

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRUSIÓN DE UNA PELETIZADORA
DE MATRIZ PLANA GIRATORIA PARA PROCESAR 10 kg/h DE
ASERRÍN**

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:

MANUEL FRANCISCO NORABUENA SOTELO

ASESOR:

ESTELA DE LA GRACIA ASSUREIRA ESPINOZA

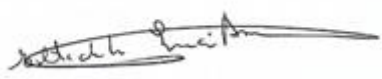
Lima, Agosto, 2024

Informe de Similitud

Yo, ...**Estela de la Gracia Assureira Espinoza**....., docente de la **Facultad de Ciencias e Ingeniería** de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesora de la tesis titulada **Diseño del sistema de extrusión de una peletizadora de matriz plana giratoria para procesar 10 kg/h de aserrín** del autor **Manuel Francisco Norabuena Sotelo** dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de **6%**. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el **05/09/2024**.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis o Trabajo de Suficiencia Profesional, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha: **Lima, 13 de setiembre 2024**

Apellidos y nombres de la asesora: <u>Assureira Espinoza, Estela de la Gracia</u>	
DNI: 08231025	Firma 
ORCID: 0000-0002-8481-6036	

RESUMEN

Se presenta el diseño del sistema de extrusión de una máquina peletizadora de matriz plana giratoria para procesar 10 kg/h de aserrín, cuyo producto final es un pellet de 6 mm de diámetro y 20 mm de largo.

El sistema de extrusión, que es el corazón del equipo de peletizado, se compone de dos rodillos, una matriz plana y sistema de corte. El diseño permite la producción, a baja escala, de biocombustibles a partir de aserrín, de modo que su uso sea factible para procesos que requieran calor en lugares de generación de aserrín, como en aserraderos.

El trabajo comprendió el análisis de los factores que afectan al diseño del sistema de extrusión, considerando las propiedades de la materia prima, las variables del proceso de peletizado y los atributos del pellet como producto final. De los factores estudiados, se identificó que la presión es el más importante, ya que influye en la densidad y la durabilidad del pellet. El valor de la presión depende de la resistencia del material y del área de contacto de los agujeros dentro de la matriz, el cual varía según la longitud y el diámetro.

El funcionamiento del sistema de extrusión se basa en la rotación de la matriz para comprimir el aserrín a través de los agujeros gracias a los rodillos, formando pellets que serán cortados por una cuchilla. El diseño produce 15 780 pellets por hora y requiere aproximadamente de 2.03 kW de potencia para la compactación. Cuenta con una matriz plana fabricada de acero AISI 3215, de 150 mm de diámetro, 32 mm de espesor y tiene 24 agujeros con profundidad de avellanado de 60° de 3 mm, una longitud efectiva de 12 mm con 6 mm de diámetro y un alivio de 17 mm con 8 mm de diámetro. Por otro lado, los rodillos, fabricados de acero aleado AISI 3215 con superficie corrugada de extremos abiertos, tienen 80 mm de diámetro y 30 mm de ancho. Para el mecanismo de corte se usará una cuchilla de acero rápido AISI M2 de 2 mm de grosor, 80 mm de largo y 20 mm de ancho con un ángulo de filo de 45°.

AGRADECIMIENTOS

La realización de esta tesis representa un camino lleno de muchos desafíos y aprendizajes, ha sido un viaje significativo de mucho esfuerzo y dedicación. Durante todo este proceso, he tenido el privilegio de contar con la guía y apoyo de varias personas que han sido importantes.

Quisiera dar gracias a mi familia, especialmente a mis padres, quienes han sido el soporte más grande que tengo. Su presencia constante, apoyo incondicional, fortaleza y ánimo han sido fundamentales para perseverar y seguir adelante en este camino.

A la profesora Estela Assureira, asesora de esta tesis, por su dedicación, paciencia, conocimiento y guía durante todo este tiempo.

A todos los profesores de la Pontificia Universidad Católica del Perú, por sus enseñanzas que han contribuido a mi formación académica durante mi carrera universitaria.

A mi enamorada y mis amigos más cercanos, por ser una constante fuente de alegría, compañerismo y distracción en momentos de mucha carga académica.

A mis gatas Luna e Irina, por acompañarme varias madrugadas de estudio e investigación.

A todas las personas que, de una u otra manera, han contribuido al desarrollo y la culminación de esta tesis, mi más sincero agradecimiento.

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRUSIÓN DE UNA PELETIZADORA DE MATRIZ PLANA GIRATORIA PARA PROCESAR 10 kg/h DE ASERRÍN**

ÁREA : Diseño - Energía

PROPUESTO POR : Mg. Estela de la Gracia Assureira

ASESOR : Mg. Estela de la Gracia Assureira

TESISTA : Manuel Francisco Norabuena Sotelo

CÓDIGO : 20150441

FECHA : 16/09/2021

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El aserrín y la viruta, producto de las diversas operaciones en los aserraderos, representan un problema para las empresas al tener escasas aplicaciones en su proceso productivo, acumulándose en sus entornos y generando problemas fitosanitarios, contaminando los suministros de agua y aumentando el riesgo de incendios por auto-ignición. Sin embargo, ambos residuos poseen características que los hacen atractivos para su empleo como biocombustibles sólidos.

Una alternativa viable es su uso como combustibles bajo la forma de densificados (pellets y briquetas) por su mayor densidad energética, facilidad de transporte y manipulación pudiendo ser empleados en el propio aserradero para proveer de calor a diversos procesos, así como también permitiría su fácil comercialización.

Existen equipos de densificación para grandes volúmenes de producción, por ello enfocarse en el desarrollo de equipos para producciones en pequeña escala sería clave para su empleo en aserraderos del medio nacional, particularmente los ubicados en la zona de la quebrada de Manantay (Pucallpa).

Por lo expuesto, se propone como trabajo el diseño del sistema de extrusión de una peletizadora de 10 kg/h de aserrín. El trabajo comprende el estudio de la materia a peletizar y del producto que se desea obtener; el desarrollo de una metodología para el diseño de la matriz plana; el diseño de la matriz y conjunto de rodillos. Finalmente, se desarrollarán los planos del sistema de extrusión.

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRUSION DE UNA PELETIZADORA DE MATRIZ PLANA GIRATORIA PARA PROCESAR 10 kg/h DE ASERRÍN

Introducción

1. Los residuos madereros
2. Pellets de residuos madereros
3. Peletizadora de matriz plana
4. Diseño del sistema de extrusión: matriz plana giratoria y rodillos

Observaciones y Recomendaciones

Conclusiones

Bibliografía

Anexos



Mg. Estela de la Gracia Assureira
Asesora

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	i
AGRADECIMIENTOS	ii
ÍNDICE DE CONTENIDO	v
ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
LISTADO DE SÍMBOLOS	xv
INTRODUCCIÓN	1
1 LOS RESIDUOS MADEREROS	3
1.1 Biomasa.....	3
1.1.1 Clasificación.....	4
1.2 Biomasa Residual como fuente de energía alternativa.....	6
1.2.1 Producción forestal	6
1.2.2 Producción promedio de residuos y energía potencial.....	9
1.2.3 Centros de transformación	12
1.3 Biomasa Residual Forestal.....	14
1.3.1 Caracterización.....	14
1.4 Biocombustibles Sólidos.....	17
1.4.1 Tipos de biocombustibles sólidos	17
2 PELLETS DE RESIDUOS MADEREROS	20
2.1 Proceso de Producción	21
2.1.1 Recepción de la materia prima.....	22
2.1.2 Secado	23
2.1.3 Separación de impurezas.....	24
2.1.4 Triturado.....	25

2.1.5	Acondicionamiento	26
2.1.6	Peletizado	26
2.1.7	Enfriamiento.....	27
2.1.8	Cribado.....	27
2.1.9	Almacenado y envasado.....	28
2.2	Factores que influyen en la Producción	28
2.2.1	Atributos de la materia prima.....	29
2.2.2	Variables del proceso	32
2.2.3	Atributos del producto final	34
2.3	Estándares de Producción de Pellets de Madera	37
2.4	Equipos Empleados	40
2.4.1	Peletizadora de matriz anular	40
2.4.2	Peletizadora de matriz plana	41
3	PELETIZADORA DE MATRIZ PLANA.....	42
3.1	Proceso de Peletizado.....	43
3.2	Clasificación.....	44
3.3	Componentes.....	45
3.3.1	Tolva	45
3.3.2	Carcasa superior.....	45
3.3.3	Conjunto de rodillos de compactación.....	46
3.3.4	Carcasa del eje principal	47
3.3.5	Matriz plana	48
3.3.6	Cuchillas de corte.....	51
3.3.7	Disco de lanzar cosas	52
3.3.8	Eje principal	52

3.3.9	Rodamientos de bolas o de rodillos cónicos	53
3.3.10	Caja de transmisión.....	54
3.3.11	Elementos de transmisión	54
3.3.12	Acoplamiento pasivo y activo.....	56
4	DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRUSIÓN.....	57
4.1	Cálculo del Pellet	59
4.1.1	Capacidad de producción	59
4.1.1	Flujo volumétrico de aserrín	59
4.1.2	Longitud del pellet	60
4.1.3	Sección del pellet	60
4.1.4	Volumen del pellet.....	61
4.2	Dimensionamiento de los Rodillos	61
4.2.1	Radio del rodillo.....	61
4.2.2	Ancho del rodillo	62
4.2.3	Masa del rodillo	62
4.3	Velocidad y Aceleración de los Rodillos	63
4.3.1	Velocidad tangencial de la Matriz	63
4.3.2	Velocidad angular del Rodillo	63
4.3.3	Aceleración normal del rodillo	65
4.4	Compresión del Aserrín	65
4.4.1	Índice de compresión	65
4.4.2	Presión para superar la fricción.....	66
4.4.3	Presión en las paredes del interior de la matriz.....	67
4.4.4	Fuerza de fricción en agujeros de la matriz	67
4.4.5	Fuerza de compactación de rodillos.....	68

4.4.6	Presión de compactación de los rodillos	69
4.5	Agujeros de la matriz	70
4.5.1	Longitud horizontal del área de trabajo del rodillo.....	70
4.5.2	Ángulo del área de trabajo del rodillo.....	70
4.5.3	Tiempo de compresión del aserrín	71
4.5.4	Aceleración en el interior del agujero de la matriz	71
4.5.5	Desplazamiento en el interior de la matriz.....	72
4.5.6	Espesor de la matriz	72
4.5.7	Número de compresiones.....	73
4.5.8	Número de revoluciones	74
4.5.9	Tiempo de extrusión de un agujero.....	74
4.5.10	Velocidad de extrusión de un agujero.....	74
4.5.11	Flujo volumétrico de peletizado.....	75
4.5.12	Número de agujeros de extrusión.....	75
4.5.13	Pellets producidos	76
4.6	Potencia de compactación	76
4.6.1	Fuerza de fricción en la compactación.....	76
4.6.2	Momento torsor en el rodillo	77
4.6.3	Momento torsor en el eje de la matriz.....	77
4.6.4	Potencia Requerida para la Compactación.....	78
4.7	Especificaciones del Sistema de Extrusión	78
4.8	Costos	78
4.8.1	Costos estimados de los materiales	79
4.8.2	Costos estimados de las máquinas/herramientas	80
4.8.3	Costos estimados totales	80

4.9	Otros Cálculos y Planos	80
4.9.1	Eje principal	80
4.9.2	Rodamientos del eje principal	80
4.9.3	Chavetas del eje principal	81
4.9.4	Eje de los rodillos.....	81
4.9.5	Rodamientos del rodillo	81
4.9.6	Tuerca de fijación axial.....	81
4.9.7	Cuchilla de corte	81
4.9.8	Uniones atornilladas.....	81
4.9.9	Uniones soldadas.....	81
4.9.10	Opción de selección del motorreductor	81
4.9.11	Verificación Carcasa	81
4.9.12	Plano de ensamble.....	82
4.9.13	Planos de despiece	82
CONCLUSIONES.....		83
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES		86
BIBLIOGRAFÍA.....		88
ANEXOS		

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de biomasa.....	4
Figura 2. Tipos de biomasa según diferentes clasificaciones.	4
Figura 3. Biomasa natural: árboles.	5
Figura 4. Biomasa residual: Aserrín.	5
Figura 5. Cultivo energético: Cardo.....	6
Figura 6. Mayor producción de madera rolliza por especies.	8
Figura 7. Evolución global de la producción de pellets (millones de toneladas).	21
Figura 8. Distribución de la producción de pellets de madera en el año 2018.	21
Figura 9. Esquema general de una planta de producción de pellets.	22
Figura 10. Recepción de la materia prima.	23
Figura 11. Secado de la materia prima.....	23
Figura 12. Separación de metales.	24
Figura 13. Molienda de la materia prima.....	25
Figura 14. Acondicionamiento de la materia prima.....	26
Figura 15. Peletizado de la materia prima.	26
Figura 16. Enfriamiento de la materia prima.....	27
Figura 17. Cribado de la materia prima.	27
Figura 18. Pellets almacenados en salas cerradas.....	28
Figura 19. Efecto del contenido de humedad sobre la densidad y el módulo de elasticidad...29	29
Figura 20. Efecto del tamaño de partícula sobre la densidad y el módulo de elasticidad.31	31
Figura 21. Efecto de la presión sobre la densidad y el módulo de elasticidad.33	33
Figura 22. Efecto de la temperatura sobre la densidad y el módulo de elasticidad.34	34
Figura 23. Relación entre Densidad y Durabilidad.....	35

Figura 24. Efecto de la humedad sobre la densidad a granel (izquierda) y la durabilidad (derecha).	36
Figura 25. Efecto de la humedad en el PCS (azul) y PCI (rojo) de la madera sin corteza.	37
Figura 26. Efecto del porcentaje de cenizas en el poder calorífico.	37
Figura 27. Peletizadora de matriz anular.	40
Figura 28. Peletizado en matriz anular.	40
Figura 29. Peletizadora de matriz plana.....	41
Figura 30. Proceso de peletizado en matriz plana.....	41
Figura 31. Componentes en la vista explosionada de una peletizadora de matriz plana.	42
Figura 32. Peletizadora de matriz plana tipo D (izquierda) y tipo R (derecha).	44
Figura 33. Tolva conectada a la carcasa superior.	45
Figura 34. Vista interior de la carcasa superior.	45
Figura 35. Partes y especificaciones de un rodillo.....	46
Figura 36. Tipos de rodillos para peletizado.....	46
Figura 37. Carcasa del eje principal.....	47
Figura 38. Matriz Plana.....	48
Figura 39. Tipos de alivios en matrices.	49
Figura 40. Diámetro de pellet vs Porcentaje de área abierta según espaciado.	50
Figura 41. Cuchilla en peletizadora de matriz plana giratoria.	52
Figura 42. Disco de lanzar cosas dentro de la carcasa del eje principal.	52
Figura 43. Eje principal.....	53
Figura 44. Rodamiento rígido de bolas (izquierda) y de rodillos cónicos (derecha).	53
Figura 45. Caja de transmisión de peletizadora de matriz plana.	54
Figura 46. Accionamiento por engranajes en una peletizadora de matriz plana.	55
Figura 47. Sistema de accionamiento Tornillo sin fin – Corona.	55

Figura 48. Acople pasivo y activo.	56
Figura 49. Vista explosionada del sistema de Extrusión en 3D.....	57
Figura 50. Diagrama de funciones de una peletizadora.	58
Figura 51. Pasos para el diseño del sistema de extrusión.	58
Figura 52. Dimensiones del Pellet.	60
Figura 53. Radio del rodillo de compactación.	61
Figura 54. Velocidad tangencial en el agujero más lejano.	64
Figura 55. Fuerzas de compresión del aserrín.	65
Figura 56. Presión en la pared del agujero.....	67
Figura 57. Fuerza de fricción en el agujero.	68
Figura 58. Fuerza de compactación.	68
Figura 59. Longitud horizontal del área de trabajo del rodillo.	70
Figura 60. Ángulo del área de trabajo del rodillo.	71
Figura 61. Espesor de la matriz.....	73
Figura 62. Fuerza de fricción en la compactación.	76
Figura 63. Torque originado en la matriz.	77

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Producción de madera rolliza y aserrada por departamentos en el año 2019.	7
Tabla 2. Producción de madera rolliza, madera aserrada, contrachapado y madera laminada por especie en el Perú en el año 2019.	7
Tabla 3. Principal composición de la madera dura y blanda.	9
Tabla 4. Generación de residuos forestales en el Perú.	10
Tabla 5. Generación de residuos forestales en base a la producción de madera aserrada por departamento.	11
Tabla 6. Energía potencial del aserrín generado en base a la producción de madera aserrada por especies.	12
Tabla 7. Cantidad de aserraderos por departamento.	13
Tabla 8. Algunos centros de transformación en Loreto, Madre de Dios y Ucayali.	13
Tabla 9. Contenido promedio de elementos en la madera.	14
Tabla 10. Contenido de humedad de diversas biomásas sólidas.	15
Tabla 11. Porcentaje de cenizas de diversas biomásas.	15
Tabla 12. Poder calorífico de diversas biomásas.	16
Tabla 13. Constituyentes celulares de algunas maderas.	16
Tabla 14. Comparación de la densidad energética de biocombustibles.	19
Tabla 15. Composición química y contenido en porcentaje de cenizas de diversos grupos de biomásas.	30
Tabla 16. Mejor distribución de tamaño de partículas para la producción de pellets madera de buena calidad a partir de biomásas lignocelulósicas.	31
Tabla 17. Estándar CEN para biocombustibles sólidos (pellet de madera)	38
Tabla 18. Especificaciones ENPlus de clases de calidad de pellets de madera.	39
Tabla 19. Componentes en la vista explosionada de una peletizadora de matriz plana.	43

Tabla 20. Ventajas y desventajas de los materiales de las matrices de peletizado.	48
Tabla 21. Ventajas y desventajas de matrices con bajo y elevado espesor.....	49
Tabla 22. Especificaciones del Sistema de Extrusión.....	78
Tabla 23. Costos estimados de los materiales.....	79
Tabla 24. Costos estimados de las máquinas/herramientas a usar.....	80
Tabla 25. Costos estimados totales.....	80



LISTADO DE SÍMBOLOS

R_{wt}	:	Monto total de residuos disponibles (TM)
TCP	:	Producción total del cultivo (TM)
F	:	Factor que establece la generación de residuos
R_e	:	Monto total de energía disponible (TOE)
PCS	:	Poder Calorífico Superior (kJ/kg)
PCI	:	Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)
%C	:	Carbono (%)
%H	:	Hidrogeno (%)
%N	:	Nitrógeno (%)
%S	:	Azufre (%)
%O	:	Oxígeno (%)
SiO_2	:	Sílice
\dot{m}	:	Capacidad de producción (kg/h)
\dot{m}_{req}	:	Capacidad de producción requerida (kg/h)
C_{sp}	:	Factor de sobre producción
$Q_{aserrin}$:	Flujo volumétrico del aserrín (m ³ /h)
ρ_{mp}	:	Densidad del aserrín (kg/m ³)
\emptyset	:	Diámetro del pellet (mm)
L	:	Longitud del pellet (mm)
A	:	Sección del pellet (m ²)
V_{Pellet}	:	Volumen del pellet (m ³)
h_o	:	Altura del material antes de pasar por el rodillo (mm)
h_f	:	Altura del material luego de pasar por el rodillo (mm)

μ	:	Coeficiente de fricción madera - acero
r	:	Radio del rodillo de compactación (mm)
a_r	:	Ancho del rodillo de compactación (mm)
m_r	:	Masa del rodillo de compactación (kg)
ρ_{acero}	:	Densidad del acero (kg/m ³)
X	:	Longitud del desplazamiento angular del rodillo (mm)
θ	:	Ángulo del área de trabajo del rodillo (°)
v_{t_matriz}	:	Velocidad tangencial de la matriz (m/s)
w_m	:	Revoluciones por minuto de la matriz (RPM)
R	:	Radio de la matriz (m)
v_{t_mr}	:	Velocidad tangencial de la matriz en el agujero más lejano (m/s)
R'	:	Distancia entre el centro de la matriz al agujero más lejano (m)
$v_{t_rodillo}$:	Velocidad tangencial del rodillo (m/s)
w_r	:	Velocidad angular del rodillo (rad/s)
$a_{n_rodillo}$:	Aceleración normal del rodillo (m/s ²)
L_e	:	Longitud efectiva del agujero (mm)
Rc	:	Índice de compresión
Pf	:	Presión para superar la fricción (MPa)
Ys	:	Resistencia al corte del material (MPa)
Pc	:	Presión de fricción en las paredes de los agujeros de la matriz (MPa)
Fr	:	Fuerza de fricción dentro de los agujeros (N)
K	:	Fuerza de compactación del rodillo (N)
P_r	:	Presión de compactación de los rodillos (MPa)
t_{comp}	:	Tiempo de compresión del aserrín (s)

m	:	Capacidad de producción de la maquina en una hora (kg)
a_{int}	:	Aceleración en el interior del agujero de la matriz (m/s^2)
x_o	:	Posición inicial del aserrín (m)
v_o	:	Velocidad inicial del pellet (m/s)
x_{int}	:	Desplazamiento en el interior de la matriz (mm)
Esp_{matriz}	:	Espesor de la matriz (mm)
L_{av}	:	Profundidad de avellanado (mm)
L_{al}	:	Profundidad de alivio (mm)
#Compresiones	:	Número de compresiones
#Rev	:	Número de revoluciones
#Rodillos	:	Número de Rodillos
t_{ext}	:	Tiempo de extrusión de un agujero (s)
v_{ext}	:	Velocidad de extrusión de un agujero (m/s)
Q	:	Flujo volumétrico de peletizado (m^3/h)
ρ_{pellet}	:	Densidad del pellet (kg/m^3)
#Agujeros	:	Cantidad de agujeros
#Pellets	:	Cantidad de pellets producidos
F_{fr}	:	Fuerza de fricción en la compactación (N)
M_{t_r}	:	Momento torsor en el rodillo (N.m)
M_{t_m}	:	Momento torsor en el eje de la matriz (N.m)
P_{comp}	:	Potencia de compactación (W)

INTRODUCCIÓN

En el año 2019, “la producción interna de energía primaria fue de 1 114 349.3 TJ, mostrando un incremento de 6.2 % respecto a la producción del año anterior” (Ministerio de Energía y Minas, 2021, p. 30). La biomasa abarcó un 11.4% de la producción total a causa de la gran capacidad forestal y producción agrícola del país, pero a su vez, se genera una gran cantidad de residuos que lastimosamente se acumulan o desechan, desaprovechando el gran potencial energético.

Para ese mismo año, se estimó una generación de 186 801 de toneladas métricas de residuos forestales en todo el Perú. Aprovechar la energía contenida de estos residuos es crucial, sin embargo, estos son poco densos, se biodegradan y su composición no es homogénea, presentando problemas de manejo, transporte y contaminación ambiental, además de su difícil aprovechamiento energético.

Una alternativa de solución bastante difundida en los sectores industrial y residencial es la densificación, la cual otorga al producto homogeneidad, forma, estructura y una densidad elevada. Sin embargo, los equipos convencionales utilizados son de gran capacidad de producción, costosos y complejos, lo que los hace poco viables en los sitios de generación de residuos, como pequeños aserraderos. Por ello, se opta por equipos de producción a pequeña escala para procesos que requieran calor, para el despacho del producto a otros lugares o para alimentar diversos equipos como calderas, quemadores, estufas, entre otros.

El objetivo general de este trabajo es el diseño de un sistema de extrusión para una peletizadora de matriz plana giratoria que sea capaz de procesar 10 kg/h de aserrín. Se plantearon los siguientes objetivos específicos:

- Evaluar la biomasa residual forestal generada en distintas regiones del Perú y su potencial aprovechamiento energético en forma de biocombustibles sólidos densificados

- Analizar los factores que influyen en la producción de pellets de madera y en el diseño del sistema de extrusión de peletizadoras de matriz plana.
- Evaluar la peletizadora de matriz plana en cuanto a su funcionamiento y clasificación, así como las especificaciones de la matriz y los rodillos.
- Diseñar el sistema de extrusión.

El alcance del presente trabajo se enfoca exclusivamente en el diseño, cálculos y elaboración de planos del sistema de extrusión de una máquina peletizadora de matriz plana giratoria para procesar 10 kg/h de aserrín. Este enfoque excluye cualquier aspecto relacionado con el sistema de transmisión y el sistema de alimentación de la máquina.

El diseño de baja capacidad está pensado para zonas rurales o zonas alejadas de las ciudades, donde la cantidad de residuos madereros generados en la zona es limitada. Además, se considera que las necesidades energéticas de estas áreas pueden ser satisfechas con una pequeña producción de pellets.

En el primer capítulo se trabajará el tema de los residuos madereros como fuente de energía alternativa, la energía potencial desaprovechada y la generación de residuos. En el segundo capítulo se desarrollará el tema de los pellets de residuos madereros, sus características, producción y equipos empleados. En el tercer capítulo se estudiará la peletizadora de matriz plana, el proceso, clasificación y componentes. Por último, en el cuarto capítulo toca el tema del diseño del sistema de extrusión, los cálculos de los rodillos, de la matriz y la potencia.

CAPÍTULO 1

LOS RESIDUOS MADEREROS

En este capítulo se trabajará el concepto de biomasa y su clasificación. Se profundizará acerca de la biomasa forestal residual como fuente de energía alternativa, así como la cantidad promedio de generación de residuos, la energía potencial desaprovechada y algunos lugares de generación. Finalizando, se presentará información referente a los biocombustibles sólidos y sus diferentes tipos.

1.1 Biomasa

Herguedas et al. (2012) define la biomasa como la fracción biodegradable de los productos, desechos y residuos de origen biológico procedentes de actividades agrarias (incluidas las sustancias de origen vegetal y de origen animal), de la silvicultura y de las industrias conexas, incluidas la pesca y la acuicultura, así como la fracción biológica degradable de los residuos industriales y municipales. (p. 12).

Se considera que el origen principal de la energía que la biomasa retiene es el sol. Las plantas realizan la fotosíntesis gracias a la energía solar, liberando oxígeno en el proceso y transformando materia inorgánica en materia orgánica rica en energía. Ciertos animales se alimentan de estas plantas e incorporan esta energía, como resultado se producen desechos orgánicos que también pueden ser aprovechados como recurso energético. Las industrias aprovechan a los animales y/o a la vegetación para comercializar productos fabricados que llegan a las ciudades y son consumidos. En ambos casos, industria y ciudad, se originan residuos o desechos que se acumulan o botan, pero con el debido tratamiento o transformación pueden convertirse en un recurso energético. En la Figura 1 se puede observar los tipos de biomasa.

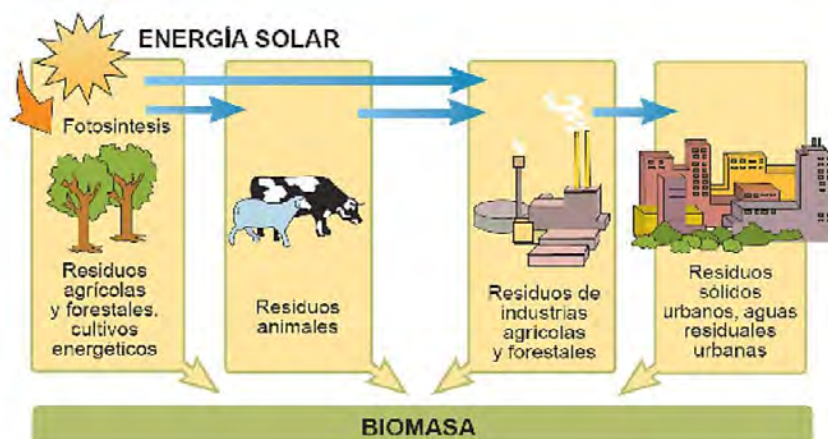


Figura 1. Tipos de biomasa.

Tomado de “Biomasa, Biocombustibles y Sostenibilidad”, por Herguedas et al. (2012)

1.1.1 Clasificación

La biomasa es amplia por lo que engloban diversas materias orgánicas que poseen distinto origen y composición. La Figura 2 muestra clasificación de la biomasa según su composición, su origen y su estado.

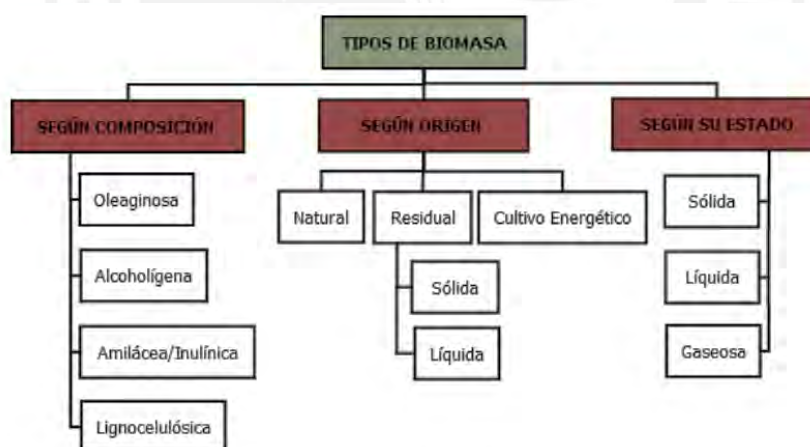


Figura 2. Tipos de biomasa según diferentes clasificaciones.

Tomado de “Biomasa, Biocombustibles y Sostenibilidad”, por Herguedas et al. (2012)

Enfocándonos en la clasificación de la biomasa según el origen tenemos:

- **Natural:** Se genera de forma espontánea en ecosistemas que no hayan sufrido intervención, como árboles en un bosque por ejemplo (ver Figura 3). En cuestiones económicas, la explotación de esta biomasa no es llamativa debido a que la adquisición y el transporte de las materias primas al lugar de uso no es rentable.



Figura 3. Biomasa natural: árboles.

Tomado de <https://www.minam.gob.pe/>

- **Residual:** Generada a partir de las actividades humanas. Entre los residuos húmedos se tienen aguas residuales urbanas, residuos ganaderos, residuos industriales biodegradables y aceites usados. Por otro lado, los residuos secos representan residuos urbanos sólidos y residuos de actividades e industrias agrícolas y forestales, como los residuos de la transformación de la madera (ver Figura 4).



Figura 4. Biomasa residual: Aserrín.

Tomado de <https://www.tec.ac.cr/>

- **Cultivos energéticos:** Este tipo de biomasa es cultivada con fines no alimentarios y destinada a la producción de energía, como el Cardo (ver Figura 5). Estos cultivos se enfocan, a diferencia de los cultivos agrícolas alimenticios, en la producción de cantidad de biomasa, y no de calidad, y se caracteriza por la robustez para poder abaratar los costos del cultivo.



Figura 5. Cultivo energético: Cardo.

Tomado de “Biomasa, Biocombustibles y Sostenibilidad”, por Herguedas et al. (2012)

1.2 Biomasa Residual como fuente de energía alternativa

Es posible transformar la biomasa a biocombustibles con el fin de generar energía. Los cultivos energéticos, agrícolas o de especies leñosas, están destinados a este tipo de aplicaciones, caso contrario al de la biomasa residual, la cual no tiene una aplicación específica. Al ser residual, se acumula o desecha, por lo que existe un desperdicio energético y económico. Sin embargo, esta situación se ha revertido y con el paso del tiempo la biomasa residual ha obtenido varias aplicaciones energéticas. A partir de la biomasa residual agrícola y/o forestal se puede obtener astillas, carbón vegetal, productos densificados, bioetanol, biometanol, aceites piroleñosos y biogás, los cuales son originados por diversos procesos, de tipo físicos o químicos, y son empleados como combustibles en diversos equipos, como quemadores o calderas, como aditivos o como materia prima para la formación de otros biocombustibles.

1.2.1 Producción forestal

Gran parte del Perú está compuesto por regiones grandes ubicadas en la sierra y la selva, donde hay muchas hectáreas de zonas forestales. En la Tabla 1, se recopiló información acerca de la producción por departamentos de madera rolliza, madera en su estado natural después de haber sido talada, y de la madera aserrada.

Tabla 1. Producción de madera rolliza y aserrada por departamentos en el año 2019.

Departamento	Madera rolliza (m ³)	Madera aserrada (m ³)
Amazonas	-	28.32
Ancash	5 108.45	30.50
Arequipa	37.24	-
Cajamarca	731.30	36.12
Cusco	-	1 010.92
Huánuco	89 336.24	46 026.68
Junín	34 343.69	34 298.56
La Libertad	39 476.29	-
Loreto	338 750.76	188 999.98
Madre de Dios	276 012.23	105 031.67
Pasco	5 880.41	33 533.02
San Martín	16 168.61	4 866.00
Ucayali	488 656.42	182 685.39
TOTAL	1 294 501.64	596 547.14

^[1]Datos tomados de “Anuario Forestal y de Fauna Silvestre 2019”, por Servicio Nacional Forestal y de Fauna Silvestre (2019).

En cuanto a los tipos de biomasa de origen forestal presentes en el Perú, la diversidad del país permite afirmar que existe una gran cantidad de especies. En la Tabla 2, se recopiló información acerca de la producción por especies de madera rolliza, madera aserrada, contrachapado y madera laminada.

Tabla 2. Producción de madera rolliza, madera aserrada, contrachapado y madera laminada por especie en el Perú en el año 2019.

Nombre común	Madera rolliza (m ³)	Madera aserrada (m ³)	Contrachapado (m ³)	Madera Laminada (m ³)
Ana caspi	38 833.80	10 296.95	1 300.31	-
Bolaina	37 705.10	11 844.81	-	-
Bolaina blanca	32 349.05	15 867.01	-	-
Cachimbo	83 759.24	38 523.73	-	-
Capinuri	68 958.66	6 010.28	-	370.53
Copaiba	54 689.03	33 853.45	-	-
Cumala	28 850.06	34 141.39	-	-
Cumala roja	18 207.37	2 728.43	-	-
Eucalipto	34 778.27	9 484.32	-	-
Huayruro	36 296.35	18 289.05	248.37	-
Pashaco	16 680.47	9 004.79	-	-
Pino	11 837.00	7 571.09	-	-
Quinilla	19 527.34	4 314.55	334.01	-
Shihuahuaco	247 415.89	87 190.40	18 146.25	-
Tornillo	83 436.12	80 702.92	-	-
Otros	481 180.89	226 723.97	5 768.32	2 572.04
TOTAL	1 294 501.64	596 547.14	25 797.26	2 942.57

Datos tomados de “Anuario Forestal y de Fauna Silvestre 2019”, por Servicio Nacional Forestal y de Fauna Silvestre (2019).

La producción promedio de madera rolliza fue de 1 294 501.64 m³ y de madera aserrada fue de 596 547.14 m³. Se puede apreciar que los departamentos con mayor productividad son Ucayali, Loreto y Madre de Dios cuyo porcentaje sumado de la producción de madera rolliza y madera aserrada es de 85.24% y 79.91% respectivamente. Entre las especies con mayor producción se tiene el Shihuahuaco, el Cachimbo, el Tornillo, la Cumala y la Bolaina, como se puede apreciar en la Figura 6. Se destaca el Shihuahuaco debido a su gran producción que ronda los 250 000 m³.

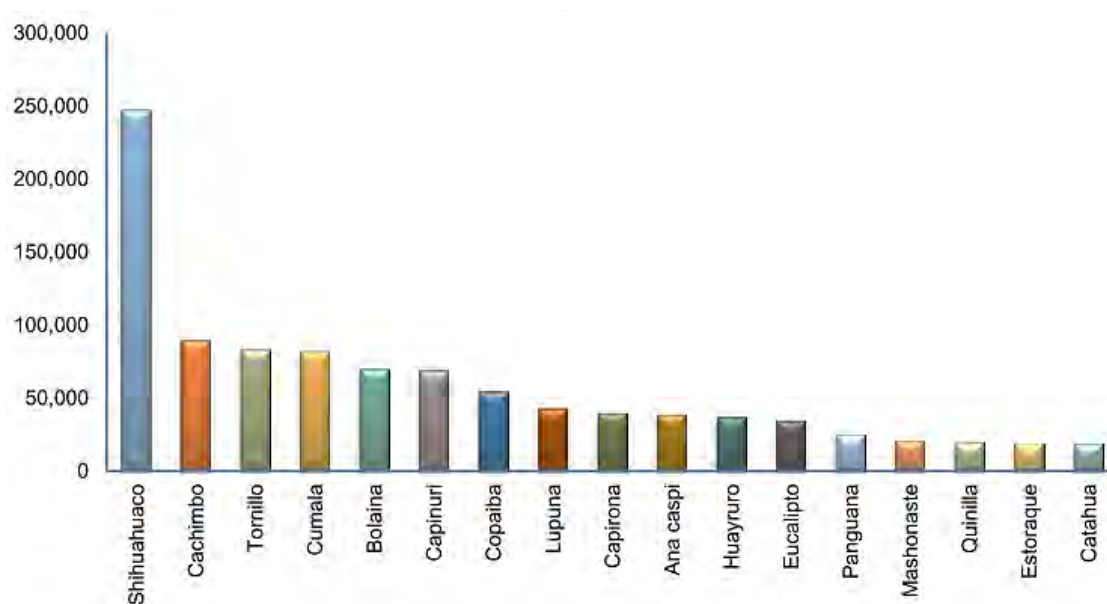


Figura 6. Mayor producción de madera rolliza por especies.

Tomado de “Anuario Forestal y de Fauna Silvestre 2019”, por Servicio Nacional Forestal y de Fauna Silvestre (2019)

Además, dentro de la gran diversidad de especies se encuentran las maderas blandas y duras. Las maderas duras, como el Shihuahuaco, provienen de árboles duros, resistentes y de crecimiento lento. Por otro lado, las maderas blandas, como el Cachimbo, la Cumala y el Tornillo, proceden de árboles de crecimiento rápido y son fáciles de trabajar debido a su menor resistencia. A nivel de componentes celulares, la madera dura, en promedio, presenta un mayor contenido de hemicelulosa y la madera blanda posee mayor contenido de lignina como puede observar en la Tabla 3:

Tabla 3. Principal composición de la madera dura y blanda.

Componente celular	Madera dura (%)	Madera Blanda (%)
Celulosa	40-50	40-50
Hemicelulosa	25-35	25-30
Lignina	20-25	25-35
Pectina	1-2	1-2
Almidón	Rastrear	Rastrear

Nota. Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

Ante la gran producción de madera, es necesario recalcar que existe una gran cantidad de residuos de diferentes especies que se generan a partir de actividades forestales o de las industrias de transformación, como ramas, astillas, aserrín, entre otras. Esta biomasa puede ser empleada como biocombustible, ya sea directamente o a través de un proceso de transformación, y poder generar energía. El uso de biomasa residual tiene múltiples beneficios como la disminución de la dependencia de combustibles fósiles, menor acumulación de residuos, menor contaminación ambiental, la diversificación energética, menor riesgo de autoignición, incremento de empleos, entre otros.

1.2.2 Producción promedio de residuos y energía potencial

Como consecuencia de actividades forestales y de transformación de la madera se genera cierta cantidad de biomasa residual la cual puede ser estimada al multiplicar por un factor a la producción total, siguiendo la siguiente ecuación (Assureira & Assureira, 2017):

$$R_{wt} = TCP * F \quad (1)$$

Donde:

R_{wt} : Monto total de residuos disponibles (TM)

TCP : Producción total del cultivo (TM)

F : Factor que establece la generación de residuos

Por otro lado, para estimar la cantidad de energía potencial que se puede aprovechar de los residuos disponibles se puede multiplicar el monto total generado por su capacidad calorífica, siguiendo la siguiente ecuación (Assureira & Assureira, 2017):

$$R_e = R_{wt} * PCS * (2.388458966275 * 10^{-8}) \quad (2)$$

Donde:

R_e : Monto total de energía disponible (TOE = tonne of oil equivalent)

PCS : Poder calorífico superior del residuo (en kJ/kg)

Dentro de la biomasa forestal residual generada, se distinguen dos grupos, el primero se origina en el propio bosque y está compuesto por árboles muertos, ramas y arbustos, los cuales son abandonados. El segundo grupo incluye a los aserraderos e industrias de transformación de la madera, las cuales generan residuos como cortezas, virutas, astillas y aserrín.

Para determinar la cantidad de residuos madereros generados se emplea la ecuación (1), la cual relaciona la producción total del cultivo y los factores de generación de residuos, de esta manera, se despeja la cantidad inicial de la materia prima y luego se halla el monto residual disponible. Teniendo en cuenta recursos forestales como la madera rolliza, aserrada, laminada y contrachapado (ver Tabla 2) y su respectivo factor de generación, se elaboró la Tabla 4, indicando la generación promedio de residuos:

Tabla 4. Generación de residuos forestales en el Perú.

Recurso forestal	Factor de generación de residuos [F] ^[1]	Producción promedio (m ³ /año) [TCP * (1 - F)]	Producción total del cultivo (m ³ /año) [TCP]	Generación promedio de residuos (m ³ /año) [R _{wt}]	Generación promedio de residuos (TM/año) ^[2]
Madera rolliza	-	1 294 501.64	2 589 003.28	-	-
Madera aserrada	0.5	596 547.14	1 193 094.28	596 547.14	178 964.14
Contrachapado	0.5	25 797.26	51 594.52	25 797.26	7 739.18
Madera laminada	0.1	2 942.27	3 269.19	326.92	98.08
Producción total				622 671.32	186 801.40
^[1] Datos tomados de Koopmans & Koppejan (1998)					
^[2] Valor de densidad referencial del autor de 300 kg/m ³					

Se observa que la madera aserrada genera 178 964.14 toneladas métricas de residuos, representando un 95.80% del total generado, por lo que, con la ayuda de la ecuación (1), se propone la Tabla 5 en base a cada departamento en función de la producción de madera aserrada (ver Tabla 1) la cual presenta la generación promedio de residuos macizos y aserrín:

Tabla 5. Generación de residuos forestales en base a la producción de madera aserrada por departamento.

Departamento	Producción promedio de madera aserrada (m ³ /año) [TCP * (1 - F)]	Producción total del cultivo (m ³ /año) [TCP]	Generación promedio de aserrín (m ³ /año) [R _{wt1}]	Generación promedio de residuos macizos (m ³ /año) [R _{wt2}]	Generación promedio de aserrín (TM/año) ^[2]	Generación promedio de residuos macizos (TM/año) ^[2]
			F ₁ =0.12 ^[1]	F ₂ =0.38 ^[1]		
Loreto	188 999.98	377 999.96	45 360.00	143 639.98	13 608.00	43 092.00
Ucayali	182 685.39	365 370.78	43 844.49	138 840.90	13 153.35	41 652.27
Madre de Dios	105 031.67	210 063.34	25 207.60	79 824.07	7 562.28	23 947.22
Huánuco	46 026.68	92 053.36	11 046.40	34 980.28	3 313.92	10 494.08
Junín	34 298.56	68 597.12	8 231.65	26 066.91	2 469.50	7 820.07
Pasco	33 533.02	67 066.04	8 047.92	25 485.10	2 414.38	7 645.53
Otros	5 971.86	11 943.72	1 433.25	4 538.61	429.98	1 361.59
Total	596 547.14	1 193 094.32	143 171.32	453 375.84	42 951.40	136 012.75

^[1]Datos tomados de Koopmans & Koppejan (1998)
^[2]Valor de densidad referencial del autor de 300 kg/m³

Como se ha indicado en la Tabla 4, el factor de generación residuos de la madera aserrada es de 50%, indicando que la mitad de la materia prima pasa a ser madera aserrada y la otra mitad son residuos generados. Estos residuos se dividen en aserrín y residuos macizos, teniendo factores de generación de 12% y 38% respectivamente. Como resultado, se estima la generación promedio de aserrín de 42 951.40 toneladas métricas. Entre los departamentos que destacan se encuentran Loreto, Ucayali y Madre de Dios, pertenecientes a la selva, con un monto total de 34 323.63 toneladas métricas de aserrín, representando un 79.91% del monto total generado.

Los valores de la generación de aserrín en toneladas métricas y un valor promedio del poder calorífico de residuos forestales se emplean en la ecuación (2) con el objetivo de hallar el monto de energía potencial en los residuos madereros disponibles. De esta forma, se propone

la Tabla 6 en base a la producción de madera aserrada de diferentes especies (ver Tabla 2) la cual indica la energía promedio disponible según la generación de aserrín:

Tabla 6. Energía potencial del aserrín generado en base a la producción de madera aserrada por especies.

Especie	Producción promedio de madera aserrada (m ³ /año) [TCP * (1 - F)]	Producción total del cultivo (m ³ /año) [TCP]	Generación promedio de aserrín (m ³ /año) [R _{wt1}]	Generación promedio de aserrín (TM/año) ^[2]	Energía promedio disponible (TOE/año) ^[3] [R _{e1}]
			F ₁ =0.12 ^[1]		
Shihuahuaco	87 190.40	174 380.80	20 925.70	6 277.71	2 815.81
Tornillo	80 702.92	161 405.84	19 368.70	5 810.61	2 606.29
Cachimbo	38 523.73	77 047.46	9 245.70	2 773.71	1 244.12
Cumala	34 141.39	68 282.78	8 193.93	2 458.18	1 102.59
Copaiba	33 853.45	67 706.90	8 124.83	2 437.45	1 093.29
Huayruro	18 289.05	36 578.10	4 389.37	1 316.81	590.64
Cumala caupuri	16 288.97	32 577.94	3 909.35	1 172.81	526.05
Bolaina blanca	15 867.01	31 734.02	3 808.08	1 142.42	512.42
Bolaina	11 844.81	23 689.62	2 842.75	852.83	382.53
Eucalipto	9 484.32	18 968.64	2 276.24	682.87	306.30
Pino	7 571.09	15 142.18	1 817.06	545.12	244.51
Otros	242 790.00	485 580.00	58 269.59	17 480.88	7 840.88
Total	596 547.14	1 193 094.28	143 171.31	42 951.39	19 265.45

^[1] Datos tomados de Koopmans & Koppejan (1998)
^[2] Valor de densidad referencial de 300 kg/m³
^[3] PCS = 18.78 MJ/kg. Dato tomado de Gonzalez-Salazar et al. (2014)

Se puede observar una generación promedio de aserrín de más de 40 000 toneladas métricas por año dispersas por todo el Perú, que tienen potencial energético. Se estima que esta biomasa residual tendría una energía promedio potencial es de 19 265.45 TOE/año, lo cual es equivalente a 806.61 TJ/año. Entre las especies que destacan por la mayor generación de aserrín se tiene al Shihuahuaco y el Tornillo.

1.2.3 Centros de transformación

Como se ha visto en la Tabla 4, gran parte de los residuos forestales se generan a partir de la madera aserrada, en consecuencia, sería beneficioso precisar la cantidad de lugares de transformación de la madera, como los aserraderos, que existen por departamento en el país. Por esta razón, se elaboró la Tabla 7, indicando la cantidad de centros de transformación registrados por departamento:

Tabla 7. Cantidad de aserraderos por departamento.

Departamento	Cantidad de Aserraderos ^[1]
Arequipa	8
Cajamarca	6
Cusco	55
Junín	47
Loreto	37
Madre de Dios	1
Pasco	17
San Martín	19
Ucayali	54
Otros	43
TOTAL	287

^[1]Datos tomados de “Anuario Forestal y de Fauna Silvestre 2019”, por Servicio Nacional Forestal y de Fauna Silvestre (2019).

En la Tabla 7, los departamentos con mayor cantidad de aserraderos registrados se encuentran en la región de la selva y parte de la sierra. Además, la Tabla 5 indica que los departamentos con mayor generación de residuos por año se encuentran en la selva. Por lo que se propone la Tabla 8, indicando algunos centros de transformación:

Tabla 8. Algunos centros de transformación en Loreto, Madre de Dios y Ucayali.

Departamento	Loreto ^[1]	Madre de Dios	Ucayali
Nombre del centro de transformación	<ul style="list-style-type: none"> • Consorcio Forestal Loreto SAC • Aserradero Netrimac SAC • Huracán Inversiones EIRL • Multiservicios Ramos • Aserradero Campos • Inversiones la Oroza SRL • Industria Maderera Acuña SAC • Raíces Verdes 	<ul style="list-style-type: none"> • Grupo Aserradero Espinoza • Forestal Otorongo SAC 	<ul style="list-style-type: none"> • Industrias y Servicios forestales Vásquez SAC • Aserradero San Juan SAC • Maderera Pacifico Internacional SRL • Maderera Luis Antonio • Aserradero Nuevo San Martín SAC • Aserradero Leo Guzmán • Aserradero Vásquez • Grupo Henderson

^[1] Datos tomados de <http://gerfor.regionloreto.gob.pe/>

Debido a la cantidad de aserraderos y a la gran generación de aserrín, las regiones de la Tabla 8 son zonas importantes en donde se pueda emplear tecnologías de densificación, como la peletizadora de matriz plana. Entre estas tenemos a las zonas cercanas a la quebrada de Manantay (Pucallpa) e Iquitos.

1.3 Biomasa Residual Forestal

1.3.1 Caracterización

Existe una gran diversidad de biomasa residual forestal por lo que es necesario evaluar la posibilidad del aprovechamiento energético. Se realizan evaluaciones que determinarán la viabilidad de un proceso de conversión de la biomasa en energía.

1.3.1.1 Análisis elemental

Determina el porcentaje de los elementos más importantes como el carbono, el hidrógeno, el oxígeno, el nitrógeno, el azufre entre otras. En la combustión, se quema la parte orgánica de la biomasa liberando energía en el proceso. Es conveniente grandes porcentajes de materia orgánica presentes en la composición de la materia prima. Se elaboró la Tabla 9, indicando la composición promedio de elementos de la madera:

Tabla 9. Contenido promedio de elementos en la madera.

Elementos	Rango (%) – En base seca
Carbono	45-50%
Hidrógeno	6.0-6.5%
Oxígeno	38-42%
Nitrógeno	0.1-0.5%
Azufre	Max 0.05

Nota. Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

1.3.1.2 Tamaño y distribución de partículas

Para generar productos que sean fáciles de manipular es necesario acondicionar y transformar la biomasa residual. La distribución y el tamaño de partículas afecta a la durabilidad y densidad de productos compactados debido al área de contacto entre las partículas.

1.3.1.3 Humedad

Es la relación entre la masa de agua y la masa total. Porcentajes elevados podrían causar inestabilidad en productos densificados, además de poca durabilidad y posible descomposición,

además que, en procesos como la combustión, parte de la energía liberada se presta para evaporizar el agua por lo que perjudica el poder calorífico. Se elaboró la Tabla 10, indicando las humedades de algunas biomásas:

Tabla 10. Contenido de humedad de diversas biomásas sólidas.

Biomasa	%Humedad
Madera fresca	45%
Astillas frescas	50%
Virutas de sauce	35%-40%
Aserrín y astillas - Fresco	50%-55%
Aserrín seco	5%-15%
Residuos de Carpintería	5%-10%
Residuos de Contrachapado	35%-50%
Datos tomados de Abdoli et al. (2018)	

1.3.1.4 Porcentaje de cenizas

La ceniza es la materia inorgánica producto de la combustión que puede generar escoria y un aumento en las emisiones de polvo. La evaluación indica la cantidad de materia sólida no combustible en relación con la materia seca total, por lo que es conveniente que el valor sea el menor posible. Se elaboró la Tabla 11, indicando los porcentajes de cenizas de diversas biomásas:

Tabla 11. Porcentaje de cenizas de diversas biomásas.

Biomasa	%Cenizas
Madera blanda	0.3-0.7
Corteza de madera blanda	2.5-4.0
Madera dura	0.5-2.5
Corteza de madera dura	3.3-4.5
Eucalipto	0.7-1.2
Álamo y Sauce	1.4-4.5
Paja	4.0-6.0
Datos tomados de Abdoli et al. (2018)	

1.3.1.5 Poder calorífico

Es la relación entre la energía liberada en forma de calor y la masa quemada. El poder calorífico superior (PCS) es aquel calor que se produce verdaderamente en la combustión. Por otro lado, El poder calorífico inferior (PCI) es el poder calorífico aprovechable. Se elaboró la Tabla 12, indicando los poderes caloríficos de algunas biomásas:

Tabla 12. Poder calorífico de diversas biomásas.

Biomasa	PCS MJ/kg	Fuente
Madera	13.48	(Arpi Trujillo & Calderón Todal, 2010)
Aserrín	18.80	
Paja arroz	15.21	(Basu, 2013)
Cascara arroz	15.37	
Arce	19.96	
Abeto Douglas	21.05	

1.3.1.6 Constituyentes celulares

Principalmente son la celulosa, la hemicelulosa, la lignina y los extractivos (ceras, grasas, etc.) que influyen en la durabilidad, resistencia y poder calorífico de los biocombustibles sólidos. La celulosa está encargada de formar un marco estructuralmente fuerte en las paredes celulares, la hemicelulosa contribuye a fortalecer la pared celular mediante la interacción con la celulosa, solo que es menos fuerte. Por otro lado, la lignina actúa como pegamento, agrupando las fibras de la celulosa y fortaleciendo la estructura total a la vez que la protege y la hace más resistente. Se elaboró la Tabla 13, indicando los porcentajes de algunas especies:

Tabla 13. Constituyentes celulares de algunas maderas.

Especie	Celulosa	Hemicelulosa	Lignina
Shihuahuaco ^[1]	48.40%	17.80%	33.80%
Cedro Americano ^[1]	48.10%	18.50%	33.40%
Pashaco ^[1]	50.20%	20.10%	29.70%
Ana caspi ^[2]	46.27%	13.24%	36.26%
Panguana ^[2]	51.35%	11.35%	36.53%
Pashaco Blanco ^[2]	57.01%	10.09%	28.43%
Marupa ^[2]	52.72%	15.56%	30.78%
Eucalipto ^[3]	45.00%	19.20%	31.30%
Pino Silvestre ^[3]	40.00%	28.50%	27.70%
Tornillo ^[4]	54.07%	11.69%	29.73%
Cumala Blanca ^[4]	50.25%	14.00%	24.74%
Cumala Colorada ^[4]	50.19%	12.55%	22.06%

^[1] Datos tomados de “Chemical of 36 Brazilian Amazon forest Wood species”, por Santana & Okino (2007)
^[2] Datos tomados de “Estudio de la composición química de la madera de diez especies maderables potenciales de bosques secundarios y primarios residuales”, por AIDER (2012)
^[3] Datos tomados de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)
^[4] Datos tomados de “Determinación de la composición química del Acrocarpus fraxinifolius (Cedro rosado), proveniente de la zona de Aguayita”, por Chuman Iglesias (2010)

1.4 Biocombustibles Sólidos

Herguedas et al. (2012) define al biocombustible como aquel combustible sólido, no fósil, compuesto por materia orgánica de origen vegetal, animal, o producido a partir de la misma mediante procesos físicos, susceptible de ser utilizado en aplicaciones energéticas. Su origen engloba distintos sectores productivos: desde los cultivos agrícolas o los aprovechamientos forestales, hasta los residuos producidos en industrias agroalimentarias o forestales. (p. 81).

1.4.1 Tipos de biocombustibles sólidos

Dentro de los distintos sectores productivos, especialmente en los aprovechamientos forestales y las industrias de transformación de la madera, existen varios tipos de biocombustibles sólidos, los cuales pueden ser generados a partir de residuos directamente o a través de una transformación. Entre estos tenemos a los siguientes:

- **Carbón:** Proviene de especies leñosas y de cultivos energéticos forestales, de restos de operaciones silvícolas y de recortes procedentes de las industrias forestales. Posee alto contenido de carbono y poder calorífico, se produce debido a combustión de la materia prima en ausencia de aire. Son utilizados en combustión directa en calderas o estufas.
- **Astillas:** Principalmente proviene de residuos de actividades forestales y son originados debido a procesos de corte o triturado. Tienen apariencia de trozos pequeños, largos y planos de forma irregular. Son utilizados para la combustión directa de calderas o estufas, formación de carbón vegetal o formación de productos densificados. Se puede usar de forma doméstica para cocinar.
- **Aserrín:** Residuo compuesto por partículas pequeñas producto de procesar biomasa leñosa. Es originado principalmente en la industria de transformación de la madera y es utilizado para la formación de productos densificados, como los pellets y las briquetas.

- **Densificados:** Proviene de cultivos energéticos agrícolas y forestales, restos de la industria maderera o residuos urbanos. Son productos aglomerados cuya densidad se incrementó debido a la compactación, facilitando el almacenamiento y transporte de estos. Son utilizados para la combustión directa en calderas o estufas.

Las astillas y el aserrín tienen la desventaja de ser muy voluminosos, por lo que tienen muy baja densidad energética, además que aumentan los costos de almacenamiento y transporte debido al gran espacio que ocupan. En contraste, los biocombustibles densificados fomentan el uso de biomasa residual y satisfacen las carencias mencionadas anteriormente, la materia prima se compacta y aumenta la densidad del producto, aumentando el poder calorífico y la densidad energética, en suma, son más fáciles de transportar, almacenar y dosificar en procesos de conversión energética.

Entre los biocombustibles densificados más importantes resaltan las briquetas y los pellets de madera:

- **Briquetas:** Son cilindros de dimensiones medianas, poseen hasta 130 milímetros de diámetro y longitudes hasta 30 centímetros. Su densidad real es mayor a 1000 kg/m^3 y se fabrican mediante la compactación de la materia prima, alcanzando presiones altas a la vez que se calienta el material. Se pueden usar ciertos aglutinantes artificiales para facilitar la aglomeración del material y reducir la fricción en el proceso.
- **Pellets:** Son cilindros de dimensiones pequeñas, presentan diámetros hasta 8 milímetros y longitudes hasta a 40 milímetros. Poseen densidades reales que alcanzan los 1200 kg/m^3 y se fabrican mediante la compactación de la materia prima alcanzando altas presiones. En ciertos casos no es necesario añadir aglutinantes al proceso.

Cada tipo de biocombustible sólido presenta diferentes densidades aparentes y ofrece cierto valor de energía por kilogramo de combustible, entonces para poder hallar su densidad

energética se procede a multiplicarlos. A modo de comparación, Se elaboró la Tabla 14, indicando la densidad, el poder calorífico y la densidad energética:

Tabla 14. Comparación de la densidad energética de biocombustibles.

Biocombustible sólido	Carbón ^[1]	Astillas ^[1]	Aserrín	Briqueta ^[3]	Pellet ^[1]
Densidad aparente (kg/m ³)	850.00	250.00	250.00 ^[4]	660.00	650.00
PCI (MJ/kg)	25.00	10.40	16.54 ^[2]	17.64	16.50
Densidad energética (GJ/m ³)	21.25	2.60	3.31	11.64	10.73
^[1] Datos tomados de “China – Biomass Cogeneration Development Project: Fuel Supply Handbook for Biomass-Fired Power Projects”, por World Bank (2010) ^[2] Dato tomado de “Characterization of sawdust residues for cyclone gasifier”, por Miskam et al. (2009) ^[3] Datos tomado de https://wightheat.co.uk/calorific.php ^[4] Datos tomado de “Diseño De Una Máquina Peletizadora En Base A La Disponibilidad De Residuos Madereros De la Ciudad De Cuenca Para Su Aprovechamiento Energético”, por Arpi Trujillo & Calderón Todal (2010)					

La densidad energética indica el potencial valor energético de un biocombustible que ocupa un determinado volumen. Esto es esencial en cuestiones de transporte y almacenamiento debido a que los biocombustibles con alta densidad energética proveen una mayor fuente de energía, a la vez que ocupan menor espacio. Se puede observar que el pellet supera al aserrín en densidad energética, dando a entender que el pellet ocupa menor espacio y brinda mayor energía.

CAPÍTULO 2

PELLETS DE RESIDUOS MADEREROS

Como se ha mencionado anteriormente, los pellets de madera son cilindros de dimensiones pequeñas, bajo ciertas normas, poseen diámetros hasta 8 milímetros y longitudes no mayores a 40 milímetros. Pueden producirse de residuos de madera, virutas o aserrín, poseen un incremento en su densidad aparente, el cual “aumenta desde 40-250 kg/m³ a 600-800 kg/m³” (Abdoli et al., 2018, p. 47). Para su fabricación, la compactación y adhesión de la materia prima surge de forma natural o mediante aditivos que “facilitan la formación de uniones inter – particulares en productos densificados” (García, 2016, p. 45). Además, se requieren bajos contenidos de humedad entre 5% a 15% y una baja granulometría.

Al comparar al pellet con la briqueta, se diferencian principalmente en las dimensiones. Las briquetas son más grandes y versátiles, pueden ser usados para la alimentación de varios sistemas, como calderas, estufas, hornos, chimeneas, etc. En cambio, la ventaja del pellet, al ser más pequeño, es que se puede automatizar fácilmente la alimentación del biocombustible en las calderas y estufas, a diferencia de la briqueta cuya reposición generalmente es manual.

Esta ventaja en la automatización de la alimentación en los pellets es muy bien recibida en industrias modernas, por lo que la producción y la demanda de pellets de madera ha ido aumentando con el paso de los años. Uno de los equipos más usados en la industria es el quemador de pellets, el cual es un sistema de generación de energía ecológico de dimensiones no tan grandes y de fácil de montaje que permite su instalación ya sea en estufas, chimeneas, calderas, entre otros. Puede tener encendido automático, trabajar con eficiencias altas y con diferentes potencias, dependiendo de la aplicación requerida.

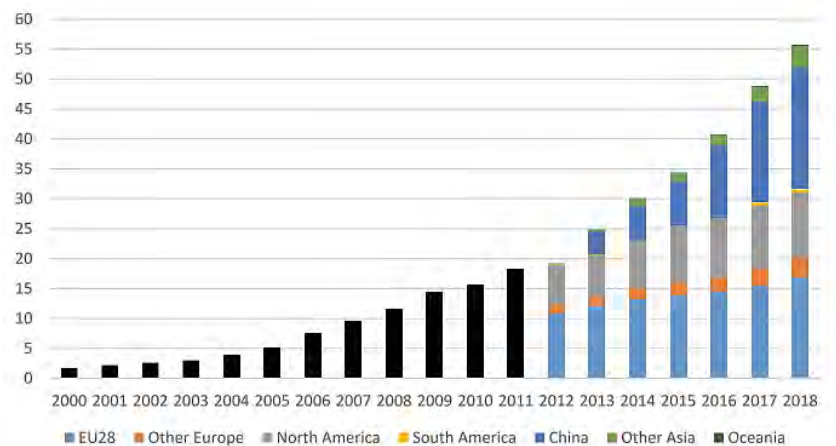


Figura 7. Evolución global de la producción de pellets (millones de toneladas).

Tomado de “Bioenergy Europe Pellet Report 2019”, por European Pellet Council (2019)

Según la Figura 7, se puede apreciar una producción creciente a partir del año 2000, con el paso del tiempo esta producción ha ido incrementado principalmente en Asia, la Unión Europea y Norte América (ver Figura 8), llegando a montos mayores a 50 millones de toneladas de pellets de madera.

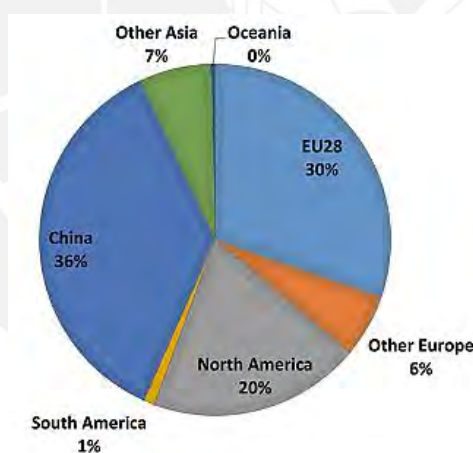


Figura 8. Distribución de la producción de pellets de madera en el año 2018.

Tomado de “Bioenergy Europe Pellet Report 2019”, por European Pellet Council (2019)

2.1 Proceso de Producción

Una vez se recibe la materia prima se inicia el proceso de secado para bajar los niveles de humedad, luego se almacena para procesos posteriores. Debido a que la materia prima suele contener impurezas y no suele ser homogénea en tamaño, pasa por un proceso de cribado y luego de triturado. Posteriormente se condiciona la humedad y temperatura para que el proceso

de peletizado sea adecuado. Una vez peletizado la materia prima, los pellets se enfrían y se vuelve a cribar para separar los finos. Finalmente se almacenan, se envasan y se distribuyen.

La Figura 9 muestra el esquema general de una planta de producción de pellets.

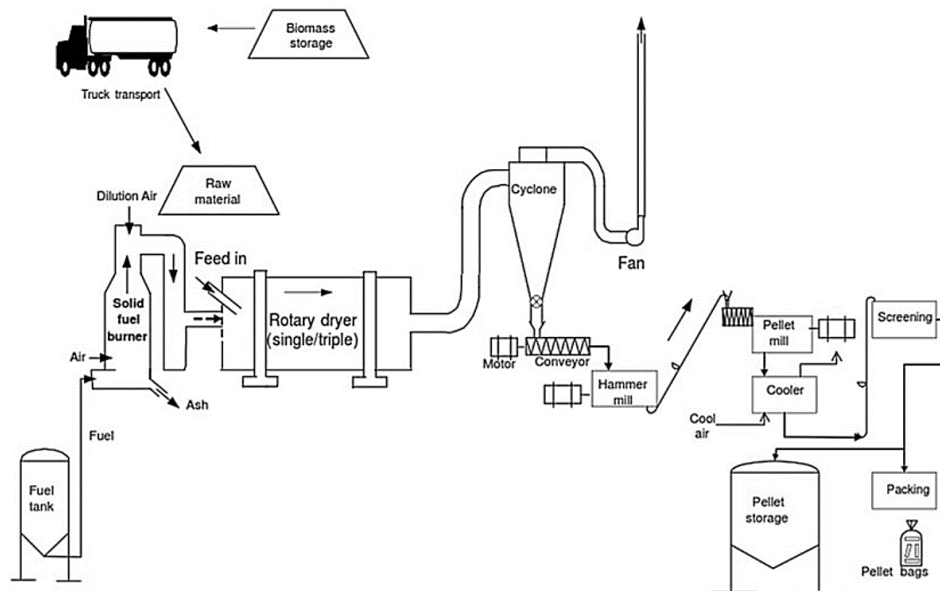


Figura 9. Esquema general de una planta de producción de pellets.

Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

2.1.1 Recepción de la materia prima

Los trozos de madera, virutas o de aserrín son transportados hasta la planta, usualmente se pesa el contenido para luego ser descargado (ver Figura 10). En caso la biomasa presente un exceso de humedad, se puede almacenar por un tiempo corto al aire libre mientras que, si está seca, se almacena dentro de la planta para evitar que se humedezca. Tener en cuenta que “el contenido de humedad adecuado para entrar en la peletizadora es del 10 al 15%” (Abdoli et al., 2018, p. 65).

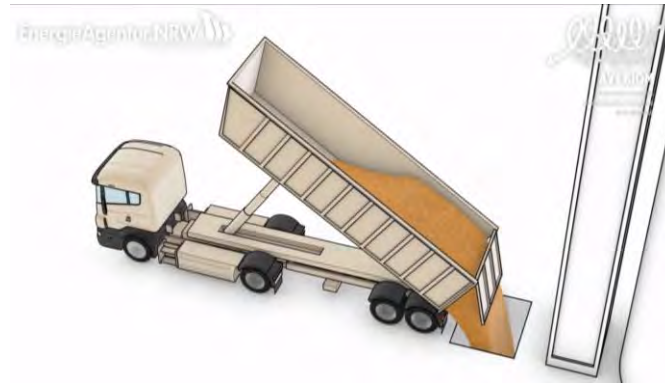


Figura 10. Recepción de la materia prima.

Tomado de <https://www.energieagentur.nrw/>

2.1.2 Secado

Las diferencias en el contenido de humedad pueden afectar negativamente el proceso de fabricación por lo que se seca la materia prima para eliminar el exceso de humedad de manera uniforme (ver Figura 11), aprovechando, en lo posible, el calor residual de otras fuentes de calor cercanas de la misma planta. La temperatura de secado depende del tiempo de retención, de la humedad del material y del contenido de humedad deseado, además, según el método de transferencia de calor existen secadores directos e indirectos:

- **Secado directo:** La fuente de calor entra en contacto directo con el material, normalmente se usan gases secos para evaporar el agua.
- **Secado indirecto:** La fuente de calor no entra en contacto con el material, están separadas por una superficie que es calentada por vapor, aceite o electricidad.

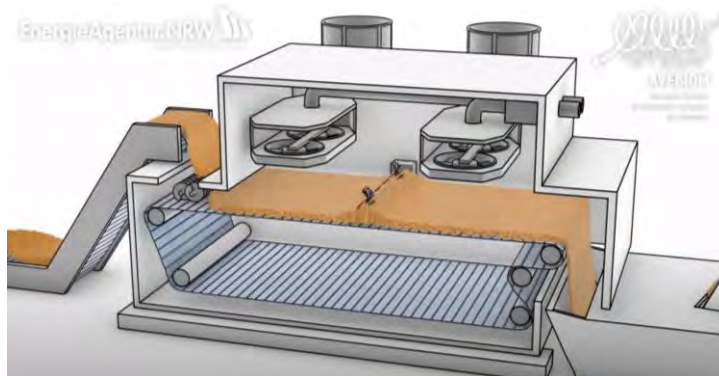


Figura 11. Secado de la materia prima.

Tomado de <https://www.energieagentur.nrw/>

2.1.2.1 *Secador de tambor rotario*

Su estructura se asemeja a un tambor que consta de una carcasa rotativa con cierta inclinación que produce el avance del material, además, presenta configuraciones de una hasta tres pasadas. El proceso de secado se puede realizar directa o indirectamente.

2.1.2.2 *Secador de banda*

La materia prima ingresa en una cinta horizontal, el gas de secado fluye sobre y a través del material para su deshidratación como en la Figura 11. A medida que los materiales avanzan se retiran o caen sobre la cinta inferior y se mueven en dirección opuesta para su retiro. Cada cinta se puede calentar de manera directa o indirectamente.

2.1.2.3 *Secador flash*

Se utiliza para secar a velocidades rápidas para eliminar la mayor parte de la humedad. La temperatura usada es más baja y requiere tamaños de partículas más pequeños. Poseen una estructura más compacta debido a que los tiempos de retención son más cortos y las temperaturas son más bajas.

2.1.3 Separación de impurezas

En esta etapa, la materia prima se transporta en una cinta, los imanes se utilizan para separar piedras, metales y otras impurezas presentes en la materia prima (ver Figura 12). Generalmente las impurezas más grandes se retiran manualmente.

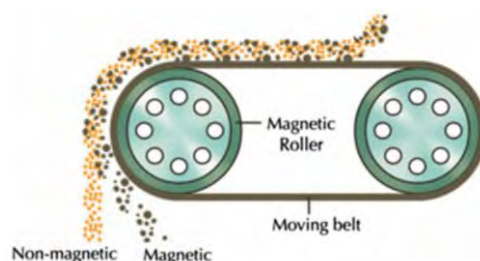


Figura 12. Separación de metales.

Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

2.1.4 Triturado

Se emplean molinos para triturar la materia prima hasta conseguir una masa homogénea con un tamaño de partícula deseado (ver Figura 13). Esto es ideal para crear pellets densos y de alta calidad. Los molinos de martillos y de rodillos son los más usados.

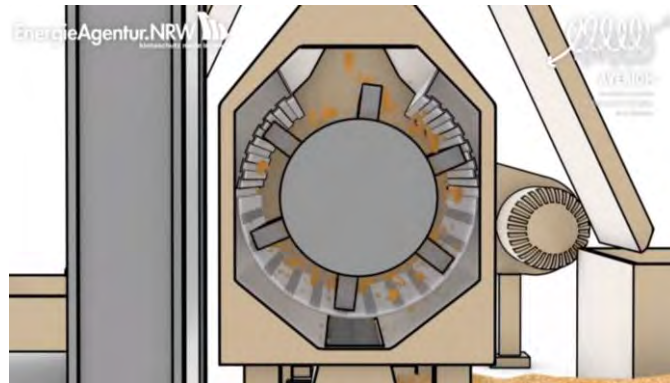


Figura 13. Molienda de la materia prima.

Tomado de <https://www.energieagentur.nrw/>

2.1.4.1 Molino de martillos

Está basado en una serie de martillos adjuntos a un disco giratorio que, al rotar, transmite movimiento hacia estos, por lo que la materia que entra al mecanismo es pulverizada por impacto. Son aptos para cualquier material y fibra, tienen un amplio rango de tamaño de partículas, además que su mantenimiento es barato. Por otro lado, pueden generar calor, ruido y emisiones de polvo.

2.1.4.2 Molino de rodillos

Constan de dos rodillos que se encargan de reducir el tamaño del material debido al conjunto de fuerzas generadas por los movimientos giratorios en sentidos inversos. Son eficientes, presentan una distribución uniforme del tamaño de la partícula, no generan ruido ni polvo, pero tienen un costo de mantenimiento alto.

2.1.5 Acondicionamiento

Se regula la temperatura y el porcentaje de humedad mezclando la materia prima con agua o vapor de agua. De esta manera la lignina y la hemicelulosa de las biomásas se suavicen y se logra un adecuado proceso de peletizado. El equipo a usar consiste en una cámara con un agitador rotatorio ajustable que determina el tiempo de la mezcla (ver Figura 14).

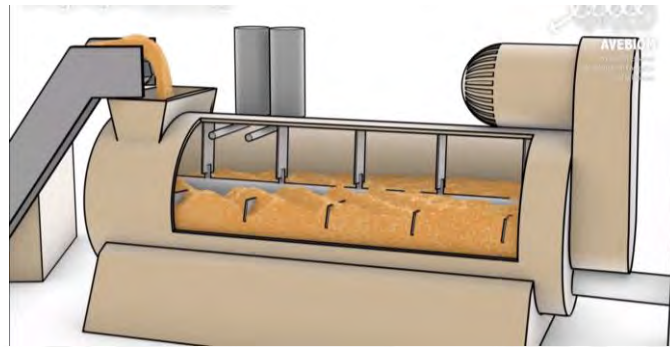


Figura 14. Acondicionamiento de la materia prima.

Tomado de <https://www.energieagentur.nrw/>

2.1.6 Peletizado

Los rodillos empujan la materia a través de los agujeros dispuestos en una matriz (ver Figura 15), debido a las altas presiones y al calor generado por la fricción, la lignina contenida en la madera se calienta e interactúa con la humedad para funcionar como adhesivo natural que asegura la forma y la estabilidad de los pellets. Al salir de la matriz se cortan a la longitud deseada.

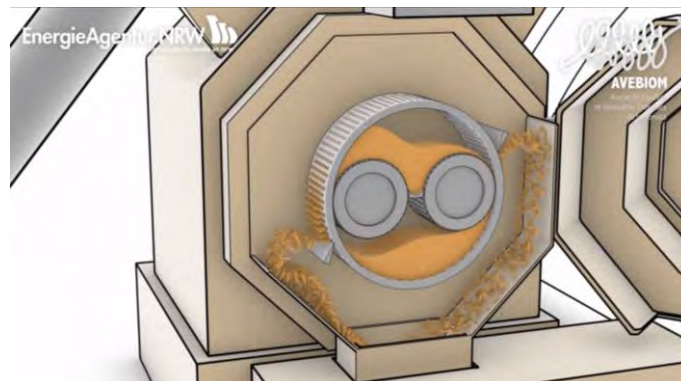


Figura 15. Peletizado de la materia prima.

Tomado de <https://www.energieagentur.nrw/>

2.1.7 Enfriamiento

Dentro de una cámara de enfriamiento ocurre el proceso como se muestra en la Figura 16. Los objetivos son la reducción de la temperatura luego del proceso de peletizado y la reducción del porcentaje de humedad añadido en la etapa previa de acondicionamiento. Como resultado, la temperatura y el contenido de humedad se reducen respectivamente hasta “20°C – 25°C y 8% – 12%” (Abdoli et al., 2018, p. 70).



Figura 16. Enfriamiento de la materia prima.

Tomado de <https://www.energieagentur.nrw/>

2.1.8 Cribado

Se eliminan las partículas finas, los residuos de abrasión y los pellets demasiado grandes. Los finos residuales se tamizan para separarlos de los pellets y que se puedan volver peletizar. La máquina consta de un motor que genera la vibración, unas mallas metálicas que provocan la separación de partículas y una estructura que sostiene la mallas y el motor (ver Figura 17).

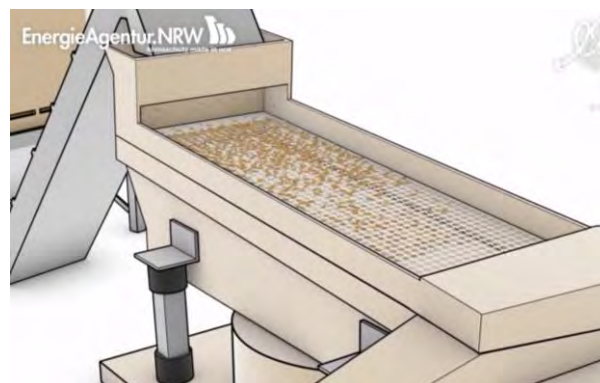


Figura 17. Cribado de la materia prima.

Tomado de <https://www.energieagentur.nrw/>

2.1.9 Almacenado y envasado

Con el objetivo de mantener la calidad y proteger el pellet de la humedad, se almacena el producto final, principalmente en salas cerradas y silos (ver Figura 18). En lo posible, se debe evitar mezclar pellets con otro combustible de madera almacenado para evitar problemas importantes durante el envasado, el transporte y el proceso de combustión.

Para el proceso de envasado, puede ser parte del proceso principal después del proceso de enfriamiento y cribado. Usualmente, un sistema de envasado está compuesto por una cinta transportadora, una tolva, un sistema de llenado dosificador y una balanza de pesaje. Los pellets se introducen en la tolva a través de una cinta transportadora y el sistema de llenado de dosificación controla el flujo de alimentación en las bolsas según el peso deseado. Finalmente, las bolsas se mueven mediante un transportador a la estación de sellado donde se cierra el envase.



Figura 18. Pellets almacenados en salas cerradas.

Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

2.2 Factores que influyen en la Producción

Después del secado, la separación de impurezas, el triturado y el acondicionamiento de la materia prima, se procede a analizar los diversos factores que afectan el proceso de peletizado.

2.2.1 Atributos de la materia prima

La humedad, el contenido y composición de las cenizas, el tamaño y la distribución granulométrica, así como el contenido de lignina, son factores importantes de la materia prima a analizar.

2.2.1.1 Humedad del aserrín

Es recomendable un bajo contenido de humedad ya que el agua ocupa los espacios que debería ocupar la materia prima, provocando inestabilidad en la estructura de los pellets, baja dureza, poca durabilidad y bajas densidades, como se ve en la Figura 19. No obstante, es imperativo un contenido mínimo de humedad ya que “el agua ayuda a aumentar las fuerzas de Van der Waals, incrementando así el área real de contacto de las partículas” (Mani et al., 2003, p. 5). De esta manera es posible que se desarrolle la autoadhesión en materias lignocelulósicas a elevadas temperaturas y presiones.

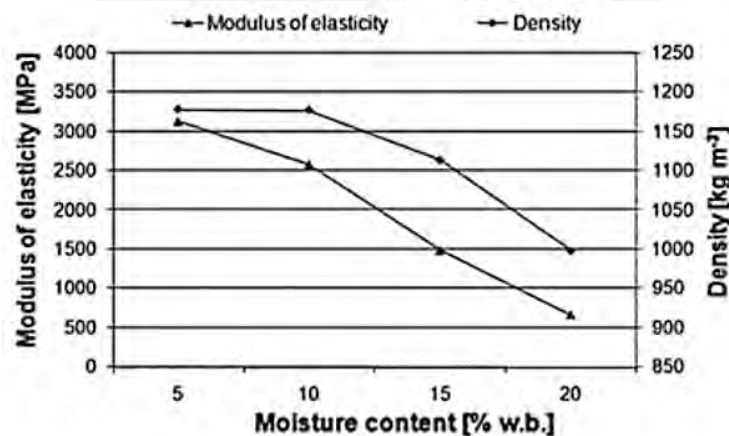


Figura 19. Efecto del contenido de humedad sobre la densidad y el módulo de elasticidad.

Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

2.2.1.2 Contenido y composición de cenizas

Los componentes de las cenizas se dividen en tres grupos: los autigénicos, los detríticos y los tecnogénicos. Dentro de los detríticos encontramos silicatos y oxi-hidróxidos cuyos fenómenos de desgaste “pueden ser importantes por la mayor abrasión-erosión” (Vassilev et

al., 2013, p. 71) en comparación con otros tipos de cenizas. Una alta concentración de minerales detríticos, como lo es la sílice (SiO_2), puede resultar perjudicial para las superficies de los componentes del sistema de extrusión de una peletizadora debido a su dureza, el cual tiene valor de 7 en la escala de Mohs. Se elaboró la Tabla 15, indicando la composición química de cenizas de diversas biomásas:

Tabla 15. Composición química y contenido en porcentaje de cenizas de diversos grupos de biomásas.

Grupo	SiO ₂	CaO	K ₂ O	P ₂ O ₅	Al ₂ O ₃	MgO	Fe ₂ O ₃	SO ₃	Na ₂ O	TiO ₂	Sum
1.- Biomasa Forestal											
Promedio	22.22	43.03	10.75	3.48	5.09	6.07	3.44	2.78	2.85	0.29	100.00
Mínimo	1.86	5.79	2.19	0.66	0.12	1.10	0.37	0.36	0.22	0.06	
Máximo	68.18	83.46	31.99	13.01	15.12	14.57	9.54	11.66	29.82	1.20	
2.- Biomasa Agrícola y Herbácea											
Promedio	33.39	14.86	26.65	6.48	3.66	5.62	3.26	3.61	2.29	0.18	100.00
Mínimo	2.01	0.97	2.29	0.54	0.10	0.19	0.22	0.01	0.09	0.01	
Máximo	94.48	44.32	63.90	31.06	14.60	16.21	36.27	14.74	26.20	2.02	

Nota. Tomado de “An overview of the composition and application of biomass ash. Part 1. Phase-mineral and chemical composition and classification”, por Vassilev et al. (2013)

Se observa en la Tabla 15 los grandes porcentajes de sílice que pueden llegar a tener las biomásas forestales y agrícolas. Es decir, un incremento en el porcentaje de cenizas representa un aumento del fenómeno abrasivo, originando daños y desgastando las superficies de los componentes que entren en contacto con la materia prima con concentraciones altas de sílice debido a la fricción que ocurre en el proceso de peletizado. Por lo que es recomendable para la fabricación de los componentes el uso de materiales adecuados como aceros aleados resistentes al desgaste o aceros inoxidable.

2.2.1.3 Tamaño y distribución granulométrica

Se debe evitar partículas muy pequeñas debido a que representan potenciales problemas de atascamiento y mantenimiento durante el proceso de peletizado, por otro lado, se debe eludir el uso de partículas de gran tamaño ya que los pellets son más susceptibles a romperse. De acuerdo a lo indicado en la Tabla 16 y la Figura 20, es recomendable el empleo de partículas menores a 2 mm de tamaño para obtener pellets con una densidad y durabilidad adecuada.

Tabla 16. Mejor distribución de tamaño de partículas para la producción de pellets madera de buena calidad a partir de biomásas lignocelulósicas.

Tamaño de tamiz (mm)	Material retenido en el tamiz
3.0	≤1%
2.0	≤5%
1.0	≈20%
0.5	≈30%
0.25	≈24%
<0.25	≥20%

Nota. Tomado de “Densificación Y Torrefacción De Biomasa De Chumbera (Opuntia Spp.) Y Jara (Cistus Spp.)”, por García (2016)

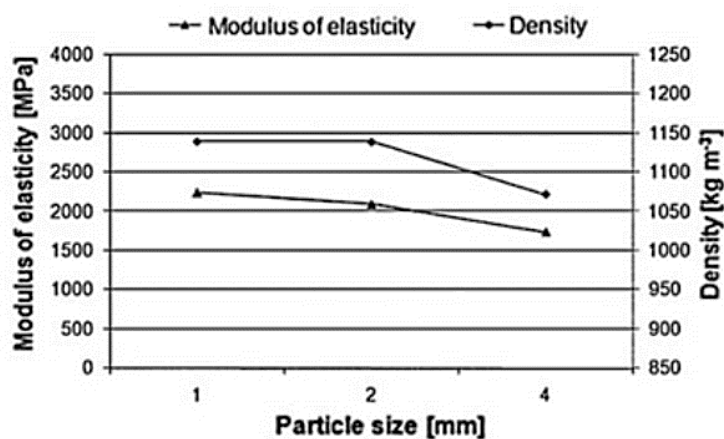


Figura 20. Efecto del tamaño de partícula sobre la densidad y el módulo de elasticidad.

Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

Respecto a la densidad, la Figura 20 muestra mayores valores al usar partículas de menor tamaño y existe una pendiente negativa al aumentar el tamaño de partícula. Esto se debe a que en la estructura del pellet existen espacios vacíos que son ocupados por partículas pequeñas en el proceso de peletizado debido a la presión ejercida, aumentando así la densidad.

Respecto a la durabilidad, esta también se eleva al usar partículas pequeñas. El empleo de partículas pequeñas al ocupar los espacios vacíos del pellet aumenta el área de contacto, mejorando los efectos de la autoadhesión en materias lignocelulósicas, de esta manera el pellet es más resistente y presenta en menor frecuencia rajones y fracturas en comparación al uso de partículas grandes.

2.2.1.4 Contenido de lignina

Durante la compresión de la materia prima, se genera un calentamiento que ablanda la lignina presente en la biomasa. Esto facilita los procesos de unión ya que la lignina actúa como un adhesivo. De esta manera, al aumentar el contenido de lignina, se obtienen pellets más compactos y con mayor durabilidad.

De acuerdo a Obernberger & Thek (2010), el punto de ablandamiento de la lignina está alrededor de 190°C a 200°C para biomásas secas como la madera seca, para materiales con un contenido de humedad de 10% la temperatura ronda los 130°C y para materiales con un contenido de humedad de 30% la temperatura es de 90°C a 100°C. (p. 61).

Es posible mejorar el efecto de ablandamiento a través del acondicionamiento de la materia prima, al aumentar su temperatura antes del proceso de peletizado, o aumentando la presión al dimensionar la matriz para incrementar la fricción y por consiguiente la temperatura del proceso. Cuando el contenido de lignina es alto, es probable una reducción en la presión de trabajo siempre y cuando el valor de durabilidad cumpla el estándar.

2.2.2 Variables del proceso

En el proceso de peletizado, la presión y la temperatura son factores importantes a analizar.

2.2.2.1 Presión

La presión es uno de los principales factores en el peletizado y determina el éxito de la compactación en el sistema de extrusión. Los rodillos al compactar la materia prima fuerzan a las partículas a aglomerarse y a rellenar los espacios vacíos lo que provoca el aumento del área de contacto y el efecto autoadhesivo entre estas. El incremento de la presión podría significar una mayor densidad y durabilidad del pellet (ver Figura 21), valores bajos de presión podrían dar lugar a potenciales atascamientos en la matriz, mientras que valores demasiado altos

podrían terminar en pequeños cambios de densidad y en potencia no aprovechada. Los valores dependen especialmente de la materia prima y del diseño de la matriz, sobre todo del coeficiente de fricción y de las dimensiones de los agujeros.

Stelte et al. (2011) afirma que la presión aumenta con la longitud del pellet, además, un aumento en la temperatura de la matriz disminuye la presión de peletizado debido a sustancias que actúan como lubricante debido a la fricción entre la biomasa y la superficie del acero. Para biomásas leñosas, la presión disminuye con el aumento del contenido de humedad y, también afirma que, el uso de partículas pequeñas produce un incremento en la presión de trabajo. Por último, concluye que presiones mayores a 250 MPa presentan incrementos diminutos en la densidad del pellet. (p. 3290).

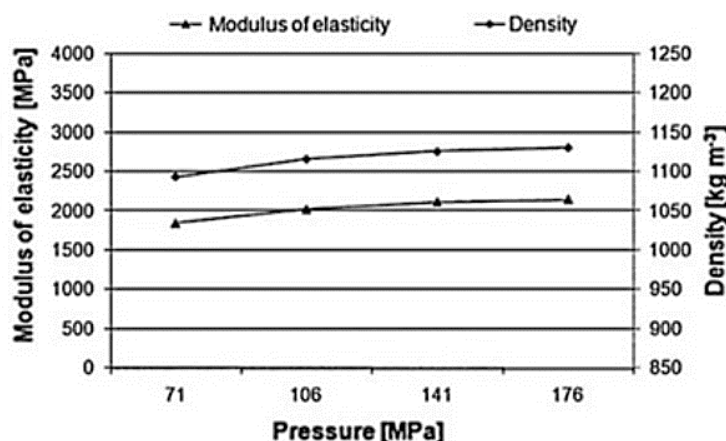


Figura 21. Efecto de la presión sobre la densidad y el módulo de elasticidad.

Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

2.2.2.2 Temperatura

Al aumentar la temperatura del peletizado se consigue evaporizar el agua presente en la materia prima, disminuyendo el contenido de humedad y aumentando la densidad del pellet independientemente de la presión, como se observa en la Figura 22 con una pendiente positiva. Además, el incremento de temperatura se puede relacionar a una reducción en la presión de trabajo, esto se debe a la liberación de algunos constituyentes de la materia prima que lubrican y reducen la fricción.

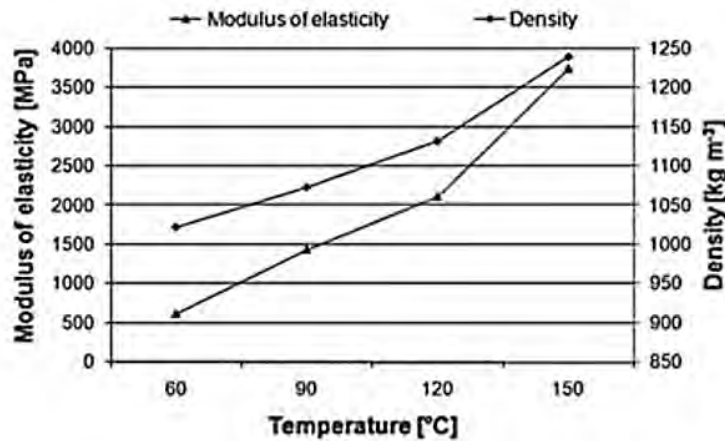


Figura 22. Efecto de la temperatura sobre la densidad y el módulo de elasticidad.

Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

Es posible reducir el efecto de la lubricación al aumentar la presión del proceso al agrandar el área de contacto de los agujeros en la matriz. Por otro lado, es posible disminuir la resistencia de la biomasa antes del proceso de compactación al acondicionar y calentar la materia prima, las altas temperaturas “promoverán la deformación plástica de las partículas termoplásticas, mejorando así la formación de enlaces” (Abdoli et al., 2018, p. 120). Este efecto es posible debido a la interacción de los aglutinantes dentro de la biomasa o los aditivos, “sin embargo, la temperatura no debe incrementarse más allá de la temperatura de descomposición de la biomasa el cual ronda los 300°C”. (Grover & Mishra, 1996, p. 13).

2.2.3 Atributos del producto final

La durabilidad, la densidad, la humedad, el porcentaje de fino, el porcentaje de cenizas y el poder calorífico son atributos del pellet necesarios a analizar.

2.2.3.1 Durabilidad

La durabilidad es una propiedad importante en el pellet como producto final, esta propiedad mejora las resistencias a la abrasión, compresión, impacto y a la humedad con el objetivo de evitar que los pellets sufran daños y fracturas al ser manipulados, transportados o almacenados. Los valores de durabilidad varían de acuerdo a los atributos de la materia prima

y las variables del proceso, anteriormente mencionados. No obstante, la presión es el factor más relevante debido a que al aumentar su valor se llega a elevar la durabilidad, la cual también está relacionada con la densidad, como se puede ver en la Figura 23. Esto se debe a una mayor aglomeración y compactación de partículas.

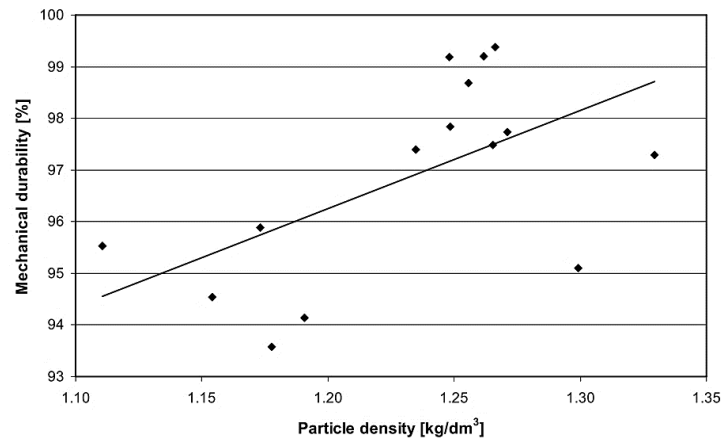


Figura 23. Relación entre Densidad y Durabilidad.

Tomado de “The pellet handbook: The production and thermal utilisation of biomass pellets”, por Obernberger & Thek (2010)

2.2.3.2 Densidad

La densidad real de un pellet se refiere al cociente entre la masa real y el volumen real, su valor ronda entre los 1000 kg/m³ y 1250 kg/m³, como se ha visto en la Figura 19, Figura 20, Figura 21 y Figura 22. Para incrementar la densidad de los pellets se requiere altas temperaturas que puedan evaporar el agua presente, presión moderada, bajos contenidos de humedad y pequeños tamaños de partículas para lograr una buena compactación.

2.2.3.3 Humedad

Como ya se ha mencionado anteriormente, un alto contenido de humedad afecta negativamente en la durabilidad y densidad en el pellet (ver Figura 24), además de ser propenso a una descomposición bacteriana o fúngica. En la combustión de los pellets, es recomendable valores bajos de humedad debido a que parte de la energía liberada evapora el agua, en consecuencia, el poder calorífico neto se reduce.

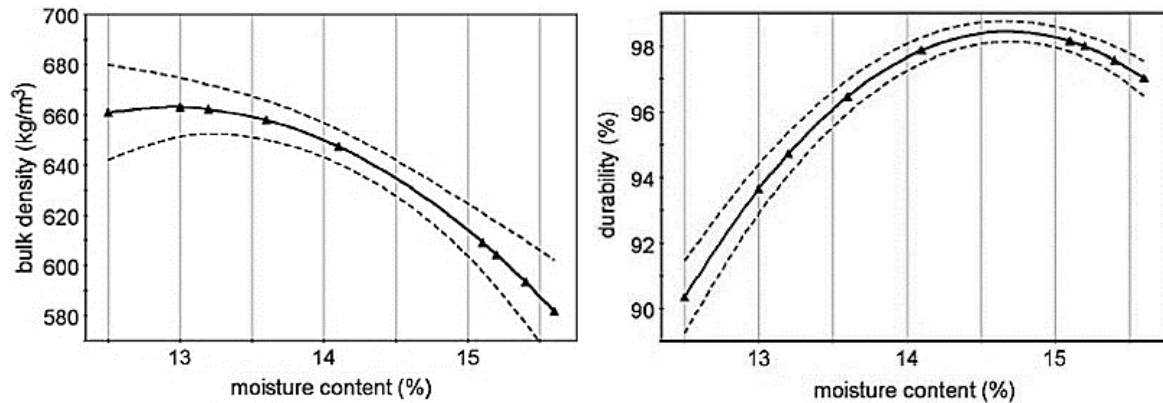


Figura 24. Efecto de la humedad sobre la densidad a granel (izquierda) y la durabilidad (derecha).

Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

2.2.3.4 Porcentaje de finos

Cuando se almacenan y transportan pellets se generan partículas finas a causa del roce constante entre estos. Esta situación deja en claro que, al encontrar un mayor porcentaje de finos, menor es la calidad del pellet debido a su baja durabilidad. Esto puede deberse a bajas temperaturas de operación, bajo contenido de humedad o dimensionamiento incorrecto de la matriz.

2.2.3.5 Porcentaje de cenizas

Un alto porcentaje de cenizas indica un pellet de mala calidad, además, “como resultado de la liberación y formación de diferentes especies de cenizas problemáticas pueden ocurrir diferentes problemas operativos en un sistema de combustión que utiliza biomasa como combustible” (Wang et al., 2012, p. 23). Estos problemas pueden ser la reducción de la eficiencia de conversión energética, corrosión, incrustaciones y la formación de depósitos de escoria en las superficies de los componentes.

2.2.3.6 Poder calorífico

El poder calorífico es el calor liberado en la combustión por unidad de masa, depende del porcentaje de cenizas y el contenido de humedad en el pellet. Como se muestra en la Figuras

25 y 26, el poder calorífico decrece a medida que el porcentaje de cenizas y el contenido de humedad aumentan.

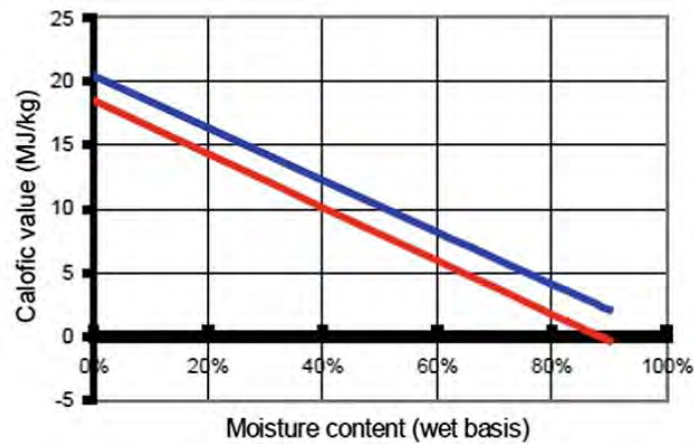


Figura 25. Efecto de la humedad en el PCS (azul) y PCI (rojo) de la madera sin corteza.

Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

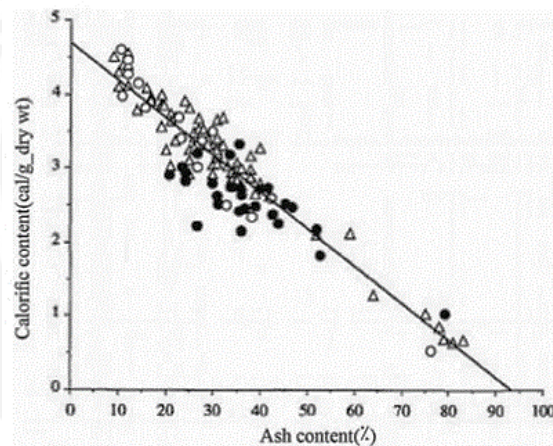


Figura 26. Efecto del porcentaje de cenizas en el poder calorífico.

Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

2.3 Estándares de Producción de Pellets de Madera

el Comité Europeo de Estandarización (CEN) creó un comité de normalización de biocombustibles sólidos (CEN/TC 335) el cual engloba briquetas, pellets, astillas de madera, troncos, madera entera, aserrín, fardos de paja (pequeños, grandes, redondos), entre otros. CEN/TC 335 permite todas las propiedades relevantes del combustible sean descritas e incluye tanto información normativa que debe proporcionarse sobre el combustible como información

informativa que se puede incluir pero que no es necesaria. Se elaboró la Tabla 17, indicando el estándar CEN de los pellets de madera:

Tabla 17. Estándar CEN para biocombustibles sólidos (pellet de madera)

Especificación normativa	
Dimensión (mm) Diámetro y Largo (L) ^a	D06 < 6 mm ± 0.5 mm L < 5*diámetro D08 < 8 mm ± 0.5 mm L < 4*diámetro D10 < 10 mm ± 0.5 mm L < 4*diámetro D12 < 12 mm ± 1 mm L < 4*diámetro D25 < 25 mm ± 1 mm L < 4*diámetro
Humedad (w/w% recibido)	M10 ≤ 10% M15 ≤ 15% M25 ≤ 25%
Cenizas (w/w% base seca)	A0.7 ≤ 0.7% A1.5 ≤ 1.5% A3 ≤ 3% A6 ≤ 6% A6+ > 6% (indicado)
Azufre (w/w% base seca) ^b	S0.05 ≤ 0.05% S0.08 ≤ 0.08% S0.10 ≤ 0.1% S0.20+ > 0.2% (indicado)
Durabilidad	DU97.5 ≥ 97.5% DU95 ≥ 95% DU90 ≥ 90%
Cantidad de finos (w-% < 3.15mm) ^c	F1 ≤ 1% F2 ≤ 2% F2+ > 2% (indicado)
Aditivos	Debe indicarse el tipo de contenido de auxiliares de compactación, inhibidores de la escoriación o cualquier otro aditivo.
Nitrógeno (w-% masa compactada)	N0.3 ≤ 0.3% N0.5 ≤ 0.5% N1 ≤ 1% N3 ≤ 3% N3+ > 3% (indicado)
Especificación informativa	
Poder calorífico neto (MJ/kg recién recibido) o densidad energética (kWh/m ³)	Recomendado para informar por cliente
Densidad a granel (kg/m ³)	Se recomienda indicar si se negocia por volumen
Cloro (w-% base seca)	Se recomienda indicarlo como Cl0.03, Cl0.07, Cl0.1 y Cl0.1+
a Máximo w-20% de los pellets puede tener una longitud de 7.5*diámetro b El azufre es normativo solo para biomásas tratadas químicamente c Después de la producción en la puerta de la fábrica, en el último lugar posible en el sitio de producción	

Nota. Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

Además, se crea un Estándar Europeo (EN 14961-2) solamente para pellets de madera. Ante esto, el sistema de certificación ENPlus ayuda a implementarlo por toda Europa. En el año 2014, ISO 17225-2 reemplaza al anterior estándar, y se encuentra vigente hasta la

actualidad, por lo que ENPlus decide seguir el estándar ISO. Según ISO 17225-2: “Biocombustibles sólidos. Especificaciones y clases de combustibles. Parte 2: Clases de pellets de madera.”, se elaboró la Tabla 18, indicando los estándares de prueba y parámetros de los pellets de madera:

Tabla 18. Especificaciones ENPlus de clases de calidad de pellets de madera.

Propiedades	Unidades	Requerimientos			Estándar de prueba
		ENPlusA1	ENPlusA2	ENPlusB	
Diámetro	mm	D06, 6 ± 1.0 // D08, 8 ± 1.0			ISO 17829
Longitud ¹	mm	$3.15 \leq L \leq 40$			ISO 17829
Humedad ⁴	p - %	≤ 10.0			ISO 18134
Contenido de cenizas	p - % ⁵	≤ 0.7	≤ 1.2	≤ 2.0	ISO 18122
Durabilidad mecánica	p - %	≥ 98	≥ 97.5		ISO 17831-1
Cantidad de finos ²	p - %	Envases ($\leq 20\text{kg}$): ≤ 0.5 Envases ($\geq 20\text{kg}$): ≤ 1.0			ISO 18846
Poder calorífico neto ⁴	MJ/kg	≥ 16.5			ISO 18125
Densidad a granel ⁴	kg/m ³	$600 \leq \text{Densidad} \leq 750$			ISO 17828
Aditivos ³	p - %	≤ 2			-
Nitrógeno	p - % ⁵	≤ 0.3	≤ 0.5	≤ 1.0	ISO 16948
Azufre	p - % ⁵	≤ 0.04	≤ 0.05		ISO 16994
Cloro	p - % ⁵	≤ 0.02	≤ 0.03		ISO 16994
Arsénico	mg/kg	≤ 1			ISO 16968
Cadmio	mg/kg	≤ 0.5			ISO 16968
Cromo	mg/kg	≤ 10			ISO 16968
Cobre	mg/kg	≤ 10			ISO 16968
Plomo	mg/kg	≤ 10			ISO 16968
Mercurio	mg/kg	≤ 0.1			ISO 16968
Níquel	mg/kg	≤ 10			ISO 16968
Zinc	mg/kg	≤ 100			ISO 16968
Temperatura de fusión de cenizas	°C	≥ 1200	≥ 1100		CEN/TC 15370-1
1. Se admite un 1% de pellets con longitud superior a 40mm. La longitud máxima debe ser ≤ 45 mm 2. Partes de tamaño inferior a 3.15 mm 3. Los tipos de aditivos deben ser definidos. 4. Tal y como fue recibido 5. El porcentaje es una fracción másica de materia seca.					

Nota. Tomado de “Pellet Quality Requirements”, por European Pellet Council (2015).

2.4 Equipos Empleados

2.4.1 Peletizadora de matriz anular

Usada para producciones masivas en la industria, se caracteriza por su robustez y complejidad. El equipo se basa principalmente en un sistema de alimentación y acondicionamiento, ubicado en la parte superior del equipo, y la cámara de peletizado, compuesta por la matriz anular, los rodillos interiores y el sistema de cuchillas (ver Figura 27).

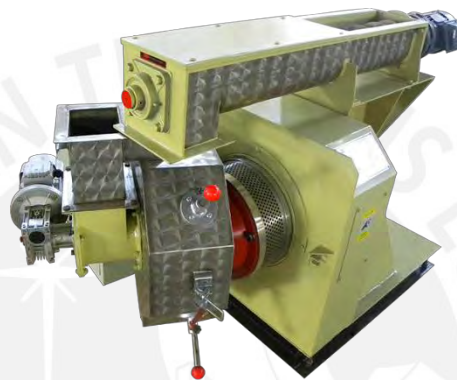


Figura 27. Peletizadora de matriz anular.

Tomado de <https://www.peletizadoras.com/>

Una vez acondicionada la temperatura y humedad de la biomasa, esta pasa a la cámara de peletizado en donde es extruida debido a la presión entre la matriz anular y los rodillos interiores, y posteriormente cortada por el sistema de cuchillas (ver Figura 28).

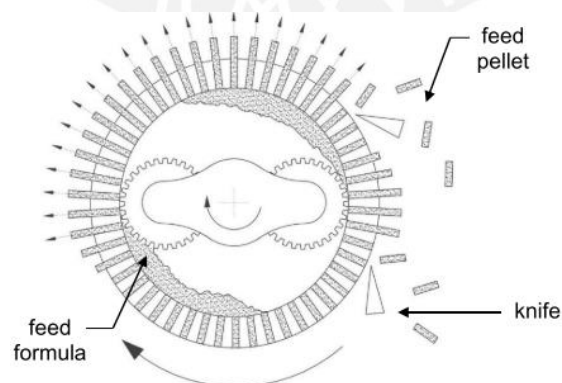


Figura 28. Peletizado en matriz anular.

Tomado de "Production Machinery – Feed Pellet Mill – Specifications", por B.A.F.S. (2019)

2.4.2 Peletizadora de matriz plana

Diseñadas para producciones de pellets de pequeña y mediana escala, no son tan complejas a comparación con las peletizadoras de matriz anular. Consisten en una tolva y una cámara de peletizado, compuesta por una matriz plana con rodillos montados encima y un sistema de cuchillas (ver Figura 29).



Figura 29. Peletizadora de matriz plana.

Tomado de <https://www.peletizadoras.com/>

Este tipo de máquinas no presenta un sistema de acondicionamiento, pero la materia prima aún tiene que cumplir ciertas exigencias respecto a contenido de humedad y tamaño de partículas. La biomasa pasa directamente a la cámara de peletizado en donde es extruida por los rodillos ubicados encima de la matriz, el giro de cualquiera de los dos ejerce una presión que forma el pellet el cual es cortado por cuchillas situadas en la parte inferior (ver Figura 30).

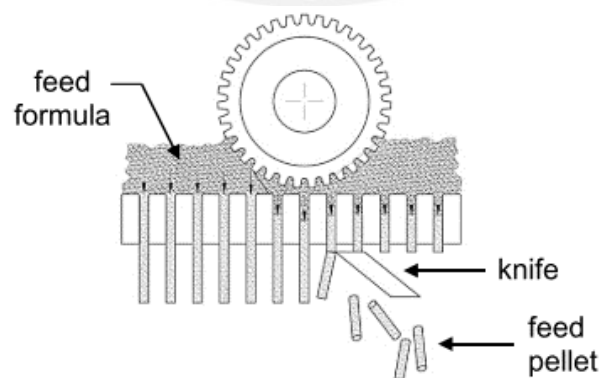


Figura 30. Proceso de peletizado en matriz plana.

Tomado de "Production Machinery – Feed Pellet Mill – Specifications", por B.A.F.S. (2019)

CAPÍTULO 3

PELETIZADORA DE MATRIZ PLANA

En este capítulo se estudiará el proceso de peletizado en una peletizadora de matriz plana, se brindará información acerca de su clasificación, además de la diferencia entre el tipo D y el tipo R. También, se presentarán los componentes generalmente presentes en una máquina comercial, como los elementos de transmisión, elementos de corte y componentes del sistema de extrusión, compuesto por la matriz plana y los rodillos de compactación, tratando temas como materiales de fabricación, superficie de los rodillos, espesor de matriz, índice de compresión, cantidad y espaciado de agujeros, entre otros.

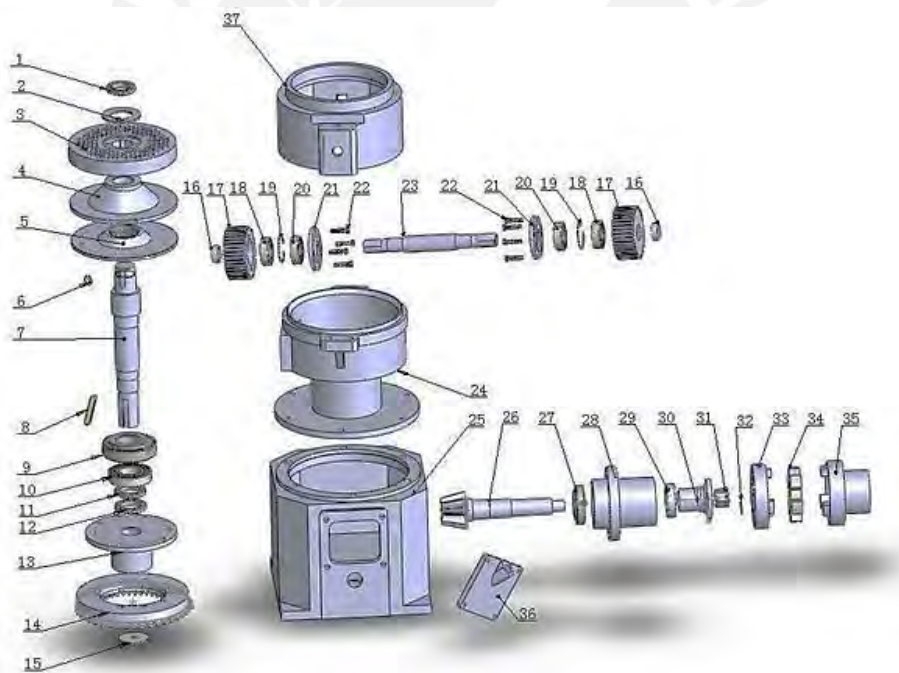


Figura 31. Componentes en la vista explosionada de una peletizadora de matriz plana.

Tomado de <http://www.pelletmillparts.com/>

El motor conectado a los elementos de transmisión fuerza al eje principal a mover la matriz plana giratoria por lo que la materia prima será comprimida y extruida a través de los agujeros de la matriz plana gracias a los rodillos, al salir de la matriz el pellet se habrá formado y será cortado por una cuchilla. Los componentes varían según el fabricante por lo que es

posible encontrar diversos diseños. Se elaboró la Tabla 19, indicando los componentes generalmente presentes en una peletizadora de matriz plana comercial, indicando la enumeración según la Figura 31.

Tabla 19. Componentes en la vista explosionada de una peletizadora de matriz plana.

Ítem	Descripción	Cantidad
1	Tuerca redonda	1
2	Placa plana	1
3	Matriz plana	1
4	Disco de tirar cosas	1
5	Cubre-polvo del eje principal	1
6	Chaveta tipo A	1
7	Eje principal	1
8	Chaveta	1
9	Rodamiento de rodillos cónicos 30309	1
10	Rodamiento de bolas 6208	1
11	Tuerca redonda	1
12	Tuerca redonda	1
13	Asiento de corona	1
14	Corona	1
15	Anillo de retención del eje	1
16	Anillo de retención del rodillo	2
17	Rodillo de compactación	2
18	Rodamiento de bolas 6205	2
19	Anillo de retención de agujero	2
20	Rodamiento de bolas 6205	2
21	Tapa de rodillo	2
22	Tornillo de cabeza hexagonal	8
23	Eje de rodillos	1
24	Caja del eje principal	1
25	Caja de cambios	1
26	Eje engranado	1
27	Rodamiento de rodillos cónicos 30207	1
28	Asiento de piñón	1
29	Rodamiento de bolas 6206	1
30	Mango ranurado	1
31	Tuerca almenada	1
32	Pasador	1
33	Acoplamiento pasivo	1
34	Cojín elástico	1
35	Acoplamiento activo	1
36	Cubierta de ventana de observación	1
37	Caja superior	1

Nota. Tomado de <http://www.pelletmillparts.com/>

3.1 Proceso de Peletizado

El proceso de peletizado comienza al alimentar continuamente la biomasa hacia el sistema de extrusión en donde el movimiento giratorio de los rodillos o de la matriz ejerce una

presión sobre la materia prima, la cual será forzada a moverse hacia los orificios de la matriz para su posterior compactación.

Dentro de los canales de la matriz, se genera calor debido a las fuerzas de rozamiento, por lo que la temperatura del proceso aumenta alrededor de los 100 °C, esto sumado a presiones altas provoca que ciertas sustancias, como la lignina, se suavicen y sirvan como aglutinantes para ayudar a procesos de unión, como la autoadhesión, de esta manera el uso de adhesivos es dispensable. Como resultado se origina el pellet como un aglomerado sólido densificado que posteriormente, gracias a un sistema de cuchillas que se colocan fuera de la matriz, se corta para determinar su longitud.

3.2 Clasificación

Existen dos tipos de clasificación, las de tipo D y tipo R (ver Figura 32). En las peletizadoras tipo D, el dado, o la matriz plana, es el que gira mientras que los rodillos se mantienen fijos en su posición. Su mantenimiento, limpieza y lubricación son sencillos de realizar, convirtiéndolas en un equipo popular entre pequeños fabricantes y en producciones de pequeña escala. Por otro lado, en las peletizadoras tipo R, los rodillos son los que giran presionando el material a través de la matriz, que se encuentra fija. Se logran pellets de alta calidad y densidad. Son una versión con mejor funcionamiento, pero más cara.

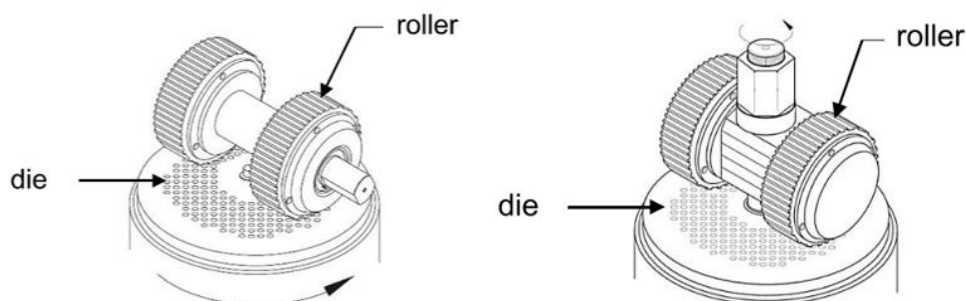


Figura 32. Peletizadora de matriz plana tipo D (izquierda) y tipo R (derecha).

Tomado de “Production Machinery – Feed Pellet Mill – Specifications”, por B.A.F.S. (2019)

3.3 Componentes

3.3.1 Tolva

Como se puede observar en la Figura 33, algunos modelos de peletizadoras de matriz plana vienen consigo con una tolva instalada conectado a la carcasa superior, tienen forma de embudo de gran tamaño, de esta manera la materia prima entrante se desliza hacia la matriz plana uniformemente.



Figura 33. Tolva conectada a la carcasa superior.

Tomado de <http://www.peletizadoras.com/>

3.3.2 Carcasa superior

Es la parte superior de la peletizadora, se encarga de cubrir el proceso de peletizado que ocurre dentro de ella del exterior, además del conjunto de rodillos (ver Figura 34). Al ser parte de la estructura de la máquina, se recomienda materiales resistentes.



Figura 34. Vista interior de la carcasa superior.

Tomado de <http://www.plantaspeletizadoras.com/>

3.3.3 Conjunto de rodillos de compactación

Montados sobre el eje de rodillos (ver Figura 35), giran gracias a rodamientos y se encargan de la compactación al ejercer una presión que crece mientras la materia prima se dirige hacia los canales de la matriz. Se puede encontrar diferentes configuraciones y la elección depende de la aplicación para asegurar un pellet de calidad.

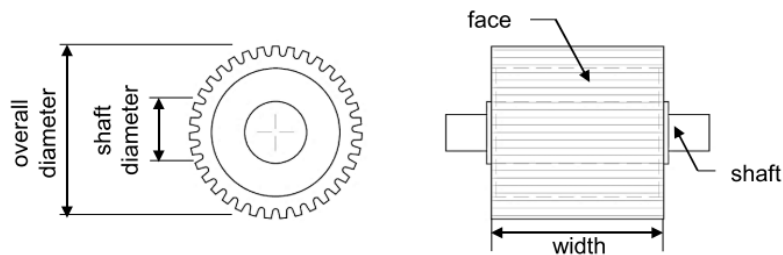


Figura 35. Partes y especificaciones de un rodillo.

Tomado de “Production Machinery – Feed Pellet Mill – Specifications”, por B.A.F.S. (2019)

3.3.3.1 especificaciones.

Se usan aleaciones de acero que presentan resistencia al desgaste ya que se ejerce presión y fricción continuamente sobre estos componentes. Además, los rodillos “son tratados térmicamente y endurecidos a una dureza Rockwell de 60 a 62 Rc” (Turner, 2014, p. 7). Existen varios tipos de rodillos como se observa en la Figura 36:

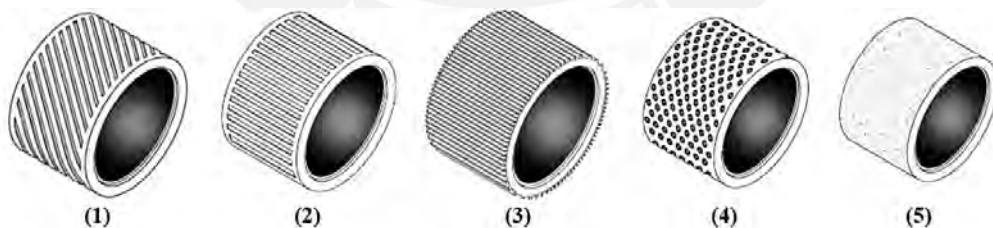


Figura 36. Tipos de rodillos para peletizado.

Tomado de “Production Machinery – Feed Pellet Mill – Specifications”, por B.A.F.S. (2019)

(1) Rodillos helicoidales corrugados de extremo cerrado: Debido al diseño helicoidal, el proceso es más fluido. Los residuos no se filtran, además que se mantiene y se distribuye la materia prima sobre la matriz. Puede tener problemas de deslizamiento.

(2) Rodillos rectos corrugados de extremo cerrado: Los residuos no se filtran, además

que se mantiene y se distribuye la materia prima sobre la matriz. Puede tener problemas de deslizamiento y tienen menor cantidad de corrugaciones.

(3) Rodillos rectos corrugados de extremo abierto: Tienen mayor número de corrugaciones y son ideales para materiales fibrosos y aplicaciones que sufren deslizamiento. Hay posibilidad de que se filtre la materia por los extremos y no se extruya debidamente.

(4) Rodillos con hoyuelos en la superficie: Tienen mayor área superficial y son ideales para materiales fibrosos y abrasivos, pero los residuos se filtran, pueden sufrir deslizamiento y no proporcionan mucha tracción comparada con rodillos corrugados.

(5) Rodillos con carcasa de carburo de tungsteno: Ideal para materiales extremadamente abrasivos, tienen gran vida útil y resistencia al desgaste. Los residuos se filtran y es posible causar daños a la matriz debido a malos ajustes.

3.3.4 Carcasa del eje principal

Se encuentra en la parte intermedia de la peletizadora (ver Figura 37), se encarga de cubrir y proteger el eje principal, los rodamientos, la matriz plana, las cuchillas de corte, el disco de lanzar cosas y el disco cubre polvo del exterior. Posee una salida para los pellets producidos, además, al igual que la carcasa superior, se recomienda materiales resistentes.



Figura 37. Carcasa del eje principal.

Tomado de <http://www.pelletmillparts.com/>

3.3.5 Matriz plana

Matriz de forma circular con muchos agujeros que otorgan la forma cilíndrica al pellet (ver Figura 38). Por dentro, la fuerza de fricción debe ser capaz de producir una compactación tal que el producto final sea un aglomerado sólido. Pueden ser fabricados de distintos materiales, su espesor puede variar, así como el número y espaciado de agujeros.



Figura 38. Matriz Plana.

Tomado de <https://www.plantaspeletizadoras.com>

3.3.5.1 Material de fabricación

Se elaboró la Tabla 20, indicando las diferencias de los materiales de fabricación:

Tabla 20. Ventajas y desventajas de los materiales de las matrices de peletizado.

	TIPOS DE ACERO		
	INOXIDABLE	ALEACION	ALTO CROMO
HRC	61	57	52
Endurecimiento	CARBURACION	CARBURACION	TEMPLE NEUTRO
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> Muy bueno para materiales corrosivos Desgaste muy lento Muy buenos para materiales abrasivos Resistente a la rotura Vida útil larga 	<ul style="list-style-type: none"> Buenos para materiales abrasivos Matrices económicas Resistente a la rotura 	<ul style="list-style-type: none"> Vida útil larga Muy bueno para materiales corrosivos Fácil puesta en marcha
Desventajas	<ul style="list-style-type: none"> Susceptible a cierta corrosión 	<ul style="list-style-type: none"> Malas para materiales corrosivos 	<ul style="list-style-type: none"> Susceptible al desgaste
Datos de Turner (2014)			

3.3.5.2 Índice de compresión

Es la relación entre la longitud efectiva y el diámetro de los agujeros. En conjunto con la materia prima, determina la fricción generada dentro de los canales de la matriz, por lo que el índice de compresión “tiene que adaptarse exactamente a la materia prima para lograr un pellet

de alta calidad” (Oberberger & Thek, 2010, p. 100)

3.3.5.3 Espesor

Se elaboró la Tabla 21, comparando las matrices con espesor bajo y elevado:

Tabla 21. Ventajas y desventajas de matrices con bajo y elevado espesor.

Matriz de espesor bajo	Matriz de espesor elevado
Ventajas	
<ul style="list-style-type: none"> • Gran capacidad de producción • Menor riesgo de atascamiento • Posibilidad de trabajar con mayor humedad • Reducción de costes por desgaste de la matriz • Disminución de gastos energéticos • Adaptabilidad 	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor densidad del pellet • Menor experiencia del operador para asegurar la calidad del pellet • Resistente a la deflexión
Desventajas	
<ul style="list-style-type: none"> • Menor densidad del pellet • Mayor experiencia del operario para asegurar la calidad del pellet • Menor resistencia a la deflexión 	<ul style="list-style-type: none"> • Menor productividad • Problemas de atascamiento frecuentes • Mayores costes de producción • Mayor desgaste de la matriz • Menor humedad añadida • Aumento de la temperatura por fricción • Posible daño superficial de la matriz
Datos de Arpi Trujillo & Calderón Todal (2010)	

3.3.5.4 Alivio de los agujeros

Sirven para reducir la longitud efectiva y cambiar el índice de compresión sin cambiar el espesor total de la matriz. Existen varios tipos de alivios como se observar en la Figura 39:

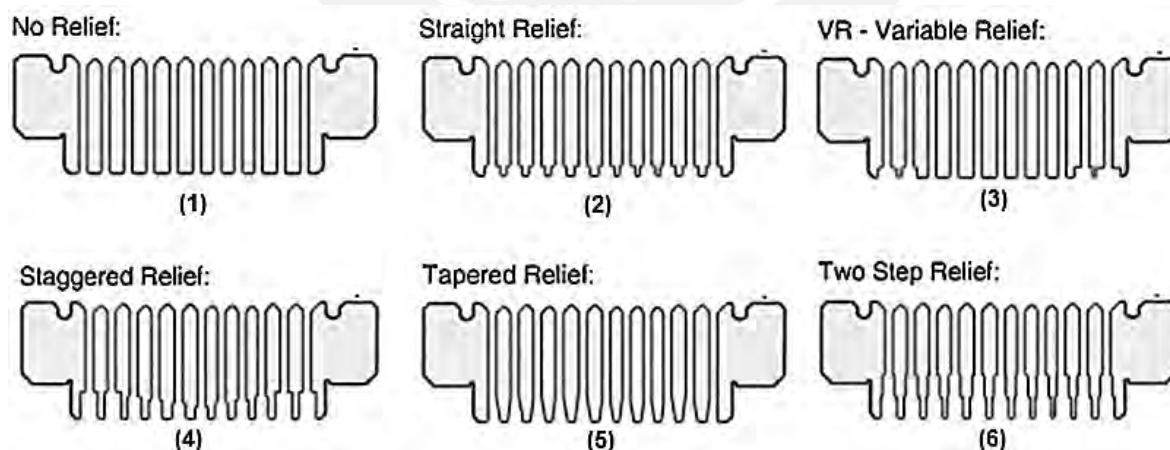


Figura 39. Tipos de alivios en matrices.

Tomado de “Wood Pellet as a Renewable Source of Energy”, por Abdoli et al. (2018)

1. **Sin alivio (NR):** Aplicaciones donde el espesor total y el efectivo son los mismos con el objetivo de asegurar la calidad del pellet requerida.

2. **Alivio no variable (NVR):** Aplicaciones donde el espesor efectivo se mantiene en todos los agujeros de la matriz.
3. **Alivio variable (VR):** Los agujeros del exterior tienen un alivio más profundo que los agujeros del centro, reduciendo la resistencia en los canales exteriores.
4. **Alivio variable escalonado (Staggered VR):** En vez de que las profundidades de alivio de los agujeros en el exterior sea la misma, se presentan profundidades escalonadas desde el centro al exterior.
5. **Alivio cónico (TR):** La salida es en forma cónica, se usa en materiales con alto contenido de fibra, que quieren retomar su forma original, y materiales difíciles de peletizar. La matriz posee un espesor efectivo pequeño.
6. **Alivio por pasos (Step VR):** El alivio es por pasos y cada paso tiene diferente tamaño de agujero. Se usa en materiales que tienden a expandirse al terminar de compactarse, materiales a los que se les aplica mucho calor y humedad.

3.3.5.5 Cantidad y espaciado de los agujeros

Como muestra la Figura 40, el porcentaje de área abierta se basa en el diámetro de los agujeros y el espaciado entre ellos.

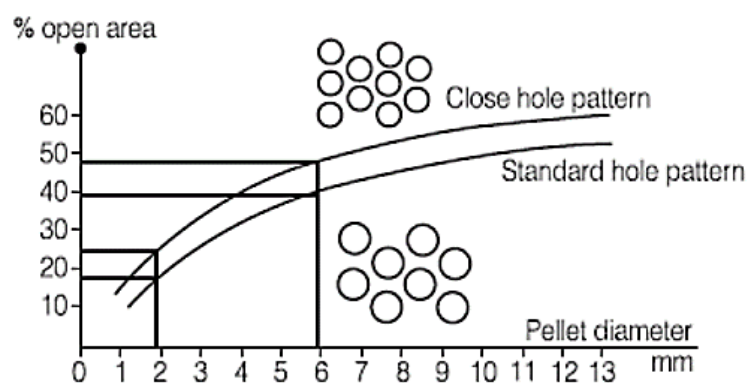


Figura 40. Diámetro de pellet vs Porcentaje de área abierta según espaciado.

Tomado de "Pellet mill die and roll design", por Turner (2014)

Existen tipos de configuraciones de agujeros en la matriz del peletizado: espaciado pequeño, espaciado estándar y espaciado extenso:

- **Espaciado pequeño:** Presentan un incremento en el área abierta y en el número de agujeros (25% más), en la producción, en la calidad del pellet y en la eficiencia respecto al consumo energético.
- **Espaciado estándar:** Son utilizados generalmente para diversas materias primas, pero no asegura una buena producción ni calidad para ciertas biomásas.
- **Espaciado extenso:** Son usados para materiales difíciles de procesar, pero tienen menos agujeros por lo que la producción se reduce.

3.3.6 Cuchillas de corte

Para la fabricación, se suele usar acero rápido, el cual se usa para mecanizados de distintos materiales como fundiciones, plásticos y la madera. Se caracteriza por tener una elevada resistencia al desgaste, buena tenacidad y gran dureza útil.

A raíz de que la matriz plana es giratoria, el sistema de corte tiene que ser estático, al igual que los rodillos. Por lo tanto, las cuchillas pueden estar sujetadas a la carcasa del eje principal de la peletizadora como se muestra en la Figura 41. Para determinar la longitud del pellet, en algunos casos se puede ajustar la altura de la cuchilla de corte, de lo contrario, la cuchilla ya está fija en la carcasa del eje principal con una altura ya predeterminada. Se recomienda un ángulo de afilado de 45° ya que “suaviza la penetración de la cuchilla en la madera, proporcionando un rendimiento muy superior” (HERRAMIENTAS DE GALICIA S.A., 2013, p. 215).

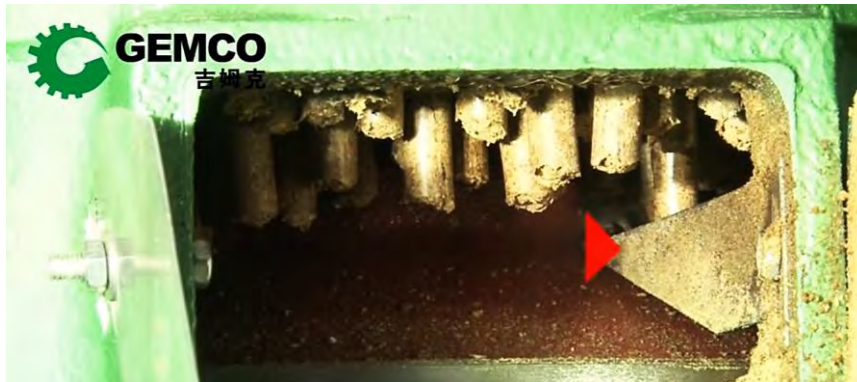


Figura 41. Cuchilla en peletizadora de matriz plana giratoria.

Tomado de <http://www.biofuelmachines.com/>

3.3.7 Disco de lanzar cosas

Como se muestra en la Figura 42, se encuentra dentro de la carcasa del eje y debajo de la matriz. Los pellets al ser cortados por las cuchillas de corte impactan sobre el disco, luego, se retiran por el orificio de descarga.



Figura 42. Disco de lanzar cosas dentro de la carcasa del eje principal.

Tomado de <http://www.biofuelmachines.com/>

3.3.8 Eje principal

Eje encargado de recibir potencia de los elementos de transmisión para poder girar la matriz plana y poner en funcionamiento el proceso de peletizado (ver Figura 43). Esta afectado por fuerzas y momentos que condicionan su grosor, por lo que tiene que ser calculado para definir un diámetro adecuado.



Figura 43. Eje principal.
(Elaboración propia)

3.3.9 Rodamientos de bolas o de rodillos cónicos

Facilita la rotación del eje principal, y, en algunas configuraciones, de los elementos de transmisión. Los rodamientos de bolas (ver Figura 44) son los más habituales y más versátiles que existen, permiten altas velocidades, requieren menos mantenimiento, además de soportar cargas radiales y axiales en ambos sentidos. Dentro de la peletizadora, se encuentra en la parte inferior del eje principal, en el eje de rodillos de compactación y en algunos elementos de transmisión.



Figura 44. Rodamiento rígido de bolas (izquierda) y de rodillos cónicos (derecha).

Tomado de <https://www.skf.com/pe>

Por otro lado, los rodamientos de rodillos cónicos (ver Figura 44) cuentan con una estructura en conjunto de copa y cono, donde la copa está formada por el aro exterior y el cono

por el aro interior, la jaula y los rodillos. Esta configuración permite que el rodamiento soporte cargas combinadas en un solo sentido, además de facilitar el montaje, desmontaje y mantenimiento de este. Dentro de la peletizadora, se encuentra en la parte superior del eje principal y en algunos elementos de transmisión.

3.3.10 Caja de transmisión

Se encuentra en la parte inferior de la máquina, está encargada de cubrir y proteger los elementos de transmisión dentro de ella (ver Figura 45). También sirve como estructura de soporte para toda la maquina debido a que la carcasa superior y la caja del eje principal recaen sobre ella. Al igual que las estructuras anteriormente mencionadas, se recomienda usar materiales resistentes.

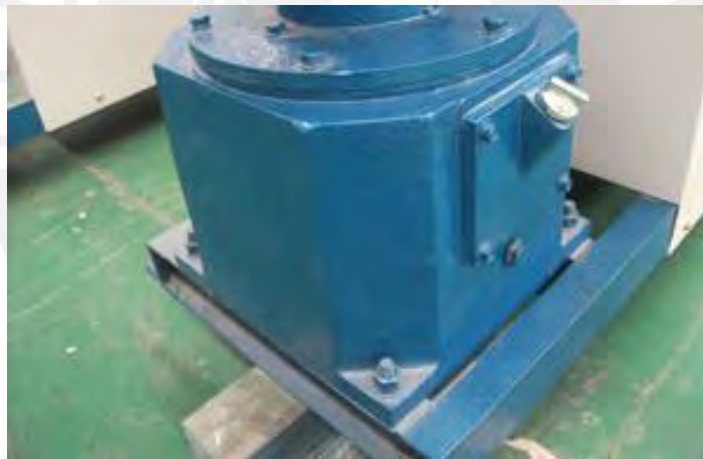


Figura 45. Caja de transmisión de peletizadora de matriz plana.

Tomado de <http://www.pelletmillparts.com/>

3.3.11 Elementos de transmisión

Dependiendo del diseño de la máquina, los elementos de transmisión pueden variar entre correas, fajas, engranajes o tornillos sin fin – corona. Como se muestra en la Figura 46, el motor entrega potencia a los elementos de transmisión, los cuales se encargan de reducir y controlar la velocidad para girar el eje principal y accionar la matriz o los rodillos, iniciando así la compactación del material.

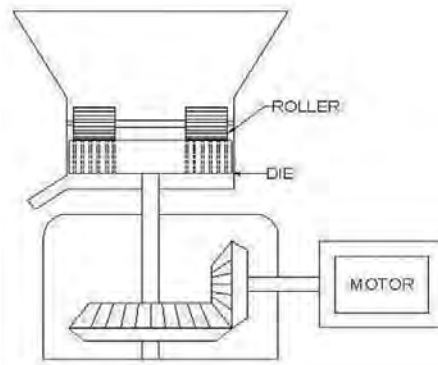


Figura 46. Accionamiento por engranajes en una peletizadora de matriz plana.

Tomado de “Fabrication of Pellet Making Machine”, por Pathare & Tembhurkar (2016)

No obstante, es común usar un sistema de accionamiento de corona - tornillo sin fin (ver Figura 47) debido a las altas relaciones de transmisión en espacios pequeños, su simplicidad en la construcción y el mantenimiento. En cuanto a la fabricación, “Los tornillos sin fin generalmente se fabrican con aceros mientras que el bronce o acero fundido es para las coronas” (Childs, 2019, p. 1). El diseño depende principalmente de la relación de transmisión, el ángulo de presión, el módulo y la distancia entre centros de la corona y el tornillo sin fin.

Para la transmisión, el motor gira el tornillo sin fin y este acciona la corona, la cual está acoplada al eje principal. Al peletizar, el eje siempre está sometido a fuerzas producidas por la transmisión, la matriz plana giratoria y los apoyos. En consecuencia, se generan torques por lo que se debe calcular el diámetro adecuado para que soporte los esfuerzos de flexión y torsión.



Figura 47. Sistema de accionamiento Tornillo sin fin – Corona.

Tomado de <https://www.brotomatic.es/>

Respecto al eje, en la parte superior se conecta con la matriz plana giratoria para accionar el movimiento rotatorio e iniciar el peletizado. Además, se sitúan dos apoyos: un rodamiento inferior ubicado debajo de la corona y un rodamiento superior localizado entre la corona y la matriz plana giratoria. El rodamiento inferior es un rodamiento rígido de bolas que pueda soportar las cargas mixtas de la corona, por otro lado, el rodamiento superior es un rodamiento de rodillos cónicos que soporta cargas radiales generadas por la matriz.

3.3.12 Acoplamiento pasivo y activo

Los acoples (ver Figura 48) son los encargados de conectar los elementos de transmisión al motor eléctrico. Con ayuda del acoplamiento activo, se conecta el motor al acoplamiento pasivo, y este último hacia el elemento de transmisión. De esta manera el movimiento se traslada del motor hacia el elemento de transmisión hasta llegar al eje principal.



Figura 48. Acople pasivo y activo.

Tomado de <https://www.sitsa.es/es/>

CAPÍTULO 4

DISEÑO DEL SISTEMA DE EXTRUSIÓN

En el presente capítulo se presentarán los cálculos acerca del diseño del sistema de extrusión (ver Figura 49) con capacidad de 10 kg/h de aserrín. Además, se brindarán las especificaciones del sistema de extrusión, incluyendo la potencia necesaria para la compactación. Para el cálculo, se consideró el valor más alto de la resistencia al corte de las maderas más producidas (14.22 MPa, ver ANEXO A) con el objetivo de incluir las maderas duras, como el Shihuahuaco, el cual se encuentra en cantidad.

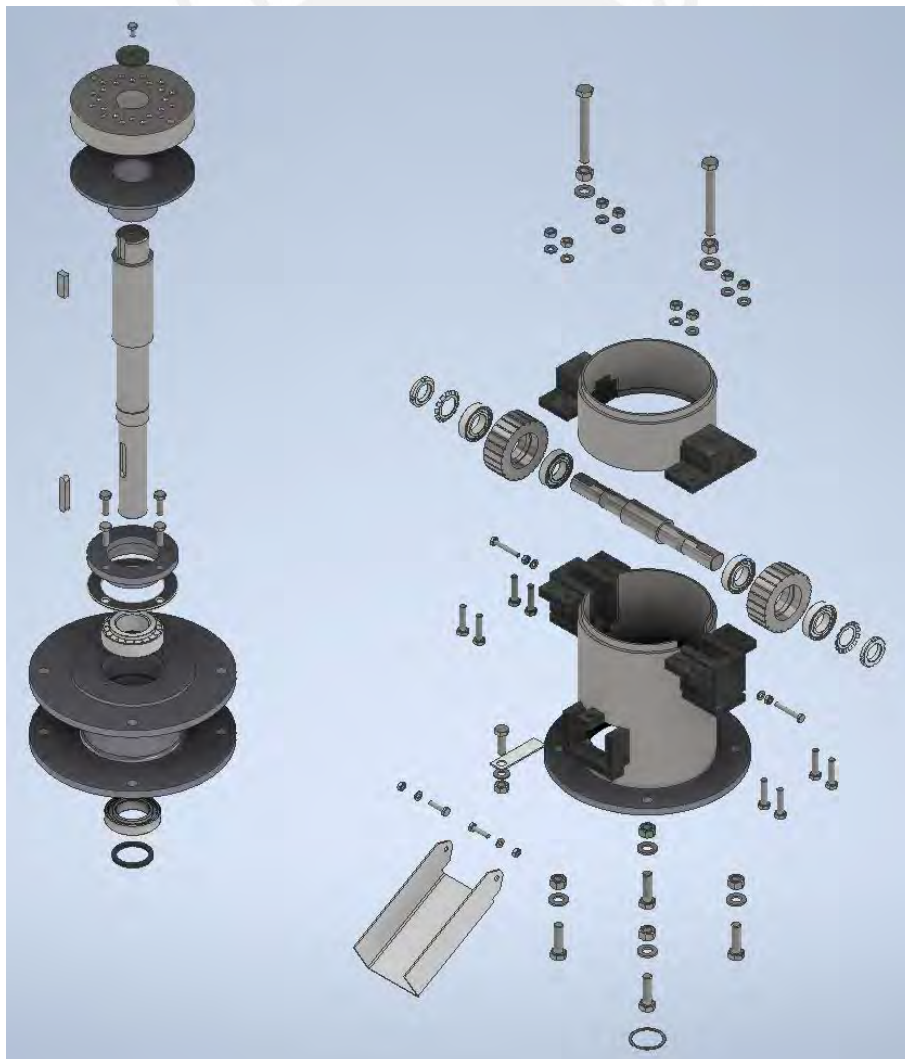


Figura 49. Vista explosionada del sistema de Extrusión en 3D.

(Elaboración propia)

En base al diagrama de funciones elaborado (ver Figura 50), los pasos para el cálculo serán los mostrados en la Figura 51, por lo que se procederá a calcular las especificaciones del pellet a producir, el dimensionamiento de los rodillos, las velocidades de la matriz y rodillos, la compresión del aserrín, los agujeros de la matriz y finalmente la potencia requerida para la compactación. Otros cálculos se presentan en los anexos.

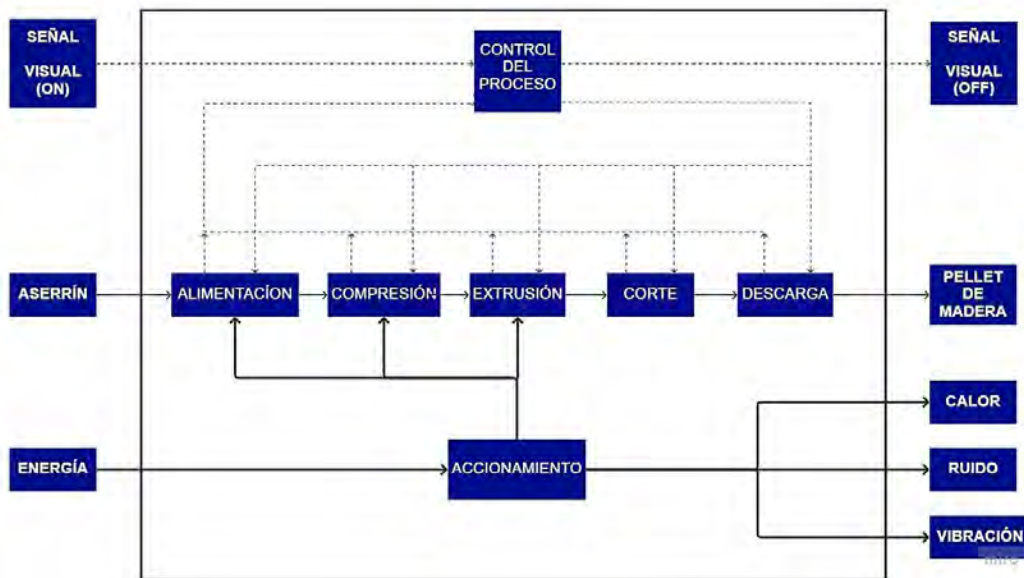


Figura 50. Diagrama de funciones de una peletizadora.

(Elaboración propia)

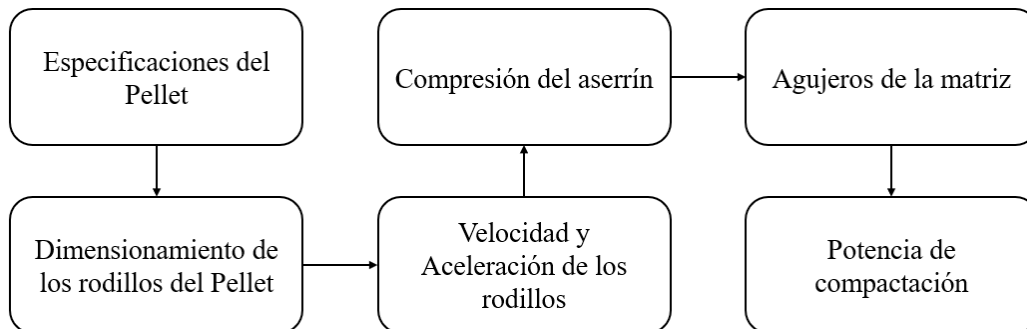


Figura 51. Pasos para el diseño del sistema de extrusión.

(Elaboración propia)

4.1 Cálculo del Pellet

4.1.1 Capacidad de producción

Hay que tener en cuenta un factor de sobreproducción para asegurar la producción deseada de 10 kg/h, se calcula con la ecuación 3:

$$\dot{m} = \dot{m}_{req} * C_{sp} \quad (3)$$

$$\dot{m} = 10 \text{ kg/h} * 1.25 = 12.5 \text{ kg/h}$$

Donde:

\dot{m} : Capacidad de producción (kg/h).

\dot{m}_{req} : Capacidad de producción requerida (kg/h).

C_{sp} : Factor de sobre producción (1.25).

4.1.1 Flujo volumétrico de aserrín

El flujo volumétrico del aserrín se calcula con la ecuación 4:

$$Q_{aserrin} = \frac{\dot{m}}{\rho_{mp}} \quad (4)$$

$$Q_{aserrin} = \frac{12.5 \text{ kg/h}}{250 \text{ kg/m}^3} = 0.05 \text{ m}^3/\text{h}$$

Donde:

$Q_{aserrin}$: Flujo volumétrico del aserrín (m³/h).

ρ_{mp} : Densidad del aserrín (kg/m³).

4.1.2 Longitud del pellet

La longitud del pellet (ver Figura 52) se puede determinar de acuerdo a los estándares de producción. Además, el sistema de certificación ENPlus indica que la longitud del pellet no puede ser mayor a 40 milímetros.

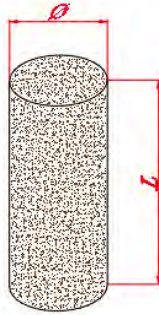


Figura 52. Dimensiones del Pellet.

(Elaboración propia)

Entonces para un $\varnothing = 6$ mm, el estándar CEN sugiere la longitud con la ecuación 5:

$$L \leq 5 * \varnothing \quad (5)$$

$$L \leq 30 \text{ mm}$$

Seleccionamos una longitud del pellet de 20 mm:

$$L = 20 \text{ mm}$$

Donde:

L: Longitud del pellet (mm).

Ø: Diámetro del pellet (mm).

4.1.3 Sección del pellet

Se calcula, con la ecuación 6, la sección del pellet y el área del agujero de la matriz:

$$A = \pi * (\varnothing/2)^2 \quad (6)$$

$$A = \pi * \left(\frac{0.006}{2}\right)^2 = 2.83E^{-5} \text{ m}^2 = 28.27 \text{ mm}^2$$

Donde:

A: Sección del pellet (mm^2).

4.1.4 Volumen del pellet

Se calcula, con la ecuación 7, el volumen de cada pellet:

$$V_{\text{Pellet}} = A * L \quad (7)$$

$$V_{\text{Pellet}} = 2.83E^{-5} \text{ m}^2 * 0.02 \text{ m} = 5.65E^{-7} \text{ m}^3$$

Donde:

V_{Pellet} : Volumen del pellet (m^3).

4.2 Dimensionamiento de los Rodillos

Para evitar deslizamiento del material y debido a que el aserrín es un material fibroso, el tipo de rodillos a usar son los rodillos rectos corrugados de extremo abierto.

4.2.1 Radio del rodillo

Se calcula teniendo en cuenta la altura de la materia prima antes y después de pasar por el área de trabajo del rodillo de compactación (ver Figura 53).

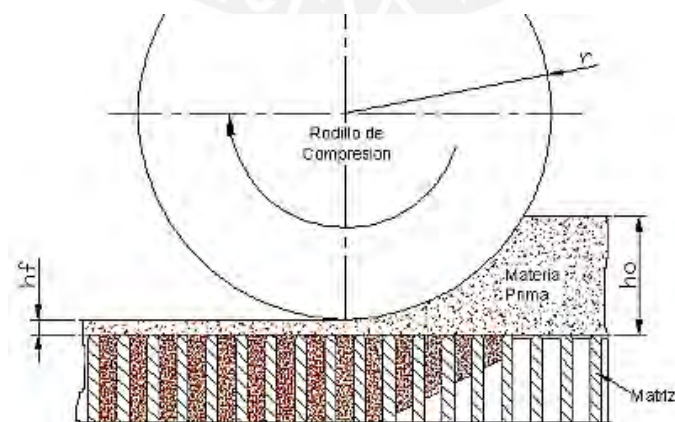


Figura 53. Radio del rodillo de compactación.

Tomado de “Diseño De Una Máquina Peletizadora En Base A La Disponibilidad De Residuos Madereros De la Ciudad De Cuenca Para Su Aprovechamiento Energético”, por Arpi Trujillo & Calderón Todal (2010)

Debido a que la capacidad de producción es pequeña (12.5 kg/h), se procede a calcular con una altura del aserrín antes del rodillo “ho” estimada de 10 mm para la ecuación 8 (Kalpakjian & Schmid, 2001):

$$h_o - h_f = \mu^2 * r \quad (8)$$

$$r = \frac{0.010 - 0.0002}{0.5^2} = 39.2 \text{ mm} \approx 40 \text{ mm}$$

Donde:

h_o : Altura del material antes de pasar por el rodillo (mm).

h_f : Altura del material luego de pasar por el rodillo (0.2 mm) (GEMCO ENERGY, 2024).

μ : Coeficiente de fricción entre el material y el acero (ANEXO B).

r : Radio del rodillo de compactación (mm).

Para redondear el resultado, se aproxima el radio del rodillo a 40 mm.

4.2.2 Ancho del rodillo

Para no ocupar mucho espacio, se considera como el 75% del radio en la ecuación 9:

$$a_r = r * 75\% \quad (9)$$

$$a_r = 40 \text{ mm} * 75\% = 30 \text{ mm}$$

Donde:

a_r : Ancho del rodillo de compactación (mm).

4.2.3 Masa del rodillo

Se calcula la masa considerando la densidad del acero igual a 7 850 kg/m³ en la ecuación 10:

$$m_r = \pi * r^2 * a_r * \rho_{acero} \quad (10)$$

$$m_r = \pi * (40 \text{ mm})^2 * 30 \text{ mm} * 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 10^{-9} \frac{\text{m}^3}{\text{mm}^3} = 1.18 \text{ kg}$$

Donde:

m_r : Masa del rodillo (kg).

ρ_{acero} : Densidad del acero (7850 kg/m³).

4.3 Velocidad y Aceleración de los Rodillos

El giro de la matriz moviliza la materia prima que atraviesa el área de trabajo, en consecuencia, los rodillos empiezan a girar. Debido a la baja capacidad de la máquina, se recomienda el uso de matrices pequeñas con velocidad de giro baja.

4.3.1 Velocidad tangencial de la Matriz

Considerando una velocidad angular " w_m " de 120 RPM derivado del giro del eje principal, y un radio " R " de la matriz de 75 mm. Con la ecuación 11 (Hibbeler, 2009) calculamos la velocidad tangencial de la matriz

$$v_{t_matriz} = R * w_m * \frac{2 * \pi}{60} \quad (11)$$

$$v_{t_matriz} = 0.075 \text{ m} * 120 \text{ RPM} * \frac{2 * \pi}{60} = 0.94 \text{ m/s}$$

Donde:

v_{t_matriz} : Velocidad tangencial de la matriz (m/s).

w_m : Revoluciones por minuto de la matriz (RPM).

R: Radio de la matriz (m).

4.3.2 Velocidad angular del Rodillo

Para calcular la velocidad angular del rodillo se igualan las velocidades tangenciales, de la

matriz y el rodillo, en el agujero más lejano (ver Figura 54).

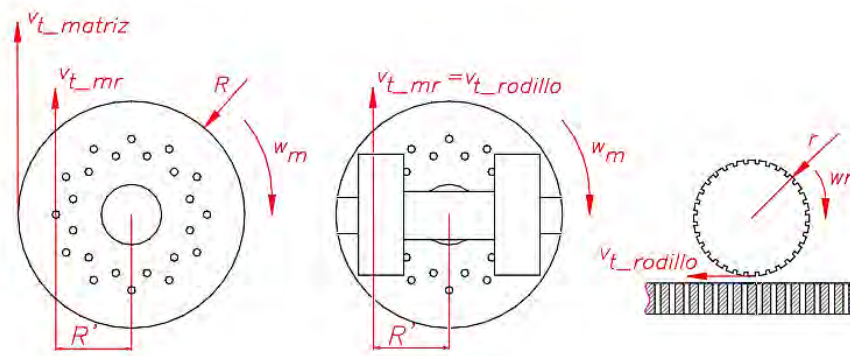


Figura 54. Velocidad tangencial en el agujero más lejano.

(Elaboración propia)

Para el cálculo, se ha estimado y una distancia entre el centro de la matriz al agujero más lejano “ R' ” de 50 mm. Se procede a calcular, con la ecuación 12 (Hibbeler, 2009), la velocidad tangencial a dicha distancia:

$$v_{t_mr} = R' * w_m \quad (12)$$

$$v_{t_mr} = 0.05 \text{ m} * 120 \text{ RPM} * \frac{2 * \pi}{60} = 0.63 \text{ m/s}$$

Donde:

v_{t_mr} : Velocidad tangencial de la matriz en el agujero más lejano (m/s).

R' : Distancia entre el centro de la matriz al agujero más lejano (m).

Igualando velocidades, hallamos la velocidad angular del rodillo con la ecuación 13 (Hibbeler, 2009):

$$v_{t_rodillo} = r * w_r \quad (13)$$

Si $v_{t_mr} = v_{t_rodillo}$ entonces:

$$v_{t_mr} = r * w_r$$

$$0.63 \text{ m/s} = 0.040 \text{ m} * w_r$$

$$w_r = 15.71 \text{ rad/s}$$

Donde:

$v_{t_rodillo}$: Velocidad tangencial del rodillo (m/s).

w_r : Velocidad angular del rodillo (rad/s).

4.3.3 Aceleración normal del rodillo

Se procede a calcular con la ecuación 14 (Hibbeler, 2009):

$$a_{n_rodillo} = r * w_r^2 \quad (14)$$

$$a_{n_rodillo} = 9.87 \text{ m/s}^2$$

Donde:

$a_{n_rodillo}$: Aceleración normal del rodillo (m/s^2).

4.4 Compresión del Aserrín

Los rodillos son los encargados de la compresión de la materia prima dentro de los agujeros de la matriz plana. Durante este suceso se generan fuerzas y presiones en el interior de la matriz (ver Figura 55).

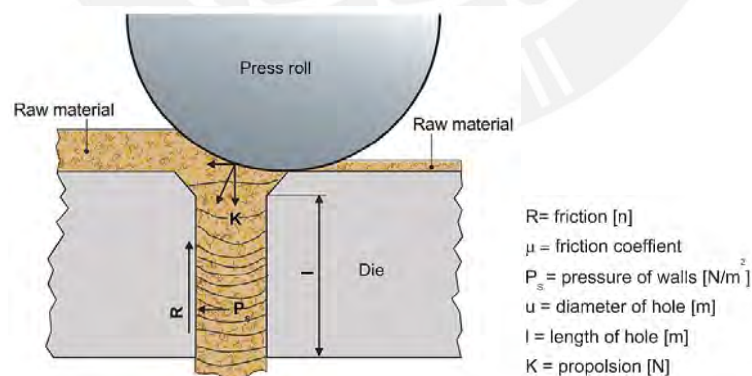


Figura 55. Fuerzas de compresión del aserrín.

Tomado de “Wood pellets in Finland - technology, economy, and market. OPET Report 5”, por Alakangas & Paju (2002).

4.4.1 Índice de compresión

El aserrín no se comprime en toda la longitud del agujero debido a que suele presentar

avellanados en la entrada y alivios en la salida. La compresión del aserrín ocurre en las paredes donde se genera fricción cuya longitud se denomina longitud efectiva del agujero. La ecuación 15 (Arpi Trujillo & Calderón Todal, 2010) indica la relación entre la longitud efectiva y el diámetro del agujero en la matriz:

$$Rc = \frac{L_e}{\emptyset} \quad (15)$$

Considerando una longitud efectiva de 12 mm:

$$Rc = \frac{12 \text{ mm}}{6 \text{ mm}} = 2.0$$

Donde:

L_e : Longitud efectiva del agujero (mm).

Rc : Índice de compresión.

4.4.2 Presión para superar la fricción

La ecuación 16 (Groover, 2007) muestra la presión para superar la fricción en el interior de cada agujero de la matriz, dependiendo del material, puede variar según su resistencia al corte.

$$P_f = Y_s * \frac{4 * L_e}{\emptyset} \quad (16)$$

Considerando la resistencia al corte del shihuahuaco, la madera más producida, se obtiene:

$$P_f = 14.22 \text{ MPa} * \frac{4 * 12 \text{ mm}}{6 \text{ mm}} = 113.76 \text{ MPa}$$

Donde:

P_f : Presión para superar la fricción (MPa).

Y_s : Resistencia al corte del material (14.22 MPa - Valor del Shihuahuaco, ANEXO A).

4.4.3 Presión en las paredes del interior de la matriz

El aserrín al comprimirse genera una presión de fricción “ P_c ” en las paredes del interior de los agujeros de la matriz (ver Figura 56).

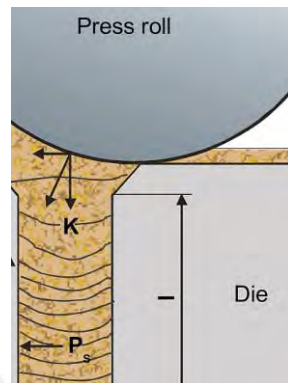


Figura 56. Presión en la pared del agujero.

Tomado de “Wood pellets in Finland - technology, economy, and market. OPET Report 5”, por Alakangas & Paju (2002).

Se puede determinar con la ecuación 17 (Groover, 2007):

$$P_c = \frac{P_f * \emptyset}{4 * \mu * L_e} \quad (17)$$

$$P_c = \frac{113.76 \text{ MPa} * 6 \text{ mm}}{4 * 0.5 * 12 \text{ mm}} = 28.44 \text{ MPa}$$

Donde:

P_c : Presión de fricción en las paredes de los agujeros de la matriz (MPa).

4.4.4 Fuerza de fricción en agujeros de la matriz

Con la presión de fricción generada se puede calcular la fuerza de fricción “ Fr ” (ver Figura 57).

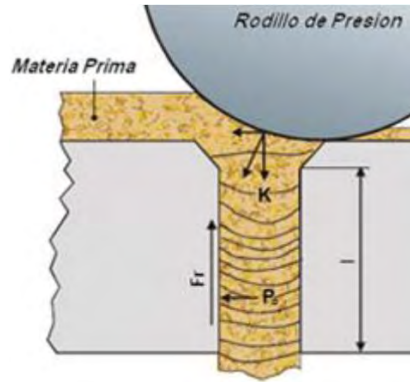


Figura 57. Fuerza de fricción en el agujero.

Tomado de “Diseño De Una Máquina Peletizadora En Base A La Disponibilidad De Residuos Madereros De la Ciudad De Cuenca Para Su Aprovechamiento Energético”, por Arpi Trujillo & Calderón Todal (2010)

La ecuación 18 (Groover, 2007) muestra la fuerza de fricción dentro de los agujeros:

$$Fr = \mu * P_c * \pi * \emptyset * L_e \quad (18)$$

$$Fr = 0.5 * 28.44MPa * \pi * 6 \text{ mm} * 12 \text{ mm} = 3 \ 216.5 \text{ N}$$

Donde:

Fr: Fuerza de fricción dentro de los agujeros (N).

4.4.5 Fuerza de compactación de rodillos

La Figura 58 muestra como el rodillo ejerce una fuerza de compactación “K” sobre el material a densificar que fuerza su paso a través de los agujeros de la matriz.

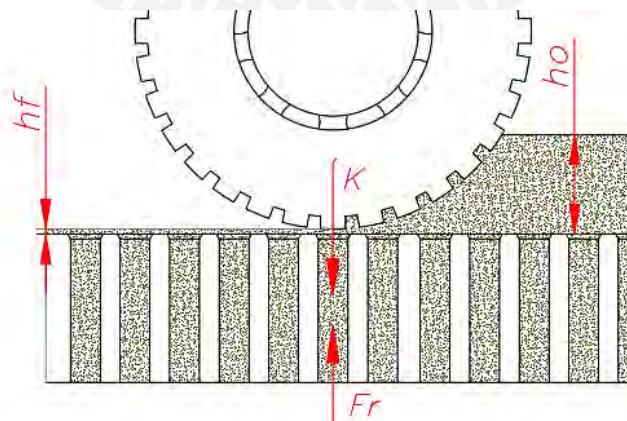


Figura 58. Fuerza de compactación.

(Elaboración propia)

La ecuación 19 muestra cómo se calcula la fuerza de compactación:

$$K - Fr = m_r * a_{n_rodillo} \quad (19)$$

$$K - 3216.5 \text{ N} = 1.18 \text{ kg} * 9.87 \text{ m/s}^2$$

$$K = 3228.17 \text{ N}$$

Donde:

K: Fuerza de compactación del rodillo (N).

4.4.6 Presión de compactación de los rodillos

Una vez hallada la fuerza de compactación, se calcula la presión de compactación dentro de los agujeros de la matriz. Se muestra en la ecuación 20:

$$P_r = \frac{K}{A} \quad (20)$$

$$P_r = \frac{3228.17 \text{ N}}{28.27 \text{ mm}^2} = 114.17 \text{ MPa}$$

Donde:

P_r : Presión de compactación de los rodillos (MPa).

Según Stelte et al. (2011), existe un límite en la cual la biomasa puede ser comprimida, y que al aumentar la presión de compactación se obtiene como resultado insignificantes cambios en la densidad del pellet. Aparentemente los valores más bajos de densidad se encuentran por debajo de los 50 MPa, mientras que en el rango entre 250 MPa a 600 MPa se observan pequeños cambios en la densidad del pellet. (p. 6).

Se entiende entonces que para presiones entre 50 MPa a 250 MPa se obtendrán valores adecuados de densidad, además de un incremento conforme la presión aumenta. Así lo muestra la Figura 21, que para presiones entre 71 MPa a 176 MPa se obtienen valores cada vez más altos de densidad y durabilidad. Por lo que la presión de compactación de rodillos calculada de 114.17 MPa es aceptable y se encuentra en el rango adecuado de presión.

4.5 Agujeros de la matriz

Se procede a calcular para hallar la cantidad de agujeros requeridos para la compactación en la matriz.

4.5.1 Longitud horizontal del área de trabajo del rodillo

Existe un desplazamiento “X” cuya longitud es el espacio comprendido desde que la materia prima entra en contacto con el rodillo hasta que sale del área de trabajo (ver Figura 59).

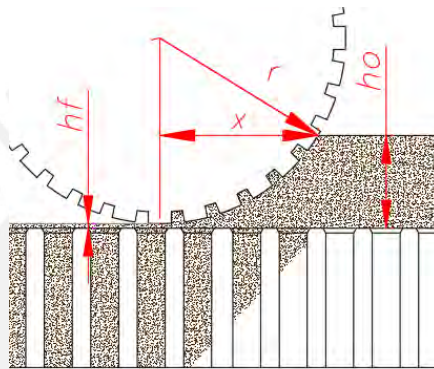


Figura 59. Longitud horizontal del área de trabajo del rodillo.

(Elaboración propia)

Se calcula con la ecuación 21 de la siguiente manera:

$$X = \sqrt{2 * r * (ho - hf) - (ho - hf)^2} \quad (21)$$

$$X = 26.23 \text{ mm}$$

Donde:

X: Longitud horizontal del desplazamiento angular del rodillo (mm).

4.5.2 Ángulo del área de trabajo del rodillo

Gracias al valor “X” anteriormente hallado, se puede calcular el ángulo del área de trabajo del rodillo “θ” en donde el material será comprimido poco a poco (ver Figura 60).

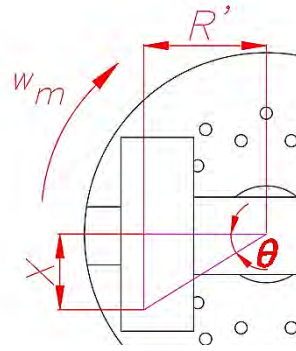


Figura 60. Ángulo del área de trabajo del rodillo.

(Elaboración propia)

Se puede calcular con la ecuación 22:

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{X}{R'}\right) \quad (22)$$

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{26.23 \text{ mm}}{50.00 \text{ mm}}\right) = 27.68^\circ$$

Donde:

θ : Ángulo del área de trabajo del rodillo ($^\circ$).

4.5.3 Tiempo de compresión del aserrín

Es el tiempo que dura la compresión del rodillo. Esta en función del ángulo del área de trabajo del rodillo y la velocidad angular de la matriz, se emplea la ecuación 23 (Hibbeler, 2009):

$$t_{comp} = \theta / w_m \quad (23)$$

$$t_{comp} = 27.68^\circ * \frac{\pi \text{ rad}}{180^\circ} * \frac{60 \text{ s}}{120 \text{ RPM} * 2 * \pi \text{ rad}} = 0.038 \text{ s}$$

Donde:

t_{comp} : Tiempo de compresión del aserrín (s).

4.5.4 Aceleración en el interior del agujero de la matriz

El material avanza en el interior de la matriz debido a que la fuerza de compactación es

mayor que la de fricción por lo que la biomasa adquiere velocidad y aceleración. Se calcula usando la ecuación 24 (Hibbeler, 2009):

$$K - Fr = m * a_{int} \quad (24)$$

$$3228.17 \text{ N} - 3216.5 \text{ N} = 12.5 \text{ kg} * a_{int}$$

$$a_{int} = 0.93 \text{ m/s}^2$$

Donde:

m : Capacidad de producción de la maquina en una hora (kg).

a_{int} : Aceleración en el interior del agujero de la matriz (m/s^2).

4.5.5 Desplazamiento en el interior de la matriz

Asumiendo una posición inicial de 0 m y una velocidad inicial de 0 m/s del aserrín, se determina es desplazamiento en el interior de la matriz con la ecuación 25 (Hibbeler, 2009):

$$x_{int} = x_o + v_o * t_{comp} + 0.5 * a_{int} * t_{comp}^2 \quad (25)$$

$$x_{int} = 0 + 0 * 0.038 + 0.5 * 0.93 * 0.038^2 = 0.691 \text{ mm}$$

Donde:

x_o : Posición inicial del aserrín (m).

v_o : Velocidad inicial del aserrín (m/s).

x_{int} : Desplazamiento en el interior de la matriz (mm).

4.5.6 Espesor de la matriz

El espesor de la matriz es la suma de la profundidad del avellanado, la longitud efectiva de la matriz (donde ocurre la compresión del aserrín) y el alivio de la matriz. Se puede observar en la Figura 61:

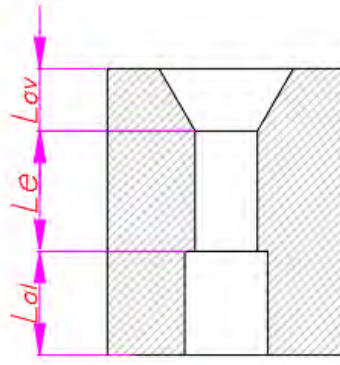


Figura 61. Espesor de la matriz.

(Elaboración propia)

Teniendo en cuenta una profundidad de avellanado de 3 mm para facilitar la entrada del aserrín, además de un alivio de 15 mm, se calcula el espesor de la matriz con la ecuación 26:

$$Esp_{matriz} = L_{av} + L_e + L_{al} \quad (26)$$

$$Esp_{matriz} = 3 \text{ mm} + 12 \text{ mm} + 17 \text{ mm} = 32 \text{ mm}$$

Donde:

Esp_{matriz} : Espesor de la matriz (mm).

L_{av} : Profundidad de avellanado (mm).

L_{al} : Profundidad de alivio (mm).

4.5.7 Número de compresiones

Son las veces que se comprime y se desplaza el aserrín dentro del agujero hasta salir de la matriz. Se determina con la ecuación 27:

$$\#Compresiones = \frac{Esp_{matriz}}{x_{int}} \quad (27)$$

$$\#Compresiones = \frac{32.0 \text{ mm}}{0.691 \text{ mm}} \approx 47 \text{ compresiones}$$

Donde:

$\#Compresiones$: Número de compresiones.

4.5.8 Número de revoluciones

Son las revoluciones necesarias para que el aserrín se comprima y salga dentro del agujero de la matriz. Se determina con la ecuación 28:

$$\#Rev = \frac{\#Compresiones}{\#Rodillos} \quad (28)$$

$$\#Rev = \frac{47}{2} = 23.5$$

Donde:

$\#Rev$: Número de revoluciones.

$\#Rodillos$: Número de Rodillos.

4.5.9 Tiempo de extrusión de un agujero

Se determina con las revoluciones por minuto de la matriz en la ecuación 29:

$$t_{ext} = \frac{\#Rev * 60}{w_m} \quad (29)$$

$$t_{ext} = \frac{23.5 * 60}{120} = 11.75 \text{ s}$$

Donde:

t_{ext} : Tiempo de extrusión de un agujero (s).

4.5.10 Velocidad de extrusión de un agujero

Con el tiempo de extrusión hallado. se determina la velocidad de extrusión con la ecuación 30:

$$v_{ext} = \frac{Esp_{matriz}}{t_{ext}} \quad (30)$$

$$v_{ext} = \frac{32 \text{ mm}}{11.75 \text{ s}} = 2.723 \text{ mm/s} \approx 0.003 \text{ m/s}$$

Donde:

v_{ext} : Velocidad de extrusión de un agujero (m/s).

4.5.11 Flujo volumétrico de peletizado

Depende de la capacidad de producción y la densidad del pellet, se calcula con la ecuación 31:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho_{pellet}} \quad (31)$$

Estimando la densidad con la Figura 21 y con la presión de compactación hallada:

$$Q = \frac{12.5 \text{ kg/h}}{1120 \text{ kg/m}^3}$$

$$Q = 0.011 \text{ m}^3/\text{h}$$

Donde:

Q: Flujo volumétrico de peletizado (m^3/h).

ρ_{pellet} : Densidad del pellet (1120 kg/m^3 aproximado, ver Figura 21).

4.5.12 Número de agujeros de extrusión

Depende del flujo volumétrico y debe satisfacer la capacidad de producción establecida. Se calcula con la ecuación 32 (Arpi Trujillo & Calderón Todal, 2010):

$$\#Agujeros = \frac{Q}{v_{ext} * \#Rodillos * A} \quad (32)$$

$$\#Agujeros = \frac{0.011 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{0.003 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 2 * \pi * (0.003 \text{ m})^2} \geq 20$$

Donde:

#Agujeros: Cantidad de agujeros

Según el resultado, se requieren como mínimo de 20 agujeros para el proceso de peletizado. Para asegurar que el aserrín se extruya debidamente, se dispondrá de 24 agujeros

distribuidos uniformemente en 2 hileras sobre toda la superficie de la matriz.

4.5.13 Pellets producidos

Con la ecuación 33, se calcula en base al flujo volumétrico de peletizado y el volumen de un pellet:

$$\#Pellets = \frac{\dot{m}_{req}}{\rho_{pellet} * V_{Pellet}} \quad (33)$$

$$\#Pellets = \frac{10 \frac{kg}{h}}{1120 \frac{kg}{m^3} * 5.65E^{-7} \frac{m^3}{pellet}} \approx 15780 \frac{pellet}{h}$$

Donde:

#Pellets: Cantidad de pellets producidos

4.6 Potencia de compactación

4.6.1 Fuerza de fricción en la compactación

Debido a la fuerza de compactación “K”, existe una fuerza de fricción en el proceso entre el aserrín y los rodillos y la matriz (ver Figura 62).

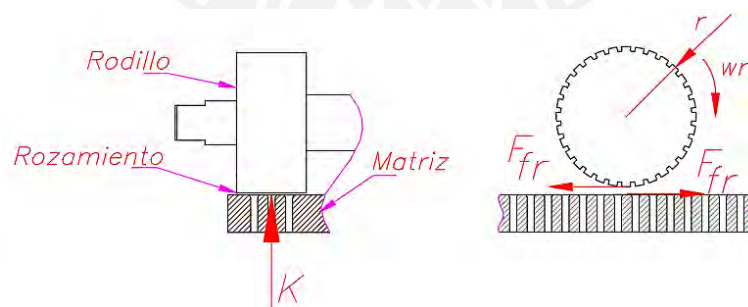


Figura 62. Fuerza de fricción en la compactación.

(Elaboración propia)

Se calcula con la ecuación 34:

$$F_{fr} = K * \mu \quad (34)$$

$$F_{fr} = 3228 \text{ N} * 0.5 = 1614 \text{ N}$$

Donde:

F_{fr} : Fuerza de fricción en la compactación (N).

4.6.2 Momento torsor en el rodillo

Al trabajar con una matriz plana giratoria, los rodillos están fijos y sujetos, por lo que la fuerza de compactación afecta al eje de los rodillos. La ecuación 35 muestra el cálculo del momento de torsión:

$$M_{t_r} = r * F_{fr} \quad (35)$$

$$M_{t_r} = 40 \text{ mm} * 1614 \text{ N} = 64.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Donde:

M_{t_r} : Momento torsor en el rodillo (N.m).

Existe, por rodillo, una fuerza que se traslada al eje de rodillos de 3 228 N y un momento de torsión de 64.6 N·m

4.6.3 Momento torsor en el eje de la matriz

Se genera un torque en sentido contrario a la rotación de la matriz (ver Figura 63) a causa de la fuerza de fricción en la compactación, el cual afectaría al eje principal.

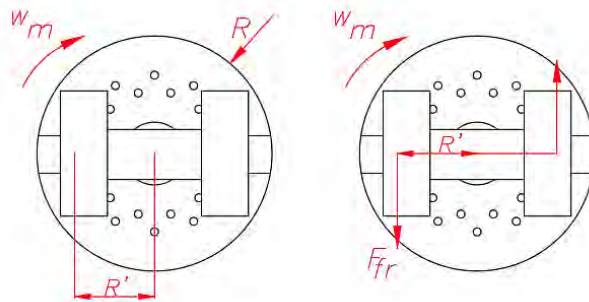


Figura 63. Torque originado en la matriz.

(Elaboración propia)

Teniendo 2 rodillos y una distancia de 50 mm entre el centro de la matriz y el agujero más lejano, se calcula el momento torsor con la ecuación 36:

$$M_{t_m} = F_{fr} * R' * \#Rodillos \quad (36)$$

$$M_{t_m} = 1614 \text{ N} * 0.05 \text{ m} * 2 = 161.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Donde:

M_{t_m} : Momento torsor en el eje de la matriz (N.m).

4.6.4 Potencia Requerida para la Compactación

Con el momento torsor en el eje de la matriz, se calcula la potencia con la ecuación 37:

$$P_{comp} = \frac{2 * \pi}{60} * w_m * M_{t_m} \quad (37)$$

$$P_{comp} = \frac{2 * \pi}{60 \text{ s}} * 120 \text{ RPM} * 161.4 \text{ N} \cdot \text{m} = 2028.21 \text{ W}$$

Donde:

P_{comp} : Potencia de compactación (W).

4.7 Especificaciones del Sistema de Extrusión

El sistema de extrusión presenta en la Tabla 22 las siguientes especificaciones:

Tabla 22. Especificaciones del Sistema de Extrusión.

Parámetro	Unidad	Valor
Capacidad de Producción	kg/h	10.0-12.5
Velocidad de rotación	RPM	120.0
Torque requerido del eje principal	Nm	161.4
Potencia requerida para la compactación	kW	2.03
Dimensiones aproximadas	mm	362x328x587

4.8 Costos

Para estimar un costo aproximado para la fabricación del sistema de extrusión, se estimarán precios para los materiales y las máquinas a usar.

4.8.1 Costos estimados de los materiales

En la Tabla 23 se presentan los costos estimados para los componentes del sistema de extrusión:

Tabla 23. Costos estimados de los materiales.

N°	Material	Unidad	Cantidad	Prec. Unit.	Prec. Total.
1	Arandela plana A6	unidad	4	0.02	0.08
2	Arandela plana A8	unidad	8	0.03	0.24
3	Arandela plana A10	unidad	7	0.08	0.56
4	Tuerca hexagonal M6	unidad	4	0.04	0.16
5	Tuerca hexagonal M8	unidad	8	0.08	0.64
6	Tuerca hexagonal M10	unidad	7	0.18	1.26
7	Tornillo hexagonal M6X12	unidad	1	0.06	0.06
8	Tornillo hexagonal M6X25	unidad	6	0.10	0.60
9	Tornillo hexagonal M6X40	unidad	2	0.15	0.30
10	Tornillo hexagonal M8X35	unidad	8	0.25	2.00
11	Tornillo hexagonal M10X30	unidad	1	0.40	0.40
12	Tornillo hexagonal M10X40	unidad	4	0.48	1.92
13	Tornillo hexagonal M10X100	unidad	2	1.12	2.24
14	Grasera de lubricación M6 DIN 71412	unidad	1	0.50	0.50
15	Sello radial 40x62x6 HMSA10 RG	unidad	1	4.00	4.00
16	Sello de anillo V 60 VA R	unidad	1	4.00	4.00
17	Rodamiento rígido de bolas 6005-2Z	unidad	4	10.00	40.00
18	Rodamiento rígido de bolas 6008-2Z	unidad	1	15.50	15.50
19	Rodamiento de rodillos cónicos 33108	unidad	1	32.50	32.50
20	Arandela de fijación MB5	unidad	2	1.00	2.00
21	Tuerca de fijación KM5	unidad	2	8.00	16.00
22	Chaveta 12x8x50 DIN-6885-A	unidad	1	1.50	1.50
23	Chaveta 10x8x50 DIN-6885-A	unidad	1	1.00	1.00
24	Anillo de retención externo 40x1.75 DIN-471	unidad	1	1.00	1.00
25	Empaquetadura de caucho 3/16"	m2	0.023	15.24	0.35
26	Plancha AISI M2 e = 2mm	m2	0.004	790.84	3.16
27	Plancha A36 e = 2 mm	m2	0.070	20.41	1.43
28	Plancha A36 e = 12 mm	m2	0.182	41.78	7.60
29	Plancha A36 e = 16 mm	m2	0.160	55.83	8.93
30	Plancha A36 e = 50 mm	m2	0.015	78.50	1.18
31	Barra acero ASTM A36 3"	m	0.120	42.48	5.10
32	Barra acero ASTM A36 4 1/2"	m	0.170	100.59	17.10
33	Barra acero AISI 4140 Ø 1 1/2"	m	0.300	25.35	7.61
34	Barra acero AISI 4140 Ø 2 1/4"	m	0.450	57.03	25.66
35	Barra acero AISI 3215 Ø 3 1/2"	m	0.100	283.33	28.33
36	Barra acero AISI 3215 Ø 6"	m	0.040	996.10	39.84
37	Tubo ASTM A53 Ø 6"	m	0.360	44.04	15.85
38	Electrodo 7018	kg	1	4.53	4.53
39	Tratamiento térmico rodillos	unidad	2	10.37	20.74
40	Tratamiento térmico matriz	unidad	1	38.89	38.89
TOTAL (\$)					355.77

4.8.2 Costos estimados de las máquinas/herramientas

En la Tabla 24 se presentan los costos estimados para las máquinas/herramientas a usar:

Tabla 24. Costos estimados de las máquinas/herramientas a usar.

Nº	Máquina/Herramientas	Horas	Costo/H.	Precio Total
1	Torno	12.0	10.0	120.0
2	Taladro	4.0	10.0	40.0
3	Fresadora	6.0	10.0	60.0
4	Soldadora	3.0	3.0	9.0
5	Plegadora	1.0	4.0	4.0
6	Sierra de metal	3.0	2.0	6.0
7	Esmeriladora	2.0	2.0	4.0
8	Oxicorte	2.0	9.0	18.0
TOTAL (\$)				261.0

4.8.3 Costos estimados totales

En la Tabla 25 se presentan los costos estimados totales:

Tabla 25. Costos estimados totales.

Descripción	Valor
Costo de materiales	346.27
Costo de máquinas	261.00
Subtotal	616.77
Imprevistos (%)	10%
Imprevistos	61.67
TOTAL (\$)	678.45

4.9 Otros Cálculos y Planos

El resto de cálculos se puede encontrar en los siguientes anexos:

4.9.1 Eje principal

El cálculo del eje principal se presenta en el ANEXO C.

4.9.2 Rodamientos del eje principal

El cálculo de los rodamientos del eje principal se presenta en el ANEXO D.

4.9.3 Chavetas del eje principal

El cálculo del acoplamiento se presenta en el ANEXO E.

4.9.4 Eje de los rodillos

El cálculo del eje de los rodillos se presenta en el ANEXO F.

4.9.5 Rodamientos del rodillo

El cálculo de los rodamientos de los rodillos se presenta en el ANEXO G.

4.9.6 Tuerca de fijación axial

El cálculo de la tuerca de fijación axial se presenta en el ANEXO H.

4.9.7 Cuchilla de corte

El cálculo de la cuchilla de corte se presenta en el ANEXO I.

4.9.8 Uniones atornilladas

El cálculo de las uniones atornilladas se presenta en el ANEXO J.

4.9.9 Uniones soldadas

El cálculo de las uniones soldadas se presenta en el ANEXO K.

4.9.10 Opción de selección del motorreductor

La selección opcional del motorreductor se presenta en el ANEXO L.

4.9.11 Verificación Carcasa

El cálculo de la verificación de la carcasa se presenta en el ANEXO P.

4.9.12 Plano de ensamble

El plano de ensamble se presenta en el ANEXO Q.

4.9.13 Planos de despiece

Los planos de despiece se presentan en el ANEXO R.



CONCLUSIONES

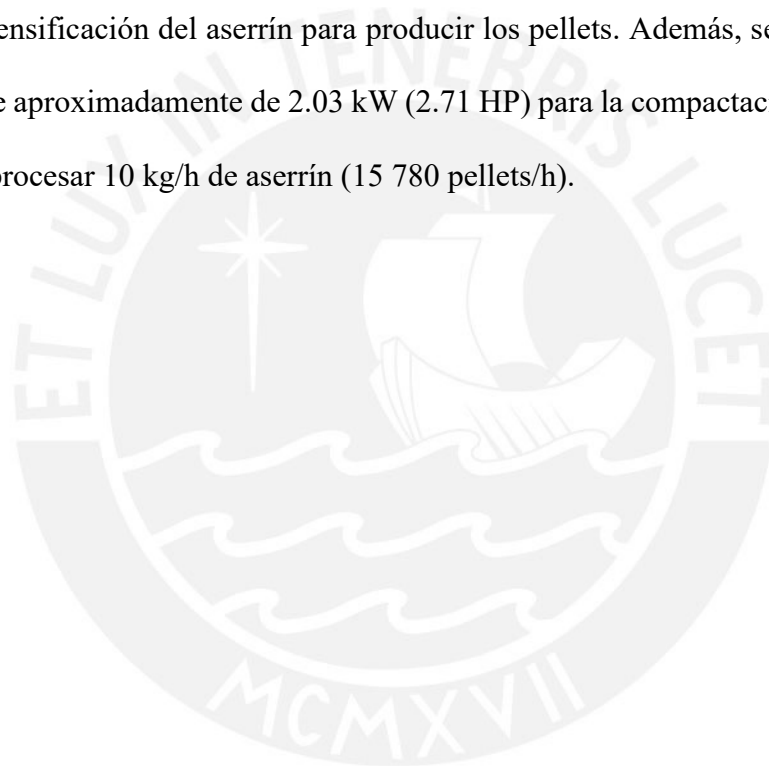
1. El equipo de peletizado, del cual su sistema de extrusión es el corazón, se destaca por su capacidad de transformar residuos forestales, como el aserrín, en biocombustibles sólidos densificados. Este proceso no solo permite su aprovechamiento energético en procesos térmicos en lugares de generación de aserrín, como aserraderos, especialmente en la selva (Loreto, Madre de Dios y Ucayali), cuya generación estimada de aserrín representa aproximadamente un 80% (34 323.63 TM) del total de residuos dispersos a nivel nacional, sino que también reduce la dependencia de los combustibles fósiles, representa una forma de energía renovable y reduce la contaminación a causa de la descomposición del aserrín. Además, el transporte, manejo y almacenamiento de pellets es mejor comparado con las astillas o el aserrín suelto. Por último, se desarrolla la economía local al evitar el desperdicio del potencial energético del aserrín y ponerlo al servicio de la comunidad.
2. Las características del aserrín influyen en la producción de pellets de madera y en la selección del material de la matriz y los rodillos. Altos porcentajes de humedad, bajos contenidos de lignina, grandes tamaños de partícula y un elevado porcentaje de cenizas afectan negativamente en la calidad, generando pellets de baja densidad, durabilidad y poder calorífico, así como también daños por abrasión a la matriz y a los rodillos. Para reducir estos efectos, se suele acondicionar, si es posible, la materia prima previo al proceso de peletizado. Además, el material utilizado para la matriz y los rodillos debe ser resistente a la abrasión a causa del contacto con ciertas cenizas con comportamiento abrasivo presentes en el aserrín, como la sílice.
3. La presión de compactación influye en la producción de pellets y en el diseño de la matriz. En cuanto a la producción, una presión baja afecta negativamente la cohesión de partículas, produciendo pellets frágiles y de baja densidad, con forma inconsistente y

dimensiones irregulares. Se considera que los valores adecuados de presión se encuentran dentro del rango de 50 MPa a 250 MPa, los cuales compactan mejor las partículas pequeñas, contrarrestan el efecto lubricante de la lignina y reducen la humedad al aumentar la temperatura en el proceso, incrementado la densidad y la durabilidad del pellet. En cuanto al diseño, la presión de compactación varía según la resistencia al corte del material, así como el diámetro y la longitud de los agujeros. Un aumento en la longitud efectiva del agujero, y en consecuencia del índice de compresión, indica un aumento en la presión y, por ende, una mayor fuerza de compactación. Los materiales más resistentes requieren una longitud efectiva del agujero más corta (índice de compresión menor) y un alivio más largo para mantener el espesor de la matriz. Por otro lado, los materiales menos resistentes requieren una longitud efectiva del agujero mayor (índice de compresión mayor) y un alivio menor para alcanzar la presión adecuada.

4. Para una producción a baja escala, la peletizadora de matriz plana giratoria (tipo D) es adecuada debido a su menor costo y su fácil mantenimiento en comparación con otros tipos de peletizadoras. Debido a la baja producción, se opta por un espaciado extenso para los agujeros de la matriz, además, se sugiere evitar el uso de espesores elevados en los agujeros para evitar atascamientos en el proceso. En cuanto a los rodillos, se recomienda utilizar rodillos rectos corrugados de extremo abierto, ya que tienen un número mayor de corrugaciones y evitan el deslizamiento en el proceso.
5. Se ha diseñado los componentes del sistema de extrusión para una peletizadora de matriz plana giratoria de aserrín de 10 kg/h de capacidad. La matriz, de acero aleado (AISI 3215) tratado térmicamente, de 150 mm de diámetro y 32 mm de espesor, posee 24 agujeros con profundidad de avellanado de 60° de 3 mm, una longitud efectiva del agujero de 12 mm con 6 mm de diámetro y un alivio de longitud de 17 mm con diámetro de 8 mm cada agujero. Los rodillos, de acero aleado (AISI 3215), de 80 mm de diámetro y 30 mm de

ancho, poseen una superficie corrugada de extremo abierto tratada térmicamente. La cuchilla, de acero rápido (AISI M2), tiene 2 mm de grosor, 80 mm de largo, 20 mm de ancho y un ángulo de afilado de 45°.

6. El sistema de extrusión está diseñado para la producción de pellets de 20 mm de largo y 6 mm de diámetro, sin ninguna restricción en cuanto a la especie de madera del aserrín. Al procesar un flujo de aserrín de 0.05 m³/h, se obtiene una producción de pellets de 0.011 m³/h con una velocidad de extrusión de 0.003 m/s. La reducción del flujo se traduce como la densificación del aserrín para producir los pellets. Además, se ha estimado que se requiere aproximadamente de 2.03 kW (2.71 HP) para la compactación, y el diseño es capaz de procesar 10 kg/h de aserrín (15 780 pellets/h).



OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

1. Se recomienda que el sistema de alimentación implemente una tolva de alimentación para garantizar el suministro constante de la materia prima de manera controlada y uniforme al sistema de extrusión, asegurando el ingreso del material a la zona de trabajo de los rodillos de compactación. De esta manera se evitaría que el aserrín caiga en zonas aleatorias o no adecuadas.
2. Se recomienda considerar el uso de un patrón hexagonal para la disposición de los agujeros de la matriz plana giratoria con el objetivo de reducir las labores de mantenimiento. Aunque la fabricación de este patrón puede ser más compleja, se proporciona una distribución uniforme de los agujeros, evitando que el rodillo pase por áreas sin agujeros y reduciendo la posibilidad de generar bultos y desgaste en los componentes.
3. El acondicionamiento del aserrín previo al peletizado es importante para evitar la producción pellets de mala calidad. Se recomienda utilizar tamaños de partículas menores a 2 mm, mantener un contenido de humedad entre 10% a 15% y garantizar altos contenidos de lignina. La lignina favorece la durabilidad de los pellets, por lo que se recomienda un porcentaje superior al 25%.
4. La longitud efectiva del agujero de 12 mm y el alivio de la matriz de 17 mm es recomendada para maderas con resistencias entre 6.5 MPa a 14.22 MPa y se determinó en base a la resistencia al corte del Shihuahuaco, ya que representa el caso más crítico, además de ser una de las maderas más producidas. Con el objetivo de mantener una adecuada presión de compactación, se recomienda, para el peletizado de maderas con resistencias entre 3 MPa a 6.5 MPa, aumentar la longitud efectiva del agujero a 25 mm y reducir el alivio a 4 mm.

5. Para que el sistema de extrusión de la peletizadora funcione, se requiere transmitir potencia al eje principal mediante dos opciones: un sistema de transmisión o un motorreductor de eje hueco. En el caso de optar por el motorreductor, se presenta un ejemplo de selección en el ANEXO L.
6. Algunos componentes del diseño, especialmente las carcasas, tuvieron influencia de modelos de peletizadoras comerciales debido a sus diversas ventajas. En primer lugar, destaca la facilidad de mantenimiento, ya que la carcasa superior se puede remover, permitiendo el acceso a los componentes internos como los rodillos, la matriz, entre otros. Además, la peletización es visible a través de la abertura de la carcasa del eje principal y por encima de la carcasa superior, permitiendo observar y supervisar el proceso. Asimismo, el control de la operación es sencillo, ya que se ajustan los tornillos en los extremos de la carcasa superior para regular la compactación de los rodillos, por lo que se recomienda estar al pendiente de su ajuste. Por último, posee un diseño compacto, lo que permite su fácil desplazamiento y transporte hacia diferentes entornos.
7. La estimación de costos de los materiales presentada tiene valores referenciales que pueden variar dependiendo del proveedor y la disponibilidad. Del mismo modo, la lista de máquinas/herramientas, las horas de uso y su costo también son referenciales y pueden variar de acuerdo al proveedor. Dependiendo de las consideraciones, experiencia y preferencias del fabricante, el tiempo de fabricación y las máquinas/herramientas utilizadas pueden variar, afectando los costos. Se recomienda buscar diversos proveedores y considerar alternativas para encontrar las mejores opciones y precios.

BIBLIOGRAFÍA

- Abdoli, M. A., Golzary, A., Hosseini, A., & Sadeghi, P. (2018). *Wood Pellet as a Renewable Source of Energy*. In *Springer*. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-74482-7>
- Aceros Arequipa. Catálogo de productos y servicios. [Consulta: 12 de marzo del 2024]. Disponible en: https://acerosarequipa.com/sites/default/files/catalogo/2023-05/AA-SM-CatalogoDeProductos_Peru_RGB_05_2023.pdf?fv=Ynm6pAu0
- AIDER. (2012). “*Estudio de la composición química de la madera de diez especies maderables potenciales de bosques secundarios y primarios residuales.*” *PD 512/08(I)*, 1–45. [https://www.itto.int/files/itto_project_db_input/2929/Technical/Technical report - Estudio de composición química.pdf](https://www.itto.int/files/itto_project_db_input/2929/Technical/Technical_report_-_Estudio_de_composici3n_qu3mica.pdf)
- Alakangas, E., & Paju, P. (2002). Wood pellets in Finland - technology, economy, and market OPET Report 5. *Technical Research Centre of Finland*, 85. http://www.ateap.cz/new/Pelety_Finsko.pdf
- Arpi Trujillo, J. E., & Calder3n Todal, C. S. (2010). Dise3o De Una M3quina Peletizadora En Base A La Disponibilidad De Residuos Madereros De la Ciudad De Cuenca Para Su Aprovechamiento Energ3tico. *Universidad Polit3cnica Salesiana. Facultad de Ingenier3as.*, 423. <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/832/13/UPS-CT001696.pdf>
- Assureira, E., & Assureira, M. (2017). Agricultural and forest residues in peru: Potential for the bioenergy use. *European Biomass Conference and Exhibition Proceedings, 2017(25thEUBCE)*, 185–190. <https://doi.org/10.5071/25thEUBCE2017-1DV.1.32>.
- Autodesk Inventor. Presi3n admitida en roscas de conexiones por perno. [Consulta: 16 de abril del 2024]. Disponible en:

<https://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2022/ESP/?guid=GUID-B24924A4-0B30-4B11-8A18-DA06C0804AF8>

Autodesk Inventor. Coeficiente de fricción para conexiones por perno. [Consulta: 16 de abril del 2024]. Disponible en: <https://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2022/ESP/?guid=GUID-42FECDEEA-1F24-4470-AA60-5C358AA88A86>

B.A.F.S. (2019). *PHILIPPINE NATIONAL STANDARD Production Machinery – Feed Pellet Mill – Specifications. 632*. http://www.bafs.da.gov.ph/phocadownload/FinalPNS/PNS_BAFS_PAES_274_2019-FeedPelletMill-Specifications.pdf

Basu, P. (2013). Biomass Gasification, Pyrolysis and Torrefaction: Practical Design and Theory. In *Biomass Gasification, Pyrolysis and Torrefaction: Practical Design and Theory* (Second Edi). <https://doi.org/10.1016/C2011-0-07564-6>

Childs, P. R. N. (2019). Worm gears. *Mechanical Design Engineering Handbook*, 513–531. <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-102367-9.00011-1>

Chuman Iglesias, J. L. (2010). Determinación de la composición química del *Acrocarpus fraxinifolius* (Cedro rosado), proveniente de la zona de Aguayita. *Universidad Nacional Agraria de La Selva. Facultad de Recursos Naturales Renovables*. <https://repositorio.unas.edu.pe/bitstream/handle/UNAS/699/T.FRS-77.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Confederación Peruana de la Madera. (2008). *Compendio de Información Técnica de 32 especies forestales Tomo I*. 74. <https://cdn.www.gob.pe/uploads/document/file/1458588/1>. Compendio de información técnica de 32 especies Forestales Tomo I.pdf.pdf

Confederación Peruana de la Madera. (2008). *Compendio de Información Técnica de 32 especies forestales Tomo II.* 74.

<https://cdn.www.gob.pe/uploads/document/file/1458597/2>. Compendio de información técnica de 32 especies Forestales Tomo II.pdf.pdf

Dongde Technology Development Co., LTD. (2024). Comprehensive Manual

E-eficiencia. Estufas de Pellets. [Consulta: 25 de Mayo de 2021]. Disponible en: <https://e-eficiencia.com/a/2019/09/infografia-estufas-de-pellets-e-eficiencia.pdf>

European Pellet Council. (2015). Pellet Quality Requirements. *ENplus Handbook, August*, 10. <https://www.enplus-pellets.eu/en-in/resources-en-in/technical-documentation-en-in.html#handbook>

European Pellet Council. (2019). *Bioenergy Europe Pellet Report 2019. 1.* <https://epc.bioenergyeurope.org/bioenergy-europe-pellet-report-2019/>

Europel. Ficha técnica Acero SAE 4140. [Consulta: 26 de marzo del 2024]. Disponible en: <https://europel.cl/wp-content/uploads/2022/04/FICHA-TECNICA-SAE-4140.pdf>

García, L. (2016). Densificación Y Torrefacción De Biomasa De Chumbera (Opuntia Spp.) Y Jara (Cistus Spp.). *Universidad Politécnica de Madrid. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales,* 125. http://oa.upm.es/44252/1/TFG_LUCIA_GARCIA_MARTINEZ.pdf

GEMCO ENERGY. (2021). Wood Pellet Machines For Sale. [Consulta: 05 junio 2021]. Disponible en: <http://www.gemco-machine.com/Pellet-Fuel/Flat-Die-Pellet-Mill/>

GEMCO ENERGY. (2024). Ajustando la distancia entre la matriz y el rodillo. [Consulta: 27 febrero 2024]. Disponible en: <http://www.peletizadoras.com/FAQ/Ajustando-la-distancia-entre-la-matriz-y-el-rodillo.html>

- Gonzalez-Salazar, M. A., Morini, M., Pinelli, M., Spina, P. R., Venturini, M., Finkenrath, M., & Pogonietz, W. R. (2014). Methodology for estimating biomass energy potential and its application to Colombia. *Applied Energy*, *136*, 781–796.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.07.004>
- Groover, M. P. (2007). *Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas* (3era ed.).
<http://books.google.com/books?hl=es&lr=&id=tcV0l37tUr0C&pgis=1>
- Grover, P. D., & Mishra, S. K. (1996). *Biomass Briquetting: Technology and Practices. Regional Wood Energy Development Programme in Asia. Field Document No. 46. Food and Agriculture Organization of the United Nations.* 46.
<http://www.fao.org/3/AD579E/ad579e00.pdf>
- HERRAMIENTAS DE GALICIA S.A. (2013). Catálogo de Cuchillas. Disponible en:
<http://www.hegasa.com/madera/>
- Herguedas, A., Taranco, C., Rodríguez, E., & Paniagua, P. (2012). Biomasa, Biocombustibles Y Sostenibilidad. *Transbioma*, *13*(2), 216.
[http://sostenible.palencia.uva.es/system/files/publicaciones/Biomasa%2C](http://sostenible.palencia.uva.es/system/files/publicaciones/Biomasa%2C%20Biocombustibles%20y%20Sostenibilidad.pdf)
[Biocombustibles y Sostenibilidad.pdf](http://sostenible.palencia.uva.es/system/files/publicaciones/Biomasa%2C%20Biocombustibles%20y%20Sostenibilidad.pdf)
- Hibbeler, R. C. (2009). *Ingeniería Mecánica Dinámica*. (12va ed.) Recuperado de:
https://www.academia.edu/16966412/Dinamica_Ingenieria_Mecanica
- Hutchings, I. M., & Shipway, P. (2017). *Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials* (Second Edition). <https://www.sciencedirect.com/book/9780081009109/tribology>
- Ingemecanina. (s.f.). Características Mecánicas del Acero. [Consulta: 12 de Junio del 2021].
 Disponible en: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn100.html>

- Kalpakjian, S., & Schmid, S. R. (2001). *Manufactura, Ingeniería y Tecnología* (5ta ed.).
https://www.academia.edu/45035516/Manufactura_ingenieria_y_tecnologia_Kalpakjian_5ta_edicion_
- Koopmans, A., & Koppejan, J. (1998). AGRICULTURAL AND FOREST RESIDUES - GENERATION, UTILIZATION AND AVAILABILITY. *Regional Consultation on Modern Applications of Biomass Energy*, 23.
<http://www.fao.org/3/ad576e/ad576e00.pdf>
- Linkun. Aceros para herramientas de alta velocidad M2. [Consulta: 18 de marzo del 2024].
 Disponible en: <https://es.lksteelpipe.com/m2-high-speed-tool-steel>
- Mani, S., Tabil, L. G., & Sokhansanj, S. (2003). An overview of compaction of biomass grinds. *Powder Handling and Processing*, 15(2), 160–168.
https://www.researchgate.net/publication/230704670_An_overview_of_compaction_of_biomass_grinds
- Ministerio de Energía y Minas. (2021). Balance Nacional de Energía - Perú 2019. *Dirección General de Eficiencia Energética - Área de Planeamiento Energético*, 1–208.
http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/file/DGEE/RM149-2020-MINEM-DM_Aprobaci3nBNE2018_04_06_2020.PDF
- Miskam, A., Zainal, Z. A., & Yusof, I. M. (2009). Characterization of sawdust residues for cyclone gasifier. In *Journal of Applied Sciences* (Vol. 9, Issue 12, pp. 2294–2300).
<https://doi.org/10.3923/jas.2009.2294.2300>
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas: un enfoque integrado* (4. Ed.).
https://www.academia.edu/38323857/Diseño_de_Maquinas_4edi_Norton
- Obernberger, I., & Thek, G. (2010). *The pellet handbook: The production and thermal*

utilisation of biomass pellets. In *Earthscan Ltd.* <http://bios-bioenergy.at/uploads/media/The-Pellet-Handbook-Flyer.pdf>

OPAC Componetes. Chavetas. [Consulta: 10 de abril del 2024]. Disponible en: https://www.opac.net/pdf/CHAVETAS_ESPECIALES.pdf

Pathare, P. N. R., & Tembhurkar, P. C. K. (2016). Fabrication of Pellet Making Machine. *International Journal of Innovations in Engineering and Science*, 1(1), 28–30. <http://www.ijies.net/finial-docs/finial-pdf/2908162016116.pdf>

Paulsen Moscoso, Kurt F. (2018). Elementos de máquinas. Uniones Soldadas. Pontificia Universidad Católica del Perú. Sección Ingeniería Mecánica. Área de Diseño.

Paulsen Moscoso, Kurt F. (2019). Elementos de máquinas. Uniones Atornilladas. Pontificia Universidad Católica del Perú. Sección Ingeniería Mecánica. Área de Diseño.

Rodavigo S.A. (2019). *Chaveta según la normativa UNI 6604-69-din 6885*. 9. <https://rodavigo.net/catalogos/LASIOM/07 Transmisión/LASIOM 11 Chavetas.pdf>

Santana, M. A. E., & Okino, E. Y. A. (2007). Chemical composition of 36 Brazilian Amazon forest wood species. *Holzforschung*, 61(5), 469–477. <https://doi.org/10.1515/HF.2007.084>

Servicio Nacional Forestal y de Fauna Silvestre. (2019). *Anuario Forestal y de Fauna Silvestre 2018*. <http://repositorio.serfor.gob.pe/handle/SERFOR/893>

SKF (2019). *Rodamientos*. 1152. https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf

SKF. SKF Product Select. [Consulta: 12 de abril del 2024]. Disponible en: <https://skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start>

- Stelte, W., Holm, J. K., Sanadi, A. R., Barsberg, S., Ahrenfeldt, J., & Henriksen, U. B. (2011). Fuel pellets from biomass: The importance of the pelletizing pressure and its dependency on the processing conditions. *Fuel*, *90*(11), 3285–3290. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2011.05.011>
- Turner, R. (2014). *Pellet mill die and roll design*. Kansas State University. https://www.feedstrategy.com/wp-content/uploads/2019/09/1-4_Die_and_Roll_Design.pdf
- Vassilev, S. V., Baxter, D., Andersen, L. K., & Vassileva, C. G. (2013). An overview of the composition and application of biomass ash. Part 1. Phase-mineral and chemical composition and classification. *Fuel*, *105*, 40–76. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.09.041>
- Wang, L., Hustad, J. E., Skreiberg, Ø., Skjevraak, G., & Grønli, M. (2012). A critical review on additives to reduce ash related operation problems in biomass combustion applications. *Energy Procedia*, *20*(1876), 20–29. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2012.03.004>
- Wight Heat (2021). Typical calorific values of biomass vs fuel. [Consulta 26 de Mayo de 2021]. Disponible en: <https://wightheat.co.uk/calorific.php>
- World Bank. (2010). *China - Biomass Cogeneration Development Project: Fuel Supply Handbook for Biomass-Fired Power Projects*. <http://documents1.worldbank.org/curated/en/546111468019170010/pdf/564330ESW0P0991PUBLIC10FSH1Web1FinF.pdf>

ANEXO A. Propiedades mecánicas de especies forestales.

Tabla A1. Propiedades mecánicas de las especies forestales más producidas en Perú.

Especie de madera ^[1]	Módulo de Young [GPa]	Corte Paralela a las fibras [MPa]
Shihuahuaco	-	14.22
Cachimbo	12.85	8.24
Tornillo	10.59	7.94
Cumala	10.40	5.10
Bolaina	9.60	4.96

Tabla A2. Propiedades mecánicas de algunas especies forestales en Perú – Parte 1.

Especie de madera ^[1]	Módulo de Young [GPa]	Corte Paralela a las fibras [MPa]
Almendro	13.04	9.22
Caoba	9.24	6.67
Capirona	-	8.53
Casho Moena	11.57	7.45
Catahua	6.67	5.00
Cedro	7.06	5.69
Chimicua	15.69	10.89
Chontaquiro	14.51	14.61
Congona	11.47	10.69
Copaiba	10.98	9.71
Cumala	10.40	5.10
Estoraque	17.16	15.98
Eucalipto	11.96	8.92
Huacamayo Caspi	12.85	10.20
Lupuna	4.61	2.74
Machimango Blanco	13.04	10.40
Machin Sapote	12.85	6.57
Marupá	7.45	5.59
Moena	12.75	8.53
Panguana	9.81	7.26
Shihuahuaco	-	14.22
Shiringa	9.02	7.06
Tahuari	19.42	14.91
Tamuri	13.73	11.28
Tornillo	10.59	7.94
Uchumullaca	13.14	10.40

^[1] Datos tomados de “Compendio de información Técnica de 32 especies forestales Tomo I”, por Confederación Peruana de la Madera (2008)

Tabla A3. Propiedades mecánicas de algunas especies forestales en Perú – Parte 2.

Especie de madera ^[1]	Módulo de Young [GPa]	Corte Paralela a las fibras [MPa]
Aguano Masha	13.63	13.24
Ana Caspi	10.84	11.23
Azúcar Huayo	14.71	17.65
Bolaina	9.60	4.96
Cachimbo	12.85	8.24
Copal	14.45	10.10
Cumala	10.40	5.10
Higuerilla	9.22	4.61
Huayruro	13.34	10.30
Huimba Negra	10.30	6.96
Itahuba	12.36	9.32
Maquisapa Ñaccha	5.10	3.43
Mashonaste	13.63	9.81
Oje Blanco	6.18	4.22
Oje Rosado	7.06	7.26
Pashaco	8.43	7.85
Punga	7.66	4.12
Quillobordon	14.32	10.20
Quina	16.08	10.79
Quinilla	18.04	13.24
Requia	15.10	9.12
Ubos	7.85	5.30
Ucshaquiro Blanco	10.79	7.94
Ulcumano	9.71	8.43
Vilco Colorado	11.67	3.43
Yacushapana	12.45	8.89
Yanchama	7.75	6.77
Zapote	8.73	5.39

^[1] Datos tomados de “Compendio de información Técnica de 32 especies forestales Tomo II”, por Confederación Peruana de la Madera (2008)

ANEXO B. Coeficiente de fricción de la madera contra el acero.

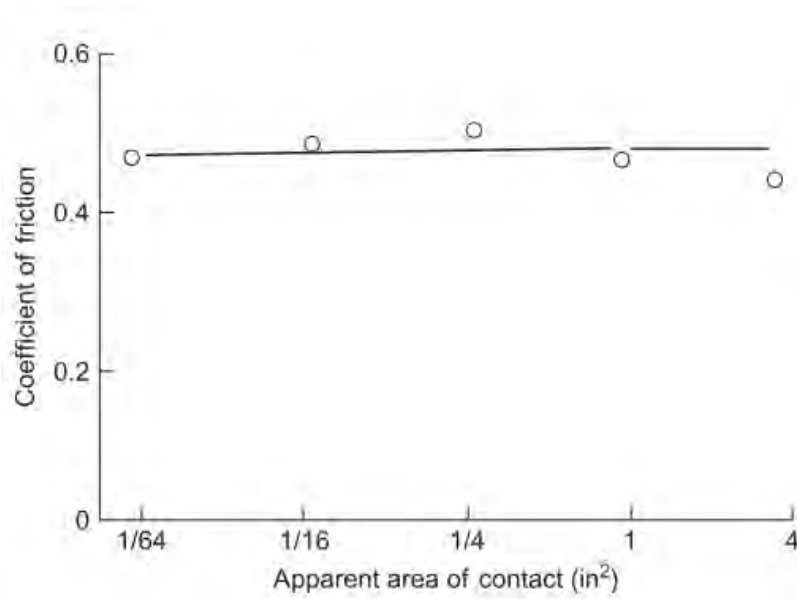


Figura B1. Variación del coeficiente de fricción con el área de contacto aparente para deslizadores de madera sobre una superficie de acero sin lubricar.

Tomado de "Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials", por Hutchings & Shipway (2017)

ANEXO C. Cálculo del Eje principal.

a) Verificación por esfuerzos estáticos

El eje principal se apoya sobre el rodamiento de rodillos cónicos y conecta con los elementos de transmisión o con un motorreductor de eje hueco. Recibe las fuerzas de compactación ($K = 3\,228\text{ N}$) y el momento torsor ($M_{t_m} = 161.4\text{ Nm}$) a través de la matriz plana giratoria. La Figura C1 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje principal:

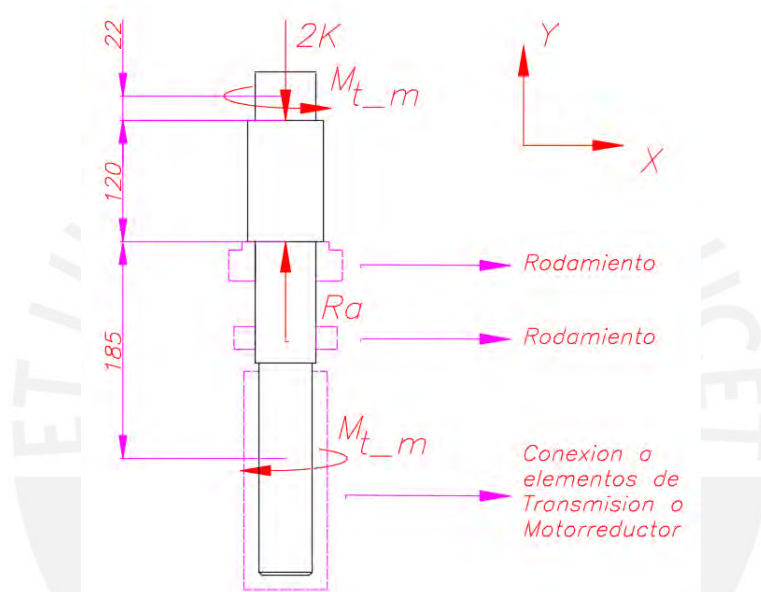


Figura C1. Diagrama de Cuerpo Libre del eje principal.

(Elaboración propia)

Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0$$

$$Ra - 2K = 0$$

$$Ra - 6\,456\text{ N} = 0$$

$$Ra = 6\,456\text{ N}$$

Se considera un diámetro de 40 mm en la conexión con la matriz giratoria, un diámetro de 50 mm en la parte central superior del eje, un diámetro de 40 mm en parte central inferior y un diámetro de 35 mm para la transmisión, se procede con el cálculo de torsión en los puntos

críticos, que en este caso sería en la posición ocupada por la matriz plana giratoria.

- **Esfuerzo Torsor:**

Con la ecuación C1 (Norton, 2011) se calcula el momento de inercia polar del eje en el punto crítico:

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} \quad (C1)$$

$$J = \frac{\pi * 35^4}{32} = 147\,323.5 \text{ mm}^4$$

Donde:

J : Inercia polar del eje en el punto crítico (mm^4).

d : Diámetro del eje en el punto crítico (mm).

Hallamos el Esfuerzo torsor con la ecuación C2 (Norton, 2011):

$$\tau_t = \frac{M_{t.m} * c}{J} \quad (C2)$$

$$\tau_t = \frac{161.4 \text{ N} \cdot \text{m} * 17.5 \text{ mm}}{147\,323.5 \text{ mm}^4} = 19.2 \text{ MPa}$$

Donde:

τ_t : Esfuerzo torsor (MPa).

c : Distancia al punto más lejano en el punto crítico (mm)

El resultado es 19.1 MPa, resultado que se asemeja a lo mostrado en la Figura C2, el diagrama de esfuerzo torsor con un valor máximo aproximado de 19.2 MPa:

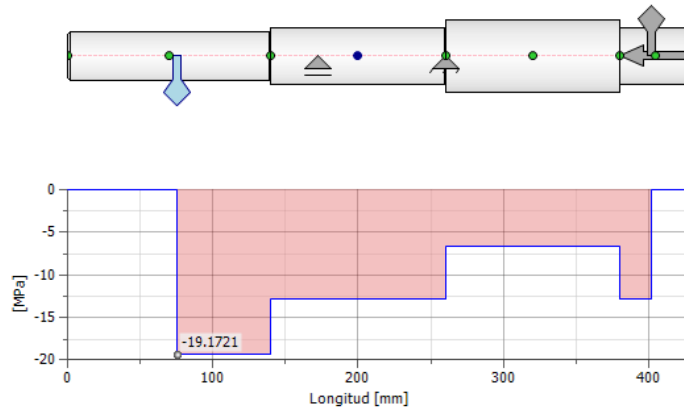


Figura C2. Diagrama de esfuerzo torsor en el eje principal.

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

- **Esfuerzo Equivalente**

Según Von Mises, el esfuerzo equivalente sería según la ecuación C3 (Norton, 2011):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * (\tau_v^2 + \tau_t^2)} \quad (C3)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3 * (19.2^2)} = 33.3 \text{ MPa}$$

Donde:

σ_{eq} : Esfuerzo equivalente (MPa).

σ_f : Esfuerzo flexionante (MPa).

τ_v : Esfuerzo cortante (MPa).

El resultado es 33.3 MPa, resultado que se asemeja a lo mostrado en la Figura C3, el diagrama de esfuerzo equivalente con un valor máximo aproximado de 33.2 MPa:

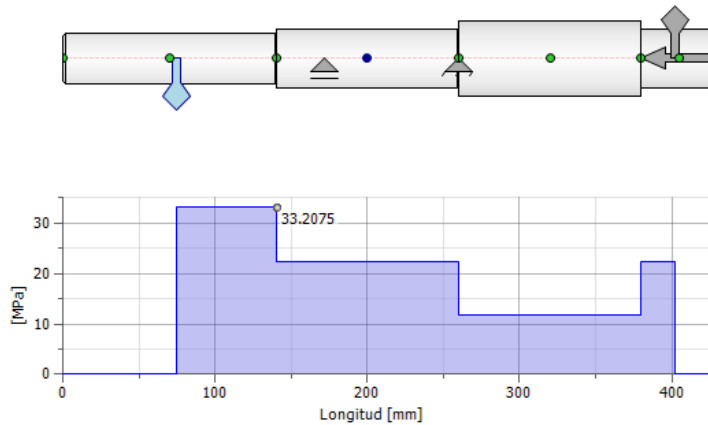


Figura C3. Diagrama de esfuerzo equivalente en el eje principal.

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

Se observa una reducción del esfuerzo equivalente en la parte del eje con diámetro mayor de 50 mm a pesar de recibir la fuerza normal. Por otro lado, se calcula el Factor de Seguridad con la ecuación C4, guiándonos del esfuerzo de fluencia al usar un acero AISI SAE 4140:

$$FS = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{eq}} \quad (C4)$$

$$FS = \frac{650 \text{ MPa}}{33.3 \text{ MPa}} = 19.5$$

Donde:

$\sigma_{fluencia}$: Esfuerzo de fluencia (MPa) (ANEXO M).

FS : Factor de seguridad.

Entonces, hay un esfuerzo equivalente de 33.3 MPa con un factor de seguridad de 19.5 en el eje principal para los puntos con diámetro de 35 mm.

b) Verificación por fatiga

Por otro lado, para el cálculo de fatiga del eje principal, el punto más crítico es el cambio de sección de 35 mm a 40 mm. Por lo que, en primer lugar, se hallaría el factor de sensibilidad a la entalla (n) con la ecuación C5:

$$n = \frac{1}{1 + \left(\frac{8}{r}\right) * \left(1 - \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_B}\right)^3} \quad (C5)$$

$$n = \frac{1}{1 + \left(\frac{8}{35}\right) * \left(1 - \frac{650 \text{ MPa}}{900 \text{ MPa}}\right)^3} = 0.995$$

Donde:

n : Factor de entalla.

σ_B : Esfuerzo de resistencia a la tracción (MPa) (ANEXO M).

Se procede con el cálculo de factor de esfuerzos, con la ecuación C6:

$$\beta = 1 + n * (\alpha - 1) \quad (C6)$$

$$\beta = 1 + 0.995 * (2.1 - 1) = 2.095$$

Donde:

β : Factor de esfuerzos.

α : Factor geométrico de concentración de esfuerzos. (Figura C4)

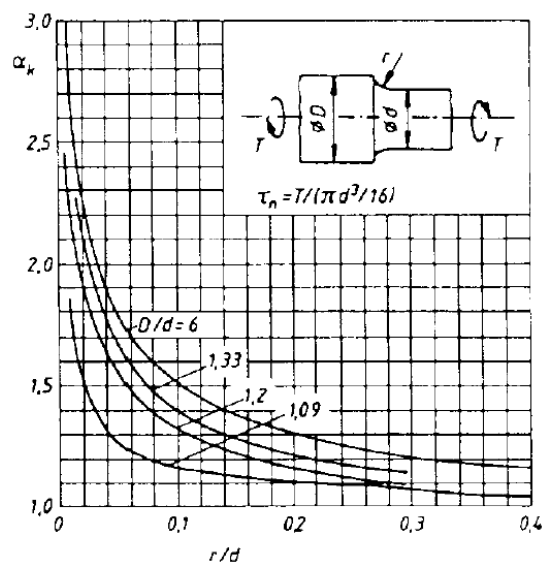


Figura C4. Factor geométrico de concentración de esfuerzos para torsión.

Tomado de “Resistencia de materiales 2” por Rodriguez (2018)

Entendiendo el modo en el que se comportan la carga de torsión, sería una torsión pulsante, se presentara el siguiente grafico en la figura C5:

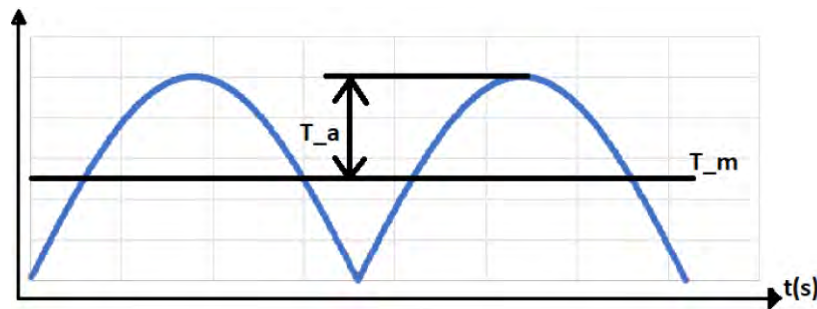


Figura C5. Torsión pulsante a lo largo del tiempo.

Por lo que se considera el valor de la torsión hallada en la ecuación C2 para determinar los siguientes valores:

- $\tau_m = (19.2 \text{ MPa} - 0) * 0.5 + 0 = 9.6 \text{ MPa}$ (Esfuerzo de torsión media)
- $\tau_a = (19.2 \text{ MPa} - 0) * 0.5 = 9.6 \text{ MPa}$ (Esfuerzo de torsión alternante)

Con la ecuación C7, calculamos la torsión alternante modificada por algunos coeficientes

$$\tau'_a = \frac{\beta}{C_s * C_t * C_c * C_{temp}} * \tau_a \quad (C4)$$

$$\tau'_a = \frac{2.095}{0.9 * 0.75 * 0.52 * 1.02} * 9.6 \text{ MPa} = 56 \text{ MPa}$$

Donde:

τ'_a : Esfuerzo de torsión alternante modificado (MPa).

C_s : Coeficiente de acabado superficial. (Figura C6).

C_t : Coeficiente de tamaño. (Figura C7).

C_c : Coeficiente de confiabilidad. (Figura C8).

C_{temp} : Coeficiente de temperatura. (Figura C7).

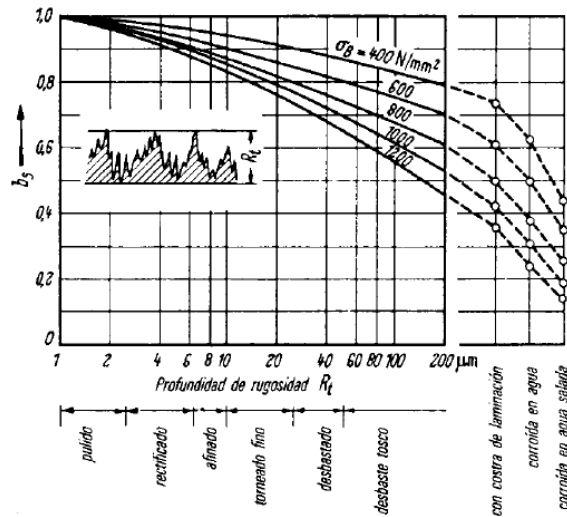


Figura C6. Coeficiente de acabado superficial.

Tomado de “Ejes y Arboles” por Paulsen (2019)

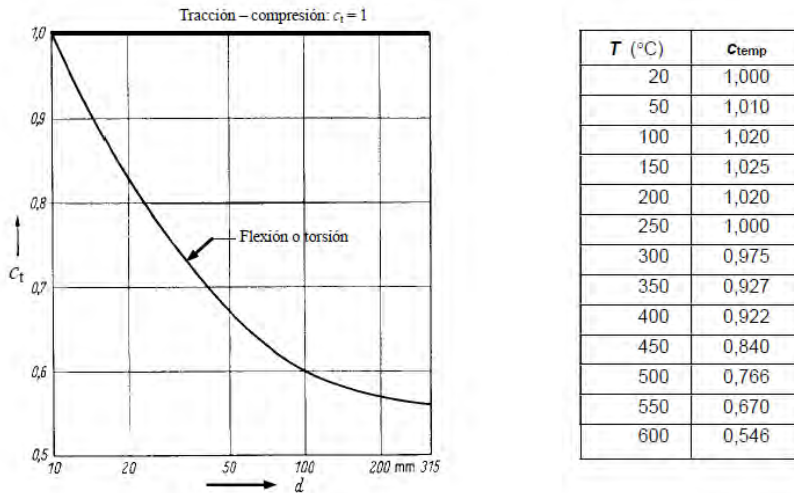


Figura C7. Coeficiente de tamaño y temperatura.

Tomado de “Ejes y Arboles” por Paulsen (2019)

Confiabilidad	c _c
0,50	1,000
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,999 9	0,702
0,999 99	0,659
0,999 999	0,620
0,999 999	0,584
0,999 999	0,551
0,999 999	0,520

Figura C8. Coeficiente de confiabilidad.

Tomado de “Ejes y Arboles” por Paulsen (2019)

Se procede a calcular los esfuerzos equivalentes: alternante y medio. Para esto se usan las ecuaciones C5 y C6:

$$\sigma'_{eq.a} = \sqrt{3 * (\tau'_a)^2} \quad (C5)$$

$$\sigma'_{eq.a} = \sqrt{3 * (56 MPa)^2} = 97 MPa$$

Donde:

$\sigma'_{eq.a}$: Esfuerzo equivalente alternante modificado (MPa).

$$\sigma_{eq.m} = \sqrt{3 * (\tau_m)^2} \quad (C6)$$

$$\sigma_{eq.m} = \sqrt{3 * (9.6 MPa)^2} = 16.6 MPa$$

Donde:

$\sigma_{eq.m}$: Esfuerzo equivalente medio (MPa).

Para hallar el factor de seguridad se usa la ecuación C7:

$$FS_{fat} = \frac{1}{\frac{\sigma'_{eq.a}}{\sigma_{fAL}} + \frac{\sigma_{eq.m}}{\sigma_B}} \quad (C7)$$

$$FS_{fat} = \frac{1}{\frac{97 MPa}{450 MPa} + \frac{16.6 MPa}{900 MPa}} = 4.27 \geq FS_R$$

Donde:

FS_{fat} : Factor de seguridad a la fatiga.

FS_R : Factor de seguridad recomendado (1.2 a 1.8).

σ_{fAL} : Resistencia a la fatiga del material a flexión alternante ($\approx \sigma_B/2$).

ANEXO D. Rodamientos del Eje Principal.

1. Rodamiento de rodillos cónicos SKF 33108

El eje principal está apoyado sobre el rodamiento de rodillos cónicos, el cual soporta una carga axial proveniente de las fuerzas de compactación en el proceso de peletizado. En base al diámetro del eje y a la fuerza de compactación, se escoge el rodamiento de rodillos cónicos 33108 de marca SKF, el cual posee las siguientes especificaciones (Ver Tabla D1):

Tabla D1. Características del Rodamiento 33108.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C _d	C ₀	F ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r.p.m.		kg		
35	62	18	52,3	54	5,85	8 500	10 000	0,23	• 32007 X	4CC
	72	18,25	63,2	56	6,1	8 000	9 500	0,33	• 30207	3DB
	72	24,25	81,2	78	8,5	8 000	9 500	0,44	• 32207	3DC
	72	28	104	106	11,8	7 000	9 500	0,53	• 33207	2DE
	80	22,75	75,4	67	7,8	6 300	8 500	0,52	• 31307	7FB
	80	22,75	88,9	73,5	8,3	7 500	9 000	0,51	• 30307	2FB
	80	32,75	115	114	12,9	6 300	8 500	0,8	• 32307 B	5FE
	80	32,75	117	106	12,2	6 700	9 000	0,75	• 32307	2FE
38	63	17	45,7	52	5,4	8 500	10 000	0,2	JL 69349/310	L 69300
	63	17	45,7	52	5,4	8 500	10 000	0,21	JL 69345/310	L 69300
	63	17	45,7	52	5,4	8 500	10 000	0,21	JL 69349 A/310	L 69300
	63	17	45,7	52	5,4	8 500	10 000	0,21	JL 69349 X/310	L 69300
40	68	18	41,7	71	7,65	7 500	8 500	0,38	• 32008 X	3DF
	75	26	97,5	104	11,4	7 000	9 000	0,5	• 33108	2CE
	80	19,75	75,8	68	7,65	7 000	8 500	0,42	• 30208	3DB

Tomado de "Rodamientos", por SKF (2019)

Debido a que cada rodillo compacta el aserrín, la fuerza axial transmitida al rodamiento de rodillos cónicos es igual al doble de la fuerza de compactación ($P = 2 \cdot K$), ignorando el peso de los componentes del eje y de la matriz plana giratoria. Para la carga radial, se asume un valor del 50% de la fuerza axial, además, la velocidad de giro aproximada del rodamiento de 120 RPM. En base a esta información (ver Figura D1), se calcula el factor de seguridad estática y la vida nominal del rodamiento.

Fuerzas		Velocidad	Temperatura ⓘ	
Radial	Axial	r/min	Aro interior	Aro exterior
kN			° C	
3.228	6.456	120	70	65

Figura D1. Información de entrada para el rodamiento 33108 del eje principal.

Tomado <https://skfbearingsselect.com/#/bearing-selection-start>

Los resultados se muestran en la Figura D2:

S₀ Factor de seguridad estática $S_0: 14$

Designación	Carga estática equivalente		Factor de seguridad estática
	P ₀ (kN)		S ₀
■ 33108	7.42		14

L₁₀ Vida nominal del rodamiento $L_{10h}: 139000\text{ h}$ $L_{10mh}: 19900\text{ h}$

Designación	Vida nominal del rodamiento		Factor de modificación de la vida útil SKF
	Básico	SKF	a _{skf}
	L _{10h} (h)	L _{10mh} (h)	
■ 33108	139000	19900	0.14

Figura D2. Resultados del cálculo para el rodamiento 33108 del eje principal.

Tomado <https://skfbearingsselect.com/#/bearing-selection-start>

Los resultados del cálculo del rodamiento del eje principal indican un factor de seguridad estática de 14.0 para una carga estática equivalente de 7.42 kN, además, indican una vida nominal básica del rodamiento de 139 000 horas aproximadamente. Para una vida nominal con factores SKF, el valor es de 19 900 horas.

2. Rodamiento rígido de bolas SKF 6008-2Z

Aparte del rodamiento de rodillos cónicos, el eje principal está apoyado sobre un rodamiento rígido de bolas, el cual soporta carga radial. En base al diámetro del eje, se escoge el rodamiento rígido de bolas 6008-2Z de marca SKF, el cual posee las siguientes

especificaciones (Ver Tabla D2):

Tabla D2. Características del Rodamiento 6008-2Z.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad (límite ¹)		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	
35 cont.	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9	
	72	23	25,5	15,3	0,655	–	6 300	0,4	62207-2RS1	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	▶ 6307	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	17 000	0,54	6307 M	
	80	21	35,1	19	0,815	–	6 000	0,46	▶ 6307-2RSH	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	9 500	0,48	▶ 6307-2Z	
	80	31	33,2	19	0,815	–	6 000	0,68	62307-2RS1	
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407	
	40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	13 000	0,034	▶ 61808-2RZ
		52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	▶ 61808
62		12	13,8	10	0,425	–	6 700	0,12	▶ 61908-2RS1	
62		12	13,8	10	0,425	24 000	12 000	0,12	▶ 61908-2RZ	
62		12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	▶ 61908	
68		9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	▶ 616008	
68		15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	▶ 6008	
68		15	17,8	11	0,49	–	6 300	0,2	▶ 6008-2RS1	
68		15	17,8	11	0,49	22 000	11 000	0,2	6008-2RZ	
68		15	17,8	11	0,49	22 000	11 000	0,2	▶ 6008-2Z	
68	21	16,8	11	0,49	–	6 300	0,27	63008-2RS1		
80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	▶ 6208		

Tomado de “Rodamientos”, por SKF (2019)

Para la carga radial, se asume un valor del 30% de la fuerza axial que soporta el rodamiento de rodillos cónicos, además, la velocidad de giro aproximada del rodamiento es de 120 RPM. En base a esta información (ver Figura D3), se calcula el factor de seguridad estática y la vida nominal del rodamiento.

Fuerzas		Velocidad	Temperatura ⓘ	
Radial	Axial	r/min	Aro interior	Aro exterior
kN			°C	
1.937	0	120	70	65

Figura D3. Información de entrada para el rodamiento 6008-2Z del eje principal.

Tomado <https://skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start>

Los resultados se muestran en la Figura D4:



Figura D4. Resultados del cálculo para el rodamiento 6008-2Z del eje principal.

Tomado <https://skfbearingsselect.com/#/bearing-selection-start>

Los resultados del cálculo del rodamiento 6008-2Z del eje principal indican un factor de seguridad estática de 5.68 para una carga estática equivalente de 1.94 kN, además, indican una vida nominal básica del rodamiento de 107 000 horas aproximadamente. Para una vida nominal con factores SKF, el valor es de 21 100 horas.

ANEXO E. Chavetas del Eje Principal.

1. Chaveta DIN 6885-B: Eje principal – Matriz giratoria

La selección de las chavetas se basa en el diámetro del eje, en este caso, el eje principal tiene un diámetro de 40 mm en la unión por chaveta con la matriz giratoria. En la Tabla E1 se muestra la selección de la chaveta 12x8x50 DIN 6885-A:

Tabla E1. Selección de la chaveta Eje Principal-Matriz giratoria.

b		2	3	4	5	6	8	10	12	14	16									
h		2	3	4	5	6	8	10	12	14	16									
d1	>	6	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50			
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58		
Chavetero del eje	b*	asiento fijo P9		2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16
	b*	asiento ligero N9		2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16
	t1	con juego en el lomo o aprieto		1,2	1,8	2,5	1,9	3	2,5	3,5	3,1	4	3,7	5	3,9	5	4	5,5	4,7	6
	t1	dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2
Chavetero del cubo	b*	asiento fijo P9		2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16
	b*	asiento ligero JS9		2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16
	t2	con juego en el lomo		1	1,4	1,8	1,2	2,3	1,6	2,8	2	3,3	2,4	3,3	2,2	3,3	2,1	3,8	2,4	4,3
	t2	con aprieto		0,5	0,9	1,2	0,8	1,7	1,1	2,2	1,4	2,4	1,8	2,4	1,6	2,4	1,4	2,9	1,7	3,4
t2	dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2

Tomado de https://www.opac.net/pdf/CHAVETAS_ESPECIALES.pdf

Se procede a verificar la presión de aplastamiento y la fuerza de corte. Para hallar la fuerza tangencial, se usa la ecuación E1 (Paulsen, 2019):

$$F_t = \frac{M}{d/2} = \frac{M_{t_m}}{d/2} \tag{E1}$$

$$F_t = \frac{161.4 \text{ Nm}}{40 \text{ mm} * 0.5} * 1000 = 8\ 070 \text{ N}$$

Donde:

F_t : Fuerza tangencial al eje (N).

M: Momento torsor (Nm).

d: Diámetro del eje en el canal chavetero (mm).

Con la ecuación E2 (Paulsen, 2019), se calcula la presión de aplastamiento:

$$p = \frac{Ft}{t * Lef} \leq p_{adm} \quad (E2)$$

$$p = \frac{8\ 070\ N}{3\ mm * 32\ mm} = 84.1\ MPa \leq p_{adm} \text{ (CUMPLE)}$$

Donde:

p: Presión de aplastamiento (MPa).

t: Profundidad que penetra la chaveta en el cubo (mm).

Lef: Longitud de contacto efectiva entre chaveta y canal de la matriz (mm).

p_{adm}: Presión admisible de aplastamiento (90 a 100 MPa) (Paulsen, 2019).

2. Chaveta DIN 6885-A: Eje principal – Elemento de Transmisión o Motorreductor

En este caso, el eje principal tiene un diámetro de 35 mm en el canal chavetero. En la Tabla E2 se muestra la selección de la chaveta 10x8x50 DIN 6885-A:

Tabla E2. Selección de la chaveta Eje principal- Elemento de Transmisión o Motorreductor.

		2	3	4	5	6	8	10	12	14	16							
		2	3	4	5	6	8	10	12	14	16							
d1	>	6	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58
Chavetero del eje	b* asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16
	b* asiento ligero N9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16
	t1 con juego en el lomo o aprieto	1,2	1,8	2,5	1,9	3	2,5	3,5	3,1	4	3,7	5	3,9	5	4	5,5	4,7	6
	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2
Chavetero del cubo	b* asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16
	b* asiento ligero JS9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16
	t2 con juego en el lomo	1	1,4	1,8	1,2	2,3	1,6	2,8	2	3,3	2,4	3,3	2,2	3,3	2,1	3,8	2,4	4,3
	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2
	con aprieto	0,5	0,9	1,2	0,8	1,7	1,1	2,2	1,4	2,4	1,8	2,4	1,6	2,4	1,4	2,9	1,7	3,4
dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	

Tomado de https://www.opac.net/pdf/CHAVETAS_ESPECIALES.pdf

Se procede a verificar la presión de aplastamiento y la fuerza de corte. Para hallar la fuerza tangencial, se usa la ecuación E1 (Paulsen, 2019):

$$Ft = \frac{M}{d/2} = \frac{M_{t_m}}{d/2} \quad (E1)$$

$$Ft = \frac{161.4 \text{ Nm}}{35 \text{ mm} * 0.5} * 1000 = 9\ 222.9 \text{ N}$$

Con la ecuación E2 (Paulsen, 2019), se calcula la presión de aplastamiento:

$$p = \frac{Ft}{t * L_{ef}} \leq p_{adm} \quad (E2)$$

$$p = \frac{9\ 222.9 \text{ N}}{3 \text{ mm} * 40 \text{ mm}} = 76.9 \text{ MPa} \leq p_{adm} \text{ (CUMPLE)}$$



ANEXO F. Eje de los Rodillos.

Al trabajar con una matriz plana giratoria, el eje esta sujeto y no se mueve, por lo que existen fuerzas en los apoyos ubicados en los extremos. Por esta razón, es necesario el análisis de su resistencia. Las fuerzas que afectan al rodillo ($K = 3\,228\text{ N}$ y $F_{fr} = 1\,624\text{ N}$) se trasladan al eje, en el lugar de los rodamientos, cercano al cambio de sección en el eje. En la Figura F1 se observa el diagrama de cuerpo libre.

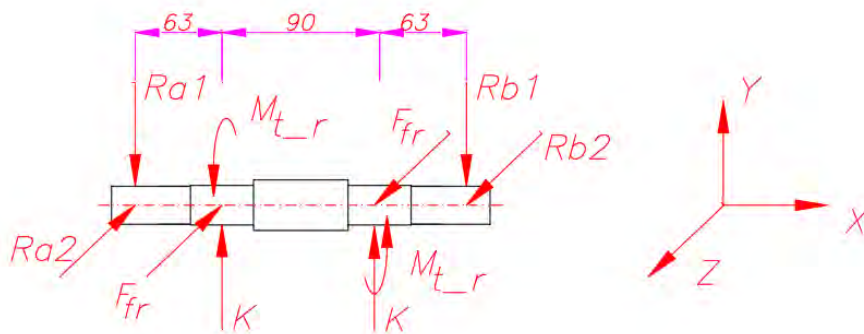


Figura F1. Diagrama de Cuerpo Libre del eje de los rodillos.

(Elaboración propia)

Se considera un diámetro de 30 mm en la parte central del eje, un diámetro de 25 mm para los rodamientos y un diámetro de 22 mm en los extremos, se procede con el cálculo de las fuerzas de corte y los momentos flectores a lo largo del eje. Los resultados de los valores del diagrama de cuerpo libre se muestran en la Tabla F1.

Tabla F1. Resultados del Momento Flector y Fuerza Cortante.

Posición	Fuerza Cortante (y)	Momento Flector (y)	Fuerza Cortante (z)	Momento Flector (z)
X = 63 mm	V1 = 3 228 N	M1 = 203.4 N·m	V4 = 672.5 N	M4 = 42.4 N·m
X = 153 mm	V2 = 0.0 N	M2 = 203.4 N·m	V5 = 941.5 N	M5 = 42.4 N·m
X = 216 mm	V3 = -3 228 N	M3 = 0.0 N·m	V6 = -672.5 N	M6 = 0.0 N·m

De acuerdo a los resultados, se observan en las Figuras F2 y F3 los diagramas de fuerzas de corte y en las Figuras F4 y F5 los diagramas de momentos flectores:

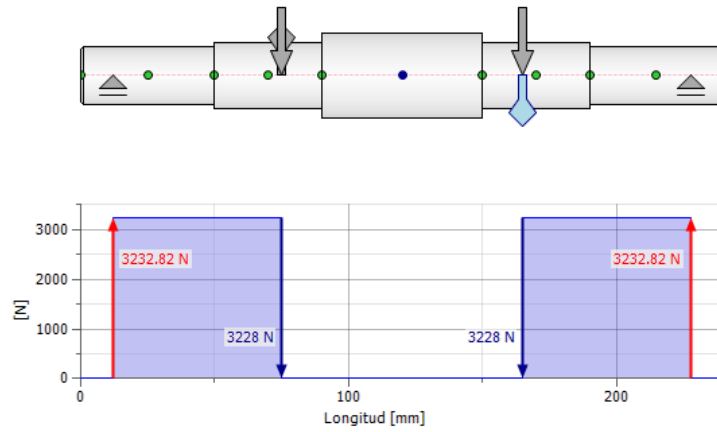


Figura F2. Diagrama de fuerzas de corte en el eje de los rodillos (XY).

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

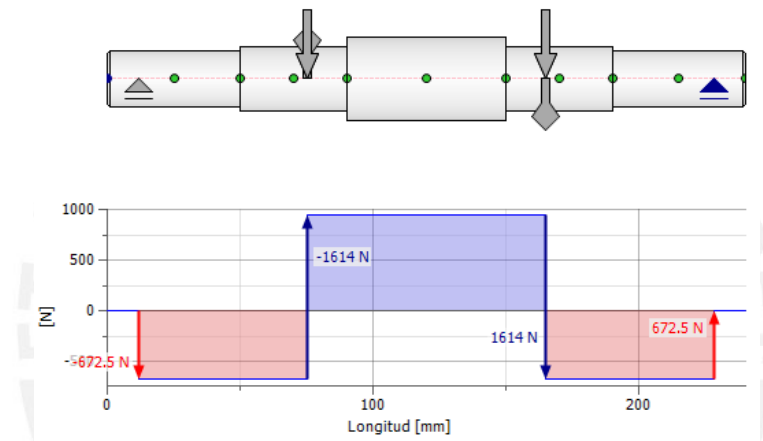


Figura F3. Diagrama de fuerzas de corte en el eje de los rodillos (XZ).

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

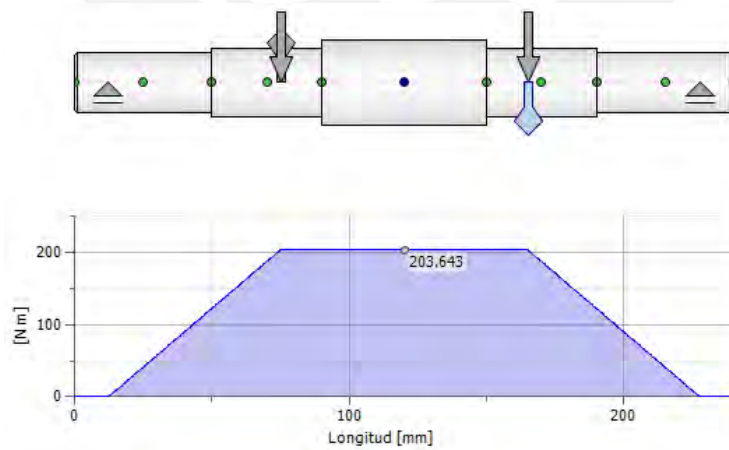


Figura F4. Diagrama de momento flector en el eje de los rodillos (XY).

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

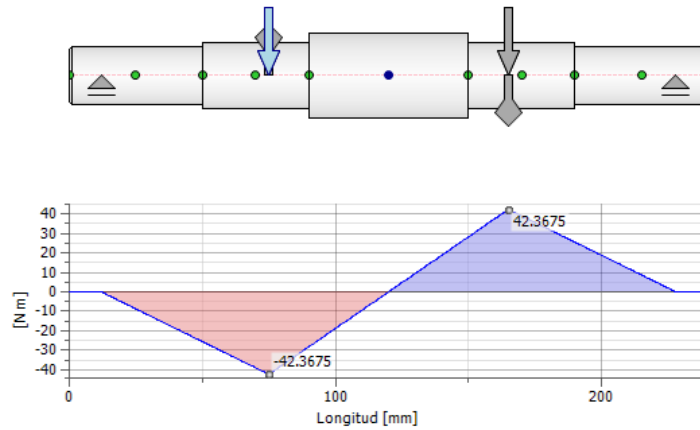


Figura F5. Diagrama de momento flector en el eje de los rodillos (XZ).

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

En los puntos críticos, se observa aproximadamente fuerzas de corte de 3 228 N y 672.5 N, momentos flectores de 203.4 N·m y 42.4 N.m y un momento de torsión de 64.6 N·m, los cuales son los puntos centros de los rodillos. A continuación, se procede a analizar y calcular los esfuerzos:

- **Esfuerzo flexionante:**

Se calcula el momento de inercia del eje en el punto crítico con la ecuación F1 (Norton, 2011):

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (F1)$$

$$I = \frac{\pi * (25mm)^4}{64} = 19\,174.8\,mm^4$$

Donde:

I : Inercia del eje en el punto crítico (mm^4).

d : Diámetro del eje en el punto crítico (mm).

Hallamos el esfuerzo flexionante con la ecuación F2 (Norton, 2011):

$$\sigma_f = \frac{M_f * c}{I} \quad (F2)$$

$$\sigma_{XYf} = \frac{203.4 \text{ N} \cdot \text{m} * 12.5 \text{ mm}}{19\,174.8 \text{ mm}^4} = 132.6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{XZf} = \frac{42.4 \text{ N} \cdot \text{m} * 12.5 \text{ mm}}{19\,174.8 \text{ mm}^4} = 27.7 \text{ MPa}$$

Donde:

σ_f : Esfuerzo flexionante (MPa).

M_f : Momento Flector (Nm).

c : Distancia al punto más lejano en el punto crítico (mm)

Los resultados de 132.6 MPa y 27.7 MPa, resultados que se asemejan a lo mostrado en las Figura F6 y F7, con valores aproximados de 132.4 MPa y 27.6 MPa:

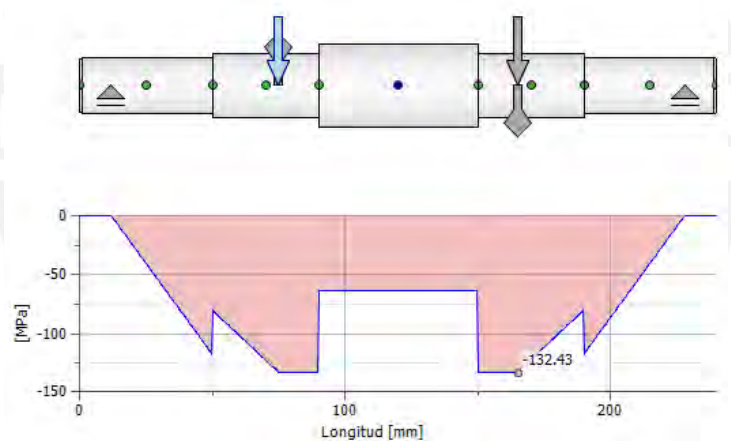


Figura F6. Diagrama de esfuerzo flector en el eje de los rodillos (XY).

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

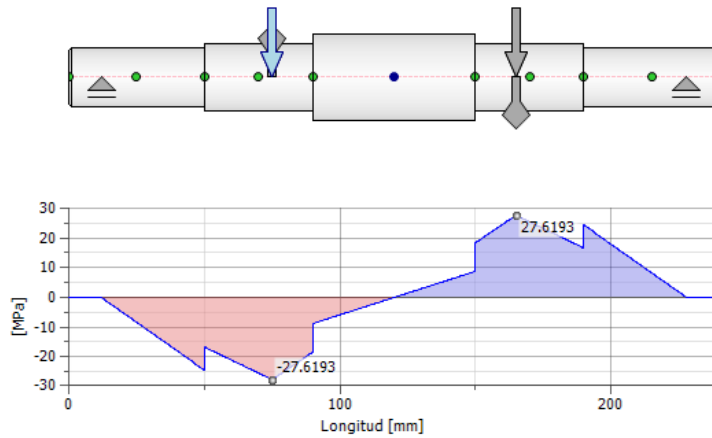


Figura F7. Diagrama de esfuerzo flector en el eje de los rodillos (XZ).

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

- **Esfuerzo Cortante**

Hallamos el Esfuerzo Cortante con la ecuación F3 (Norton, 2011):

$$\tau_v = \frac{K}{A_{corte}} \tag{F3}$$

$$\tau_{XYv} = \frac{4 * 3\,228\,N}{\pi * (25\,mm)^2} = 6.6\,MPa$$

$$\tau_{XZv} = \frac{4 * 941.5\,N}{\pi * (25\,mm)^2} = 1.91\,MPa$$

Donde:

τ_v : Esfuerzo cortante (MPa).

K : Fuerza Cortante (N).

A_{corte} : Sección del eje en el punto crítico (mm²)

Los resultados de 6.6 MPa y 1.9 MPa, resultados que se asemejan a lo mostrado en las Figura

F8 y F9, con valores aproximados de 6.6 MPa y 1.9 MPa:

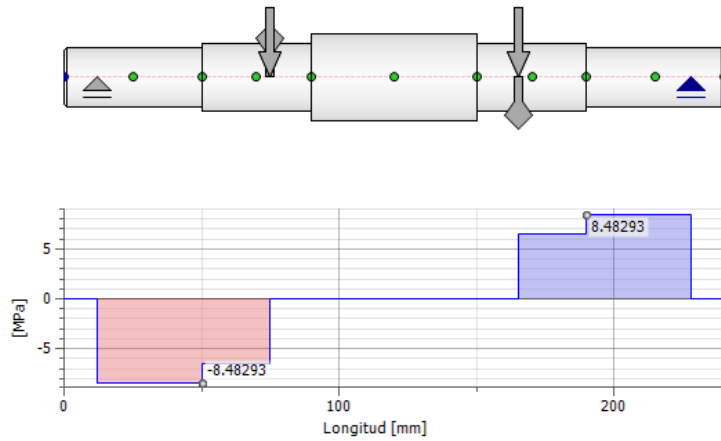


Figura F8. Diagrama de esfuerzo cortante en el eje de los rodillos (XY).

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

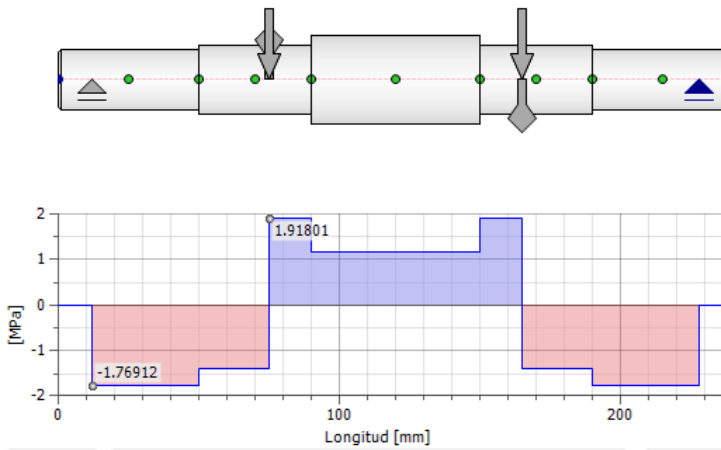


Figura F9. Diagrama de esfuerzo cortante en el eje de los rodillos (XZ).

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

- **Esfuerzo Torsor:**

Se calcula el momento de inercia polar del eje en el punto crítico con la ecuación F4 (Norton, 2011):

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} \tag{F4}$$

$$J = \frac{\pi * 25^4}{32} = 38\,349.5 \text{ mm}^4$$

Donde:

J : Inercia polar del eje en el punto crítico (mm^4).

Hallamos el Esfuerzo torsor con la ecuación F5 (Norton, 2011):

$$\tau_t = \frac{M_{t_r} * c}{J} \quad (F5)$$

$$\tau_t = \frac{64.6 \text{ N} \cdot \text{m} * 12.5 \text{ mm}}{38\,349.5 \text{ mm}^4} = 21.1 \text{ MPa}$$

Donde:

τ_t : Esfuerzo torsor (MPa).

El resultado es 21.1 MPa, resultado que se asemeja a lo mostrado en la Figura F10, el diagrama de esfuerzo torsor con un valor máximo aproximado de 21.1 MPa:

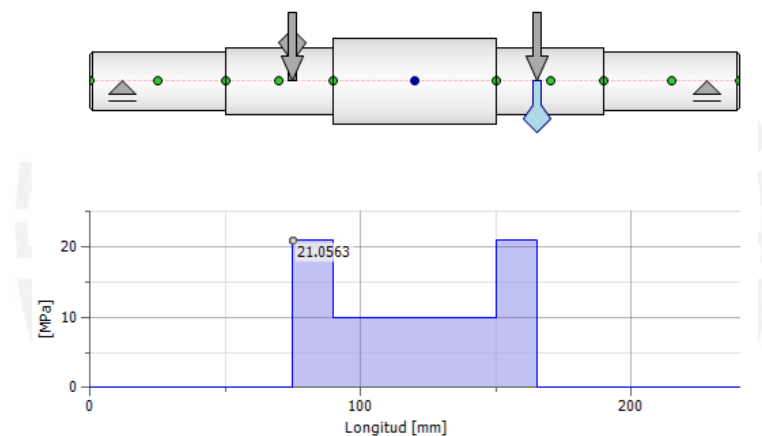


Figura F10. Diagrama de esfuerzo torsor en el eje de los rodillos.

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

- **Esfuerzo Equivalente**

Según Von Mises, el esfuerzo equivalente sería según la ecuación F6 (Norton, 2011):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * (\tau_v^2 + \tau_t^2)} \quad (F6)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(132.6^2 + 27.7^2) + 3 * ((6.6^2 + 1.9^2) + 21.1^2)} \approx 140.8 \text{ MPa}$$

Donde:

σ_{eq} : Esfuerzo equivalente (MPa).

El resultado es 140.8 MPa, resultado que se asemeja a lo mostrado en la Figura F11, el diagrama de esfuerzo equivalente con un valor máximo aproximado de 140.6 MPa:

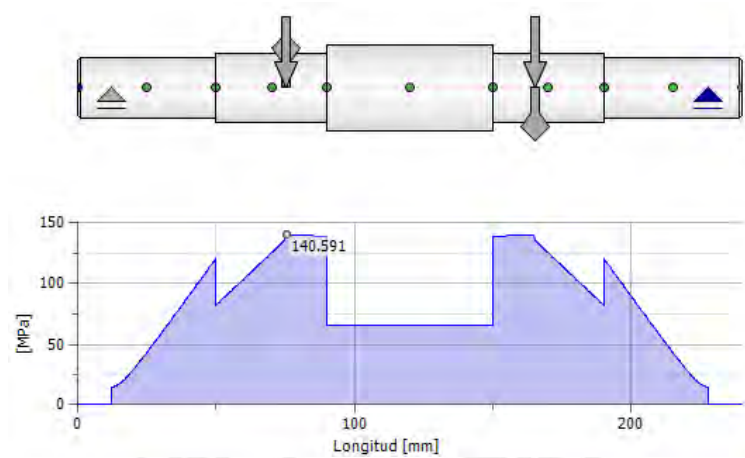


Figura F11. Diagrama de esfuerzo equivalente en el eje de los rodillos.

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

Hallamos el Factor de Seguridad con la ecuación F7, guiándonos del esfuerzo de fluencia al usar un acero AISI SAE 4140:

$$FS = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{eq}} \quad (F7)$$

$$FS = \frac{750 \text{ MPa}}{140.8 \text{ MPa}} = 5.3$$

Donde:

$\sigma_{fluencia}$: Esfuerzo de fluencia (MPa) (ANEXO M).

FS : Factor de seguridad.

Entonces, hay un esfuerzo equivalente de 140.8 MPa con un factor de seguridad de 5.3 en los puntos críticos para un diámetro de 25 mm en la parte de los rodillos y un diámetro de 30 mm en la parte central del eje.

ANEXO G. Rodamientos de los Rodillos.

Dentro de los rodillos se colocan rodamientos rígidos de bolas, que soportan cargas radiales generadas por la compactación del aserrín. Se requerirá de 4 rodamientos en total, 2 por cada rodillo. En base al diámetro del eje y a la fuerza de compactación, se escoge el rodamiento rígido de bolas de una hilera 6005-2Z de marca SKF, el cual posee las siguientes especificaciones (Ver Tabla G1):

Tabla G1. Características del Rodamiento 6005-2Z.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	–	11 000	0,022	▶ 61805-2RS1
	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	19 000	0,022	▶ 61805-2RZ
	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	▶ 61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	–	10 000	0,045	▶ 61905-2RS1
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	18 000	0,045	▶ 61905-2RZ
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	▶ 61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,055	▶ 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	▶ 6005
	47	12	11,9	6,55	0,275	–	9 500	0,081	▶ 6005-2RSH
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,08	▶ 6005-2RSL
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,083	▶ 6005-2Z
	47	16	11,2	6,55	0,275	–	9 500	0,11	▶ 63005-2RS1

Tomado de “Rodamientos”, por SKF (2019)

Debido a que 2 rodamientos se encuentran dentro del rodillo, cada uno recibe la mitad de la resultante entre fuerza de compactación ($K = 3\ 228\ \text{N}$) y la fuerza de fricción en el rodillo ($F_{fr} = 1\ 614\ \text{N}$). Además, la velocidad de giro aproximada de los rodamientos es de 150 RPM. En base a esta información (ver Figura G1), se calcula el factor de seguridad estática y la vida nominal del rodamiento.

Fuerzas		Velocidad	Temperatura ⓘ	
Radial	Axial	r/min	Aro interior	Aro exterior
kN			°C	
1.805	0	150	70	65

Figura G1. Información de entrada para rodamientos del eje de rodillos.

Tomado <https://skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start>

Los resultados se muestran en la Figura G2:



Figura G2. Resultados del cálculo de rodamientos del eje de rodillos.

Tomado <https://skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start>

Los resultados del cálculo de rodamientos del eje de rodillos indican un factor de seguridad estática de 3.63 para una fuerza resultante de 1.8 kN, además, indican una vida nominal básica del rodamiento de 31 800 horas aproximadamente. Para una vida nominal con factores SKF, el valor es de 3 970 horas.

Por otro lado, La desalineación admisible para rodamientos rígidos de bolas de una hilera es de 2 a 10 minutos de arco (SKF, 2019). Para verificar la desalineación se calcula la diferencia del ángulo en la posición inicial y final de cada rodamiento. La Figura G3 muestra las posiciones iniciales y finales de cada rodamiento:

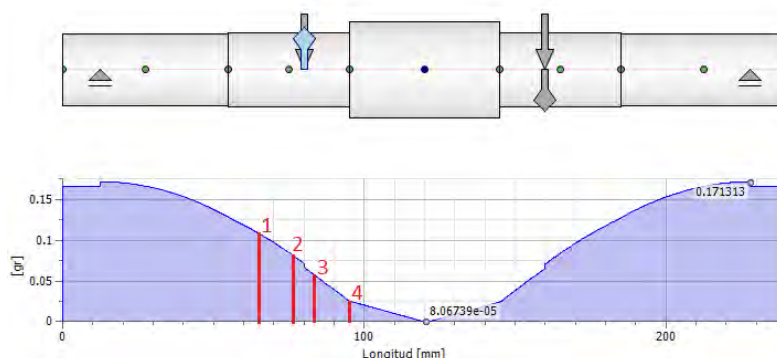


Figura G3. Diagrama de ángulo de flexión en el eje de los rodillos.

Tomado de Design Accelerator, Generador de componentes de eje, Autodesk Inventor 2024

Los resultados se muestran en la Tabla G2:

Tabla G2. Resultados del cálculo de desalineación de rodamientos del rodillo.

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Posición inicial Rodamiento 1-2	x1	mm	60.0
Posición final Rodamiento 1-2	x2	mm	72.0
Posición inicial Rodamiento 3-4	x3	mm	78.0
Posición final Rodamiento 3-4	x4	mm	90.0
Ángulo inicial Rodamiento 1-2	α_1	°	0.1251790
Ángulo final Rodamiento 1-2	α_2	°	0.0939588
Ángulo inicial Rodamiento 3-4	α_3	°	0.0709542
Ángulo final Rodamiento 3-4	α_4	°	0.0372929
Desalineación Rodamiento 1-2	$\alpha_1 - \alpha_2$	°	0.0312202
Desalineación Rodamiento 3-4	$\alpha_3 - \alpha_4$	°	0.0422491
Desalineación admisible	α_{adm}	minutos	2 – 10
Desalineación Rodamiento 1-2	$\alpha_1 - \alpha_2$	minutos	1.87
Desalineación Rodamiento 3-4	$\alpha_3 - \alpha_4$	minutos	2.53

La desalineación más crítica, de 2.53 minutos, pertenece a los rodamientos cercanos al centro del eje. Un valor aceptable de acuerdo al rango admisible de 2 a 10 minutos.

ANEXO H. Tuerca de fijación axial.

La tuerca de fijación axial se encarga de mantener el rodamiento fijo dentro del rodillo, además de soportar cargas axiales. Su selección depende de su capacidad de carga estática axial y su diámetro nominal. En este caso, teóricamente hay ausencia de fuerzas axiales por lo que se considerará por precaución una fuerza axial con una magnitud del 50% de la fuerza de compresión. En la Tabla H1 se muestra los requerimientos:

Tabla H1. Requerimientos para la tuerca de fijación axial.

Parámetro	Unidad	Valor
Fuerza de compactación	kN	3.23
Fuerza axial considerada	kN	1.61
Diámetro del eje	mm	25.00

Se selecciona la tuerca de fijación axial con su respectiva arandela de fijación en la Tabla H2 y Tabla H3:

Tabla H2. Selección de la tuerca de fijación axial.

Dimensiones						Capacidad de carga axial estática	Masa	Designaciones		
G	d ₁	d ₃	B	b	h			Tuerca de fijación	Arandela de fijación asociada	Llave asociada
mm						kN	kg	-		
M 10x0,75	13,5	18	4	3	2	9,8	0,004	▶ KM 0	MB 0	HN 0
M 12x1	17	22	4	3	2	11,8	0,006	▶ KM 1	MB 1	HN 1
M 15x1	21	25	5	4	2	14,6	0,009	▶ KM 2	MB 2	HN 2-3
M 17x1	24	28	5	4	2	19,6	0,012	▶ KM 3	MB 3	HN 2-3
M 20x1	26	32	6	4	2	24	0,025	▶ KM 4	MB 4	HN 4
M 25x1,5	32	38	7	5	2	31,5	0,028	▶ KM 5	MB 5	HN 5-6
M 30x1,5	38	45	7	5	2	36,5	0,039	▶ KM 6	MB 6	HN 5-6

Tomado de “Rodamientos”, por SKF (2019)

Tabla H3. Selección de la arandela de fijación.

Designación	Dimensiones						Masa
	d	d ₁	d ₂	B	f	M	
-	mm						kg
▶ MB 0	10	13,5	21	1	3	8,5	0,001
▶ MB 1	12	17	25	1	3	10,5	0,002
MB 1 A		17	25	1,2	3	10,5	0,0025
▶ MB 2	15	21	28	1	4	13,5	0,003
MB 2 A		21	28	1,2	4	13,5	0,0035
▶ MB 3	17	24	32	1	4	15,5	0,003
MB 3 A		24	32	1,2	4	15,5	0,0035
▶ MB 4	20	26	36	1	4	18,5	0,004
MB 4 A		26	36	1,2	4	18,5	0,005
▶ MB 5	25	32	42	1,25	5	23	0,006
MB 5 A		32	42	1,8	5	23	0,0085
▶ MB 6	30	38	49	1,25	5	27,5	0,008
MB 6 A		38	49	1,8	5	27,5	0,011

Tomado de “Rodamientos”, por SKF (2019)

La tuerca selecciona es la KM 5 que soporta cargas axiales de 31.5 kN y la arandela seleccionada es la MB 5.

ANEXO I. Cuchilla de Corte.

Una vez los pellets se forman, la cuchilla los corta para la descarga del producto. Para el cálculo, se toma la resistencia al corte de la madera Y_S . Entonces, la fuerza de corte en la ecuación I (Norton, 2011) es:

$$Y_S = \frac{F_{c_{cuch}}}{S_{pellet}} \quad (I1)$$

$$14.22 \text{ MPa} = \frac{F_{c_{cuch}}}{A}$$

$$F_{c_{cuch}} = 14.22 \text{ MPa} * 28.27 \text{ mm}^2 = 402.1 \text{ N}$$

Donde:

$F_{c_{cuch}}$: Fuerza de corte de la cuchilla.

S_{pellet} : Sección a cortar.

Se tiene una cuchilla con las dimensiones mostradas en la Figura I1:

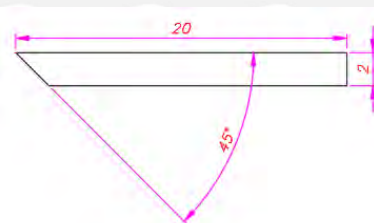


Figura I1. Dimensiones de la cuchilla.

(Elaboración propia)

Entonces, el esfuerzo cortante se calcula con la ecuación I2 (Norton, 2011) es:

$$\tau_{cuch} = \frac{F_{c_{cuch}}}{S_{cuch}} \quad (I2)$$

$$\tau_{cuch} = \frac{402.1 \text{ N}}{38 \text{ mm}^2} = 10.6 \text{ MPa}$$

Donde:

τ_{cuch} : Esfuerzo de corte de la cuchilla

S_{cuch} : Sección de la cuchilla

Se calcula el esfuerzo equivalente con la ecuación I3 (Norton, 2011):

$$\sigma_{eq_cuch} = \sqrt{3 * (\tau_{cuch}^2)} \quad (I3)$$

$$\sigma_{eq_cuch} = \sqrt{3 * (10.6^2)} = 18.3 \text{ MPa}$$

Donde:

σ_{eq_cuch} : Esfuerzo equivalente de la cuchilla

Para cuchillas de corte se utiliza acero rápido por lo que se procede a calcular el factor de seguridad en la ecuación I4:

$$FS_{cuch} = \frac{\sigma_{f_cuch}}{\sigma_{eq_cuch}} \quad (I4)$$

$$FS_{cuch} = \frac{3250.0 \text{ MPa}}{18.3 \text{ MPa}} = 177.3$$

Donde:

σ_{f_cuch} : Esfuerzo de fluencia de la cuchilla (ver Tabla I1)

FS_{cuch} : Factor de seguridad de cuchilla

Tabla I1. Propiedades del Acero para herramientas M2.

AISI M2 Herramienta Aceros Propiedades Mecánica		
Propiedades mecánicas	Métrico	Imperial
Dureza, Rockwell C (templado a 1150 ° F, templado a 2200 ° F)	62 62	62 62
Dureza, Rockwell C (endurecido, templado a 2200 ° F)	sesenta y cinco	sesenta y cinco
Límite elástico a compresión (cuando se temple a 300 ° F)	3250 MPa	471000 psi
Impacto Izod sin muesca (cuando está templado a 300 ° F)	67 J	49.4 pies-lb
Abrasión (pérdida en mm ³ , endurecida; ASTM G65)	25,8	25,8
Abrasión (pérdida en mm ³ , templada a 1275 ° F; ASTM G65)	77,7	77,7
el coeficiente de Poisson	0.27-0.30	0.27-0.30
Modulos elasticos	190-210 GPa	27557-30458 ksi

Tomado de <https://es.lksteelpipe.com/m2-high-speed-tool-steel>

ANEXO J. Uniones Atornilladas.

1. Oreja de la carcasa: Resistencia del Tornillo de ajuste

Durante el proceso de peletizado, los tornillos de color azul (ver Figura J1) para ajustar el eje de rodillos reciben la fuerza K del eje mismo durante la compresión.

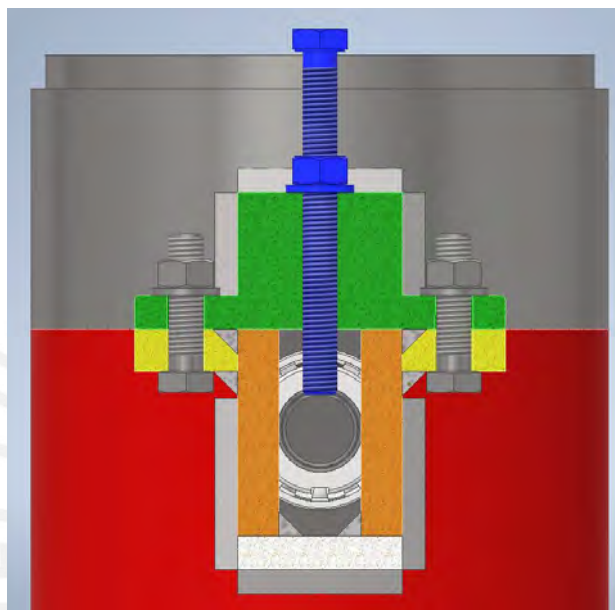


Figura J1. Unión atornillada de apoyo del eje de rodillos.

(Elaboración propia)

A continuación, se muestra la fuerza normal en la Figura J2:

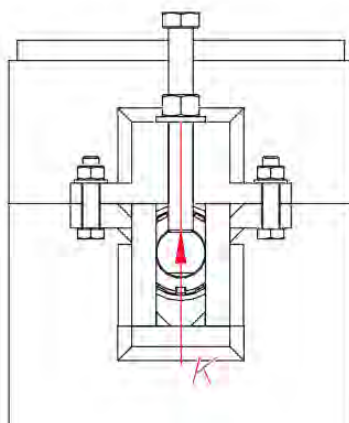


Figura J2. Fuerza normal – Escenario 1.

(Elaboración propia)

La Tabla J1 muestra la información del tornillo necesaria para la verificación por resistencia:

Tabla J1. Datos de la Unión Atornillada – Escenario 1

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Diámetro nominal	d	mm	10.00
Diámetro entre caras del hexágono	d1	mm	16.00
Diámetro de paso	d2	mm	9.03
Diámetro de raíz	d3	mm	8.16
Altura de cabeza	k	mm	6.40
Paso	p	mm	1.50
Longitud	L	mm	100.00
Clase	-	-	8.8
Resistencia a la tracción	σ_B	MPa	800.00
Resistencia a la fluencia	σ_f	MPa	640.00

Para calcular el esfuerzo normal, primero se calcula el diámetro resistente del tornillo con la ecuación J1 (Paulsen, 2019):

$$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (J1)$$

$$d_s = \frac{9.03 + 8.16}{2} = 8.59 \text{ mm}$$

Donde:

d_s : Diámetro resistente del tornillo (mm).

Se calcula el área resistente del tornillo con la ecuación J2 (Paulsen, 2019):

$$A_o = \frac{\pi * d_s^2}{4} \quad (J2)$$

$$A_o = \frac{\pi * 8.59^2}{4} = 57.99 \text{ mm}^2$$

Donde:

A_o : Área resistente del tornillo (mm²).

Se calcula el esfuerzo normal del tornillo con la ecuación J3 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_n = \frac{Fn}{A_o} = \frac{K}{A_o} \leq \sigma_f \quad (J3)$$

$$\sigma_n = \frac{3228 \text{ N}}{57.99 \text{ mm}^2} = 55.66 \text{ MPa} \leq 640 \text{ MPa (CUMPLE)}$$

Donde:

σ_n : Esfuerzo normal del tornillo (mm^2).

F_n : Fuerza normal del tornillo (mm^2).

2. Oreja de la carcasa: Tapa – Pestañas

Las uniones atornilladas de color azul (ver Figura J3) reciben la fuerza transmitida de la tapa de la oreja de la carcasa (de color verde) la cual es empujada por el tornillo de ajuste del eje de rodillos. Estas 4 uniones atornilladas comprimen la tapa y las pestañas (de color amarillo) de las orejas de la carcasa.

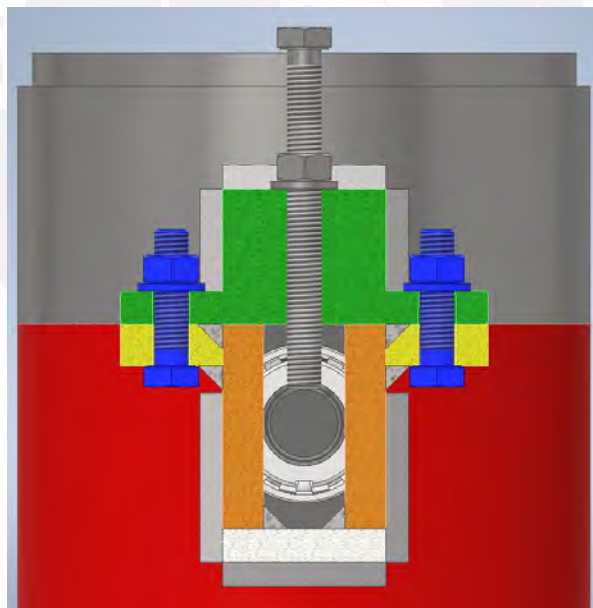


Figura J3. Uniones atornilladas en la tapa de las orejas de la carcasa.

(Elaboración propia)

A continuación, se muestra la fuerza normal en la Figura J4:

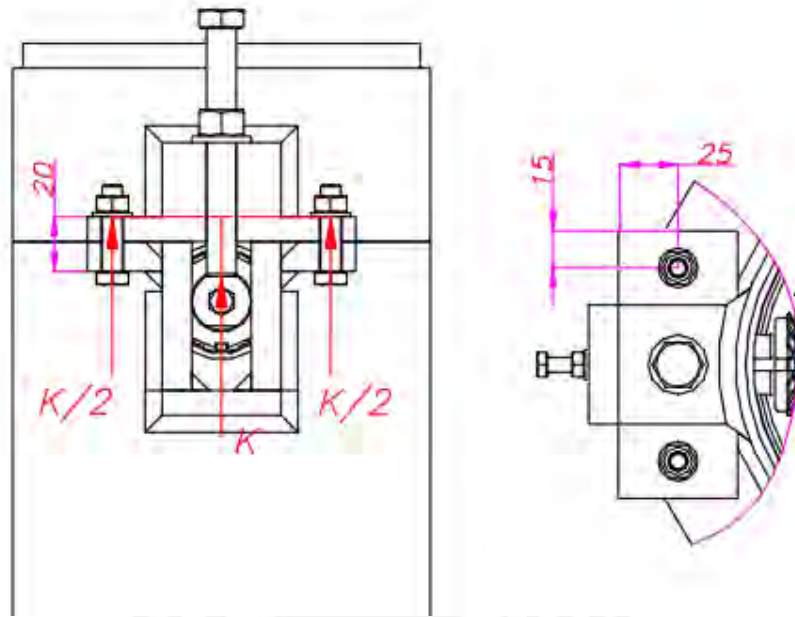


Figura J4. Fuerza transmitida de tracción – Escenario 2.

(Elaboración propia)

La Tabla J2 muestra la información del tornillo necesaria para la verificación por resistencia:

Tabla J2. Datos de la Unión Atornillada – Escenario 2

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Diámetro nominal	d	mm	10.00
Diámetro entre caras del hexágono	d1	mm	16.00
Diámetro de paso	d2	mm	9.03
Diámetro de raíz	d3	mm	8.16
Altura de cabeza	k	mm	6.40
Paso	p	mm	1.5
Angulo de la hélice	φ	$^{\circ}$	3.03
Longitud	L	mm	40.00
Clase	-	-	8.8
Resistencia a la tracción	σ_B	MPa	800.00
Resistencia a la fluencia	σ_f	MPa	640.00
Espesor de la tuerca	m	mm	8.40
Espesor de arandela		mm	2.00
Coefficiente de fricción filetes	μ	-	0.16
Diámetro del agujero	Dag	mm	11.00

Debido a que la unión atornillada está afectada por la fuerza exterior de la tapa, se procede a calcular el efecto de esta fuerza sobre las placas y los tornillos. En el caso de los tornillos se calcula la constante de rigidez del tornillo con la ecuación J4 (Paulsen, 2019):

$$\frac{1}{c_t} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \quad (J4)$$

Donde:

c_t : Constante de rigidez del tornillo (N/mm).

c_i : Constante de rigidez del tramo i -ésimo (N/mm).

Para calcular la constante de rigidez de cada tramo se usa la ecuación J5 (Paulsen, 2019):

$$c_i = E * \frac{A_i}{L_i} = E * \frac{\pi * D_i^2}{4 * L_i} \quad (J5)$$

Donde:

E : Módulo de elasticidad del tornillo (206 GPa).

A_i : Área del tramo i -ésimo (mm²).

L_i : Longitud del tramo i -ésimo (mm).

D_i : Diámetro del tramo i -ésimo (mm).

En la Figura J5 se muestran los casos de unión con tuerca y unión con agujero roscado y la Tabla J3 nos muestra las longitudes y diámetros recomendados para el cálculo:

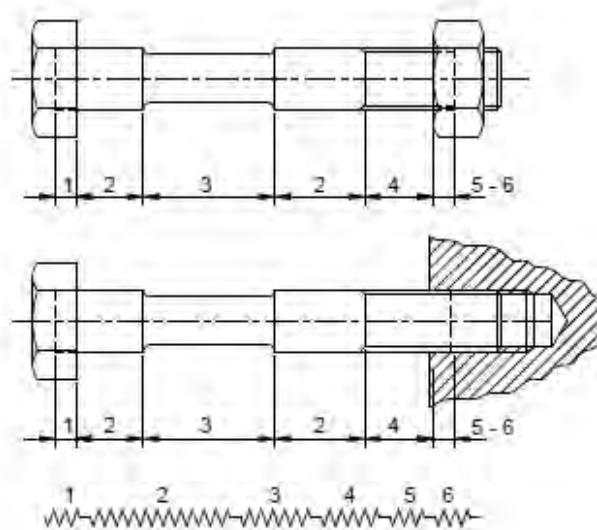


Figura J5. Tramos del tornillo para el cálculo de la constante de rigidez.

Tomado de “Uniones atornilladas” de Paulsen, K. (2019).

Tabla J3. Longitudes y diámetros recomendados.

Tramo	D_i	L_i	Comentarios
1	d	0,5 d 0,4 d	Tornillo cabeza hexagonal Tornillo cabeza "socket"
2	d	$L_{II}^{(1)}$	Tramo sin rosca, con diámetro nominal d
3	d_r	$L_{III}^{(1)}$	Tramo de sección reducida
4	d_3	$L_{IV}^{(1)}$	Tramo roscado fuera de la tuerca
5	d_3	0,5 d	
6	d	0,4 d 0,33 d	Unión con tuerca Unión con agujero roscado

(1) : longitud del tramo del diámetro correspondiente

Tomado de "Uniones atornilladas" de Paulsen, K. (2019).

La Tabla J4 muestra los resultados del cálculo de rigidez del tornillo:

Tabla J4. Resultados cálculo de rigidez del tornillo – Escenario 2

Tramo (Ci)	Diámetro (mm)	Área (mm ²)	Longitud (mm)	Constante de Rigidez (N/mm)
1	10.00	78.54	5.00	3.24E+06
2	10.00	78.54	4.50	3.60E+06
4	8.16	52.30	19.50	5.52E+05
5	8.16	52.30	5.00	2.15E+06
6	10.00	78.54	4.00	4.04E+06
Tornillo				3.22E+05

Para calcular la constante de rigidez de las placas, se requiere identificar cual es el caso de la unión atornillada (ver Figura J6):

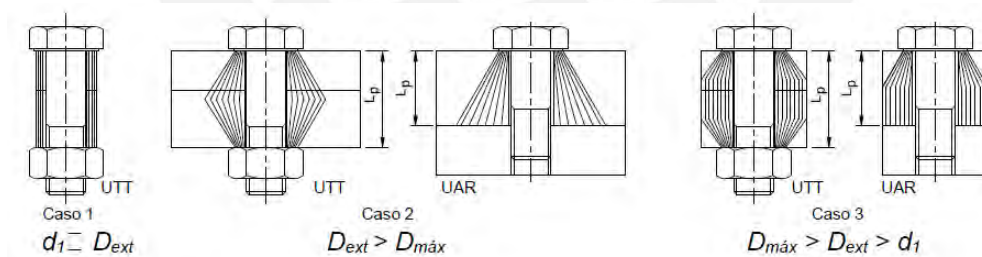


Figura J6. Tramos del tornillo para el cálculo de la constante de rigidez.

Tomado de "Uniones atornilladas" de Paulsen, K. (2019).

Para este caso tenemos un diámetro exterior "Dext" de 30 mm y un espesor de placas "Lp" de 22 mm. Para el cálculo del diámetro máximo se usa la ecuación J6 (Paulsen, 2019):

$$(UTT) \quad D_{max} = d_1 + L_p * \tan \gamma \quad (J6)$$

$$(UAR) \quad D_{max} = d_1 + 2 * L_p * \tan \gamma$$

Donde:

D_{max} : Diámetro máximo (mm).

D_{ext} : Diámetro de una circunferencia igual al menor ancho de la placa (mm).

L_p : Espesor de la placa sometida a compresión (mm).

γ : semi ángulo del cono ($^{\circ}$).

Para hallar el valor del semi ángulo del cono se usa la ecuación J7 (Paulsen, 2019):

$$(UTT) \quad \tan \gamma = 0.362 + 0.032 * \ln(\beta_L/2) + 0.153 * \ln(\varepsilon) \quad (J7)$$

$$(UAR) \quad \tan \gamma = 0.348 + 0.013 * \ln(\beta_L) + 0.193 * \ln(\varepsilon)$$

Donde:

$\beta_L: L_p/d_1$

$\varepsilon: D_{ext}/d_1$

Una vez identificado el caso y hallado los valores anteriores, se procede a calcular la constante de rigidez de las placas con la ecuación J8 (Paulsen, 2019):

$$\frac{1}{c_p} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \quad (J8)$$

Donde:

c_p : Constante de rigidez de las placas (N/mm).

En caso el tramo tenga forma de cilindro, se usa la ecuación J9 (Paulsen, 2019) para hallar la constante de rigidez:

$$c_{cil} = \frac{\pi * E_{cil} * (D_{1cil}^2 - D_{ag}^2)}{4 * L_{cil}} \quad (9)$$

Donde:

c_{cil} : Constante de rigidez del cilindro (N/mm).

E_{cil} : Módulo de elasticidad del material del cilindro (MPa).

D_{1cil} : Diámetro exterior del cilindro (mm).

L_{cil} : Longitud del cilindro (mm).

En caso el tramo tenga forma de cono, se usa la ecuación J10 (Paulsen, 2019) para hallar la constante de rigidez:

$$c_{con} = \frac{\pi * E_{con} * D_{ag} * \tan \gamma}{\ln\left(\frac{(D_{2con} - D_{ag}) * (D_{1con} + D_{ag})}{(D_{2con} + D_{ag}) * (D_{1con} - D_{ag})}\right)} \quad (J10)$$

Donde:

c_{con} : Constante de rigidez del cono (N/mm).

E_{con} : Módulo de elasticidad del material del cono (MPa).

D_{1con} : Diámetro mínimo del cono (mm).

D_{2con} : Diámetro máximo del cono (mm).

L_{con} : Longitud del cono (mm).

La Tabla J5 muestra los resultados del cálculo de rigidez de las placas:

Tabla J5. Resultados cálculo de rigidez de las placas – Escenario 2

Diámetro exterior (mm)	Espesor de placa (mm)		Tan (γ)	Diámetro máximo (mm)	Caso
30.00	20.00		0.44	24.86	Caso 2
Cono	D_1con (mm)	D_2con (mm)	L_con (mm)	E_con (MPa)	c_con (N/mm)
Cono 1	16.00	24.86	10.00	2.06E+05	4.29E+06
Cono 2					
Cilindro	D_1cil (mm)		L_cil (mm)	E_cil (MPa)	c_cil (N/mm)
Cilindro 1	-		-	-	-
Placas					2.14E+06

Se calcula el factor de distribución de carga con la ecuación J11 (Paulsen, 2019):

$$\phi = \frac{c_t}{c_t + c_p} \quad (J11)$$

$$\phi = 0.1305$$

Donde:

ϕ : Factor de distribución de carga.

Con la ecuación J12 (Paulsen, 2019) se calcula el efecto de la fuerza exterior (K/2) en el tornillo:

$$F_{ext/t} = F_{ext} * \phi \quad (J12)$$
$$F_{ext/t} = \frac{3228}{2} * 0.1305 = 210.63 \text{ N}$$

Donde:

$F_{ext/t}$: Fuerza exterior en el tornillo (N).

F_{ext} : Fuerza exterior (N).

Con la ecuación J13 (Paulsen, 2019) se calcula el efecto de la fuerza exterior (K/4) en las placas:

$$F_{ext/p} = F_{ext} * (1 - \phi) \quad (J13)$$
$$F_{ext/p} = \frac{3228}{2} * (1 - 0.1305) = 1403.37 \text{ N}$$

Donde:

$F_{ext/p}$: Fuerza exterior en las placas (N).

Existe también una fuerza perdida por asentamiento. Es necesario indicar la deformación por asentamiento, la Tabla J6 indica ciertos valores:

Tabla J6. Valores para el asentamiento.

Altura promedio de la rugosidad R_z (μm)	Carga	Valores para el asentamiento δ_{as} . Por par de superficies. (μm)		
		En los hilos	Cabeza o tuerca	Entre placas
$R_z < 10$	Normal	3,0	2,5	1,5
	Transversal (corte)	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Normal	3,0	3,0	2,0
	Transversal (corte)	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Normal	3,0	2,0	3,0
	Transversal (corte)	3,0	2,5	3,5

Tomado de “Uniones atornilladas” de Paulsen, K. (2019).

Para el cálculo se usa la ecuación J14 (Paulsen, 2019):

$$F_{as} = \frac{c_i * c_p}{c_i + c_p} * \delta_{as} \quad (J14)$$

$$F_{as} = \frac{c_i * c_p}{c_i + c_p} * (3 \mu\text{m} + 2 * 2\mu\text{m} + 2 * 3\mu\text{m}) = 3636.2 \text{ N}$$

Donde:

F_{as} : Fuerza perdida por asentamiento (N).

δ_{as} : Deformación por asentamiento (μm).

Para que la unión atornillada sea funcional se debe calcular una fuerza residual entre las placas mayor a 0 para determinar una fuerza mínima de montaje, en la ecuación J15 (Paulsen, 2019) se detalla la fuerza residual:

$$F_{res} = F_{M \text{ min}} - F_{ext/p} - F_{as} \geq 0 \text{ N} \quad (J15)$$

$$F_{M \text{ min}} \geq 1403.37 \text{ N} + 3636.2 \text{ N}$$

$$F_{M \text{ min}} \geq 5039.6$$

Donde:

F_{res} : Fuerza residual entre placas (N).

$F_{M \text{ min}}$: Fuerza mínima de montaje (N).

Seleccionamos una fuerza mínima de montaje de 5 400 N con un factor de ajuste de 1.75, la ecuación J16 (Paulsen, 2019) detalla la fuerza máxima de montaje:

$$F_{M \max} = F_{M \min} * \alpha_a \quad (J16)$$

$$F_{M \max} = 5\,400\,N * 1.75 = 9\,450\,N$$

Donde:

$F_{M \max}$: Fuerza máxima de montaje (N).

Determinamos una fuerza de montaje de valor de 5 600 N dentro del rango establecido:

$$F_M = 5\,600\,N$$

Con la ecuación J17 (Paulsen, 2019) y la ecuación J18 (Paulsen, 2019), hallamos el momento torsor de ajuste y desajuste para la fuerza de montaje:

$$M_{tM} = F_M * \tan(\varphi + \rho') * d_2 * 0.5 \quad (J17)$$

$$M_{tD} = F_M * \tan(\rho' - \varphi) * d_2 * 0.5 \quad (J18)$$

Donde:

M_{tM} : Momento torsor de ajuste.

M_{tD} : Momento torsor de desajuste.

Con la ecuación J19 (Paulsen, 2019), hallamos el momento torsor para vencer la fricción de la tuerca:

$$M_{fr.ta.p} = \mu_f * F_M * (d_1 + D_{ag}) * 0.25 \quad (J19)$$

Donde:

$M_{fr.ta.p}$: Momento torsor para vencer la fricción de la tuerca.

μ_f : Coeficiente de fricción entre la tuerca y la placa (0.16). (ver Tabla J7).

Tabla J7. Coeficientes de fricción en uniones atornilladas.

Clase	Rango para los coeficientes de fricción	Ejemplos típicos	
		Material / superficie	Lubricantes
A	0,04 a 0,10	Brillo metálico, fosfatado, galvanizado,	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta.
B	0,08 a 0,16	Brillo metálico, fosfatado, galvanizado.	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta.
		Galvanizado en caliente	MoS, grafito
		Recubrimientos orgánicos	Con lubricante sólido integrado
		Acero austenítico	Lubricante sólido
C	0,14 a 0,24	Acero austenítico	Cera en pasta
		Brillo metálico. Fosfatado	Estado de entrega (ligeramente aceitado)
		Galvanizado	Ninguno
D	0,20 a 0,35	Acero austenítico	Aceite
		Galvanizado o galvanizado en caliente	Ninguno
E	≥ 0,30	Galvanizado	Ninguno

Tomado de “Uniones atornilladas” de Paulsen, K. (2019).

En la Tabla J8 se muestra los momentos totales de ajuste y desajuste de montaje:

Tabla J8. Momentos totales de ajuste y desajuste de montaje – Escenario 2

Condición	Momento (Nm)	Momento torsor a superar (Nm)	Momento total (Nm)
Ajuste	6.07	6.05	12.11
Desajuste	3.30		9.35

Se procede a verificar por resistencia durante el montaje, calculamos el diámetro resistente con la ecuación J1 (Paulsen, 2019):

$$d_s \approx d_o = \frac{d2 + d3}{2} = 8.59 \text{ mm} \quad (J1)$$

Se calcula el área resistente del tornillo con la ecuación J2 (Paulsen, 2019):

$$A_o = \frac{\pi * d_s^2}{4} = 57.99 \text{ mm}^2 \quad (J2)$$

Se determina la fuerza de montaje crítica:

$$F_{M'} = F_{M \text{ max}} = 9 \text{ 450 N}$$

Se calcula el esfuerzo normal con la ecuación J20 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_M = \frac{F_{M'}}{A_o} \quad (J20)$$

$$\sigma_M = \frac{9\,450\text{ N}}{57.99\text{ mm}^2} = 162.95\text{ MPa}$$

Donde:

σ_M : Esfuerzo normal de montaje (MPa)

Para poder hallar el esfuerzo de cizallamiento, primero se debe calcular el momento torsor de ajuste, para comenzar, se determina el coeficiente de fricción efectiva con la ecuación J21 (Paulsen, 2019):

$$\begin{aligned} \mu' &= \frac{\mu}{\cos 30} \\ \mu' &= \frac{0.16}{\cos 30} = 0.18 \end{aligned} \quad (J21)$$

Donde:

μ' : Coeficiente de fricción efectiva (0.16). (ver Tabla J7).

Se calcula el ángulo de fricción efectiva con la ecuación J22 (Paulsen, 2019):

$$\begin{aligned} \tan \rho' &= \mu' \\ \rho' &= 10.47^\circ \end{aligned} \quad (J22)$$

Donde:

ρ' : Ángulo de fricción efectiva.

Se calcula el momento torsor de ajuste crítico con la ecuación J23 (Paulsen, 2019):

$$M_{tM'} = F_{M'} * \tan(\varphi + \rho') * d_2 * 0.5 \quad (J23)$$

$$M_{tM'} = 5600 * \tan(3.17^\circ + 10.47^\circ) * 7.19 * 0.5 = 10.24 \text{ Nm}$$

Donde:

$M_{tM'}$: Momento torsor de ajuste crítico.

Se calcula el esfuerzo de cizallamiento con la ecuación J24 (Paulsen, 2019):

$$T_{tM} = \frac{M_{tM'} * 16}{\pi * d_o^3} \quad (J24)$$

$$T_{tM} = \frac{10.24 \text{ Nm} * 16}{\pi * (8.59 \text{ mm})^3} = 82.16 \text{ MPa}$$

Donde:

T_{tM} : Esfuerzo de cizallamiento de montaje (MPa)

Se calcula el esfuerzo equivalente, el cual tiene que ser menor al esfuerzo admisible, se usa la ecuación J25 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * T_{tM}^2} \leq 0.9 * \sigma_f \quad (J25)$$

$$\sigma_{eqM} = 216.34 \text{ MPa} \leq 576 \text{ MPa} \text{ (CUMPLE)}$$

Donde:

σ_{eqM} : Esfuerzo equivalente de montaje (MPa)

Para verificar la resistencia con carga exterior se calcula la fuerza máxima sobre el tornillo con la ecuación J26 (Paulsen, 2019):

$$F_{tor'} = F_{M \text{ max}} + F_{ext/t} \quad (J26)$$

$$F_{tor'} = 9450 \text{ N} + 219.27 \text{ N} = 9669.27 \text{ N}$$

Donde:

F_{tor} : Fuerza máxima sobre el tornillo (N)

Se calcula el esfuerzo máximo del tornillo con la ecuación J27 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{max/t} = \frac{F_{tor'}}{A_o} \quad (J27)$$

$$\sigma_{max/t} = \frac{9\,669.27\text{ N}}{57.99\text{ mm}^2} = 166.73\text{ MPa}$$

Donde:

$\sigma_{max/t}$: Esfuerzo máximo del tornillo (MPa)

Se calcula el esfuerzo de cizallamiento de trabajo con la ecuación J28 (Paulsen, 2019):

$$T_{t.trab} = 0.5 * T_{tM} \quad (J28)$$

$$T_{t.trab} = 0.5 * 82.16\text{ MPa} = 41.08\text{ MPa}$$

Donde:

$T_{t.trab}$: Esfuerzo de cizallamiento de trabajo (MPa)

Se calcula el esfuerzo equivalente, el cual tiene que ser menor al esfuerzo admisible, se usa la ecuación J29 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_{max/t}^2 + 3 * T_{t.trab}^2} \leq \sigma_f \quad (J29)$$

$$\sigma_{eqM} = 181.28\text{ MPa} \leq 640\text{ MPa (CUMPLE)}$$

Para verificar la resistencia por aplastamiento se calcula el área de contacto con la ecuación J30 (Paulsen, 2019):

$$A_c = 0.25 * \pi * (d_1^2 - D_{ag}^2) \quad (J30)$$

$$A_c = 0.25 * \pi * (16^2 - 11^2) = 106.03\text{ mm}^2$$

Donde:

A_c : Área de contacto (mm^2)

La presión de contacto tiene que ser menor a la presión admisible (ver Tabla J9) y se calcula con la ecuación J31 (Paulsen, 2019):

$$p_c = \frac{F_c}{A_c} = \frac{F_{M \max}}{A_c} \quad (J31)$$

$$p_c = \frac{9450 \text{ N}}{106.03 \text{ mm}^2} = 89.13 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa (CUMPLE)}$$

Donde:

p_c : Presión de contacto (MPa)

Tabla J9. Presión admitida en las roscas de pernos de conexión.

Material de la tuerca	Clase de resistencia del material del perno según las normas CSN e ISO									
	4A	4D	4S	5D	5S	6S	6G	8G, 8E	10K, 10G	12K
	3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,8	6,9	8,8	10,9	12,9
	pA [MPa]									
acero	40	50	75	70	90	110	120	150	200	250K

Tomado de <https://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2022/ESP/?guid=GUID-B24924A4-0B30-4B11-8A18-DA06C0804AF8>

3. Tapa de rodamiento de rodillos cónicos

Las uniones atornilladas de color azul (ver Figura J7) ajustan la tapa (de color verde) en el asiento de los rodamientos (de color amarillo) para fijar el rodamiento de rodillos cónicos del eje, en el proceso se comprime la empaquetadura de caucho natural (de color negro). Son 4 uniones atornilladas que comprimen la tapa y la empaquetadura de caucho.

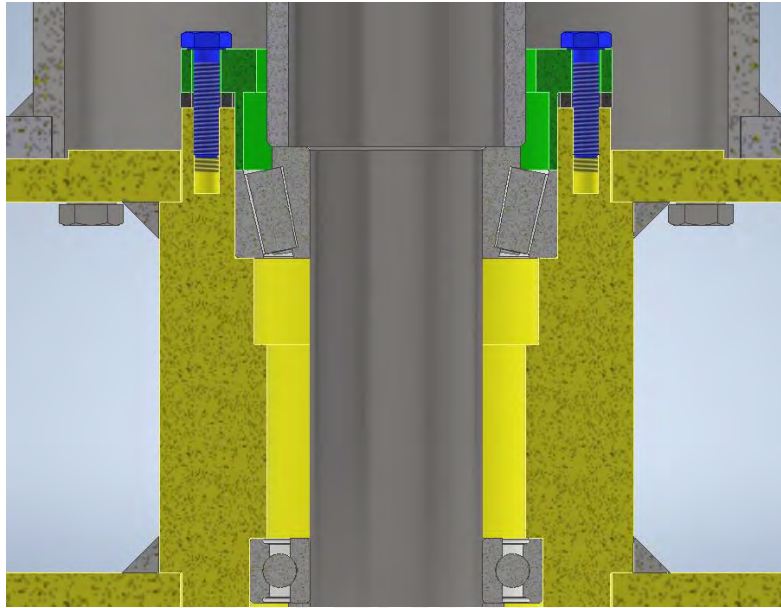


Figura J7. Uniones atornilladas en la tapa de rodamiento de rodillos cónicos.

(Elaboración propia)

La Tabla J10 muestra la información de la unión atornillada:

Tabla J10. Datos de la Unión Atornillada – Escenario 3

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Tornillo			
Diámetro nominal	d	mm	6.00
Diámetro entre caras del hexágono	d1	mm	10.00
Diámetro de paso	d2	mm	5.35
Diámetro de raíz	d3	mm	4.77
Altura de cabeza	k	mm	4.00
Paso	p	mm	1.00
Angulo de la hélice	φ	$^{\circ}$	3.40
Longitud	L	mm	25.00
Clase	-	-	8.8
Resistencia a la tracción	σ_B	MPa	800.00
Resistencia a la fluencia	σ_f	MPa	640.00
Coefficiente de fricción filetes	μ	-	0.16
Diámetro del agujero	D _{ag}	mm	7.00
Caucho			
Espesor inicial	h_i	pulg	3/16
	h_i	mm	4.76
Espesor final	h_f	mm	3.50 ± 0.10
Área superficial	A _{caucho}	mm ²	3164.0
Módulo de elasticidad	E _{caucho}	MPa	3.0 ⁽¹⁾
⁽¹⁾ Ver Figura J8			

Las propiedades del caucho natural se muestran en la Figura J8:

Mecánico	
Módulo de Young	0.003 GPa
Coefficiente de Poisson	0.50
Módulo cortante	0.999 MPa
Densidad	0.930 g/cm ³
Coefficiente de amortiguamiento	0.00

Figura J8. Propiedades del Caucho Natural.

Tomado de Autodesk Inventor 2024.

Hallamos el esfuerzo de compresión del caucho con la ecuación J32 (Groover, 2007):

$$\sigma_{comp} = E * e = E * \frac{h_f - h_i}{h_i} \quad (J32)$$

$$\sigma_{comp} = 3 \text{ MPa} * \frac{3.40 - 4.76}{4.76} = 0.86 \text{ MPa}$$

Donde:

σ_{comp} : Esfuerzo de compresión (MPa)

Hallamos la fuerza de compresión del caucho con la ecuación J33 (Groover, 2007):

$$F_{comp} = \sigma_{comp} * A_{caucho} \quad (J33)$$

$$F_{comp} = 0.86 \text{ MPa} * 3164 \text{ mm}^2 = 2715.56 \text{ N}$$

Donde:

F_{comp} : Fuerza de compresión (N)

Se requiere una fuerza de 2 715.6 N para comprimir el caucho, un valor aproximado de 680 N por tornillo. Seleccionamos una fuerza mínima de montaje de 750 N con un factor de ajuste de 3.0, la ecuación J16 (Paulsen, 2019) detalla la fuerza máxima de montaje:

$$F_{M \max} = F_{M \min} * \alpha_a = 2250 \text{ N} \quad (J16)$$

Determinamos una fuerza de montaje de valor de 1 200 N dentro del rango establecido:

$$F_M = 1\,200 \text{ N}$$

Con la ecuación J17 (Paulsen, 2019) y la ecuación J18 (Paulsen, 2019), hallamos el momento torsor de ajuste y desajuste para la fuerza de montaje:

$$M_{tM} = F_M * \tan(\varphi + \rho') * d_2 * 0.5 \quad (J17)$$

$$M_{tD} = F_M * \tan(\rho' - \varphi) * d_2 * 0.5 \quad (J18)$$

Con la ecuación J19 (Paulsen, 2019), hallamos el momento torsor para vencer la fricción de la tuerca:

$$M_{fr.ta.p} = \mu_f * F_M * (d_1 + D_{ag}) * 0.25 \quad (J19)$$

En la Tabla J11 se muestra los momentos totales de ajuste y desajuste de montaje:

Tabla J11. Momentos totales de ajuste y desajuste de montaje – Escenario 3

Condición	Momento (Nm)	Momento torsor a superar (Nm)	Momento total (Nm)
Ajuste	0.79	0.82	1.61
Desajuste	0.40		1.21

Se procede a verificar por resistencia durante el montaje, calculamos el diámetro resistente con la ecuación J1 (Paulsen, 2019):

$$d_s \approx d_o = \frac{d_2 + d_3}{2} = 5.06 \text{ mm} \quad (J1)$$

Se calcula el área resistente del tornillo con la ecuación J2 (Paulsen, 2019):

$$A_o = \frac{\pi * d_s^2}{4} = 20.12 \text{ mm}^2 \quad (J2)$$

Se determina la fuerza de montaje crítica:

$$F_{M'} = F_{M_{max}} = 2250 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo normal con la ecuación J20 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_M = \frac{F_{M'}}{A_o} = 111.82 \text{ MPa} \quad (J20)$$

Para poder hallar el esfuerzo de cizallamiento, primero se debe calcular el momento torsor de ajuste, para comenzar, se determina el coeficiente de fricción efectiva con la ecuación J21 (Paulsen, 2019):

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos 30} = 0.18 \quad (J21)$$

Se calcula el ángulo de fricción efectiva con la ecuación J22 (Paulsen, 2019):

$$\tan \rho' = \mu' \quad (J22)$$

$$\rho' = 10.47^\circ$$

Se calcula el momento torsor de ajuste crítico con la ecuación J23 (Paulsen, 2019):

$$M_{tM'} = F_{M'} * \tan(\varphi + \rho') * d_2 * 0.5 = 1.49 \quad (J23)$$

Se calcula el esfuerzo de cizallamiento con la ecuación J24 (Paulsen, 2019):

$$T_{tM} = \frac{M_{tM'} * 16}{\pi * d_o^3} = 58.38 \text{ MPa} \quad (J24)$$

Se calcula el esfuerzo equivalente, el cual tiene que ser menor al esfuerzo admisible, se usa la ecuación J25 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * T_{tM}^2} \leq 0.9 * \sigma_f \quad (J25)$$

$$\sigma_{eqM} = 150.76 \text{ MPa} \leq 576 \text{ MPa} \text{ (CUMPLE)}$$

Para verificar la resistencia con carga exterior se calcula la fuerza máxima sobre el tornillo con

la ecuación J26 (Paulsen, 2019):

$$F_{tor'} = F_{M\ max} + F_{ext/t} = 2250\ N \quad (J26)$$

Se calcula el esfuerzo máximo del tornillo con la ecuación J27 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{max/t} = \frac{F_{tor'}}{A_o} = 111.82\ MPa \quad (J27)$$

Se calcula el esfuerzo de cizallamiento de trabajo con la ecuación J28 (Paulsen, 2019):

$$T_{t.trab} = 0.5 * T_{tM} = 29.19\ MPa \quad (J28)$$

Se calcula el esfuerzo equivalente, el cual tiene que ser menor al esfuerzo admisible, se usa la ecuación J29 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_{max/t}^2 + 3 * T_{t.trab}^2} \leq \sigma_f \quad (J29)$$

$$\sigma_{eqM} = 122.72\ MPa \leq 640\ MPa\ (CUMPLE)$$

Para verificar la resistencia por aplastamiento se calcula el área de contacto con la ecuación J30 (Paulsen, 2019):

$$A_c = 0.25 * \pi * (d_1^2 - D_{ag}^2) = 40.06\ mm^2 \quad (J30)$$

La presión de contacto tiene que ser menor a la presión admisible (ver Tabla J9) y se calcula con la ecuación J31 (Paulsen, 2019):

$$p_c = \frac{F_c}{A_c} = \frac{F_{M\ max}}{A_c} \quad (J31)$$

$$p_c = 56.17\ MPa \leq 150\ MPa\ (CUMPLE)$$

4. Motorreductor (Posible Conexión)

En caso se opte por el uso de un motorreductor se empleará una unión atornillada entre

el asiento de rodamientos, una placa intermedia y la brida del motorreductor (para más información revisar el ANEXO L). Las uniones atornilladas de color azul (ver Figura J9) deben soportar el peso del motorreductor (de color turquesa) y el torque aplicado en el proceso. Estas 4 uniones atornilladas comprimen el asiento de los rodamientos (de color amarillo), una placa intermedia y la brida del motor.

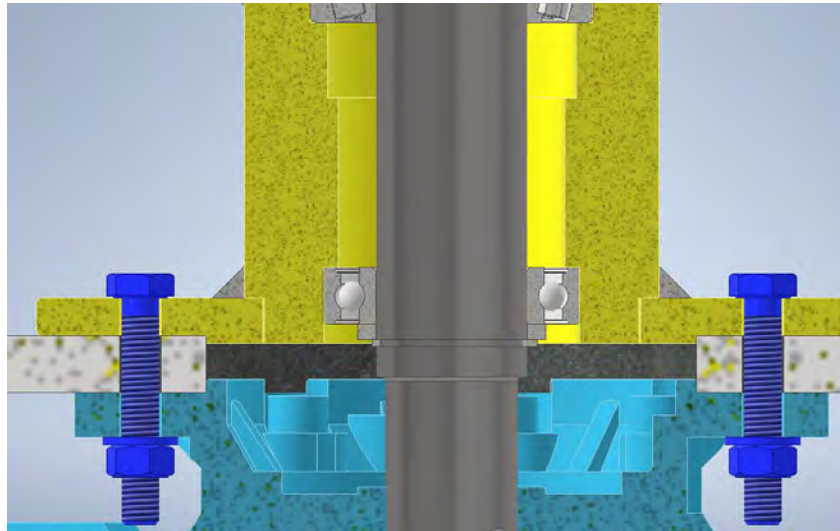


Figura J9. Uniones atornilladas en el motorreductor.

(Elaboración propia)

A continuación, se muestra la fuerza del peso y el momento torsor del motor en la Figura J10 considerando una placa intermedia de 15 mm de espesor:

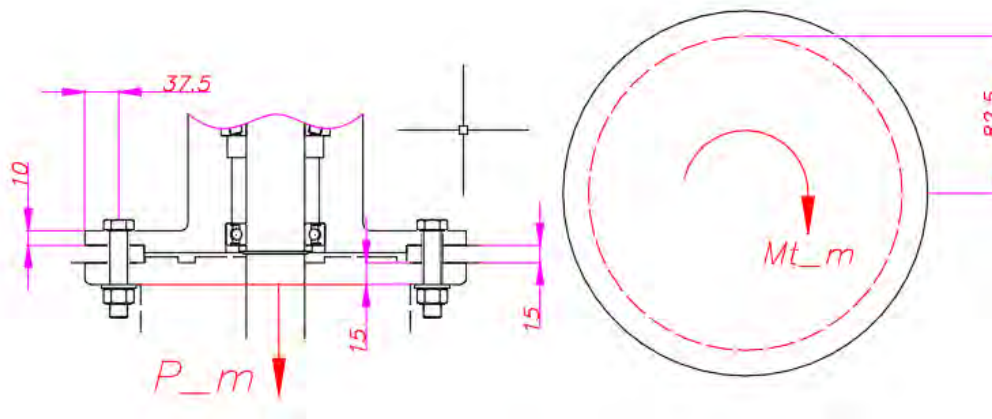


Figura J10. Efecto de un motorreductor en la unión atornillada – Escenario 4.

(Elaboración propia)

La Tabla J12 muestra la información del tornillo necesaria para la verificación por resistencia:

Tabla J12. Datos de la Unión Atornillada – Escenario 4

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Tornillo			
Diámetro nominal	d	mm	10.00
Diámetro entre caras del hexágono	d1	mm	16.00
Diámetro de paso	d2	mm	9.03
Diámetro de raíz	d3	mm	8.16
Altura de cabeza	k	mm	6.40
Paso	p	mm	1.50
Angulo de la hélice	φ	°	3.03
Longitud	L	mm	60.00
Clase	-	-	8.8
Resistencia a la tracción	σ _B	MPa	800.00
Resistencia a la fluencia	σ _f	MPa	640.00
Espesor de la tuerca	m	mm	8.40
Espesor de arandela		mm	2.00
Coefficiente de fricción filetes	μ	-	0.16
Diámetro del agujero	D _{ag}	mm	11.00
Motorreductor			
Masa del motorreductor	M _m	kg	75.00
Peso aprox. del motorreductor	P _m	N	737.75
Par nominal	T _n	Nm	225.00
Factor de arranque	T _a /T _n	-	2.5
Par de arranque	T _a	Nm	562.50
Distancia del centro al tornillo	d _{tor}	mm	82.50
Coefficiente de fricción entre placas	μ _p		0.8 ⁽¹⁾
⁽¹⁾ Ver Tabla J13			

Tabla J13. Coeficiente de fricción de algunos metales

Material	sin lubricar	lubricado
acero - acero	0,8	0,16
acero - hierro fundido	0,4	0,21
acero - latón	0,35	0,19
acero - latón	0,13	0,16
hierro fundido - hierro fundido	1	0,15 - 0,20
hierro fundido - bronce	0,25	0,08

Tomado de <https://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2022/ESP/?guid=GUID-42FECEEA-1F24-4470-AA60-5C358AA88A86>

Hallamos la fuerza tangencial para cada tornillo producto del momento torsor con la ecuación

J34:

$$F_{t-tor} = \frac{M_t * 1000}{\#tornillos * d_{tor}} \quad (J34)$$

$$F_{t-tor} = \frac{562.5 \text{ Nm} * 1000}{4 * 82.5 \text{ mm}} = 1704.6 \text{ N}$$

Donde:

F_{t-tor} : Fuerza tangencial en el tornillo

Hallamos la fuerza de compactación necesaria entre las placas para evitar que se deslicen entre ellas con la ecuación J35:

$$F_{res-req} = \frac{F_{t-tor}}{\mu_p} \quad (J35)$$

$$F_{res-req} = \frac{1704.6 \text{ N}}{0.8} = 2130.7 \text{ N}$$

Donde:

$F_{res-req}$: Fuerza de residual requerida (N)

Determinamos entonces una fuerza residual de 2130.7 N

$$F_{res} = 2130.7 \text{ N}$$

Para el cálculo de la fuerza mínima de montaje, se debe a calcular el efecto del peso del motorreductor sobre las placas y los tornillos. En el caso de los tornillos se calcula la constante de rigidez del tornillo con la ecuación J4 (Paulsen, 2019), para calcular la constante de rigidez de cada tramo se usa la ecuación J5 (Paulsen, 2019). La Tabla J14 muestra los resultados del cálculo de rigidez del tornillo:

Tabla J14. Resultados cálculo de rigidez del tornillo – Escenario 4

Tramo (Ci)	Diámetro (mm)	Área (mm ²)	Longitud (mm)	Constante de Rigidez (N/mm)
1	10.00	78.54	5.00	3.24E+06
2	10.00	78.54	4.50	3.60E+06
4	8.16	52.30	37.50	2.87E+05
5	8.16	52.30	5.00	2.15E+06
6	10.00	78.54	4.00	4.04E+06
Tornillo				2.09E+05

Para calcula la constante de rigidez de las placas, se requiere identificar cual es el caso

de la unión atornillada. Para este caso tenemos un diámetro exterior “Dext” de 75 mm y un espesor de placas “Lp” de 40 mm. Para el cálculo del diámetro máximo se usa la ecuación J6 (Paulsen, 2019) y para calcular el semi ángulo del cono se emplea la ecuación J7 (Paulsen, 2019).

Una vez identificado el caso y hallado los valores anteriores, se procede a calcular la constante de rigidez de las placas con la ecuación J8 (Paulsen, 2019). En caso el tramo tenga forma de cilindro, se usa la ecuación J9 (Paulsen, 2019) para hallar la constante de rigidez. En caso el tramo tenga forma de cono, se usa la ecuación J10 (Paulsen, 2019) para hallar la constante de rigidez. La Tabla J15 muestra los resultados del cálculo de rigidez de las placas:

Tabla J15. Resultados cálculo de rigidez de las placas – Escenario 4

Diámetro exterior (mm)	Espesor de placa (mm)		Tan (γ)	Diámetro máximo (mm)	Caso
75.00	40.00		0.61	40.22	Caso 2
Cono	D_1con (mm)	D_2con (mm)	L_con (mm)	E_con (MPa)	c_con (N/mm)
Cono 1	16.00	40.22	20.00	2.06E+05	3.83E+06
Cono 2					
Cilindro	D_1cil (mm)		L_cil (mm)	E_cil (MPa)	c_cil (N/mm)
Cilindro 1	-		-	-	-
Placas					1.92E+06

Se calcula el factor de distribución de carga con la ecuación J11 (Paulsen, 2019):

$$\phi = \frac{c_t}{c_t + c_p} = 0.0985 \quad (J11)$$

Con la ecuación J12 (Paulsen, 2019) se calcula el efecto del peso por cada tornillo:

$$F_{ext/t} = 0.25 * P_m * \phi = 18.11 N \quad (J12)$$

Con la ecuación J13 (Paulsen, 2019) se calcula el efecto del peso en las placas:

$$F_{ext/p} = 0.25 * P_m * (1 - \phi) = 165.83N \quad (J13)$$

Para el cálculo de la fuerza de asentamiento se usa la ecuación J14 (Paulsen, 2019):

$$F_{as} = \frac{c_i * c_p}{c_i + c_p} * \delta_{as} \quad (J14)$$

$$F_{as} = \frac{c_i * c_p}{c_i + c_p} * (3 \mu m + 2 * 2\mu m + 3 * 3\mu m) = 3018.02 N$$

Para que las placas no deslicen entre sí, se calcula la fuerza mínima de montaje tal que la fuerza residual sea la indicada en la ecuación J35. En la ecuación J15 (Paulsen, 2019) se despeja la fuerza mínima de montaje:

$$F_{res} = F_{M \min} - F_{ext/p} - F_{as} \quad (J15)$$

$$F_{M \min} = 2130.7 + 165.83N + 3018.02 N = 5314.5 N$$

Seleccionamos una fuerza mínima de montaje de 6 000 N con un factor de ajuste de 1.5, la ecuación J16 (Paulsen, 2019) detalla la fuerza máxima de montaje:

$$F_{M \max} = F_{M \min} * \alpha_a \quad (J16)$$

$$F_{M \max} = 6\,000 N * 1.5 = 9\,000 N$$

Determinamos una fuerza de montaje de valor de 7 200 N dentro del rango establecido:

$$F_M = 7\,200 N$$

Con la ecuación J17 (Paulsen, 2019) y la ecuación J18 (Paulsen, 2019), hallamos el momento torsor de ajuste y desajuste para la fuerza de montaje. Con la ecuación J19 (Paulsen, 2019), hallamos el momento torsor para vencer la fricción de la tuerca. En la Tabla J16 se muestra los momentos totales de ajuste y desajuste de montaje:

Tabla J16. Momentos totales de ajuste y desajuste de montaje – Escenario 4

Condición	Momento (Nm)	Momento torsor a superar (Nm)	Momento total (Nm)
Ajuste	7.80	7.78	15.57
Desajuste	4.24		12.02

Se procede a verificar por resistencia durante el montaje, calculamos el diámetro resistente con la ecuación J1 (Paulsen, 2019):

$$d_s \approx d_o = \frac{d_2 + d_3}{2} = 8.59 \text{ mm} \quad (J1)$$

Se calcula el área resistente del tornillo con la ecuación J2 (Paulsen, 2019):

$$A_o = \frac{\pi * d_s^2}{4} = 57.99 \text{ mm}^2 \quad (J2)$$

Se determina la fuerza de montaje crítica:

$$F_{M'} = F_{M \text{ max}} = 9\ 000 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo normal con la ecuación J20 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_M = \frac{F_{M'}}{A_o} = 155.19 \text{ MPa} \quad (J20)$$

Para poder hallar el esfuerzo de cizallamiento, primero se debe calcular el momento torsor de ajuste, para comenzar, se determina el coeficiente de fricción efectiva con la ecuación J21 (Paulsen, 2019):

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos 30} = 0.18 \quad (J21)$$

Se calcula el ángulo de fricción efectiva con la ecuación J22 (Paulsen, 2019):

$$\tan \rho' = \mu' \quad (J22)$$

$$\rho' = 10.47^\circ$$

Se calcula el momento torsor de ajuste crítico con la ecuación J23 (Paulsen, 2019):

$$M_{tM'} = F_{M'} * \tan(\varphi + \rho') * d_2 * 0.5 = 9.75 \text{ N}, \quad (J23)$$

Se calcula el esfuerzo de cizallamiento con la ecuación J24 (Paulsen, 2019):

$$T_{tM} = \frac{M_{tM'} * 16}{\pi * d_o^3} = 78.24 \text{ MPa} \quad (J24)$$

Se calcula el esfuerzo equivalente, el cual tiene que ser menor al esfuerzo admisible, se usa la ecuación J25 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * T_{tM}^2} \leq 0.9 * \sigma_f \quad (J25)$$

$$\sigma_{eqM} = 206.03 \text{ MPa} \leq 576 \text{ MPa} \text{ (CUMPLE)}$$

Para verificar la resistencia con carga exterior se calcula la fuerza máxima sobre el tornillo con la ecuación J26 (Paulsen, 2019):

$$F_{tor'} = F_{M \text{ max}} + F_{ext/t} = 9018.11 \text{ N} \quad (J26)$$

Se calcula el esfuerzo máximo del tornillo con la ecuación J27 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{max/t} = \frac{F_{tor'}}{A_o} = 155.5 \text{ MPa} \quad (J27)$$

Se calcula el esfuerzo de cizallamiento de trabajo con la ecuación J28 (Paulsen, 2019):

$$T_{t.trab} = 0.5 * T_{tM} = 39.12 \text{ MPa} \quad (J28)$$

Se calcula el esfuerzo equivalente, el cual tiene que ser menor al esfuerzo admisible, se usa la ecuación J29 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_{max/t}^2 + 3 * T_{t.trab}^2} \leq \sigma_f \quad (J29)$$

$$\sigma_{eqM} = 169.62 \text{ MPa} \leq 640 \text{ MPa} \text{ (CUMPLE)}$$

Para verificar la resistencia por aplastamiento se calcula el área de contacto con la ecuación J30 (Paulsen, 2019):

$$A_c = 0.25 * \pi * (d_1^2 - D_{ag}^2) = 106.03 \text{ mm}^2 \quad (J30)$$

La presión de contacto tiene que ser menor a la presión admisible (ver Tabla J9) y se calcula con la ecuación J31 (Paulsen, 2019):

$$p_c = \frac{F_c}{A_c} = \frac{F_{M \max}}{A_c} \quad (J31)$$

$$p_c = 84.88 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa (CUMPLE)}$$

5. Cuchilla de corte

La unión atornillada de color azul (ver Figura J11) compacta la cuchilla de corte (de color violeta) y el soporte de la cuchilla (de color rosado) unida a la carcasa, de esta manera se impide mediante fuerzas de fricción que la cuchilla se mueva durante el proceso de corte.

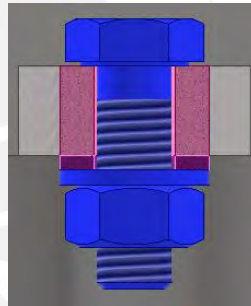


Figura J11. Unión atornillada de la cuchilla de corte.
(Elaboración propia)

A continuación, se muestra la fuerza de corte en la cuchilla en la Figura J12:

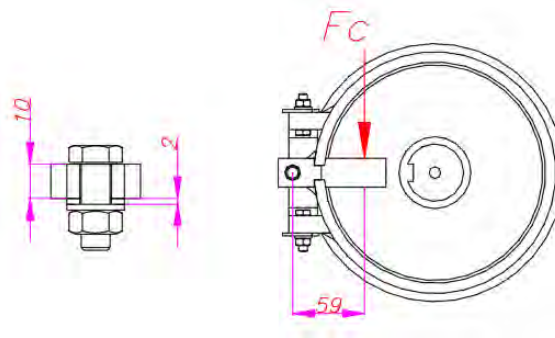


Figura J12. Efecto de la fuerza de corte de la cuchilla en la unión atornillada – Escenario 5.

(Elaboración propia)

La Tabla J17 muestra la información del tornillo necesaria para la verificación por resistencia:

Tabla J17. Datos de la Unión Atornillada – Escenario 4

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Tornillo			
Diámetro nominal	d	mm	10.00
Diámetro entre caras del hexágono	d1	mm	16.00
Diámetro de paso	d2	mm	9.03
Diámetro de raíz	d3	mm	8.16
Altura de cabeza	k	mm	6.40
Paso	p	mm	1.50
Angulo de la hélice	φ	°	3.03
Longitud	L	mm	30.00
Clase	-	-	8.8
Resistencia a la tracción	σ _B	MPa	800.00
Resistencia a la fluencia	σ _f	MPa	640.00
Espesor de la tuerca	m	mm	8.40
Espesor de arandela		mm	2.00
Coefficiente de fricción filetes	μ	-	0.16
Diámetro del agujero	D _{ag}	mm	11.00
Cuchilla			
Fuerza de corte	F _c	N	402.1
Coefficiente de fricción entre placas	μ _p		0.8 ⁽¹⁾
⁽¹⁾ Ver Tabla J13			

Considerando la fuerza de corte, la fuerza tangencial en el tornillo sería equivalente a esta:

$$F_{t-tor} = 402.1 \text{ N}$$

Hallamos la fuerza de compactación necesaria entre las placas para evitar que se deslicen entre ellas con la ecuación J35:

$$F_{res-req} = \frac{F_{t-tor}}{\mu_p} = 502.6 \text{ N} \quad (J35)$$

Determinamos entonces una fuerza residual de 502.6 N

$$F_{res} = 502.6 \text{ N}$$

Para el cálculo de la fuerza mínima de montaje, se debe a calcular los coeficientes de rigidez de las placas y los tornillos. En el caso de los tornillos se calcula la constante de rigidez del tornillo con la ecuación J4 (Paulsen, 2019), para calcular la constante de rigidez de cada tramo se usa la ecuación J5 (Paulsen, 2019). La Tabla J18 muestra los resultados del cálculo

de rigidez del tornillo:

Tabla J18. Resultados cálculo de rigidez del tornillo – Escenario 5

Tramo (Ci)	Diámetro (mm)	Área (mm ²)	Longitud (mm)	Constante de Rigidez (N/mm)
1	10.00	78.54	5.00	3.24E+06
2	10.00	78.54	4.50	3.60E+06
4	8.16	52.30	9.50	1.13E+06
5	8.16	52.30	5.00	2.15E+06
6	10.00	78.54	4.00	4.04E+06
Tornillo				4.23E+05

Para calcular la constante de rigidez de las placas, se requiere identificar cual es el caso de la unión atornillada. Para este caso tenemos un diámetro exterior “Dext” de 20 mm y un espesor de placas “Lp” de 12 mm. Para el cálculo del diámetro máximo se usa la ecuación J6 (Paulsen, 2019) y para calcular el semi ángulo del cono se emplea la ecuación J7 (Paulsen, 2019).

Una vez identificado el caso y hallado los valores anteriores, se procede a calcular la constante de rigidez de las placas con la ecuación J8 (Paulsen, 2019). En caso el tramo tenga forma de cilindro, se usa la ecuación J9 (Paulsen, 2019) para hallar la constante de rigidez. En caso el tramo tenga forma de cono, se usa la ecuación J10 (Paulsen, 2019) para hallar la constante de rigidez. La Tabla J19 muestra los resultados del cálculo de rigidez de las placas:

Tabla J19. Resultados cálculo de rigidez de las placas – Escenario 5

Diámetro exterior (mm)	Espesor de placa (mm)		Tan (γ)	Diámetro máximo (mm)	Caso
20.00	12.00		0.36	20.38	Caso 3
Cono	D_1con (mm)	D_2con (mm)	L_con (mm)	E_con (MPa)	c_con (N/mm)
Cono 1	16.00	20.00	5.48	2.06E+05	5.77E+06
Cono 2					
Cilindro	D_1cil (mm)		L_cil (mm)	E_cil (MPa)	c_cil (N/mm)
Cilindro 1	20.00		1.03	2.06E+05	4.37E+07
Placas					2.71E+06

Se calcula el factor de distribución de carga con la ecuación J11 (Paulsen, 2019):

$$\phi = \frac{c_t}{c_t + c_p} = 0.1448 \quad (J11)$$

Para el cálculo de la fuerza de asentamiento se usa la ecuación J14 (Paulsen, 2019):

$$F_{as} = \frac{c_i * c_p}{c_i + c_p} * \delta_{as} \quad (J14)$$

$$F_{as} = \frac{c_i * c_p}{c_i + c_p} * (3 \mu m + 2 * 2 \mu m + 2 * 3 \mu m) = 5098.87 N$$

Para que las placas no deslicen entre sí, se calcula la fuerza mínima de montaje tal que la fuerza residual sea la indicada en la ecuación J35. En la ecuación J15 (Paulsen, 2019) se despeja la fuerza mínima de montaje:

$$F_{res} = F_{M min} - F_{ext/p} - F_{as} \quad (J15)$$

$$F_{M min} = 502.6 N + 0 N + 5098.87 N = 5601.50 N$$

Seleccionamos una fuerza mínima de montaje de 5 700 N con un factor de ajuste de 1.75, la ecuación J16 (Paulsen, 2019) detalla la fuerza máxima de montaje:

$$F_{M max} = F_{M min} * \alpha_a \quad (J16)$$

$$F_{M max} = 5 700 N * 1.75 = 9 975 N$$

Determinamos una fuerza de montaje de valor de 8 200 N dentro del rango establecido:

$$F_M = 8 200 N$$

Con la ecuación J17 (Paulsen, 2019) y la ecuación J18 (Paulsen, 2019), hallamos el momento torsor de ajuste y desajuste para la fuerza de montaje. Con la ecuación J19 (Paulsen, 2019), hallamos el momento torsor para vencer la fricción de la tuerca. En la Tabla J20 se muestra los momentos totales de ajuste y desajuste de montaje y el momento torsor resultante del corte del pellet:

Condición	Momento (Nm)	Momento torsor a superar (Nm)	Momento total (Nm)
Ajuste	8.88	19.37*	28.25
Desajuste	4.83		24.21
Corte	402.1 N * 0.059 m		23.72

*Nota: Se uso un coeficiente de fricción clase D de valor 0.35 para que el momento torsor por el corte sea menor al momento total de desajuste

Se procede a verificar por resistencia durante el montaje, calculamos el diámetro resistente con la ecuación J1 (Paulsen, 2019):

$$d_s \approx d_o = \frac{d_2 + d_3}{2} = 8.59 \text{ mm} \quad (J1)$$

Se calcula el área resistente del tornillo con la ecuación J2 (Paulsen, 2019):

$$A_o = \frac{\pi * d_s^2}{4} = 57.99 \text{ mm}^2 \quad (J2)$$

Se determina la fuerza de montaje crítica:

$$F_{M'} = F_{M \text{ max}} = 9\,975 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo normal con la ecuación J20 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_M = \frac{F_{M'}}{A_o} = 172.0 \text{ MPa} \quad (J20)$$

Para poder hallar el esfuerzo de cizallamiento, primero se debe calcular el momento torsor de ajuste, para comenzar, se determina el coeficiente de fricción efectiva con la ecuación J21 (Paulsen, 2019):

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos 30} = 0.18 \quad (J21)$$

Se calcula el ángulo de fricción efectiva con la ecuación J22 (Paulsen, 2019):

$$\tan \rho' = \mu' \quad (J22)$$

$$\rho' = 10.47^\circ$$

Se calcula el momento torsor de ajuste crítico con la ecuación J23 (Paulsen, 2019):

$$M_{tM'} = F_{M'} * \tan(\varphi + \rho') * d_2 * 0.5 = 10.8 \text{ N}, \quad (J23)$$

Se calcula el esfuerzo de cizallamiento con la ecuación J24 (Paulsen, 2019):

$$T_{tM} = \frac{M_{tM'} * 16}{\pi * d_o^3} = 86.72 \text{ MPa} \quad (J24)$$

Se calcula el esfuerzo equivalente, el cual tiene que ser menor al esfuerzo admisible, se usa la ecuación J25 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * T_{tM}^2} \leq 0.9 * \sigma_f \quad (J25)$$

$$\sigma_{eqM} = 228.35 \text{ MPa} \leq 576 \text{ MPa} \text{ (CUMPLE)}$$

Para verificar la resistencia con carga exterior se calcula la fuerza máxima sobre el tornillo con la ecuación J26 (Paulsen, 2019):

$$F_{tor'} = F_{M \max} + F_{ext/t} = 9 \ 975 \text{ N} \quad (J26)$$

Se calcula el esfuerzo máximo del tornillo con la ecuación J27 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{max/t} = \frac{F_{tor'}}{A_o} = 172.0 \text{ MPa} \quad (J27)$$

Se calcula el esfuerzo de cizallamiento de trabajo con la ecuación J28 (Paulsen, 2019):

$$T_{t.trab} = 0.5 * T_{tM} = 43.36 \text{ MPa} \quad (J28)$$

Se calcula el esfuerzo equivalente, el cual tiene que ser menor al esfuerzo admisible, se usa la ecuación J29 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_{max/t}^2 + 3 * T_{t.trab}^2} \leq \sigma_f \quad (J29)$$

$$\sigma_{eqM} = 187.68 \text{ MPa} \leq 640 \text{ MPa (CUMPLE)}$$

Para verificar la resistencia por aplastamiento se calcula el área de contacto con la ecuación J30 (Paulsen, 2019):

$$A_c = 0.25 * \pi * (d_1^2 - D_{ag}^2) = 106.03 \text{ mm}^2 \quad (J30)$$

La presión de contacto tiene que ser menor a la presión admisible (ver Tabla J9) y se calcula con la ecuación J31 (Paulsen, 2019):

$$p_c = \frac{F_c}{A_c} = \frac{F_{M \max}}{A_c} \quad (J31)$$

$$p_c = 94.08 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa (CUMPLE)}$$

6. Base de la carcasa – Asiento de rodamientos

Las uniones atornilladas de color azul (ver Figura J13) reciben la fuerza transmitida de la soldadura entre la base de la carcasa (de color púrpura) y el tubo de la carcasa (de color rojo). Estas 4 uniones atornilladas comprimen la base de la carcasa y parte del asiento de rodamientos (de color amarillo).

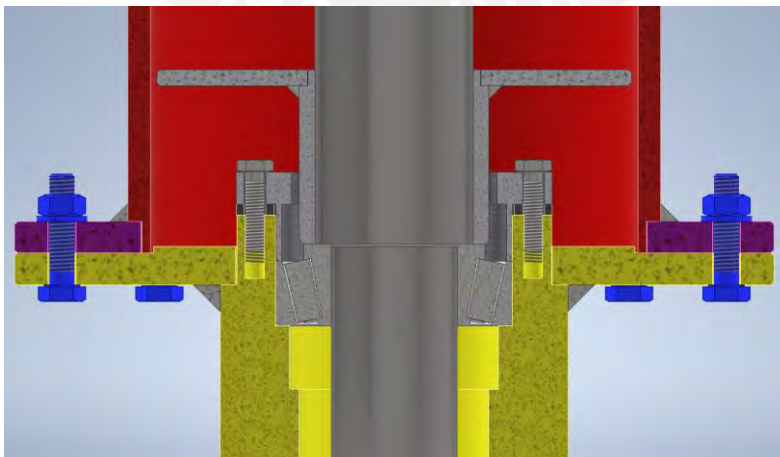


Figura J13. Uniones atornilladas en la base de la carcasa y el asiento de rodamientos.

(Elaboración propia)

A continuación, se muestra la fuerza normal en la Figura J14:

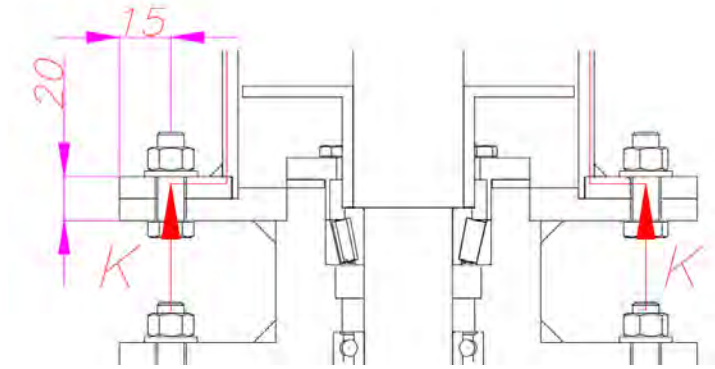


Figura J14. Fuerza transmitida de tracción – Escenario 6.

(Elaboración propia)

La Tabla J21 muestra la información del tornillo necesaria para la verificación por resistencia:

Tabla J21. Datos de la Unión Atornillada – Escenario 6

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Diámetro nominal	d	mm	8.00
Diámetro entre caras del hexágono	d1	mm	13.00
Diámetro de paso	d2	mm	7.19
Diámetro de raíz	d3	mm	6.47
Altura de cabeza	k	mm	5.30
Paso	p	mm	1.25
Angulo de la hélice	φ	$^{\circ}$	3.17
Longitud	L	mm	35.00
Clase	-	-	8.8
Resistencia a la tracción	σ_B	MPa	800.00
Resistencia a la fluencia	σ_f	MPa	640.00
Espesor de la tuerca	m	mm	6.80
Espesor de arandela		mm	1.60
Coefficiente de fricción filetes	μ	-	0.16
Diámetro del agujero	Dag	mm	9.00
Momento torsor en carcasa			
Par nominal	T _n	Nm	145.26
Distancia del centro al tornillo	d _{tor}	mm	105.00
Coefficiente de fricción entre placas	μ_p		0.8 ⁽¹⁾
⁽¹⁾ Ver Tabla J13			

Hallamos la fuerza tangencial para cada tornillo producto del momento torsor transmitido a la carcasa con la ecuación J34:

$$F_{t-tor} = \frac{M_t * 1000}{\#tornillos * d_{tor}} \quad (J34)$$

$$F_{t-tor} = \frac{145.3 \text{ Nm} * 1000}{8 * 105.0 \text{ mm}} = 172.9 \text{ N}$$

Donde:

F_{t-tor} : Fuerza tangencial en el tornillo

Hallamos la fuerza de compactación necesaria entre las placas para evitar que se deslicen entre ellas con la ecuación J35:

$$F_{res-req} = \frac{F_{t-tor}}{\mu_p} \quad (J35)$$

$$F_{res-req} = \frac{172.9 \text{ N}}{0.8} = 216.2 \text{ N}$$

Donde:

$F_{res-req}$: Fuerza de residual requerida (N)

Determinamos entonces una fuerza residual de 216.2 N

$$F_{res} = 216.2 \text{ N}$$

Para el cálculo de la fuerza mínima de montaje, se debe a calcular los coeficientes de rigidez de las placas y los tornillos. En el caso de los tornillos se calcula la constante de rigidez del tornillo con la ecuación J4 (Paulsen, 2019), para calcular la constante de rigidez de cada tramo se usa la ecuación J5 (Paulsen, 2019). La Tabla J22 muestra los resultados del cálculo de rigidez del tornillo:

Tabla J22. Resultados cálculo de rigidez del tornillo – Escenario 6

Tramo (Ci)	Diámetro (mm)	Área (mm ²)	Longitud (mm)	Constante de Rigidez (N/mm)
1	8.00	50.27	4.00	2.59E+06
2	8.00	50.27	4.30	2.59E+06
4	6.47	32.84	17.60	3.84E+05
5	6.47	32.84	4.00	1.69E+06
6	8.00	50.27	3.20	3.24E+06
Tornillo				2.34E+05

Para calcula la constante de rigidez de las placas, se requiere identificar cual es el caso de la unión atornillada. Para este caso tenemos un diámetro exterior “Dext” de 30 mm y un

espesor de placas “Lp” de 20 mm. Para el cálculo del diámetro máximo se usa la ecuación J6 (Paulsen, 2019) y para calcular el semi ángulo del cono se emplea la ecuación J7 (Paulsen, 2019).

Una vez identificado el caso y hallado los valores anteriores, se procede a calcular la constante de rigidez de las placas con la ecuación J8 (Paulsen, 2019). En caso el tramo tenga forma de cilindro, se usa la ecuación J9 (Paulsen, 2019) para hallar la constante de rigidez. En caso el tramo tenga forma de cono, se usa la ecuación J10 (Paulsen, 2019) para hallar la constante de rigidez. La Tabla J23 muestra los resultados del cálculo de rigidez de las placas:

Tabla J23. Resultados cálculo de rigidez de las placas – Escenario 6

Diámetro exterior (mm)	Espesor de placa (mm)		Tan (γ)	Diámetro máximo (mm)	Caso
30.00	20.00		0.48	22.63	Caso 2
Cono	D_1con (mm)	D_2con (mm)	L_con (mm)	E_con (MPa)	c_con (N/mm)
Cono 1	13.00	22.63	10.00	2.06E+05	3.25E+06
Cono 2					
Cilindro	D_1cil (mm)		L_cil (mm)	E_cil (MPa)	c_cil (N/mm)
Cilindro 1	-		-	-	-
Placas					1.63E+06

Se calcula el factor de distribución de carga con la ecuación J11 (Paulsen, 2019):

$$\phi = \frac{c_t}{c_t + c_p} = 0.1258 \quad (J11)$$

Con la ecuación J12 (Paulsen, 2019) se calcula el efecto de la fuerza exterior (K/4) por tornillo:

$$F_{ext/t} = F_{ext} * \phi = 101.55 \text{ N} \quad (J12)$$

Con la ecuación J13 (Paulsen, 2019) se calcula el efecto de la fuerza exterior (K/2) en las placas:

$$F_{ext/p} = F_{ext} * (1 - \phi) = 705.45 \text{ N} \quad (J13)$$

Para el cálculo de la fuerza de asentamiento se usa la ecuación J14 (Paulsen, 2019):

$$F_{as} = \frac{c_i * c_p}{c_i + c_p} * \delta_{as} \quad (J14)$$

$$F_{as} = \frac{c_i * c_p}{c_i + c_p} * (3 \mu m + 2 * 2\mu m + 2 * 3\mu m) = 2658.39 N$$

Se debe calcular una fuerza residual entre las placas mayor a 0. En la ecuación J15 (Paulsen, 2019) se despeja la fuerza mínima de montaje:

$$F_{res} = F_{M min} - F_{ext/p} - F_{as} \geq 0 \quad (J15)$$

$$F_{M min} \geq 216.2 N + 705.45 N + 2658.39 N = 3 580 N$$

Seleccionamos una fuerza mínima de montaje de 4 000 N con un factor de ajuste de 1.75, la ecuación J16 (Paulsen, 2019) detalla la fuerza máxima de montaje:

$$F_{M max} = F_{M min} * \alpha_a \quad (J16)$$

$$F_{M max} = 4 000 N * 1.75 = 7 000 N$$

Determinamos una fuerza de montaje de valor de 4 200 N dentro del rango establecido:

$$F_M = 4 200 N$$

Con la ecuación J17 (Paulsen, 2019) y la ecuación J18 (Paulsen, 2019), hallamos el momento torsor de ajuste y desajuste para la fuerza de montaje. Con la ecuación J19 (Paulsen, 2019), hallamos el momento torsor para vencer la fricción de la tuerca. En la Tabla J24 se muestra los momentos totales de ajuste y desajuste de montaje y el momento torsor resultante del corte del pellet:

Tabla J24. Momentos totales de ajuste y desajuste de montaje – Escenario 6

Condición	Momento (Nm)	Momento torsor a superar (Nm)	Momento total (Nm)
Ajuste	3.66	3.70	7.36
Desajuste	1.93		5.63

Se procede a verificar por resistencia durante el montaje, calculamos el diámetro resistente con la ecuación J1 (Paulsen, 2019):

$$d_s \approx d_o = \frac{d_2 + d_3}{2} = 6.83 \text{ mm} \quad (J1)$$

Se calcula el área resistente del tornillo con la ecuación J2 (Paulsen, 2019):

$$A_o = \frac{\pi * d_s^2}{4} = 36.61 \text{ mm}^2 \quad (J2)$$

Se determina la fuerza de montaje crítica:

$$F_{M'} = F_{M \text{ max}} = 7 \text{ 000 N}$$

Se calcula el esfuerzo normal con la ecuación J20 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_M = \frac{F_{M'}}{A_o} = 191.23 \text{ MPa} \quad (J20)$$

Para poder hallar el esfuerzo de cizallamiento, primero se debe calcular el momento torsor de ajuste, para comenzar, se determina el coeficiente de fricción efectiva con la ecuación J21 (Paulsen, 2019):

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos 30} = 0.18 \quad (J21)$$

Se calcula el ángulo de fricción efectiva con la ecuación J22 (Paulsen, 2019):

$$\tan \rho' = \mu' \quad (J22)$$

$$\rho' = 10.47^\circ$$

Se calcula el momento torsor de ajuste crítico con la ecuación J23 (Paulsen, 2019):

$$M_{tM'} = F_{M'} * \tan(\varphi + \rho') * d_2 * 0.5 = 6.10 \text{ N} \quad (J23)$$

Se calcula el esfuerzo de cizallamiento con la ecuación J24 (Paulsen, 2019):

$$T_{tM} = \frac{M_{tM'} * 16}{\pi * d_o^3} = 97.68 \text{ MPa} \quad (J24)$$

Se calcula el esfuerzo equivalente, el cual tiene que ser menor al esfuerzo admisible, se usa la ecuación J25 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * T_{tM}^2} \leq 0.9 * \sigma_f \quad (J25)$$

$$\sigma_{eqM} = 255.33 \text{ MPa} \leq 576 \text{ MPa} \text{ (CUMPLE)}$$

Para verificar la resistencia con carga exterior se calcula la fuerza máxima sobre el tornillo con la ecuación J26 (Paulsen, 2019):

$$F_{tor'} = F_{M \text{ max}} + F_{ext/t} = 7 \ 101.55 \text{ N} \quad (J26)$$

Se calcula el esfuerzo máximo del tornillo con la ecuación J27 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{max/t} = \frac{F_{tor'}}{A_o} = 194.00 \text{ MPa} \quad (J27)$$

Se calcula el esfuerzo de cizallamiento de trabajo con la ecuación J28 (Paulsen, 2019):

$$T_{t.trab} = 0.5 * T_{tM} = 48.84 \text{ MPa} \quad (J28)$$

Se calcula el esfuerzo equivalente, el cual tiene que ser menor al esfuerzo admisible, se usa la ecuación J29 (Paulsen, 2019):

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_{max/t}^2 + 3 * T_{t.trab}^2} \leq \sigma_f \quad (J29)$$

$$\sigma_{eqM} = 211.64 \text{ MPa} \leq 640 \text{ MPa} \text{ (CUMPLE)}$$

Para verificar la resistencia por aplastamiento se calcula el área de contacto con la ecuación J30 (Paulsen, 2019):

$$A_c = 0.25 * \pi * (d_1^2 - D_{ag}^2) = 69.12 \text{ mm}^2 \quad (J30)$$

La presión de contacto tiene que ser menor a la presión admisible (ver Tabla J9) y se calcula con la ecuación J31 (Paulsen, 2019):

$$p_c = \frac{F_c}{A_c} = \frac{F_{M \max}}{A_c} \quad (J31)$$

$$p_c = 101.28 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa (CUMPLE)}$$



ANEXO K. Uniones Soldadas.

Existen varias uniones soldadas, en la Figura K1 se muestran las más importantes enumeradas:

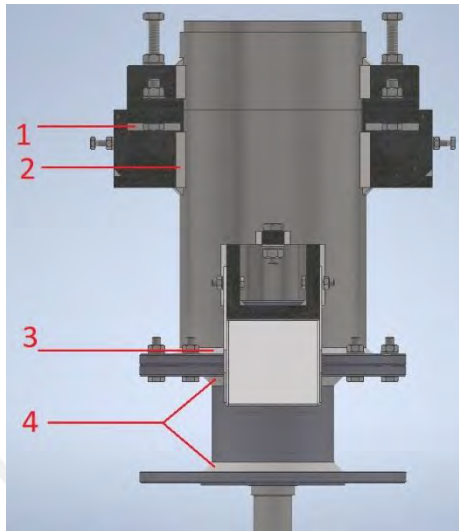


Figura K1. Uniones soldadas.

(Elaboración propia)

a) Verificación por esfuerzos estáticos

1. Oreja de la carcasa: Pestaña – Cara lateral (CASO CRÍTICO)

En la Figura K2, las pestañas de color amarillo reciben la fuerza transmitida por las uniones atornilladas y estas están soldadas hacia las caras laterales de la base de las orejas de la carcasa (de color naranja). La soldadura (de color azul) se encuentra en corte.

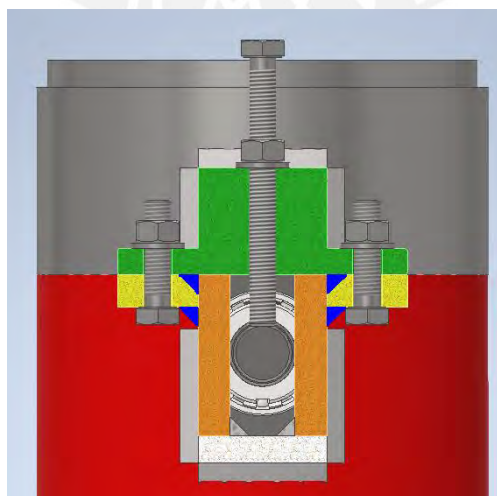


Figura K2. Soldadura entre las pestañas y las caras laterales de las orejas de la carcasa.

(Elaboración propia)

A continuación, se muestra la fuerza de corte en la Figura K3:

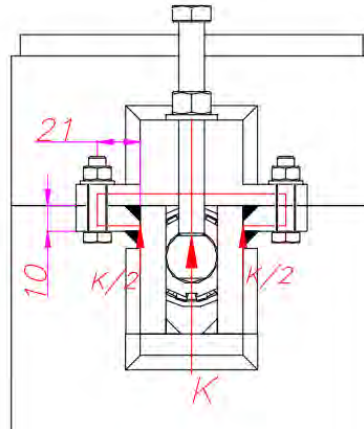


Figura K3. Fuerza de corte – Escenario 1.

(Elaboración propia)

Se indica en la Tabla K1 el espesor de la garganta de soldadura a utilizar:

Tabla K1. Espesor de garganta de soldadura seleccionado – Escenario 1.

Elemento	Esesor del elemento (mm)	Esesor garganta mínimo ⁽¹⁾ (mm)	Esesor garganta máximo ⁽²⁾ (mm)	Esesor garganta seleccionado (mm)
	t		0.7*t	
Pestaña	10 mm	4.0	7.0	5.0
Cara lateral	10 mm	4.0	7.0	

⁽¹⁾ Ver ANEXO N.
⁽²⁾ Tomado de “Elementos de Máquinas – Uniones soldadas”, por Paulsen M. (2018).

Se muestra, en la Figura K4, las dimensiones de la soldadura de este escenario:

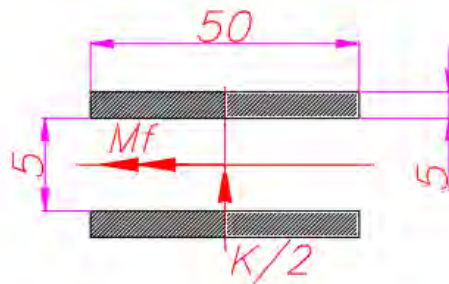


Figura K4. Fuerza de corte sobre garganta de soldadura – Escenario 1.

(Elaboración propia)

Considerando que cada cordón de soldadura tiene de largo de 48 mm y de garganta de 5 mm,

se calcula el esfuerzo de corte transversal con la ecuación K1 (Paulsen, 2018):

$$t_{nc} = \frac{Vt}{A} = \frac{K/2}{2 * a * L} \quad (K1)$$

$$t_{nc} = \frac{3228 \text{ N} * 0.5}{2 * 5 \text{ mm} * 50 \text{ mm}} = 3.23 \text{ MPa}$$

Donde:

t_{nc} : Esfuerzo de corte transversal al cateto de la soldadura (MPa).

Vt : Fuerza cortante transversal al cateto de la soldadura (N).

A : Área de la soldadura (mm^2).

a : Garganta de la soldadura (mm).

L : Longitud de la soldadura (mm).

De igual manera con el esfuerzo normal con la ecuación K2 (Paulsen, 2018):

$$n = \frac{Mf * c}{I} = \frac{0.5 * K * 15 * c}{2 * (L * \frac{a^3}{12} + L * a * (\frac{L1 + a}{2})^2)} \quad (K2)$$

$$n = \frac{0.5 * 3228 \text{ N} * 21 \text{ mm} * 7.5 \text{ mm}}{2 * (50\text{mm} * \frac{(5\text{mm})^3}{12} + 50\text{mm} * 5\text{mm} * (\frac{5\text{mm} + 5\text{mm}}{2})^2)}$$

$$n = 18.8 \text{ MPa}$$

Donde:

n : Esfuerzo normal sobre el cateto de la soldadura (MPa).

Mf : Momento flector sobre el cateto de la soldadura (N.mm).

c : Distancia al punto más lejano (mm).

I : Inercia sobre los cordones de soldadura (mm^4).

$L1$: Espacio entre cordones de soldadura (mm).

Se calcula el esfuerzo cortante axial con la ecuación K3 (Paulsen, 2018):

$$t_a = \frac{Va}{A} = 0 \quad (K3)$$

Donde:

t_a : Esfuerzo de corte axial al cateto de la soldadura (MPa).

Va : Fuerza cortante axial al cateto de la soldadura (N).

Se calcula los esfuerzos en el plano de la garganta, empezando con el esfuerzo normal con la ecuación K4 (Paulsen, 2018):

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} \quad (K4)$$
$$\sigma_n = \frac{18.8 \text{ MPa} + 3.2 \text{ MPa}}{\sqrt{2}} = 15.6 \text{ MPa}$$

Donde:

σ_n : Esfuerzo normal sobre el plano de la garganta de soldadura (MPa).

Con la ecuación K5 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo cortante transversal:

$$\tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} \quad (K5)$$
$$\tau_n = \frac{18.8 \text{ MPa} - 3.2 \text{ MPa}}{\sqrt{2}} = 11 \text{ MPa}$$

Donde:

τ_n : Esfuerzo cortante paralelo a la garganta de soldadura (MPa).

Con la ecuación K6 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo cortante axial:

$$\tau_a = t_a = 0 \quad (K6)$$

Donde:

τ_a : Esfuerzo cortante axial a la garganta de soldadura (MPa).

Con la ecuación K7 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 * (\tau_n^2 + \tau_a^2)} \quad (K7)$$

$$\sigma_{eq} = 24.6 \text{ MPa}$$

Donde:

σ_{eq} : Esfuerzo equivalente sobre la garganta de la soldadura (MPa).

Se usa la ecuación K8 (Paulsen, 2018) para verificar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_B}{\beta_w * \gamma_{Mw}} \quad (K8)$$

$$24.6 \text{ MPa} \leq \frac{400 \text{ MPa}}{1 * 1.5} = 266.7 \text{ MPa (Cumple)}$$

Donde:

σ_B : Resistencia a la tracción del material base (MPa) (Ver ANEXO O).

β_w : Factor del material (Se considera 1).

γ_{Mw} : Factor de seguridad de la unión $\gamma_{Mw} \geq 1.25$ (MPa).

Se usa la ecuación K9 (Paulsen, 2018) para verificar el esfuerzo normal a la garganta:

$$\sigma_n \leq 0.9 * \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw}} \quad (K9)$$

$$15.6 \text{ MPa} \leq 0.9 * \frac{400 \text{ MPa}}{1.5} = 240 \text{ MPa (Cumple)}$$

2. Oreja de la carcasa: Cara lateral – Carcasa

Las caras laterales de la base de las orejas de la carcasa de color naranja (ver Figura K5) reciben la fuerza transmitida a través de la soldadura de las pestañas. Estas caras laterales están

soldadas a la misma carcasa (de color rojo). La soldadura (de color azul) se encuentra en corte.

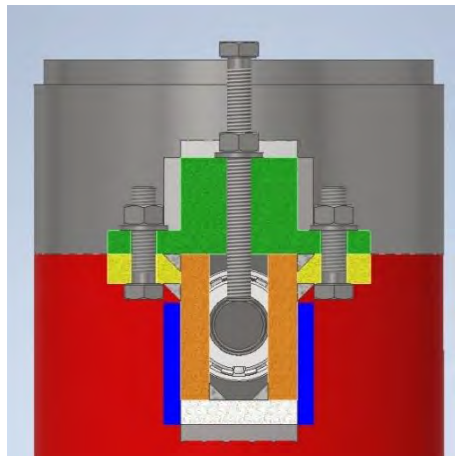


Figura K5. Soldadura entre las caras laterales de las orejas y la carcasa.

(Elaboración propia)

A continuación, se muestra la fuerza de corte en la Figura K6:

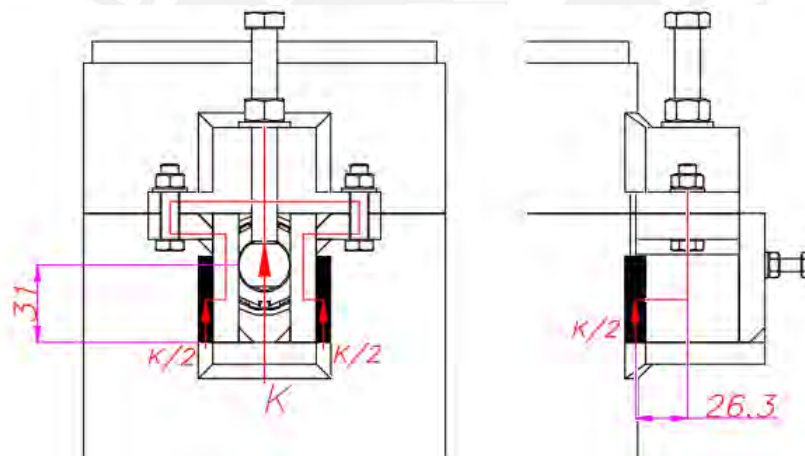


Figura K6. Fuerza de corte – Escenario 2.

(Elaboración propia)

Se indica en la Tabla K2 el espesor de la garganta de soldadura a utilizar:

Tabla K2. Espesor de garganta de soldadura seleccionado – Escenario 2.

Elemento	Esesor del elemento (mm)	Esesor garganta mínimo ⁽²⁾ (mm)	Esesor garganta máximo ⁽³⁾ (mm)	Esesor garganta seleccionado (mm)
	t		0.7*t	
Cara lateral	10.00 mm	4.0	8.4	5.0
Tubo D6"	7.11 mm ⁽¹⁾	3.0	5.0	

⁽²⁾ Ver ANEXO P-Tabla P1.

⁽³⁾ Ver ANEXO N.

⁽⁴⁾ Tomado de “Elementos de Máquinas – Uniones soldadas”, por Paulsen M. (2018).

Se muestra, en la Figura K7, las dimensiones de la soldadura de este escenario:

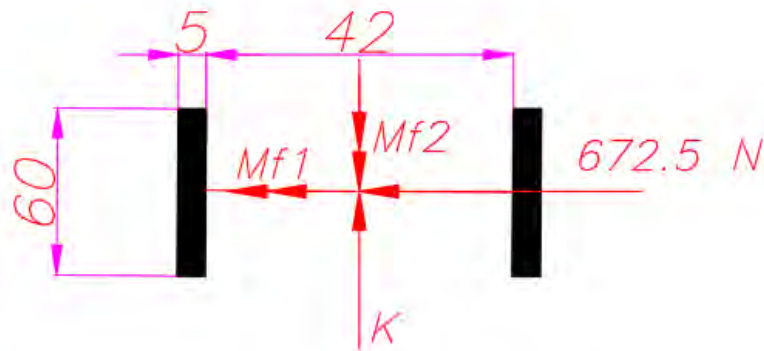


Figura K7. Fuerza de corte sobre garganta de soldadura – Escenario 2.

(Elaboración propia)

Considerando que cada cordón de soldadura tiene de largo de 40 mm y de garganta de 5 mm, se calcula el esfuerzo de corte transversal con la ecuación K1 (Paulsen, 2018):

$$t_{nc} = \frac{Vt}{A} = 1.1 \text{ MPa} \quad (K1)$$

De igual manera con el esfuerzo normal (el más crítico) con la ecuación K10 (Paulsen, 2018):

$$n = \frac{Mf * c}{I} = \frac{K * 26.3 * c}{2 * (a * \frac{L^3}{12})} \quad (K10)$$

$$n = \frac{3228 * 26.3 * 30}{2 * (5 * \frac{60^3}{12})} = 14.1 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo cortante axial con la ecuación K3 (Paulsen, 2018):

$$t_a = \frac{Va}{A} = \frac{K}{a * L} \quad (K3)$$

$$t_a = \frac{3228}{2 * 5 * 60} = 5.4 \text{ MPa}$$

Se calcula los esfuerzos en el plano de la garganta, empezando con el esfuerzo normal con la ecuación K4 (Paulsen, 2018):

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = 10.8 \text{ MPa} \quad (K4)$$

Con la ecuación K5 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo cortante transversal:

$$\tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = 9.2 \quad (K5)$$

Con la ecuación K6 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo cortante axial:

$$\tau_a = t_a = 5.4 \text{ MPa} \quad (K6)$$

Con la ecuación K7 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 * (\tau_n^2 + \tau_a^2)} \quad (K7)$$

$$\sigma_{eq} = 20 \text{ MPa}$$

Se usa la ecuación K8 (Paulsen, 2018) para verificar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_B}{\beta_w * \gamma_{Mw}} \quad (K8)$$

$$20 \text{ MPa} \leq \frac{400 \text{ MPa}}{1 * 1.5} = 266.7 \text{ MPa (Cumple)}$$

Se usa la ecuación K9 (Paulsen, 2018) para verificar el esfuerzo normal a la garganta:

$$\sigma_n \leq 0.9 * \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw}} \quad (K9)$$

$$10.8 \leq 0.9 * \frac{400 \text{ MPa}}{1.5} = 240 \text{ MPa (Cumple)}$$

3. Carcasa: Tubo - Base

El tubo de la carcasa de color rojo (ver Figura K8) recibe la fuerza transmitida a través de la soldadura de las caras laterales de las orejas de la carcasa. El tubo esta soldado a una base con resalte (de color púrpura). La soldadura (de color azul) se encuentra traccionada.

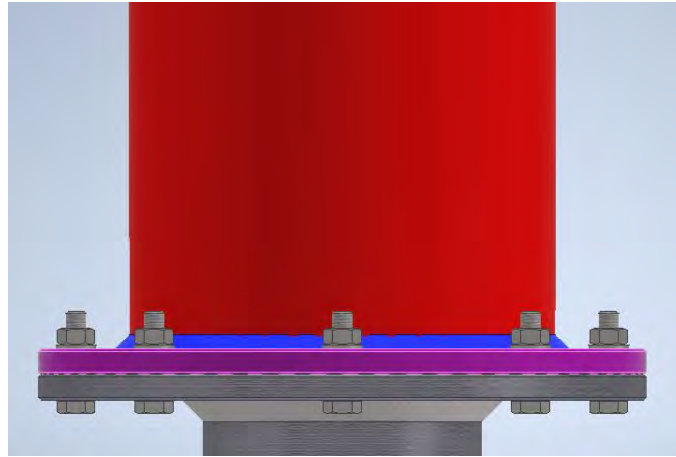


Figura K8. Soldadura entre la carcasa y la plancha de soporte de la carcasa.

(Elaboración propia)

A continuación, se muestra la fuerza normal en la Figura K9:

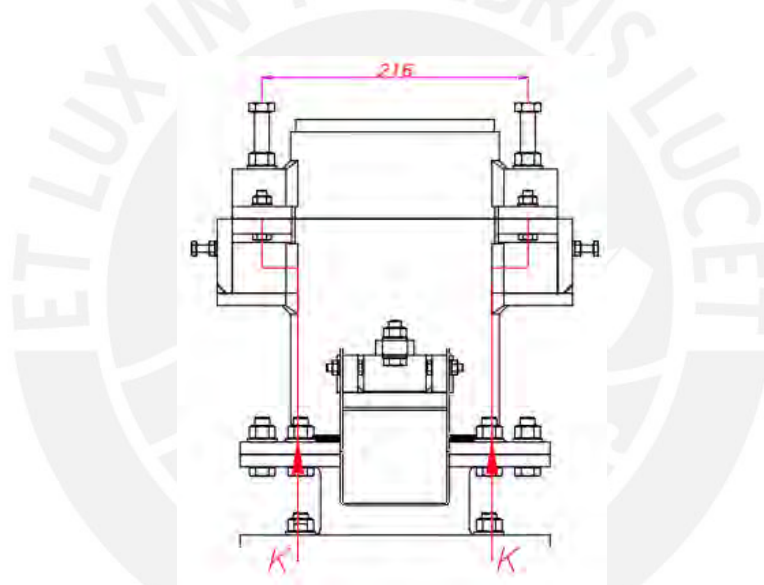


Figura K9. Fuerza normal – Escenario 3.

(Elaboración propia)

Se indica en la Tabla K3 el espesor de la garganta de soldadura a utilizar:

Tabla K3. Espesor de garganta de soldadura seleccionado – Escenario 3.

Elemento	Esesor del elemento (mm)	Esesor garganta mínimo ⁽²⁾ (mm)	Esesor garganta máximo ⁽³⁾ (mm)	Esesor garganta seleccionado (mm)
	t		0.7*t	
Tubo D6"	7.11 mm ⁽¹⁾	3.0	5.0	4.0
Plancha Soporte Carcasa	10.00 mm	4.0	7.0	

⁽¹⁾ Ver ANEXO P-Tabla P1.
⁽²⁾ Ver ANEXO N.
⁽³⁾ Tomado de “Elementos de Máquinas – Uniones soldadas”, por Paulsen M. (2018).

Se muestra, en la Figura K10, las dimensiones de la soldadura de este escenario:

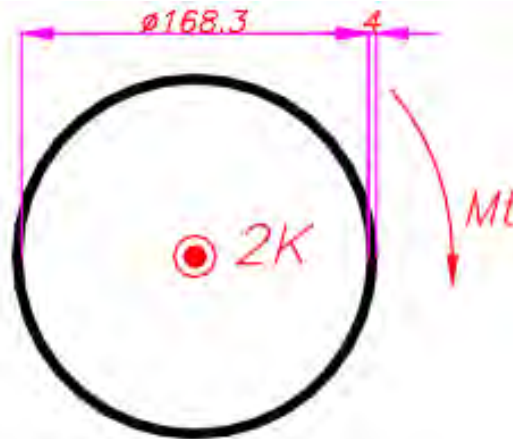


Figura K10. Fuerza normal sobre garganta de soldadura – Escenario 3.

(Elaboración propia)

Considerando que el cordón de soldadura tiene espesor de garganta de 4 mm, se calcula el esfuerzo de corte transversal con la ecuación K1 (Paulsen, 2018):

$$t_{nc} = \frac{Vt}{A} = 0 \quad (K1)$$

De igual manera con el esfuerzo normal con la ecuación K11 (Paulsen, 2018):

$$n = \frac{N}{A} = \frac{2K}{A} \quad (K11)$$

$$n = \frac{2 * 3228}{0.25 * \pi * (176.3^2 - 168.3^2)} = 2.98 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo cortante axial con la ecuación K12 (Paulsen, 2018):

$$t_{a.t} = \frac{Mt * r}{I} = \frac{(672.5 \text{ N} * 216) * (\frac{d}{2} + a)}{\pi * ((d + 2 * a)^4 - d^4)/32} \quad (K12)$$

$$t_{a.t} = \frac{Mt * r}{I} = \frac{(672.5 \text{ N} * 216) * (\frac{168.3}{2} + 4)}{\pi * ((168.3 + 2 * 4)^4 - 168.3^4)/32} = 0.8 \text{ MPa}$$

Donde:

$t_{a.t}$: Esfuerzo paralelo al cordón.

Mt : Momento torsor en el cordón.

d : Diámetro interno del cordón.

Se calcula los esfuerzos en el plano de la garganta, empezando con el esfuerzo normal con la ecuación K4 (Paulsen, 2018):

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = 2.11 \text{ MPa} \quad (K4)$$

Con la ecuación K5 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo cortante transversal:

$$\tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = 2.11 \text{ MPa} \quad (K5)$$

Con la ecuación K6 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo cortante axial:

$$\tau_a = t_a = 0.8 \text{ MPa} \quad (K6)$$

Con la ecuación K7 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 * (\tau_n^2 + \tau_a^2)} \quad (K7)$$
$$\sigma_{eq} = 4.4 \text{ MPa}$$

Se usa la ecuación K8 (Paulsen, 2018) para verificar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_B}{\beta_w * \gamma_{Mw}} \quad (K8)$$

$$4.4 \text{ Mpa} \leq \frac{400 \text{ MPa}}{1 * 1.5} = 266.7 \text{ MPa (Cumple)}$$

Se usa la ecuación K9 (Paulsen, 2018) para verificar el esfuerzo normal a la garganta:

$$\sigma_n \leq 0.9 * \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw}} \quad (K9)$$

$$2.11 \leq 0.9 * \frac{400 \text{ MPa}}{1.5} = 240 \text{ MPa (Cumple)}$$

4. Asiento de rodamientos: Cara superior e inferior – Cuerpo central

La parte central del asiento de rodamientos de color amarillo (ver Figura K11) recibe la fuerza transmitida a través de la soldadura de la cara superior y la transmite a la cara inferior. La parte central esta soldada a las caras (de color naranja). Las soldaduras (de color azul) se encuentran traccionadas.

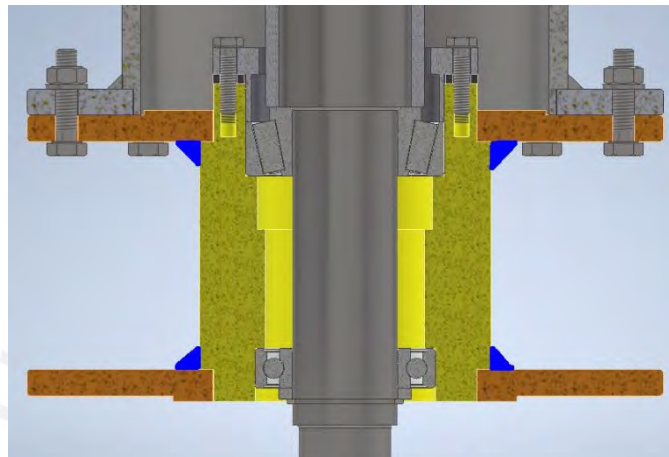


Figura K11. Soldadura entre la parte central y las caras del asiento de rodamientos.

(Elaboración propia)

A continuación, se muestra la fuerza normal en la Figura K12:

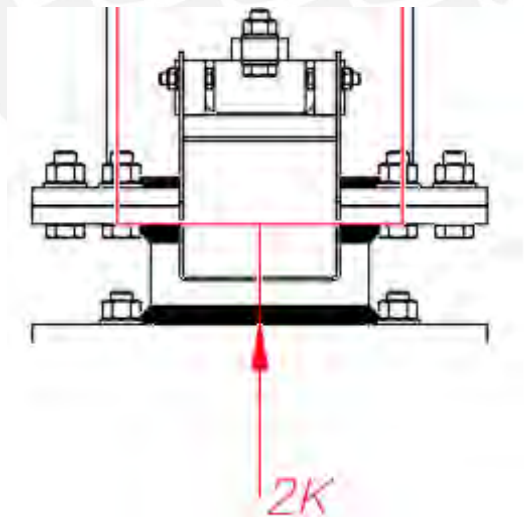


Figura K12. Fuerza normal – Escenario 4.

(Elaboración propia)

Se indica en la Tabla K4 el espesor de la garganta de soldadura a utilizar:

Tabla K4. Espesor de garganta de soldadura seleccionado – Escenario 4.

Elemento	Esesor del elemento (mm)	Esesor garganta mínimo ⁽¹⁾ (mm)	Esesor garganta máximo ⁽²⁾ (mm)	Esesor garganta seleccionado (mm)
	t		0.7*t	
Parte central	16.50 mm	5.50	11.55	6.0
Plancha Superior e Inferior	14.00 mm	5.00	9.80	

⁽¹⁾ Ver ANEXO N.
⁽²⁾ Tomado de “Elementos de Máquinas – Uniones soldadas”, por Paulsen M. (2018).

Se muestra, en la Figura K13, las dimensiones de la soldadura de este escenario:

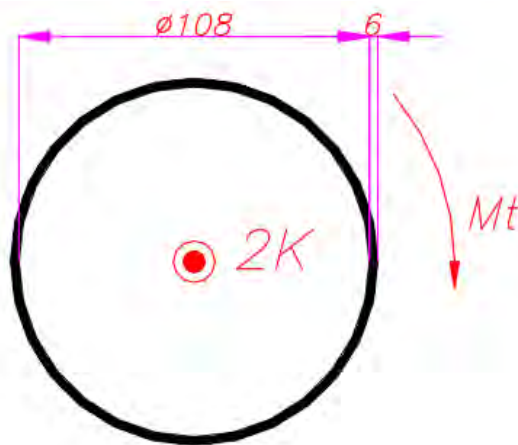


Figura K13. Fuerza normal sobre garganta de soldadura – Escenario 4.
(Elaboración propia)

Considerando que el cordón de soldadura tiene espesor de garganta de 6 mm, se calcula el esfuerzo de corte transversal con la ecuación K1 (Paulsen, 2018):

$$t_{nc} = \frac{Vt}{A} = 0 \quad (K1)$$

De igual manera con el esfuerzo normal con la ecuación K11 (Paulsen, 2018):

$$n = \frac{N}{A} = \frac{2K}{A} \quad (K11)$$

$$n = \frac{2 * 3228}{0.25 * \pi * (120^2 - 108^2)} = 3.0 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo cortante axial con la ecuación K12 (Paulsen, 2018):

$$t_{a.t} = \frac{Mt * r}{I} = 1.24 \text{ MPa} \quad (K12)$$

Se calcula los esfuerzos en el plano de la garganta, empezando con el esfuerzo normal con la ecuación K4 (Paulsen, 2018):

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = 2.12 \text{ MPa} \quad (K4)$$

Con la ecuación K5 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo cortante transversal:

$$\tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = 2.12 \text{ MPa} \quad (K5)$$

Con la ecuación K6 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo cortante axial:

$$\tau_a = t_a = 1.24 \text{ MPa} \quad (K6)$$

Con la ecuación K7 (Paulsen, 2018) se calcula el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 * (\tau_n^2 + \tau_a^2)} \quad (K7)$$

$$\sigma_{eq} = 4.76 \text{ MPa}$$

Se usa la ecuación K8 (Paulsen, 2018) para verificar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_B}{\beta_w * \gamma_{Mw}} \quad (K8)$$

$$4.76 \text{ MPa} \leq \frac{400 \text{ MPa}}{1 * 1.5} = 266.7 \text{ MPa (Cumple)}$$

Se usa la ecuación K9 (Paulsen, 2018) para verificar el esfuerzo normal a la garganta:

$$\sigma_n \leq 0.9 * \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw}} \quad (K9)$$

$$2.12 \leq 0.9 * \frac{400 \text{ MPa}}{1.5} = 240 \text{ MPa (Cumple)}$$

b) Verificación por fatiga (CASO CRITICO)

El caso más crítico se presenta en el escenario 1, en la soldadura entre la pestaña y la cara lateral de la oreja. Para el cálculo se usarán los esfuerzos calculados anteriormente:

- $t_n = 3.2 \text{ MPa}$
- $t_a = 0 \text{ MPa}$
- $n_f = 18.8 \text{ MPa}$

Entendiendo el modo en el que se comportan las cargas, serian pulsantes, se presentara el siguiente grafico en la figura K14:

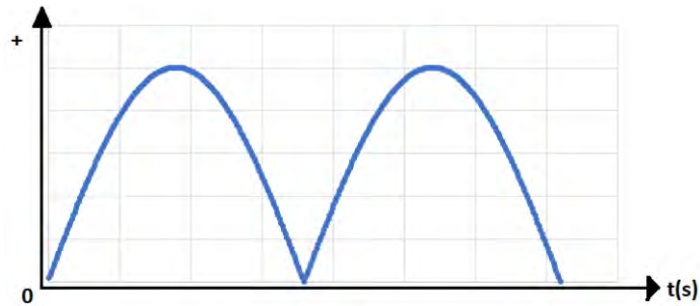


Figura K14. Carga pulsante a lo largo del tiempo.

Por lo que se consideran cargas medias y alternantes, determinando los siguientes valores:

- $t_{n.m} = 1.6 \text{ MPa}/t_{n.a} = 1.6 \text{ MPa}$
- $t_{a.m} = 0 \text{ MPa}/t_{a.a} = 0 \text{ MPa}$
- $n_{f.m} = 9.4 \text{ MPa}/n_{f.a} = 9.4 \text{ MPa}$

Se procede a calcular los esfuerzos equivalentes (alternante modificado y medio) con las ecuaciones K12 y K13:








$$\sigma'_{eq.a} = \sqrt{\left(\frac{n_{f.a}}{v_{1.f}}\right)^2 + 1.8 * \left(\frac{t_{n.a}^2}{v_{1.c}^2} + \frac{t_{a.a}^2}{v_{1.c}^2}\right)} \quad (K12)$$

$$\sigma'_{eq.a} = \sqrt{\left(\frac{9.4 \text{ MPa}}{0.11}\right)^2 + 1.8 * \left(\frac{1.6 \text{ MPa}^2}{0.22^2} + 0\right)} = 86 \text{ MPa}$$

Donde:

$\sigma'_{eq.a}$: Esfuerzo equivalente alternante modificado (MPa).

v_1 : Factor de concentración de esfuerzos (Figura K15).

Unión en T	Denominación	Doble cordón (en ángulo)			Cordón (en ángulo) plano	Cordón HV raíz soldada con cordón en ángulo	Cordón K con doble cordón en ángulo	Cordón en X
		abombado	plano	cóncavo				
	Espesor del cordón	2a	2a	2a	a	s	s	s
	Representación del cordón							
v_1	Tracción-compresión	0,32	0,35	0,41	0,22	0,63	0,56	0,7
	Flexión	0,69	0,7	0,87	0,11	0,8	0,8	0,84
	Cortadura	0,32	0,35	0,41	0,22	0,5	0,45	0,56






Unión esquinada	Denominación	Cordón (en ángulo) plano	Doble cordón (en ángulo) plano	Cordón esquinado a tope		Cordón esquinado en X
				s	s	
	Espesor del cordón	a	2a	s	s	2a
	Representación del cordón					
v_1	Tracción-compresión	0,22	0,3	0,45	0,6	0,35
	Flexión	0,11	0,6	0,55	0,75	0,7
	Cortadura	0,22	0,3	0,37	0,5	0,35

Figura K15. Factor de concentración de esfuerzos v_1 .

Tomado de “Elementos de Máquinas – Uniones soldadas”, por Paulsen M. (2018).

$$\sigma_{eq.m} = \sqrt{(n_{f.m})^2 + 1.8 * (t_{n.m}^2 + t_{a.m}^2)} \quad (K13)$$

$$\sigma'_{eq.a} = \sqrt{(9.4 \text{ MPa})^2 + 1.8 * (1.6 \text{ MPa}^2 + 0)} = 9.6 \text{ MPa}$$

Donde:

$\sigma_{eq.m}$: Esfuerzo equivalente medio (MPa).

Para hallar el factor de seguridad se usa la ecuación K14:

$$FS_{fat} = \frac{1}{\frac{\sigma'_{eq.a}}{v_2 * \sigma_{fAL}} + \frac{\sigma_{eq.m}}{\sigma_B}} \quad (K14)$$

$$FS_{fat} = \frac{1}{\frac{86 \text{ MPa}}{0.8 * 200 \text{ MPa}} + \frac{9.6 \text{ MPa}}{400 \text{ MPa}}} = 1.8 \geq FS_R$$

Donde:

FS_{fat} : Factor de seguridad a la fatiga.

FS_R : Factor de seguridad recomendado (1.2 a 1.8).

v_2 : Factor de calidad de unión (Figura K16).

σ_{fAL} : Resistencia a la fatiga del material a flexión alternante ($\approx \sigma_B/2$).

CALIDAD	v2
I	1,0
II	0,8
III	0,5

		Calidad		
		I	II	III
Material	Garantizado para soldar	•	•	•
Preparación	Dirigida por especialista	•	•	•
	Vigilada	•	•	
Método de soldadura	Seleccionado de acuerdo con las propiedades del material, el espesor de las piezas y las cargas de la unión soldada.	•	•	•
Material de aporte	Seleccionado de acuerdo al material base	•	•	•
	Selección verificada y garantizada.	•	•	
Personal	Soldador calificado con supervisión en su Trabajo	•	•	
Verificación	Comprobación de ausencia de fallas (ultrasonido, rayos x, etc.)	•		

Figura K16. Factor de calidad de unión v2.

Tomado de “Elementos de Máquinas – Uniones soldadas”, por Paulsen M. (2018).

ANEXO L. Opción de selección motorreductor.

El sistema de extrusión necesita potencia para poder funcionar, se puede instalar elementos de transmisión o un motorreductor. En caso se opte por el uso de un motorreductor, el presente anexo muestra la selección de este, además de algunas dimensiones necesarias para el cálculo de las uniones atornilladas.

Se tiene los siguientes parámetros de la operación del eje principal en la Tabla L1:

Tabla L1. Parámetros de operación del eje principal.

Parámetro	Unidad	Valor
Velocidad de giro	RPM	120.0
Momento torsor	Nm	161.4
Potencia de compactación	kW	2.03

En la Figura L1 se muestra parte del catálogo, se indica un motorreductor que cumpla con los requerimientos:

n_a [1/min]	M_a [N-m]	f_B	Size	P_m [kw]	n_a [1/min]	M_a [N-m]	f_B	Size	P_m [kw]
2.2KW					3.0KW				
56	370	1.55	57	2.2-4	18	1560	1.90	87	3.0-4
67	315	1.90			20	1400	2.1		
74	285	2.1			25	1160	2.6		
84	250	2.4			28	1030	2.8		
89	235	2.5							
			47	2.2-4	19	1540	1.00	77	3.0-4
55	385	1.05			21	1360	1.10		
65	325	1.25			24	1190	1.25		
72	295	1.35							
81	260	1.55			25	1130	1.35	77	3.0-4
86	245	1.65			29	990	1.50		
101	210	1.95			32	890	1.70		
111	189	2.1			37	780	1.90		
129	163	2.5							
157	133	2.5			38	750	1.50	77	3.0-4
					44	645	2.1		
					49	590	2.4		
					55	520	2.9		
					65	440	3.4		
					41	695	1.05	67	3.0-4
					44	655	1.25	67	3.0-4
					51	560	1.45		
					56	515	1.60		
					63	450	1.80		
					67	430	1.90		
					77	375	2.2		
					85	335	2.4		
					97	295	2.8		
					56	510	1.15	57	3.0-4
					66	435	1.40		
					73	390	1.55		
					83	345	1.75		
					88	325	1.85		
					104	275	2.2		
					114	250	2.4		
					132	220	2.8		
					71	405	1.00	47	3.0-4
					81	355	1.15		
					86	335	1.20		
					100	285	1.40		
					111	260	1.55		
					128	225	1.80		
					156	183	1.80		

Figura L1. Selección del Motorreductor.

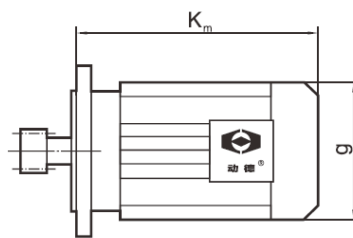
Tomado de Comprehensive Manual, por Dongde Technology Development Co., LTD.

El motorreductor seleccionado es un motorreductor de ejes paralelos con las siguientes características:

Tabla L2. Parámetros de motorreductor seleccionado.

Parámetro	Unidad	Valor
Velocidad de giro	RPM	128
Momento torsor máximo	Nm	225.0
Potencia	kW	3.0

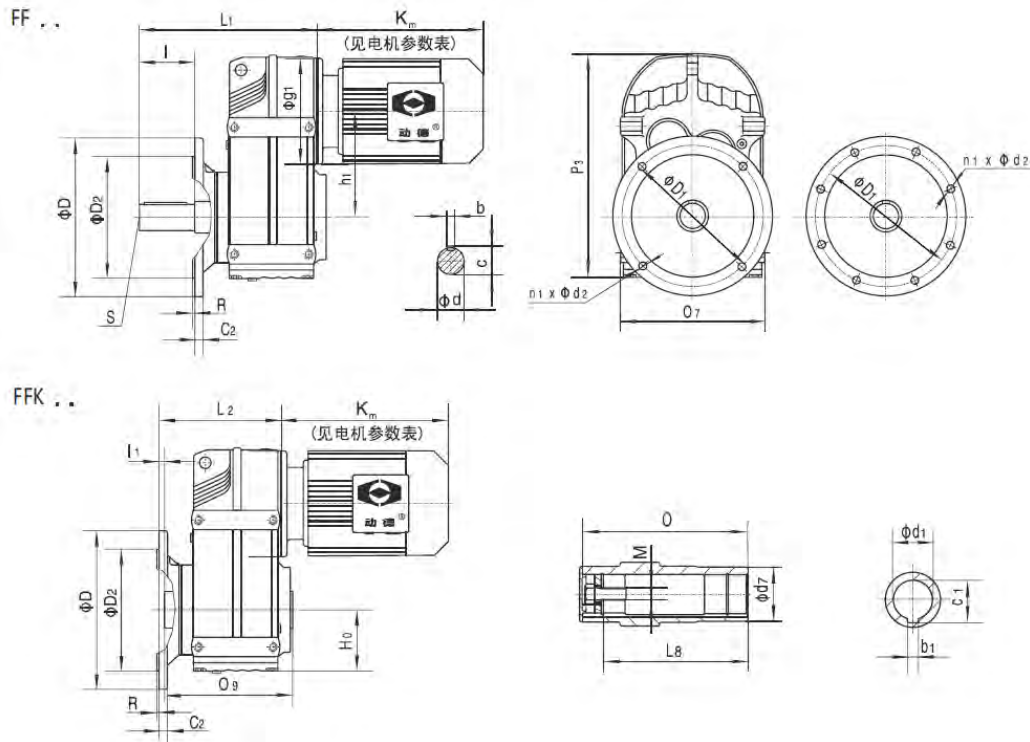
Las dimensiones se muestran en la Figura L2 y Figura L3:



P_m	K_m	g	P_m	K_m	g	P_m	K_m	g	P_m	K_m	g	P_m	K_m	g	P_m	K_m	g
0.12-4	230	130	0.55-4	295	175	1.5-4	335	195	4.0-8	565	330	15.0-6	750	360	90-4	1110	555
0.12-6	230	130	0.55-6	295	175	1.5-6	375	215	5.5-4	450	275	18.5-4	710	360	110-4	1310	660
0.18-4	230	130	0.55-8	335	195	1.5-8	390	240	5.5-8	565	330	22-4	750	360	132-4	1330	660
0.18-6	255	145	0.75-4	295	175	2.2-4	375	215	7.5-4	490	275	22-6	815	400	160-4	1420	660
0.25-4	255	145	0.75-6	310	195	2.2-6	390	240	7.5-6	565	330	30-4	815	400	200-4	1420	660
0.25-6	255	145	0.75-8	375	215	2.2-8	450	275	7.5-8	620	330	37-4	880	450			
0.37-4	255	145	1.1-4	310	195	3.0-4	375	215	11.0-4	565	330	45-4	905	450			
0.37-6	295	175	1.1-6	335	195	3.0-6	450	275	11.0-6	620	330	55-4	990	495			
0.37-8	310	195	1.1-8	375	215	4.0-4	390	240	15.0-4	620	330	75-4	1060	555			

Figura L2. Dimensiones del Motor.

Tomado de Comprehensive Manual, por Dongde Technology Development Co., LTD.



型号	安装尺寸					轴伸尺寸					外型尺寸						
	D1	D2	R	n1	d2	h1	b	c	d	l	C2	P3	O7	S	g1	D	L1
FF37	130	110j6	3.5	4	9	112	8	28	25k6	50	10	252	165	M10	120	160	190
FF47	165	130j6	3.5	4	11	128.1	8	33	30k6	60	12	269	180	M10	120	200	222
FF57	215	180j6	4	4	13.5	136	10	38	35k6	70	15	317	200	M12	160	250	243
FF67	215	180j6	4	4	13.5	159.5	12	43	40k6	80	15	343	212	M16	160	250	275
FF77	265	230j6	4	4	13.5	200	14	53.5	50k6	100	16	426	270	M16	200	300	331
FF87	300	250h6	5	4	17.5	246.7	18	64	60m6	120	18	531	330	M20	250	350	379
FF97	400	350h6	5	8	17.5	285	20	74.5	70m6	140	22	623	400	M20	300	450	454
FF107	400	350h6	5	8	17.5	332.4	25	95	90m6	170	22	717	450	M24	350	450	532
FF127	500	450h6	5	8	17.5	382.6	28	116	110m6	210	25	856	530	M24	450	550	637
FF157	600	550h6	6	8	22	447	32	127	120m6	210	28	1021	660	M24	550	660	725

型号	安装尺寸					轴伸尺寸					外型尺寸							
	H0	D2	D1	R	La	n1	d2	M	d1	c1	l1	b1	O	O9	d7	L2	C2	D
FFK37	76	110j6	130	3.5	105	4	9	M10×25	30H7	33.3	24	8	120	123	45	136	10	160
FFK47	77	130j6	165	3.5	132	4	11	M10×25	35H7	38.3	25	10	150	153	50	160	12	200
FFK57	93	180j6	215	4	142	4	13.5	M16×40	40H7	43.3	23.5	12	166	169	55	173	15	250
FFK67	97	180j6	215	4	156	4	13.5	M16×40	40H7	43.3	23	12	180	183	55	188	15	250
FFK77	121	230j6	265	4	183	4	13.5	M16×40	50H7	53.8	37	14	210	213	70	230	16	300
FFK87	152	250h6	300	5	210	4	17.5	M20×50	60H7	64.4	30	18	240	243	85	254	18	350
FFK97	178	350h6	400	5	270	8	17.5	M20×50	70H7	74.9	41.5	20	300	303	95	316	22	450
FFK107	200	350h6	400	5	313	8	17.5	M24×60	90H7	95.4	41	25	350	353	120	353	22	450
FFK127	236	450h6	500	5	373	8	17.5	M24×60	100H7	106.4	51	28	410	413	135	425	25	550
FFK157	286	550h6	600	6	460	8	22	M24×60	120H7	127.4	60	32	500	503	155	515	28	660

Figura L3. Dimensiones del Motorreductor.

Tomado de Comprehensive Manual, por Dongde Technology Development Co., LTD.

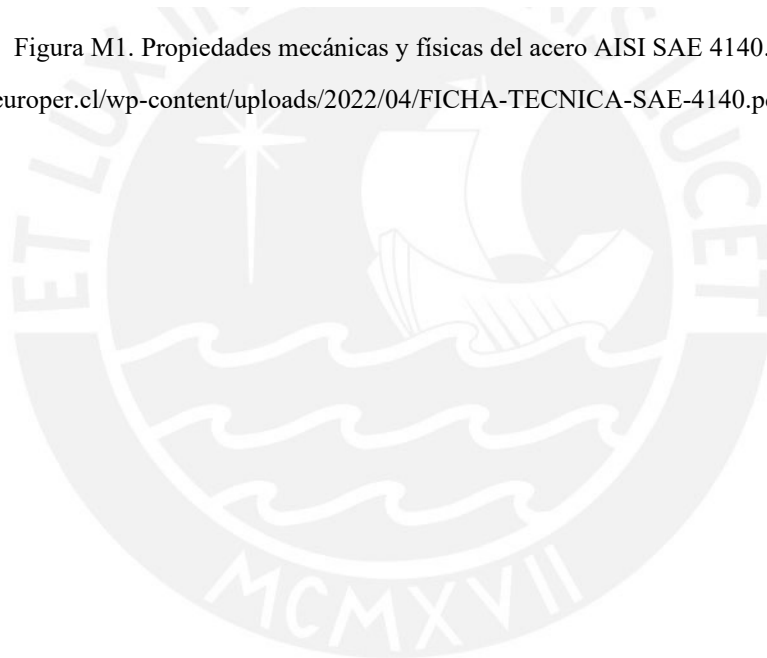
ANEXO M. Propiedades del Acero AISI SAE 4140.

Se muestra en la Figura M1 las propiedades del acero AISI SAE 4140:

Diámetro en mm \varnothing	Límite elástico min. N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ² R _m min.	Elongación % A min.	Tenacidad (ISO-V) J min.
≤ 16	900	1000 - 1300	10	30
> 16 ≤ 40	750	1000 - 1200	11	35
> 40 ≤ 100	650	900 - 1100	12	35
> 100 ≤ 160	550	800 - 950	13	35
> 160 ≤ 250	500	750 - 900	14	35
> 250 ≤ 500	460	690 - 840	15	38
> 500 ≤ 750	390	590 - 740	16	38

Figura M1. Propiedades mecánicas y físicas del acero AISI SAE 4140.

Tomado de <https://europer.cl/wp-content/uploads/2022/04/FICHA-TECNICA-SAE-4140.pdf>



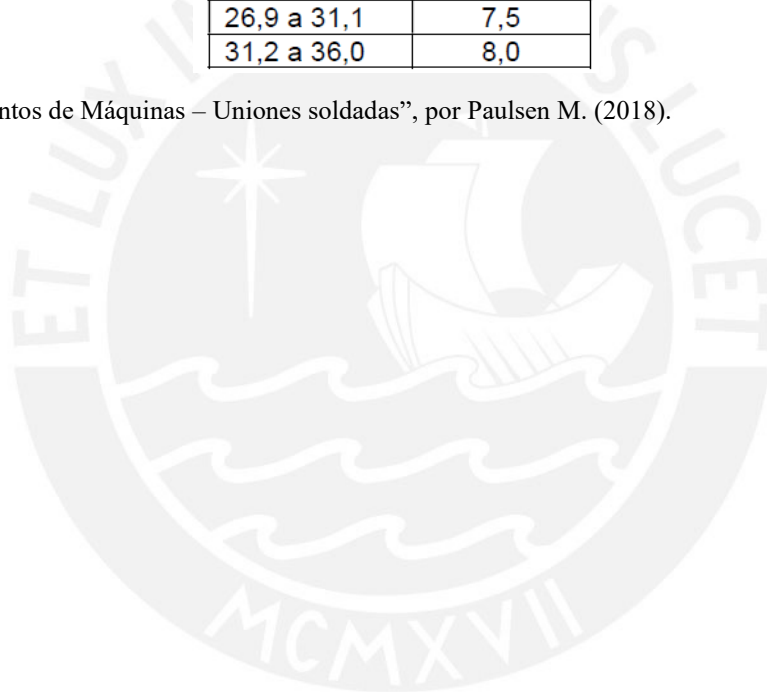
ANEXO N. Espesor de cordón mínimo.

Se muestra en la tabla N1 el espesor de cordón mínimo en función del espesor a soldar:

Tabla N1. Espesor de cordón mínimo en función del espesor a soldar.

t (mm)	a_{min} (mm)
4,0 a 7,0	2,5
7,1 a 8,4	3,0
8,5 a 9,9	3,5
10,0 a 12,0	4,0
12,1 a 13,4	4,5
13,5 a 15,5	5,0
15,6 a 18,3	5,5
18,4 a 21,2	6,0
21,3 a 24,0	6,5
24,1 a 26,8	7,0
26,9 a 31,1	7,5
31,2 a 36,0	8,0

Tomado de “Elementos de Máquinas – Uniones soldadas”, por Paulsen M. (2018).



ANEXO O. Propiedades de acero A36.

Se muestra las propiedades del acero ASTM A36 en la Figura O1:

ASTM A36	
Límite de Fluencia mínimo	= 250 Mpa (25.50 kg/mm ²)
Resistencia a la Tracción	= 400 - 550 Mpa (40.80 - 56.10 kg/mm ²)
Alargamiento en 200 mm	= 20.0% mínimo

Figura O1. Propiedades del acero ASTM A36.

Datos tomados de https://acerosarequipa.com/sites/default/files/catalogo/2023-05/AA-SM-CatalogoDeProductos_Peru_RGB_05_2023.pdf?fv=Ynm6pAu0



ANEXO P. Verificación de la Carcasa - Tubos de acero ASTM A53.

Se puede observar las dimensiones disponibles de tubos de acero y la selección del diámetro del tubo de acero a utilizar en la tabla P1:

Tabla P1. Dimensiones disponibles de tubos de acero.

Diámetro Nominal	Diámetro exterior		Diámetro de pared		Peso kg/m	Peso tipo	SCH Número	Presión de prueba Grado B psi
	pulgada	mm	pulgada	mm				
1/2"	0.84	21.3	0.11	2.77	1.27	STD	40	700
3/4"	1.05	26.7	0.11	2.87	1.69	STD	40	700
1"	1.32	33.4	0.13	3.38	2.50	STD	40	700
1 1/4"	1.66	42.2	0.14	3.56	3.39	STD	40	1,300
1 1/2"	1.90	48.3	0.15	3.68	4.05	STD	40	1,300
2"	2.38	60.3	0.15	3.91	5.44	STD	40	2,500
2 1/2"	2.88	73.0	0.20	5.16	8.63	STD	40	2,500
3"	3.50	88.9	0.22	5.49	11.29	STD	40	2,500
4"	4.50	114.3	0.24	6.02	16.07	STD	40	2,210
6"	6.63	168.3	0.28	7.11	28.26	STD	40	1,780
8"	8.63	219.1	0.32	8.18	42.55	STD	40	1,570
10"	10.75	273	0.37	9.27	60.29	STD	40	1,430

Datos tomados de https://acerosarequipa.com/sites/default/files/catalogo/2023-05/AA-SM-CatalogoDeProductos_Peru_RGB_05_2023.pdf?fv=Ynm6pAu0

Se procede con el cálculo para verificar la resistencia a los esfuerzos presentes en la carcasa. Se muestra, en la Figura P1, las dimensiones del tubo de acero seleccionado para la carcasa con las fuerzas y el momento torsor presentes:

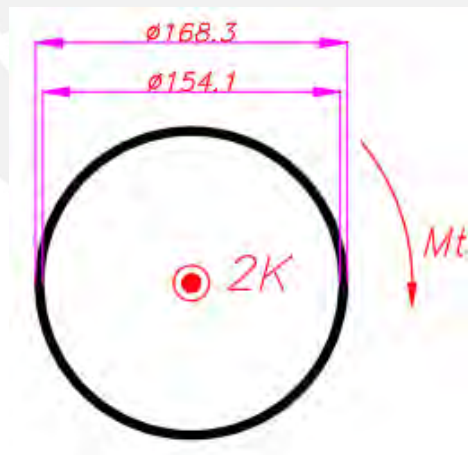


Figura P1. Tubo de acero con fuerzas y momento torsor.

(Elaboración propia)

- **Esfuerzo normal:**

Se calcula el esfuerzo normal con la ecuación P1 (Norton, 2011):

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{2K}{A} \quad (P1)$$

$$\sigma_n = \frac{2 * 3228 \text{ N}}{3595.6 \text{ mm}^2} = 1.8 \text{ MPa}$$

Donde:

σ_n : Esfuerzo normal (MPa).

A: Sección (mm²).

- **Esfuerzo Torsor:**

Se calcula el momento de inercia polar con la ecuación P2 (Norton, 2011):

$$J = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{32} \quad (P2)$$
$$J = \frac{\pi * (168.3^4 - 154.1^4)}{32} = 23\,403\,727.3 \text{ mm}^4$$

Donde:

J: Inercia polar (mm⁴).

D: Diámetro mayor (mm).

d: Diámetro menor (mm).

Hallamos el Esfuerzo torsor con la ecuación P3 (Norton, 2011):

$$\tau_t = \frac{M_{t,r} * c}{J} \quad (P3)$$

$$\tau_t = \frac{(672.5 \text{ N} * 216 \text{ mm}) * 84.2 \text{ mm}}{23\,403\,727.3 \text{ mm}^4} = 0.5 \text{ MPa}$$

Donde:

τ_t : Esfuerzo torsor (MPa).

$M_{t,r}$: momento torsor (N.mm).

c : Distancia al extremo (mm).

- **Esfuerzo Equivalente**

Según Von Mises, el esfuerzo equivalente sería según la ecuación P4 (Norton, 2011):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 * (\tau_t^2)} \quad (P4)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{1.8^2 + 3 * (0.5^2)} \approx 4 \text{ MPa} \leq \sigma_f$$

Donde:

σ_{eq} : Esfuerzo equivalente (MPa).

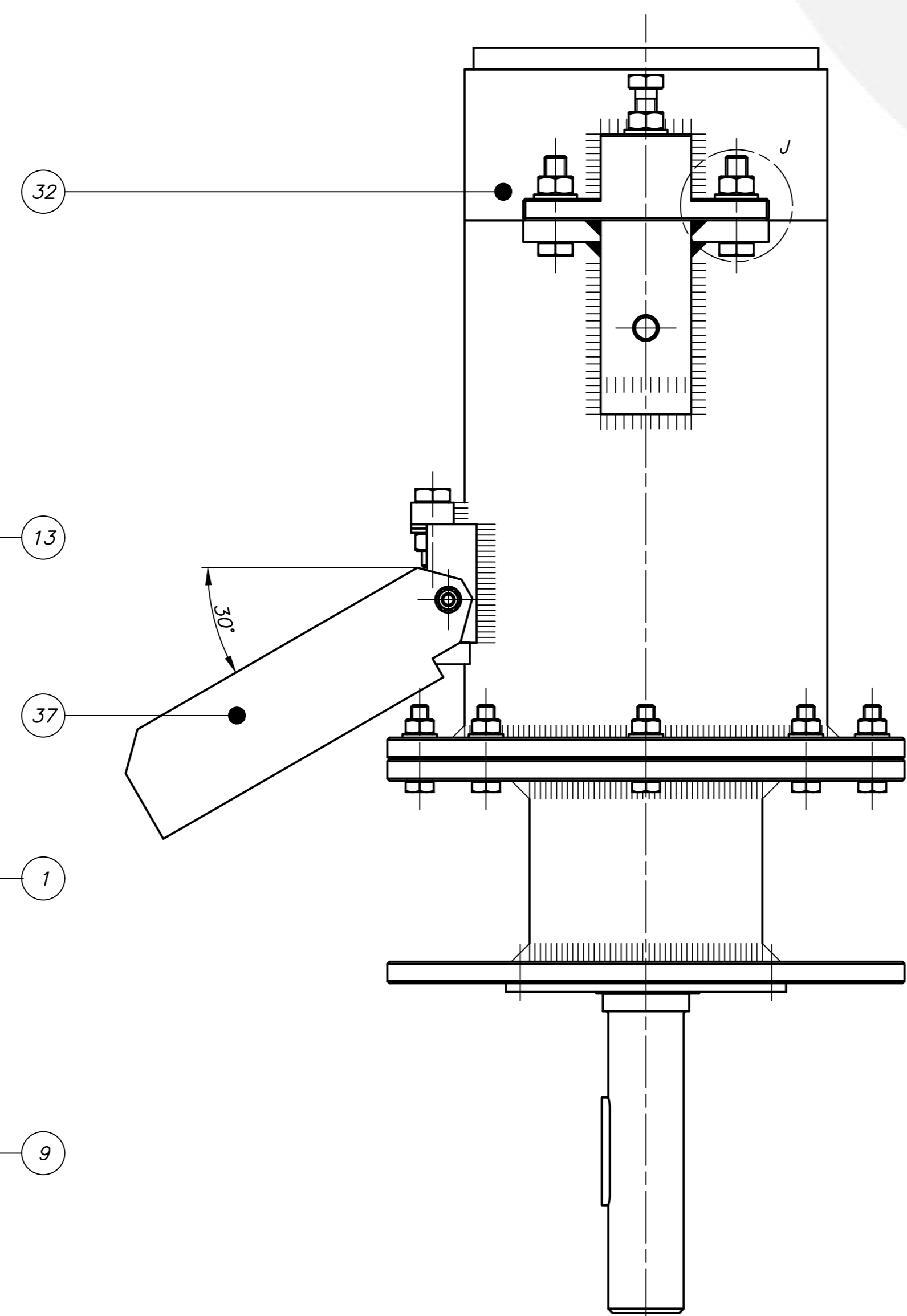
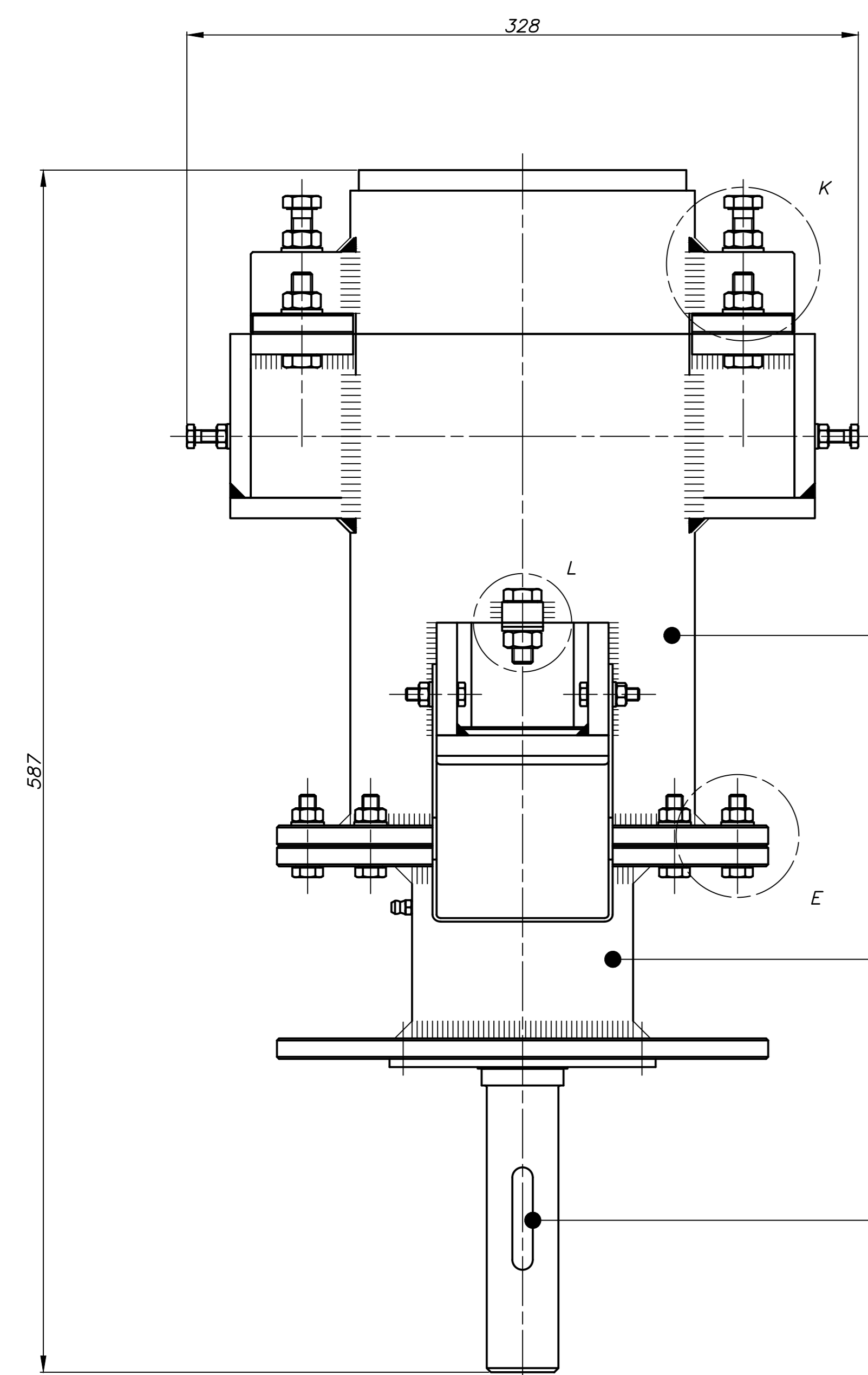
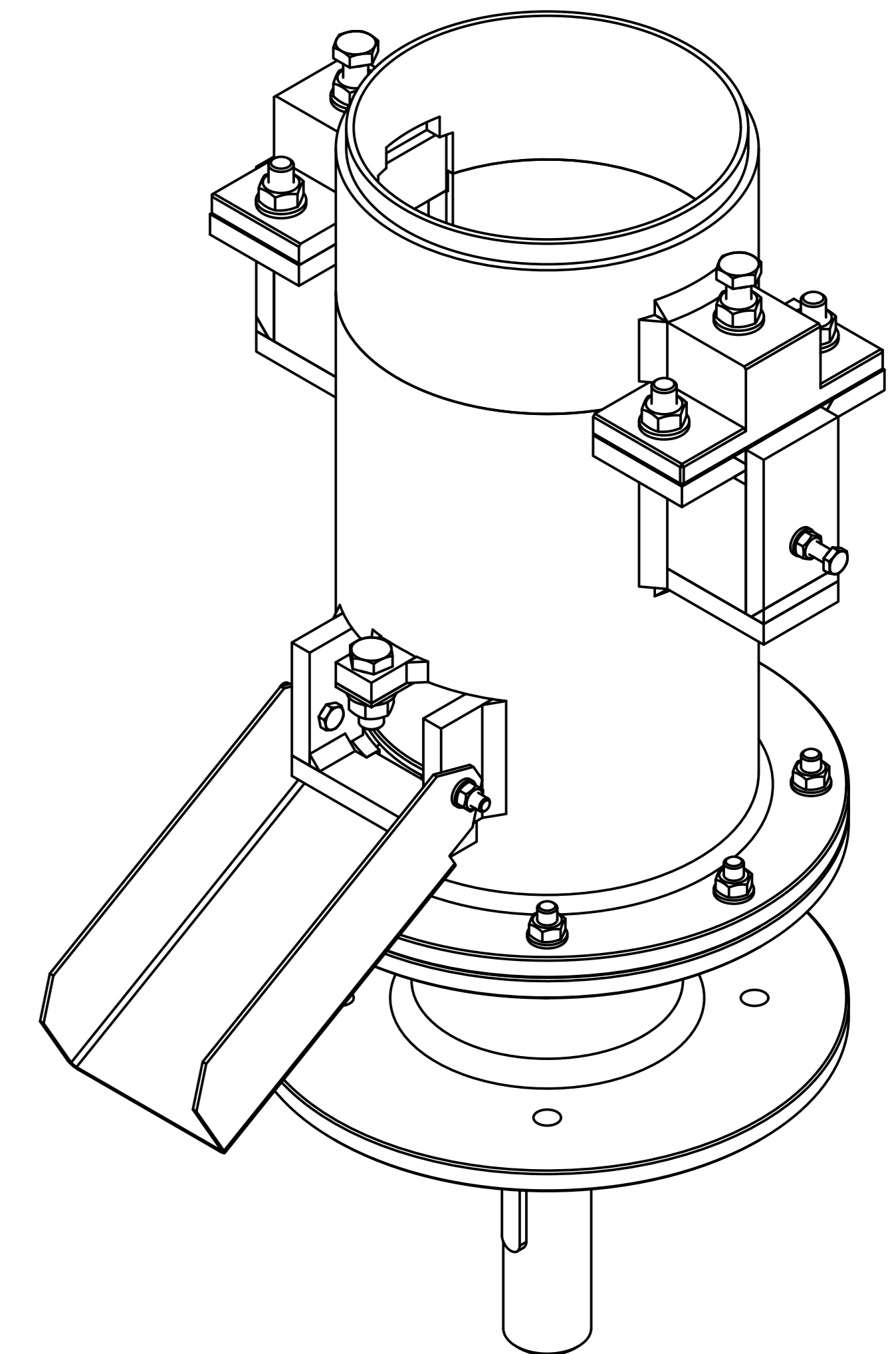
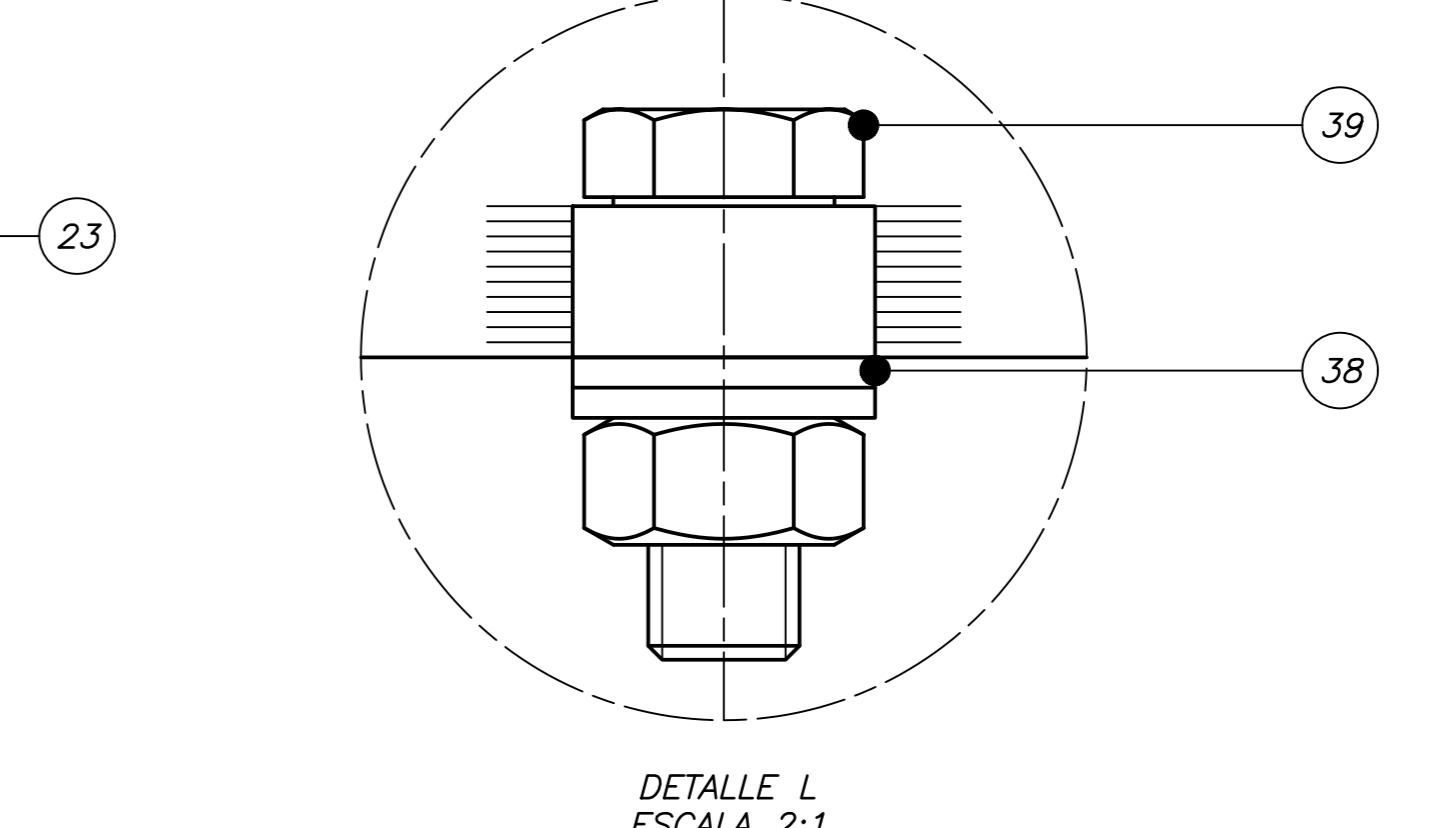
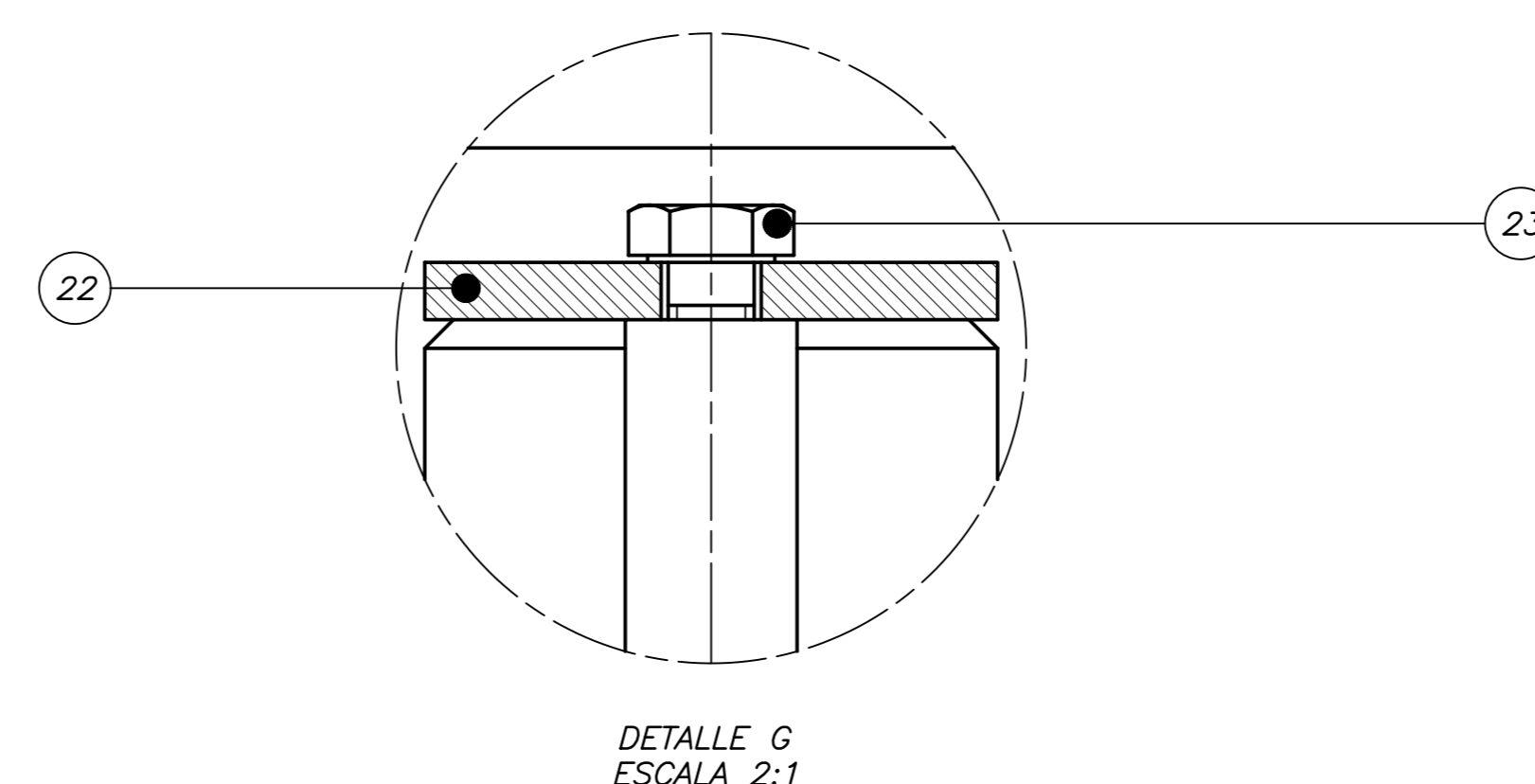
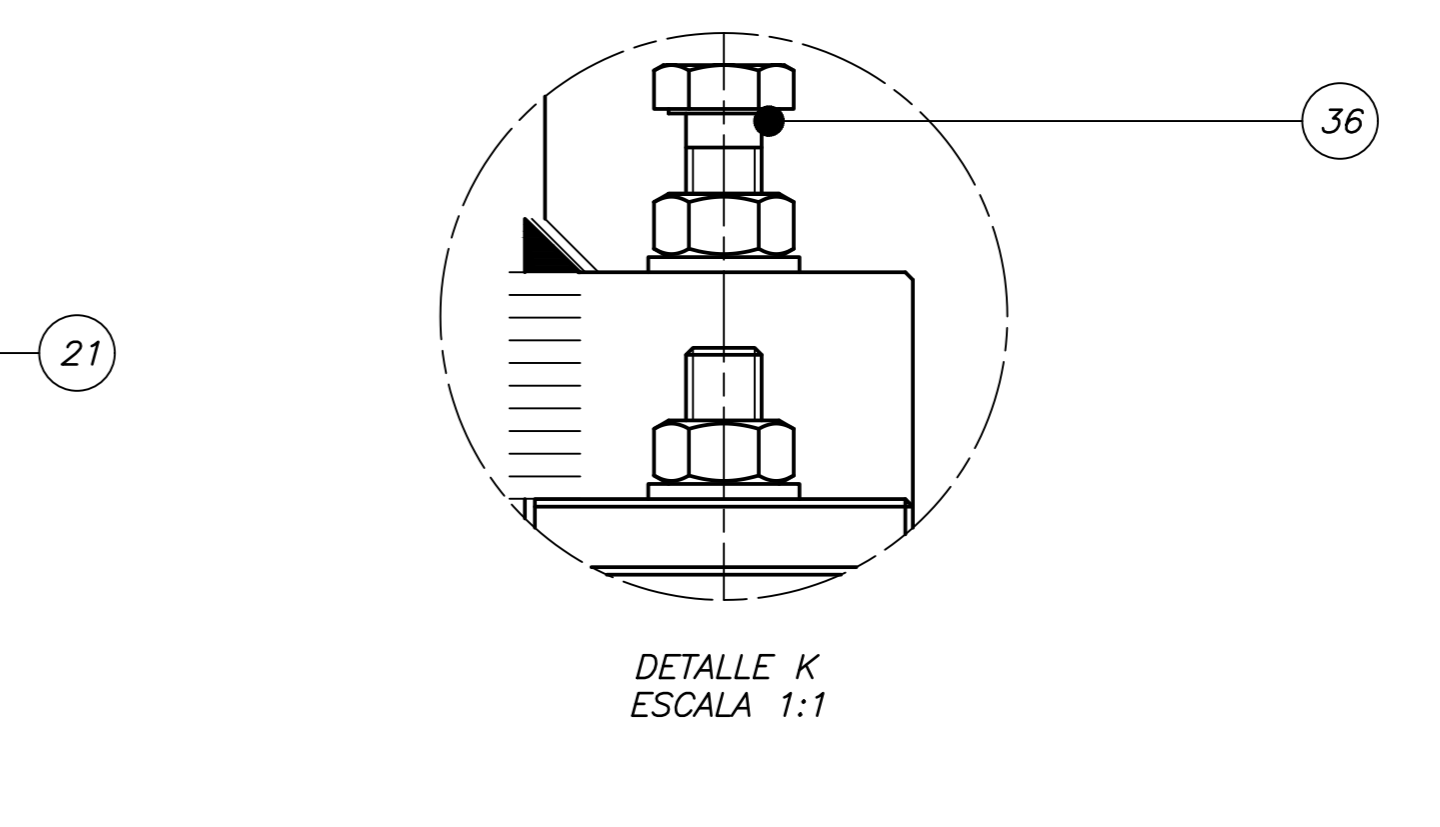
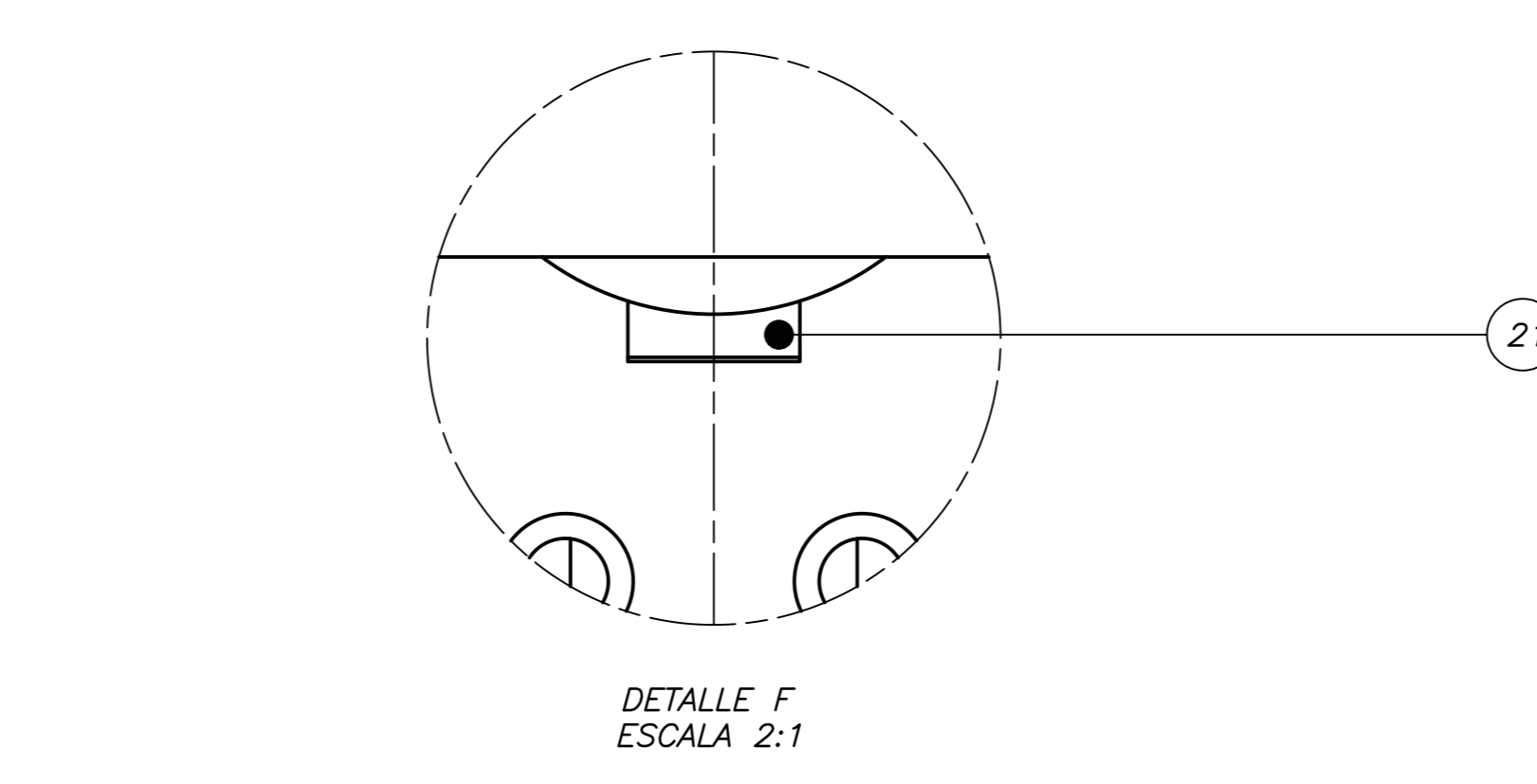
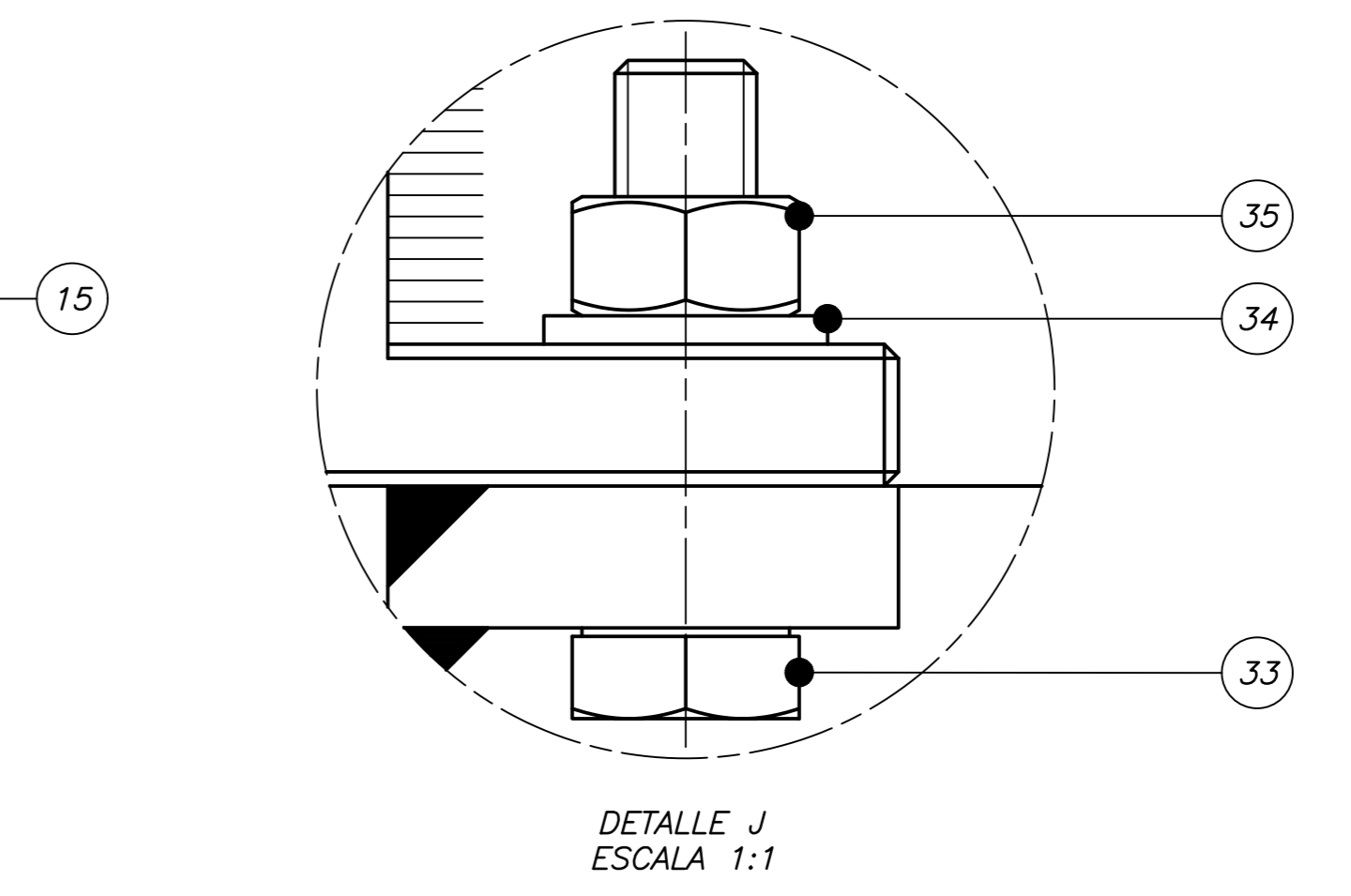
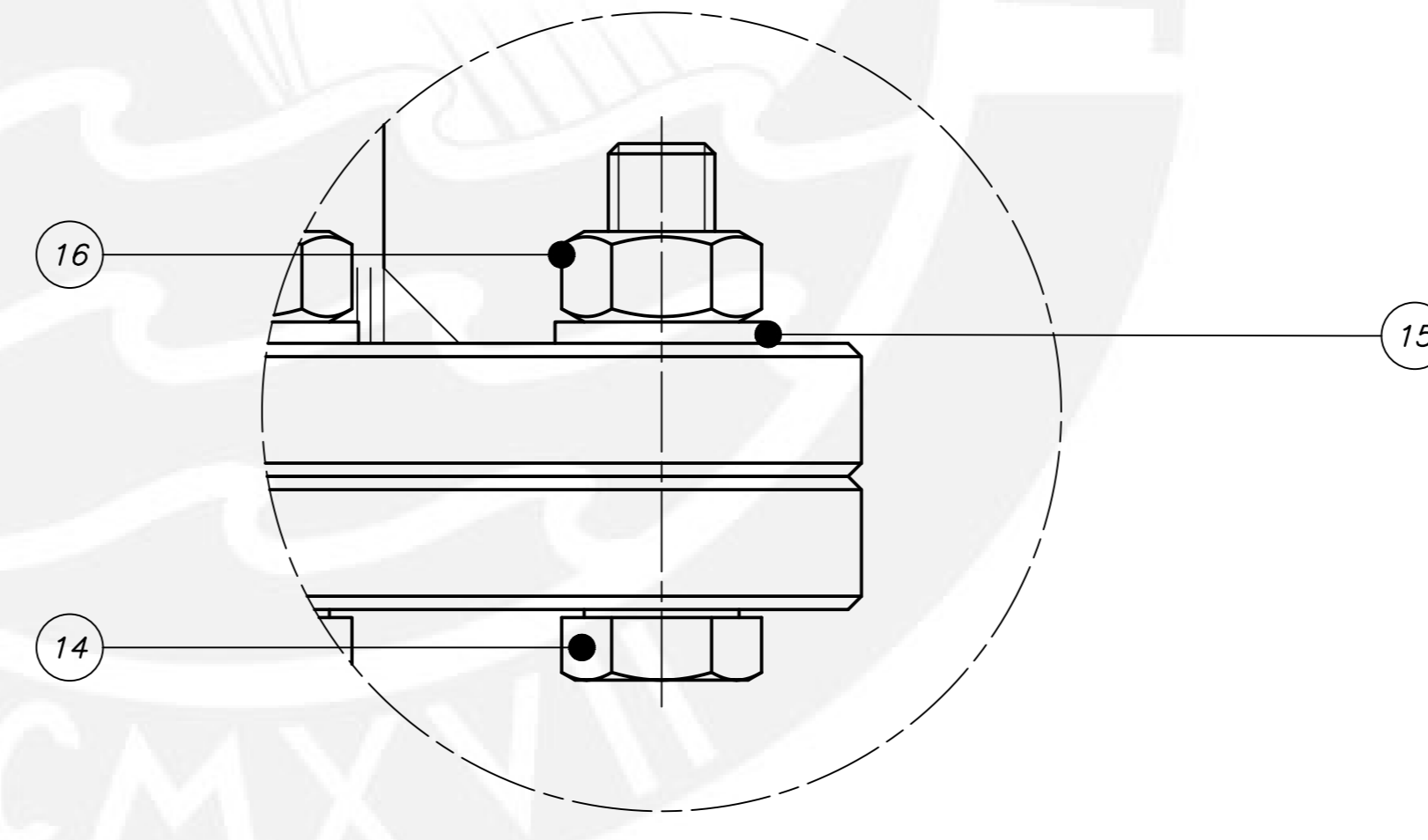
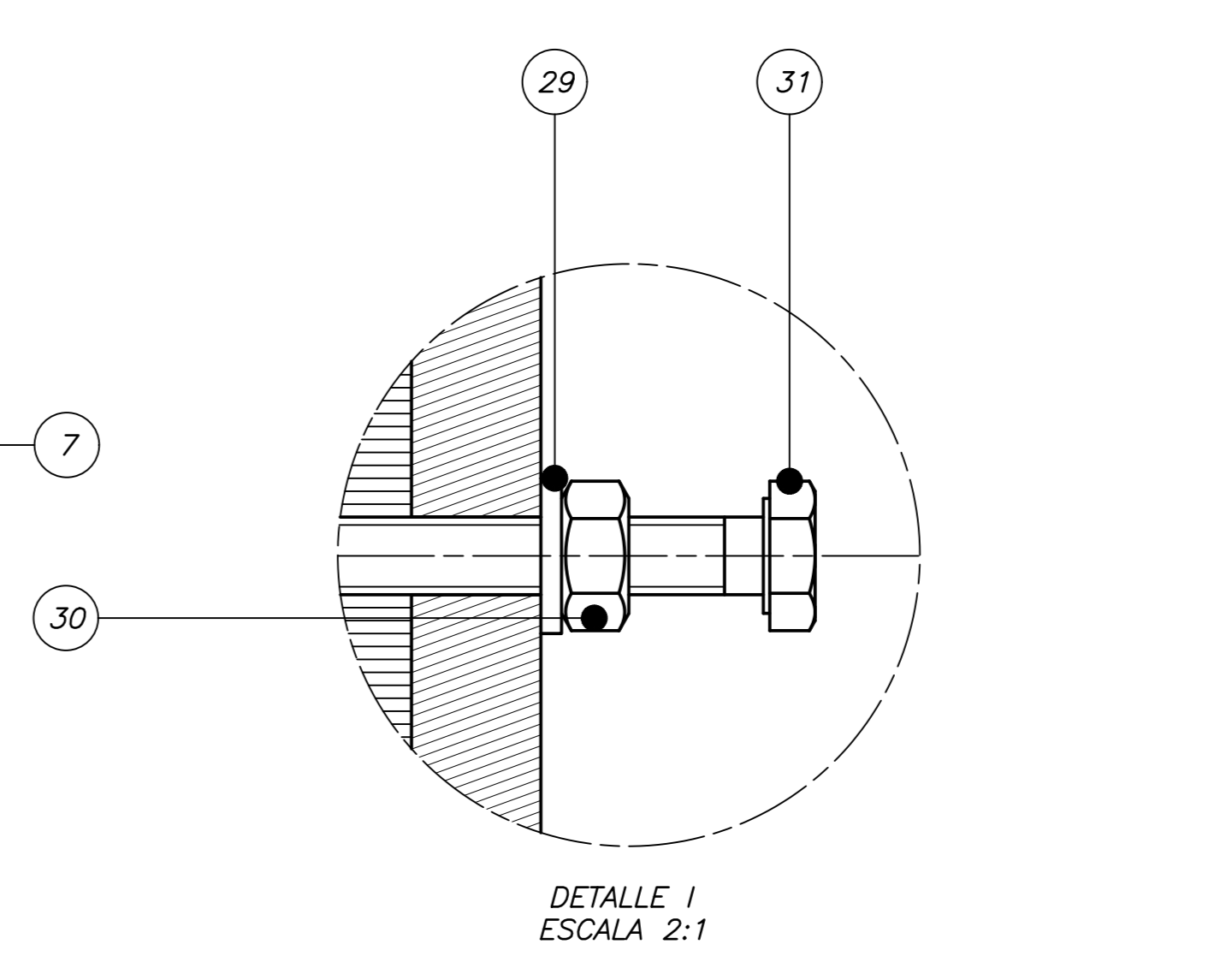
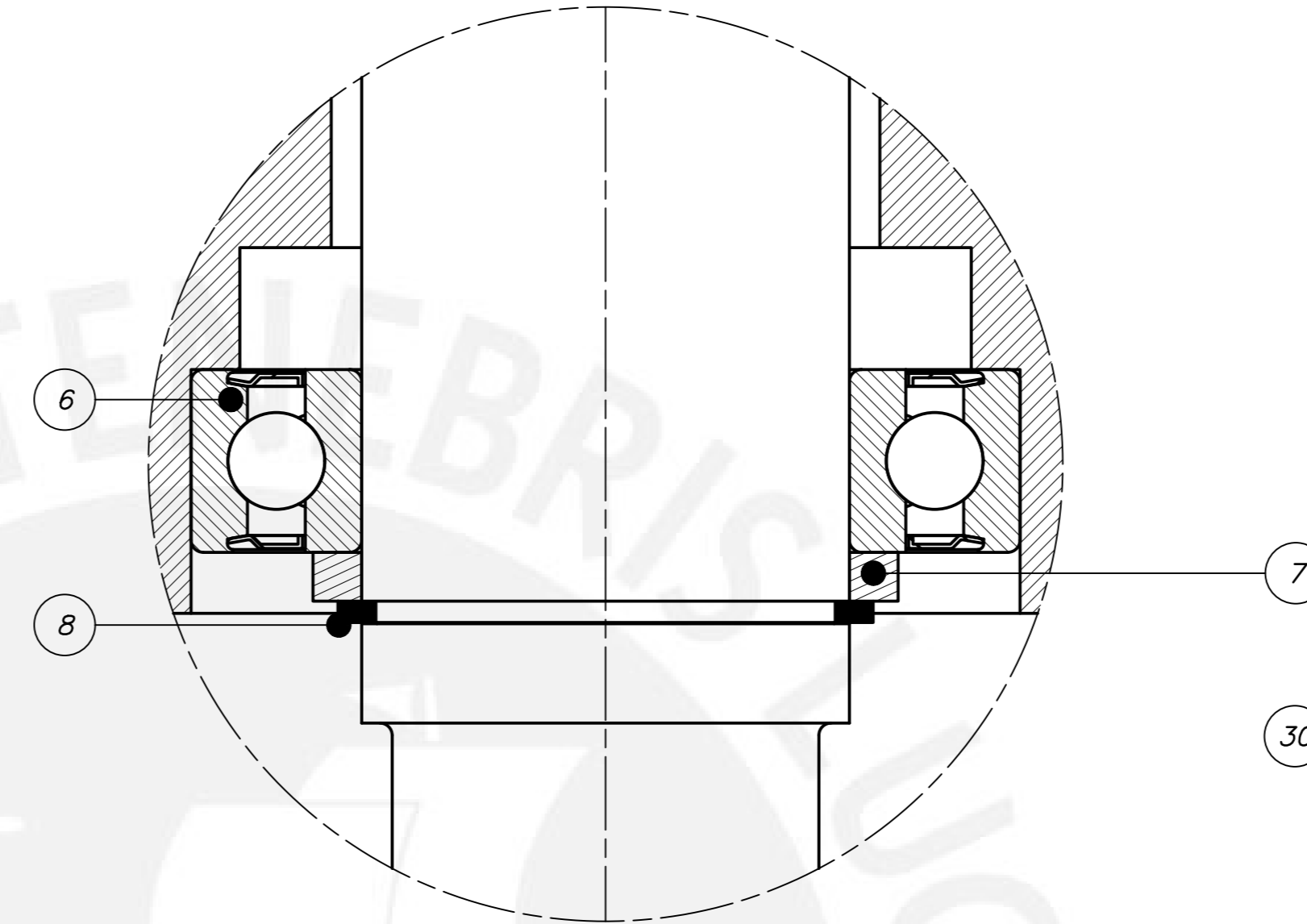
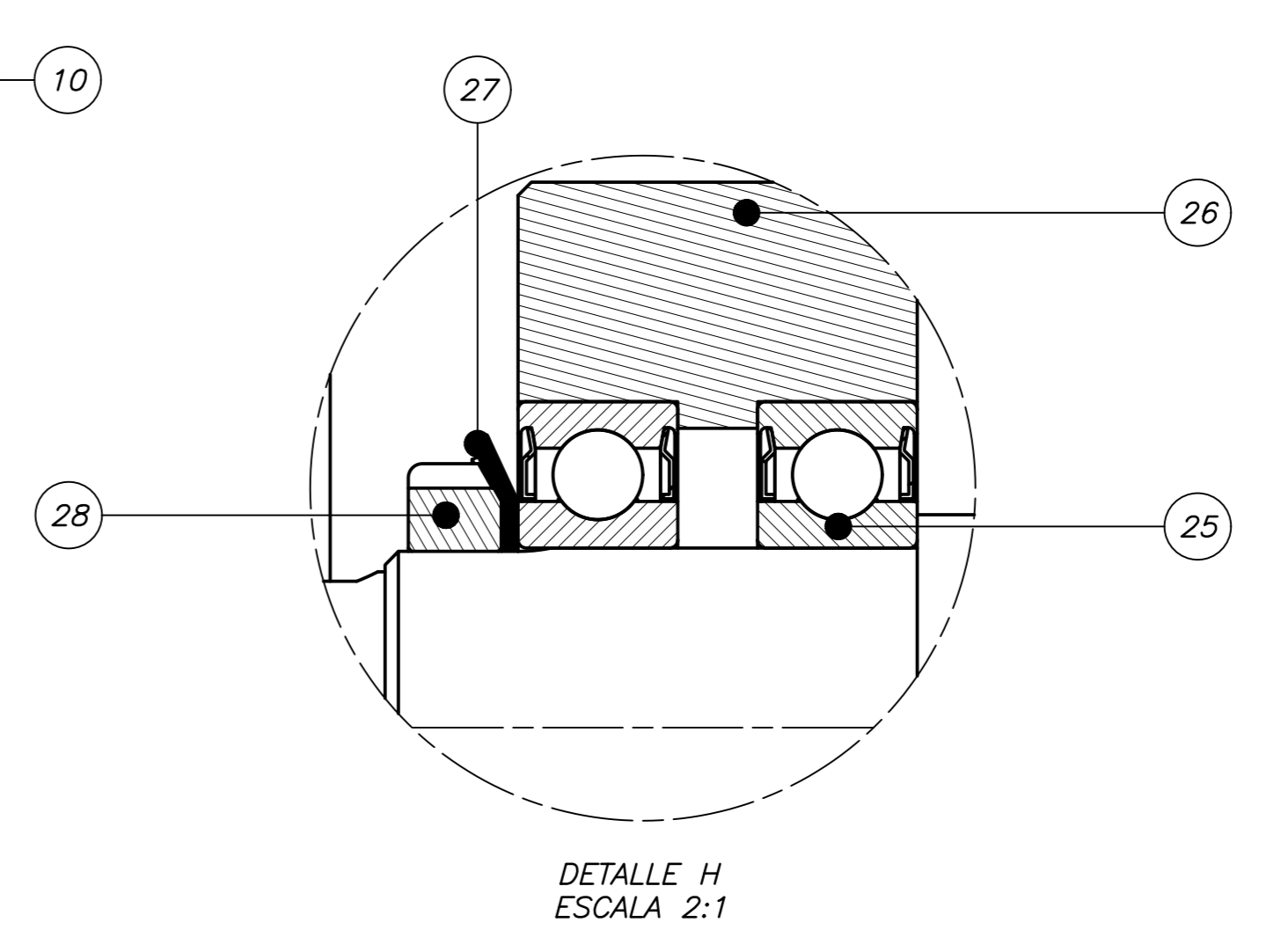
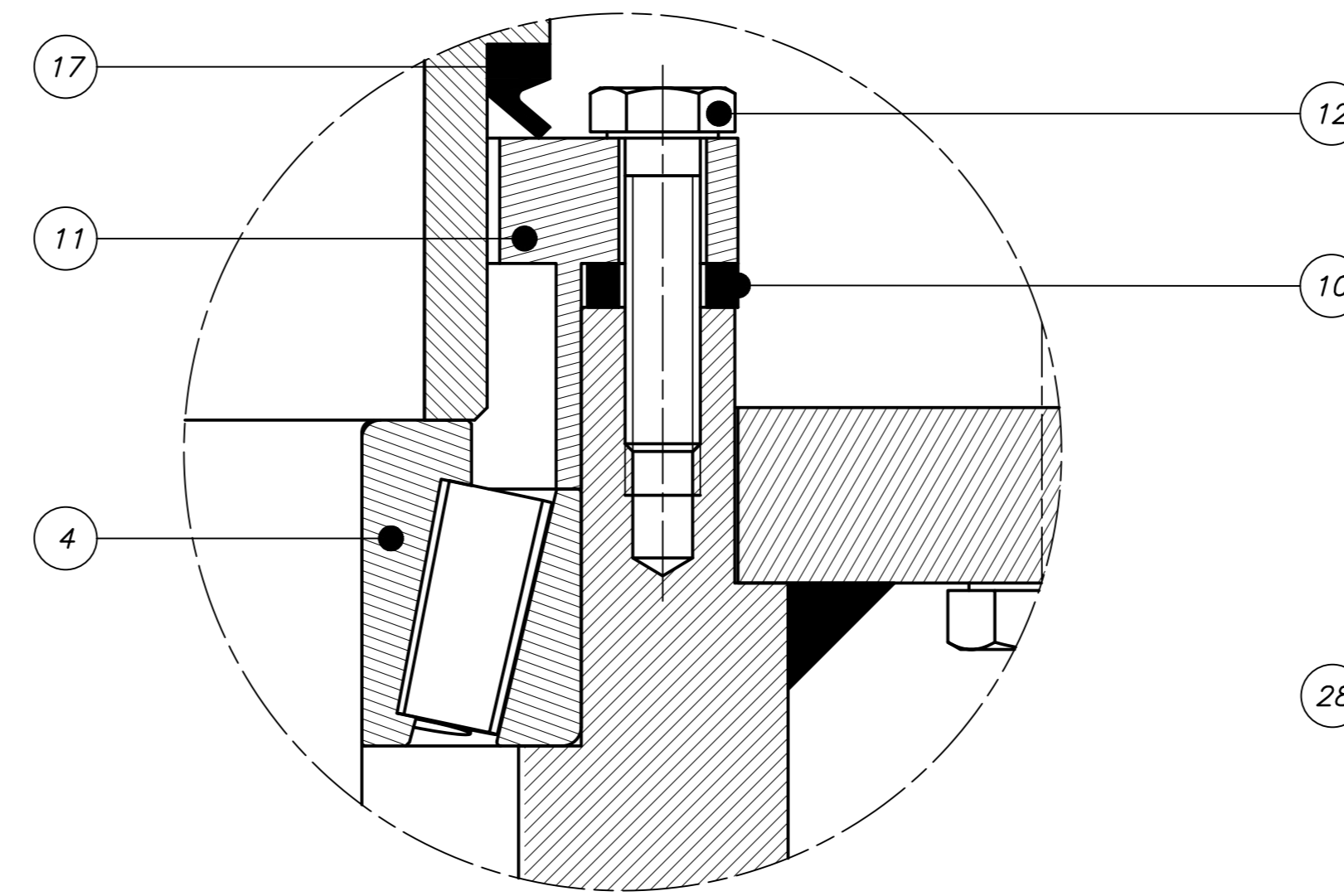
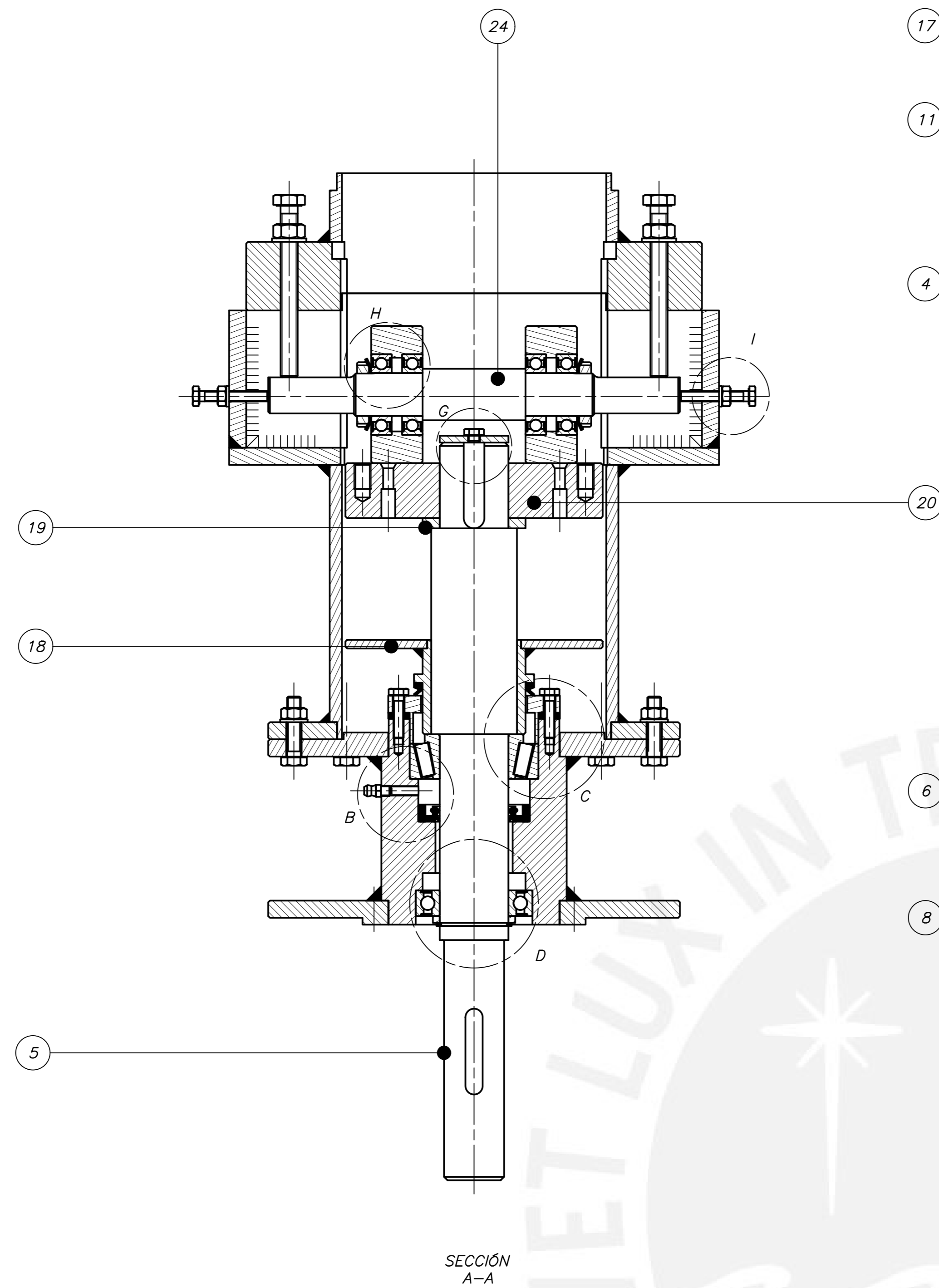
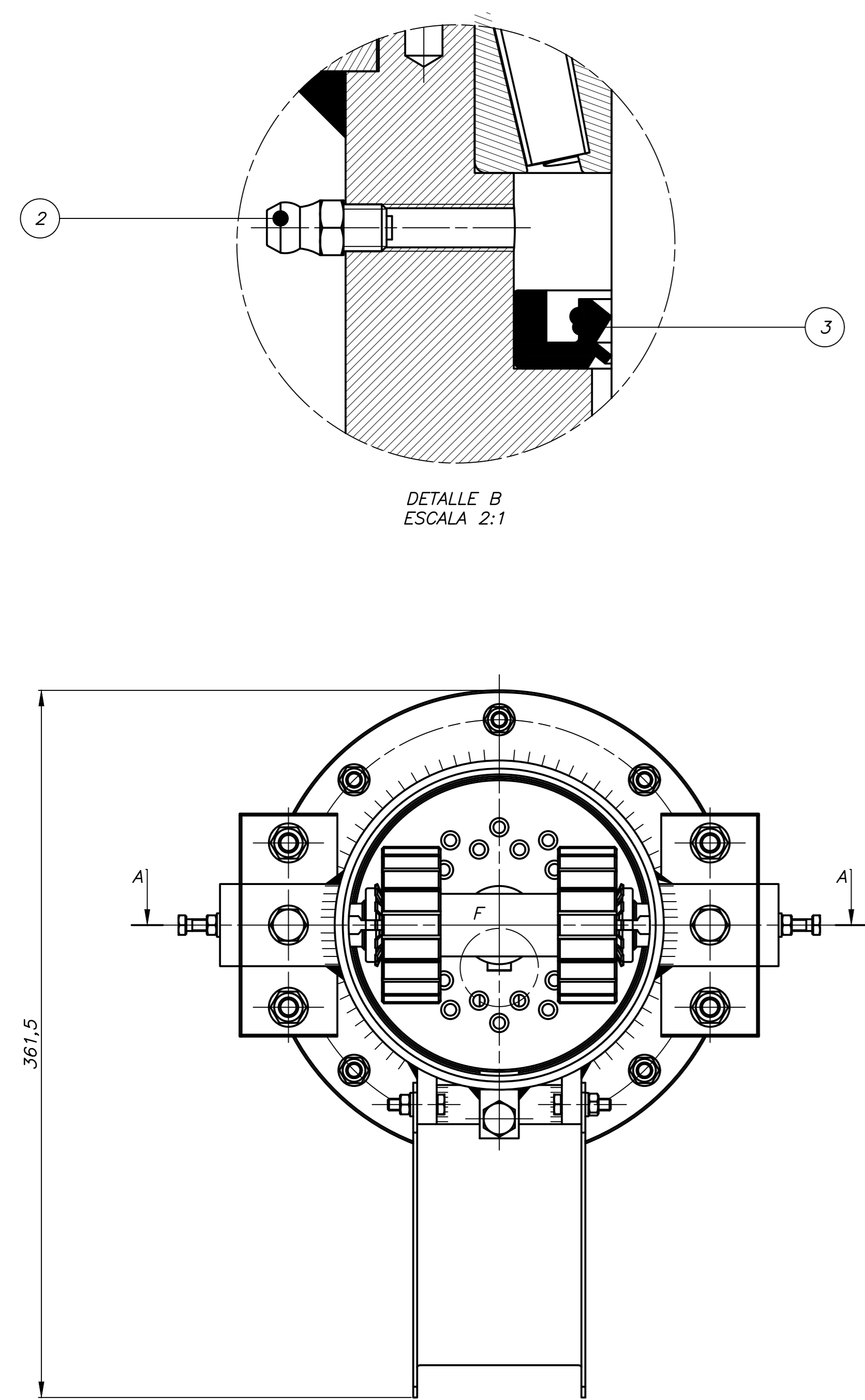
σ_f : Esfuerzo de fluencia (240 MPa) (Tabla P2).

La selección del material a utilizar es el acero ASTM A53 y se muestra las propiedades de los tubos de acero en la tabla P2:

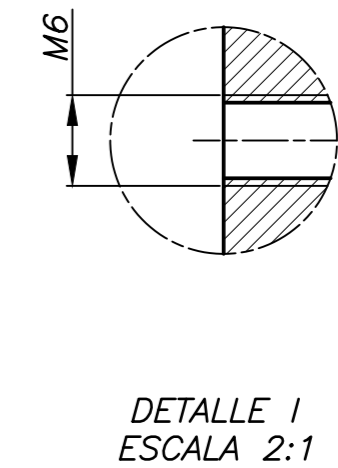
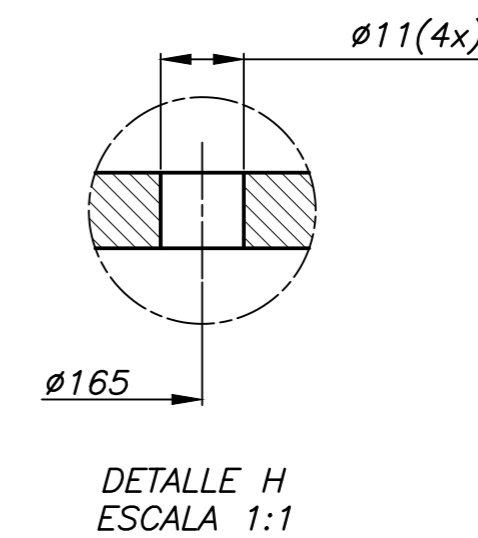
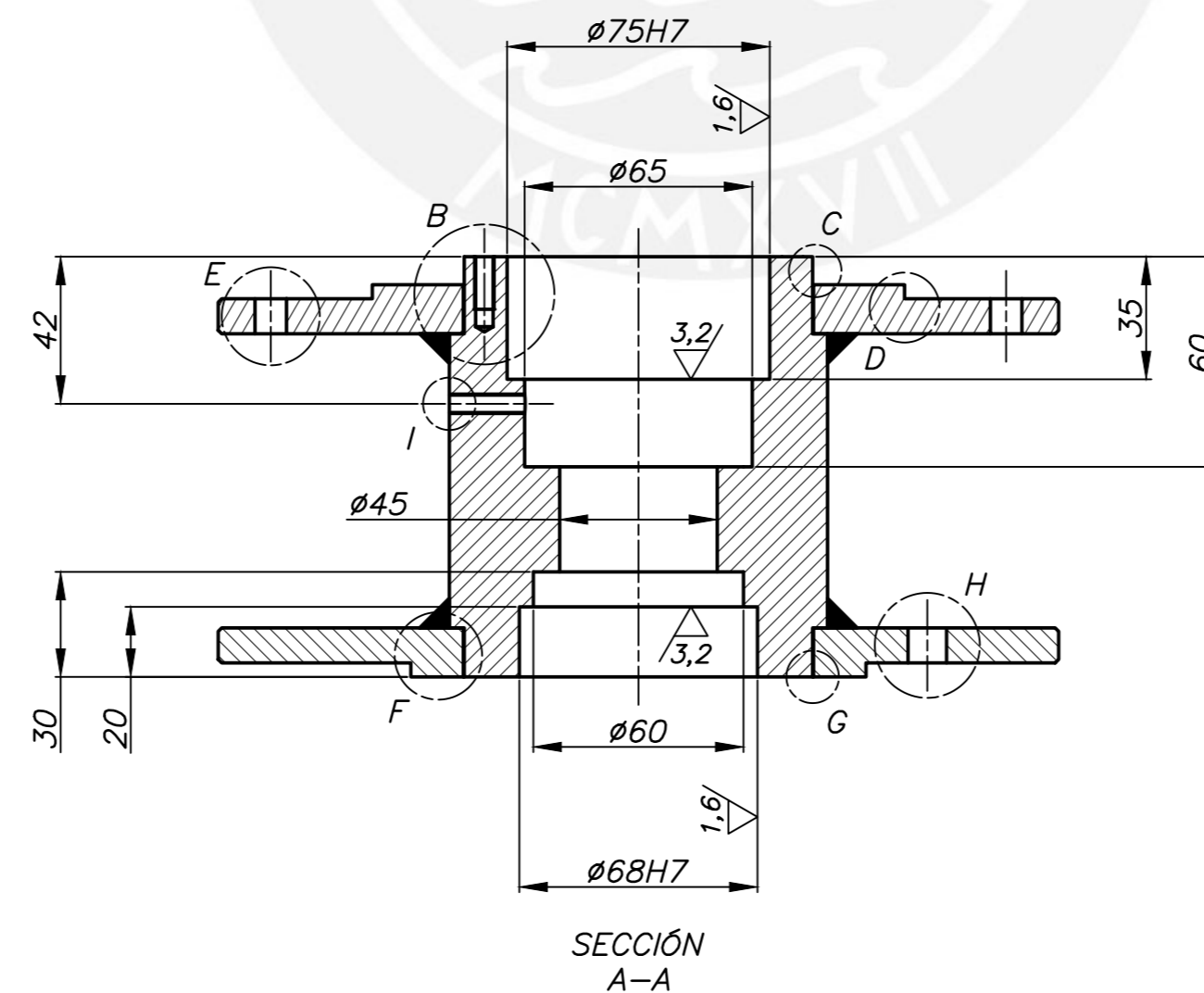
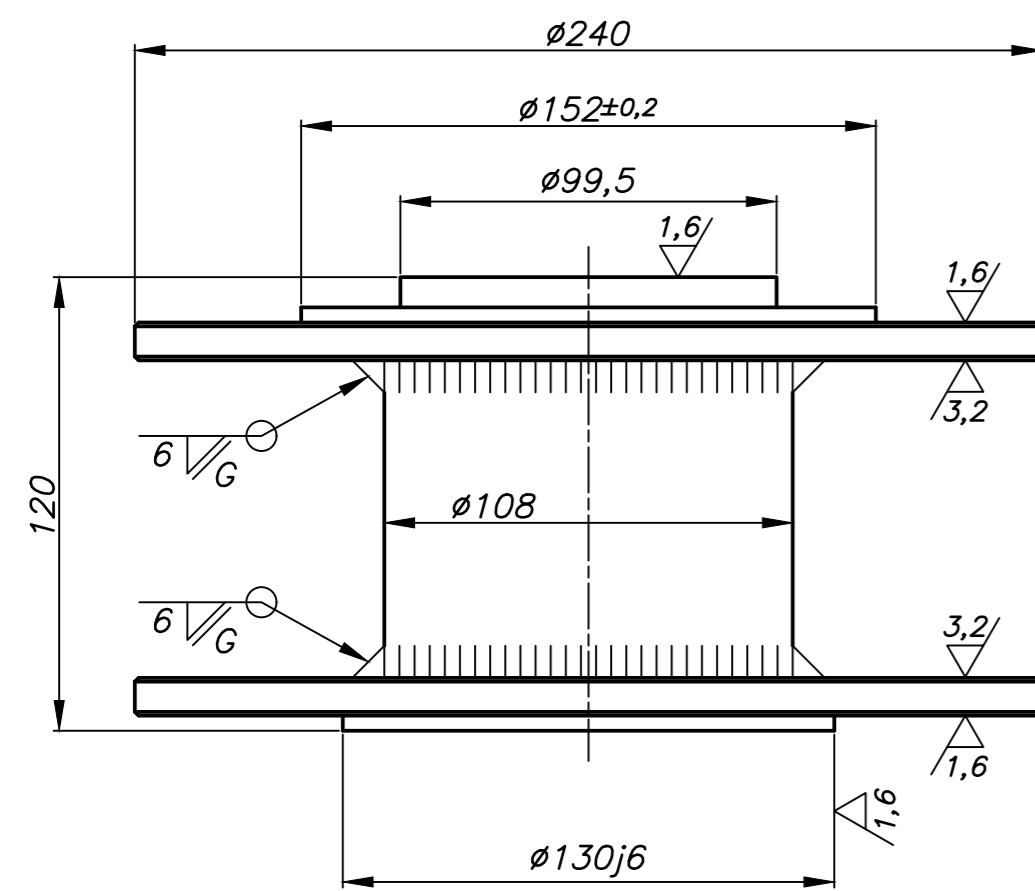
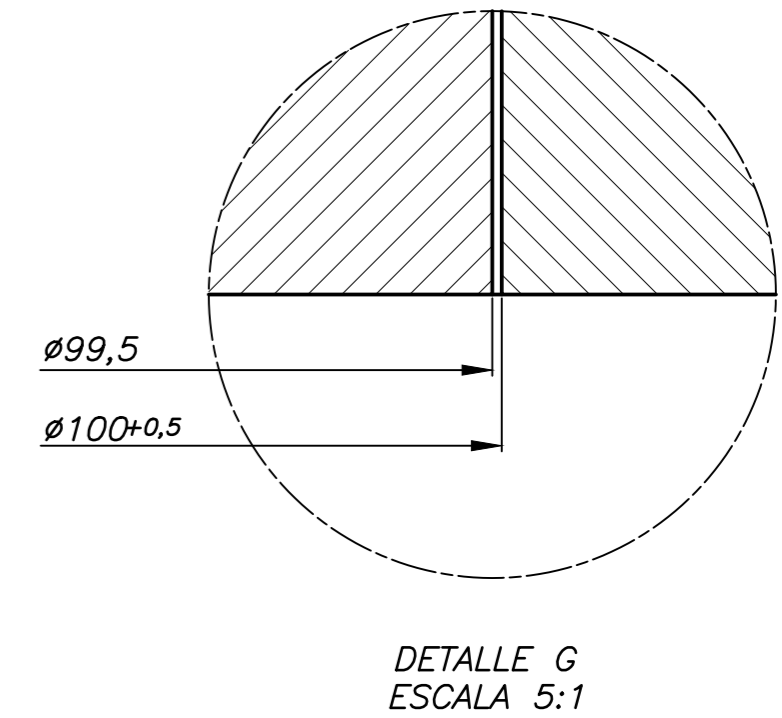
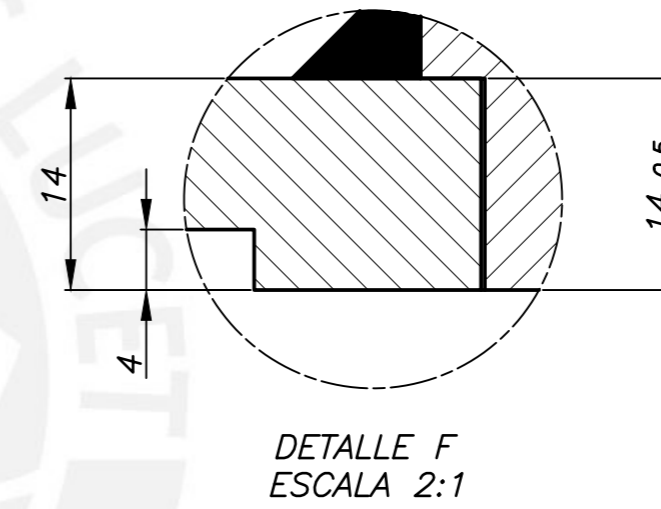
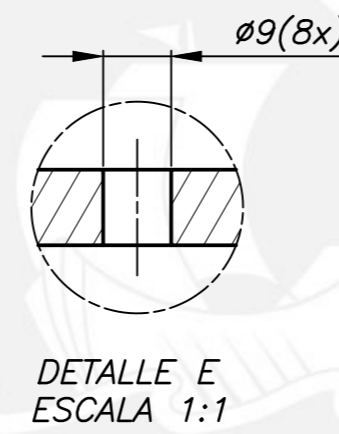
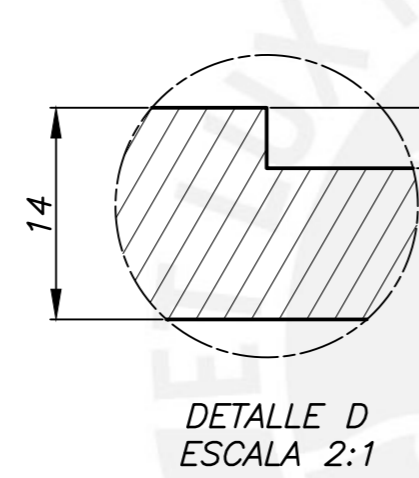
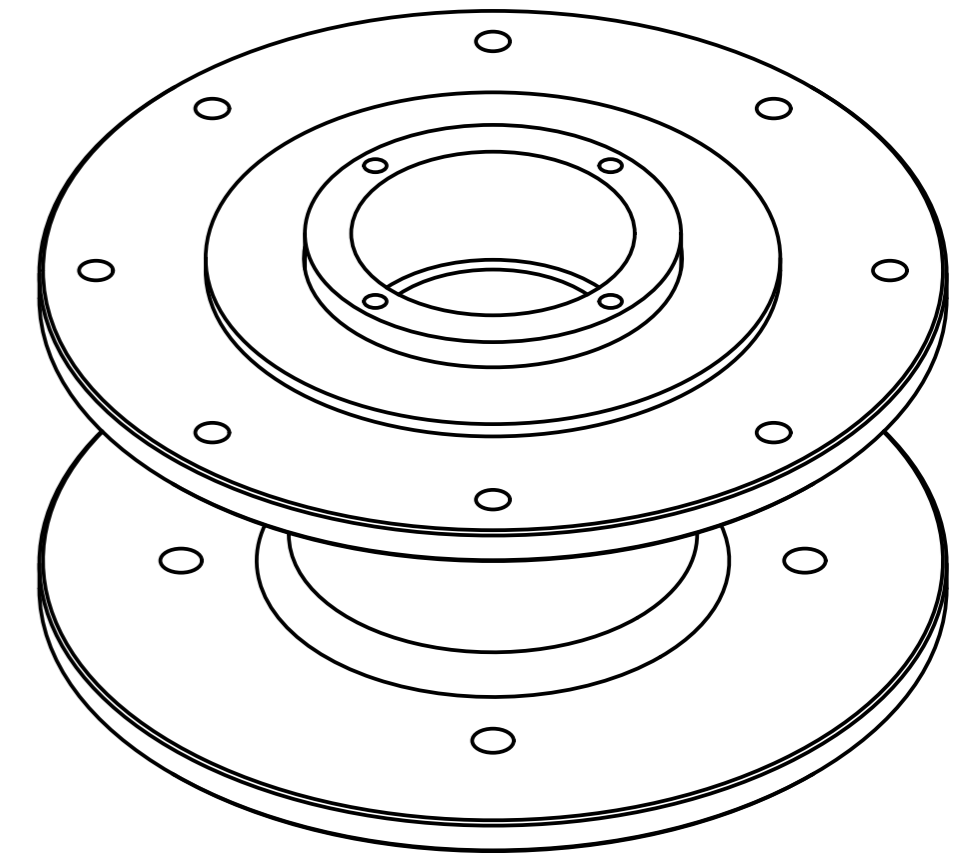
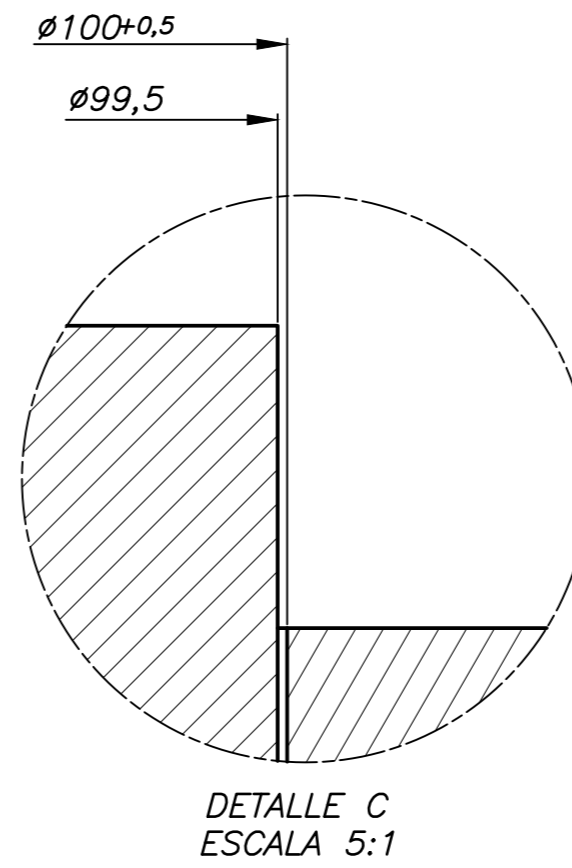
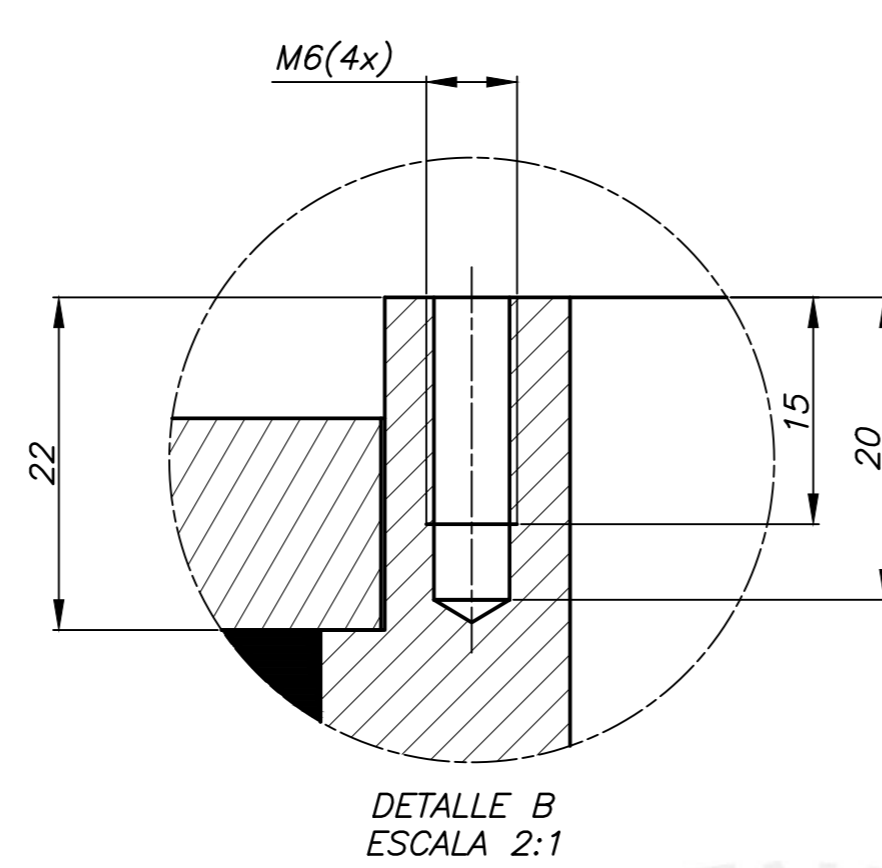
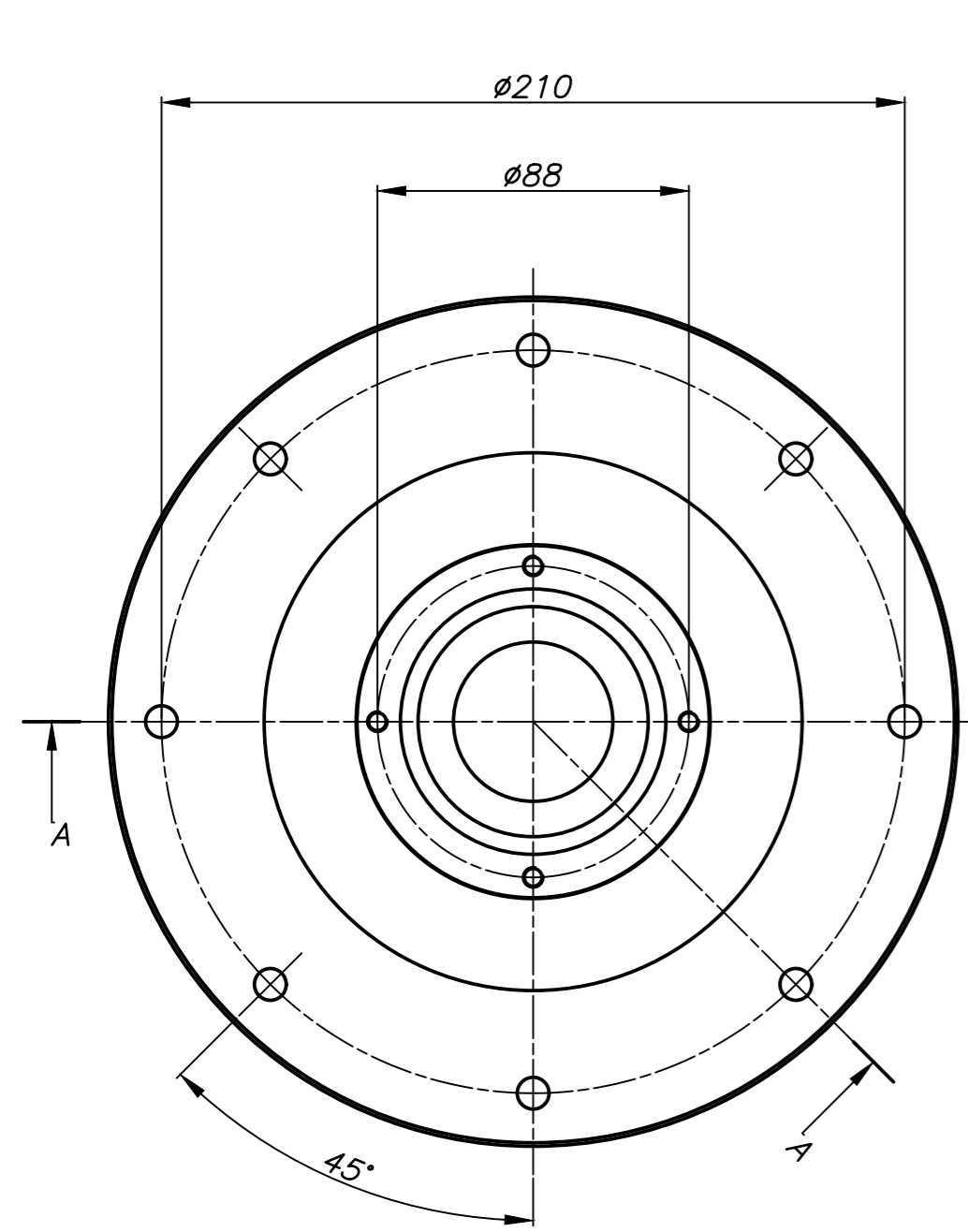
Norma técnica	Grado	Lím. de fluencia (mín.)		Resis. a la tracción (mín.)	
		ksi	MPa	ksi	MPa
ASTM A 53/A 53M	B	35	240	60	415
ASTM A 106/A 106M	B	35	240	60	415
API 5 L PSL 1	B	35	241	60	413

Tabla P2. Propiedades de los tubos de acero ASTM A53.

Datos tomados de https://acerosarequipa.com/sites/default/files/catalogo/2023-05/AA-SM-CatalogoDeProductos_Peru_RGB_05_2023.pdf?fv=Ynm6pAu0



39	1	TORNILLO HEXAGONAL M10X30	ISO 4017	8.8	
38	1	CUCHILLA DE CORTE	ANSI M2		
37	1	BANDEJA DE DESCARGA		A36	
36	2	TORNILLO HEXAGONAL M10X100	ISO 4017	8.8	
35	7	TUERCA HEXAGONAL M10	ISO 4032	8.8	
34	7	ARANDELA PLANA A10	ISO 7089		
33	4	TORNILLO HEXAGONAL M10X40	ISO 4017	8.8	
32	1	CARACA SUPERIOR			
31	2	TORNILLO HEXAGONAL M6X40	ISO 4017	8.8	
30	4	TUERCA HEXAGONAL M6	ISO 4032	8.8	
29	4	ARANDELA PLANA A6	ISO 7089		
28	2	TUERCA DE FIJACION KMS	ISO 2982-2		
27	2	ARANDELA DE FIJACION M65	ISO 2982-2		
26	2	RODILLO	ANSI 3215	HRC 60	
25	4	RODAMIENTO RIGIDO DE BOLAS 6005-2Z			SELLADO
24	1	EJE DE LOS RODILLOS		ANSI 4140	
23	1	TORNILLO HEXAGONAL M6X12	ISO 4017	8.8	
22	1	DISCO RETEN CHAVETA		ASTM A36	
21	1	CHAVETA 12x6x50	DIN 6885-A		
20	1	MATRIZ PLANA	ANSI 3215	HRC 57	
19	1	ESPACADOR DE MATRIZ		ASTM A36	
18	1	RECEPTOR DE DESCARGA		ASTM A36	
17	1	SELLO DE ANILLO EN V - 60 VA R		NBR	
16	8	TUERCA HEXAGONAL M8	ISO 4032	8.8	
15	8	ARANDELA PLANA A8	ISO 7089		
14	8	TORNILLO HEXAGONAL M8X35	ISO 4017	8.8	
13	1	CARACA DEL EJE PRINCIPAL			
12	4	TORNILLO HEXAGONAL M6X25	ISO 4017	8.8	
11	1	TAPA DEL ASIENTO		ASTM A36	
10	1	EMPACOTADURA DE CAUCHO		CAUCHO	ESPESOR 3/16"
9	1	CHAVETA 10x6x50	DIN 6885-A		
8	1	ANILLO SEESER EXTERNO 40x1.75	DIN 471		
7	1	ANILLO RETEN		ASTM A36	
6	1	RODAMIENTO RIGIDO DE BOLAS 6008-2Z			SELLADO
5	1	EJE PRINCIPAL		ANSI 4140	
4	1	RODAMIENTO DE RODILLOS CONICOS 33108			
3	1	SELLO RADIAL ADHESIVO HMS110 RG	ISO 6194	NBR	
2	1	GRASERA DE LUBRICACION M8	DIN 71412		
1	1	ASIENTO DE RODAMIENTOS		ASTM A36	
POS. CANT.		DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU					
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECANICA					
METODO DE PROYECCION: TESIS - PLANOS					
ESCALA: 1:2					
20150441 SISTEMA DE EXTRUSION NORABUENA SOTELO, MANUEL FECHA: 2024.05.05					
LAMINA: AO					

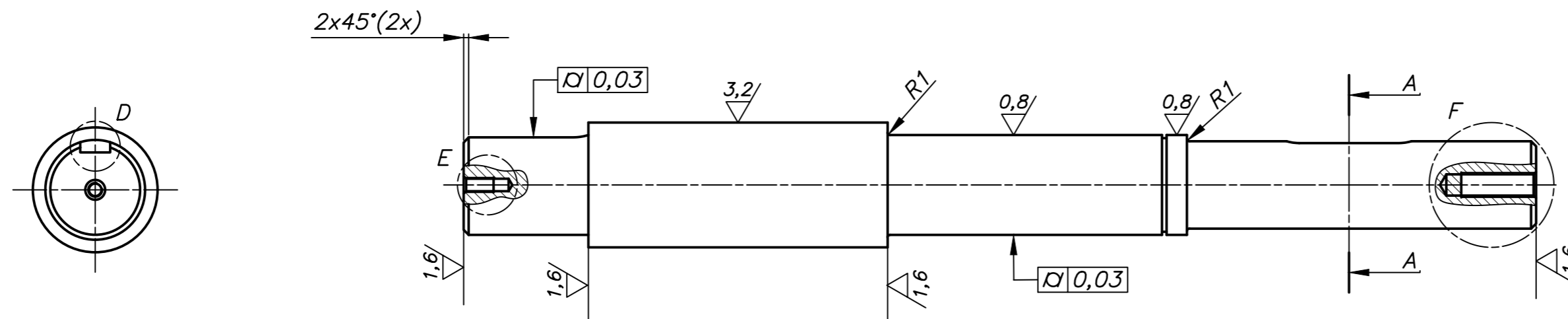
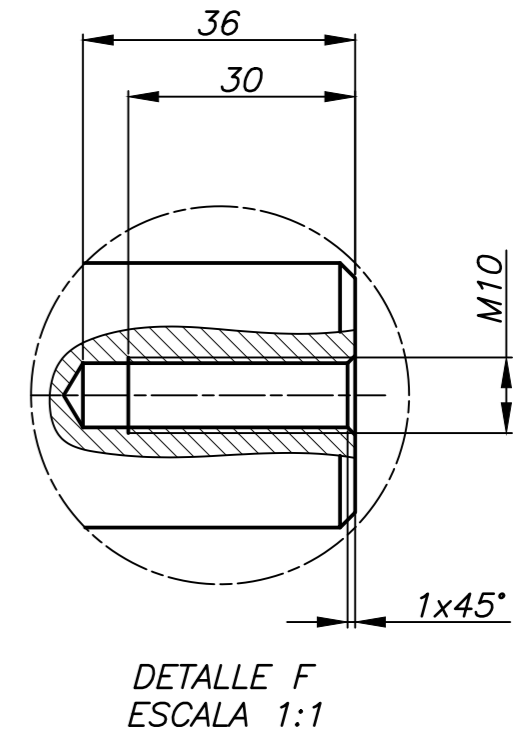
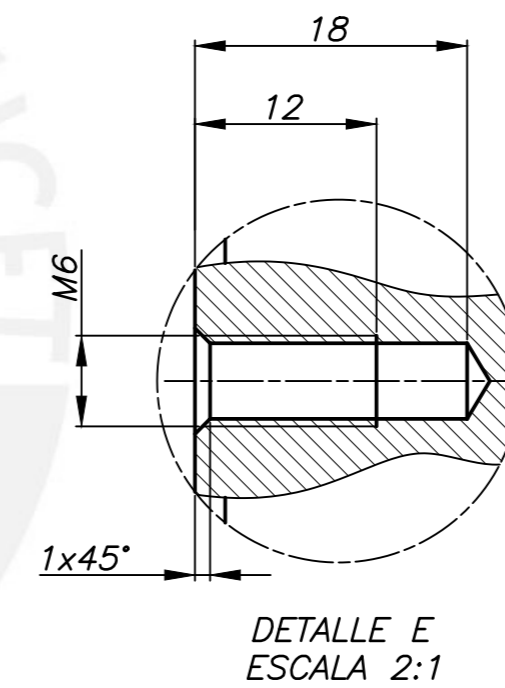
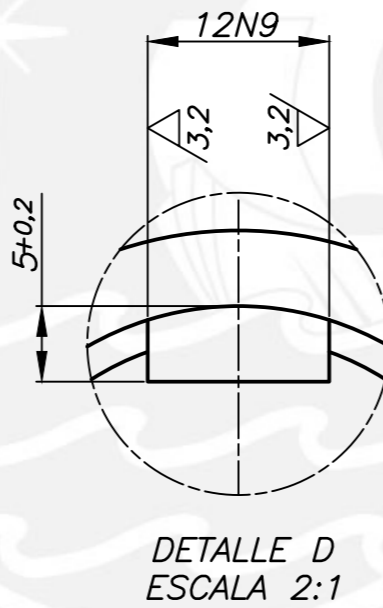
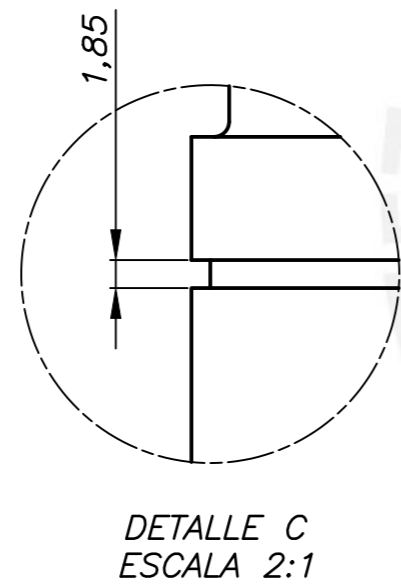
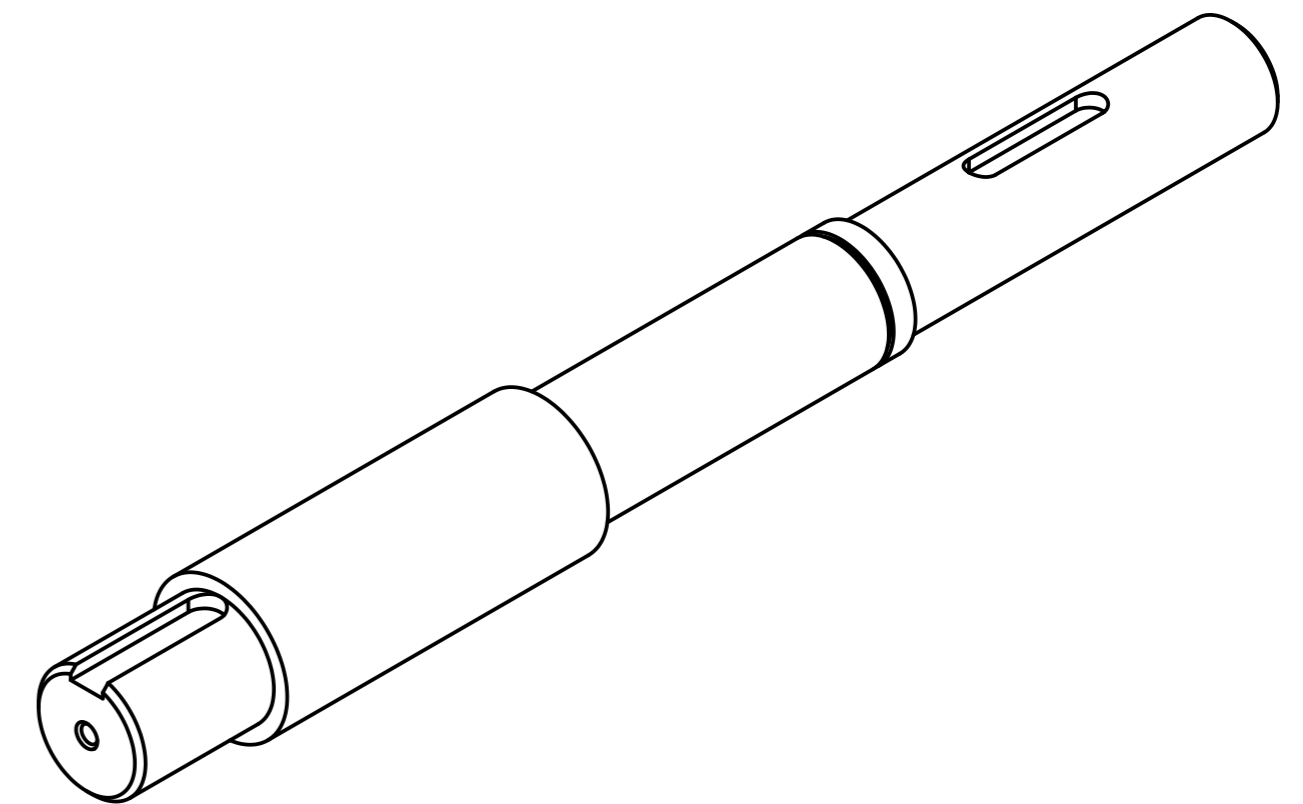
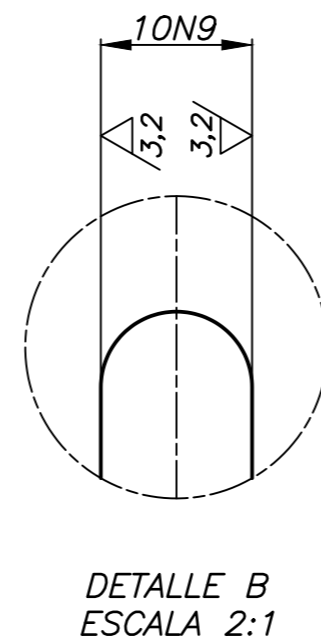
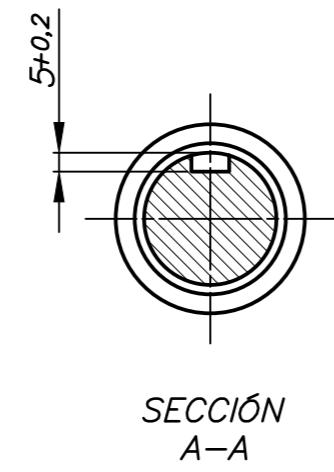
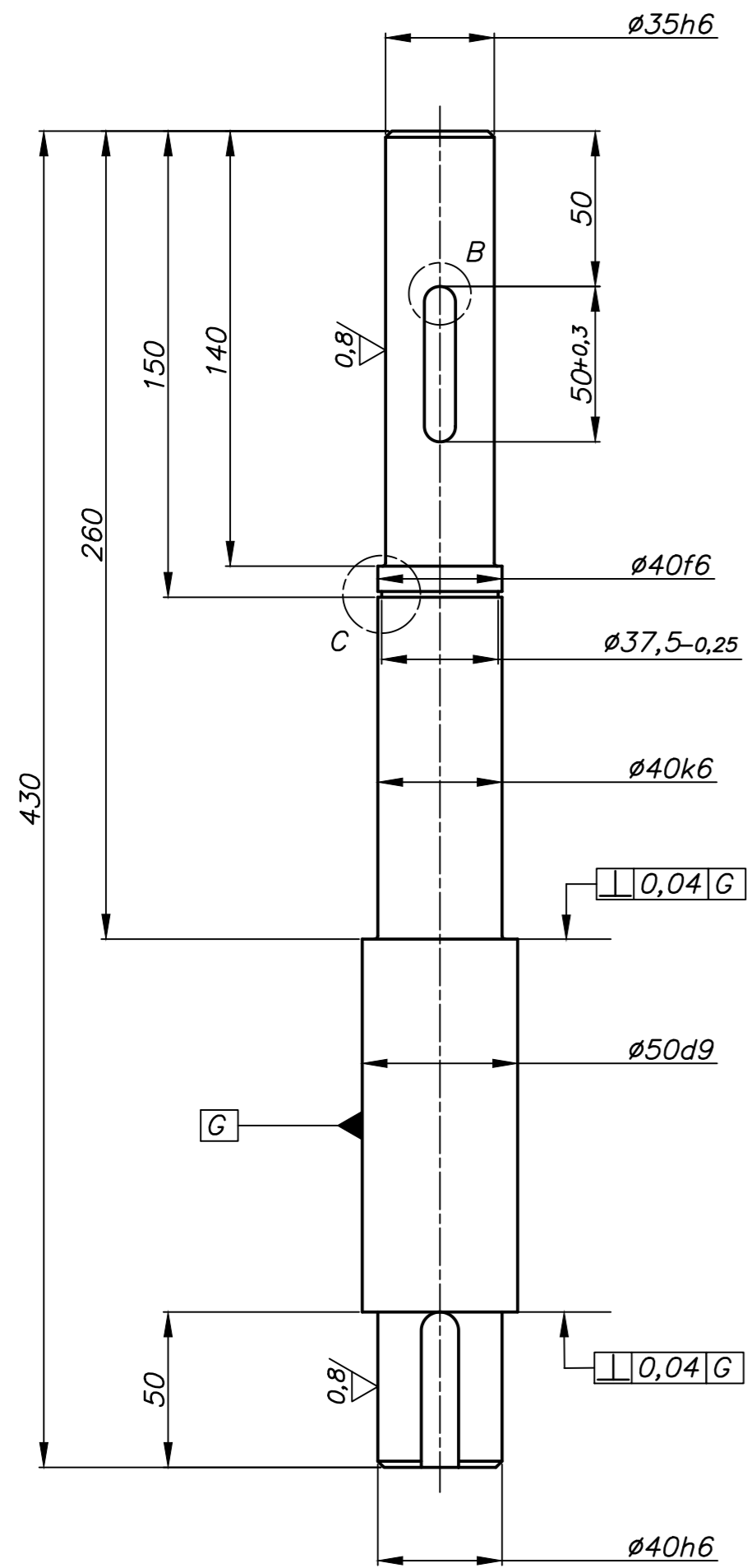


CHAFLANES NO INDICADOS DE 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

	130j6	130.014	129.989
	75H7	75.030	75.000
	68H7	68.030	68.000
	COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{3.2/}, 1.6/$	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS - PLANOS	ESCALA 1:2
20150441	ASIENTO DE RODAMIENTOS	FECHA: 2024.05.05
	MANUEL NORABUENA SOTELO	LAMINA: A2

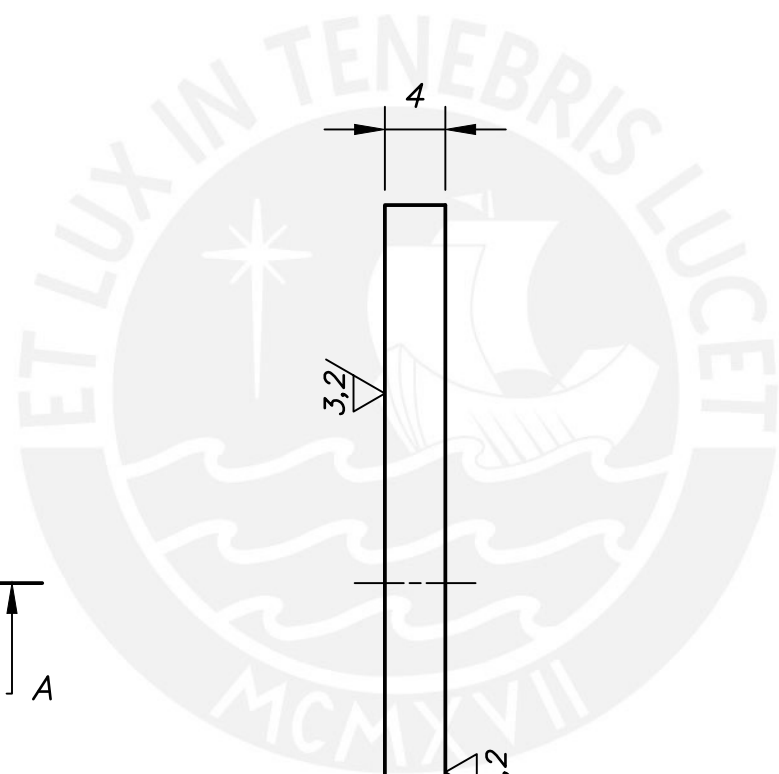
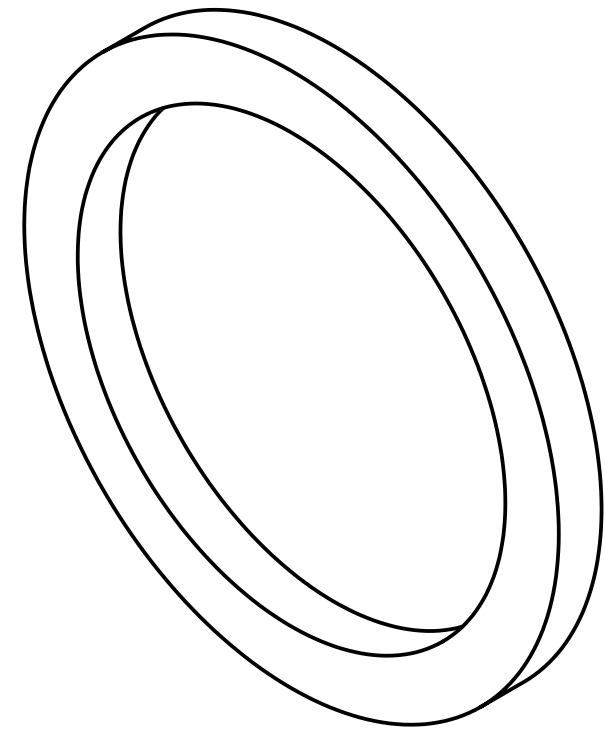
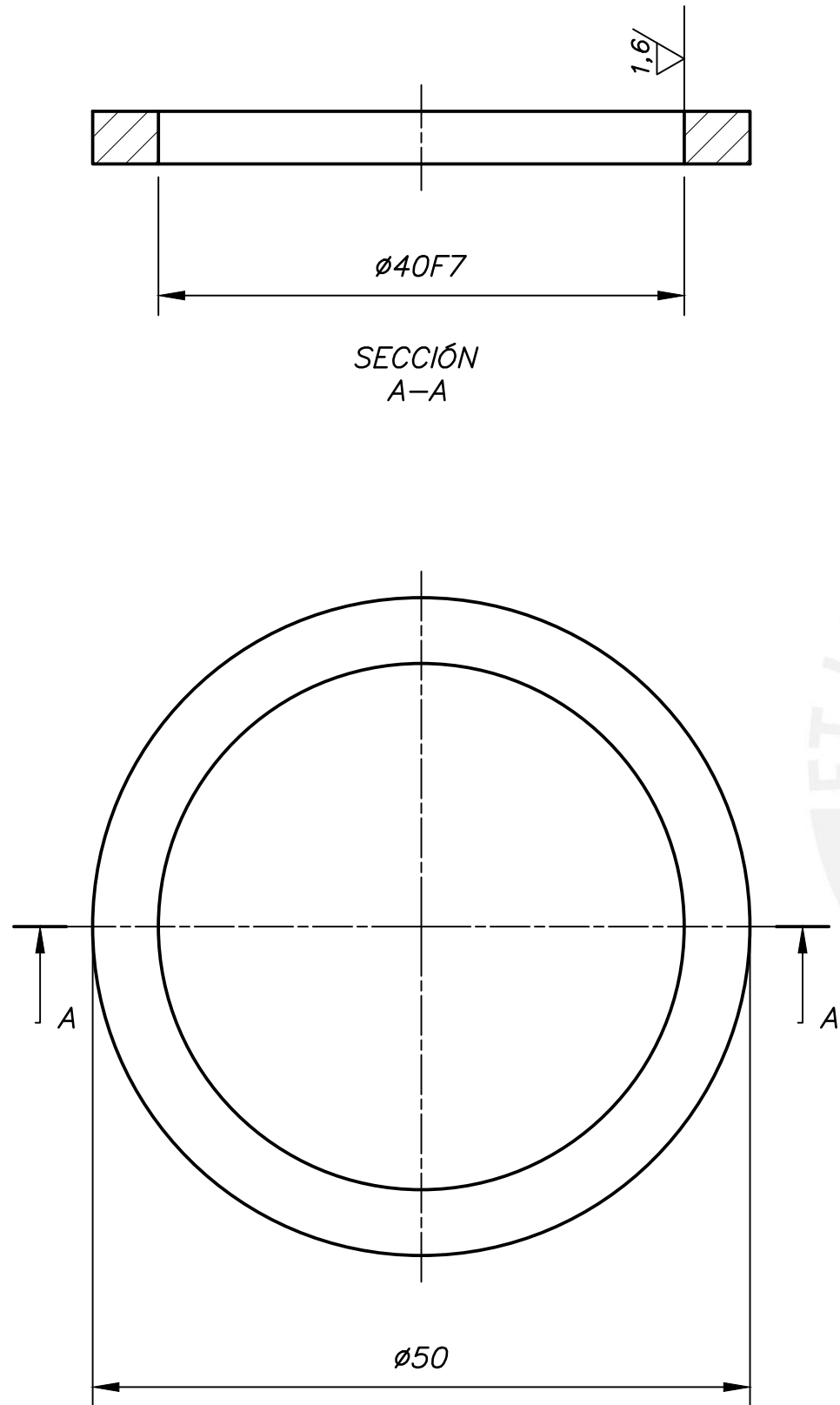


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

50d9	49.982	49.920
40k6	40.018	40.002
40h6	40.000	39.984
40f6	39.975	39.959
35h6	35.000	34.984
12N9	12.043	12.000
10N9	10.036	10.000
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

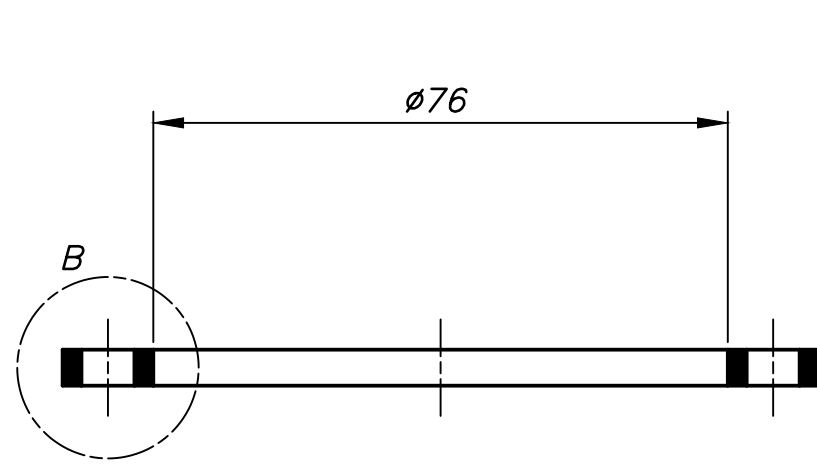
ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{(3,2, 1,6, 0,8)}$	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS - PLANOS EJE PRINCIPAL	ESCALA 1:2
20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A2



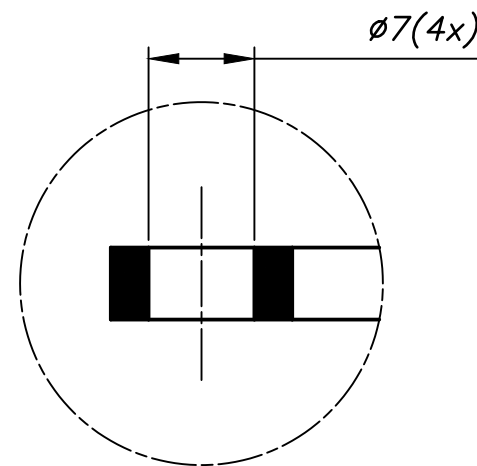
40F7	40.050	40.025
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{(3,2/1,6)}$	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS - PLANOS	ESCALA 2:1
20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A3

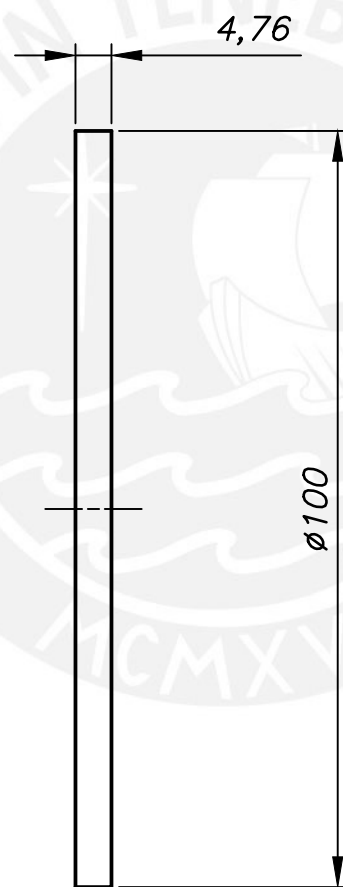
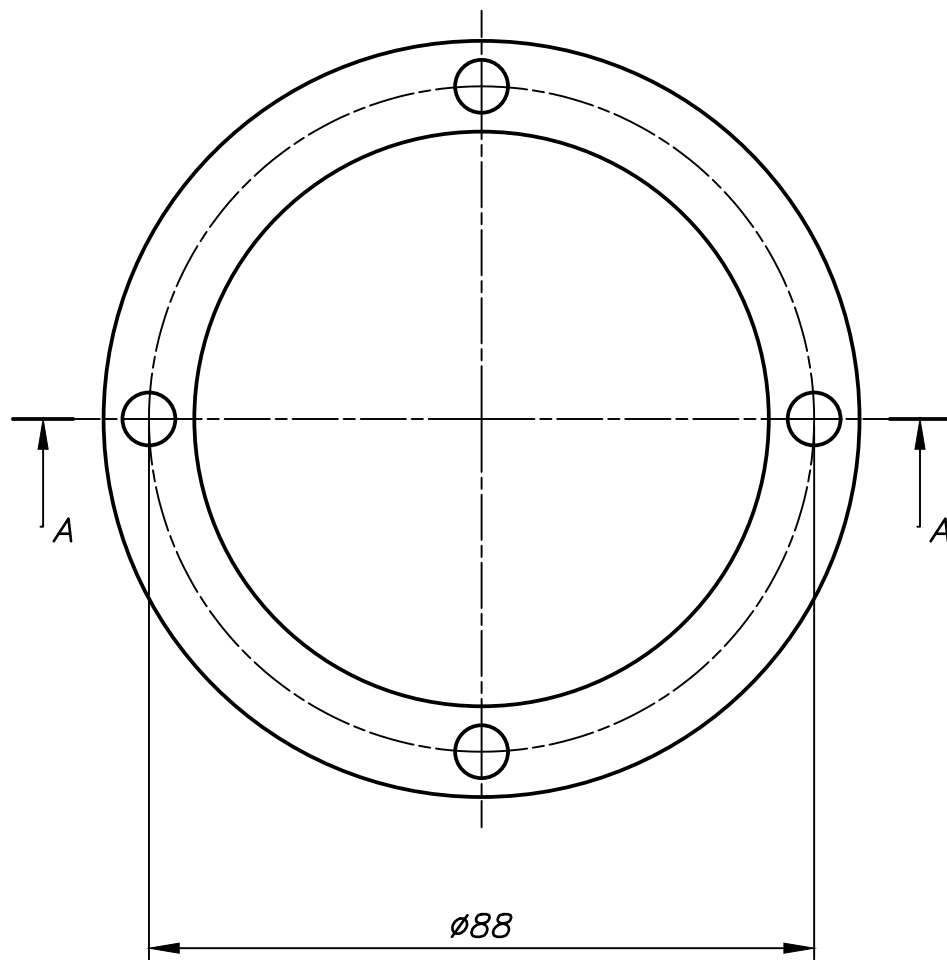
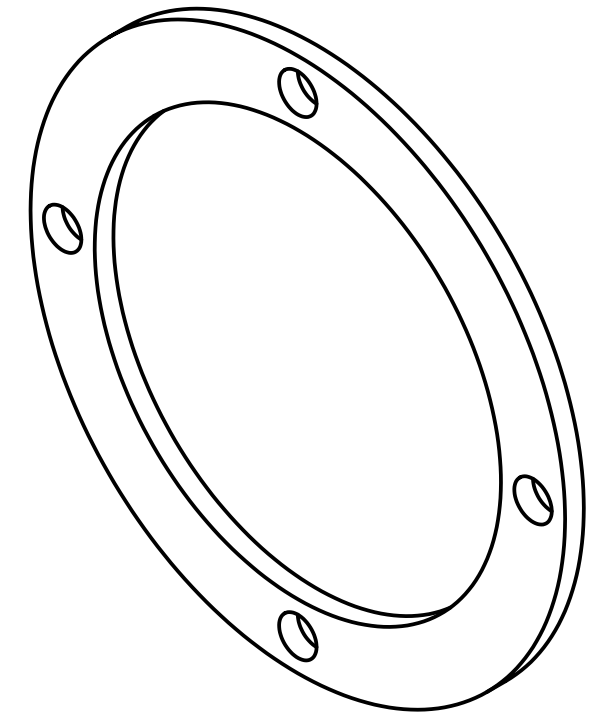
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5



SECCIÓN
A-A



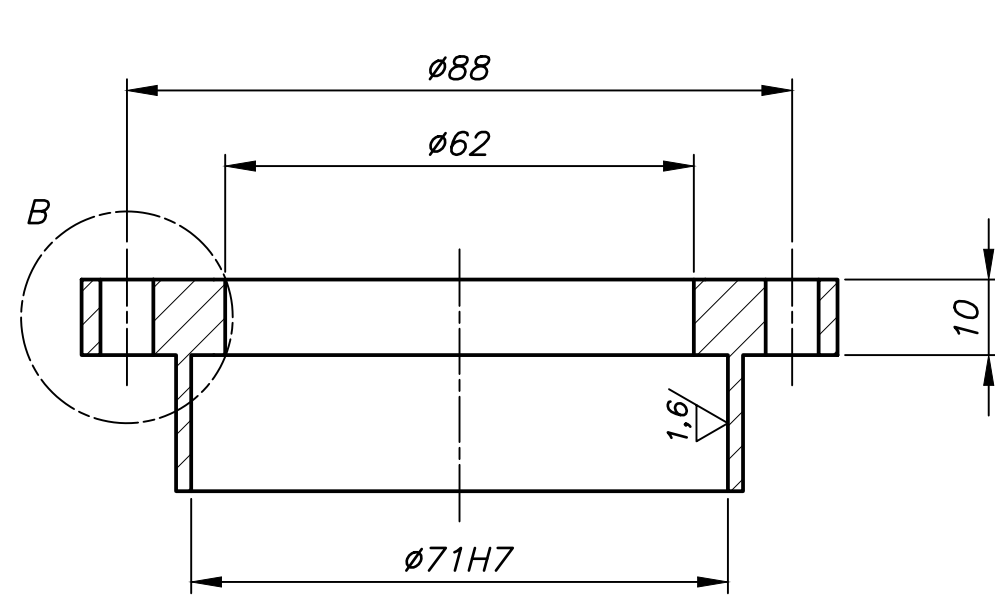
DETALLE B
ESCALA 2:1



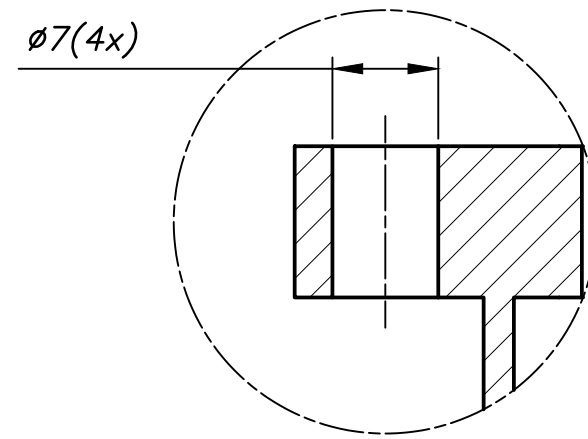
ESPEJOR DE $\frac{3}{16}$ "

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

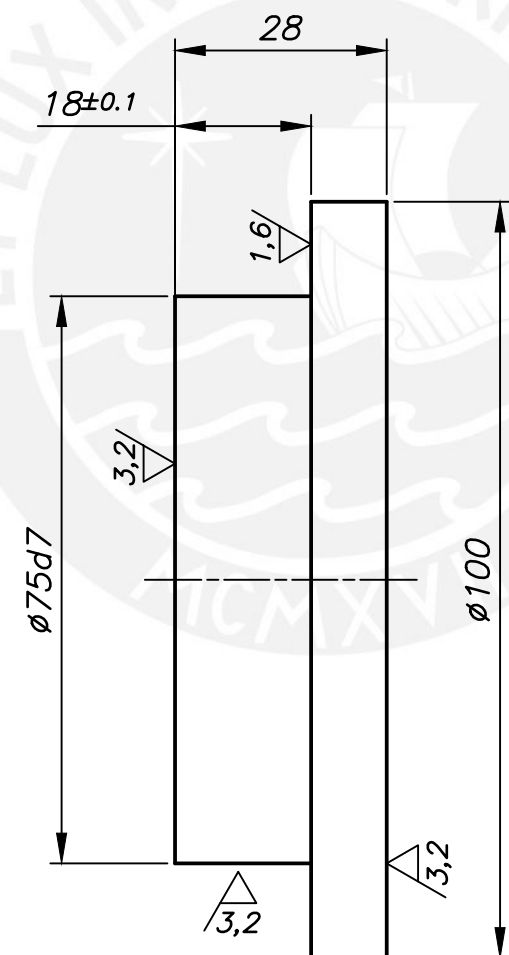
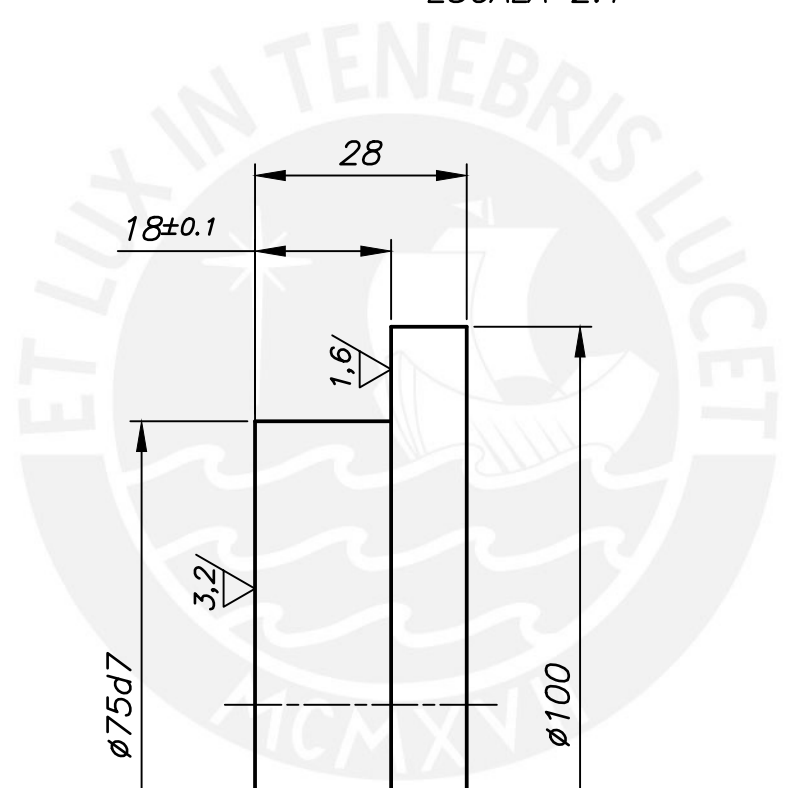
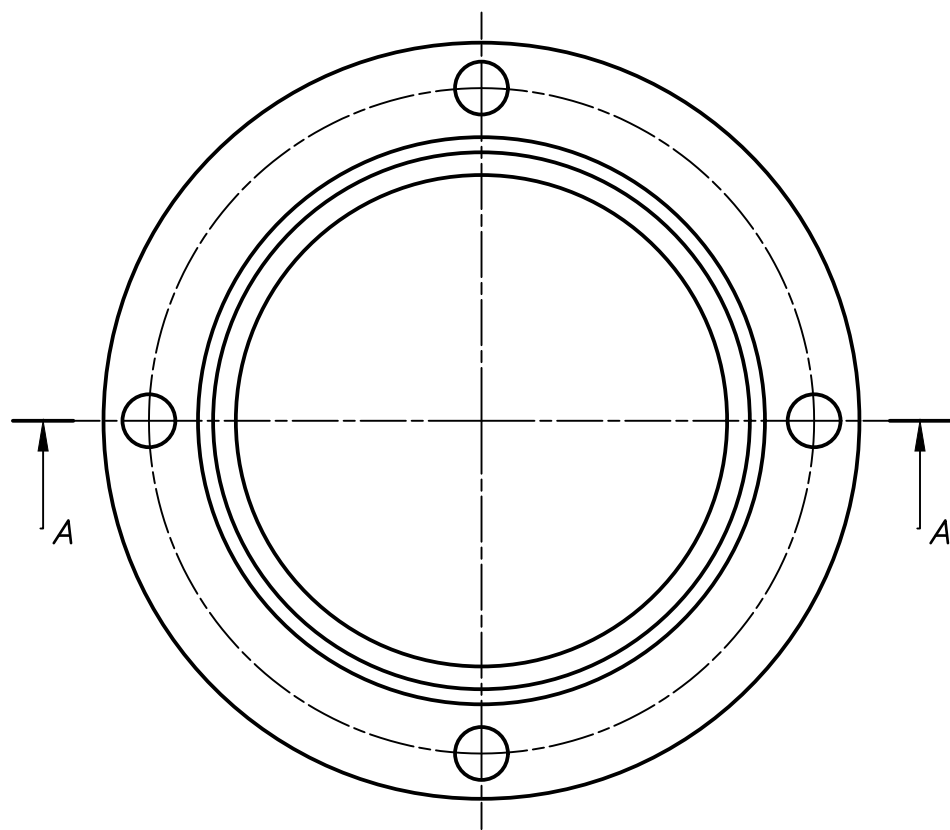
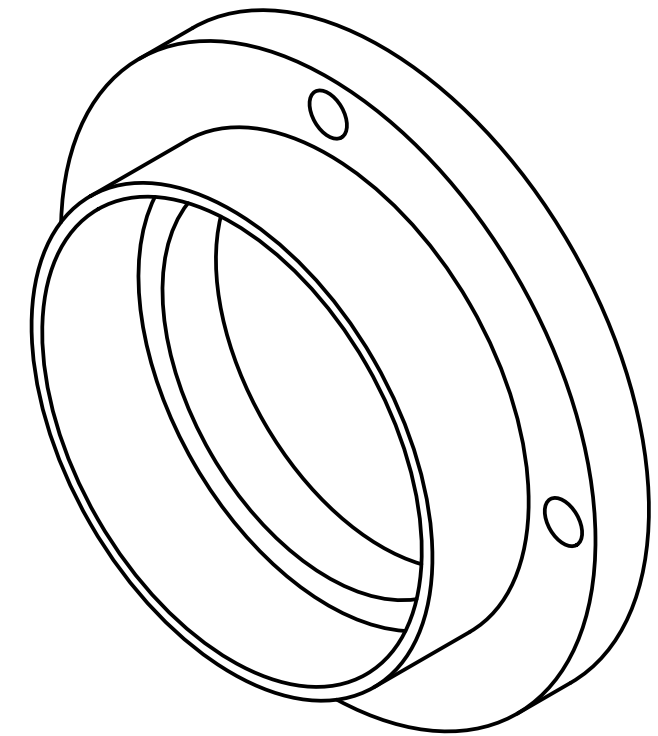
ACABADO SUPERFICIAL ✓	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL CAUCHO
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION ⊕ ◯	TESIS - PLANOS	ESCALA 1:1
20150441	EMPAQUETADURA DE CAUCHO	FECHA: 2024.05.05
	MANUEL NORABUENA SOTELO	LAMINA: A3



SECCIÓN
A-A



DETALLE B
ESCALA 2:1



ACABADO SUPERFICIAL ✓ (3,2 / 1,6 /)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
---	--	----------------------

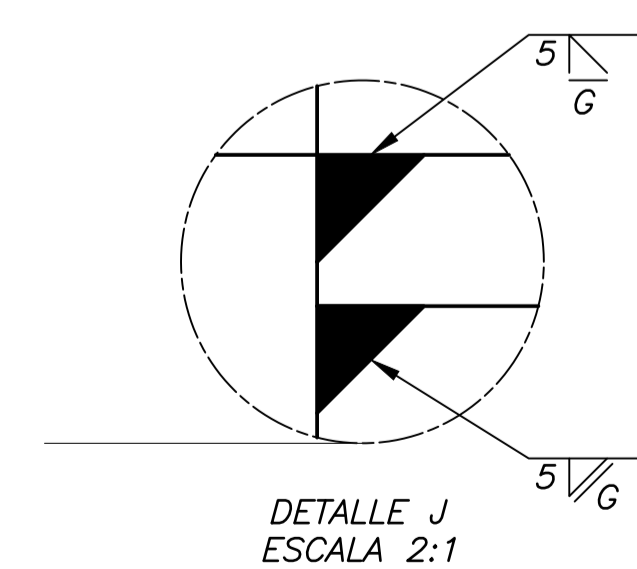
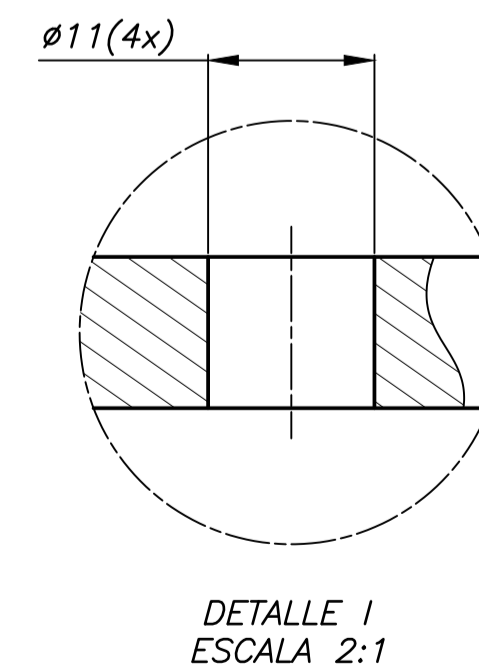
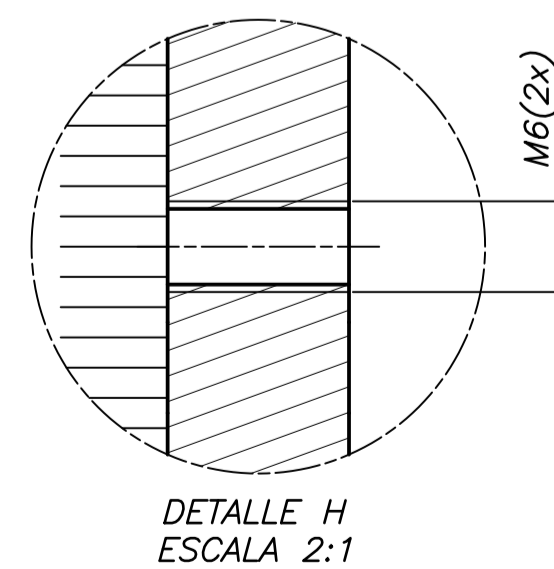
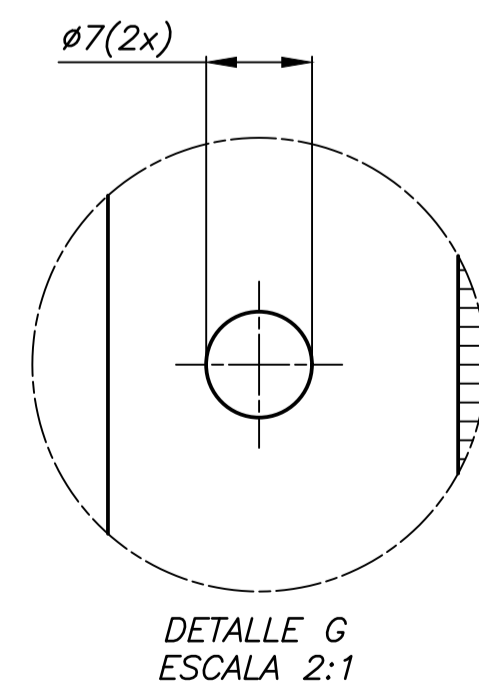
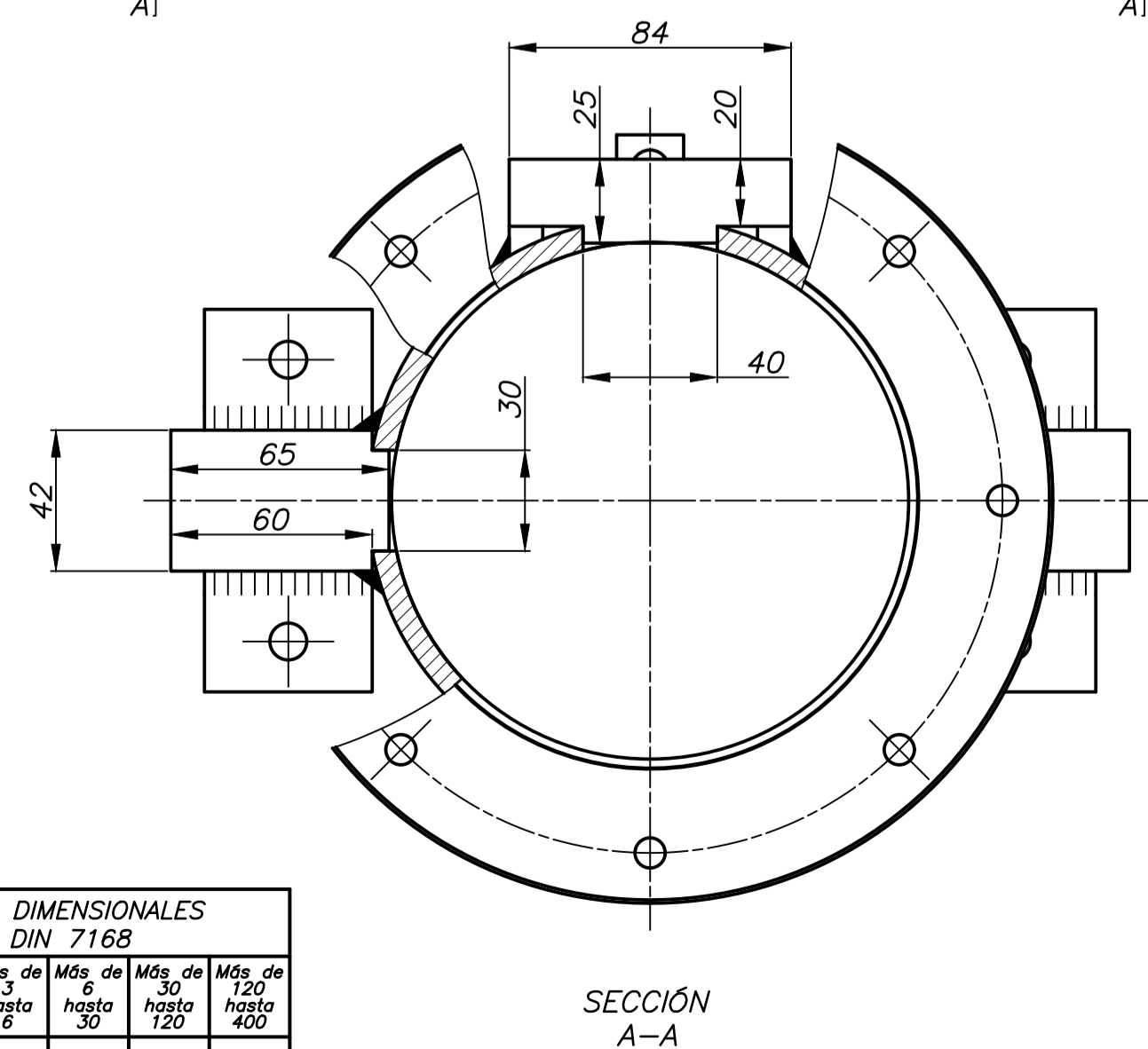
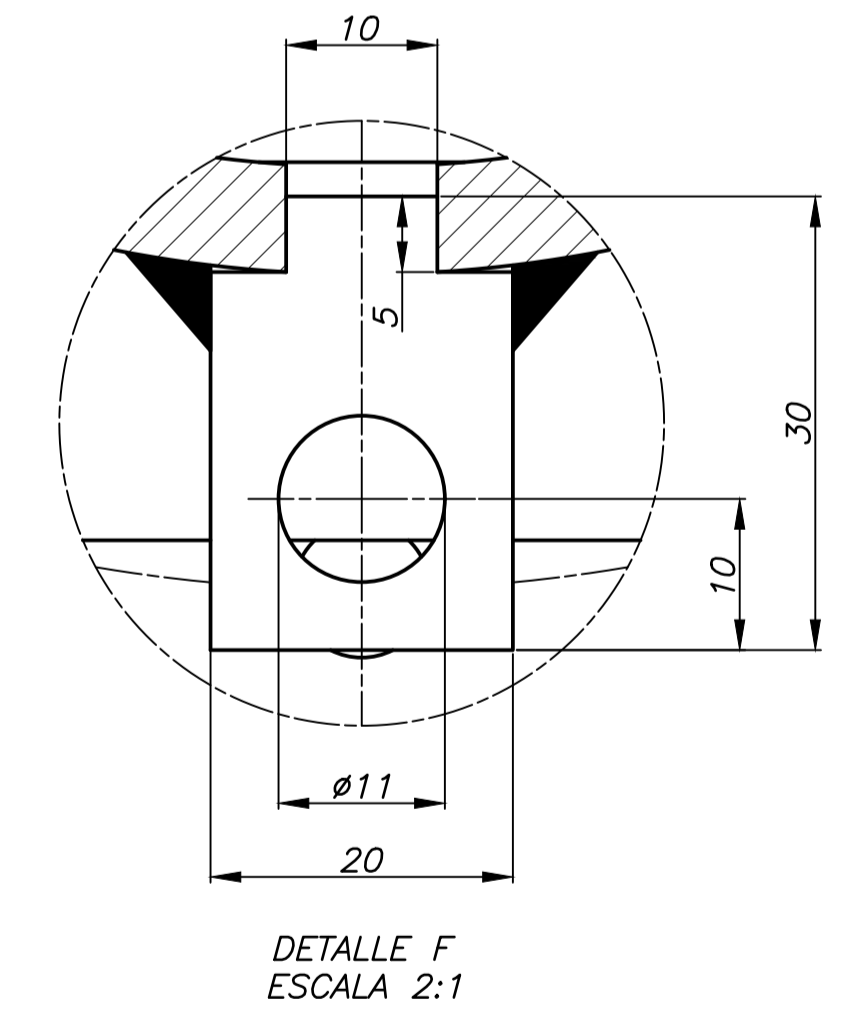
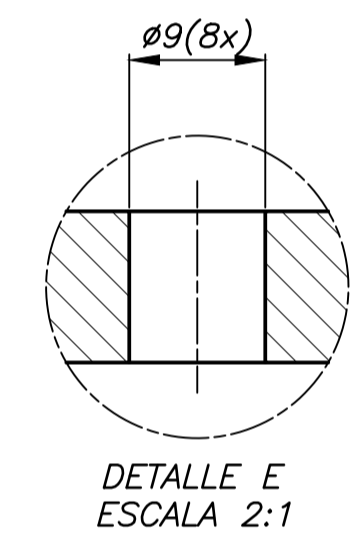
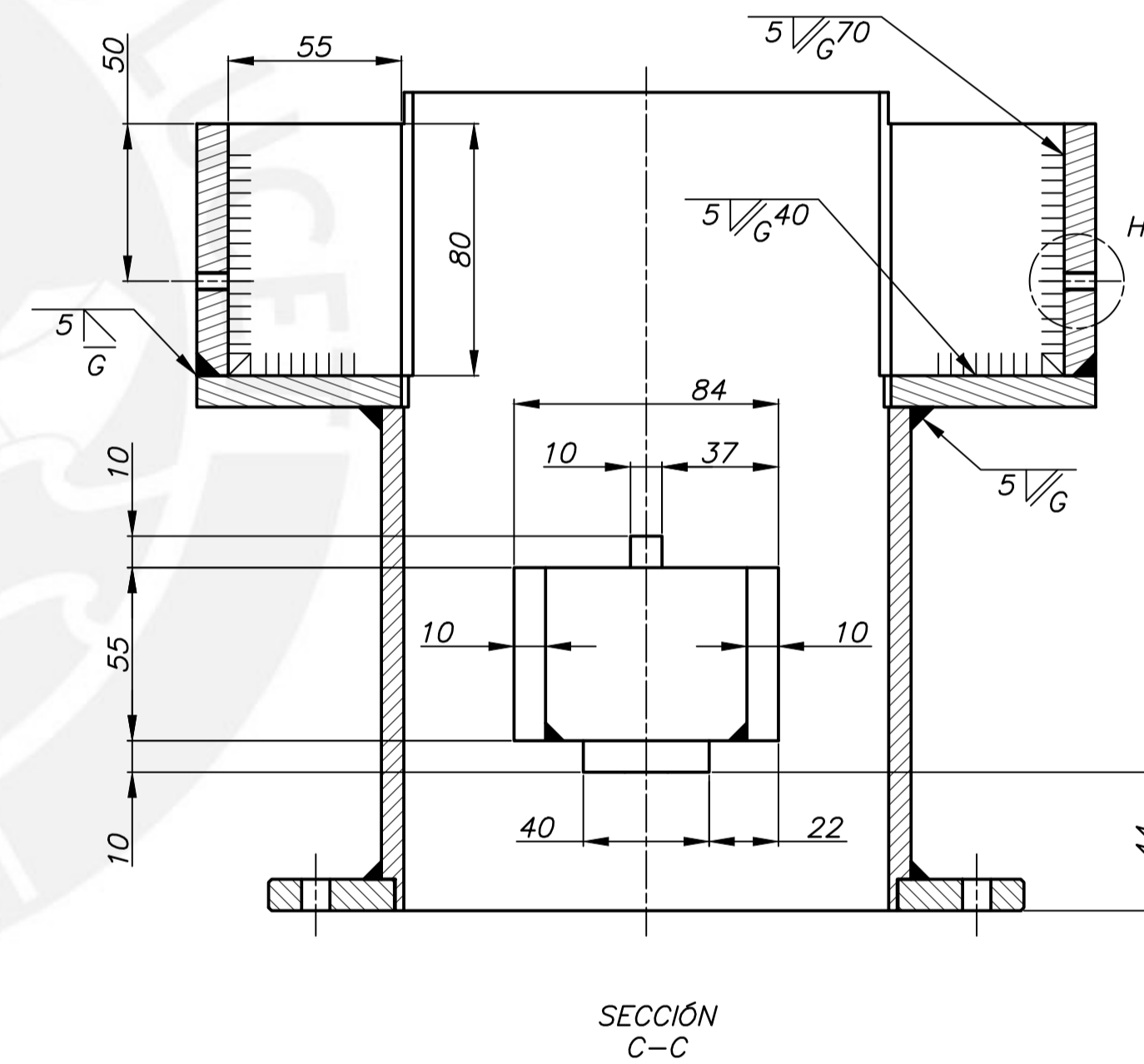
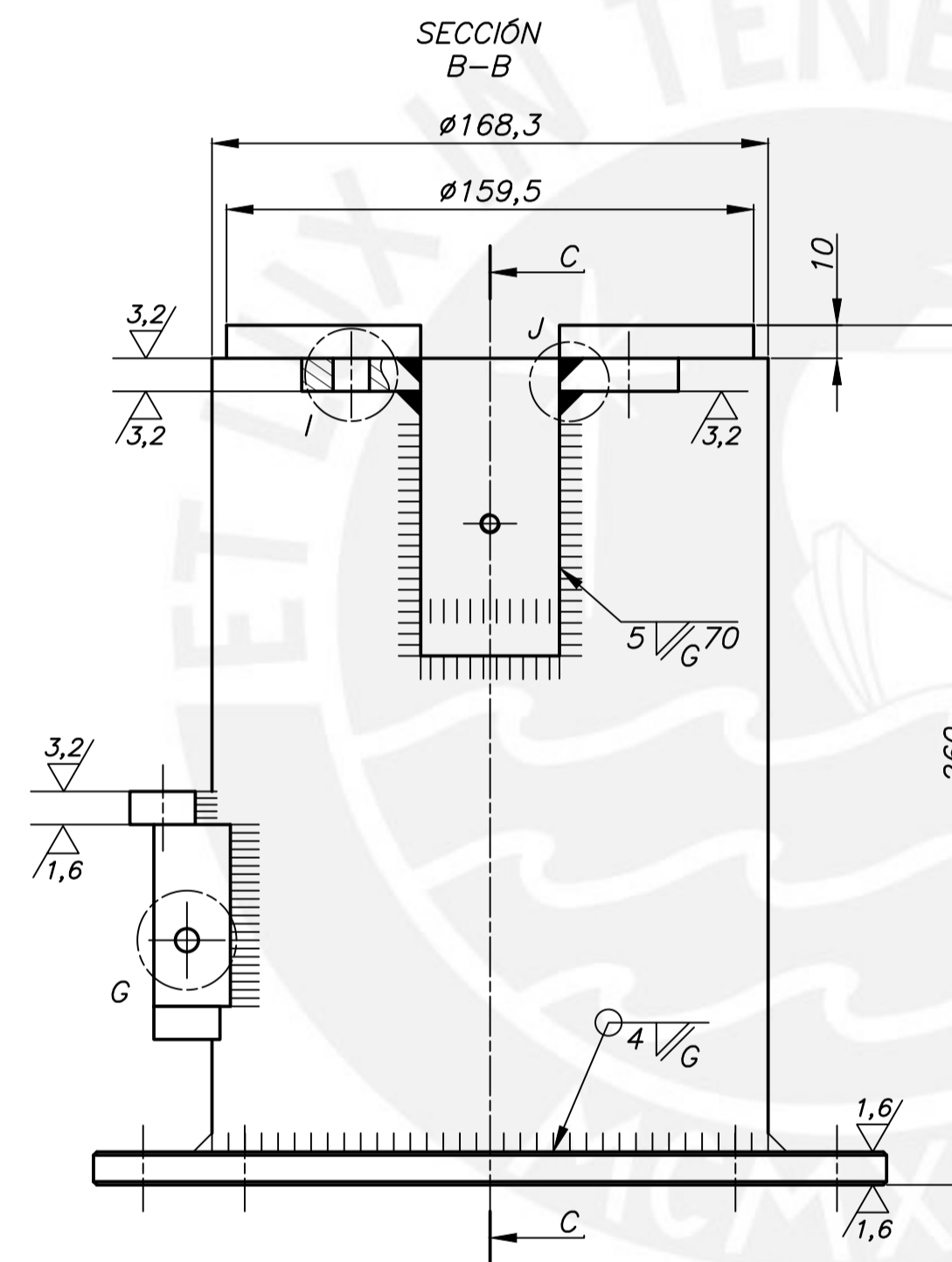
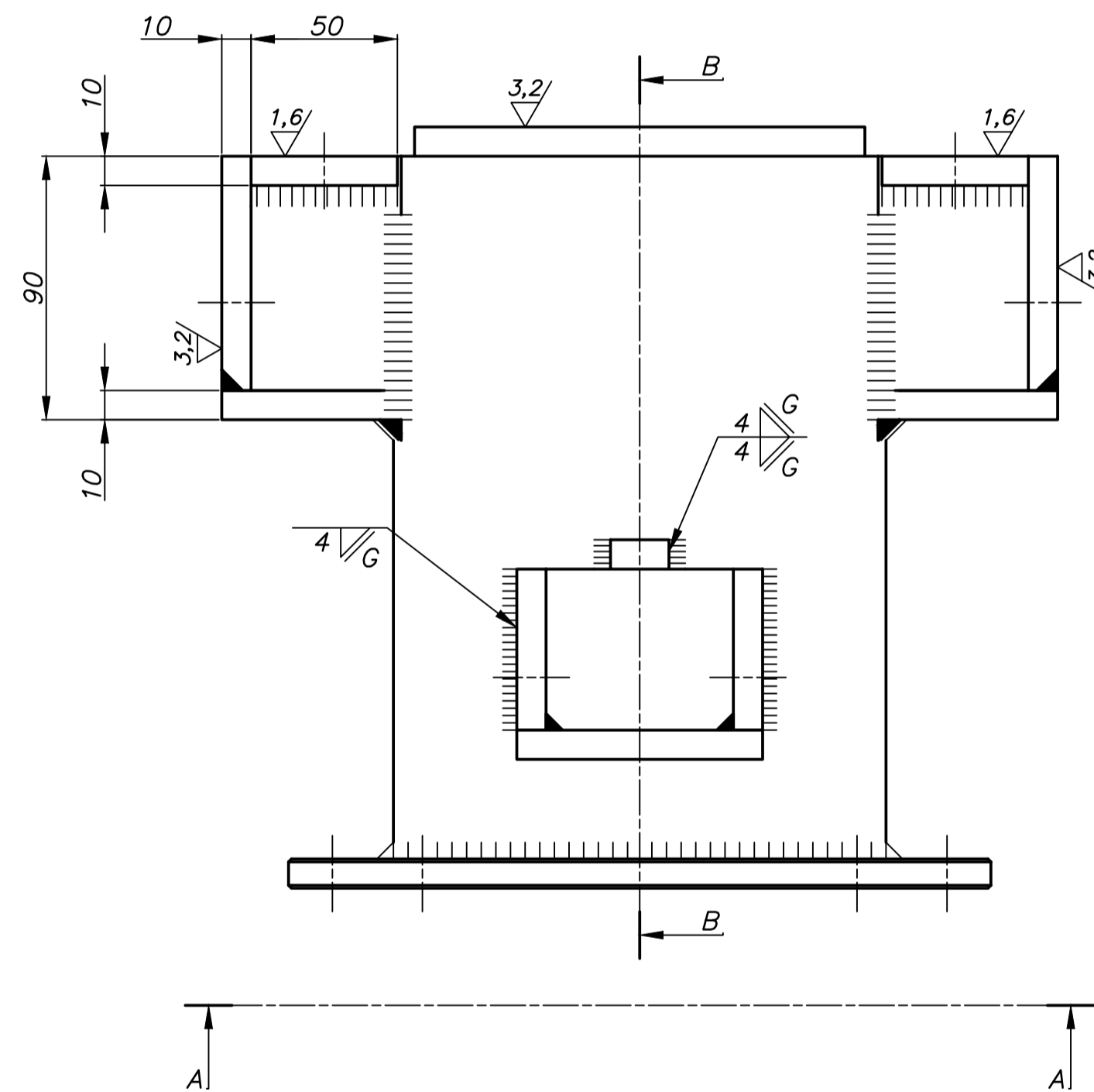
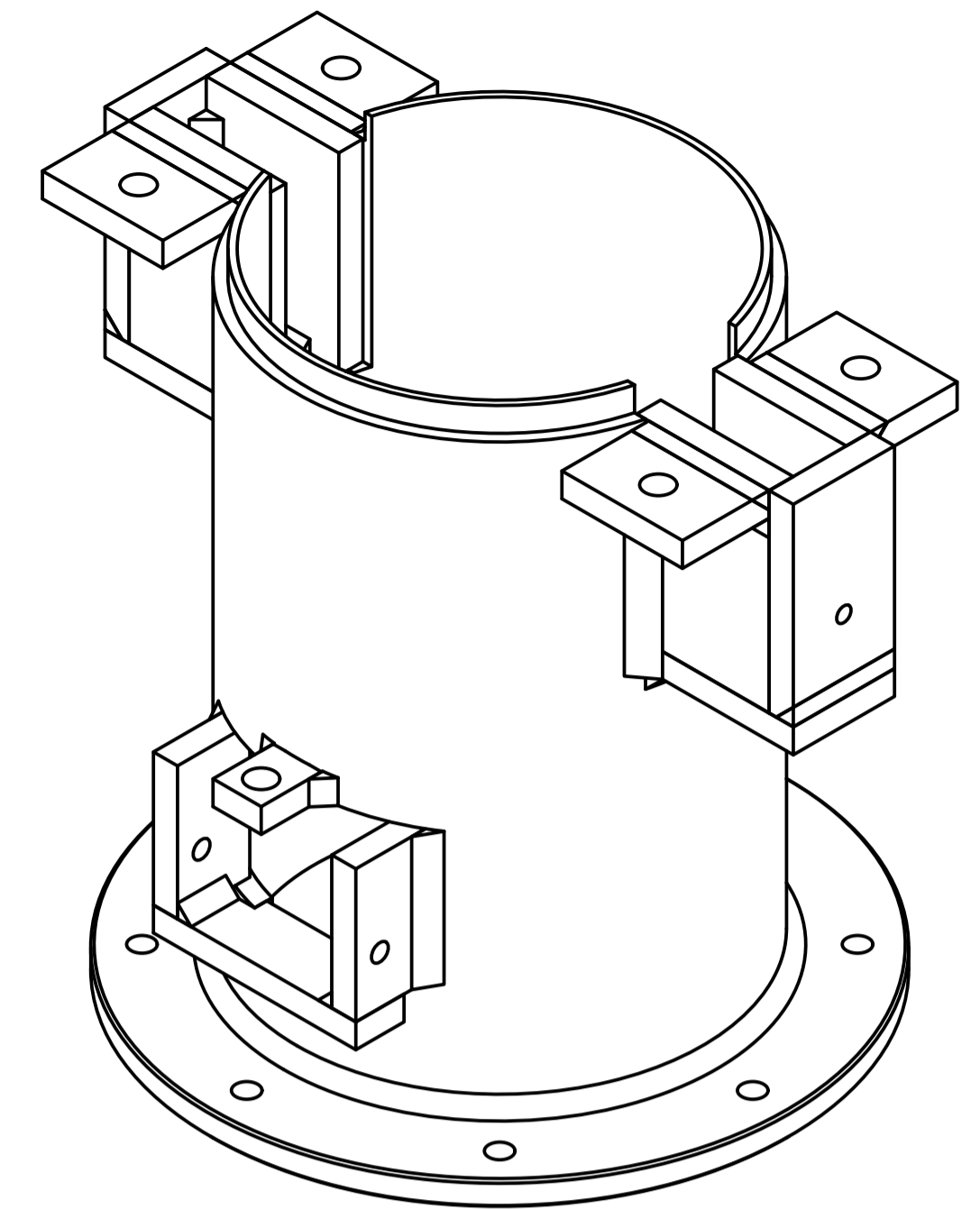
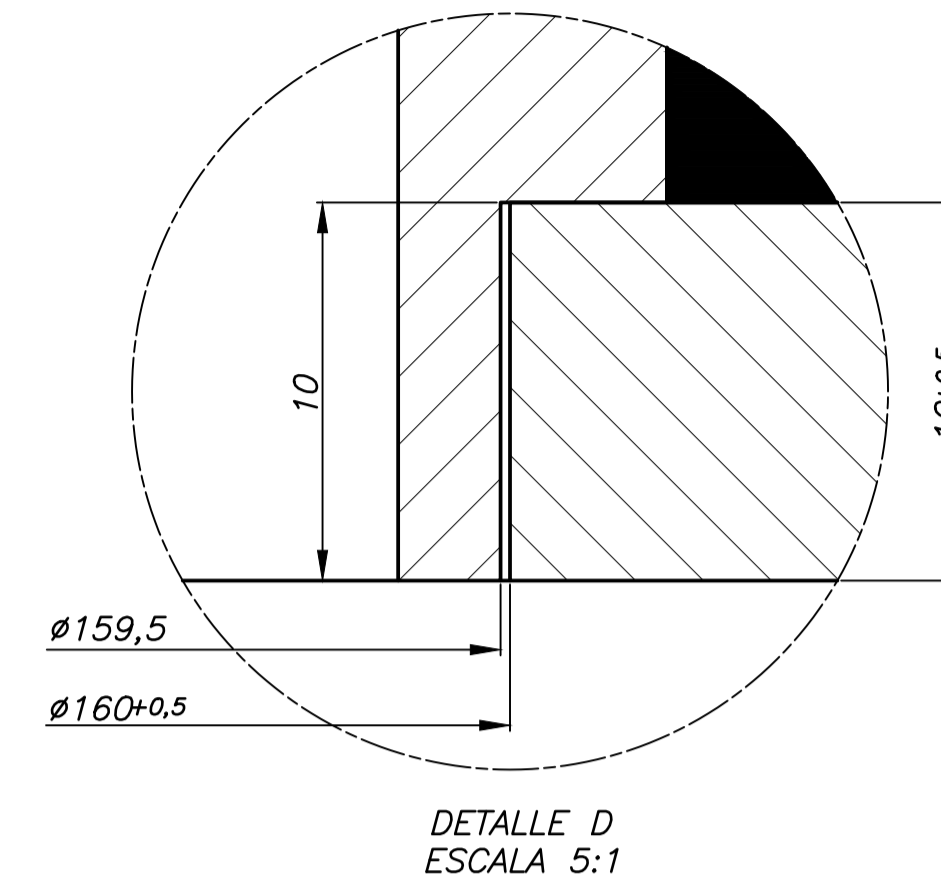
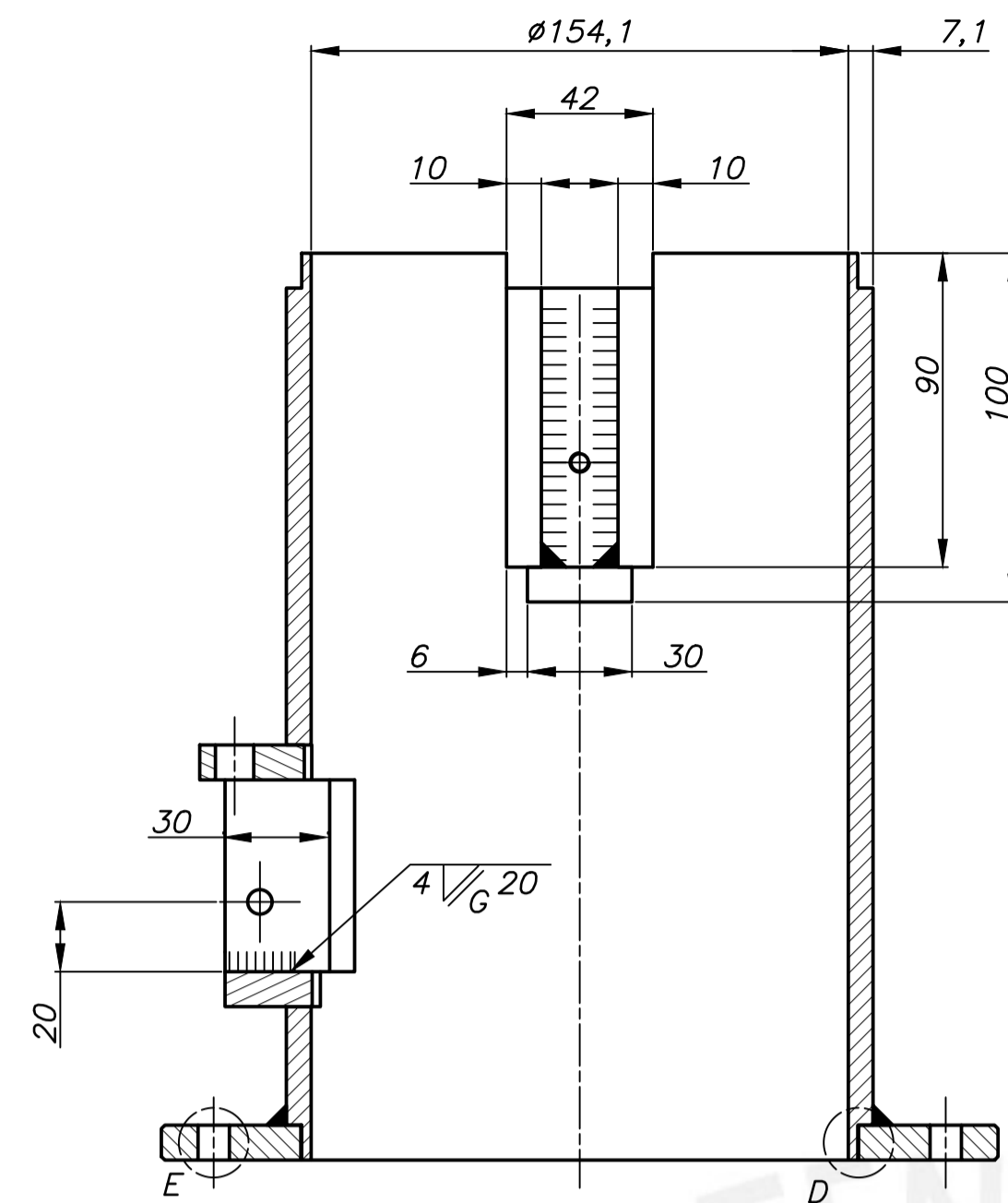
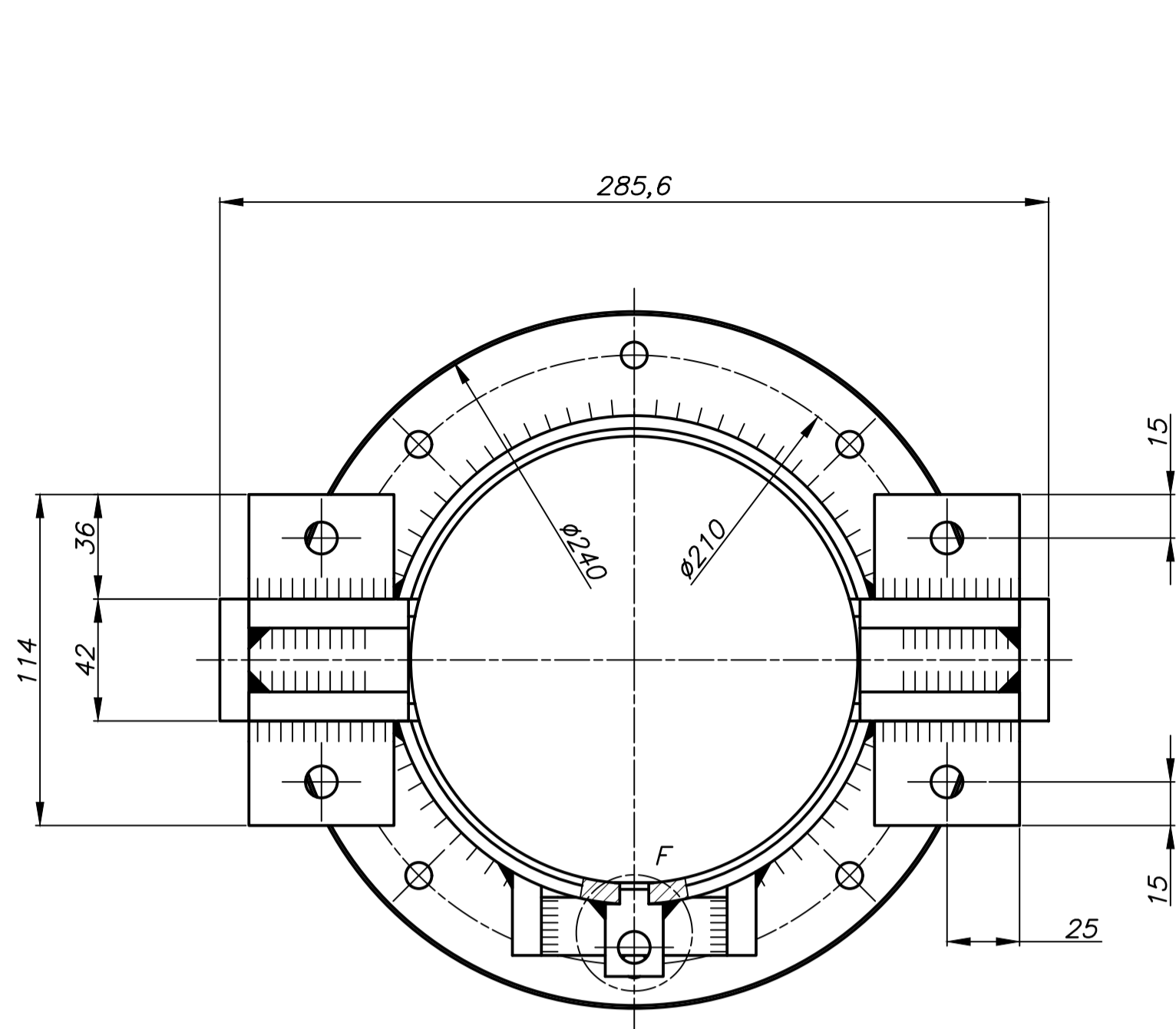
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

METODO DE PROYECCION ⊕ ▭	TESIS - PLANOS	ESCALA 1:1
--------------------------------	----------------	---------------

20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A3

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

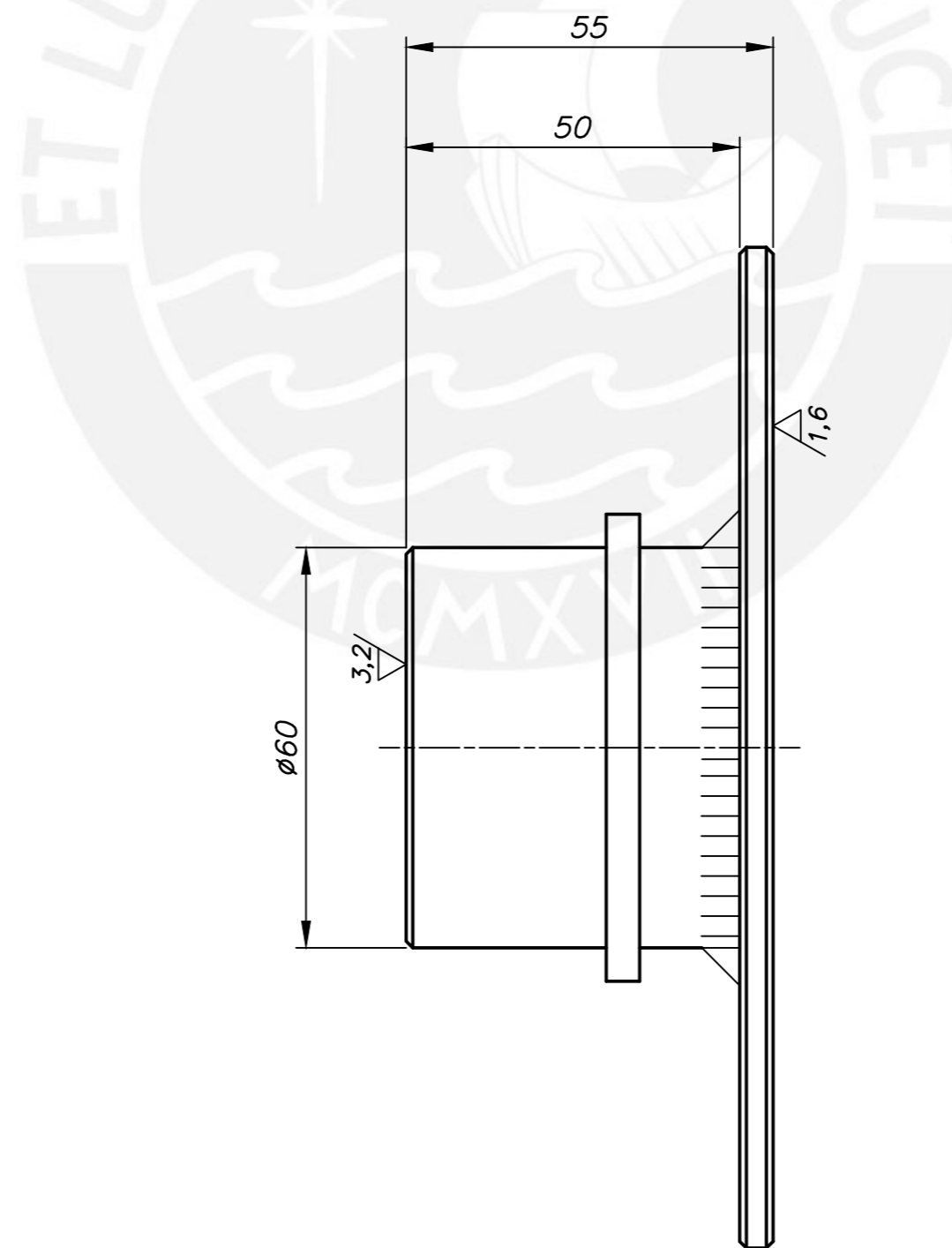
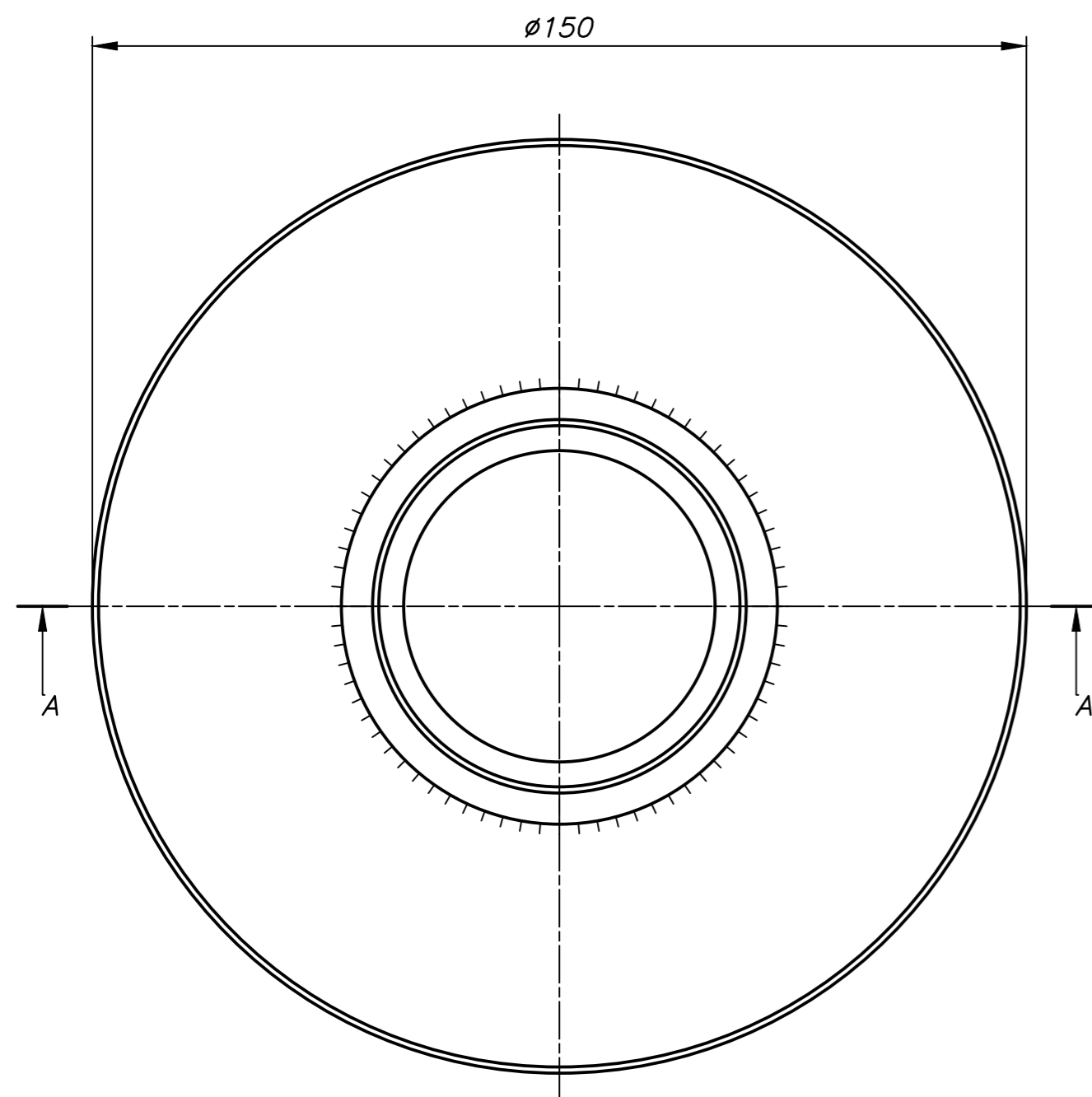
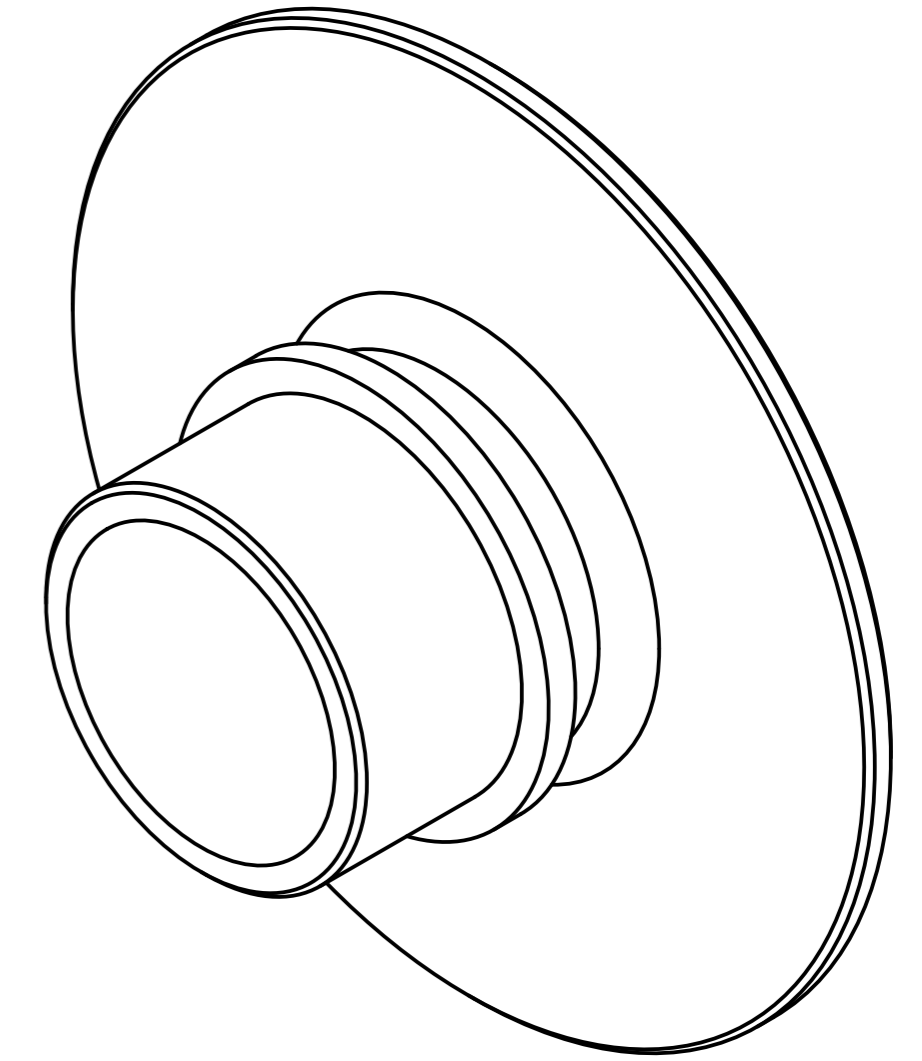
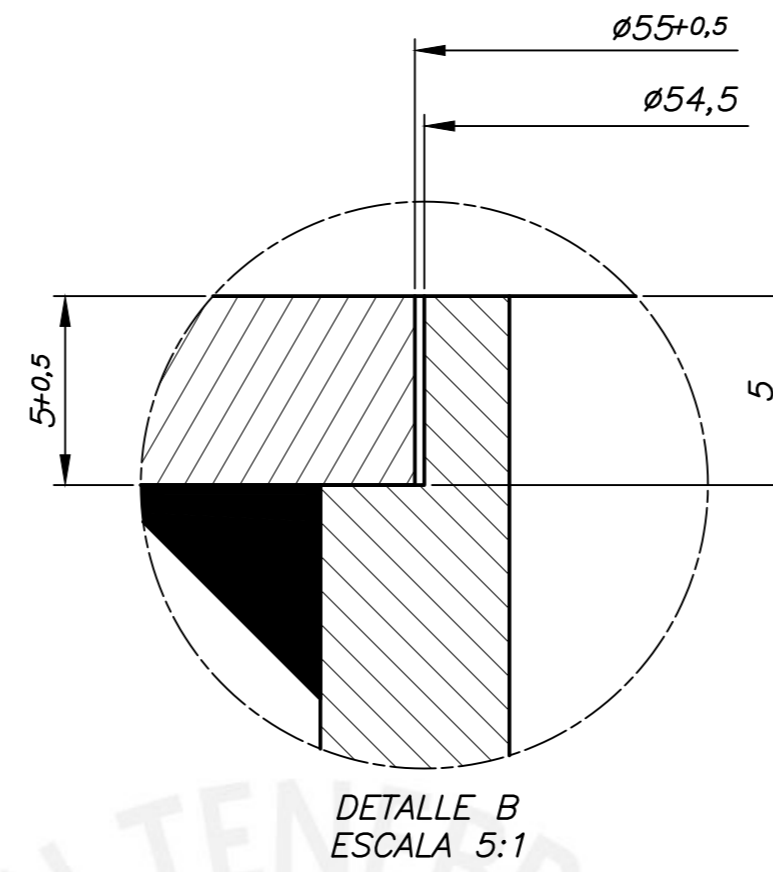
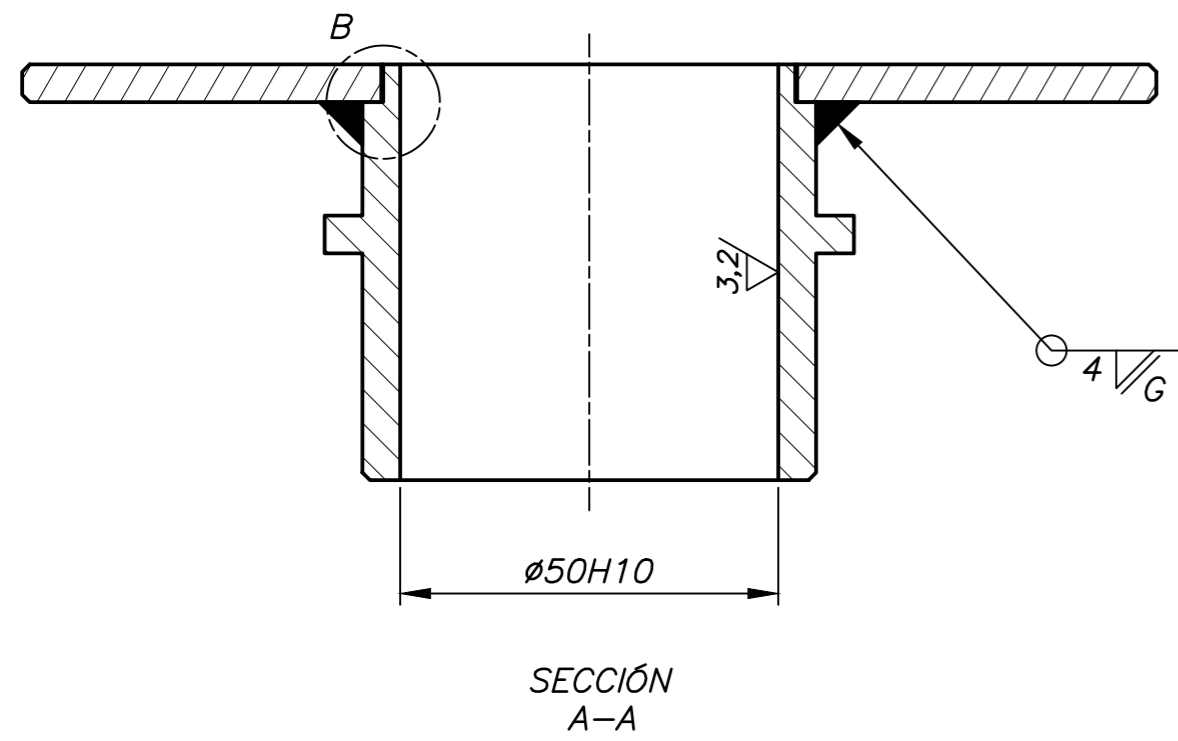
75d7	74.900	74.870
71H7	71.030	71.000
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA



CHAFLANES NO INDICADOS DE 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL √ (3,2, 1,6)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A53 - Tubo ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION ☉ ☐	TESIS - PLANOS	ESCALA
20150441	CARCARA DEL EJE PRINCIPAL	1:2
20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05 LAMINA: A1



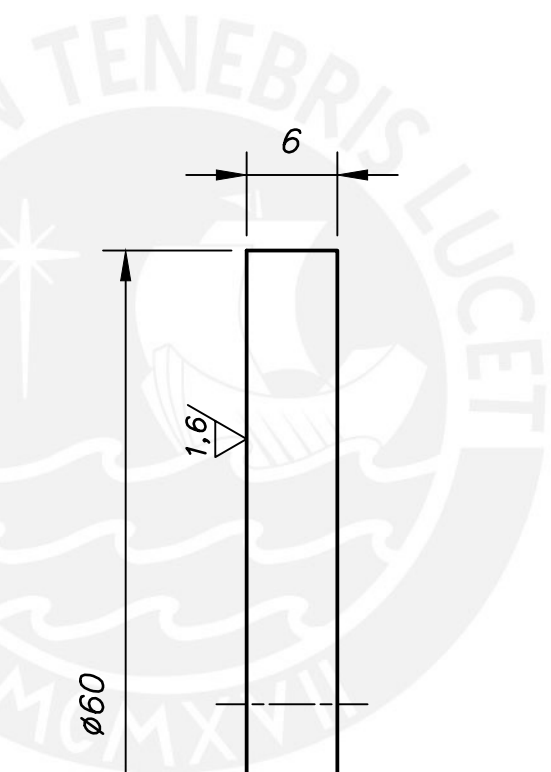
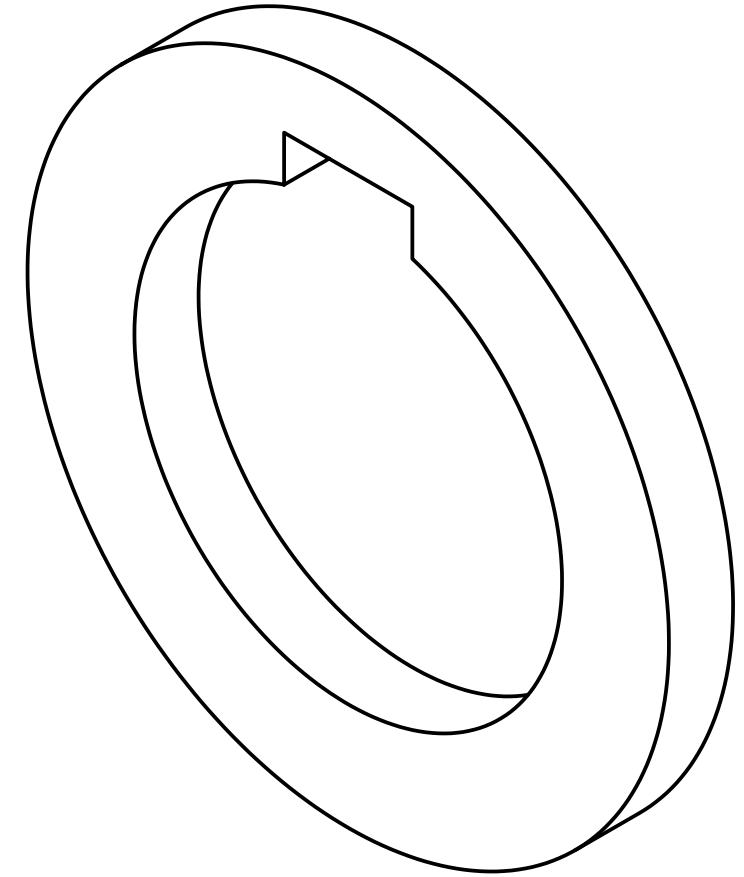
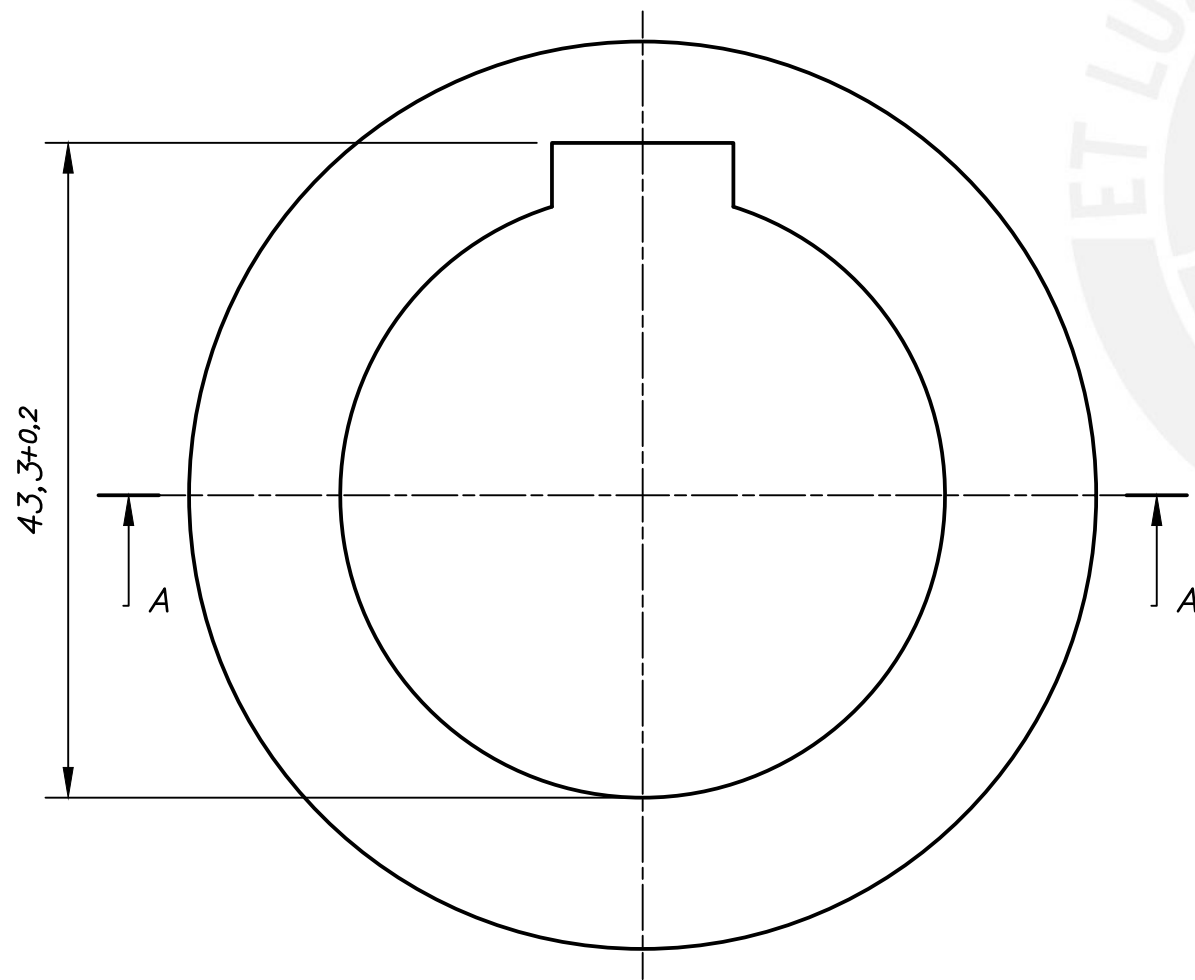
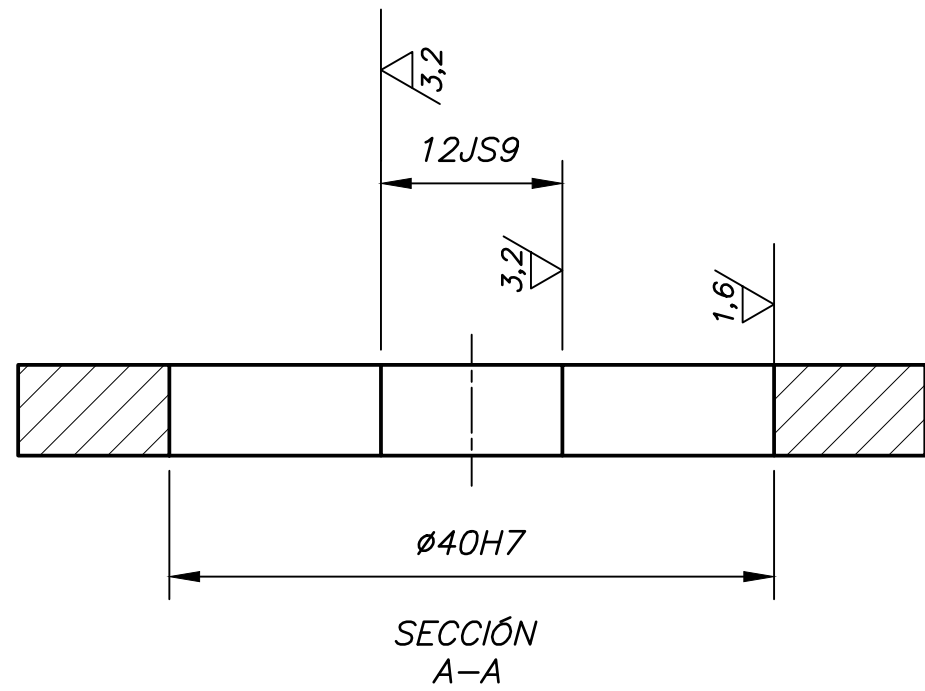
CHAFLANES NO INDICADOS DE 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

50H10	50.100	50.000
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{3,2, 1,6}$	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS - PLANOS	ESCALA
	RECEPTOR DE DESCARGA	1:1
20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A2



ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{(3,2/1,6)}$	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
---	--	----------------------

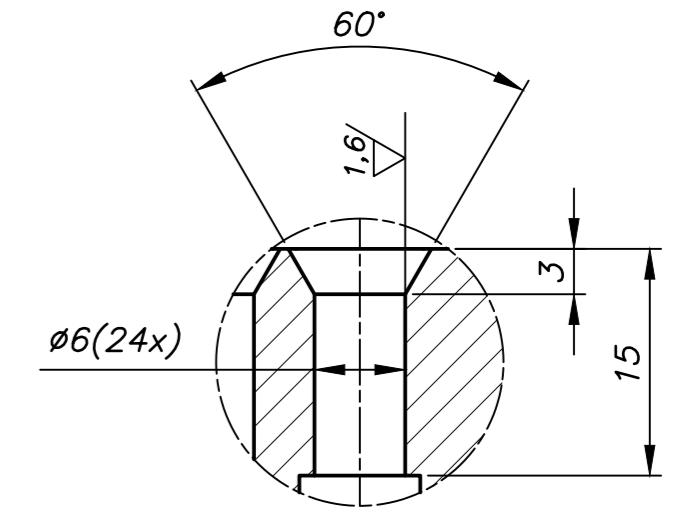
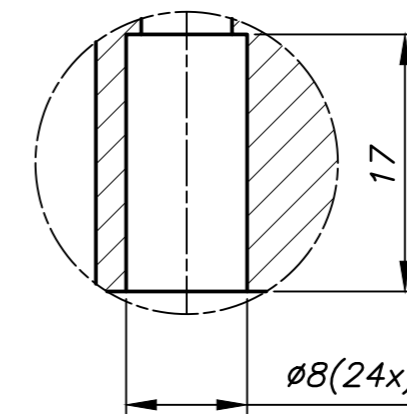
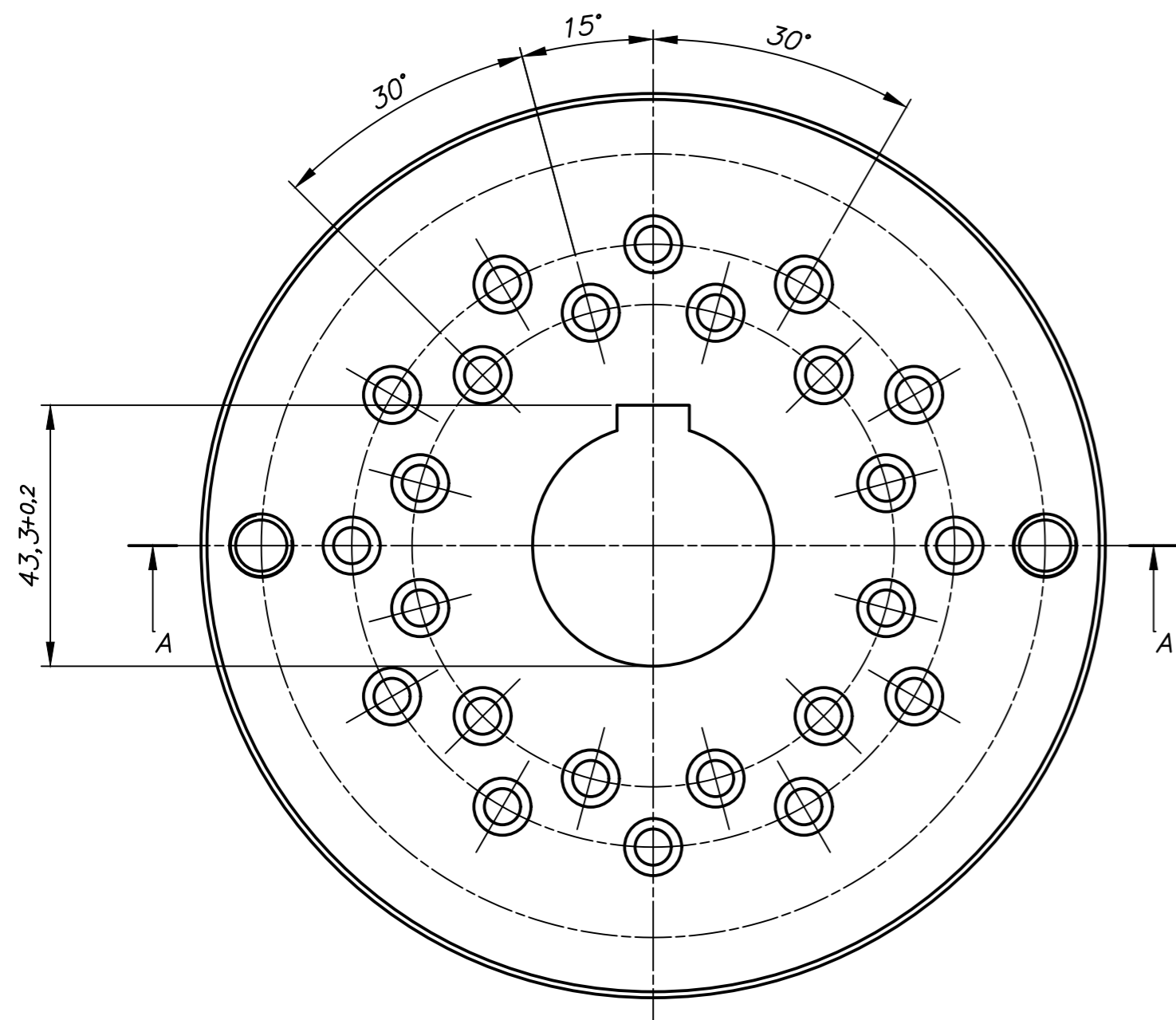
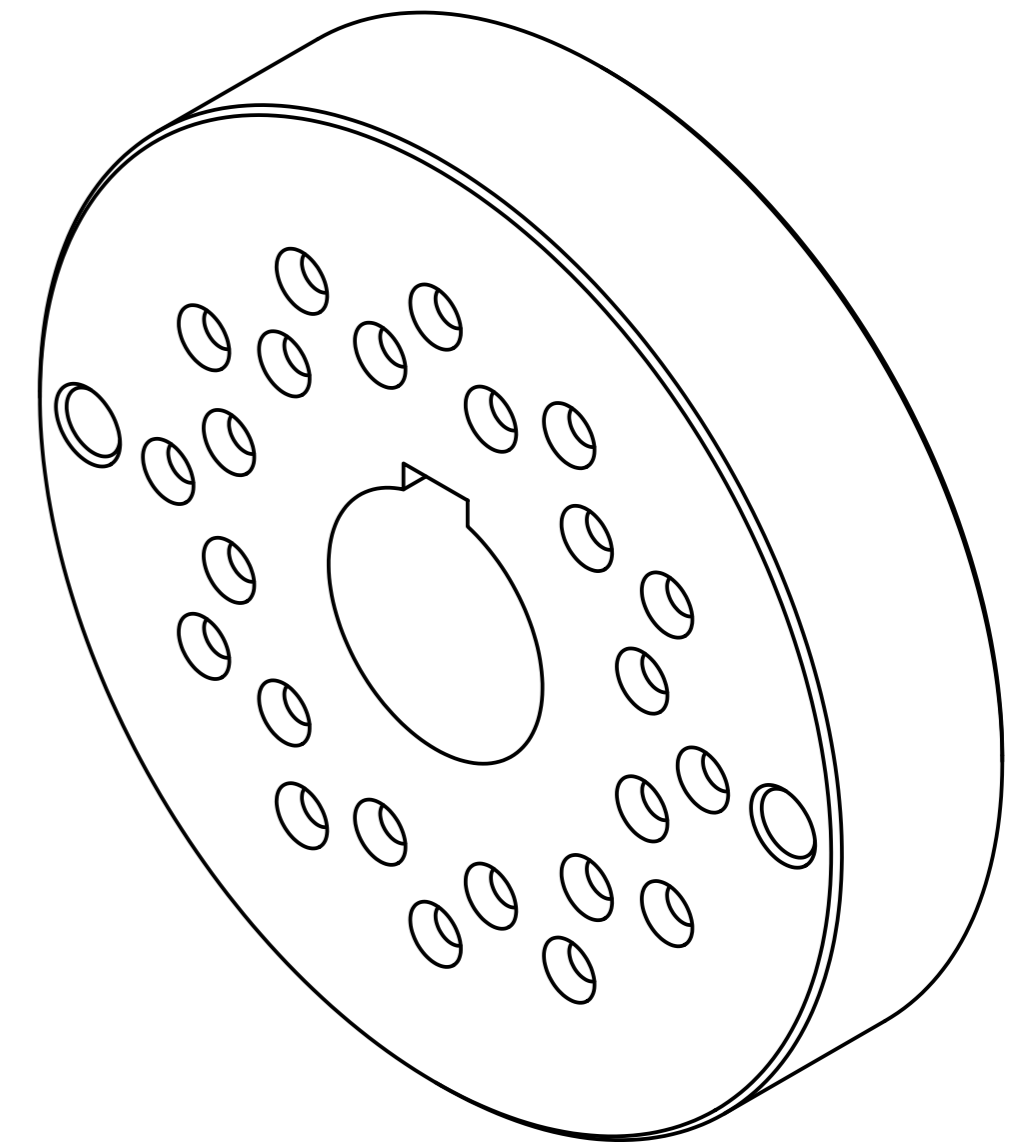
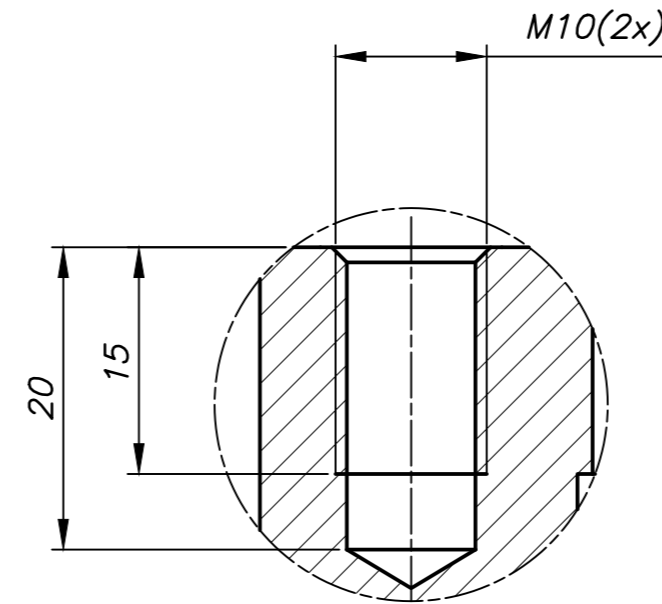
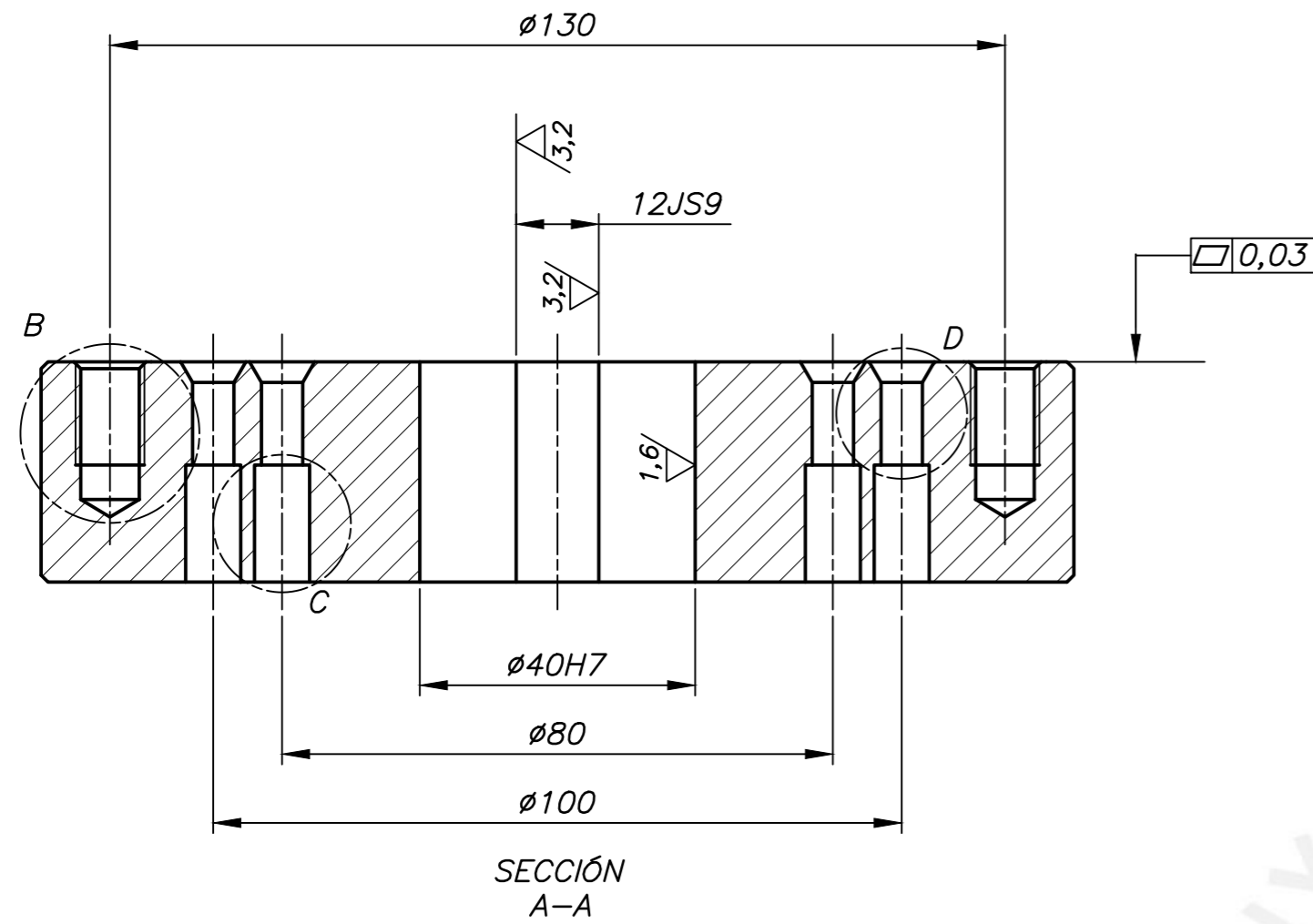
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

METODO DE PROYECCION 	TESIS - PLANOS	ESCALA 2:1
--------------------------	----------------	---------------

20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A3

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

40H7	40.025	40.000
12JS9	12.022	11.979
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

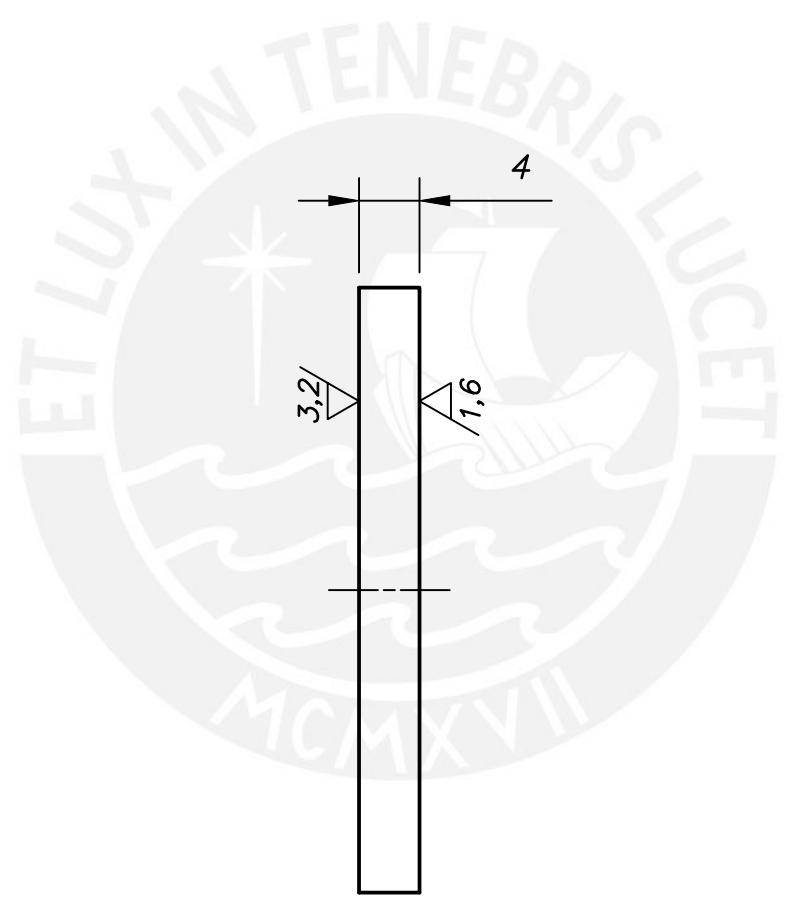
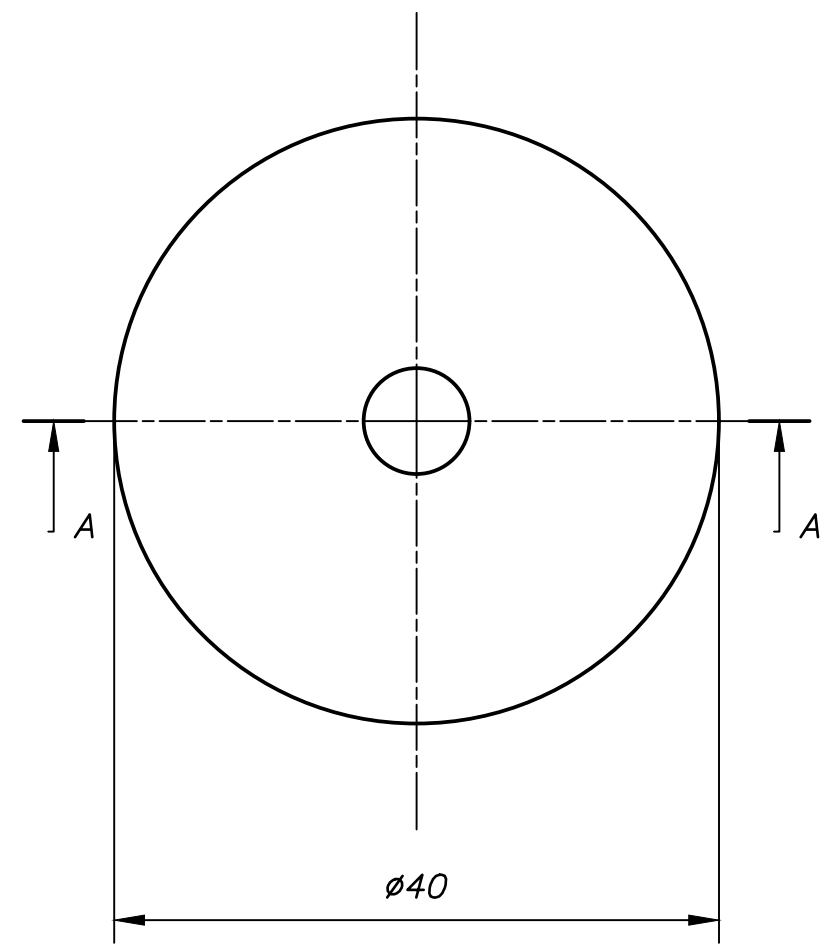
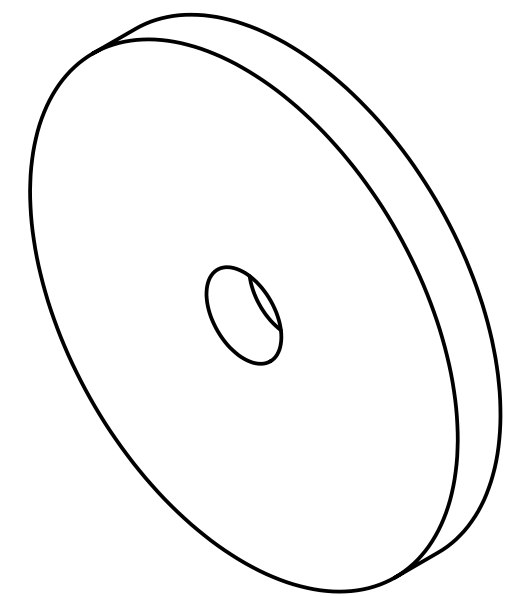
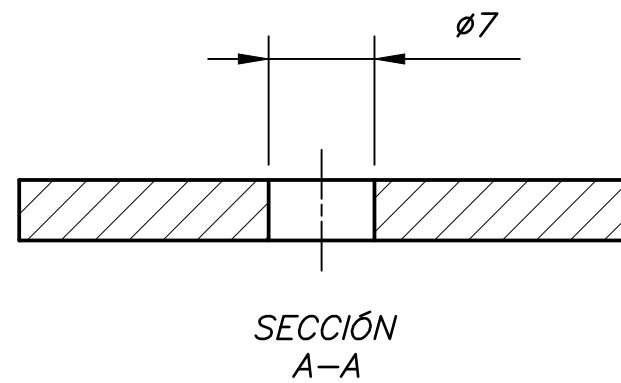


CHAFLANES NO INDICADOS DE 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

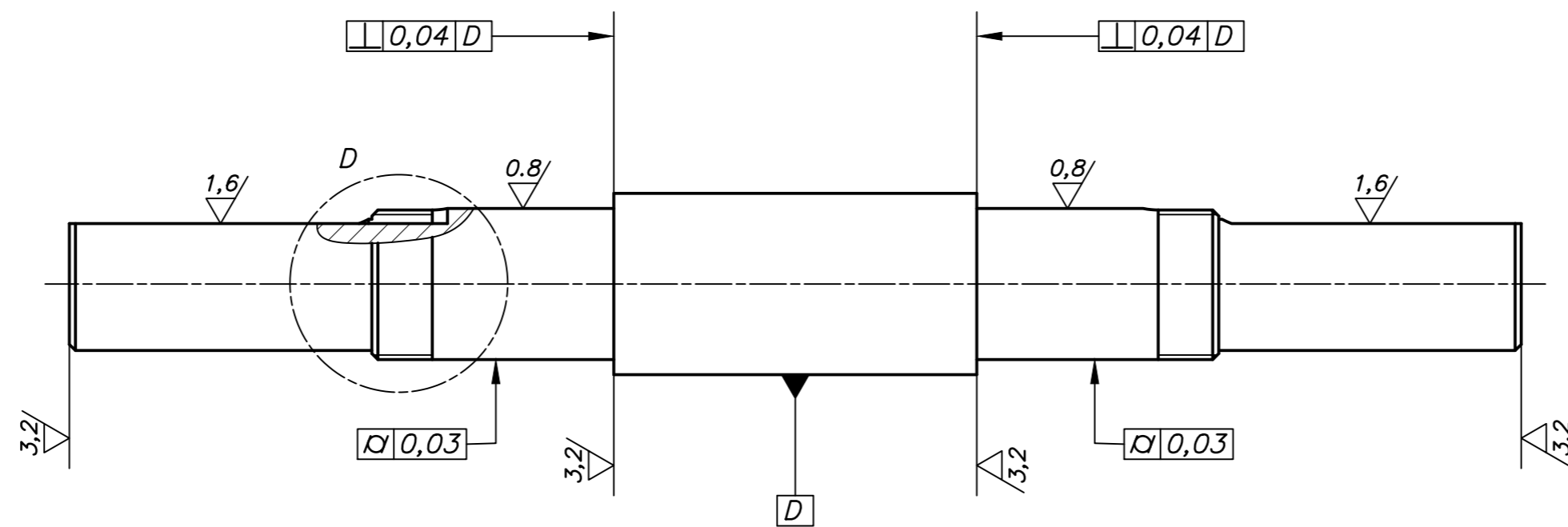
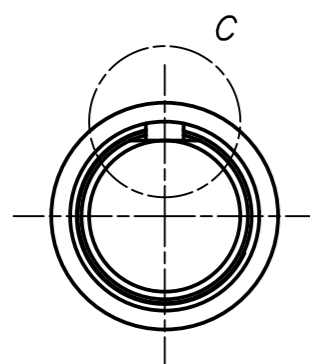
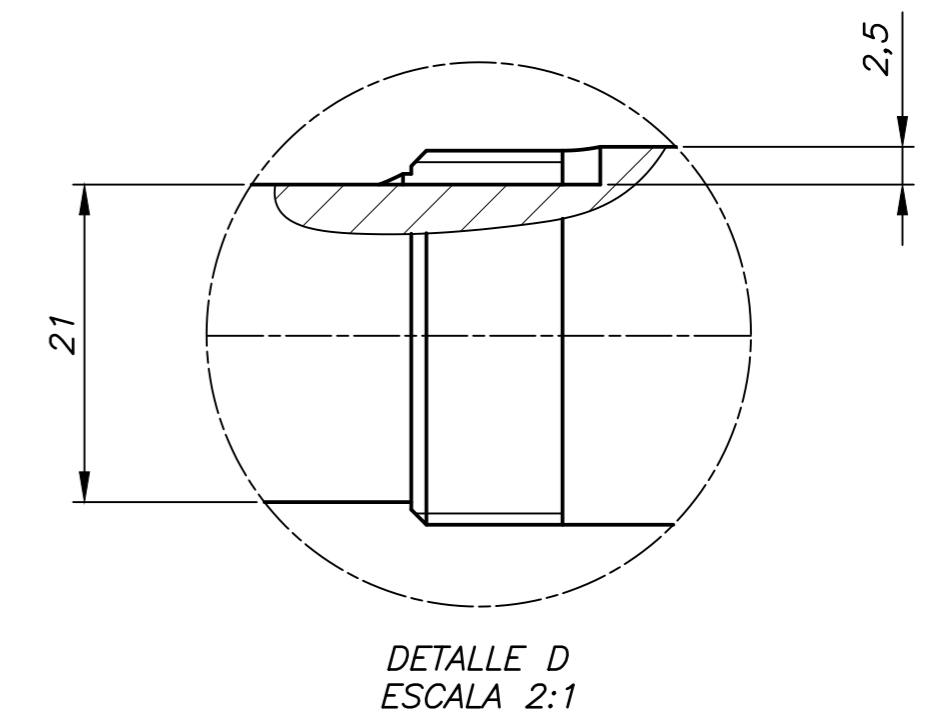
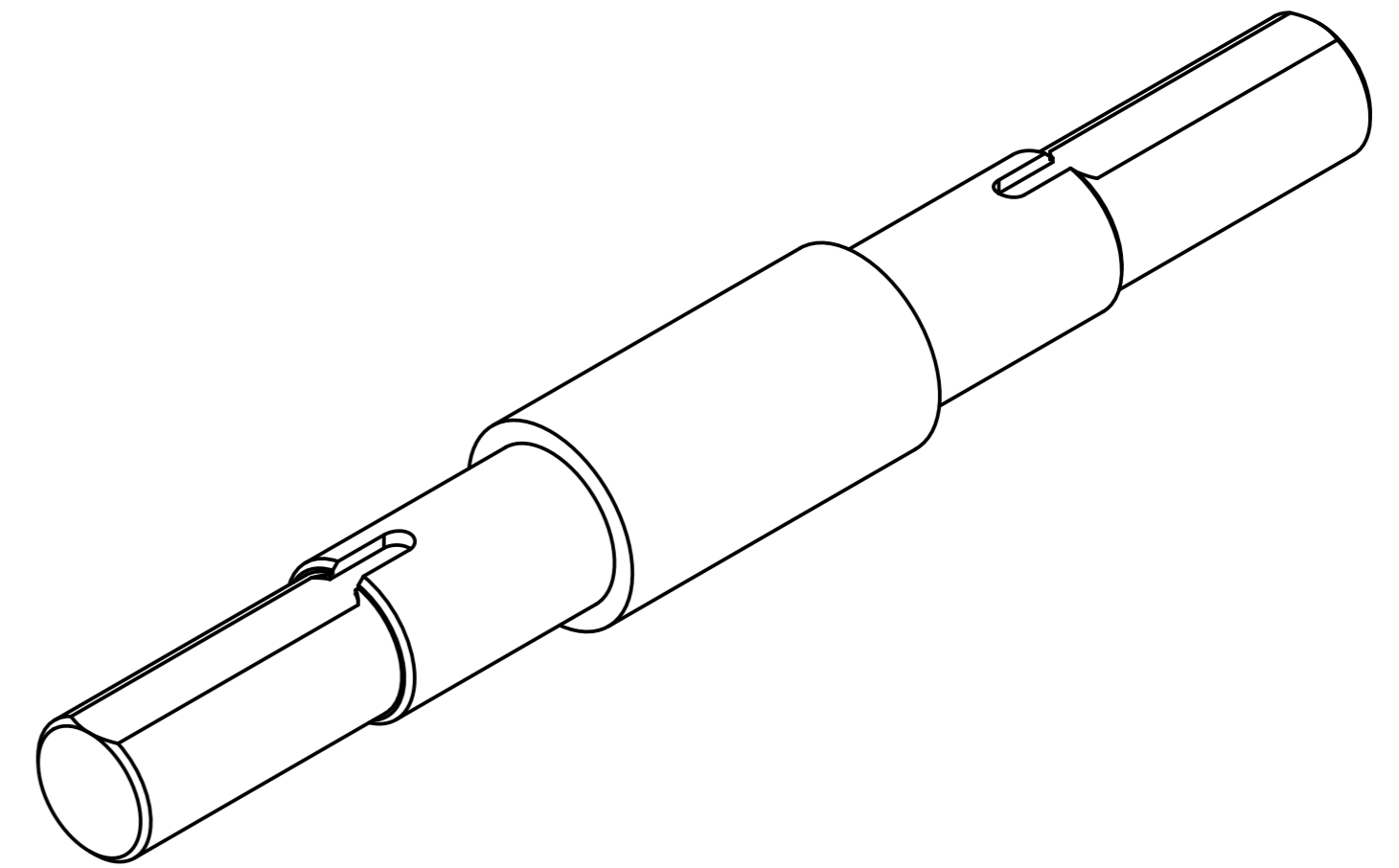
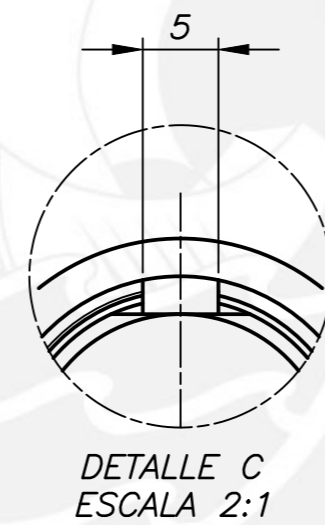
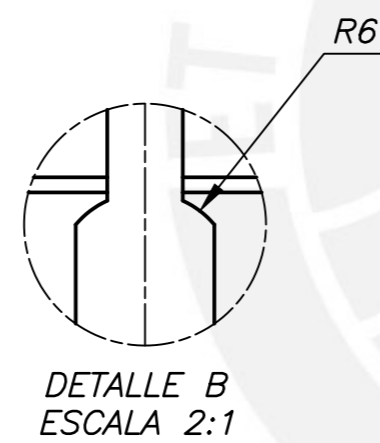
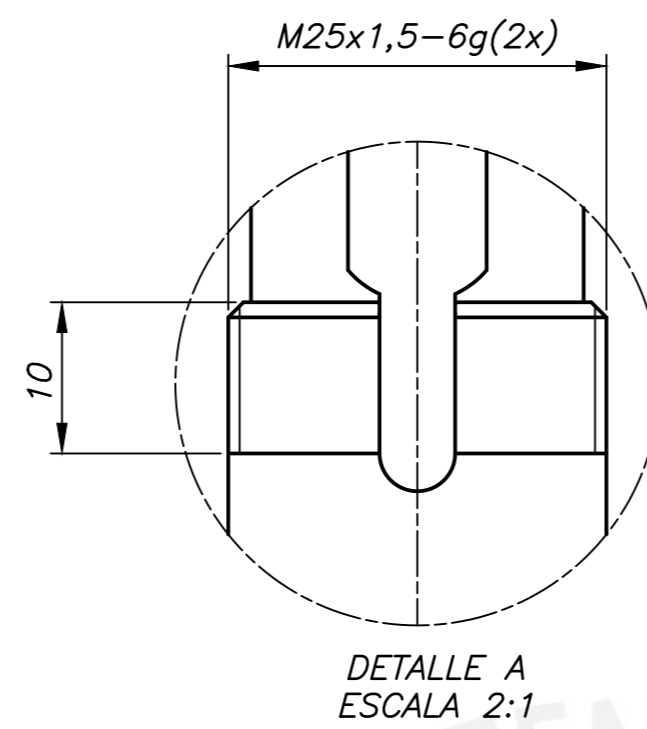
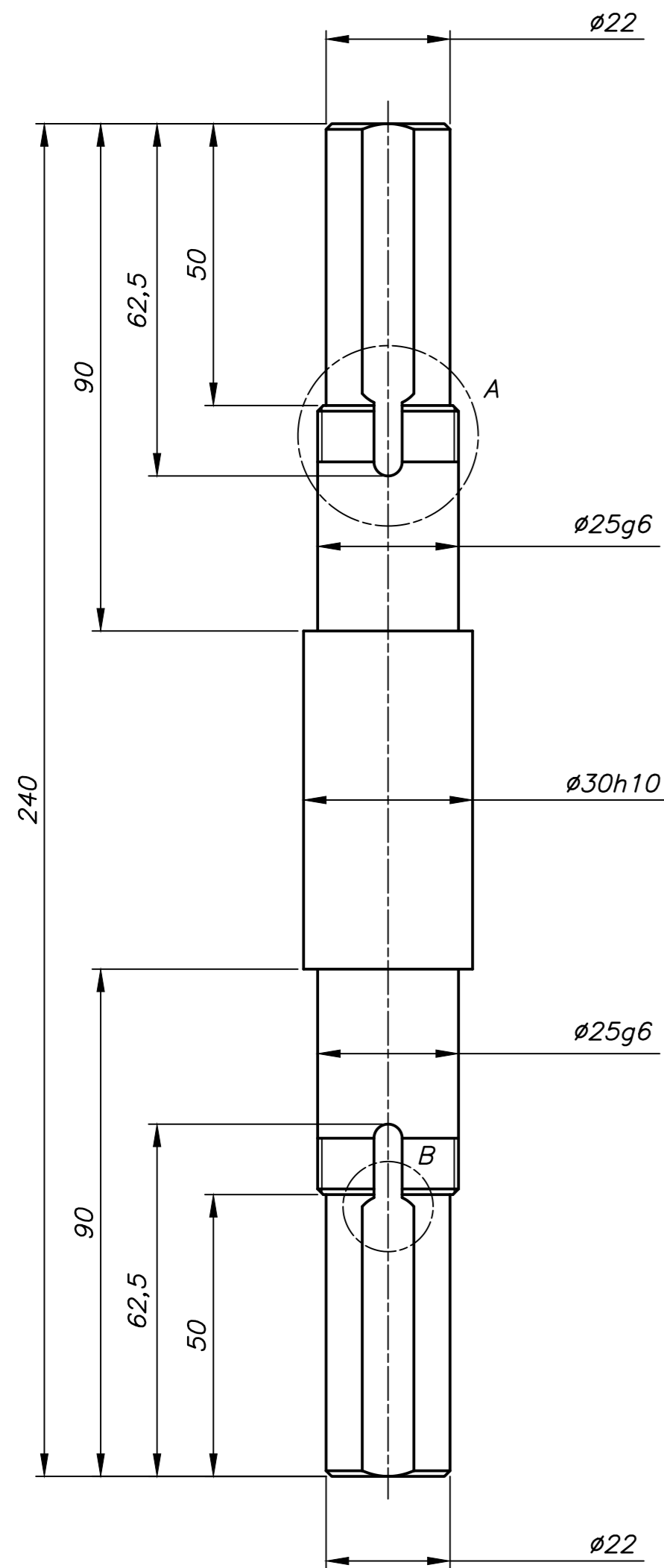
40H7	40.025	40.000
12JS9	12.022	11.979
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL √ (3,2/ , 1,6/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI 3215
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION ⊕ ⊞	TESIS - PLANOS MATRIZ PLANA GIRATORIA	ESCALA 1:1
20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A2



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL √ (3,2/√ , 1,6/√)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION ⊕ ◯	TESIS - PLANOS	ESCALA 2:1
20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A3



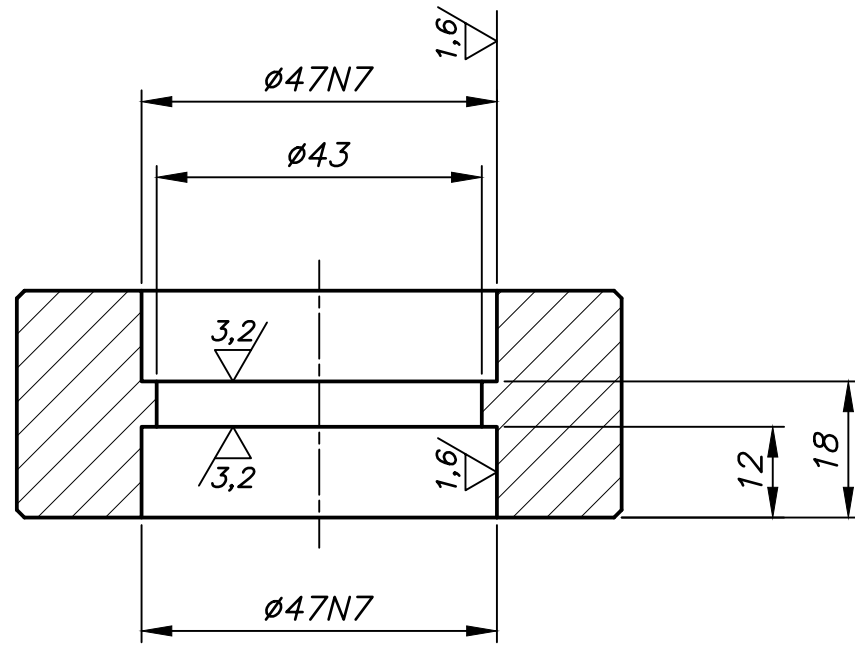
CHAFLANES NO INDICADOS DE 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168

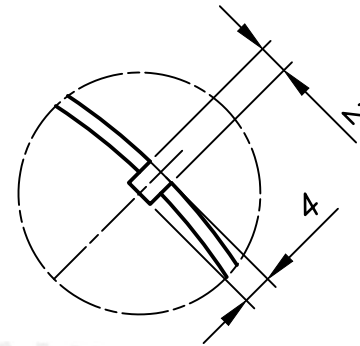
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

	30h10	30.000	29.900
25g6	24.993	24.980	
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA	

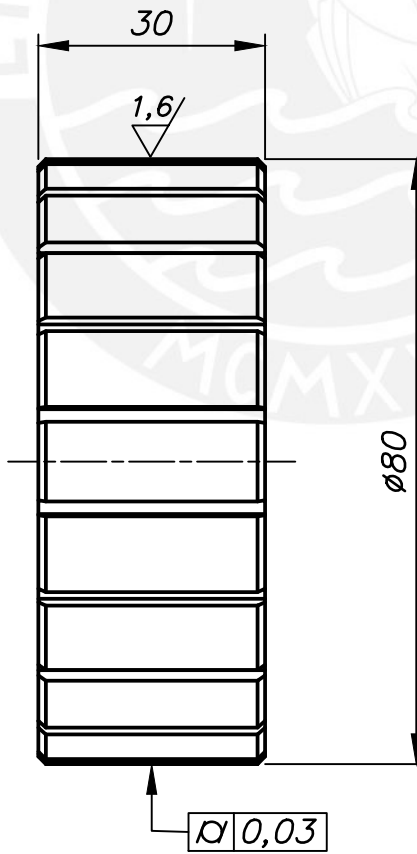
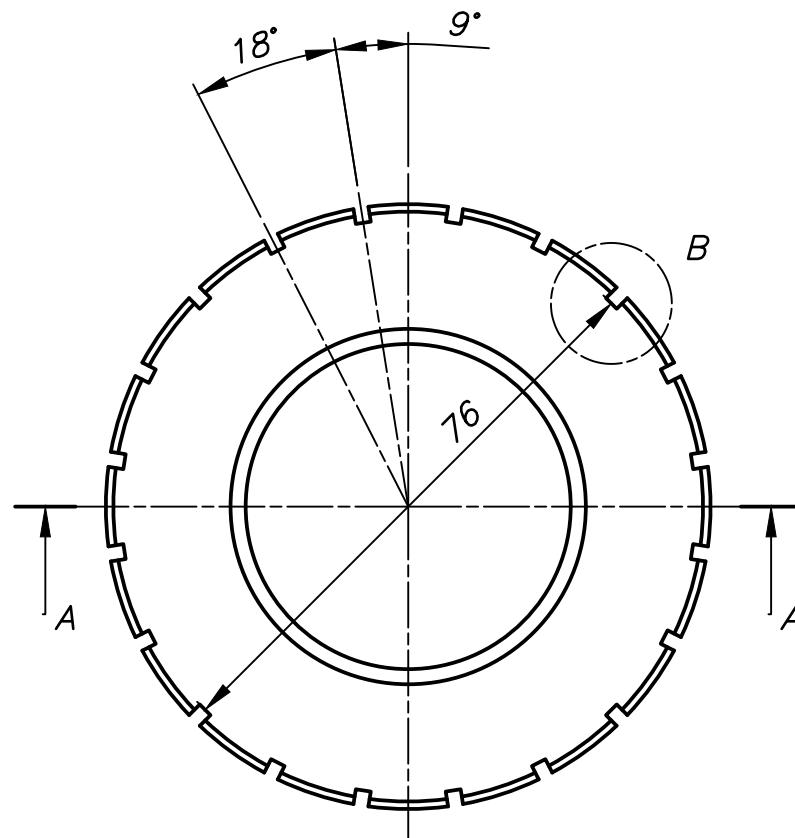
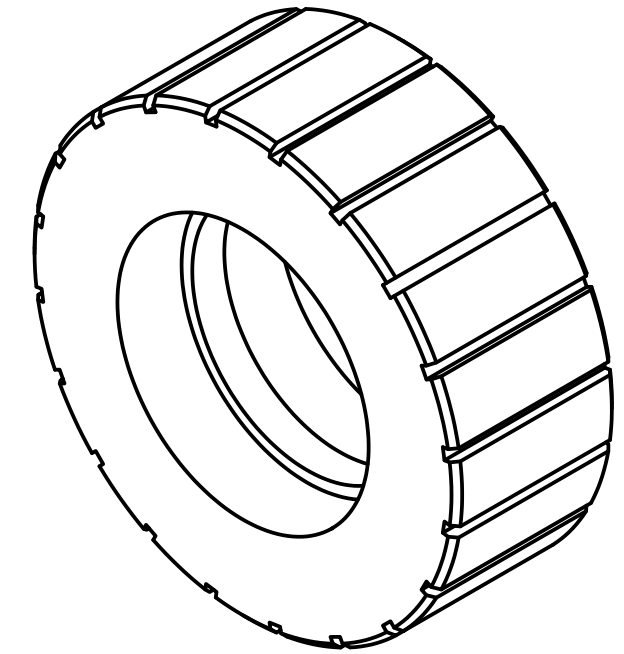
ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{(3,2, 1,6, 0,8)}$	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS - PLANOS	ESCALA
	EJE DE LOS RODILLOS	1:1
20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A2



SECCIÓN
A-A



DETALLE B
ESCALA 2:1

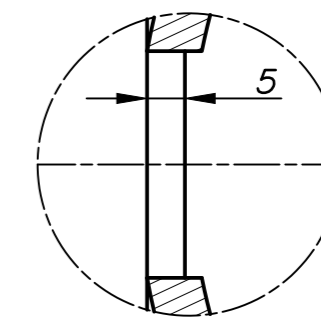
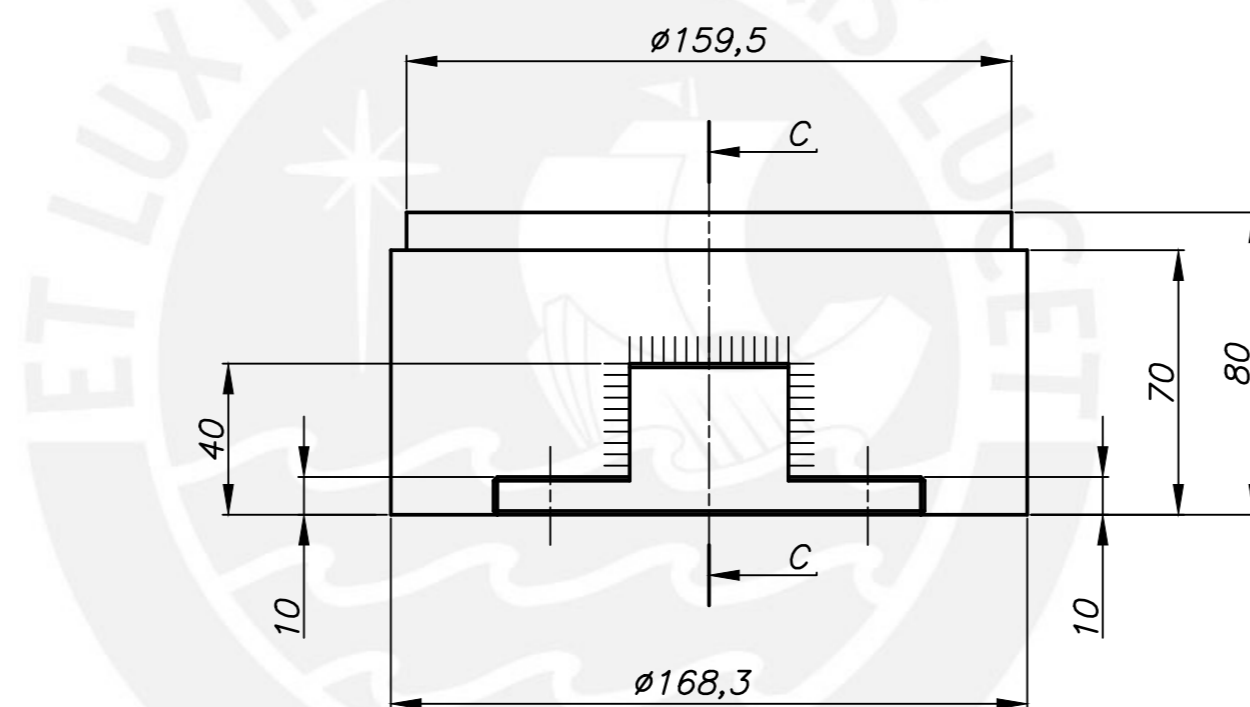
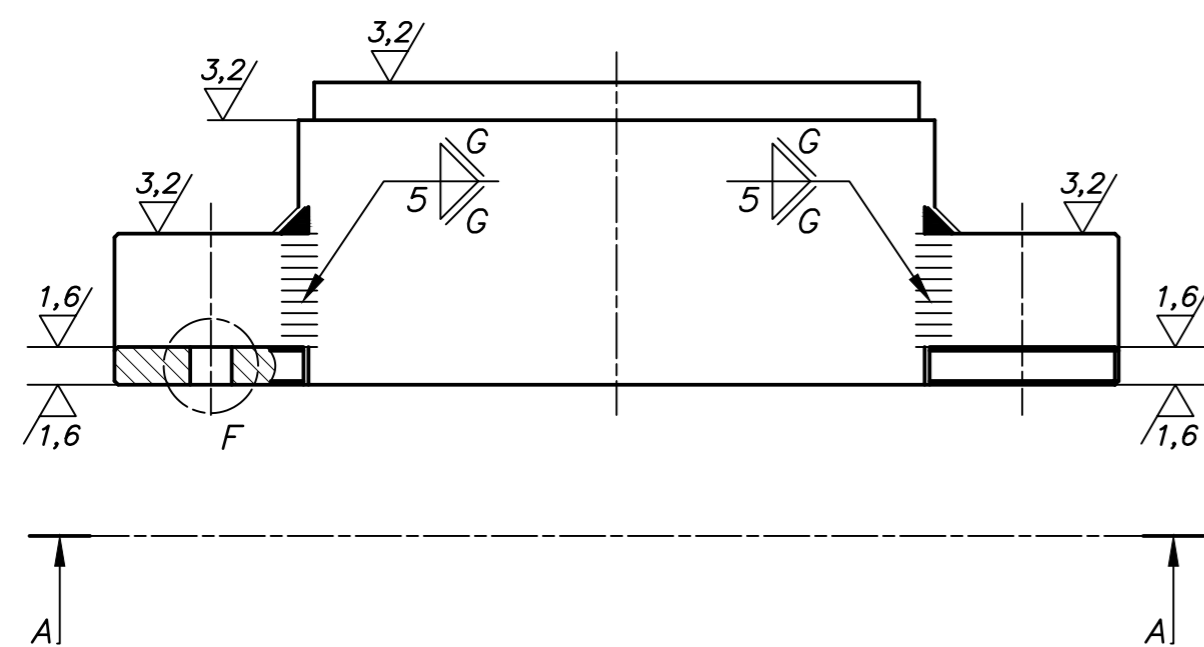
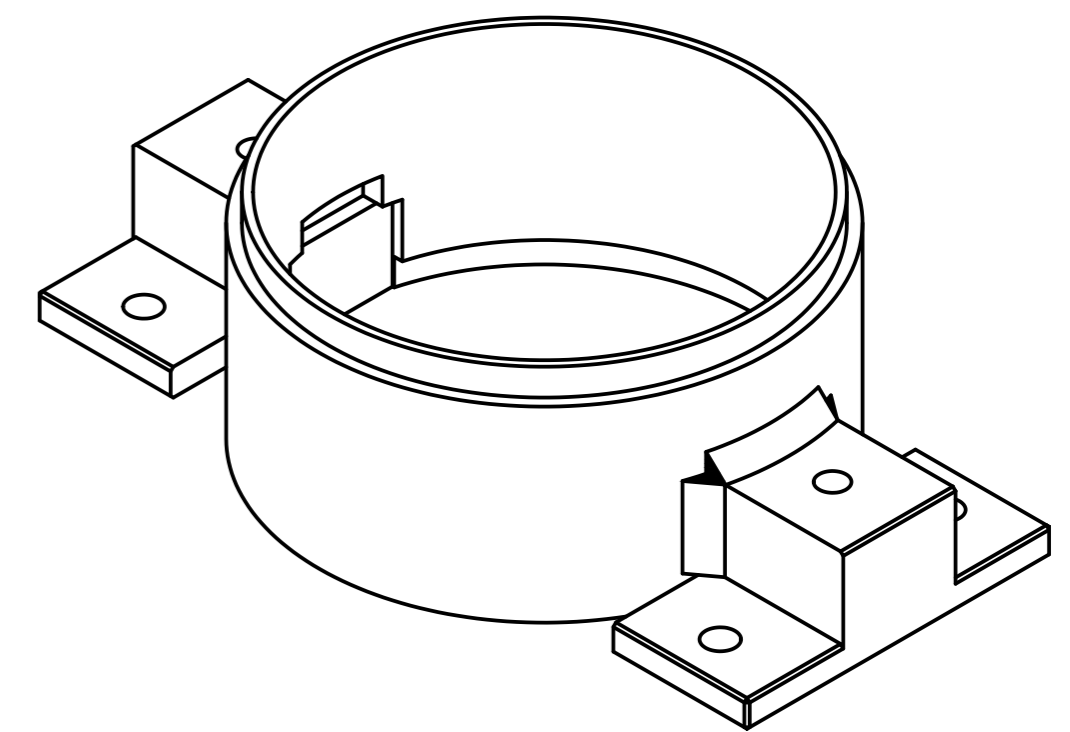
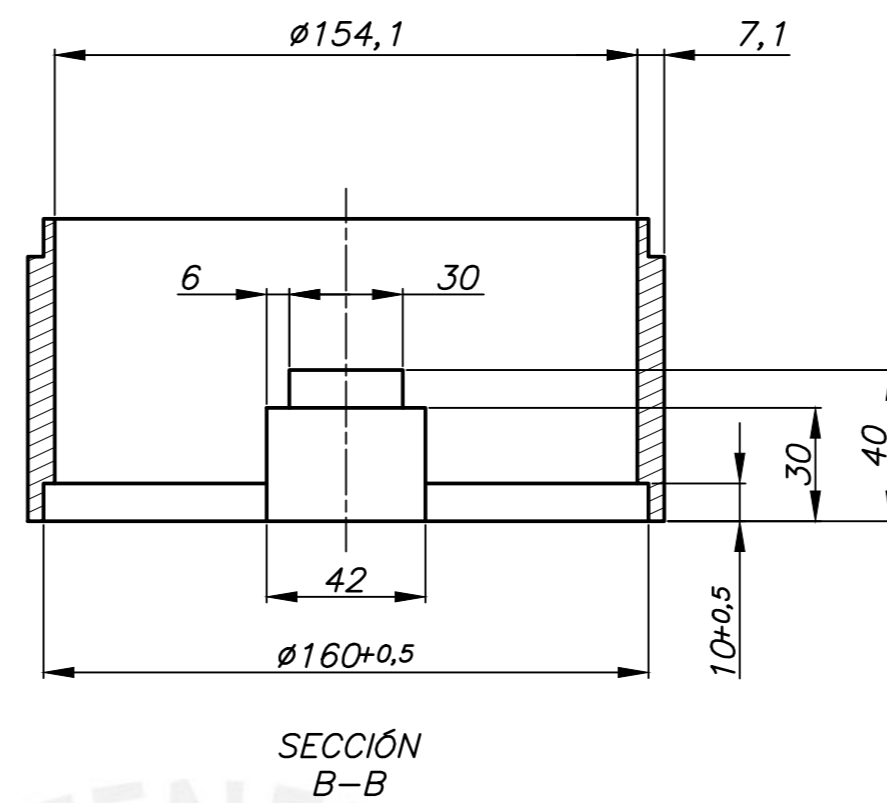
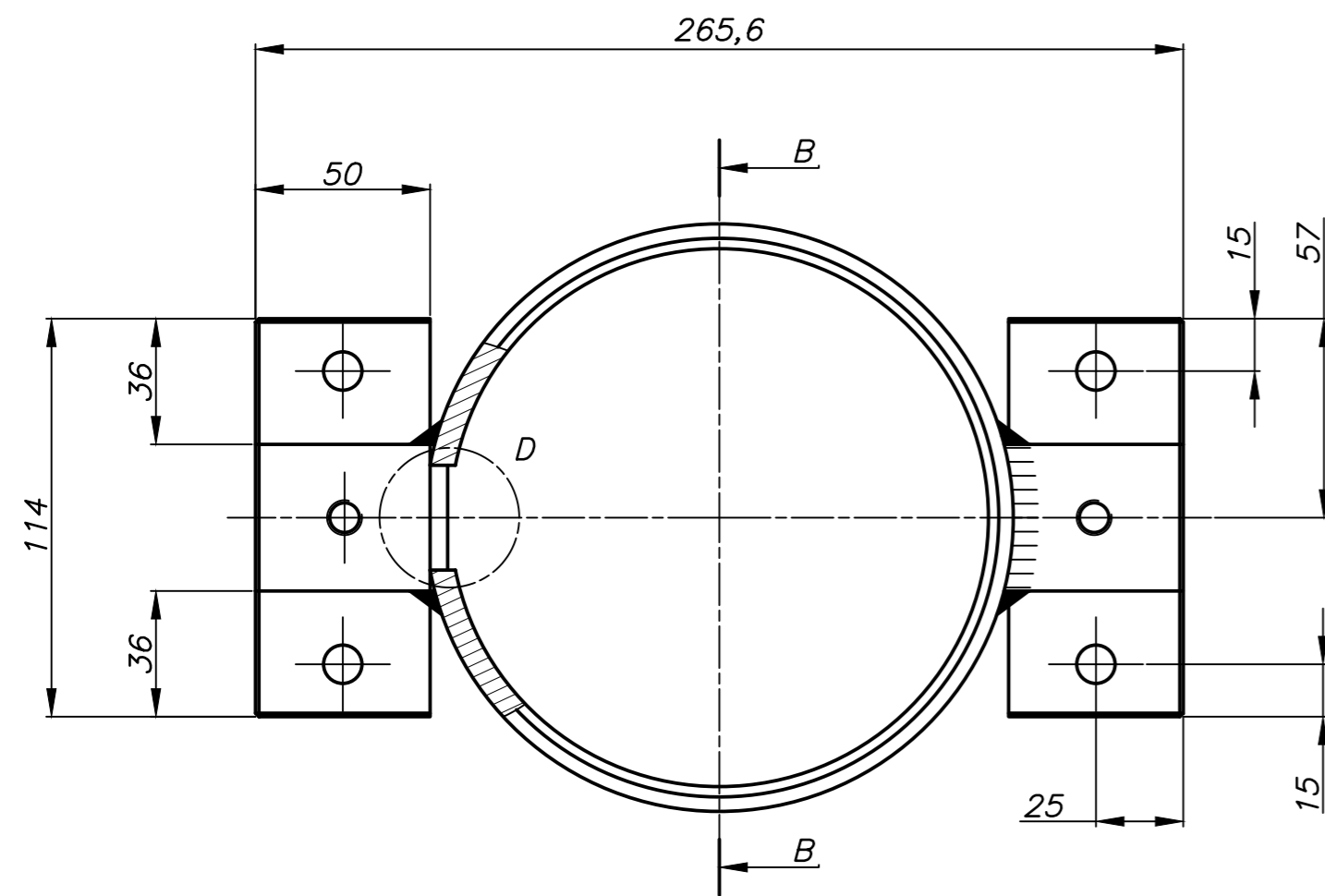


CHAFLANES NO INDICADOS DE 1

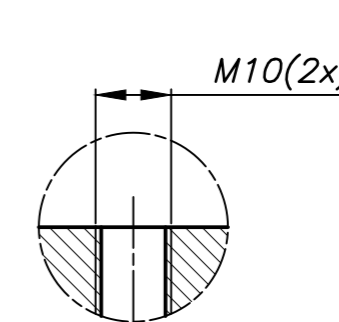
ACABADO SUPERFICIAL $\sqrt{(3.2/1.6)}$	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI 3215
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	TESIS - PLANOS	ESCALA 1:1
20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A3

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

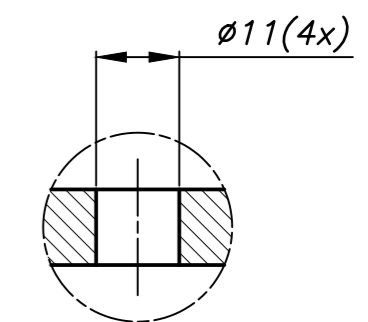
47N7	47.992	46.967
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA



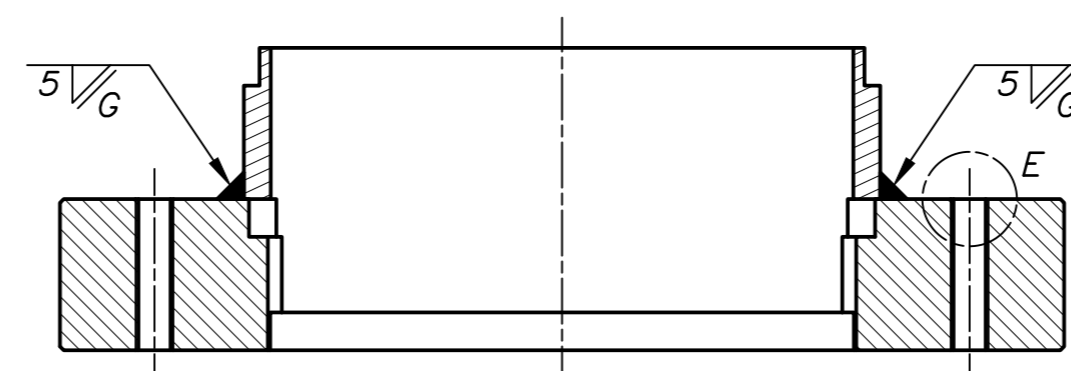
DETALLE D
ESCALA 1:1



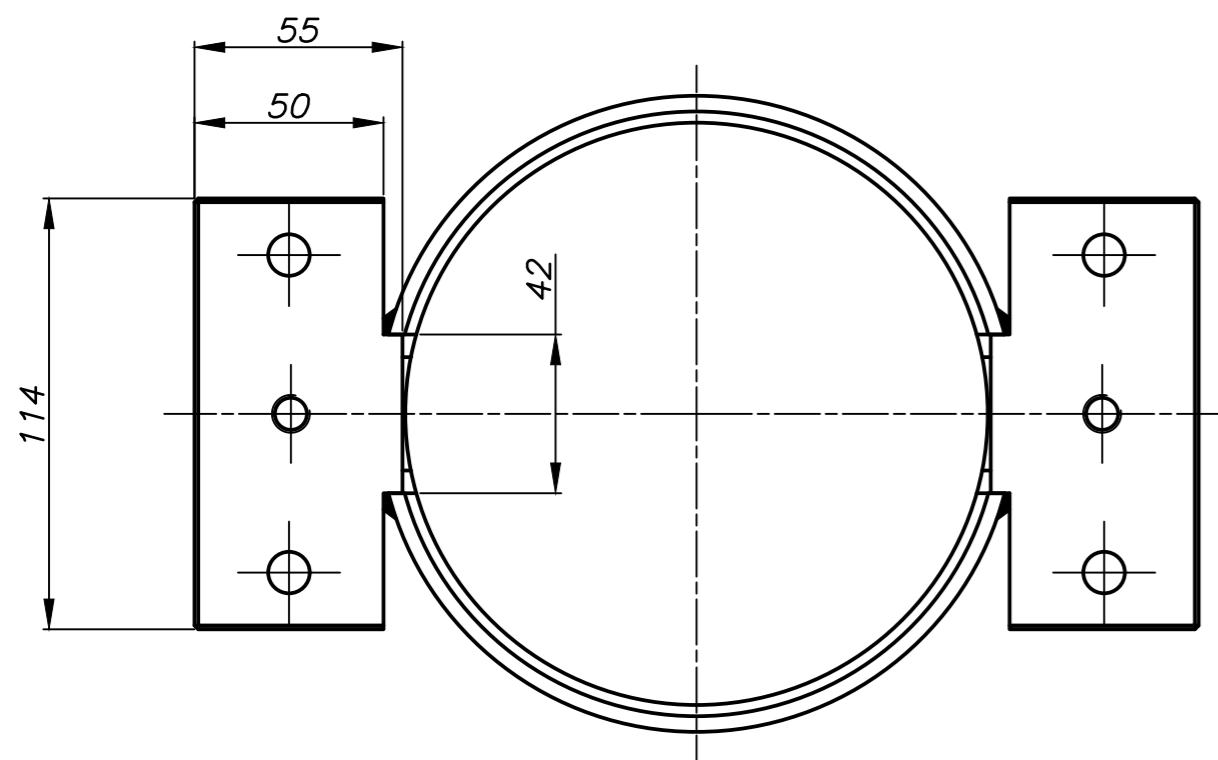
DETALLE E
ESCALA 1:1



DETALLE F
ESCALA 1:1



SECCIÓN
C-C

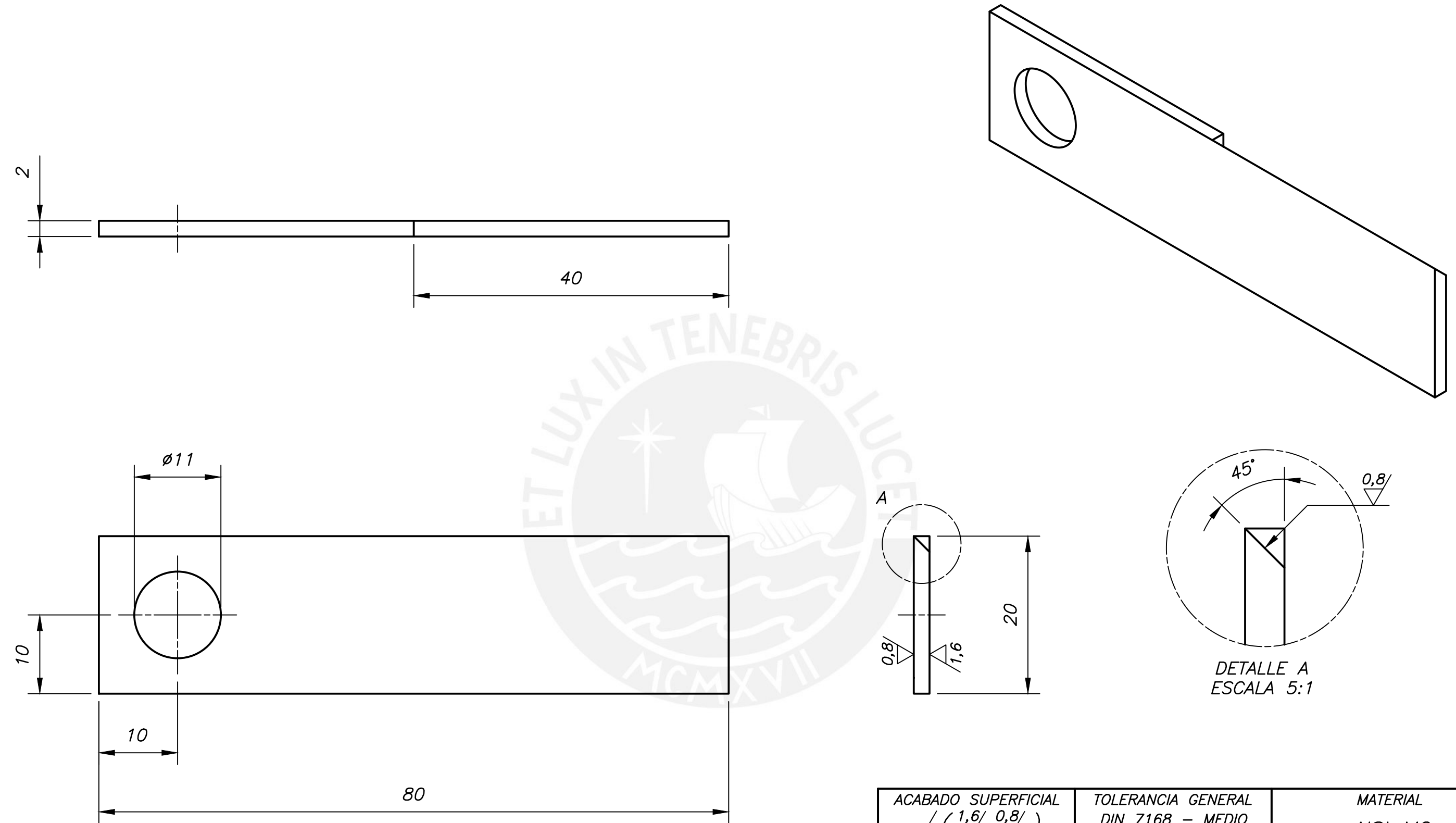


SECCIÓN
A-A

CHAFLANES NO INDICADOS DE 1

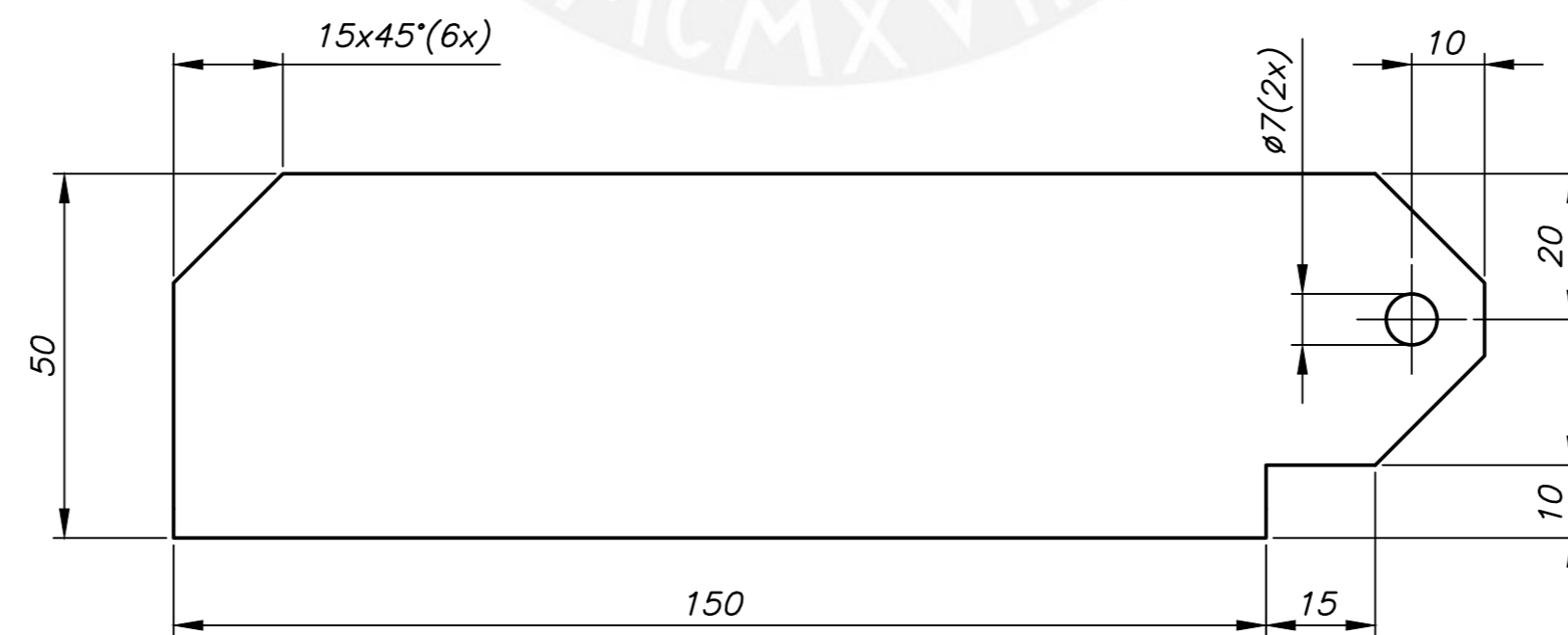
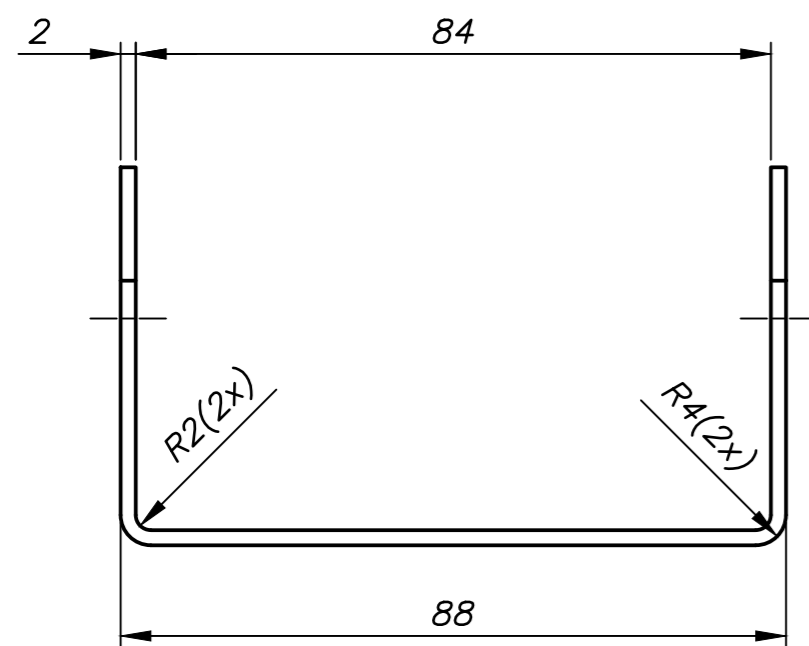
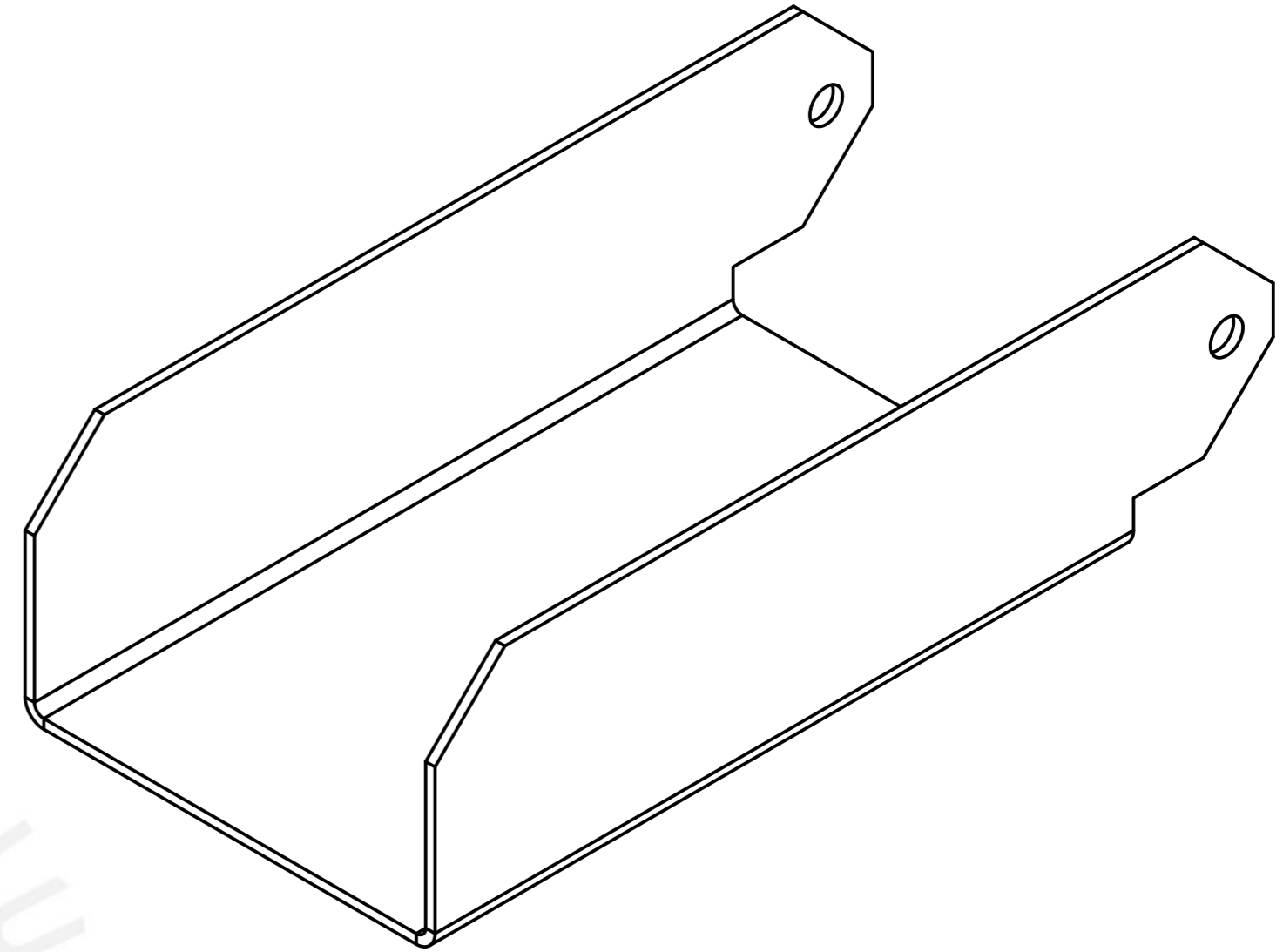
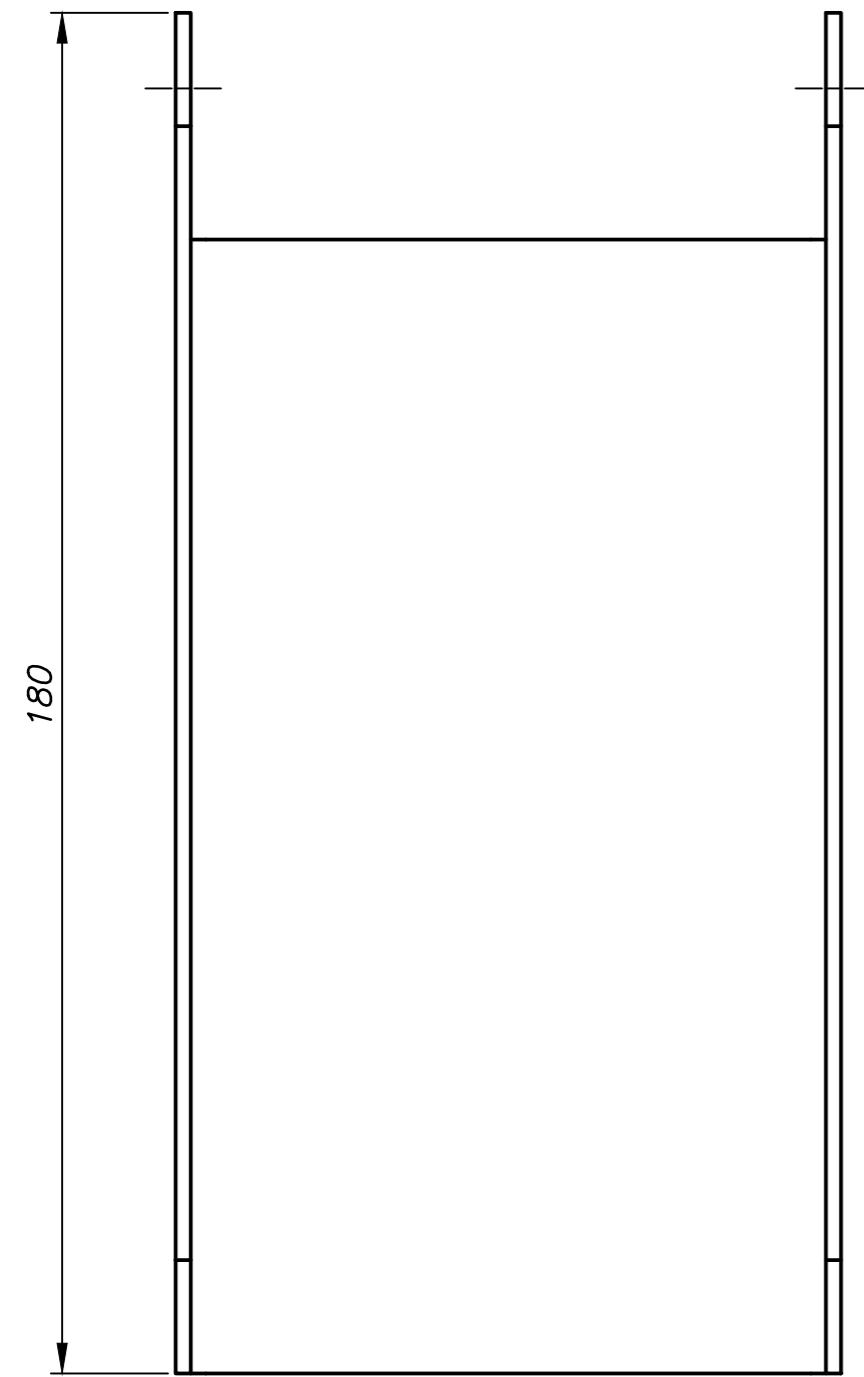
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL √ (3,2, 1,6/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A53 - Tubo ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION ⊕ ⊞	TESIS - PLANOS CARCASA SUPERIOR	ESCALA 1:2
20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A2



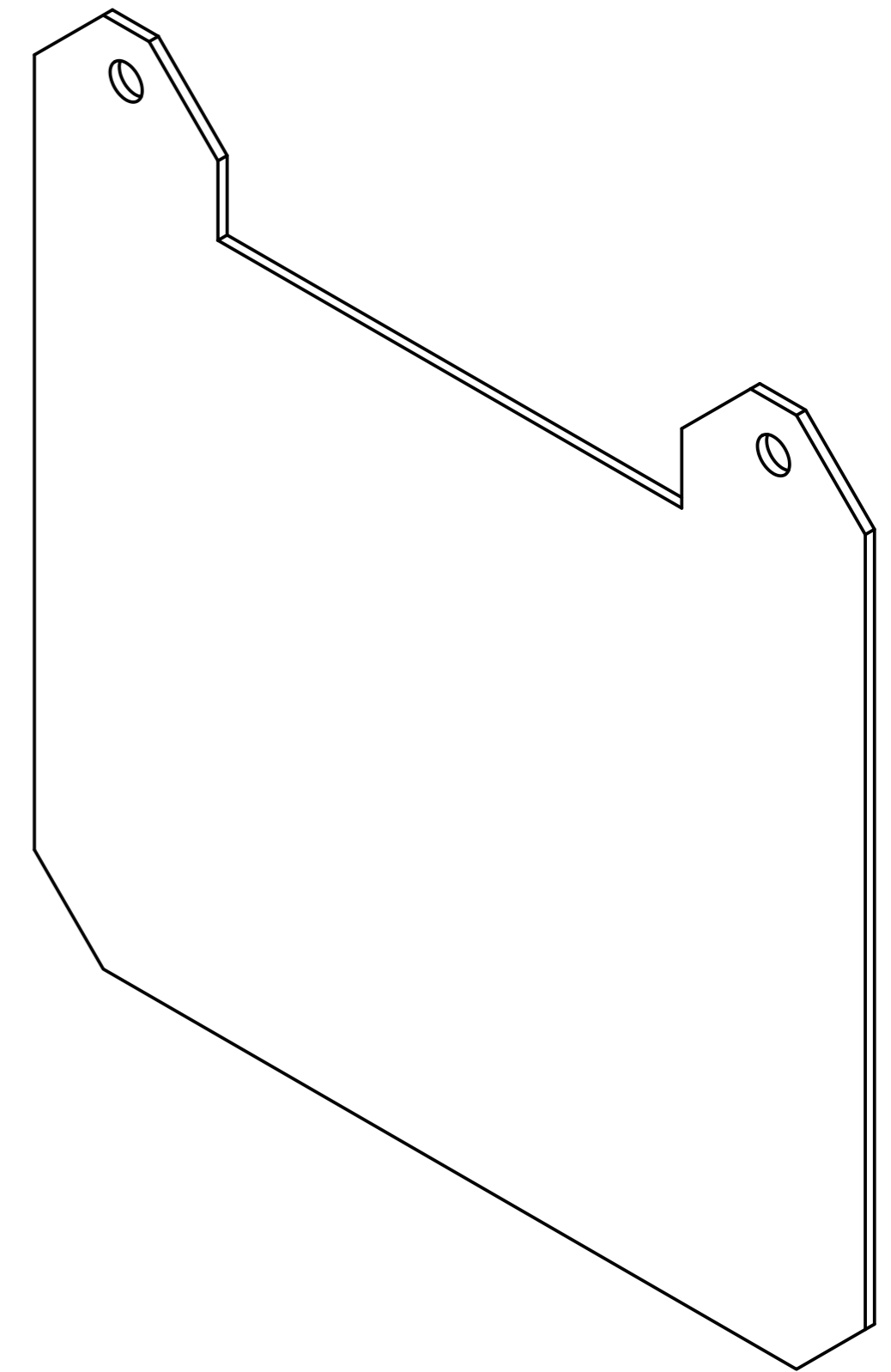
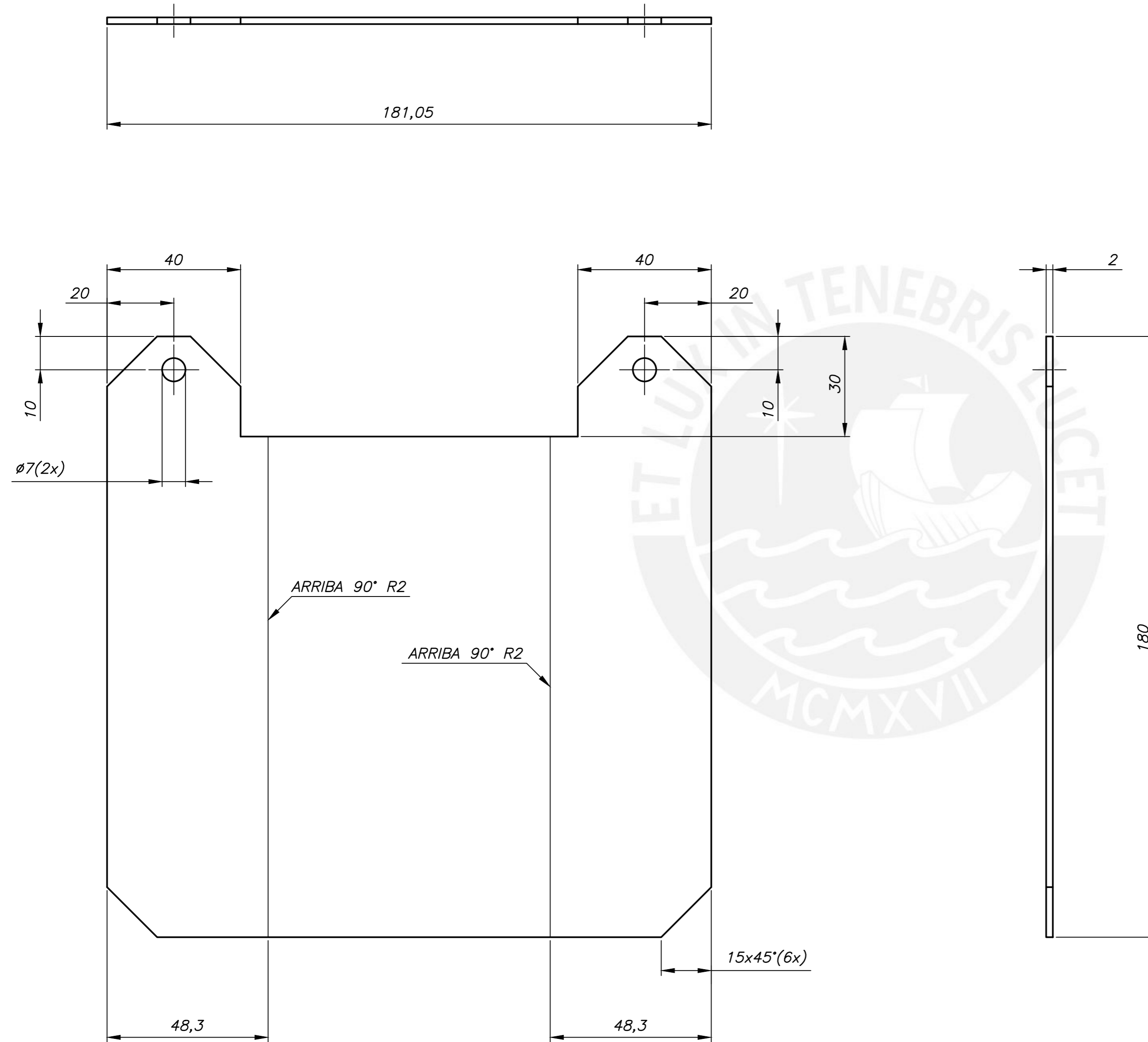
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL ✓ (1,6 / 0,8 /)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI M2
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION ⊕ ▭	TESIS - PLANOS	ESCALA
20150441	CUCHILLA DE CORTE	2:1
	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A3



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL ✓	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION ⊕ ⊔	TESIS - PLANOS	ESCALA 1:1
20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A2



TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL ✓	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION ⊕	TESIS - PLANOS DESARROLLO DE BANDEJA DE DESCARGA	ESCALA 1:1
20150441	MANUEL NORABUENA SOTELO	FECHA: 2024.05.05
		LAMINA: A2