico en diversas direcciones. Además, permiten dirigir y regular el flujo de aceite en el sistema [7]. Algunas características clave de las válvulas hidráulicas de control direccional incluyen:

- Direccionalidad:** Estas válvulas permiten controlar la dirección del flujo del fluido hidráulico. Pueden tener múltiples posiciones y puertos para dirigir el fluido a diferentes partes del sistema.
- Operación:** Las hay manuales, por solenoide, neumáticas o hidráulicas. En las manuales hay dos categorías, de vástago y deslizantes.
- Número de vías y posiciones:** Se clasifican por el número de vías (camino para el flujo de fluido) y posiciones (número de configuraciones de la válvula, como abrir o cerrar una vía) que tienen. Por ejemplo, una válvula 4/3 tiene cuatro vías y tres posiciones.

La simbología de estas válvulas está regulada por las ISO 1219-1:2006 y ISO 1219-2:1995, en la Figura 15 se muestran los símbolos para accionar estos elementos.

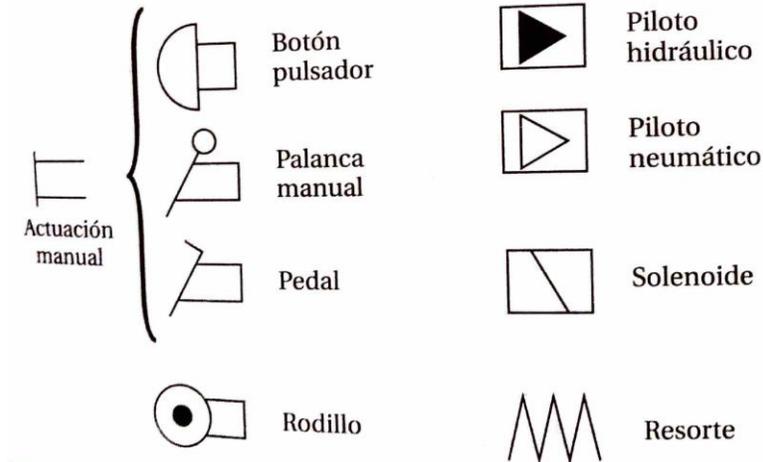


Figura 15.- Simbología para accionar las válvulas de control direccional [7].

Es posible clasificar estos dispositivos por el número de vías y posiciones. A diferencia de las válvulas neumáticas, la notación para los puertos de una válvula hidráulica que conectan con el actuador es con letras mayúsculas: A y B, en cambio, para el puerto de la línea de alimentación se denota con la letra P y T para el retorno al depósito de aceite. [7].

Las posiciones de una válvula dependen del conmutador; este es el encargado de dar la señal de extensión o retroceso, y su posición se ve determinada por el accionamiento manual o por una señal eléctrica (solenoides). Cada vez que el conmutador toma una ubicación, a esta se le conoce como posición de fuerza. Existen dos tipos de arreglo para este elemento: condición central abierta también conocido como centro “H” (Figura 16) y condición central cerrada (Figura 17) [7].

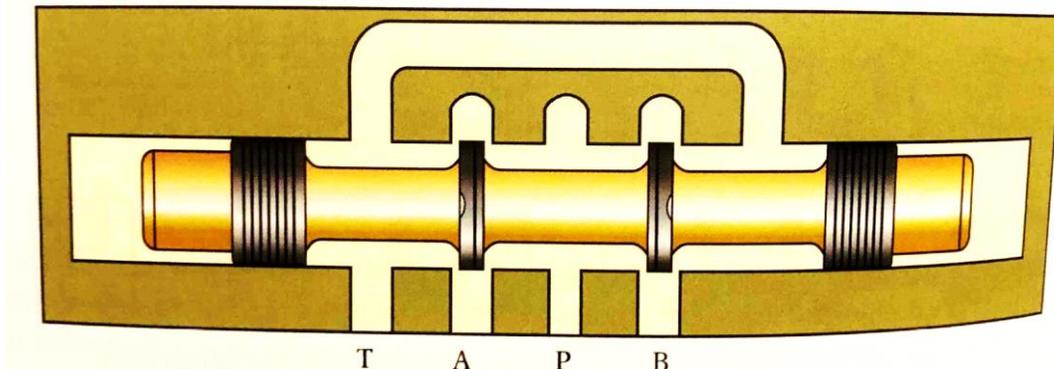


Figura 16.- Conmutador de válvula hidráulica 4/3 con condición central abierta [7].

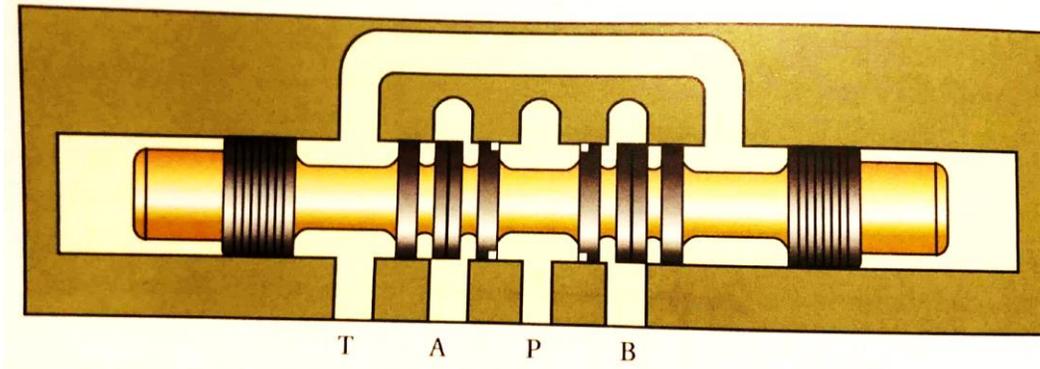


Figura 17.- Conmutador de válvula hidráulica 4/3 con condición central cerrada [7].

Para cada sistema hidráulico se ilustra un circuito o diagrama que permite distinguir los elementos que lo constituye. En la Figura 18 se ilustra un ejemplo:

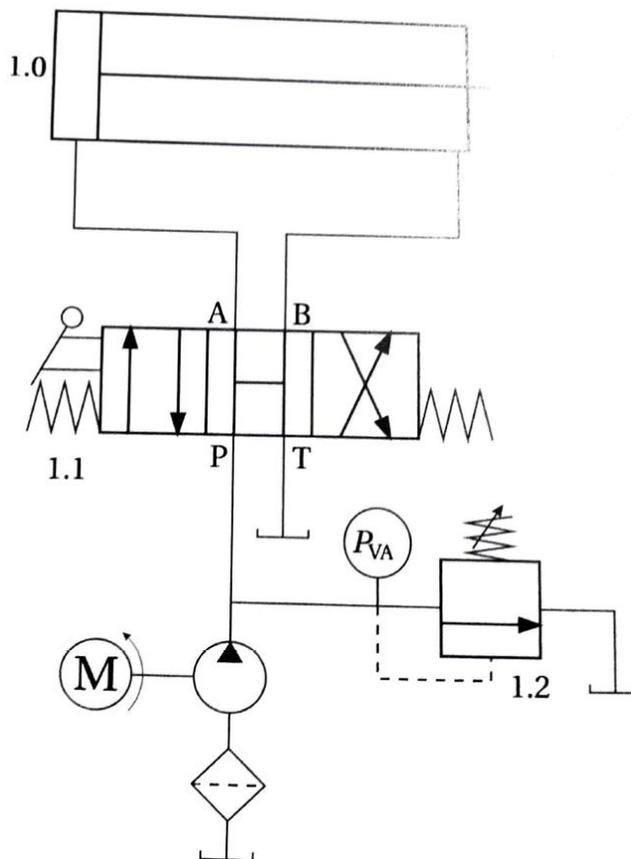


Figura 18.- Actuador hidráulico de doble efecto controlado por una válvula 4/3, actuada por palanca, centrada por resortes [7].

5.9.4. Motores fluidos

Estos dispositivos convierten la energía hidráulica del fluido en energía mecánica de rotación. La finalidad es aprovechar esa energía mecánica para mover la carga conectada al vástago del actuador. En el caso de los actuadores lineales, el producto del área transversal del pistón y la carrera del vástago resulta en la magnitud del volumen interno de la cámara cilíndrica. Al volumen interno de un motor se le denomina “desplazamiento”. Este valor será uno de los parámetros considerados en la selección del motor ideal para el sistema [7].

Existen diversos tipos de motores fluidos, algunos ejemplos son:

- **Motor Hidráulico de Pistones Radiales:** Este tipo de motor tiene pistones dispuestos radialmente alrededor de un eje central. La presión del fluido actúa sobre los pistones, generando un movimiento de rotación.
- **Motor Hidráulico de Paletas:** En este motor, paletas montadas en un rotor se desplazan hacia adentro y hacia afuera al reaccionar con la presión del fluido, lo que induce el movimiento rotativo del rotor.
- **Motor Hidráulico de Engranajes:** Utiliza engranajes interconectados para transmitir la energía del fluido al rotor, generando movimiento rotativo.

Como se ha mencionado, todos los motores funcionan con base en la presión que reciben en las cámaras internas. Estas presiones producen fuerzas de presión que se reflejan en los distintos tipos de fronteras móviles (pistones radiales, paletas, etc.), realizando trabajo en el centroide de la superficie correspondiente. A este fenómeno que se transmite a través de eje del motor se le conoce como par torsor y está definido por la Ec. 30 [7].

$$M_0 = \frac{Vol\Delta p}{2\pi} \quad Ec. (30)$$

Donde $\Delta p = p_a - p_b$ se refiere a la diferencia de presiones que se producen en cada una de las superficies de contacto entre las paletas del motor y el fluido.

Es necesario recordar que el valor de este par torsor es ideal, pues no existe un dispositivo que entregue el 100% de su trabajo, debido a esto, es necesario encontrar la

eficiencia con la que cada dispositivo entrega trabajo. En la Ec. 31 se ilustra el modelo que permite calcular la eficiencia energética de cualquier motor fluido en porcentaje [7].

$$\eta_e(\%) = \frac{W_{real} * 100}{(M_0 * \dot{\omega})_{ideal}} \quad Ec. (31)$$

Donde el trabajo ideal se define como:

$$W_{ideal} = \vec{M} * \vec{\omega} \quad Ec. (32)$$

Siendo M el par torsor y ω la velocidad angular en rpm que puede entregar el motor.

Analizando la construcción de un motor hidráulico, es que encuentran similitudes en el diseño y construcción con una bomba de desplazamiento positivo. Esto permite utilizar una bomba como motor si llegara a ser necesario. Si se profundiza en los elementos que componen estos dispositivos se encuentran similitudes en piezas y formas, observando desde engranes hasta pistones.

Existen motores hidráulicos de engranes internos que son de interés para este proyecto, pues permiten operar con bajas velocidades y obtener valores altos de torque en el eje de salida. Este tipo de motor consta de tres componentes principales: un engranaje central, llamado rotor orbital, un conmutador giratorio y un anillo exterior estacionario (Figura 19) [7].

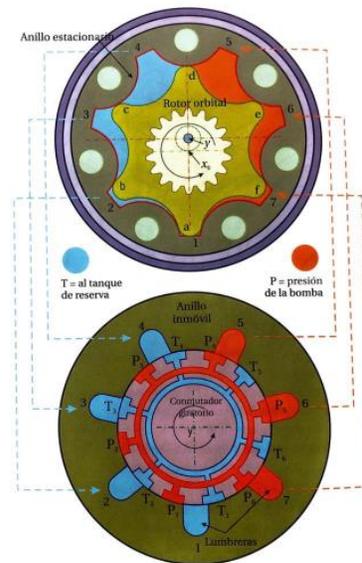


Figura 19.- Construcción interna y posición del rotor orbital [7].

Se han construido diagramas (Figura 20) que muestran el comportamiento de estos motores en función del par torsor que entregan en el eje de salida, el caudal que se introduce al motor, la velocidad angular en rpm, y la diferencia de presiones que existe en las paredes de los dientes de los engranes al momento de ser empujados por el fluido de trabajo. Esto permite seleccionar el motor según sea la operación (continua o intermitente).

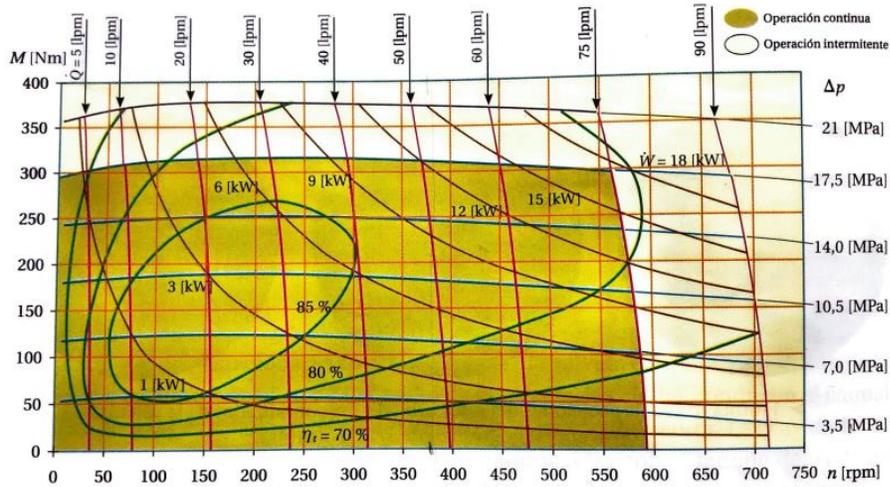


Figura 20.- Curvas características de un motor orbital marca Danfoss modelo OMS 1215 [7].

5.10 Ensayo de flexión

En ingeniería, comprender el comportamiento de los materiales es fundamental. Para lograrlo, se han desarrollado diversas pruebas con el fin de analizar cómo responden a cargas externas. Entre estas pruebas, destaca el ensayo de flexión, específicamente diseñado para evaluar la respuesta de los materiales cuando se les aplica una carga que induce flexión. [8].

El propósito principal del ensayo de flexión es identificar y cuantificar las propiedades mecánicas del elemento a estudiar, especialmente aquellas relacionadas con los esfuerzos y las deformaciones. Este ensayo busca determinar los valores de los esfuerzos máximos y el punto de ruptura, así como también el módulo elástico en flexión [8].

En estas pruebas, las variables como la velocidad de ensayo y las dimensiones de las probetas se establecen de acuerdo con la normativa correspondiente. A partir de estas variables, así como de la fuerza aplicada y la configuración de la probeta sobre la máquina

de ensayo, se generan esfuerzos de tracción en el lado convexo de la probeta y esfuerzos de compresión en el lado cóncavo. Esto da lugar a una zona de tensión de cizallamiento a lo largo de la línea media. Durante el ensayo, se registran los valores de la fuerza de flexión y la deformación [8].

5.10.1. Tipos de pruebas de flexión

La ejecución precisa de ensayos en materiales es de suma importancia, ya que proporciona una comprensión de su comportamiento frente a diversas circunstancias, lo que a su vez permite determinar con exactitud sus propiedades. En este contexto, es conocido que existen al menos dos configuraciones de este ensayo que son ampliamente utilizadas para este propósito. [8].

5.10.1.1. Ensayo de flexión a 3 puntos

En un ensayo de flexión a tres puntos, la muestra se coloca entre dos yunques inferiores mientras se aplica fuerza desde un único yunque superior, centrado en el punto medio. Este método distribuye la carga de manera que la zona sometida a tensión uniforme sea relativamente pequeña y se concentre debajo del punto de carga central (Figura 21) [9].



Figura 21.- Ensayo de flexión a 3 puntos [9].

5.10.1.2 Ensayo de flexión a 4 puntos

En un ensayo de flexión a cuatro puntos (Figura 22), se tienen dos yunques superiores equidistantes al centro de la muestra. En este tipo de ensayo, la zona sujeta a tensión uniforme se encuentra entre los puntos de carga del vano interno, que generalmente se sitúan a la mitad de la longitud del vano externo. Los ensayos a cuatro puntos son comúnmente empleados para determinar el módulo de elasticidad en flexión de materiales quebradizos [9].



Figura 22.- Ensayo de flexión a cuatro puntos [9].

6. Desarrollo

6.1 Parámetros iniciales de diseño

En el diseño de la máquina dobladora de tubo, se orientó hacia la manipulación de tubos empleados en la estructura del vehículo todoterreno destinado a la competencia BAJA SAE. Debido a esto, se identificaron las variables que impactan en el proceso de doblado para lograr un diseño eficaz. Tras obtener esta información, se procedió con los cálculos y el diseño de los demás componentes de la máquina. Este proyecto se vio influenciado por los siguientes parámetros y variables, fundamentales para el inicio del diseño:

- Determinar la fuerza necesaria para el doblado de un tubo primario de acero 4140.
- Utilizar un sistema hidráulico debido a su amplio rango de aplicación de fuerza sobre una carga.
- Establecer un ángulo de doblado de 10° por cada ciclo de trabajo.
- Mantener una velocidad de doblado baja para evitar deformaciones en el material.

- Buscar un diseño compacto con el propósito de reducir costos y espacio.
- Establecer un límite temporal arbitrario de no más de 15 segundos por ciclo.

Con base en esta información, se elaboró un boceto inicial del mecanismo proyectado. Dada la naturaleza de este tipo de máquinas, se observó una adaptación constante a los parámetros iniciales establecidos por el diseñador. No obstante, es importante mencionar que, en el proceso de diseño, los modelos matemáticos que describen el comportamiento de los elementos fueron sujetos a cambios iterativos pues como es sabido, el proceso de diseño se ajusta conforme se avanza.

Con el propósito de comprender el comportamiento del mecanismo propuesto, se llevó a cabo la construcción de un prototipo. Este prototipo permitió evaluar el funcionamiento del diseño conforme a los objetivos planteados para el proyecto. En este sentido, se generaron bocetos tanto en formato 2D como 3D de los elementos que formarían parte del prototipo. Para la implementación de estos elementos, se hizo uso de las instalaciones y maquinaria disponible en el taller de mecánica de la UAM Azcapotzalco.

6.2 Ensayo de flexión

Como se mencionó anteriormente, fue necesario conocer la fuerza necesaria para el doblado del tubo. Por lo que se llevó a cabo un ensayo de flexión en una probeta del tubo utilizado en la construcción de la jaula del vehículo todoterreno participante en la competencia BAJA SAE. El objetivo principal de este ensayo fue determinar la fuerza requerida para inducir una deformación plástica permanente en el elemento.

Para la ejecución de este ensayo, se hizo uso de la máquina Instron 5500R, ubicada en el área de ingeniería de materiales de la UAM Azcapotzalco. Aunque la máquina cuenta con algunas piezas preexistentes, estas resultaron inadecuadas para el análisis de la probeta que se sometió al ensayo. En consecuencia, fue necesario adaptar el equipo con componentes más apropiados.

En el transcurso de esta adaptación se notó la necesidad de adaptar un nuevo cabezal, diferente al ya existente, ya que este presentaba un diámetro menor al de la probeta que se analizó. En consecuencia, se decidió fabricar la pieza utilizando una fresadora vertical y un

cortador vertical de carburo, a partir de una barra circular de acero 1045. Posteriormente, se torneó la parte superior del cabezal para ajustar su diámetro a 12.5 mm. Se perforó también esta sección utilizando un taladro radial con una broca de metal de 6 mm (Figura 23).

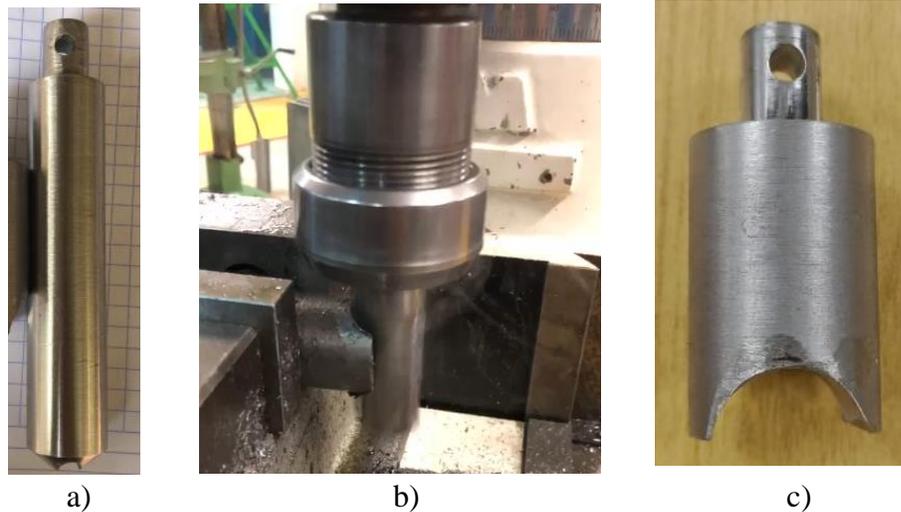


Figura 23.- Cabezales de la máquina INSTRON: a) preexistente, b) proceso de fresado del cabezal, c) cabezal terminado.

La probeta empleada en el ensayo fue de acero primario 4130 cédula 40 y se posicionó sobre dos prensas, sostenidas a su vez por la máquina, lo que permitió tener una prueba de flexión a tres puntos (Figura 24).

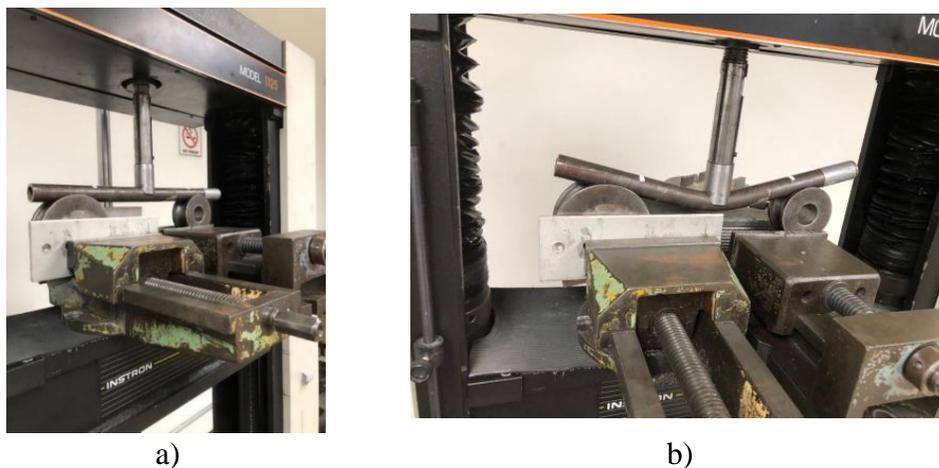


Figura 24.- Ensayo a flexión: a) probeta en los soportes antes del ensayo, b) probeta con deformación después del ensayo.

6.3 Diseño y manufactura de los elementos del prototipo

Para llevar a cabo este proyecto, se diseñó y se construyó un prototipo dedicado al doblado de tubos, basado en la estructura de la dobladora existente en el taller de fundición de la UAM Azcapotzalco y en la fuerza obtenida del ensayo de flexión. Este enfoque particular llevó a la necesidad de mecanizar diversas piezas, detalladas a continuación.

1. **Mordaza:** En la Figura 25 se ilustra como esta pieza fue fabricada a partir de dos placas de una pulgada. Se obtuvo mediante el corte de una placa del mismo grosor, seguido de un proceso de rectificación en una fresadora ubicada en el taller de mecánica de la UAM Azcapotzalco, empleando un cortador vertical con puntas de carburo de tungsteno. Posteriormente, se realizó un barrenado de aproximadamente una pulgada de diámetro mediante un taladro de banco y una broca de acero rápido de 1'1/6 pulgadas.



a)



b)



c)

Figura 25.- Placas para la mordaza: a) rectificado de las placas, b) placas con acabado final, c) barrenado de las placas.

2. **Brazo:** Cortado de una placa con un grosor de $\frac{3}{4}$ de pulgada de ancho y con una altura final de 300 mm, el brazo se sometió a un proceso de rectificación en una fresadora mediante un cortador vertical de carburo. Debido al diseño que se planteó para la unión de esta pieza se realizaron dos barrenos en los extremos de la barra con el propósito de facilitar la unión de otros elementos a esta pieza (Figura 26).



Figura 26.- Brazo de acero con un barreno en cada extremo.

3. **Junta:** Con el objetivo de transmitir la potencia del gato hidráulico hacia la mordaza, se diseñó un cabezal tipo cardán que sirviera como junta entre la cuerda del vástago del gato hidráulico y el brazo mencionado anteriormente.

Para este elemento se cortó una placa cuadrada de 50 mm que fungió como base, dos rectángulos de 25 mm x 40 mm, y un cilindro hueco manufacturado a partir de una barra de acero 1045 de 1 1/2 pulgadas de diámetro. Este cilindro tuvo 40 mm de alto con un diámetro interno de $\frac{3}{4}$ de pulgada. Se rectificaron en una fresadora con un cortador vertical con puntas de carburo. Posterior a esto, se ensamblaron mediante soldadura 6013 de 1/8 pulgada. Para que estuviera completa esta pieza fue necesario hacer un barreno a la misma altura en ambos rectángulos y en el cuerpo del cilindro (Figura 27).



Figura 27.- Junta de acero.

4. **Pernos:** Tomando como referencia la estructura preexistente de la dobladora en el taller, se observó la presencia de tres pernos en su disposición. El primero se encuentra en uno de los extremos de la mordaza y se encarga de sostener el dado formador, el segundo cumple una función dual al permitir un deslizamiento suave y actuar como soporte para el tubo, evitando desviaciones durante el proceso. El tercer perno, ubicado en el otro extremo de la mordaza, tiene la responsabilidad de asegurar el dado que sostiene el brazo de palanca.

Se llevó a cabo la mecanización de estos pernos (Figura 28), pues los preexistentes no cumplían con los requisitos del diseño en cuanto a altura y forma. Se realizaron mediante el corte de una barra cilíndrica de 1 1/2 pulgadas de diámetro fabricada en acero 1045. Los pernos tuvieron altura de 150 mm para el primario y 120 mm tanto para el segundo como el último. Para darles los diámetros necesarios se pasaron a un torno en el cual se les hicieron los hombros.



Figura 28.- Perno manufacturado de acero 1045 con un hombro.

6.3.1 Selección del gato hidráulico de botella

En el diseño de la implementación, se optó utilizar un gato hidráulico de botella con tornillo de extensión como fuente de potencia para el proceso de doblado. Para elegir este dispositivo, se llevó a cabo la conversión de la fuerza de 20 kN a toneladas-fuerza, obteniendo un valor de 2.0394 Tf. Con este dato en consideración, se tomó la decisión de adquirir un gato hidráulico con una capacidad de 4 toneladas. Esta elección se basa en la premisa de que cualquier mecanismo debe ser diseñado con un factor de seguridad, previniendo así posibles fallas y mitigando riesgos en su operación.

6.3.2 Ensamble y análisis del funcionamiento de la máquina

Una vez completada la manufactura de todos los elementos necesarios, teniendo la tornillería y el gato hidráulico de botella, se procedió al ensamblaje en las instalaciones del taller de mecánica de la universidad. Utilizando una prensa hidráulica, se aseguró el perno principal del eje en su lugar. Para el perno secundario, se efectuó un barrenado con rosca, lo que facilitó su fijación desde la parte inferior. El tercer perno se fijó en un extremo de la mordaza.

En cuanto al gato hidráulico de botella, fue necesario realizar una reorientación con respecto al diseño original. Esto se debió a que, cuando se encuentra en posición horizontal, resulta imposible extender el vástago si el maneral apunta hacia el suelo o el techo. Por lo que fue necesario rearmar el maneral; se cortó en tres piezas y posteriormente se soldó con soldadura 6013 de 1/8 de pulgada. La única configuración funcional del gato hidráulico es la ilustrada en la Figura 29. En esta representación, se aprecia el ensamblaje completo del mecanismo antes de ser asegurado a la base de la dobladora.



Figura 29.- Mecanismo base para el doblado con el gato hidráulico como fuente de transmisión de potencia.

En la Figura 30 se observa el ensamblaje del mecanismo en la estructura de la dobladora. Una vez ensamblado, se llevó a cabo una prueba de doblado. Durante esta prueba, se notó que, a pesar de contar con la potencia suficiente para realizar el doblado, la velocidad del proceso no se mantenía constante. Esta variabilidad en la velocidad causaba que la fuerza se aplicara en el mismo punto durante unos segundos, contrario a la meta de lograr una

velocidad constante. Como consecuencia de esta inconsistencia, se observaron arrugas en toda la sección donde se realizó el doblado. Fue por esto que se decidió rediseñar el mecanismo.



Figura 30.- Ensamble del mecanismo en la estructura de la dobladora.

6.4. Sistema hidráulico

6.4.1. Variables de diseño del sistema hidráulico

Como se mencionó anteriormente, se necesitan determinar los parámetros iniciales de diseño los cuales fue necesario reestablecer debido al resultado obtenido de la prueba de doblado con el prototipo. Por lo que algunas de las consideraciones y parámetros a tener en cuenta se enlistan a continuación:

- Velocidad de operación baja y constante.
- Fuerza a vencer de 20 kN.
- Se propone utilizar un actuador hidráulico lineal. La velocidad de extensión debe ser menor a la de retroceso.
- El proceso de doblado concluye cuando la punta del vástago acciona el resorte de una válvula colocada en la posición deseada.
- Cada posición de la válvula genera un doblado de 10 °.
- El punto de apoyo en la sección móvil del tubo también debe ser fijo, de lo contrario el tubo sigue deslizándose al frente y no sobre el dado formador como se espera.

Tomando en cuenta estos nuevos parámetros se procedió a realizar los cálculos para seleccionar un actuador hidráulico lineal, pues ya se conocía que la fuerza de doblado era la adecuada y que con un dispositivo hidráulico era posible realizar la tarea que se pretendió desde un inicio.

6.4.2. Selección de un actuador hidráulico lineal

Existen catálogos de proveedores, como el de la empresa Parker, que categorizan los actuadores según la fuerza que pueden ejercer sobre una carga externa. Conociendo que el diseño requería una fuerza mínima de 20 kN, se optó por seleccionar un actuador con una capacidad de al menos 25 kN, considerando el factor de seguridad necesario para cualquier mecanismo.

En el proceso de selección, también se consideró que la extensión del vástago debía ser igual a la carrera necesaria para el doblado del tubo. Por lo tanto, se eligió un dispositivo con una carrera mínima de 360 mm, lo que a su vez permitió lograr los 10 ° deseados en cada ciclo de trabajo.

6.4.3. Selección de un motor y una bomba de desplazamiento positivo

Una vez establecido que el proceso de doblado era factible siempre y cuando la fuerza se mantuviera por encima de los 20 kN, elegir un actuador hidráulico lineal resultó ser una tarea sencilla, ya que se tenía claridad sobre la fuerza requerida en la salida del vástago. Sin embargo, la selección de una bomba de desplazamiento se volvió un poco más compleja, ya que era necesario encontrar una configuración que permitiera un desplazamiento lento del caudal, resultando en una extensión gradual del vástago y con altas presiones. Por lo que se optó por una bomba de engranajes internos pues esta tiene la característica de funcionar a bajas revoluciones y entregar un alto par torsor.

En cuanto al motor, se consideró el trabajo necesario en el eje de salida para mantener la bomba operando a un caudal específico. La elección de estos componentes se basó en dispositivos ya existentes y estandarizados, asegurándose de que el motor pudiera suministrar un par torsor equivalente a los 20 kN requeridos. Debido a esto, se eligió un motor de 2 HP para transmitir par torsor a la bomba.

6.4.4. Selección de válvulas hidráulicas

La elección de la válvula principal se basó en la necesidad de que el actuador funcione como un sistema de doble efecto. Cuando recibe caudal en la tapa, se genera un movimiento de extensión del vástago; en cambio, cuando el caudal se suministra por la cabeza, se produce un movimiento de retroceso. Por esta razón, se eligió una válvula hidráulica de cuatro vías dos posiciones (4/2), la cual es accionada por solenoide y cuenta con señal piloto para el retroceso. La señal del solenoide se seleccionó con el propósito de iniciar el proceso de doblado.

Para detener el proceso, se incorporó una válvula accionada por resorte que regresa a su posición inicial mediante una señal solenoide. Este diseño permite un control preciso del funcionamiento del actuador, asegurando el inicio en un tablero y el retroceso con una válvula hidráulica.

6.4.5. Diagramas hidráulico y eléctrico del sistema

Así como en el diseño de piezas mecánicas se realizan planos que describen la forma y el dimensionamiento del elemento, en el contexto de la potencia fluida existen diagramas que muestran la serie de elementos en un sistema hidráulico. En la Figura 28 se ilustra el diagrama hidráulico del proyecto. Aquí se detallan los componentes que lo conforma:

1. Motor eléctrico
2. Bomba de desplazamiento positivo de engranajes internos.
3. Válvula hidráulica de cuatro vías dos posiciones accionadas por solenoide y señal piloto.
4. Manómetro.
5. Depósito de aceite hidráulico.
6. Sistema de válvula antirretorno.
7. Válvulas reguladoras de caudal con antirretorno.
8. Válvula de dos vías dos posiciones.
9. Mangueras hidráulicas.

Una vez obtenido el diagrama hidráulico, se realizó el bosquejo del diagrama eléctrico para la integración de sistemas eléctricos, permitiendo el control y monitoreo de los componentes hidráulicos. Durante este proceso, también se identificaron todos los elementos que requerían control eléctrico, incluyendo el botón de arranque del motor y el control del movimiento de las válvulas accionadas por solenoide.

En el esquema eléctrico de la Figura 31 se destaca el uso de corriente de 127 V como fuente de energía para alimentar el sistema. Para poner en marcha el motor, se implementó un interruptor que se denominó *S1*, mientras que otro interruptor (*S2*) se implementó para accionar el sistema. Asimismo, se incorporó un relevador como componente de paro de emergencia. Este conjunto de elementos contribuye a establecer un control eficiente y seguro sobre el funcionamiento del sistema, permitiendo la activación y desactivación controlada de los componentes en diferentes situaciones operativas.

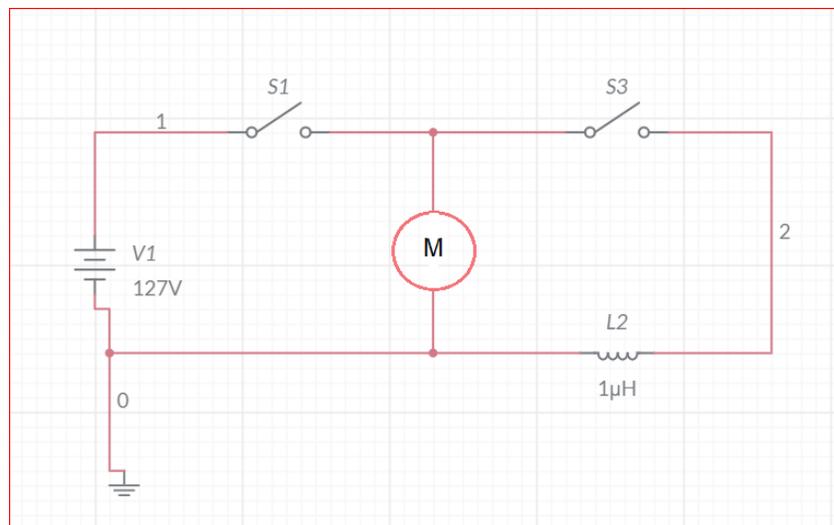


Figura 31.- Diagrama eléctrico de la máquina dobladora de tubo.

6.5 Diseño del eje primario y sus aditamentos

Basándose en el diseño inicial, se desarrolló un eje con diversos parámetros, incluyendo las fuerzas tangenciales y normales a las que estaría expuesto. Este enfoque consideró la fabricación del elemento en una barra de acero 4130 con una sección transversal circular. Se seleccionó este material pues este elemento estaría expuesto a diversos esfuerzos causados por los elementos añadidos.

Para este eje, fue necesario garantizar la estabilidad y evitar desfases angulares con respecto a su eje neutral, por lo que se incorporaron un par de chumaceras a lo largo de la longitud. Esta adición se volvió esencial, ya que, sin una base adecuada, el elemento podría experimentar movimientos no deseados, requiriendo así la necesidad de mantenerlo fijo y prevenir deformaciones laterales.

A pesar de que el diseño progresaba de manera satisfactoria, surgieron complicaciones al intentar fijar las chumaceras, ya que estas disponían de cuatro perforaciones para la sujeción mediante tornillería, pero solo una de ellas estaba asegurada a la mesa, dejando la otra sin soporte. En respuesta a esta situación, se construyó una base adicional para brindar apoyo a la chumacera sin soporte.

El diseño de esta estructura fue con una placa cuadrada como base para el elemento que ya se mencionó. Y como pilares se diseñaron cuatro postes con rosca interior en uno de los lados del prisma, y en el otro extremo se realizó una cuerda exterior permitiendo así unir tanto la base para la chumacera inferior como los postes a la mesa.

Otro de los elementos que ejercían esfuerzos sobre el eje fue un engranaje que fungió como piñón, este tuvo su ubicación entre las chumaceras antes mencionadas. El proceso de diseño para este elemento se orientó hacia la obtención de un mínimo de 36 dientes, lo que implicaría un movimiento angular de 10° por cada diente avanzado. Se estandarizó un módulo de 3.5 mm y se estableció un diámetro de paso de 129 mm.

Siguiendo las pautas del libro de *Introducción al Diseño en Ingeniería Mecánica*, se diseñó una cremallera con el mismo módulo para permitir un acoplamiento efectivo entre ambas piezas. Sin embargo, se presentó el problema que la cremallera no tenía soporte durante el proceso de doblado y presentaba flexión en todo momento. Por lo que se le colocó una base que sirviera como soporte. Como valores finales, la cremallera se realizó una longitud final de 400 mm, cubriendo así toda la carrera angular prevista.

Sin embargo, surgió la necesidad de diseñar una base y un riel para la cremallera. Esta exigencia se originó al analizar el funcionamiento del prototipo, donde se observó un pandeo en el vástago del gato hidráulico. Para abordar esta problemática, se diseñó una base, que simultáneamente fungiría como riel. Esta base adoptó una geometría trapezoidal, con un lado

más ancho de 69.50 mm que se redujo a 40 mm en una altura de 15 mm, y un corte a 45° en las caras laterales del prisma. Sus dimensiones incluyeron un lado más largo de 110 mm y un ancho de 120 mm. A su vez, este riel se aseguró a la mesa mediante tres barrenos con cuerda, para luego fijar ambos elementos con tornillería.

Con el propósito de otorgar estabilidad al conjunto de estas últimas piezas (cremallera y riel), se diseñó una base para la cremallera, cuya geometría se alineó con la del riel y presentó en su cara superior el mismo espesor que la base de la cremallera. Este componente se unió mediante tornillería en tres barrenos que atravesaron desde su base hasta alcanzar la cremallera, consolidando así el ensamblaje de manera robusta.

6.6. Selección de baleros

Para la selección de baleros, se dispone de catálogos que describen las características que serán necesarias para cumplir los requisitos o criterios específicos de algún elemento. En este contexto, la elección del balero se encuentra influenciada por el diámetro y longitud del eje principal, la carga de flexión aplicada y la disposición dentro del diseño de la máquina dobladora de tubo. En el diseño de la dobladora, los baleros desempeñan un papel crucial al permitir la sujeción y el giro fluido del eje principal mientras se transmite la fuerza mediante el engranaje.

6.6 Dibujo de piezas en CAD y planos

Por la naturaleza del proyecto, se realizaron las piezas en un software CAD. Para dimensionar las piezas que se dibujaron, se utilizó como referencia la estructura de la dobladora de tubo que existe en el taller de fundición de la UAM Azcapotzalco. Se realizaron dibujos y planos estandarizados de todas las piezas los cuales se muestran en el anexo. Otro objetivo por el cual se realizan los planos en este tipo de proyectos es la necesidad de cotizar el maquinado de los elementos. Estas cotizaciones se hicieron con el conocimiento de que muchas de ellas debían manufacturarse pues no las hay estandarizadas.

En el marco de estos proyectos, la creación de planos se dirige hacia otro objetivo esencial: la necesidad de obtener cotizaciones del maquinado de los elementos. La realización de estas cotizaciones tuvo en cuenta que gran parte de los elementos requeriría un proceso de

manufactura personalizada, dado que no existen opciones estandarizadas disponibles. Este enfoque permitió anticipar y planificar adecuadamente los costos asociados con la fabricación de componentes específicos.

7. Resultados

7.1 Ensayo de flexión

Para esta sección fue necesario maquinar el siguiente cabezal, el cual se adaptó a la máquina de ensayos universal. Como resultado, se obtuvo una pieza con una media luna de diámetro exterior de 25 mm y una altura de 60 mm (Figura 32).



Figura 32.- Cabezal manufacturado para la máquina de ensayos *INSTRON 5500R*.

La prueba se realizó durante 432 segundos, aplicando una carga máxima de 15.95 kN sobre la probeta, con un desplazamiento máximo de 35.93 mm. De estos datos, se calculó que la velocidad de aplicación de la fuerza fue de 0.0832 m/s.

También se observó un desplazamiento que generó un ángulo de aproximadamente 20° en la probeta. Los resultados revelaron que la fuerza necesaria para superar el límite de cedencia del material fue de 18.8 kN, redondeada a 20 kN por conveniencia en los cálculos para la selección de las piezas del mecanismo y los elementos hidráulicos.

Después de realizar el ensayo de flexión se obtuvo la gráfica de esfuerzo versus deformación que se muestra en la Figura 33. Aquí se observó el comportamiento del acero sometido a una fuerza flexionante.

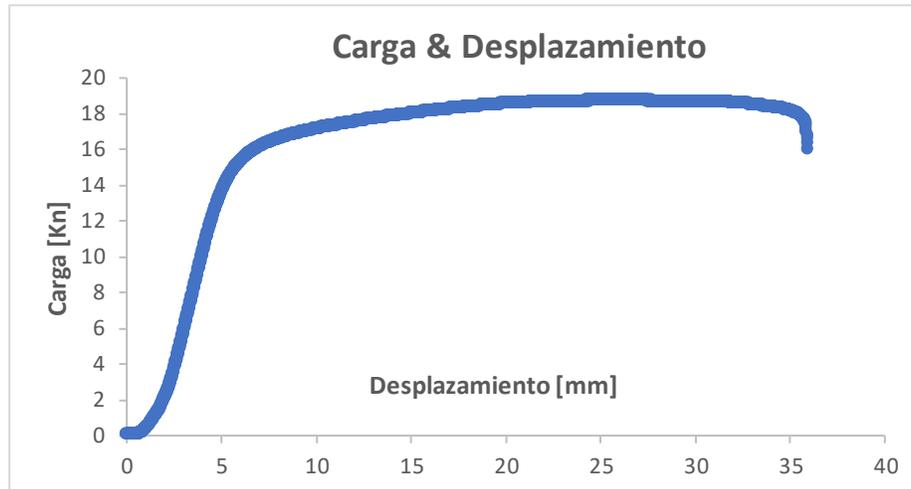


Figura 33.- Gráfica de deformación-esfuerzo del acero 3 4140.

Conociendo que la fuerza necesaria para vencer el límite de resistencia a la cedencia es de 18.8 kN. Conociendo que la fuerza necesaria para el doblado era de 20 kN fue necesario convertirla a fuerza en toneladas

$$1 \text{ kN} = 0.10197 \text{ tf}$$

Por lo tanto, para convertir 20 kN a toneladas de fuerza:

$$20 \text{ kN} \times 0.10197 \text{ tf/kN} \approx 2.0394 \text{ tf}$$

Este valor fue empleado en la elección de un gato hidráulico de botella. Como se mencionó previamente, es esencial incorporar un factor de seguridad al seleccionar o diseñar cualquier componente mecánico.

Finalmente, los elementos que se utilizaron en el prototipo son las que se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3.- Piezas manufacturadas para el prototipo.

Nombre	Elemento	Dimensiones
Brazo		Largo: 350 mm Espesor: 19 mm Diámetro en barrenos: 31.7 mm
Perno		Largo: 84 mm Diámetro ext: 29.83 mm
Perno 2 (eje)		Largo: 111 mm Espesor: 19 mm Diámetro ext: 29.83 mm
Junta		Largo: 150 mm Espesor de placas: 19 mm Diámetro ext: 38 mm Diámetro int: 19 mm
Mordaza		Largo: 2032 mm Espesor de placas: 24 mm Diámetro barrenos: 95 mm
Tornillo Allen Guía		Largo: 60 mm Diámetro: 9.5 mm

<p>Gato hidráulico</p>		<p>Alto: 200 mm Carrera del vástago: 150 mm</p>
<p>Maneral</p>		<p>Largo: 400 mm Diámetro: 15 mm</p>

7.2. Cálculo teórico de la fuerza necesaria para doblar tubo de acero 4130

La fuerza que se requiere para doblar tubos circulares de acero 4130 se calcula de manera teórica, teniendo en cuenta el mecanismo y las partes principales que tienen contacto durante el proceso. Debido a la forma en la que se aplicará la fuerza al tubo se modelará como una viga empotrada (Figura 34).

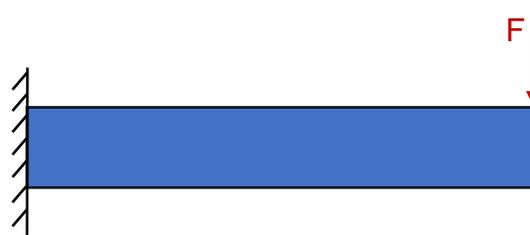


Figura 34.- Diagrama de una viga empotrada.

El diagrama de cuerpo libre ilustrado en la Figura 35 muestra una viga empotrada con una carga F aplicada en el lado derecho.



Figura 35.- Diagrama de momento en una viga empotrada.

Una vez que se realiza el análisis de fuerzas en el tubo, se observa un esfuerzo de flexión y una carga cortante en la sección transversal a lo largo de la longitud del tubo. Donde fácilmente se determinan los diagramas de cortante y momento (Figura 36).

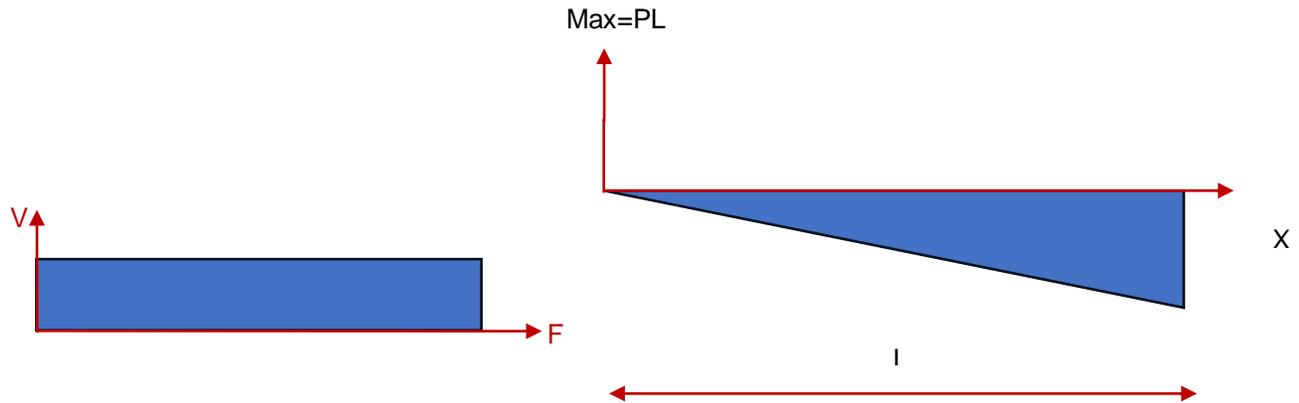


Figura 36.- Diagrama de cortante en una viga empotrada.

Para calcular el torque, se utiliza la Ec. 37 que describe al torque como el producto de la fuerza de doblado F_d y la magnitud del radio del dado formador L

$$T = Fd \times L \quad \text{Ec. (37)}$$

Sustituyendo el valor de F_d y L obtenidos experimentalmente, se tiene que

$$T = 20000 \text{ N} \times 0.072 \text{ mm} = 1440 \text{ Nm}$$

Los diagramas anteriores muestran la forma teórica en la que se calcula la fuerza de doblado, en este caso se realizaron pruebas de ensayo a flexión para determinar la fuerza de doblado donde se obtuvo un valor de 20000 N. Esta fuerza es la necesaria para doblar el tubo sin llegar a la fractura o causar deformaciones permanentes en el material.

7.3 Cálculos para el diseño del eje principal del sistema mecánico.

En el diseño de una dobladora de tubo se cuenta con un eje principal el cual impulsará por medio de un engranaje que transmite la fuerza de doblado a través de fuerzas tangenciales. Se seleccionarán rodamientos con base en los parámetros obtenidos, entre ellos el diámetro del eje.

Para el diseño se analizarán las fuerzas que actuarán sobre el eje en los planos (x-y) y (x-z), en el diagrama de la Figura 37 se muestran las distancia a las que actuara cada fuerza.

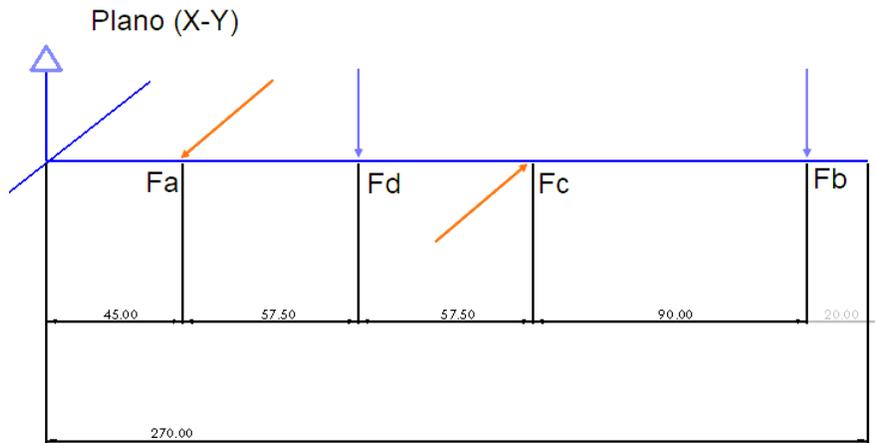


Figura 37.- Diagrama de cuerpo libre en los ejes x-y.

Por lo que, para desarrollar el análisis de fuerzas, se requiere la fuerza tangencial, la cual se calcula con la Ec. 37.

$$F_t = F_d \times \tan 20^\circ \quad \text{Ec. (37)}$$

Donde:

F_d = fuerza de doblado

Φ = Ángulo de presión

Sustituyendo el valor de la fuerza F_d obtenida del ensayo a flexión, se obtiene que

$$F_t = 20000 \text{ Nm} \times \tan(20^\circ) = 7279.40 \text{ N}$$

Con base en el diagrama de la Figura 35, se calcularán las reacciones en el eje (x-y) de cada balero, por lo que las ecuaciones de movimiento quedan como

$$\cup \sum M_a = 0 = (F_d)(57.5) - (F_c)(115) + (F_b)(205) \quad \text{Ec. (38)}$$

$$\uparrow \sum F = 0 = -F_a - F_d + F_c - F_b \quad \text{Ec. (39)}$$

Sustituyendo valores se tiene que F_c :

$$\cup \sum M_a = 0 = (20000 \text{ N})(.0575 \text{ m}) - (F_c)(.115 \text{ m}) + (20000)(.205 \text{ m})$$

$$\downarrow F_c = \frac{1150 + 1150}{0.115} = 45652.17 \text{ N} - m$$

Sustituyendo el valor de F_a se tiene que:

$$\uparrow \sum F = 0 = -F_a - F_d + F_c - F_b \quad \text{Ec. (40)}$$

$$\uparrow F_a = -20000 + 45652.17 - 20000$$

$$\uparrow F_a = 5652.17 \text{ N} - m$$

Con los valores obtenidos se realizan los diagramas de cortante y momentos (Figuras 40 y 41) en el eje.

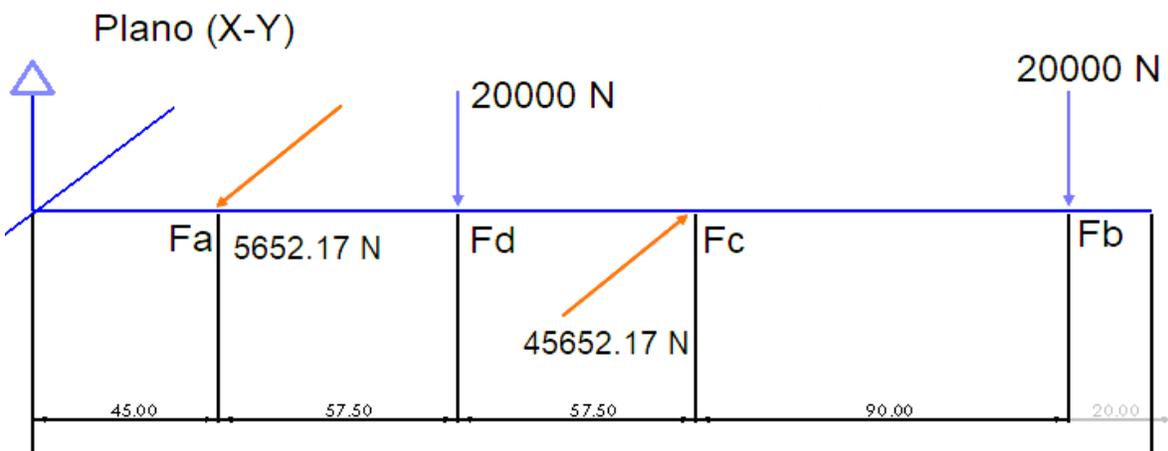


Figura 38.- Diagrama de cuerpo libre con fuerzas tangenciales en los ejes x-y.

Cálculo de las reacciones en el plano (X-Z) en el diagrama se representan las fuerzas que actúan en sobre el Eje.

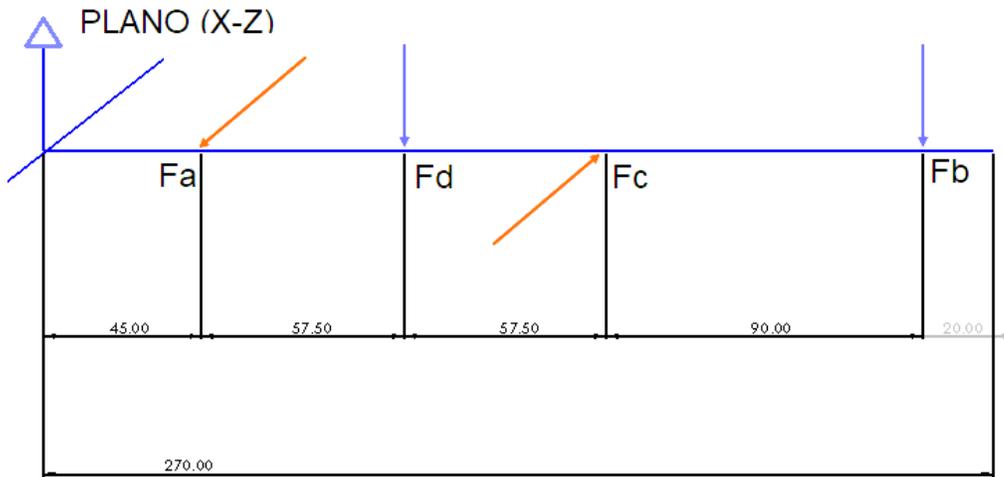


Figura 39.- Diagrama de cuerpo libre en los ejes x-z.

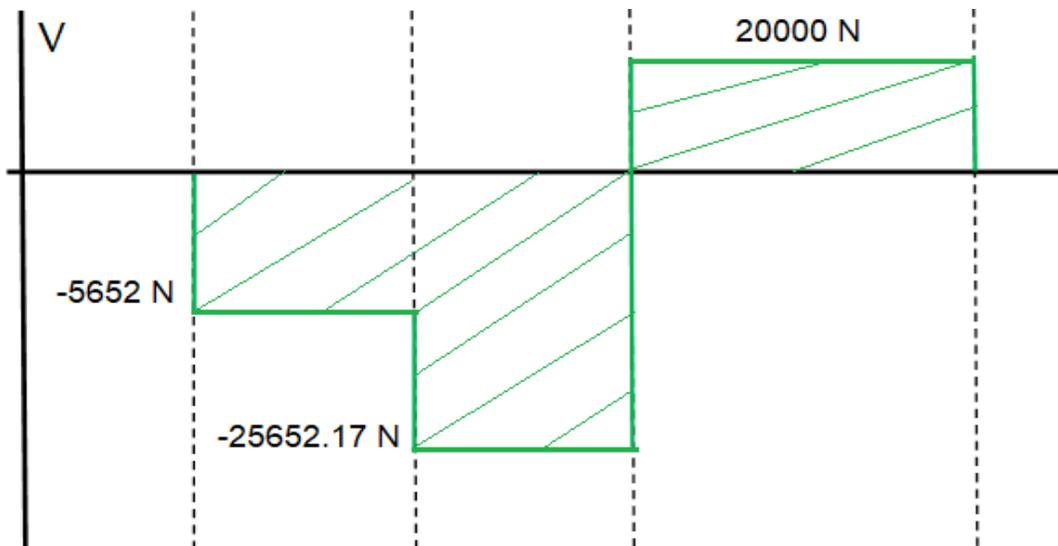


Figura 40.- Diagrama de cortante.

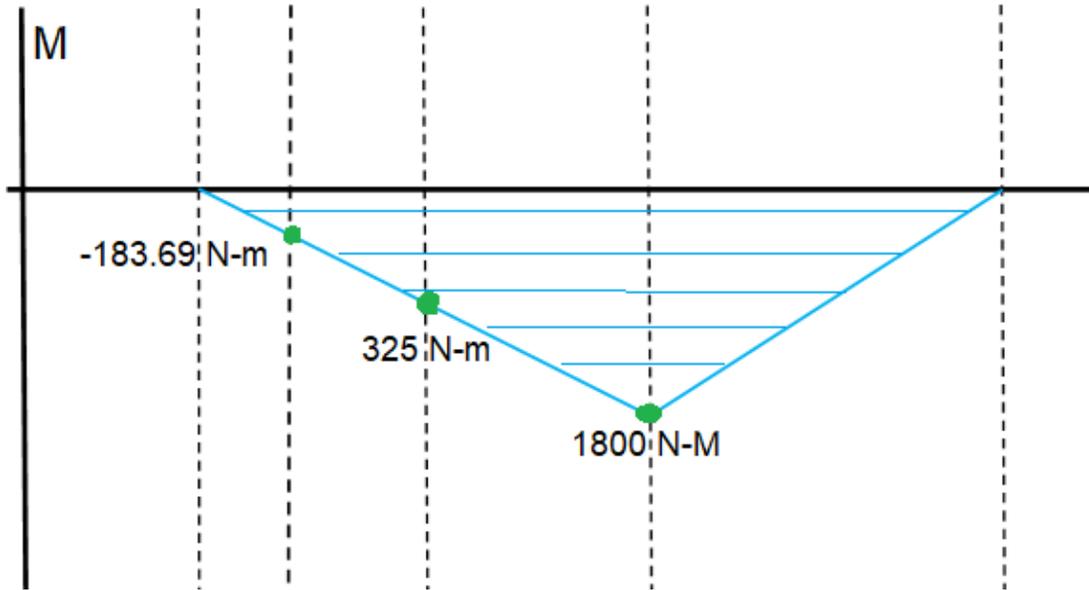


Figura 41.- Diagrama de momentos.

Basándose en el diagrama de la Figura 38 se plantea el siguiente sistema de ecuaciones, que ayudan a encontrar las reacciones en el punto A y C.

$$\cup \sum Ma = 0 = (Fd)(57.5) - (Fc)(115) + (Fb)(205) \quad \text{Ec. (41)}$$

$$\uparrow \sum F = 0 = -Fa - Fd + Fc - Fb \quad \text{Ec. (42)}$$

Sustituyendo valores se obtiene que:

$$\cup \sum Ma = 0 = (7279.40 \text{ N})(.0575 \text{ m}) - (Fc)(.115 \text{ m}) + (7279.40)(.205 \text{ m})$$

$$\downarrow Fc = \frac{418.56 + 1492.277}{0.115} = 16616.02 \text{ N} - m$$

Sustituyendo el valor de Fa se tiene que:

$$\uparrow \sum F = 0 = -Fa - Fd + Fc - Fb$$

$$\uparrow Fa = -7279.40 + 16616.02 - 7279.40$$

$$\uparrow Fa = 2057.22 \text{ N} - m$$

Con estos valores obtenidos de las ecuaciones 41 y 42, se realizaron los diagramas de cortante (Figura 43) y momento (Figura 44) trazados en el eje x-z.

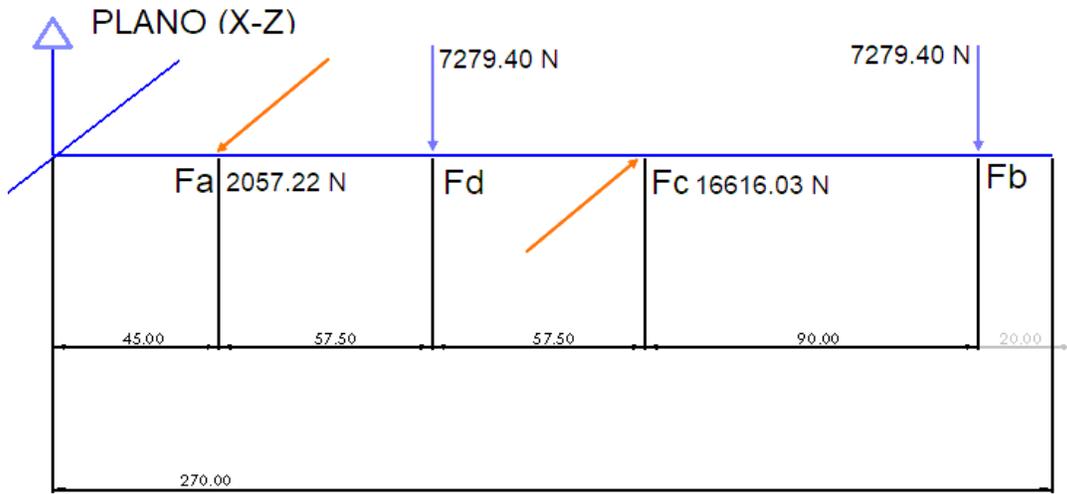


Figura 42.- Diagrama de cuerpo libre del eje primario.

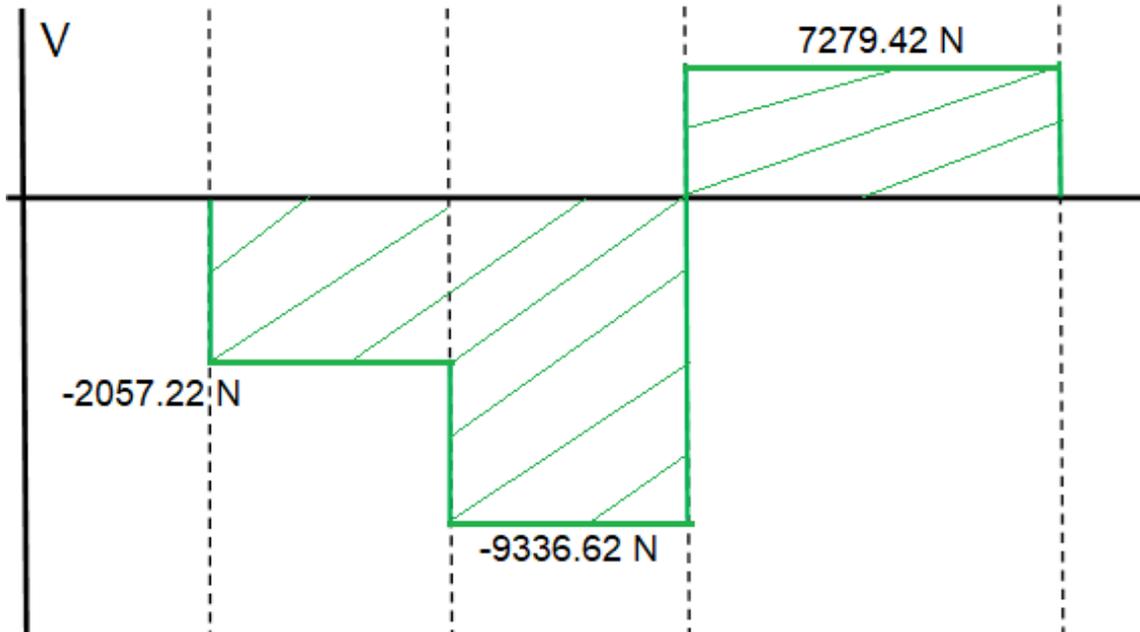


Figura 43.- Diagrama de cortante.

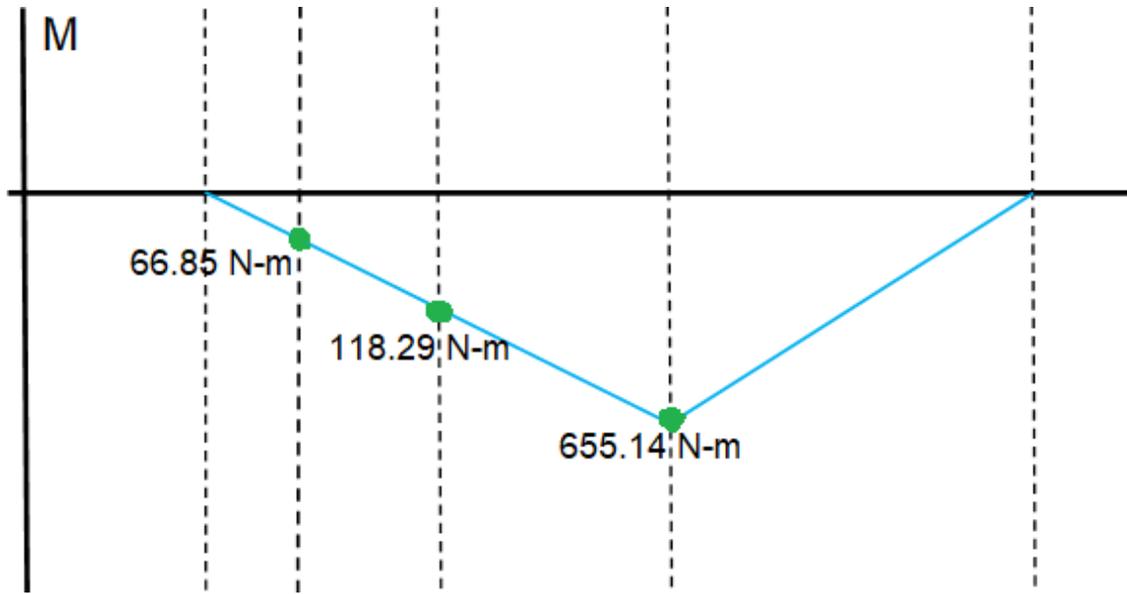


Figura 44.- Diagrama de momentos máximos.

En los diagramas anteriores se puede ver el cortante y los momentos máximos en donde está considerado el cambio de sección. De aquí se obtiene la suma de momento considerando el cambio de sección en el eje. Para obtener el momento total que afectará al eje y así determinar los diámetros requeridos para el mismo se utiliza la siguiente expresión:

$$Mt = \sqrt{(183.69)^2 + (66.85)^2} = 195.47 \text{ N} - m$$

7.4. Cálculo del diámetro del eje

Para el cálculo de los diámetros del eje, se hacen suposiciones iniciales con base al material propuesto.

- Material a utilizar Acero 4340
- Sabiendo que

$$S'_e = 860$$

$$S_{ut} = 1720 \text{ [Mpa]}$$

- Se hará un maquinado en frío.
- Suponiendo que los siguientes factores, tienen los valores que se describen en la Tabla 4.

Tabla 4.- Valores supuestos para los factores de diseño.

FACTOR	VALOR
$k_t = k_f$	1.7
k_{ts}	1.5
k_b	0.9
$k_c = k_d = k_e$	1

Para el factor calcular el factor K_a , se utilizará la siguiente ecuación.

$$K_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ec. (43)}$$

Donde los valores para las constantes a y b , son tomadas de la Tabla 1, se tiene un valor para $a = 4.51$ y $b = -0.265$.

Sustituyendo

$$K_a = (4.51)(1720)^{(-0.265)} = 0.6262 \quad \text{Ec. (44)}$$

Una vez encontrados todos los factores necesarios para calcular S_e , sustituyendo en la siguiente ecuación.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad \text{Ec. (45)}$$

Sustituyendo valores

$$S_e = (0.6262)(0.9)(1)(1.7)(860) = 823.95 \text{ Mpa} \quad \text{Ec. (46)}$$

Para obtener el diámetro menor del eje, se utilizará la Ec. 47, teniendo en cuenta que los valores del momento total M_a y el esfuerzo T_m están dados por

$$M_a = 195.47 \text{ Nm}$$

$$T_m = 1440 \text{ Nm}$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{(2)(k_f M_a)}{S_e} + \frac{\left((3)(k_{fs} T_m)^2 \right)^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (47)}$$

Sustituyendo valores se tiene que d :

$$d = \left\{ \frac{16(3)}{\pi} \left(\frac{(2)((1.7)(195.47))}{(823 \times 10^6)} + \frac{\left((3)((1.5)(1440))^2 \right)^{\frac{1}{2}}}{1720 \times 10^6} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0357 \text{ m} = 35.7 \text{ mm}$$

El valor del diámetro del eje donde se posicionan los valeros es de 35.7 mm y se redondea a 40mm, por lo que el radio donde estará el engrane será de 48 mm, y el diámetro donde asienta el dado de doblado será de 38 mm.

Con este valor se ajustarán nuevamente los factores de diseño y el límite de resistencia a la fatiga (S_e), para verificar que el factor de seguridad se cumpla de manera correcta.

$$K_t = 0.6262$$

$$K_b = 0.59$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$K_f = 1.18$$

$$K_{ts} = 1.2 = K_{fs}$$

$$K_t = 1.2$$

$$S'_e = 860$$

Sustituyendo los valores anteriores en la ecuación del límite de resistencia a la fatiga:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad \text{Ec. (48)}$$

$$S_e = (0.6262)(0.59)(1)(1.18)(.5)(1720) = 374.92 \text{ MPa}$$

Para el factor de seguridad se tiene que:

$$\frac{1}{n} = \left\{ \frac{16}{d^3 \pi} \left(\frac{((4)(k_f M_a))^2}{S_e} + \frac{((3)(k_{fs} T_m)^2)^2}{S_{ut}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (49)}$$

Sustituyendo los parámetros de k_f , M_a , T_m , S_e , S_{ut} , y d .

$$\frac{1}{n} = \left\{ \frac{16}{(0.040)^3 \pi} \left(\frac{((4)((1.8)(195)))^2}{374.92 \times 10^6} + \frac{((3)((1.2)(1440))^2)^2}{1720 \times 10^6} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{1}{n} = 0.2879$$

$$n = \frac{1}{0.2879} = 3.47$$

Para el radio de hombro se aplica la relación descrita en la Ec. 50:

$$\frac{r}{d} = 0.02 \quad \text{Ec. (50)}$$

$$r = (40\text{mm})(0.02) = 0.8 \text{ [mm]}$$

7.5. Cálculo de los baleros

Para el cálculo es necesario determinar la carga de catalogo C_{10} , por medio de la Ec.51, donde se sustituyen los siguientes valores:

$$L_D = 5000 \text{ hr}$$

$$n_D = 3 \text{ rpm}$$

$$F_D = 20 \text{ KN}$$

$$C_{10} = (F_D) \left(\frac{(L_D)(n_D)60}{L_R n_R 60} \right)^{\frac{1}{a}} \quad \text{Ec. (51)}$$

$$C_{10} = (20 \text{ KN}) \left(\frac{(3 \text{ rpm})(5000)60}{1 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 19.30 \text{ KN}$$

Una vez que se ha calculado el factor C_{10} , se considera que el diámetro del eje donde se alojará el balero es de 40 mm, estableciendo así el diámetro interno para el balero, con un ancho mínimo de 15 mm. A continuación, se presenta una tabla que detalla las dimensiones y características de los baleros de bolas disponibles (Tabla 5). El balero seleccionado se resalta dentro del recuadro rojo.

Tabla 5.- Tabla de dimensiones y clasificación de carga para cojinetes de bolas de contacto angular.

Diámetro interior, mm	DE, mm	Ancho, mm	Radio del entalle, mm	Diámetro del hombro, mm		Clasificaciones de carga, kN			
				d_s	d_H	Ranura profunda		Contacto angular	
						C_{10}	C_0	C_{10}	C_0
10	30	9	0.6	12.5	27	5.07	2.24	4.94	1.12
12	32	10	0.6	14.5	28	6.89	3.10	7.02	3.05
15	35	11	0.6	17.5	31	7.80	3.55	8.06	3.65
17	40	12	0.6	19.5	34	9.56	4.50	9.95	4.75
20	47	14	1.0	25	41	12.7	6.20	13.3	6.55
25	52	15	1.0	30	47	14.0	6.95	14.8	7.65
30	62	16	1.0	35	55	19.5	10.0	20.3	11.0
35	72	17	1.0	41	65	25.5	13.7	27.0	15.0
40	80	18	1.0	46	72	30.7	16.6	31.9	18.6
45	85	19	1.0	52	77	33.2	18.6	35.8	21.2
50	90	20	1.0	56	82	35.1	19.6	37.7	22.8
55	100	21	1.5	63	90	43.6	25.0	46.2	28.5
60	110	22	1.5	70	99	47.5	28.0	55.9	35.5
65	120	23	1.5	74	109	55.9	34.0	63.7	41.5
70	125	24	1.5	79	114	61.8	37.5	68.9	45.5
75	130	25	1.5	86	119	66.3	40.5	71.5	49.0
80	140	26	2.0	93	127	70.2	45.0	80.6	55.0
85	150	28	2.0	99	136	83.2	53.0	90.4	63.0
90	160	30	2.0	104	146	95.6	62.0	106	73.5
95	170	32	2.0	110	156	108	69.5	121	85.0

7.5. Cálculo de engrane y cremallera

Utilizando el diámetro del eje, se determinan los parámetros de diseño del engrane como se muestra en la Tabla 6.

Tabla 6.- Parámetros de diseño para un engrane de dientes rectos y cremallera.

Parámetro	Valor
No. Dientes (Z)	36
Módulo (m)	3.5 [mm]
Diámetro de paso (Dp)	126 [mm]
Ángulo de presión (ϕ)	20°
Diámetro exterior	129.5026 [mm]
Diámetro de raíz	121.6211 [mm]

Considerando los valores $m = 3.5$ y $d_p = 126 \text{ mm}$. Se calcula el r_b (radio de paso) con la Ec. 52, sustituyendo los valores se obtiene

$$r_b = \frac{1}{2} d_p \cos 20^\circ \quad \text{Ec. (52)}$$

$$r_b = \frac{(126\text{mm})}{2} \cos 20^\circ = 29.60 \text{ [mm]}$$

Para calcular el paso diametral (P) se tiene la siguiente ecuación:

$$P_D = \frac{z}{P_D} \quad \text{Ec. (53)}$$

$$P_D = \frac{36 \text{ dientes}}{126 \text{ mm}} = 0.2857 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}$$

Distancia de adendum (a), sustituyendo valores en la Ec. 54

$$a = \frac{1}{P_D} \quad \text{Ec. (54)}$$

$$a = \frac{1}{0.2857} = 3.5026 \text{ [mm]}$$

La magnitud de la raíz está dada por la Ec. 55, por lo que

$$b = \frac{1.25}{P_D} \quad \text{Ec. (55)}$$

$$b = \frac{1}{0.2057} = 4.375 \text{ [mm]}$$

Para el paso circular denominado P , se tiene que

$$P = \frac{\pi}{P_D} \quad \text{Ec. (54)}$$

$$P = \frac{\pi}{0.2857} = 10.99 \text{ [mm]}$$

E espesor del diente se tiene que:

$$t = \frac{P}{2} \quad \text{Ec. (55)}$$

$$t = \frac{10.99}{2} = 5.49 \text{ [mm]}$$

El círculo base se calcula determina con la Ec. 56, conociendo el valor del paso circular, se determina que

$$P_b = P_c \cos \phi$$

$$P_b = (10.99) \cos 20^\circ = 10.33 \text{ [mm]} \quad \text{Ec. (56)}$$

Conociendo que el momento flector en el espesor del diente esta dado por

$$M = W_t h \quad \text{Ec. (57)}$$

Y con el ancho de cara F , el módulo de flexión de la sección transversal en el espesor del diente es:

$$Z = \frac{I}{\frac{1}{2}t} = \frac{\frac{1}{12}Ft^2}{\frac{1}{2}t} = \frac{1}{6}Ft^2 \quad \text{Ec. (58)}$$

Donde el esfuerzo máximo se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{W_t h}{\frac{1}{6}Ft^2} \quad \text{Ec. (59)}$$

Donde el espesor del engrane puede ser despejado utilizando la Ec. 60 que describe el ancho del diente

$$F = \frac{W_t h}{\frac{1}{6}t^2 \sigma} \quad \text{Ec. (60)}$$

Donde:

$W_t =$ fuerza de doblado

$h =$ altura de cabeza = dedendum

$T =$ espesor del diente

$\sigma =$ Esfuerzo máximo

Sustituyendo los parámetros, se tiene que

$$F = \frac{(6)(20000N)(3.5mm)}{(5.49mm)^2(1720)} = 8.10 [mm]$$

Obteniendo un espesor 8.10 mm, se redondea a 10 mm con el fin de facilitar la selección de un engranaje comercial.

En el caso de la cremallera se tomará en cuenta una longitud de 200 mm y se consideran 36 dientes, módulo de 3.33 mm, ancho de cara de 20 mm y un espesor de diente de 5.49 mm con la finalidad de coincidir con el diseño del piñón.

7.6. Diseño del sistema hidráulico

Para este sistema, se realizó un diagrama hidráulico que se muestra en la Figura 45. Este conjunto presenta los siguientes elementos:

1. Actuador lineal
2. Válvula reguladora de caudal con antirretorno
3. Válvula hidráulica 4/2 accionada por solenoide y señal piloto
4. Motor eléctrico
5. Bomba hidráulica
6. Depósito de aceite
7. Válvula de alivio
8. Válvula hidráulica 2 posiciones accionadas por resorte
9. Mangueras hidráulicas

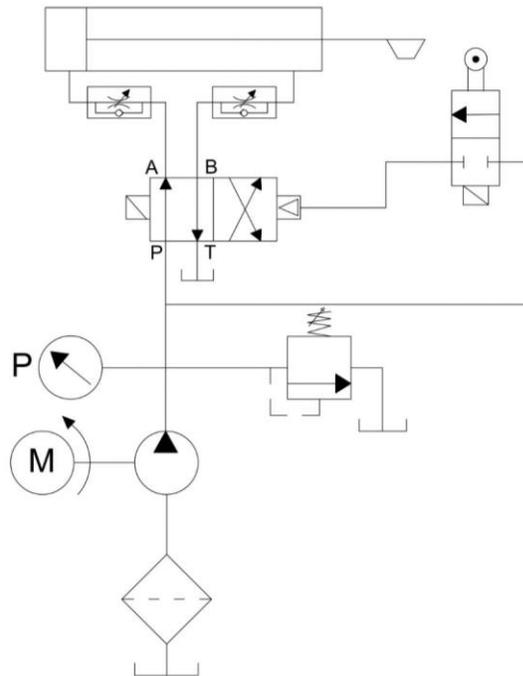


Figura 45.- Diagrama del sistema hidráulico de la dobladora.

En la Figura 46 se muestra el dibujo del circuito eléctrico que permite el funcionamiento de los elementos eléctricos de la máquina. Y en la Figura 47 se ilustra el ensamble de todas las piezas de la máquina dobladora de tubos.

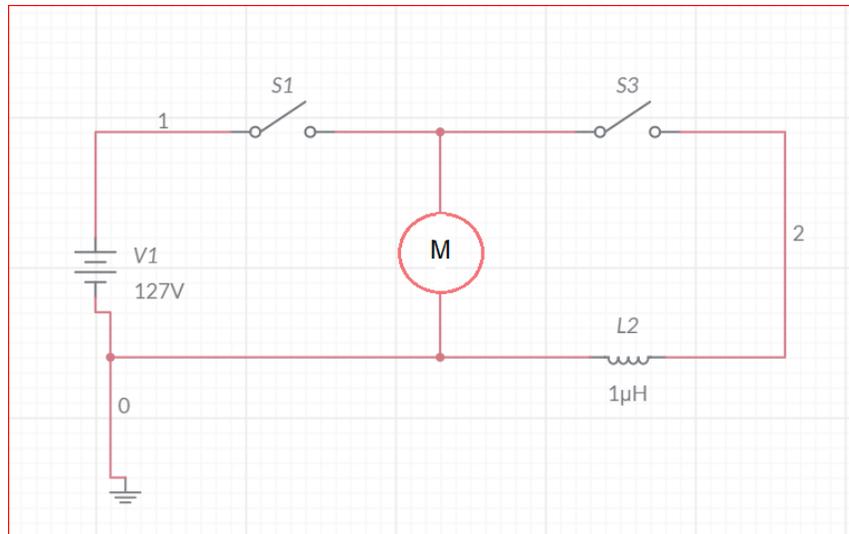


Figura 46.- Diagrama eléctrico de la máquina dobladora de tubos.

Para seleccionar el actuador, se calcularán determinados parámetros como se muestra a continuación. Suponiendo una presión de diseño $P = 16 \text{ MPa} \approx 2320.60 \text{ psi}$

La presión esta descrita como

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. (61)}$$

Donde:

$P = \text{presión}$

$F = \text{fuerza angular}$

$A = \text{área del cilindro}$

Despejando el área

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

Sustituyendo el valor de la fuerza obtenida en el ensayo de flexión y la presión a la cual va a trabajar el equipo, se obtiene lo siguiente:

$$A = \frac{20000 \text{ N}}{16 \text{ Mpa}} = 1250 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Entonces, de la formula del área se despeja r

$$A = \pi r^2 \quad \text{Ec. (62)}$$

$$r^2 = \frac{A}{\pi}$$

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

Sustituyendo los valores se puede determinar el radio interno del cilindro como:

$$r = \sqrt{\frac{1250}{\pi}} = 19.94 \text{ mm}$$

De esta manera, el diámetro resultante es:

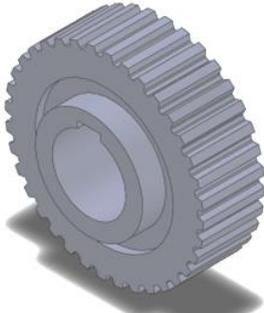
$$D = 2r \quad \text{Ec. (63)}$$

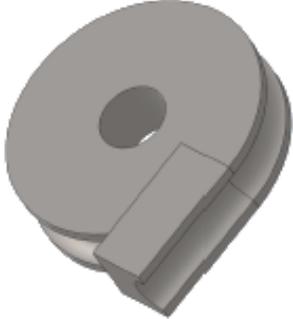
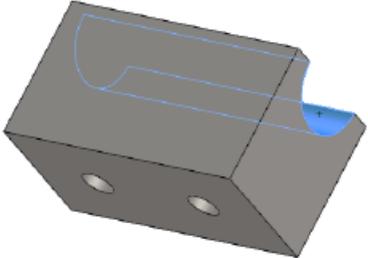
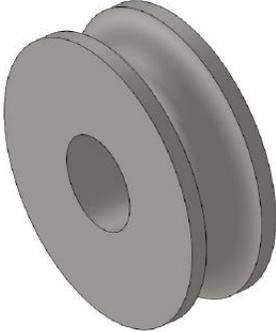
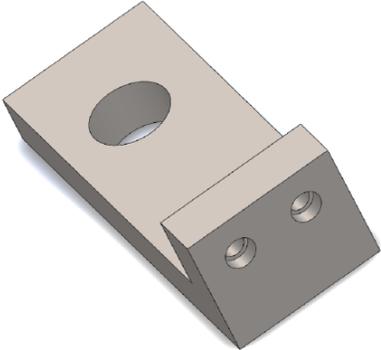
$$D = 2(19.94) = 39.89 \text{ mm}$$

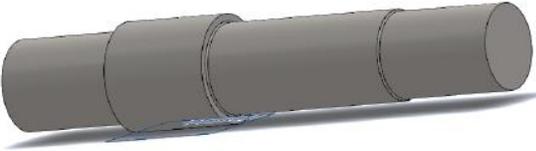
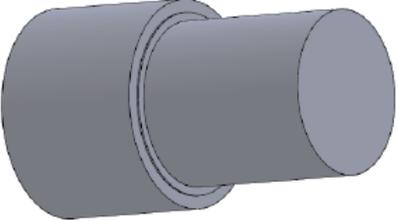
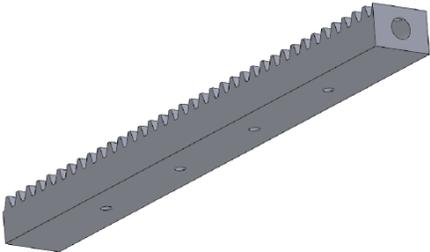
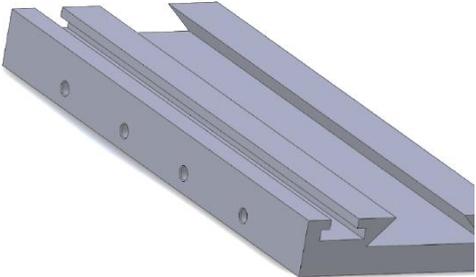
7.7. Elementos de la máquina

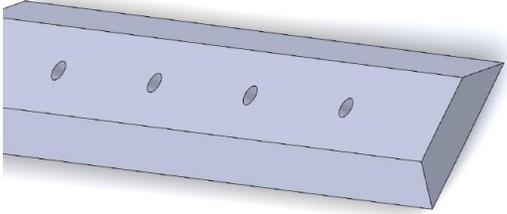
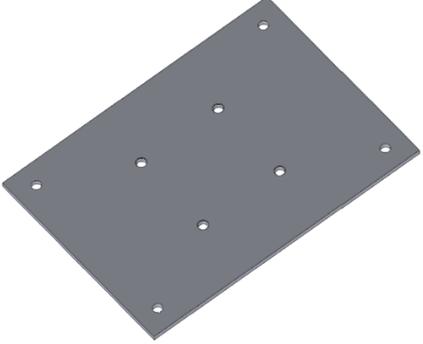
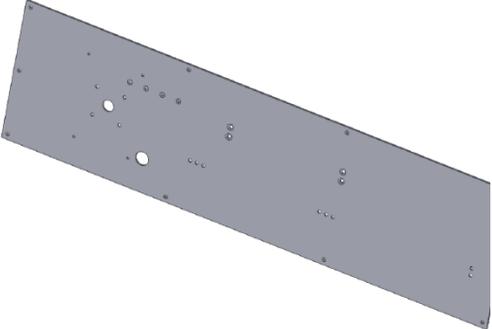
En la Tabla 7 se ilustra todos los dibujos de las piezas que se ensamblaron para obtener la máquina dobladora de tubos.

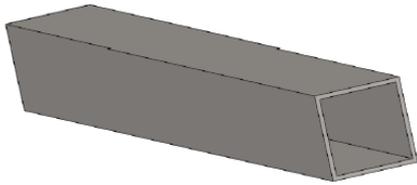
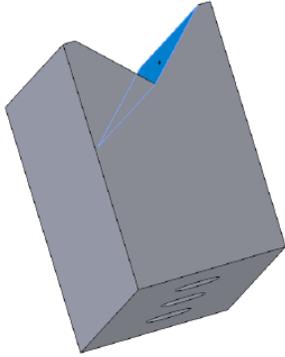
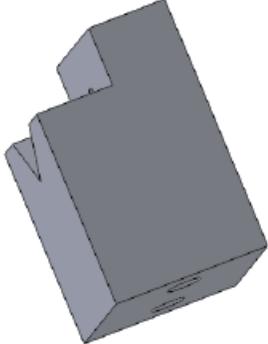
Tabla 7.- Dibujo de las piezas diseñadas para el sistema hidráulico.

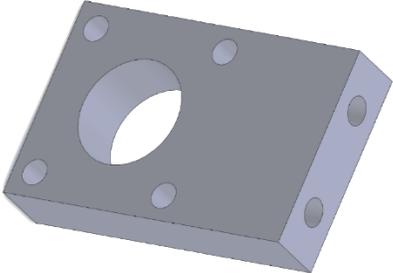
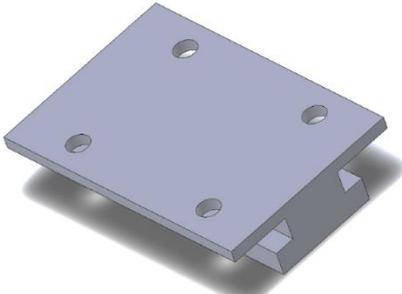
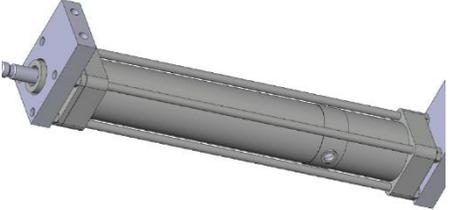
DESCRIPCIÓN	PIEZA
Engranaje que cumple la función de un piñón.	

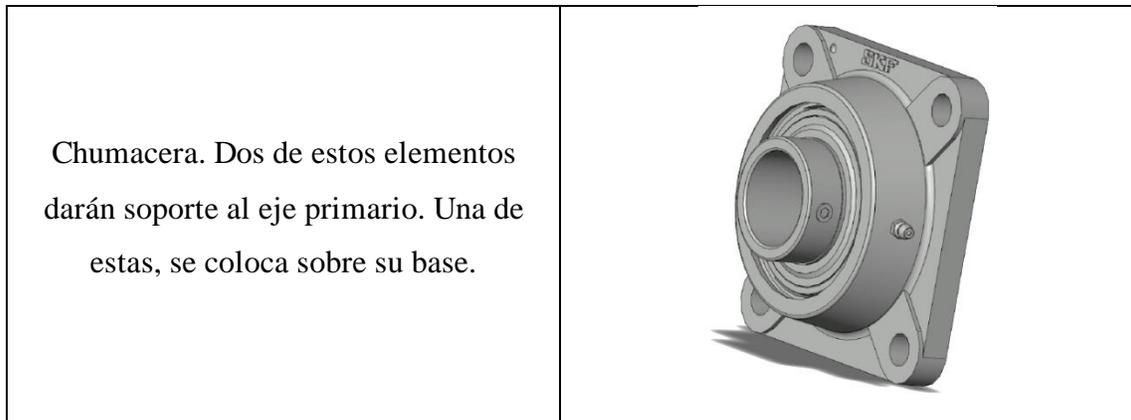
<p>Dado formador que se coloca en el eje primario.</p>	
<p>Dado que va fijo al brazo, este permite mantener el tubo en su lugar durante el doblado.</p>	
<p>Dado que funge como soporte al momento de doblar, se coloca en el eje secundario.</p>	
<p>Brazo el cual se asienta en el eje primario con apriete. En este elemento se asienta el dado formador.</p>	

<p>Eje primario, en este elemento se conecta el brazo, las chumaceras y el engrane.</p>	
<p>Eje secundario, en el cual se asienta el dado soporte.</p>	
<p>Cremallera que se conecta de un extremo al actuador y sobre esta el piñón.</p>	
<p>Riel donde en el hueco más grande desliza la base de la cremallera y en hueco pequeño la base de la válvula.</p>	

<p>Base de la cremallera con pernos para la tornillería.</p>	
<p>Placa base de la chumacera inferior.</p>	
<p>Tirante que se conecta a la mesa con la cuerda exterior y el barreno con cuerda interior se conecta a la base de la chumacera.</p>	
<p>Placa base de la mesa donde se sujetan los demás elementos.</p>	

<p>Perfil cuadrado de PTR. Cuatro de estos elementos se utilizan para soportar la placa base de la mesa.</p>	
<p>Perfil cuadrado de PTR. Cuatro de estas piezas se conectan a las patas de la mesa de forma horizontal, formando un cuadro.</p>	
<p>Soporte donde descansa el tubo. Estas piezas se colocan por arriba a lo largo de la placa base de la mesa.</p>	
<p>Soporte con cuerda que se coloca al último de los soportes del tubo. En la cuerda se conecta la guía del tubo.</p>	

<p>Guía del tubo que se coloca dentro del tubo hasta cierta longitud. Da soporte y firmeza.</p>	
<p>Base del actuador. Este a su vez se conecta a la placa base de la meas.</p>	
<p>Base deslizante de la válvula de posición.</p>	
<p>Actuador hidráulico lineal. En el extremo del vástago se conecta la cremallera.</p>	



En la Figura 47 se muestra la vista superior de la mesa, donde se instalaron los elementos de la Tabla 3.

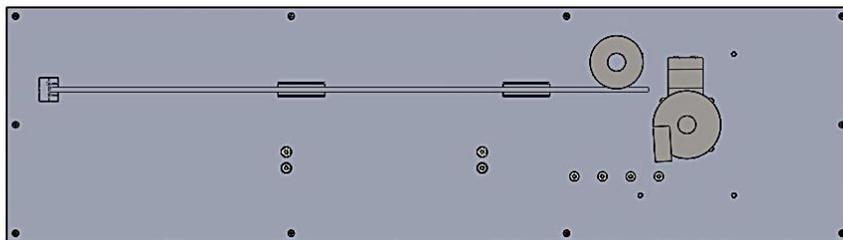


Figura 47.- Modelo CAD del ensamble de las piezas de la máquina.

8. Análisis y discusión de resultados

8.1. Ensayo de flexión

El ensayo de flexión arrojó resultados consistentes con las expectativas. Esto se comprobó en el análisis de la gráfica generada durante el ensayo. La obtención de un gráfico de esfuerzo versus deformación, alineado con los patrones esperados para ensayos en aceros, demostró la exactitud de los datos. Así, se evidencia que la disposición pensada para sostener la probeta fue la apropiada para determinar el esfuerzo de flexión.

De la gráfica obtenida de carga versus desplazamiento, la Figura 48 es una ampliación de la sección que es de mayor interés de donde se destacan los siguientes puntos críticos:

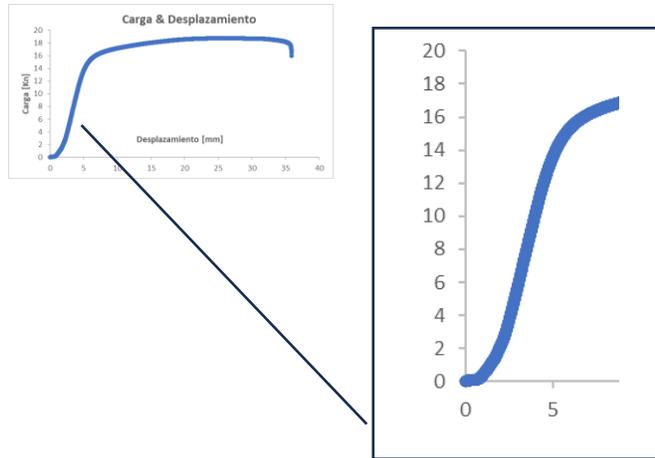


Figura 48.-Ampliación de la gráfica de la gráfica de carga & desplazamiento

Deformación [mm/mm]	Esfuerzo [kN]
0.0113	1,067.42
0.0224	4,655.15

- El límite de proporcionalidad existe en el siguiente intervalo:
- El esfuerzo de cedencia se obtuvo a una carga de 18.6 kN.
- La magnitud del esfuerzo máximo es de 7,286 [kN].
- La magnitud de la resistencia máxima es de 36,921.78 [kPa].

A pesar de que la fuerza para vencer el límite de cedencia de un tubo de acero primario 4140 resultó en un valor de 18.6 kN, se estableció una magnitud de 20 kN para efectos de diseño. Estos datos fueron fundamentales para la concepción y diseño tanto de los elementos individuales que conformaron el prototipo como del diseño definitivo de la máquina hidráulica.

8.2. Prototipo

El prototipo cumplió con el objetivo de demostrar el funcionamiento de la máquina mediante un dispositivo hidráulico como fuente de transmisión de potencia con asistencia humana (Figura 49). Aunque se logró realizar el doblado de tubo, se encontraron limitaciones significativas. La máquina no alcanzó la velocidad necesaria para realizar dobleces adecuados, manifestando una velocidad no constante que resultó en deformaciones y arrugas en el material.



Figura 49.- Prototipo de la máquina dobladora de tubo

Estos fenómenos presentados (Figura 50), sabiendo que bajo la normativa de la competencia BAJA SAE México, no son tolerables en la estructura de la jaula del automóvil todo terreno. Así, aunque el diseño del prototipo aún necesitaba ajustes, la idea principal demostró su funcionalidad.



Figura 50.- Deformaciones en el tubo presentadas al realizar el doblado.

8.3. Diseño último de la máquina

Basándose en los resultados del ensayo de flexión y en la evaluación del prototipo, se llevó a cabo una reconfiguración del sistema de transmisión de potencia. Al notar que un gato hidráulico de botella no lograba proporcionar la velocidad constante requerida, se optó por seleccionar otro dispositivo con la misma función de entrega de potencia, pero con una velocidad constante. La solución a este problema fue utilizar un actuador hidráulico lineal, ya que estos dispositivos tienen la capacidad de suministrar la potencia necesaria sobre la carga manteniendo una velocidad constante.

Para que este actuador hidráulico funcionara correctamente, se diseñó todo un sistema hidráulico que permitiera su correcto funcionamiento. En este proceso se tuvo el problema de saber qué tipo de bomba y motor se seleccionaría por lo que se hicieron algunos cálculos que después se proporcionaron al proveedor quien sugirió opciones viables para el diseño que se tenía contemplado. Finalmente se decidió por acoplar un motor de dos caballos de fuerza y una bomba de engranajes internos.

Los componentes restantes de la máquina fueron diseñados considerando la fuerza de 20 kN, previamente mencionada como equivalente a aproximadamente dos toneladas fuerza. Este valor orientó el diseño del piñón, el eje y la cremallera. Durante el ensamblaje de estos componentes, cada pieza se ajustó exactamente según la planificación, indicando que la metodología descrita en el libro *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* fue aplicada correctamente en el diseño de estos elementos.

Considerando además que los dados de doblado poseen un diámetro de 14 cm, se evaluó que el barreno donde se insertan los ejes necesitaba un diámetro de soporte mayor para facilitar su rotación. Es decir, que los dados requerían un centro de apoyo más amplio que el obtenido inicialmente, para prevenir deformaciones bruscas del eje durante el proceso de doblado. Además, es importante mencionar que otro factor a considerar fue la estandarización de los valores a medidas comerciales en relación con el material seleccionado para la fabricación de estas piezas.

Cada pieza de la máquina fue detalladamente dibujada en CAD, seleccionando SolidWorks como la herramienta de diseño. De estos dibujos se derivaron los planos

Diseño mecánico de un sistema hidráulico para automatizar una dobladora de tubos manual.

normalizados correspondientes, los cuales fueron utilizados para realizar cotizaciones y estimar el costo aproximado del maquinado y construcción de la máquina.

8.4. Estimación de costos

Como último paso de este proyecto, se contempló el costo de manufactura y selección de cada uno de los elementos de la máquina dobladora de tubo. En las siguientes tablas se describen los datos obtenidos.

En la Tabla 8 se muestra el detalle de los costos del material de cada pieza del sistema de doblado.

Tabla 8.- Costos de los componentes del sistema de doblado.

Componentes de sistema de doblado							
Pieza	Material	Dimensiones	Cantidad	Prec.Uni	Corte Mat.	Importe	Total
Dado formador	Barra de Acero 4140	Barra redonda de 6"x2"	1	\$69.01	\$80	\$552.08	\$632.08
Dado de Presión	Barra de Acero 4140	Barra redonda de 5"x2"	1	\$74.93	\$80	\$449.58	\$529.58
Eje Primario	Barra de Acero 4140	Barra redonda de 2 1/2"x10"	1	\$65.12	\$80	\$455.84	\$535.84
Eje secundario	Barra de Acero 4140	Barra redonda de 2 1/2" x4"	1	\$65.12	\$80	\$195.36	\$275.36
Brazo Rotatorio	Barra de acero 4140	Barra Cuadrada 4"x4"x 9"	1	\$70	\$80	\$1470	\$1550

Dado Mordaza	Barra de acero 4140	Barra Cuadrada 2"x2"x 4"	1	\$61.05	\$80	\$152.62	\$232.62
Complemento D.F	Barra de acero 4140	Barra Cuadrada 2"x2"x 4"	1	\$61.05	\$80	\$152.62	\$232.62
Riel de cremallera	Barra de acero 4140	Barra Cuadrada 2"x4 1/2"x 10"	1	\$60	\$80	\$750	\$750
Base de cremallera	Barra de acero 4140	Barra Cuadrada 1"x3"x 16"	1	\$66.23	\$80	\$430.5	\$510.5
Soporte tubo 1	Barra de acero 4140	Barra Cuadrada 1 1/2"x2 1/2"x 4"	2	\$60	\$80	\$300	\$300
Soporte tubo 3	Barra de acero 4140	Barra Cuadrada 3"x 2 1/2"x 2"	1	\$65.5	\$80	\$196.5	\$196.5
Soporte actuador	Barra de acero 4140	Barra Cuadrada 2"x1"x 4 1/2"	2	\$66.23	\$80	\$198.69	\$278.69
Base válvula	Barra de acero 4140	Barra Cuadrada 2"x1"x 3"	1	\$66.23	\$80	\$66.23	\$146.23

Guia para tubo	Barra de acero 4140	Barra Cuadrada 2"x1"x 3"	1	\$66.23	\$80	\$66.23	\$146.23	
Tirante de chumacera	Barra de acero 4140	Barra circular de 1"x58"	1	\$60.87	\$80	\$365.22	\$445.22	
Engrane	Barra de acero 4140	Barra redonda de 6"x2"	1	\$69.01	\$80	\$552.08	\$632.08	
Cremallera	Barra de acero 4140	Barra Cuadrada 2"x2"x 16"	1	\$61.05	\$80	\$610.48	\$930.4	
						IVA	1.16	\$8323.95
						Total		\$9655.78

En la Tabla 9 se muestra el detalle de los costos del material de cada pieza de la estructura de la meza.

Tabla 9.- Costos de los componentes de la estructura de la mesa.

Componentes de Estructura de la mesa					
Pieza	Material	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Total
Base de Chumacera	Placa de acero A36	Placa rectangular de 14"x10"	1	\$214.5	\$214.5
Lamina mesa	Placa de acero A36	Placa rectangular de 23"x39"	1	\$1833	\$1833
Largo de Mesa	Ptr Cal 14	Ptr cuadrado de 1 1/2"x11/2"x71"	4	\$451.72	\$451.72
Ancho de Mesa	Ptr Cal 15	Ptr cuadrado de 1 1/2"x11/2"x20"	4	\$451.72	\$451.72
			IVA	1.16	\$2950.94
			Total		3423.0904

En la Tabla 10 se muestra el detalle de los costos de los baleros para el eje principal.

Tabla 10.- Costos de los baleros en el eje principal.

Baleros en eje principal				
Pieza	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Total
Chumacera	Balero de bolas	2	\$1021.96	\$2043.92

En la Tabla 11 se muestra el detalle de los costos del material de cada pieza del sistema hidráulico.

Tabla 11.- Costos de los elementos del sistema hidráulico.

Componentes del sistema Hidráulico				
Pieza	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Total
Válvula 4/2	Válvula direccional de flujo	1	\$2900	\$2900
MANIFOLD Aluminio	CETOP 03, 1 ESTACION	1	\$1500	\$1500
REGULADORA DE FLUJO	MODULAR CETOP 03	1	\$1650	\$1650
VALVULA DE ALIVIO 512 PARKER		1	\$1200	\$1200
BOM ENGRA	14 CM/REV SAE A FLECHA 5/8 LIS	1	\$3500	\$3500
MOTOR 2 HP		1	\$29000	\$29000
Cilindro hidráulico	Cilindro doble efecto	1	\$3500	\$3500
		IVA	1.16	\$43250
			TOTAL	\$50170

En la Tabla 12 se muestra el detalle de los costos del material de los tornillos correspondientes a cada pieza.

Tabla 12.- Costos de los elementos de tornillería.

Pieza	Tipo de tornillo	Descripción	Cantidad	Prec. Unit.	Total
válvula	Tornillo M5	Tornillo cabeza plana M5 x 2"	4	\$7	\$28
Mesa	Tornillo M6	Tornillo cabeza plana M6 x 3/4"	10	\$3	\$30
Riel y Soporte actuador	Tornillo M10	Tornillo cabeza plana M10x1 1/2"	8	\$13	\$104
Tirante	Tornillo M8	Tornillo cabeza exagonal M8x 1 1/2"	4	\$5	\$20
Soportes	Tornillo M10	Tornillo cabeza exagonal M10x1 1/2"	8	\$8	\$64
Chumacera	Tornillo M12	Tornillo cabeza exagonal M12x1"	8	\$10	\$80
Mordaza	Tornillo allen M10	Tornillo cabeza allen M10x3 1/2	2	\$25	\$50
brazo	Rondana plana	Rondana de 40 mm	1	\$10	\$10
			IVA	1.16	\$386
				Total	447.76

En la Tabla 13 se presentan los costos de fabricación de las piezas de la dobladora, además se indica el material sugerido por la empresa para su elaboración. Esto se debe a que el material propuesto inicialmente en el proyecto no es tan maleable, lo que requeriría más esfuerzo para trabajar con él, lo que a su vez aumentaría el costo.

Tabla 13.- Costos de fabricación de piezas de la dobladora

Costos de Fabricación de Piezas de la Dobladora		
DESCRIPCION	MATERIAL	PRECIO UNIT.
Dado Formador	Acero 4140	\$3060
Comp.Dado Formador	Acero 4140	\$1920
Dado de Presión	Acero 4140	\$2830
Dado de Mordaza	Acero 4140	\$2920
Brazo	Acero 4140	\$4650
Eje Principal	Acero AISI 1045	\$3690
Eje Secundario	Acero AISI 1045	\$760
Engrane	Acero 4140	\$4560
Cremallera	Acero 4140	\$3910
Riel para Cremallera	Acero 4140	\$4890
Base Cremallera	Acero 4140	\$3650
Base Chumacera	Acero a36	\$1580
Tirante para Chumacera	Acero AISI 1045	\$650
Soporte para Tubo	Acero 4140	\$3140
Soporte con Cuerda	Acero 4140	\$2970
Guia de Tubo	Acero Tubo Ced. 1035	\$675
Soporte Actuador	Acero 4156	\$1950
Base de válvula	Acero 4157	\$2820
I.V.A.	1.16	\$50625
	TOTAL	\$58725

En la Tabla 14 se detalla el costo completo de fabricación de la dobladora, incluyendo los costos de materiales y fabricación de las piezas, así como las adquisiciones de piezas para el sistema hidráulico y la tornillería necesaria.

Tabla 14.- Tabla del costo total de la fabricación de la dobladora

Costo total de la fabricación de la dobladora		
Sumatoria de costos	Monto	
Costos del material del Sistema de Doblado	\$8323.95	
Costos del material de la Estructura de la mesa	\$2950.94	
Costos del material del Sistema Hidráulico	\$43250	
Costos del material de Tornillería	\$386	
Costos de Fabricación de piezas de la dobladora	\$50625	
I.V.A.	1.16	105536
	TOTAL	122422

9. Conclusiones

Al concluir el proyecto, se logró desarrollar el diseño mecánico de un sistema hidráulico destinado a automatizar mecánicamente una dobladora de tubos manual. Este sistema opera mediante un motor orbital alimentado por una bomba de engranajes internos.

El diseño se fundamentó en una fuerza mínima de 20 kN necesaria para el doblado de tubos de acero primario 4130. Esta magnitud fue determinada a través de un ensayo de flexión realizado en el área de materiales de la UAM Azcapotzalco. La fuerza obtenida no solo guió la construcción del prototipo, sino que también sentó las bases para el diseño del modelo final de la máquina.

La construcción del prototipo permitió identificar deficiencias en el diseño, las cuales fueron posteriormente analizadas y corregidas durante la revisión y replanteamiento del mecanismo. Este proceso permitió un control más preciso de variables críticas como la velocidad y el tiempo de doblado.

A lo largo de este proyecto, se profundizó en el diseño de elementos mecánicos clave, incluyendo el análisis dinámico y estático de los ejes, así como la evaluación del conjunto piñón-cremallera. Además, se aplicaron conocimientos en potencia fluida para una selección Diseño mecánico de un sistema hidráulico para automatizar una dobladora de tubos manual.

adecuada del actuador hidráulico lineal y para concebir el sistema que los coordina de manera efectiva.

Adicionalmente, se pusieron en práctica habilidades en el manejo de software de diseño, empleándolo para la creación de las piezas de la máquina, obteniendo vistas isométricas, ensambles y planos. Este enfoque busca asegurar que, en caso de que se decida dar continuidad al proyecto en el futuro, exista la capacidad de fabricar y ensamblar la máquina de manera eficiente.

10. Referencias bibliográficas

- [1] Duque, A. M., and Mena Mejía, A. M., 2009, “Diseño y Construcción de una máquina dobladora de tubería redonda”.
- [2] Zuluaga Bermúdez, D. A., 2019, “Máquina dobladora de tubos de 1 ½”.
- [3] Moreno Flores, G. P., Agosto 2013, “Diseño y construcción de una máquina dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático”.
- [4] Simonson, S. L., 2024, “Dobladoras de Tubos,” Tameson.es [Online]. Disponible en: <https://tameson.es/pages/resumen-de-las-dobladoras-de-tubos>. [Consultado: 22-Dic-2023].
- [5] Shigley, J. E., Nisbett, J. K., and Budynas, R. G., 2019, “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, Mc Graw Hill Education, Décima edición, México
- [6] OBERG, ERIK., Jones, F. D., Ryffel, H., and Horton, H., 2004, “Machinery’s Handbook 27th Edition”, Industrial Press, New York.
- [7] González, G. A., Palma, A. C., and Galicia, A. L., 2014, “Introducción a la potencia fluida”, Universidad Autónoma Metropolitana, Reverté, Primera edición, México.
- [8] , F. P., Johnston, E. R., and DeWolf, J. T., 2004, “Mecánica de materiales”, Mc Graw Hill, Cuarta edición, México.
- [9] Ensayos de flexión | Instron (2020) Ensayo de flexión. Disponible en: <https://www.instron.com/es-es/resources/test-types/flexural-testing> (Consultado: 09 February 2024).
- [10] Avila, A. A., Sarro, T. D. 2019, “Diseño y construcción de la estructura para un vehículo Baja SAE 2019”, UAM Azcapotzalco.
- [11] Society of Automotive Engineers, 2023, “BAJA SAE Mexico Rules 2023,” pp 22-23.
- [12] Mott, R. L., 2006, “Diseño de elementos de máquinas”, Pearson Educación, Cuarta edición, México.

- [13] Castillo, F. J. G., Quintanilla, J. A. F., and Castaño, D. G., 2016, “Potencia fluida”, Pearson Educación, México.
- [14] Hibbeler, R. C., 2011, “Mecánica de materiales”, Pearson Educación, Octava edición, México.
- [15] Amé, R. M., 2021, “Mecánica aplicada al diseño de los elementos de máquinas”, Nobuko.
- [16] DeC.J. Noll y C. Lipson, “Allowable Working Stresses”, en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O.J. Horger (ed.). *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc.
- [17] 2024, “Cilindros y Actuadores Lineales” [Online]. Disponible en: <https://ph.parker.com/mx/es/category/cylinders-and-actuators/linear-actuators-and-cylinders>. [Consultado: 18-enero-2024],
- [18] Cybermatics, “¿Qué Son Los Interruptores de Límite y Cómo Funcionan?,” Blog de Cybermatics [Online]. Disponible en: <https://hub.cybermatics.com.mx/blog/qu%C3%A9-son-los-interruptores-de-l%C3%ADmite>. [Consultado: 15-enero-2024].
- [19] Parker Hannifin, “Electrohydraulic Motion Controls”, julio 2021, Catalogue MSG14-2550/US, Estados Unidos.
- [20] Parker Hannifin, “Pump & Motor Division”, Catalogue HY13-PMDGPC1_US, Estados Unidos.
- [21] Parker Hannifin, “Hydraulic Accumulator Products and Accesories”, Catalogue HY10-1630, Estados Unidos.

ANEXO

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

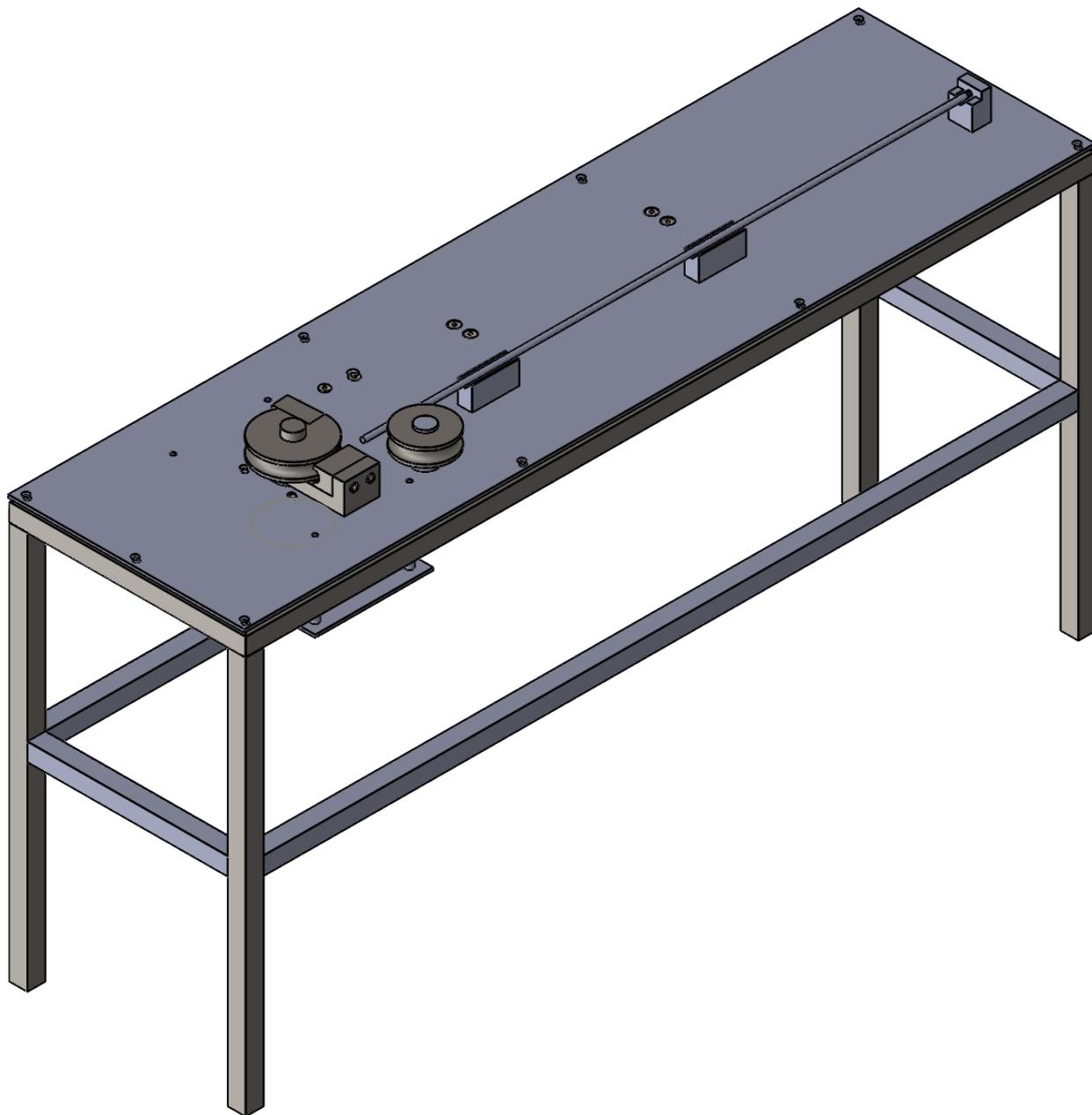
C

B

B

A

A



Material:
Varios

Especificaciones particulares:

Fecha: 12/02/24

Rev.
Dr. en
C.
IGU

Escala: 1: 10

Nombre de la pieza:

Dibujado por:
Ivonne Patricio
Macias

Acot: mm

Dobladora



Universidad Autónoma Metropolitana
Unidad Azcapotzalco



02

01

00

Formato: A4

Plano: 1

Hoja: 1 de 25

Casa abierta al tiempo

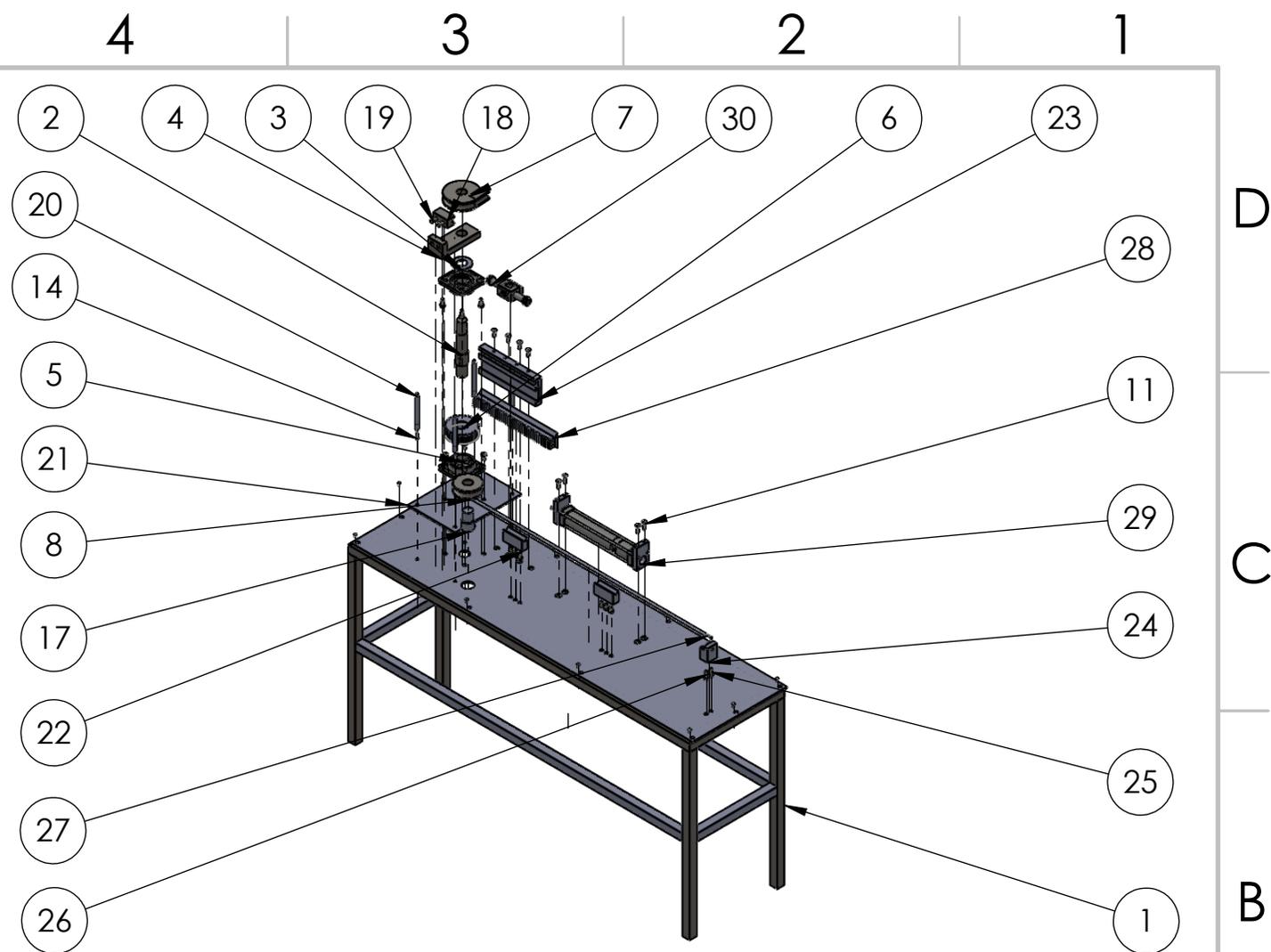
4

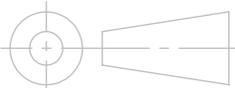
3

2

1

	6	5	
	N.º	N.º DE PIEZA	CANT.
D	1	Ensamble de Mesa	1
	2	Eje principal	1
	3	Rondan	1
C	4	Braso Giratorio	1
	5	Balero Chumacera	2
	6	Piñon	1
	7	Dado Formador	1
	8	Dado de Presion	1
	9	Tornillos de Fijacion de mesa M6 x 1.0 x 12	10
	10	socket countersunk head screw_am	4
	11	B18.3.5M - 10 x 1.5 x 35 Socket FCHS -- 35N	4
	12	formed hex screw_am	3
	13	formed hex screw_am	1
B	14	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M8 x 1.25 x 30 --30WC	4
	15	formed hex screw_am	4
	16	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M10 x 1.5 x 16 --16WN	6
	17	Eje Secundario	1
	18	Dado Mordaza	1
	19	socket head cap screw_am	2
	20	Tirante para base chumacera	4
	21	Base chumacera	1
	22	Soporte 1-2	2
	23	Riel para cremallera	1
A	24	Soporte 3	1
	25	AM B18.6.7M 10x13-11.5-N	1
	26	AM B18.6.7M 10x25-23.5-N	1
	27	Guía para tubo	1
	28	Base-Cremallera	1
	29	M_3020M	1
	30	Ensamble vaivuja	1
		6	5



Material:	Especificaciones particulares:	Fecha: 03/01/24	Rev. Dr. en C. IGU
Escala: 1: 25	Nombre de la pieza:	Dibujado por: Ivonne Patricio Macias	
Acot: mm	Explosionad-Dobladora		
	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		02
Formato: A4	Plano: 2		Hoja: 2 de 25
			00

4	3	2	1
---	---	---	---

4

3

2

1

F

F

2

6

1

4

5

E

E

3

D

D

C

C

B

B

A

A

N.º	PIEZA	CANTIDAD
1	Ancho de Mesa	2
2	Largo de Mesa	2
3	Pata de mesa	4
4	Refuerzo - Largo	2
5	Refuerzo - Ancho	2
6	Lamina de Mesa	1

Material:
Varios

Especificaciones particulares:

Fecha: 12/02/24

Rev.
Dr. en
C.
IGU

Escala: 1:15

Nombre de la pieza:

Dibujado por:
Ivonne Patricia
Macias

Acot: mm

Ensamble de Mesa



Universidad Autónoma Metropolitana
Unidad Azcapotzalco



Formato: A4

Plano: 3

Hoja: 3 de 25

Casa abierta al tiempo

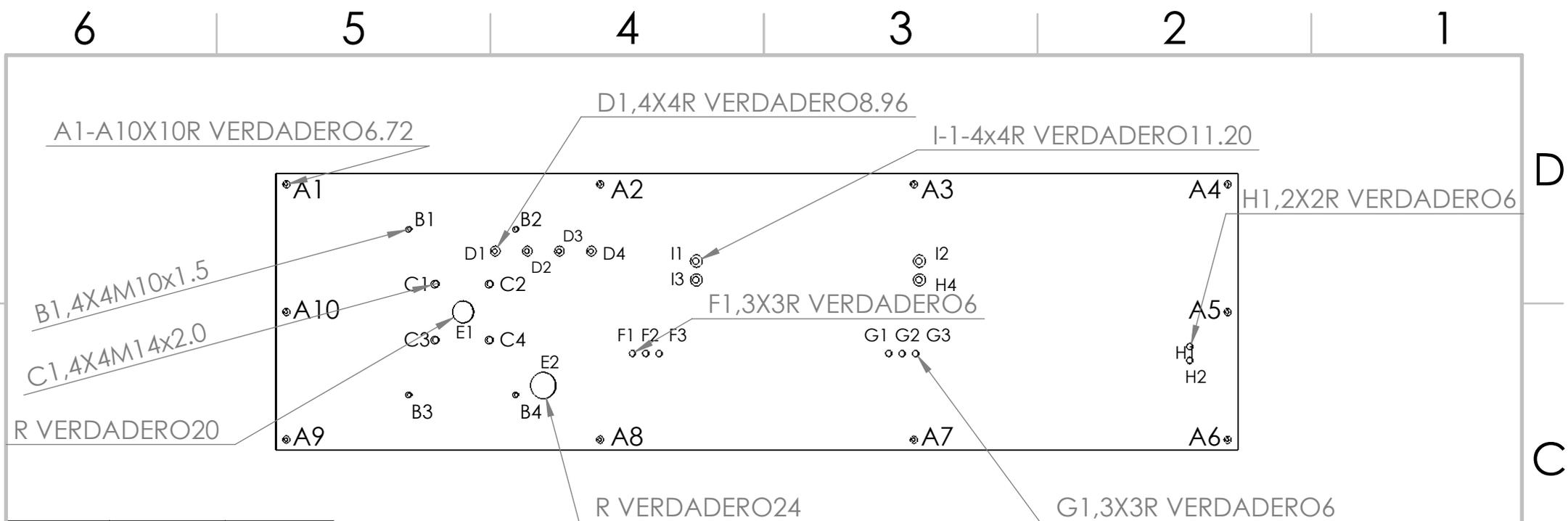
00

4

3

2

1



Punto	X	Y
A1	19	480.95
A2	606.35	480.95
A3	1193.65	480.95
A4	1780.95	480.95
A5	1780.95	250
A6	1780.95	19
A7	1193.65	19
A8	606.35	19
A9	19	19
A10	19	250
Punto	X	Y
F1	667	175
F2	692	175
F3	717	175
G1	1147	175
G2	1172	175
G3	1197	175

Punto	X	Y	Punto	X	Y	Punto	X	Y	Punto	X	Y
B1	250	400	C1	300	300	D1	460	355	E1	350	250
B2	450	400	C2	400	300	D2	520	355	E2	500	117
B3	250	100	C3	300	200	D3	580	355	H1	1710	187.5
B4	450	100	C4	400	200	D4	640	355	H2	1710	162.50
						I1	786.50	342	I2	1204	342
						I3	786.50	308	I4	1204	308

Material: Ac.36	Especificaciones particulares: Placa de 1/4 de espesor	Fecha: 31/01/24	Rev. Dr. en C. IGU
Escala: 1: 10	Nombre de la pieza: Lamina de Mesa	Dibujado por: Ivonne Patricia Macias	
Acot: mm	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		02
			Formato: A4
	Plano: 3.1	Hoja: 4 de 25	00



D
C
B
A

D
C
B
A

6 5 4 3 2 1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

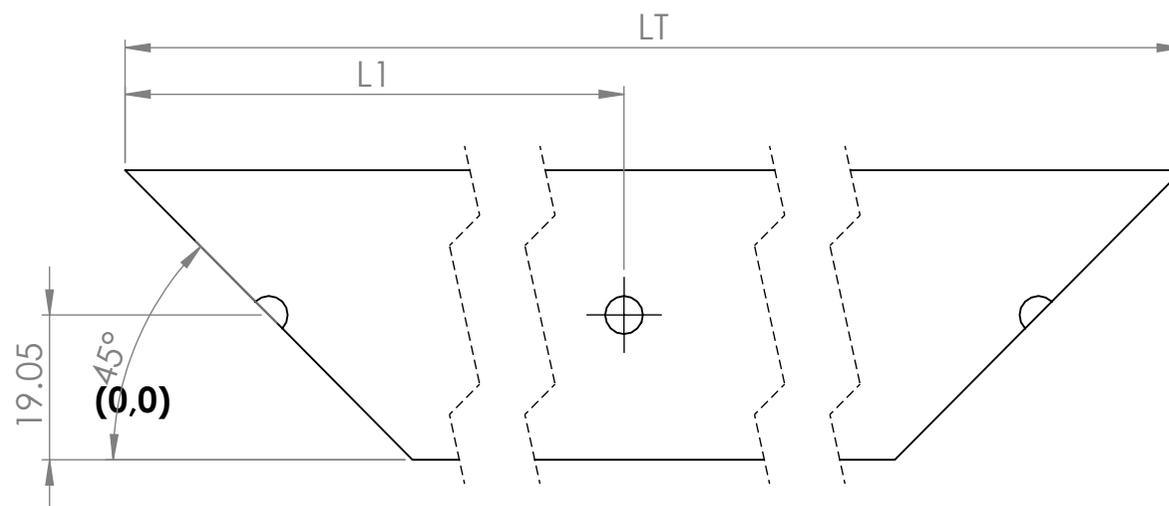
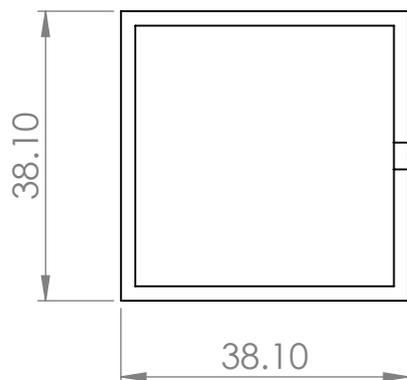
C

B

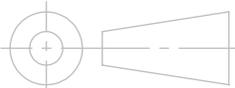
B

A

A



D=5 mm	Ancho	Largo
Barreno	En eje x	En eje x
L1	250	606.38
LT	480.95	1193.71

Material: PTR Cal 14	Especificaciones particulares: 4pz por LT = 1800 , 500	Fecha: 17/01/24	Rev. Dr. en C. IGU
Escala: 1: 1	Nombre de la pieza: B-Ancho-Largo	Dibujado por: Ivonne Patricio Macias.	
Acot: mm	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		02
	Formato: A4		01
Plano: 3.2	Hoja: 5 de 25		00

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

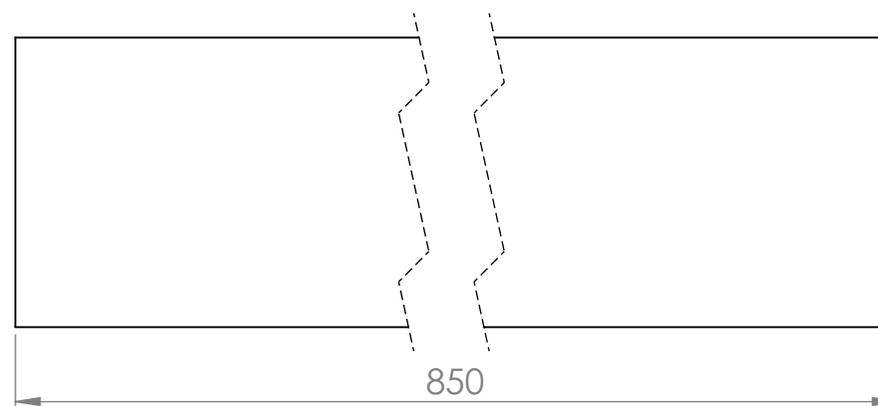
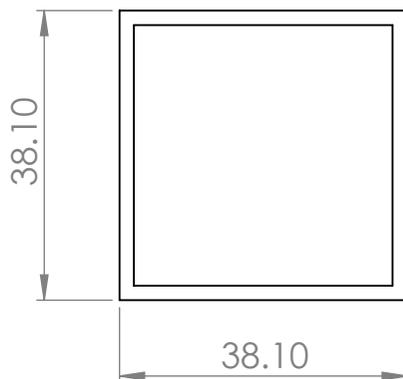
C

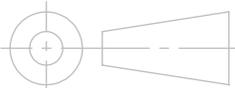
B

B

A

A



Material: PTR Cal 14	Especificaciones particulares:	Fecha: 17/01/24	Rev. Dr. en C. IGU
Escala: 1: 1	Nombre de la pieza: Pata de Mesa	Dibujado por: Ivonne Patricio Macias	
Acot: mm	 Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco	 Casa abierta al tiempo	02
Formato: A4			Plano: 3.3
			00

6

5

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

D

C

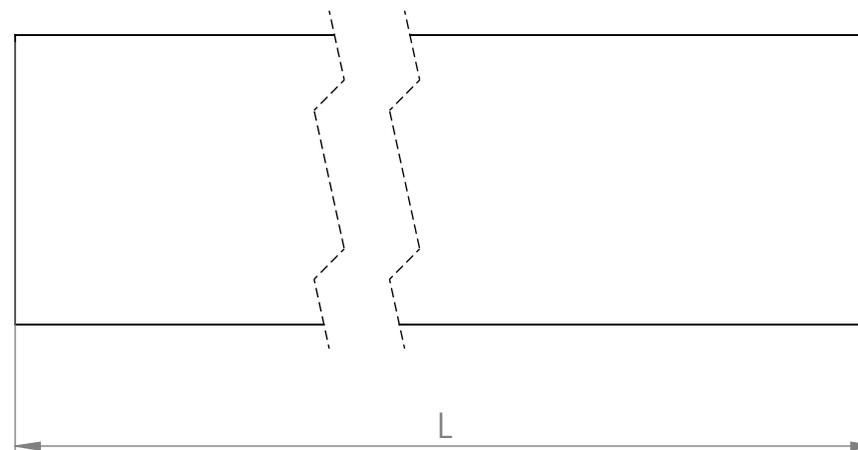
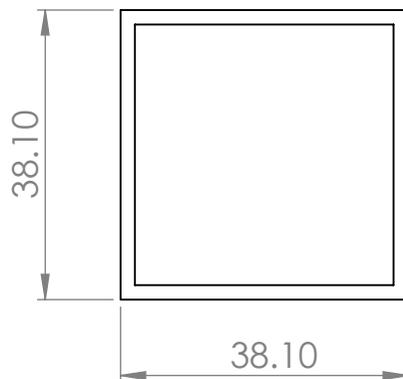
C

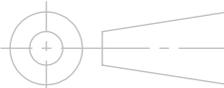
B

B

A

A



Material: PTR Cal.14	Especificaciones particulares: 4pz por cada valor de L= 1723.8, 423.8	Fecha: 17/01/24	Rev. Dr. en C. IGU	
Escala: 1: 1	Nombre de la pieza: Refuerzo -Ancho-Largo	Dibujado por: Ivonne Patricio Macias		
Acot: mm	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco	 Casa abierta al tiempo	02	
	Formato: A4		Plano: 3.4	01
	Hoja: 7 de 25			00

6

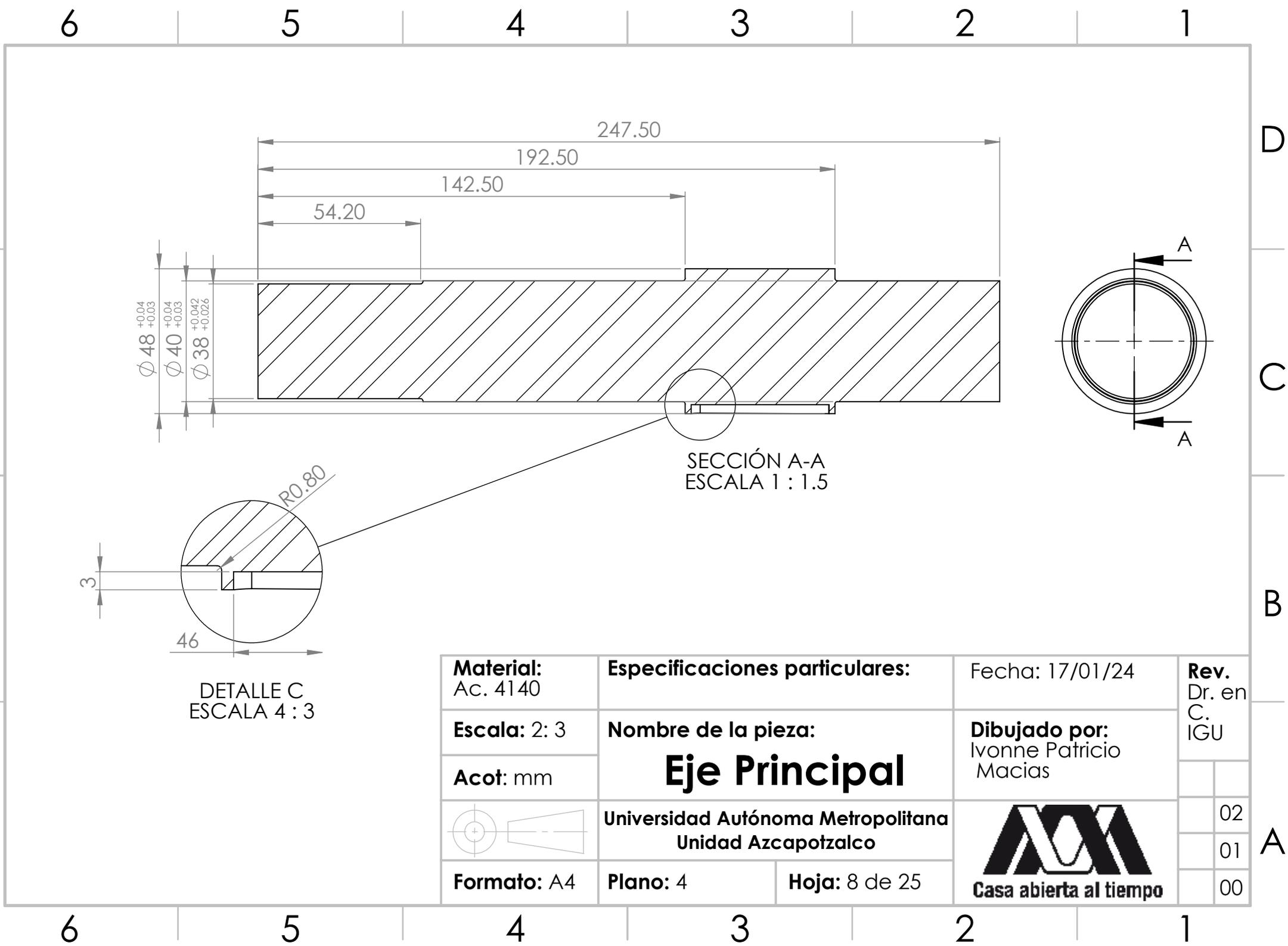
5

4

3

2

1



$\varnothing 48^{+0.04}_{+0.03}$
 $\varnothing 40^{+0.04}_{+0.03}$
 $\varnothing 38^{+0.042}_{+0.026}$

247.50

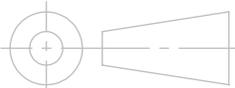
192.50

142.50

54.20

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.5

DETALLE C
ESCALA 4 : 3

Material: Ac. 4140	Especificaciones particulares:	Fecha: 17/01/24	Rev. Dr. en C. IGU
Escala: 2: 3	Nombre de la pieza: Eje Principal	Dibujado por: Ivonne Patricia Macias	
Acot: mm	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco	 Casa abierta al tiempo	02
	Formato: A4		Plano: 4
		Hoja: 8 de 25	00

A

4

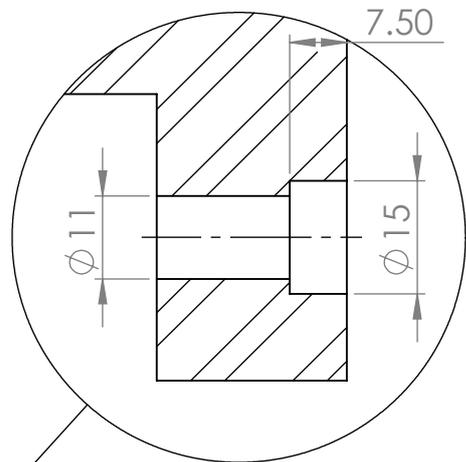
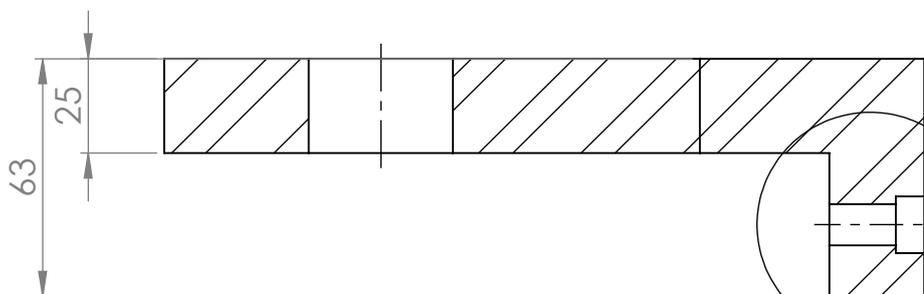
3

2

1

F

F

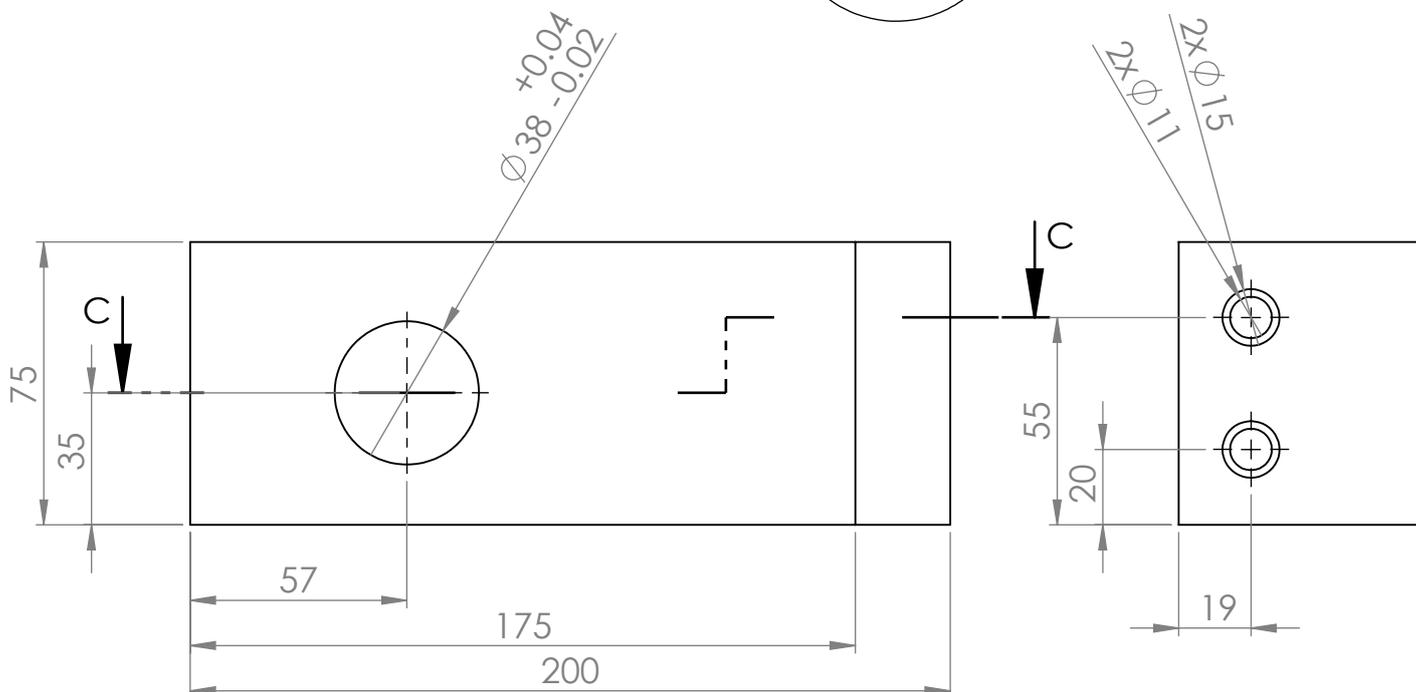
SECCIÓN C-C
ESCALA 1:2DETALLE D
ESCALA 1:1

E

E

D

D



C

C

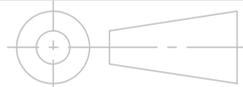
B

B

Material:
Ac. 4140**Especificaciones particulares:**

Los barrenos son por toda la profundidad

Fecha: 17/01/24

Rev.Dr. en
C.
IGU**Escala:** 1:2**Nombre de la pieza:****Brazo****Dibujado por:**
Ivonne Patricio
Macias**Acot:** mmUniversidad Autónoma Metropolitana
Unidad Azcapotzalco

02

01

00

Formato: A4**Plano:** 5**Hoja:** 9 de 25**Casa abierta al tiempo**

A

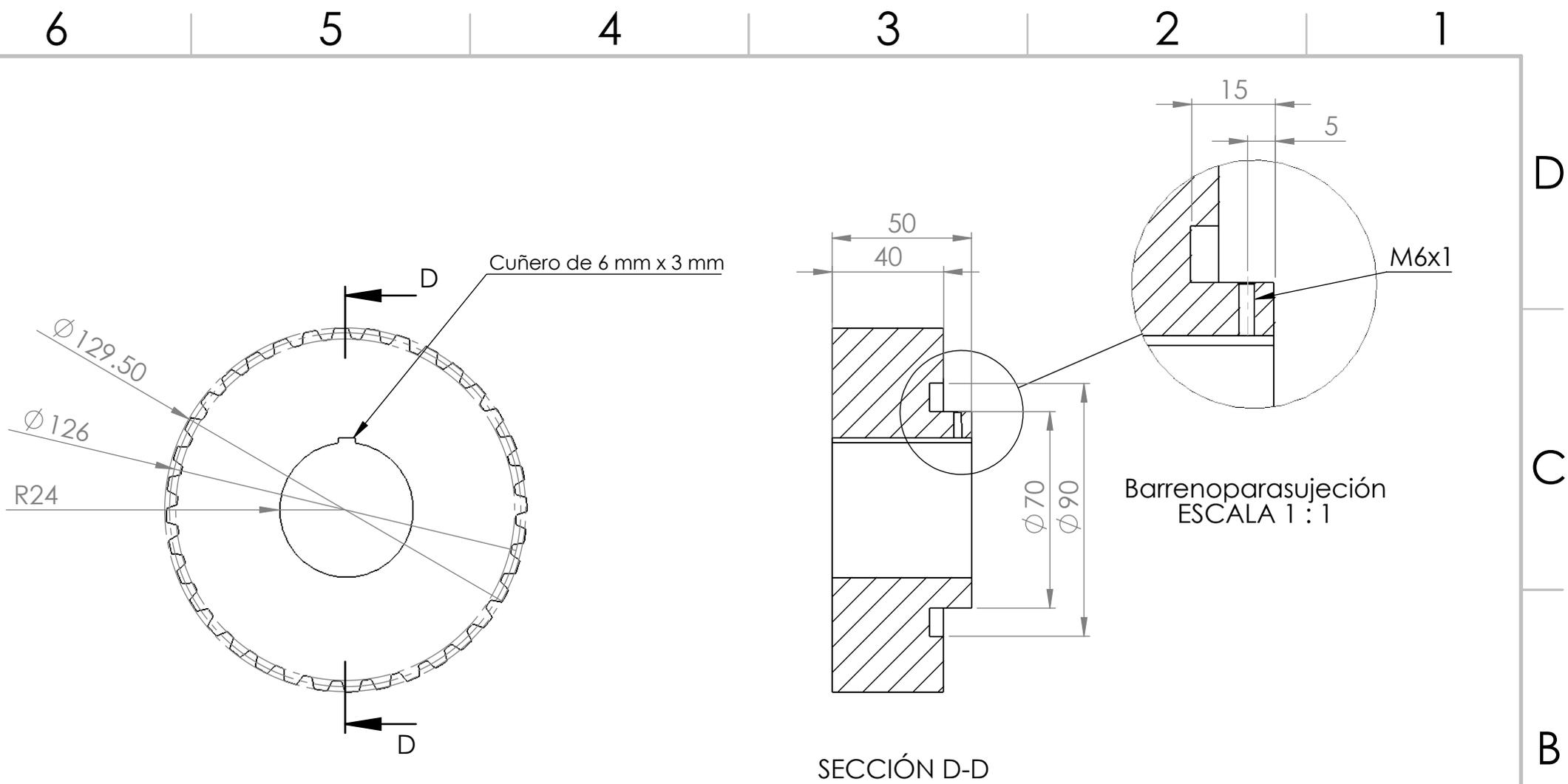
A

4

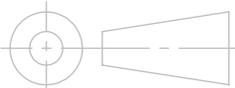
3

2

1



SECCIÓN D-D

Material: Ac. 4140	Especificaciones particulares: 36 Dientes y Modulo de 3.5 mm	Fecha: 30/01/24	Rev. Dr. en C. IGU
Escala: 1:2	Nombre de la pieza: Engrane	Dibujado por: Cesar Gomez	
Acot: mm			
	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco	 Casa abierta al tiempo	02
Formato: A4	Plano: 6		Hoja: 10 de 25
			00

A

6 5 4 3 2 1

D

D

C

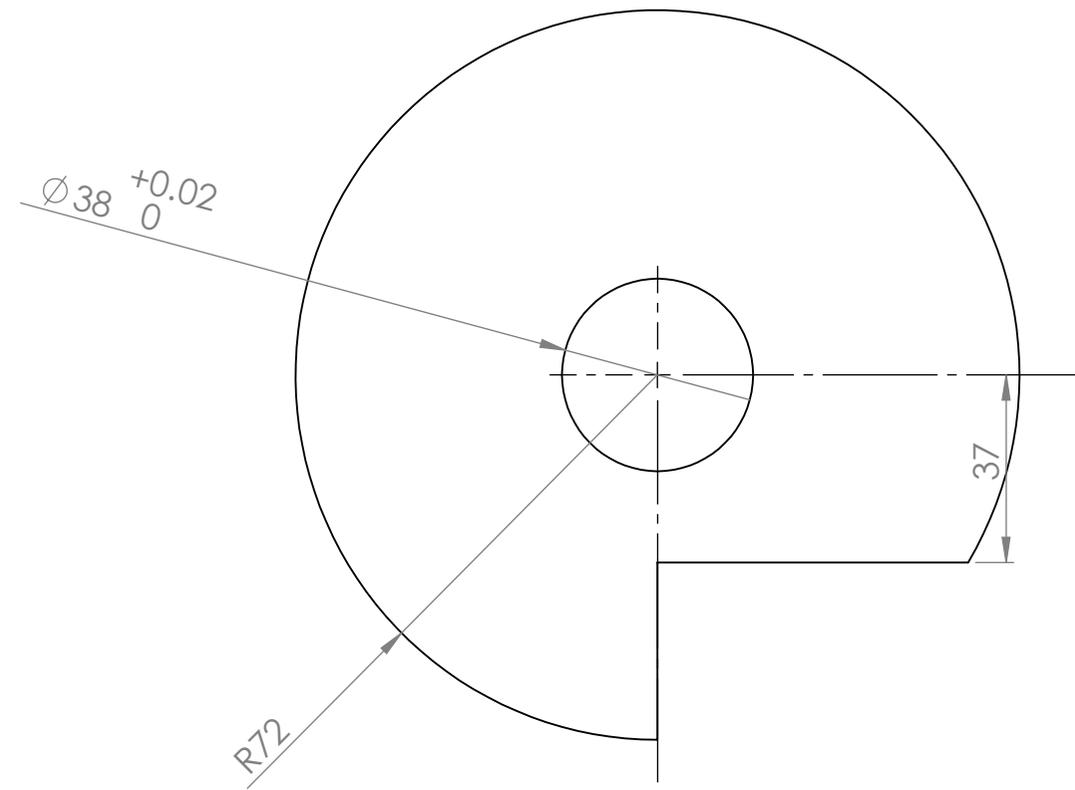
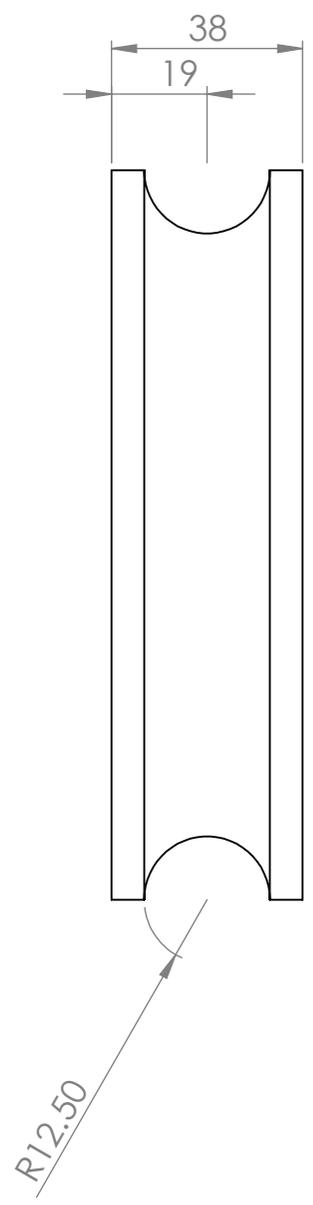
C

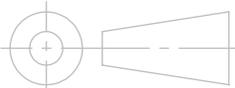
B

B

A

A



Material: Ac. 4140	Especificaciones particulares:		Fecha: 17/01/24	Rev. DR. en C. IGU
Escala: 2: 3	Nombre de la pieza: Dado Formador		Dibujado por: Ivonne Patricio Macias	
Acot: mm				
	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco			
Formato: A4	Plano: 7	Hoja: 11 de 25		
			Casa abierta al tiempo	
				02
				01
				00

6 5 4 3 2 1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

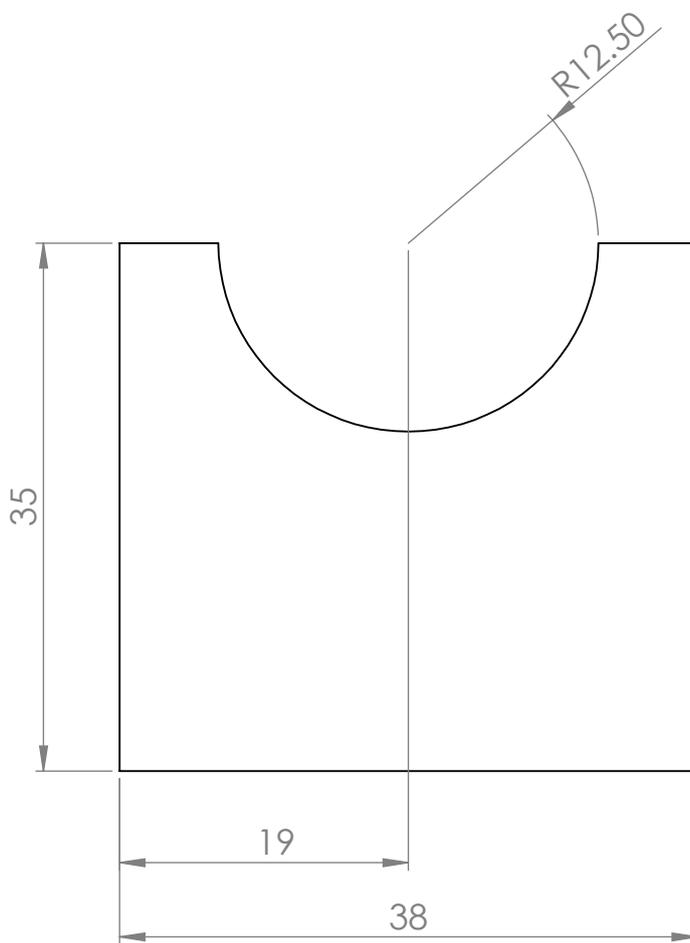
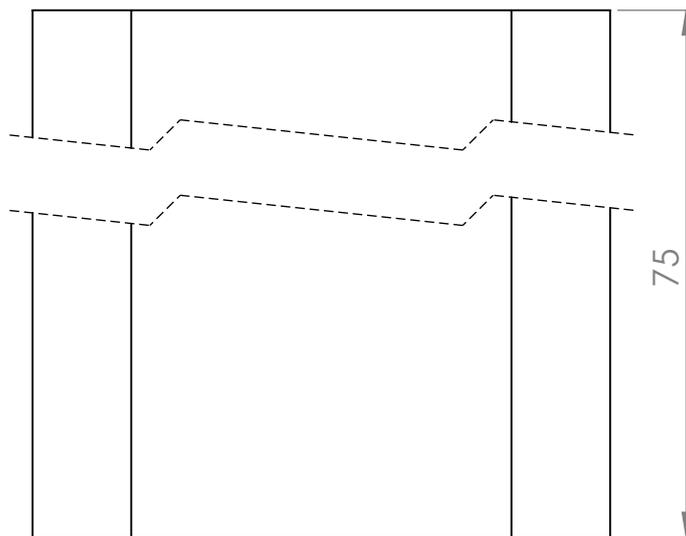
D

C

C

B

B



Material:
Ac. 4140

Especificaciones particulares:

Fecha: 17/01/24

Rev.
Dr. en
C.
IGU

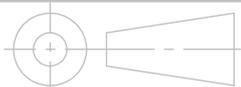
Escala: 2: 1

Nombre de la pieza:

Dibujado por:
Ivonne Patricio
Macias

Acot: mm

Complemento de D.F



Universidad Autónoma Metropolitana
Unidad Azcapotzalco



02

01

Formato: A4

Plano: 7.1

Hoja: 12 de 25

Casa abierta al tiempo

00

4

3

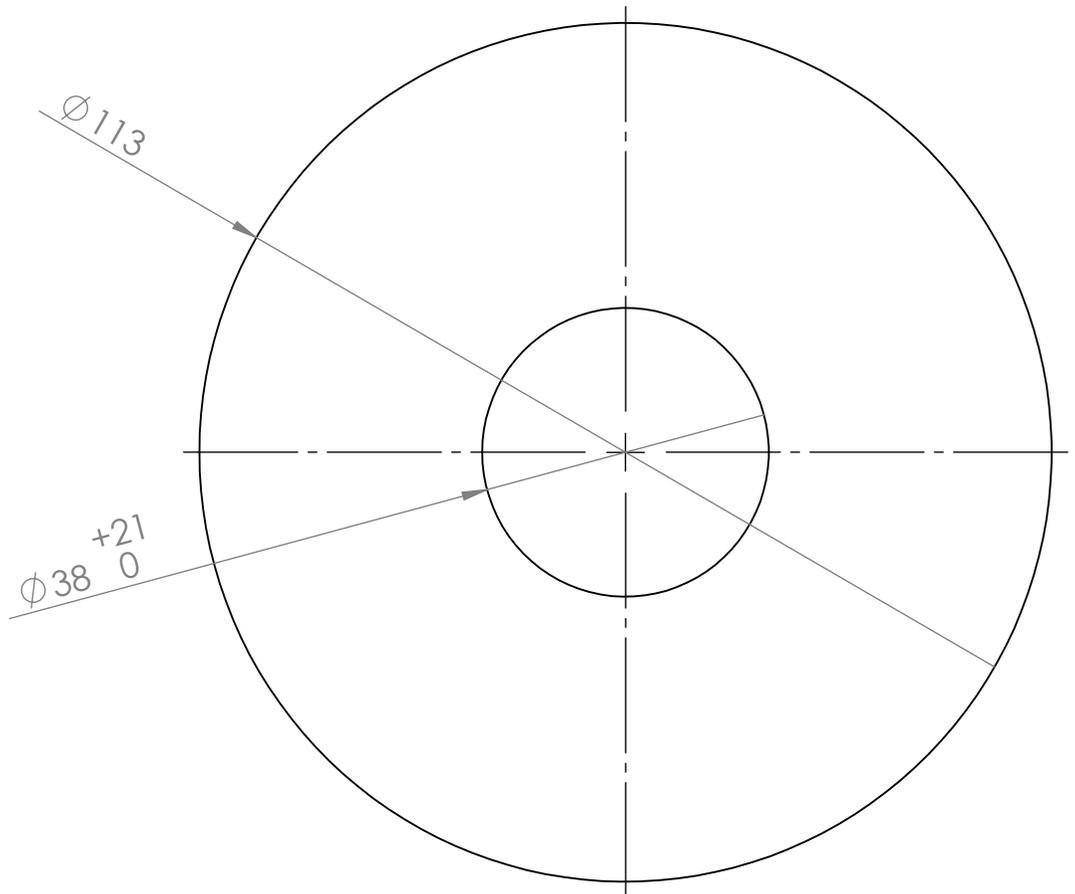
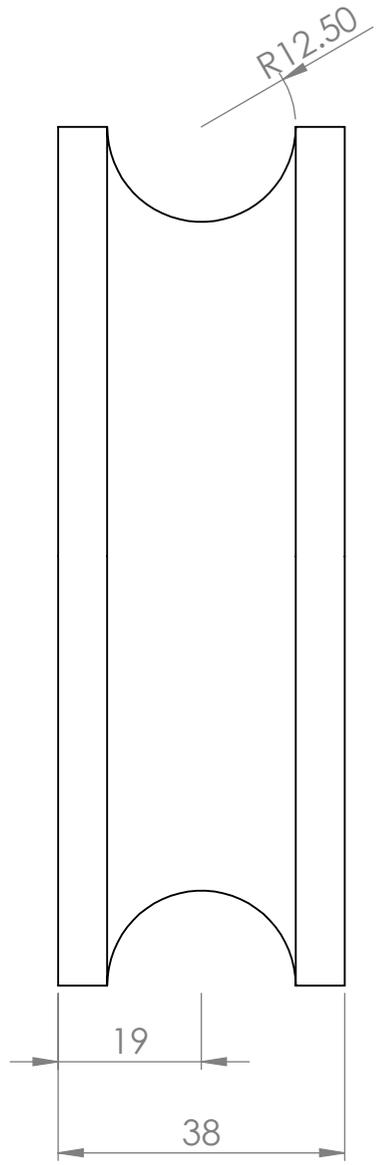
2

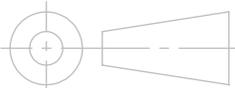
1

A

A

6 5 4 3 2 1



Material: Ac. 4140	Especificaciones particulares:		Fecha: 17/01/24	Rev. Dr. en C. IGU	
Escala: 1: 1	Nombre de la pieza: Dado de Presión		Dibujado por: Ivonne Patricio Macias		
Acot: mm	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		 Casa abierta al tiempo	02	
	Formato: A4	Plano: 8		Hoja: 13 de 25	01
					00

6 5 4 3 2 1

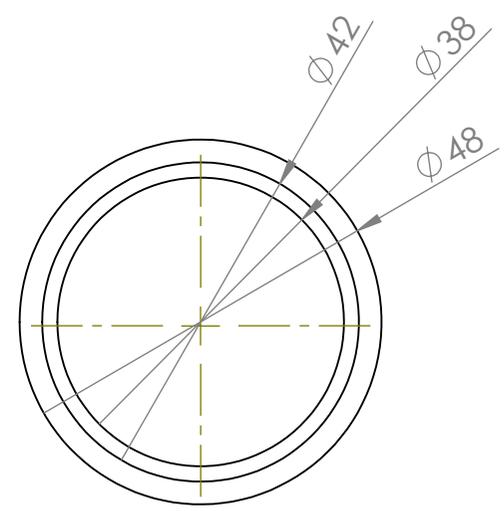
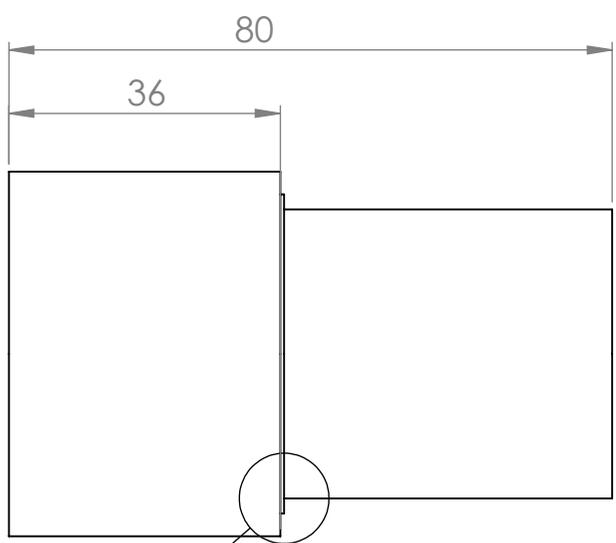
D
C
B
A

D
C
B
A

6 5 4 3 2 1

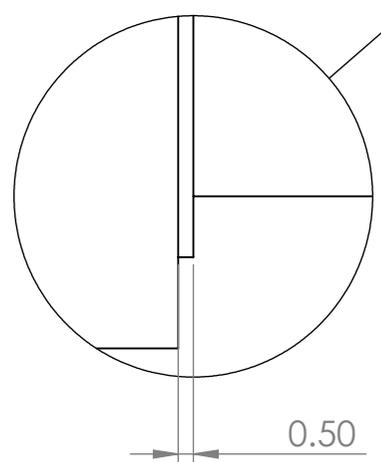
D

D



C

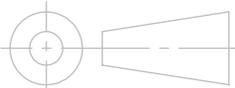
C



DETALLE A
ESCALA 4 : 1

B

B

Material: Ac. 4140	Especificaciones particulares:	Fecha: 17/01/24	Rev. Dr. en C. IGU	
Escala: 1: 1	Nombre de la pieza: Eje Secundario	Dibujado por: Ivonne Patricio Macias		
Acot: mm	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco	 Casa abierta al tiempo	02	
	Formato: A4		Plano: 9	01
			Hoja: 14 de 25	00

A

A

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1

D

D

C

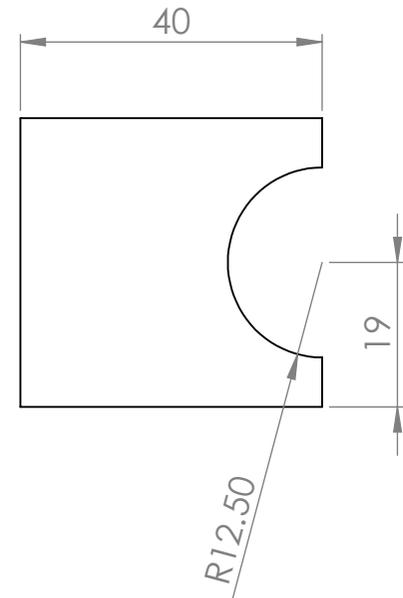
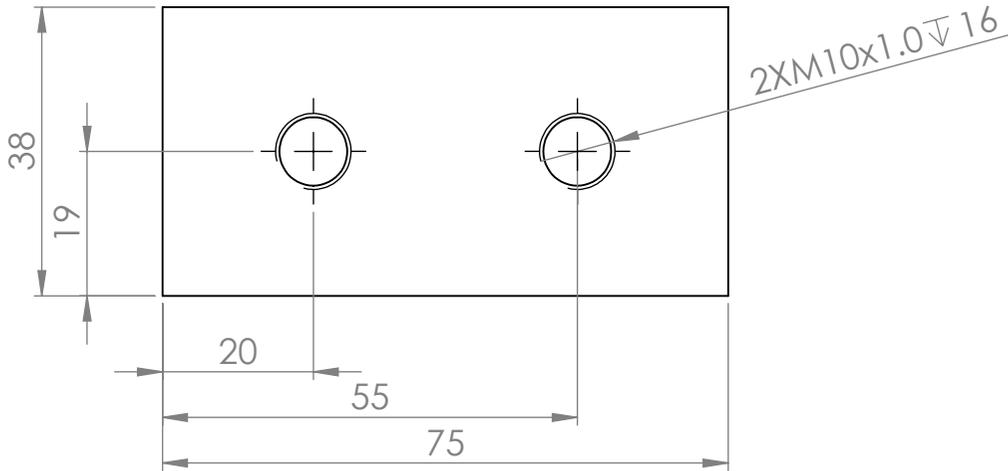
C

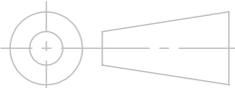
B

B

A

A



Material: Ac. 4140	Especificaciones particulares:		Fecha: 17/01/24	Rev. Dr. en C. IGU
Escala: 1: 1	Nombre de la pieza: Dado Mordaza		Dibujado por: Ivonne Patricio Macias.	
Acot: mm				
	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco			02
Formato: A4	Plano: 10	Hoja: 14 de 25		01
			Casa abierta al tiempo	00

6 5 4 3 2 1

6

5

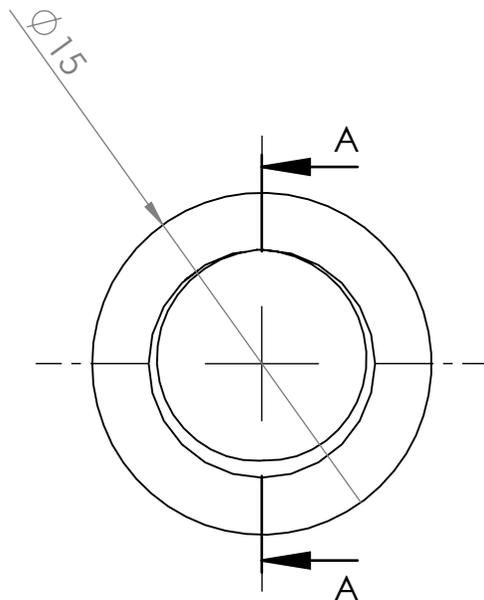
4

3

2

1

D

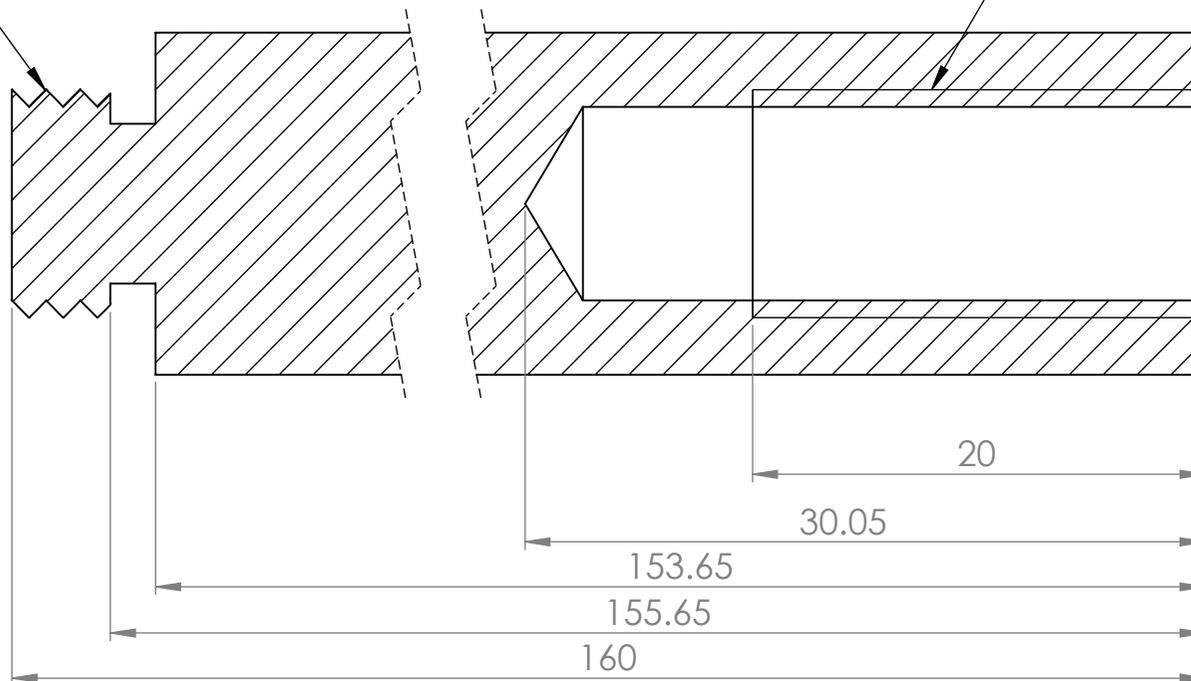


M10x1.5

SECCIÓN A-A
ESCALA 3 : 1

M10x1.5

C



D

C

B

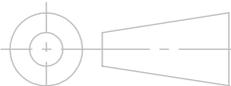
B

A

A

Material:
Ac. 4140**Especificaciones particulares:**

Fecha: 28/01/24

Rev.
Dr. en
C.
IGU**Escala:** 3: 1**Nombre de la pieza:****Dibujado por:**
Ivonne Patricio
Macias**Acot:** mm**Tirante para chumacera**Universidad Autónoma Metropolitana
Unidad Azcapotzalco

02

01

Formato: A4**Plano:** 11**Hoja:** 15 de 25**Casa abierta al tiempo**

00

6

5

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

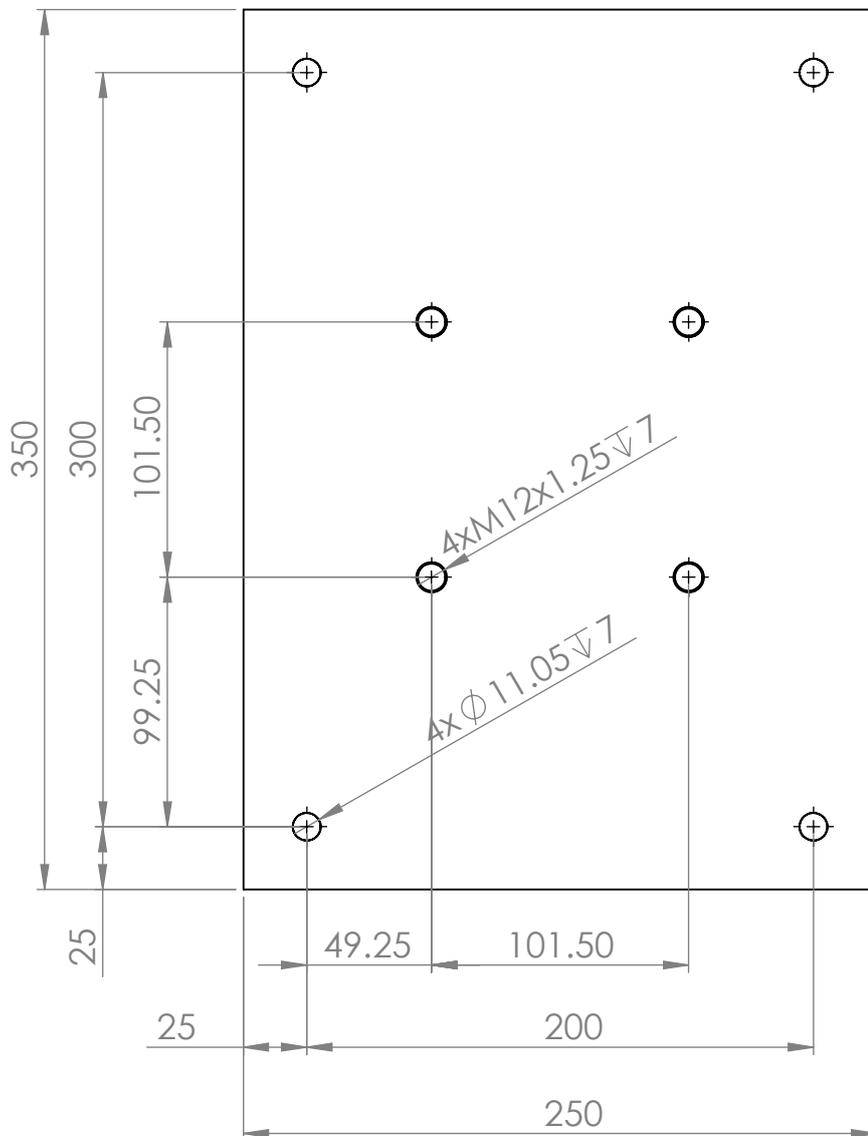
C

B

B

A

A



Material:
Acero A36

Especificaciones particulares:
Placa de espesor de 1/4"

Fecha: 28/01/24

Rev.
Dr. en
C.
IGU

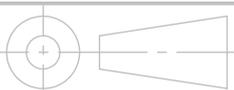
Escala: 1:3

Nombre de la pieza:

Dibujado por:
Ivonne Patricio
Macias

Acot: mm

Base Chumacera



Universidad Autónoma Metropolitana
Unidad Azcapotzalco



02

01

00

Formato: A4

Plano: 12

Hoja: 16 de 25

Casa abierta al tiempo

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

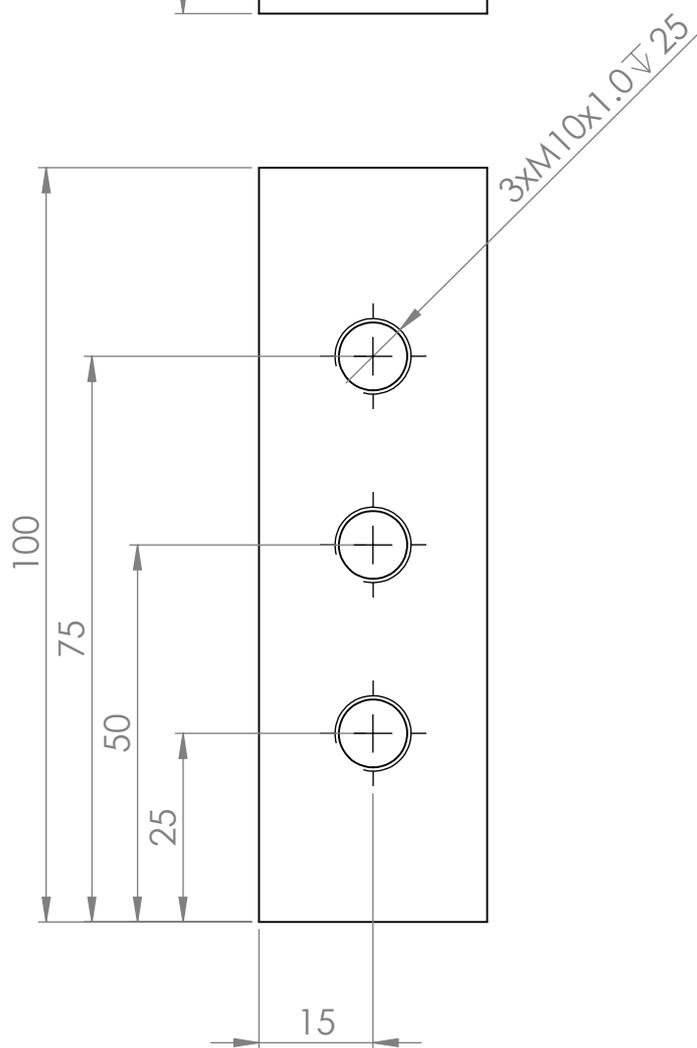
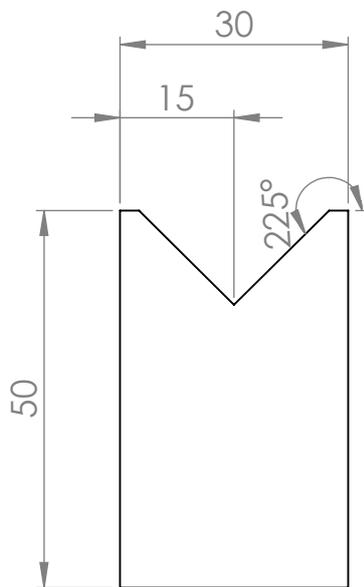
D

C

C

B

B



Material:
Ac. 4140

Especificaciones particulares:
Se requieren 2 pz

Fecha: 28/01/24

Rev.
Dr. en
C.
IGU

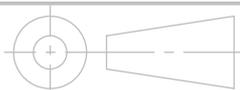
Escala: 1:1

Nombre de la pieza:

Dibujado por:
Ivonne Patricio
Macias

Acot: mm

Soporte para tubo 1-2



Universidad Autónoma Metropolitana
Unidad Azcapotzalco



02

01

00

Formato: A4

Plano: 13

Hoja: 18 de 25

Casa abierta al tiempo

4

3

2

1

A

A

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

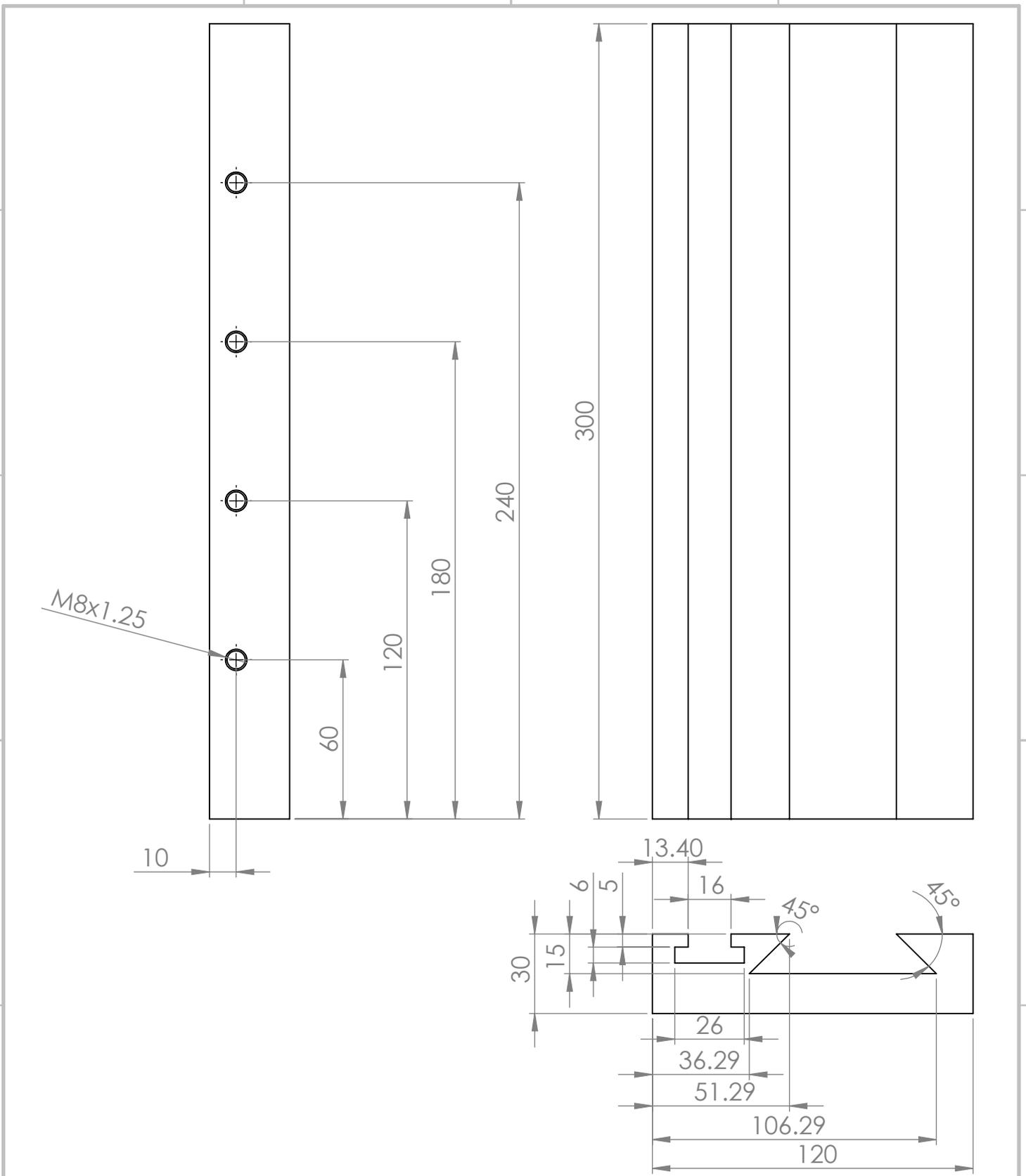
C

B

B

A

A



Material:
Acero 4140

Especificaciones particulares:

Fecha: 28/01/24

Rev.
Dr. en
C.
IGU

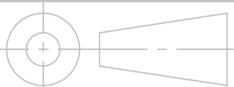
Escala: 1:2

Nombre de la pieza:

Dibujado por:
Ivonne Patricio
Macias

Acot: mm

Riel para cremallera



Universidad Autónoma Metropolitana
Unidad Azcapotzalco



02

01

00

Formato: A4

Plano: 14

Hoja: 19 de 25

Casa abierta al tiempo

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

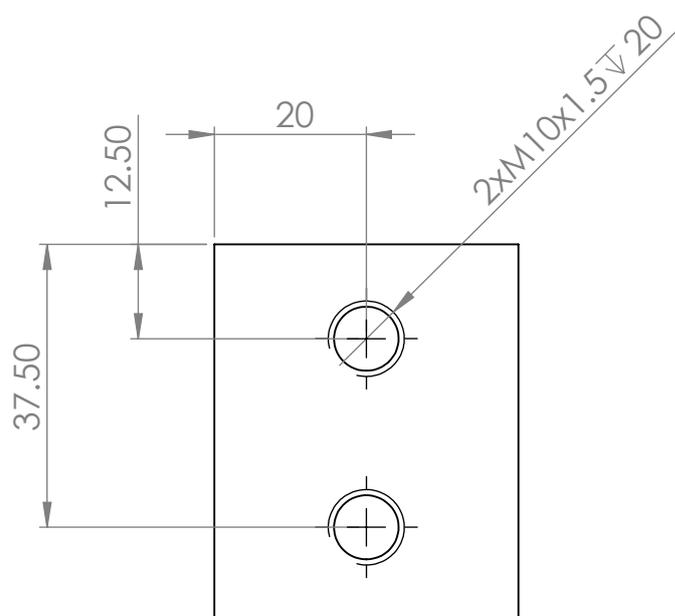
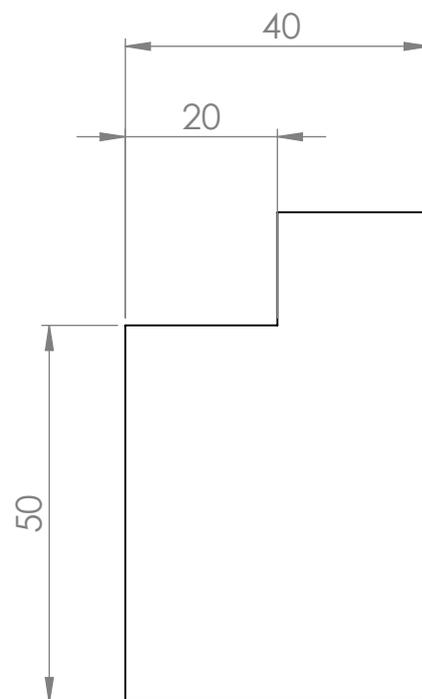
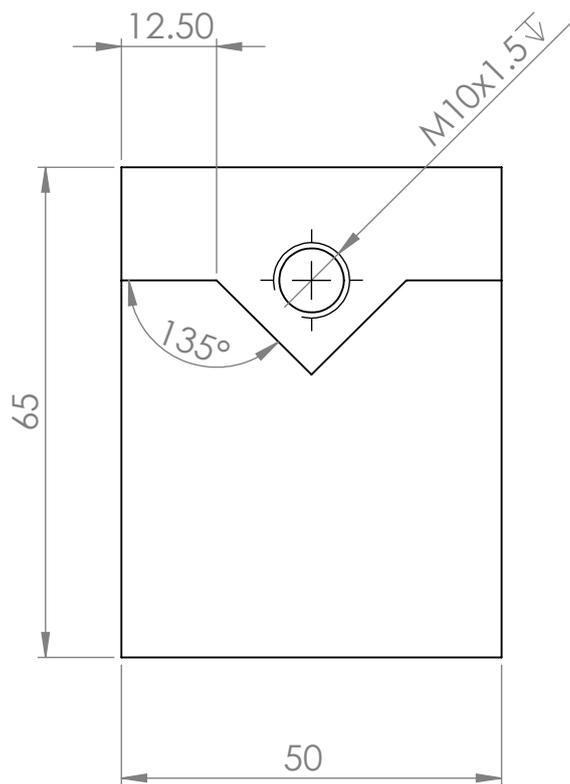
C

B

B

A

A



Material:
Ac. 4140

Especificaciones particulares:

Fecha: 29/01/24

Rev.
Dr. en
C.
IGU

Escala: 1:1

Nombre de la pieza:

Dibujado por:
Ivonne Patricio
Macias

Acot: mm

Soporte concuera 3



Universidad Autónoma Metropolitana
Unidad Azcapotzalco



02

01

Formato: A4

Plano: 15

Hoja: 20 de 25

Casa abierta al tiempo

00

4

3

2

1

6

5

4

3

2

1

D

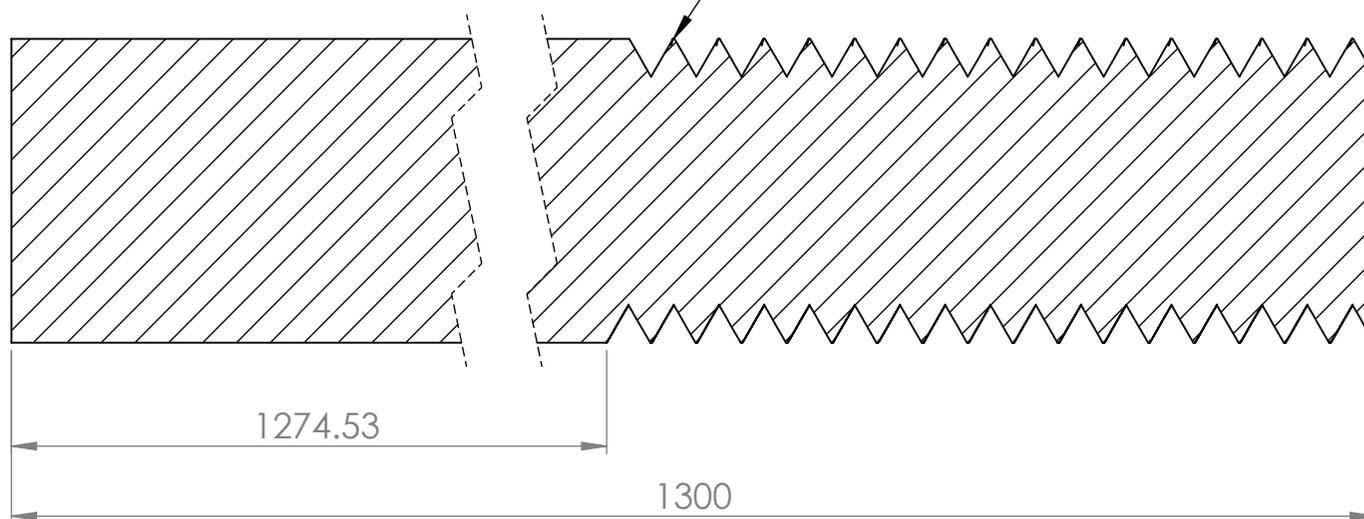
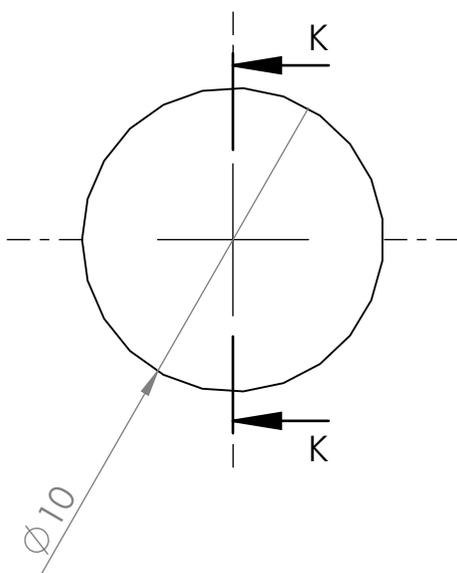
D

SECCIÓN K-K
ESCALA 4:1

M10x1.5

C

C

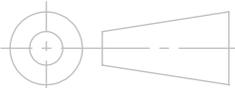


B

B

A

A

Material: Ac. 4140	Especificaciones particulares: Ninguna	Fecha: 28/01/24	Rev. Dr. en C. IGU
Escala: 4:1	Nombre de la pieza: Guia de tubo	Dibujado por: César Gómez	
Acot: mm	 Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco	 Casa abierta al tiempo	02
Formato: A4			Plano: 16
			00

6

5

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

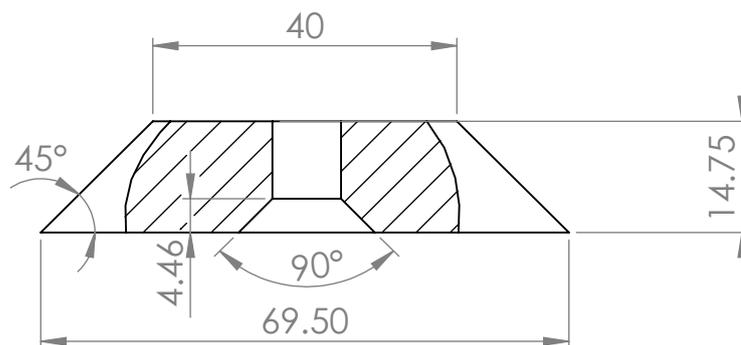
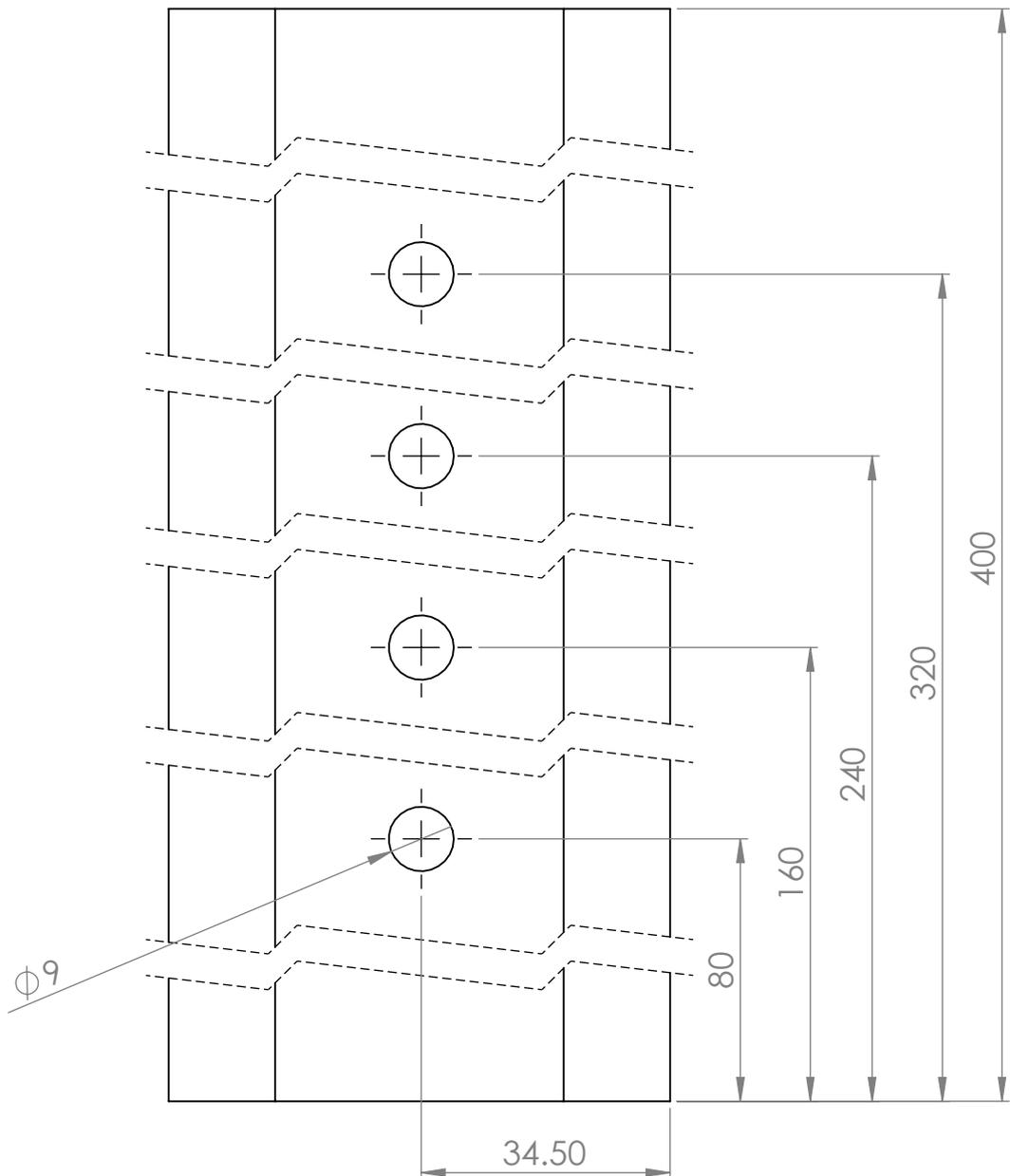
C

B

B

A

A



Material:
Ac. 4140

Especificaciones particulares:
Barreno para tornillo de cabeza plana

Fecha: 28/01/24

Rev.
Dr. en
C.
IGU

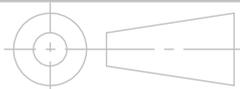
Escala: 1: 1

Nombre de la pieza:

Dibujado por:
Ivonne Patricio
Macias

Acot: mm

Base de Cremallera



Universidad Autónoma Metropolitana
Unidad Azcapotzalco



02

01

00

Formato: A4

Plano: 17

Hoja: 22 de 25

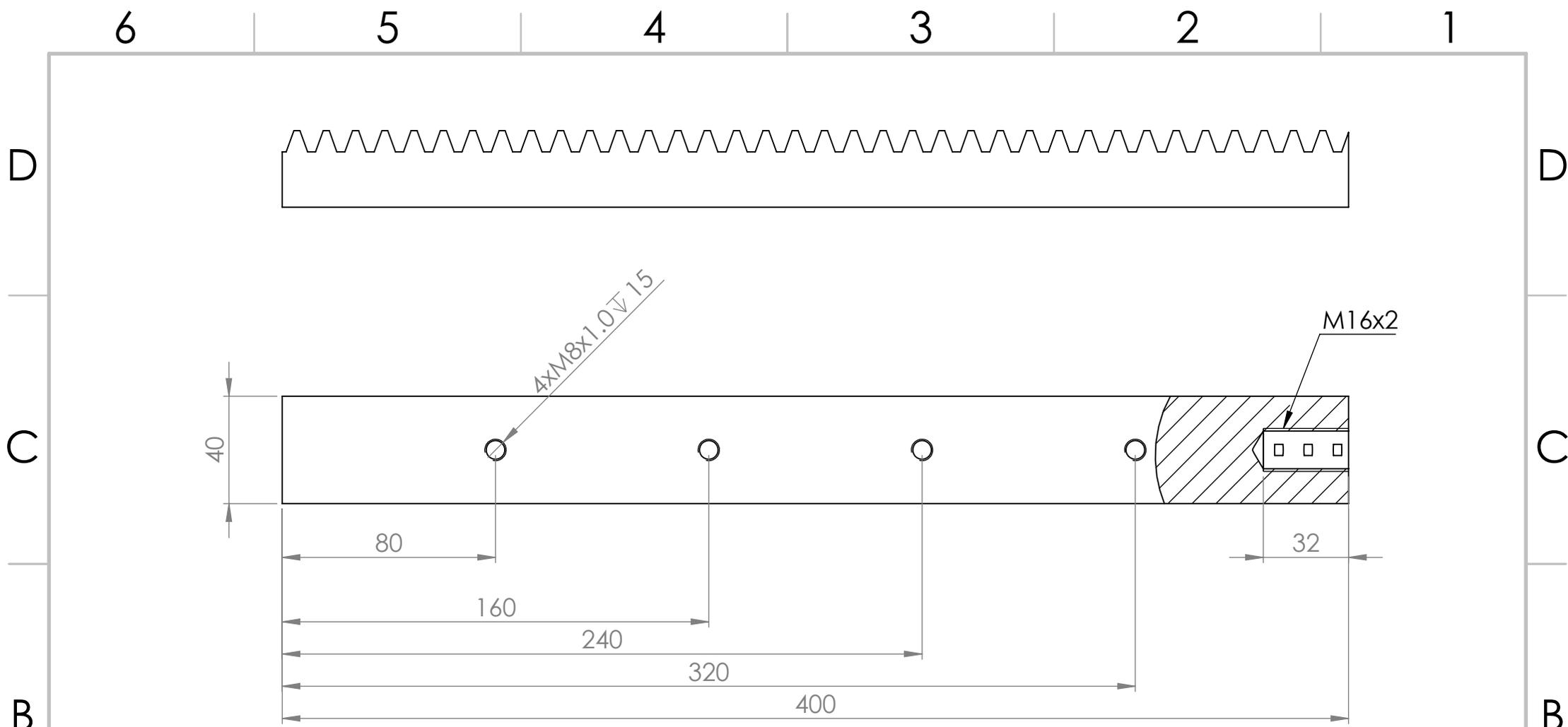
Casa abierta al tiempo

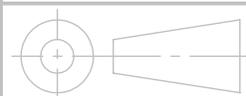
4

3

2

1



Material: Ac. 4140	Especificaciones particulares: Modulo de 3.5 mm, 0.285 Dienxmm	Fecha: 30/01/24	Rev. Dr. en C. IGU
Escala: 1: 2	Nombre de la pieza: Cremallera	Dibujado por: Ivonne Patricio Macias	
Acot: mm	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco		02
			01
Formato: A4	Plano: 17.1	Hoja: 23 de 25	00

Casa abierta al tiempo

A

A

6

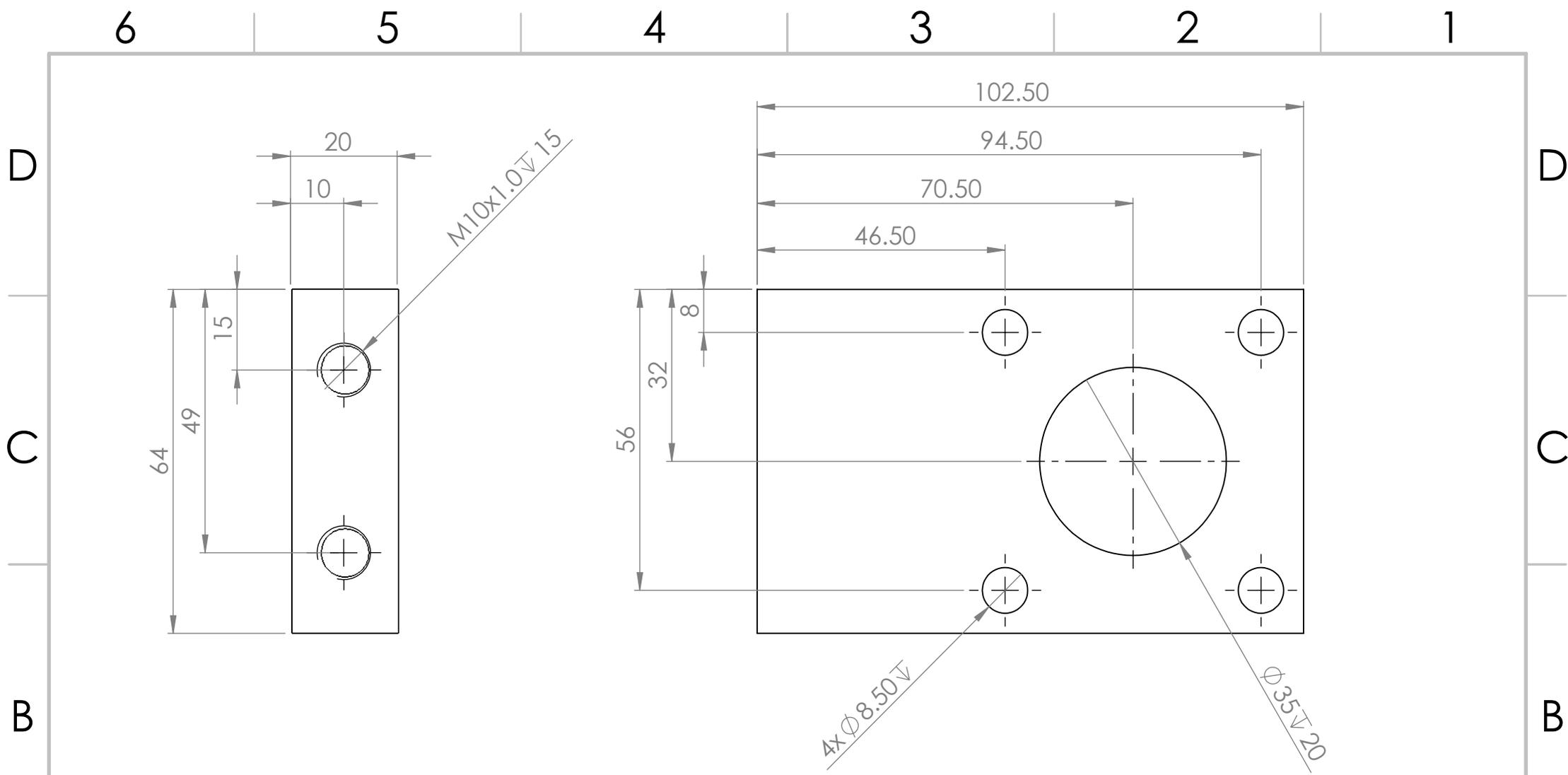
5

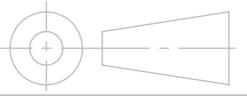
4

3

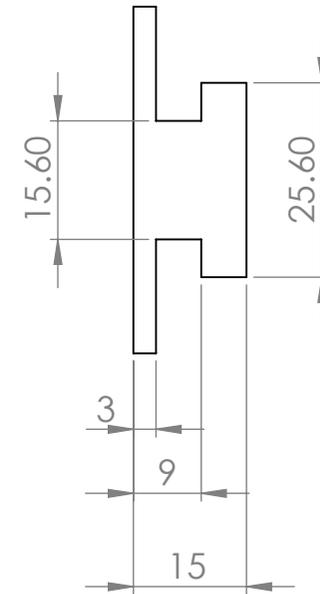
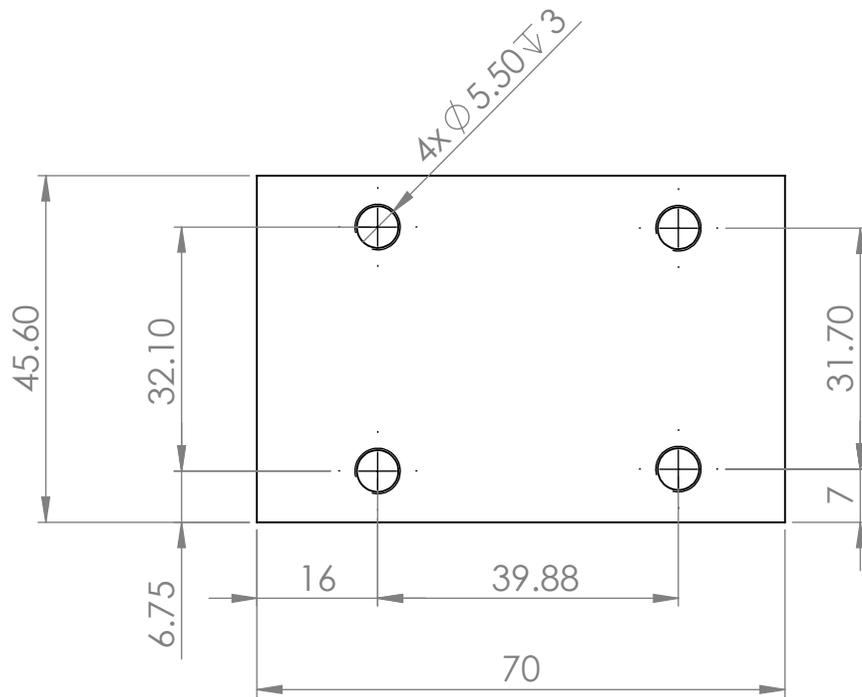
2

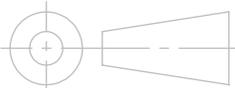
1



Material: Ac. 4140	Especificaciones particulares:	Fecha: 31/01/24	Rev. Dr. en C. IGU	
Escala: 1: 1	Nombre de la pieza: Soporte Actuador	Dibujado por: Ivonne Patricio Macias		
Acot: mm	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco	 Casa abierta al tiempo	02	
	Formato: A4		Plano: 18	01
			Hoja: 24 de 25	00

6 5 4 3 2 1



Material: Ac. 4140	Especificaciones particulares: Los barrenos son acorde a la valvula.	Fecha: 02/02/24	Rev. Dr. en C. IGU	
Escala: 1: 1	Nombre de la pieza: Base de valvula	Dibujado por: Ivonne Patricio Macias		
Acot: mm	Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco	 Casa abierta al tiempo	02	
	Formato: A4		Plano: 19	01
			Hoja: 25 de 25	00



www.acerosmask.com.mx

ACEROS Y METALES MASK

Norte 1-D No. 4618, Col. Defensores de La Republica, 07780. México CDMX
Tels. 5567- 9699 y 5368 - 6592

COTIZACIÓN

C100M06136

COTIZACION

Vendedor : 1

Fecha 07/02/2024
Cliente: MOSTR ING. IVONNE PATRICIO MACIAS
Comprador ING. IVONNE PATRICIO MACIAS
Telefono e mail

Segun su requerimiento ponemos a su consideración la siguiente Cotización

Cantidad	Unidad	Descripción	Descuento %	P/U	Importe
8.00	KG	ACERO AL C. AISI-4140 T L/C RDO 6 1 P'ZA DE 2" LONG	0.00	69.01	552.08
1.00	No	SERVICIO DE CORTE DE MATERIAL	0.00	80.00	80.00
6.00	KG	ACERO AL C. AISI-4140 T L/C RDO 5 1 PZA DE 2" LONG	0.00	74.93	449.58
1.00	No	SERVICIO DE CORTE DE MATERIAL	0.00	46.00	46.00
7.00	KG	ACERO AL C. AISI-4140 T L/C RDO 2 1/2 1 PZA 10" LONG	0.00	65.12	455.84
1.00	No	SERVICIO DE CORTE DE MATERIAL	0.00	30.00	30.00
3.00	KG	ACERO AL C. AISI-4140 T L/C RDO 2 1/2 1 PZA DE 4" LONG.	0.00	65.12	195.36
1.00	No	SERVICIO DE CORTE DE MATERIAL	0.00	30.00	30.00
21.00	KG	PLACA ACERO A-36 4 1 PZA DE 4" X 9"	0.00	70.00	1,470.00



www.acerosmask.com.mx

ACEROS Y METALES MASK

Norte 1-D No. 4618, Col. Defensores de La Republica, 07780. México CDMX
Tels. 5567- 9699 y 5368 - 6592

COTIZACIÓN

C100M06136

COTIZACION

Vendedor : 1

Fecha 07/02/2024
Cliente: MOSTR ING. IVONNE PATRICIO MACIAS
Comprador ING. IVONNE PATRICIO MACIAS
Telefono e mail

Segun su requerimiento ponemos a su consideración la siguiente Cotización

Cantidad	Unidad	Descripción	Descuento %	P/U	Importe
5.00	KG	ACERO AL C. AISI-1018 E/F CDO 2 2 PZAS DE 4" LONG.	0.00	61.05	305.25
2.00	No	SERVICIO DE CORTE DE MATERIAL	0.00	15.00	30.00
12.50	KG	PLACA ACERO A-36 2 1 PZA DE 4 1/2" X 10" LONG	0.00	60.00	750.00
6.50	KG	ACERO AL C. AISI-1018 E/F SOL 1X3 1 PZA DE 16"	0.00	66.23	430.50
1.00	No	SERVICIO DE CORTE DE MATERIAL	0.00	50.00	50.00
5.00	KG	PLACA ACERO A-36 1 1/2 2 PZAS DE 2 1/2" X 4"	0.00	60.00	300.00
3.00	KG	PLACA ACERO A-36 3 1 PZA DE 2 1/2" X 2"	0.00	65.50	196.50
3.00	KG	ACERO AL C. AISI-1018 E/F SOL 1X2 2 PZAS DE 4 1/2" LONG.	0.00	66.23	198.69
2.00	No	SERVICIO DE CORTE DE MATERIAL	0.00	20.00	40.00



www.acerosmask.com.mx

ACEROS Y METALES MASK

Norte 1-D No. 4618, Col. Defensores de La Republica, 07780. México CDMX
Tels. 5567- 9699 y 5368 - 6592

COTIZACIÓN

C100M06136

COTIZACION

Vendedor : 1

Fecha 07/02/2024
Cliente: MOSTR ING. IVONNE PATRICIO MACIAS
Comprador ING. IVONNE PATRICIO MACIAS
Telefono e mail

Segun su requerimiento ponemos a su consideración la siguiente Cotización

Cantidad	Unidad	Descripción	Descuento %	P/U	Importe
1.00	KG	ACERO AL C. AISI-1018 E/F SOL 1X2 1 PZA DE 3" LONG	0.00	66.23	66.23
1.00	No	SERVICIO DE CORTE DE MATERIAL	0.00	20.00	20.00
6.00	KG	ACERO AL C. AISI-4140 T L/C RDO 1 1 PZA DE 58" LONG.	0.00	60.87	365.22
1.00	No	SERVICIO DE CORTE DE MATERIAL	0.00	6.00	6.00
5.50	KG	PLACA ACERO A-36 1/4 1 PZA DE 14" X 10"	0.00	39.00	214.50
47.00	KG	PLACA ACERO A-36 1/4 1 PZA DE 71" X 20"	0.00	39.00	1,833.00



www.acerosmask.com.mx

ACEROS Y METALES MASK

Norte 1-D No. 4618, Col. Defensores de La Republica, 07780. México CDMX
Tels. 5567- 9699 y 5368 - 6592

COTIZACIÓN

C100M06136

COTIZACION

Vendedor : 1

Fecha 07/02/2024
Cliente: MOSTR ING. IVONNE PATRICIO MACIAS
Comprador ING. IVONNE PATRICIO MACIAS
Telefono e mail

Segun su requerimiento ponemos a su consideración la siguiente Cotización

Cantidad	Unidad	Descripción	Descuento %	P/U	Importe
----------	--------	-------------	-------------	-----	---------

Vigencia de Cotización 22/02/2024

Tiempo de Entrega

Lugar de Entrega LAB NUESTRA PLANTA

Condiciones de Pago CONTADO 100% ANTICIPO

Forma de Pago DEPOSITAR EN CUENTA BANCOMER 0442424622 CLABE 012180004424246228

Observaciones

TIEMPO DE ENTREGA 1-2 DIAS HABILES.

Subtotal	8,114.74
Descuento	0.00
IVA	1,298.36
Total	9,413.11

Todos los depósitos se manejan salvo buen cobro

Observación: La confirmación de esta cotización debera ser autorizada por escrito mediante una orden de compra o pedido

NO SE ACEPTAN CANCELACIONES NI DEVOLUCIONES EN PEDIDOS ESPECIALES, MATERIAL CORTADO, DE FUNDICION O FABRICACION ESPECIAL

PRECIOS Y EXISTENCIAS SUJETOS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO

Pesos teóricos aproximados (sujetos a cambio)

"NEUMAK"

Domicilio fiscal

R.F.C. : NEU110602R17

COTIZACIÓN No. :

9356

Calle: CALLE CERRO DEL ARENAL No. 42, Col. JORGE JIMENEZ CANTU, CP: 54190,
TLALNEPANTLA DE BAZ, ESTADO DE MEXICO, MEXICO

Fecha

18/01/2024

Lugar de expedición

, CP: 54190

Cliente: (231) PUBLICO EN GENERAL

Calle: CERRO ARENAL No. 42, Col. JORGE JIMENEZ CANTU, CP: 54190, Tlalnepantla de Baz, Tlalnepantla de Baz,
Estado de México, RFC: XAXX010101000, Teléfono: 0

Vendedor : 7

Enviar a:

Cantidad	Clave	Descripción	% Desc	P/U	Importe
1	H-U-HID-SEGUN	UNIDAD HIDRAULICA SEGUN INCLUYE BOMBA DE ENGRANES, MOTOR 2 HP, VALVULA 4/2 DOBLE PILOTAJE ELECTRICO, REGULADORAS DE FLUJO MODULARES, VALVULA DE ALIVIO DE CARTUCHO (NO INCLUYE ACEITE)	0.00	39,750.000000	39,750.00
1	H-CIL-HID-SEG	CILINDRO HIDRAULICO SEGUN ESPECIFICACI	0.00	3,500.000000	3,500.00

Subtotal	43,250.00
Descuento	0.00
Desc. Fin.	0.00
I.E.P.S.	0.00
	0.00
	0.00
I.V.A.	6,920.00
Total	50,170.00

La cotización será vigente hasta el día 02/02/2024

CINCUENTA MIL CIENTO SETENTA PESOS 00/100 M.N.

"NEUMAK"

Domicilio fiscal

R.F.C. : NEU110602R17

COTIZACIÓN No. :

9382

Calle: CALLE CERRO DEL ARENAL No. 42, Col. JORGE JIMENEZ CANTU, CP: 54190,
TLALNEPANTLA DE BAZ, ESTADO DE MEXICO, MEXICO

Fecha

18/01/2024

Lugar de expedición

, CP: 54190

Cliente: (231) PUBLICO EN GENERAL

Calle: CERRO ARENAL No. 42, Col. JORGE JIMENEZ CANTU, CP: 54190, Tlalnepantla de Baz, Tlalnepantla de Baz,
Estado de México, RFC: XAXX010101000, Teléfono: 0

Vendedor : 7

Enviar a:

Cantidad	Clave	Descripción	% Desc	P/U	Importe
1	H-4WE6D-6X/OFE	VALVULA 4/2 CETOP 03 C/DETEN DOBLE SOL	0.00	2,900.000000	2,900.00
1	H-AD03P012P/C	MANIFOLD ALUMINIO CETOP 03, 1 ESTACION	0.00	1,500.000000	1,500.00
1	H-MSW-02-X	REGULADORA DE FLUJO MODULAR CETOP 03	0.00	1,650.000000	1,650.00
1	H-	BOM ENGRA 14 CM/REV SAE A FLECHA 5/8 LIS	0.00	3,500.000000	3,500.00
1	H-RAH101S30	VALVULA DE ALIVIO 512 PARKER	0.00	1,200.000000	1,200.00

Subtotal	10,750.00
Descuento	0.00
Desc. Fin.	0.00
I.E.P.S.	0.00
	0.00
	0.00
I.V.A.	1,720.00
Total	12,470.00

La cotización será vigente hasta el día 02/02/2024

DOCE MIL CUATROCIENTOS SETENTA PESOS 00/100 M.N.

PERFILES AJUSCO

Domicilio fiscal

R.F.C.: PAJ821116653

COTIZACIÓN No.:

14539

Calle: Carretera al Ajusco No. MZ 173 L6, Col. Heroes de Padierna, CP: 14200, Tlalpan, Distrito Federal, Mexico

Fecha

19/01/2024

Lugar de expedición

Calle: Carretera al Ajusco No. MZ 173 L6, Col. Heroes de Padierna, CP: 14200, Tlalpan, Distrito

Cliente: (1) Publico en general

, Col. Héroes de Padierna, CP: 14200, Ciudad de México, Tlalpan, Ciudad de México, RFC: XAXX010101000

Vendedor: 2

Enviar a: , CP: 08210

Cantidad	Clave	Descripción	% Desc	P/U	Importe
2.00	PTR09	P.T.R. 1 1/2 X 1 1/2 C-14 +	0.00	451.7241	903.45
57.00	PLAC06COR	PLACA DE 1/4 CORTADA POR TRAMO +	0.00	50.8620	2,899.13
1.00	H.SOL03	SOLDADURA ESAB 6013 3/32 VERDE +	0.00	68.9655	68.97

Subtotal	3,871.55
Descuento	0.00
Desc. Fin.	0.00
I.E.P.S.	0.00
ISR	0.00
IVA	619.45
Total	4,491.00

LOS PRECIOS PUEDEN CAMBIAR SIN PREVIO AVISO

CUATRO MIL CUATROCIENTOS NOVENTA Y UN PESOS 00/100 M.N.



RAZON SOCIAL: RAFAEL JUAREZ VEGA RFC:JUVR851024I37
CALLE TONGA No.30 INT. 1, ALCALDIA AZCAPOTZALCO, C.P. 02660 CD. DE MEXICO.
SUCURSAL EN CALLE 13 ESQ. CALLE 10 COL. PROGRESO NACIONAL, ALCALDIA
G.A. MADERO CD. DE MEXICO. TEL: 55 63 63 91 86 CEL. 56 1414 8110 E-MAIL
pezcad63@yahoo.com.mx

C O T I Z A C I O N

20-FEBRERO-2024

ATN ING. IVONNE PATRICIO MACIAS

ATENDIENDO A SU AMABLE SOLICITUD LE PRESENTAMOS LA SIGUIENTE COTIZACION

D E S C R I P C I O N	MATERIAL	PRECIO UNIT.
DADO FORMADOR 1-24	ACERO 4140	3060.00
COMP.DADO FORMADOR 2-24	ACERO 4140	1920.00
DADO DE PRESION 3-24	ACERO 4140	2830.00
DADO DE MORDAZA 4-24	ACERO 4140	2920.00
BRAZO 5-24	ACERO 4140	4650.00
EJE PRINCIPAL 6-24	ACERO AISI 1045	3690.00
EJE SECUNDARIO 7-24	ACERO AISI 1045	760.00
ENGRANE 8-24	ACERO 4140	4560.00
CREMALLERA 9-24	ACERO 4140	3910.00
RIEL PARA CREMALLERA 10-24	ACERO 4140	4890.00
BASE CREMALLERA 11-24	ACERO 4140	3650.00
BASE CHUMACERA 12-24	ACERO A36	1580.00
TIRANTE PARA CHUMACERA 13-24	ACERO AISI 1045	650.00
SOPORTE PARA TUBO 1-2 18-24	ACERO 4140	3140.00
SOPORTE CONCUERDA 3 19-24	ACERO 4140	2970.00
GUIA DE TUBO 20-24	ACERO TUBO CED. 1035	675.00
SOPORTE ACTUADOR 21-24	ACERO 4140	1950.00
BASE DE VALVULA 22-24	ACERO 4140	2820.00

CONDICIONES GENERALES

1.- LOS PRECIOS TENDRAN UNA VIGENCIA DE 30 DIAS

2.- FORMA DE PAGO: 50 % ANTICIPO Y 50% A LA ENTREGA

3.- TIEMPO DE ENTREGA: SE TRATARA A LA CONFIRMACION DE SU PEDIDO

4.- SI REQUIERE FACTURA SE LE AGREGARA EL 16% DE I.V.A.

**SIN MAS POR EL MOMENTO NOS PONEMOS A SUS ORDENES PARA CUALQUIER
ACLARACION**

A T E N T A M E N T E

JUAN SANDOVAL MARTINEZ

INFORMACION DEL CLIENTE		TOTAL
Nombre	4323 Mexico Venta Mostrador	<h1>\$2,927.45</h1> <p>Vencimiento : 16/01/2024</p>
Atención		
Condición Pago	Contado	
RFC	XAXX010101000	
Teléfono	552-323-1212	
Forma de Envío	Nuestro Conducto Local	
e-mail		

INFORMACION DE VENTAS				
Vendedor	Correo	Teléfono	Moneda	Tipo de Cambio
MEXV			Pesos	\$1.00

PRESENTAMOS A USTED(ES) LA PROPUESTA DE PRECIOS PREVIAMENTE SOLICITADOS. LE SUGERIMOS REVISAR DETALLADAMENTE LO QUE AQUÍ SE OFRECE.

Piezas	Clave SAT	Descripción	Ancho(plg)	Largo(plg)	Precio/pza	Importe
1	30263700	4140R020012 4140 RED 2 PLG LC T *		20	\$332.01	\$332.01
		TE 1-2 DIAS HABILES				
1	73121601	C Corte			\$10.81	\$10.81
		Corte Artículo: 4140R020012				
1	30263700	4140R060012 4140 RED 6 PLG LC T *		12	\$1,733.83	\$1,733.83
		TE 1-2 DIAS HABILES				
1	73121601	C Corte			\$96.95	\$96.95
		Corte Artículo: 4140R060012				
1	30102204	4140P030014I 4140 PLC 3 PLG LC Q/T	1	8	\$257.40	\$257.40
		TE 2-3 DIAS HABILES SE INVIERTEN MEDIDAS				
1	73121601	C Corte			\$92.66	\$92.66
		Corte Artículo: 4140P030014I				

'NOTA IMPORTANTE: No se aceptan devoluciones de material cortado a medida o surtido en términos especiales.
SIGNIFICADO DE ABBREVIACIONES: PLG = pulgadas, RED= redondo, CDR= cuadrado, SOL = solera, PLC = placa, HEX= hexagonal, EF = estirado en frío, LC= laminado en caliente, LC R - laminado en caliente Recocido, FJ= forjado, PM = premaquinado, BCO = blanco, NGO = negro, VDE= verde

LIMITACION DE RESPONSABILIDAD

* EN 4140 y 9840 LC T: SIN TRATAMIENTO TÉRMICO. SU ENFRIAMIENTO ES AL AIRE, LOS VALORES MECÁNICOS Y DE DUREZA EN EL CERTIFICADO SON DE REFERENCIA.
El material que ampara esta cotización es de Calidad Certificada, pero por su naturaleza puede tener discontinuidades internas que los equipos de Control de Calidad de nuestros Proveedores pueden no detectarlas; en el caso de encontrar en estos productos alguna discontinuidad interna que pudiera afectar su producto terminado, como siempre estamos en la mejor disposición de atender su petición. Únicamente nos hacemos responsables por el valor del material reclamado el cual será repuesto o se le acreditará en su cuenta. No nos hacemos responsables por tiempo de maquinado, herramientas fracturadas, maquinaria dañada, transporte, maniobras o algún otro gasto generado en sus procesos.

CONDICIONES DE VENTA

Vigencia de la cotización 1 día
Los kilos que ampara esta cotización son teóricos
Los precios en moneda nacional se realizan al tipo de cambio del día del diario oficial, sujetos a cambio sin previo aviso
Cotizaciones con tiempos de entrega o fabricación especial: se considerará el tipo de cambio de la fecha de facturación
Todos nuestros precios son L.A.B. origen de embarque, la mercancía viajará por cuenta y riesgo del comprador
Los precios que ampara esta cotización son por el total del pedido, en caso de confirmación parcial, se requiere cotizar nuevamente.
No se aceptan cancelaciones de material cortado a medida o surtido en términos especiales

Nombre y firma
Se Autoriza el surtido de esta cotización



COT-MEX140907



Cotización

#COT-MEX140907

Fecha: 16/01/2024

Subtotal	\$2,523.66
Descuento	\$0.00
Impuesto (%)	\$403.79
Total	\$2,927.45

LIMITACION DE RESPONSABILIDAD

* EN 4140 y 9840 LC T: SIN TRATAMIENTO TÉRMICO. SU ENFRIAMIENTO ES AL AIRE, LOS VALORES MECÁNICOS Y DE DUREZA EN EL CERTIFICADO SON DE REFERENCIA.
El material que ampara esta cotización es de Calidad Certificada, pero por su naturaleza puede tener discontinuidades internas que los equipos de Control de Calidad de nuestros Proveedores pueden no detectarlas; en el caso de encontrar en estos productos alguna discontinuidad interna que pudiera afectar su producto terminado, como siempre estamos en la mejor disposición de atender su petición. Únicamente nos hacemos responsables por el valor del material reclamado el cual será repuesto o se le acreditará en su cuenta. No nos hacemos responsables por tiempo de maquinado, herramientas fracturadas, maquinaria dañada, transporte, maniobras o algún otro gasto generado en sus procesos.

CONDICIONES DE VENTA

Vigencia de la cotización 1 día
Los kilos que ampara esta cotización son teóricos
Los precios en moneda nacional se realizan al tipo de cambio del día del diario oficial, sujetos a cambio sin previo aviso
Cotizaciones con tiempos de entrega o fabricación especial: se considerará el tipo de cambio de la fecha de facturación
Todos nuestros precios son L.A.B. origen de embarque, la mercancía viajará por cuenta y riesgo del comprador
Los precios que ampara esta cotización son por el total del pedido, en caso de confirmación parcial, se requiere cotizar nuevamente.
No se aceptan cancelaciones de material cortado a medida o surtido en términos especiales

Nombre y firma
Se Autoriza el surtido de esta cotización



COT-MEX140907

INFORMACION DEL CLIENTE		TOTAL
Nombre	4323 Mexico Venta Mostrador	<h1>\$1,828.02</h1> <p>Vencimiento : 18/01/2024</p>
Atención		
Condición Pago	Contado	
RFC	XAXX010101000	
Teléfono	552-323-1212	
Forma de Envío	Nuestro Conducto Local	
e-mail		

INFORMACION DE VENTAS				
Vendedor	Correo	Teléfono	Moneda	Tipo de Cambio
MEXV			Pesos	\$1.00

PRESENTAMOS A USTED(ES) LA PROPUESTA DE PRECIOS PREVIAMENTE SOLICITADOS.
LE SUGERIMOS REVISAR DETALLADAMENTE LO QUE AQUÍ SE OFRECE.

Piezas	Clave SAT	Descripción	Ancho(plg)	Largo(plg)	Precio/pza	Importe
1	30102204	4140P030014I 4140 PLC 3 PLG LC Q/T	3	19 11/16"	\$1,340.44	\$1,340.44
1	73121601	C Corte			\$235.44	\$235.44
Corte Artículo: 4140P030014I						

'NOTA IMPORTANTE: No se aceptan devoluciones de material cortado a medida o surtido en términos especiales.
SIGNIFICADO DE ABREVIACIONES: PLG = pulgadas, RED= redondo, CDR= cuadrado, SOL = solera, PLC = placa, HEX= hexagonal, EF = estirado en frío, LC= laminado en caliente, LC R - laminado en caliente Recocido, FJ= forjado, PM = premaquinado, BCO = blanco, NGO = negro, VDE= verde

Subtotal	\$1,575.88
Descuento	\$0.00
Impuesto (%)	\$252.14
Total	\$1,828.02

LIMITACION DE RESPONSABILIDAD

El material que ampara esta cotización es de Calidad Certificada, pero por su naturaleza puede tener discontinuidades internas que los equipos de Control de Calidad de nuestros Proveedores pueden no detectarlas, en el caso de encontrar en estos productos alguna discontinuidad interna que pudiera afectar su producto terminado, como siempre estamos en la mejor disposición de atender su petición. Únicamente nos hacemos responsables por el valor del material reclamado el cual será repuesto o se le acreditará en su cuenta. No nos hacemos responsables por tiempo de maquinado, herramientas fracturadas, maquinaria dañada, transporte, maniobras o algún otro gasto generado en sus procesos.

CONDICIONES DE VENTA

Vigencia de la cotización 1 día
Los kilos que ampara esta cotización son teóricos
Los precios en moneda nacional se realizan al tipo de cambio del día del diario oficial, sujetos a cambio sin previo aviso
Cotizaciones con tiempos de entrega o fabricación especial: se considerará el tipo de cambio de la fecha de facturación
Todos nuestros precios son L.A.B. origen de embarque, la mercancía viajará por cuenta y riesgo del comprador
Los precios que ampara esta cotización son por el total del pedido, en caso de confirmación parcial, se requiere cotizar nuevamente.
No se aceptan cancelaciones de material cortado a medida o surtido en términos especiales

Nombre y firma
Se Autoriza el surtido de esta cotización



COT-MEX141322