

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PELETIZADORA DE BAJO COSTO PARA LA  
PRODUCCIÓN DE PELLETS DE BIOMASA COMO SOLUCIÓN SOSTENIBLE PARA  
EL APROVECHAMIENTO DE RESIDUOS ORGÁNICOS EN SANTANDER**

**JUAN PABLO RESTREPO VILLAMIZAR**



**TRABAJO DE GRADO PRESENTADA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA  
ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2025**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PELETIZADORA DE BAJO COSTO PARA LA  
PRODUCCIÓN DE PELLETS DE BIOMASA COMO SOLUCIÓN SOSTENIBLE PARA  
EL APROVECHAMIENTO DE RESIDUOS ORGÁNICOS EN SANTANDER**

**JUAN PABLO RESTREPO VILLAMIZAR**

**TRABAJO DE GRADO PRESENTADA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO**

**DIRECTOR**

**Dr. ROLANDO ENRIQUE GUZMÁN LÓPEZ**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA  
ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2025**

## CONTENIDO

INTRODUCCIÓN .....	15
I. GENERALIDADES .....	16
II. PLANTAMIENTO DEL PROBLEMA.....	17
A. Antecedentes .....	17
III. JUSTIFICACIÓN .....	19
IV. OBJETIVOS .....	20
A. Objetivo general. ....	20
B. Objetivos específicos.....	20
V. MARCO TEÓRICO.....	21
A. Biomasa .....	21
B. Astillas, leñas y productos de la madera.....	22
1) Características físico-químicas .....	22
2) Composición química.....	23
3) Humedad.....	24
4)Densidad.....	24
5) Poder calorífico.....	25
C. Pellet .....	25
1) Presión en el pellet.....	27
2) Densidad en el pellet.....	28
4) Poder calorífico del pellet.....	29
D. Producción de pellets .....	30
1) Aditivos y su uso .....	31
2) Criterios y clasificación de calidad de los pellets.....	31
E. Equipos empleados para la producción de pellets.....	33
1) Peletizadora de matriz anular .....	33
2) Peletizadora de matriz plana.....	35
3) Componentes de una peletizadora de matriz plana .....	36
a) Tolva. ....	36
b) Carcasa superior.....	37
c) Rodillos de compactación .....	37
d)Matriz plana .....	38
e) Cuchilla de corte .....	42

f) Eje principal .....	43
g) Rodamientos.....	43
h) Elementos de transmisión de potencia .....	44
F. Modelación CAD .....	45
G. Metodología de Karl T. Ulrich .....	46
VI. DISEÑO METODOLÓGICO.....	48
A. Enfoque de la Investigación.....	48
B. Tipo de Investigación.....	48
C. Métodos y Procedimientos.....	48
1) Análisis de la Materia Prima .....	48
2) Diseño y Modelado de la Máquina.....	48
3) Simulación y Análisis de Componentes .....	48
4) Evaluación y Validación del Diseño .....	49
5) Conclusiones y Recomendaciones.....	49
VII. DESARROLLO .....	50
A. Metodología de diseño de Karl T. Ulrich .....	50
1) Identificación de oportunidades.....	50
a) Problema identificado .....	50
b) Oportunidad: .....	50
c) Beneficios:.....	50
2) Generación de especificaciones.....	50
a) Especificaciones:.....	50
3) Generación de conceptos .....	51
a) Matriz plana.....	51
b) Matriz anular .....	51
c) Extrusión con tornillo sinfín.....	51
d) Maquina manual .....	51
e) Maquina eléctrica .....	51
f) Maquina híbrida: Combinación de energía manual y eléctrica.....	51
4) Selección de concepto .....	51
a) Criterios de evaluación.....	51
5) Diseño preliminar .....	52

a) Componentes principales: .....	52
b) Calculo: .....	52
c) Materiales: .....	52
6) Diseño detallado .....	52
a) Especificaciones técnicas: .....	52
b) Integración de manufactura.....	53
7) Pruebas y validación .....	53
a) Pruebas .....	53
b) Ajustes.....	53
8) Lanzamiento y producción .....	53
a) Fabricación .....	53
b) Distribución.....	53
c)Marketing .....	53
9) Evaluación post-lanzamiento.....	53
a) Retroalimentación de usuarios: .....	53
b) Posibles mejoras futuras: .....	53
10) Resultado final .....	54
B. Diseño del sistema extrusor de pellets .....	54
1) Consideraciones iniciales .....	54
2) Capacidad de producción.....	54
3) Flujo volumétrico de aserrín.....	55
4) Pellet .....	56
a) Longitud del pellet .....	56
b) Sección de área del pellet.....	56
c) Volumen del pellet .....	56
d) Relación de compresión .....	56
e) Volumen de aserrín .....	57
f) Densidad del pellet .....	57
5) Compresión del aserrín .....	57
a) Presión para superar la fricción .....	58
b) Presión en las paredes del interior de la matriz .....	58
c) Fuerza de compresión en la matriz.....	59

d) Fuerza de fricción en los agujeros de la matriz.....	59
6) Dimensionamiento de los rodillos.....	60
a) Radio de los rodillos.....	60
b) Ancho del rodillo.....	61
c) Masa del rodillo.....	62
d) Velocidad tangencial de la matriz plana .....	62
e) Velocidad angular del rodillo.....	63
f) Aceleración normal del rodillo.....	64
g) Fuerza de compactación de los rodillos .....	64
h) Presión de compactación de los rodillos .....	65
7) Matriz.....	65
a) Longitud horizontal del área de trabajo del rodillo.....	65
b) Ángulo de trabajo del rodillo .....	66
c) Tiempo de compresión del aserrín .....	67
d) Aceleración de la biomasa en el interior del agujero de la matriz .....	67
e) Desplazamiento en el interior de la matriz.....	67
f) Espesor de la matriz .....	68
g) Cantidad de compresiones.....	68
h) Cantidad de revoluciones .....	68
i) Tiempo de extrusión de un agujero.....	69
j) Velocidad de extrusión de un agujero.....	69
k) Flujo volumétrico del peletizado.....	69
l) Número de agujeros de extrusión en la matriz plana .....	69
m) Pellets producidos .....	70
8) Potencia de compactación .....	70
a) Fuerza de fricción presente en la compactación .....	70
b) Momento torsor en el rodillo.....	71
c) Momento torsor en el eje de la matriz.....	71
d) Potencia requerida para la compactación:.....	71
9) Cuchilla de corte.....	72
10) Sistema de transmisión de potencia.....	73
a) Relación de transmisión .....	73

b)	Consideraciones iniciales .....	74
c)	Torque presente en el piñón .....	74
d)	Ángulos de paso .....	75
e)	Factores de la ecuación AGMA .....	76
f)	Fuerzas que actúan sobre el engranaje cónico recto .....	81
g)	Material y tratamiento del piñón y la corona .....	83
h)	Flexión de la corona .....	83
i)	Flexión del piñón.....	84
j)	Desgaste de la corona.....	84
k)	Resistencia al contacto de la corona.....	85
l)	Desgaste del piñón .....	85
11)	Eje principal.....	85
a)	Diagrama de cuerpo libre plano YZ.....	88
b)	Diagrama de cuerpo libre plano XZ.....	90
c)	Esfuerzo por flexión .....	92
d)	Esfuerzo por torsión .....	93
e)	Esfuerzos principales.....	94
f)	Criterio de falla según Von Mises.....	95
g)	Selección de rodamientos para el eje principal .....	96
12)	Eje de los rodillos .....	104
a)	Diagrama de cuerpo libre Eje YZ .....	106
b)	Diagrama de cuerpo libre Eje XZ .....	107
c)	Esfuerzo por flexión .....	108
d)	Esfuerzo por torsión .....	109
e)	Esfuerzos principales.....	110
f)	Criterio de falla según Von Mises.....	111
g)	Rodamiento de los rodillos.....	112
h)	Tuerca de fijación axial. ....	115
13)	Especificaciones del sistema de extrusión.....	116
C.	Planos.....	116
D.	Análisis de costo .....	116
VIII.	CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES .....	119

IX. RECURSOS Y/O PRESUPUESTO .....	120
X. CONCLUSIONES .....	121
XI. RECOMENDACIONES .....	122
REFERENCIAS .....	123
APÉNDICES .....	127

## LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 Poder calorífico superior para distintas fuentes de biomasa [13] .....	22
Fig. 2 Características de la madera[15] .....	23
Fig. 3 Composición química y poder calorífico superior de diferentes maderas[17] .....	24
Fig. 4 Poder calorífico de algunas maderas en Colombia[19][20].....	25
Fig. 5 Resumen de especificaciones de los pellets según la certificación ENplus[22] .....	27
Fig. 6 Efecto de la presión sobre la densidad y el módulo de elasticidad de la madera[23] .....	27
Fig. 7 Variación del poder calorífico del pellet en función de la humedad[25].....	29
Fig. 8 Poder calorífico y costos de combustibles tradicionales y biomasa[17].....	30
Fig. 9 Esquema general de una planta productora de pellets.[26].....	31
Fig. 10 Propiedades químicas de un pellet según CEN/TS 14961[17] .....	32
Fig. 11 Propiedades físicas de un pellet según CEN/TS 14961[17] .....	32
Fig. 12 Paletizadora de matriz anular[27] .....	34
Fig. 13 Esquema general de peletizadora de matriz anular [28] .....	34
Fig. 14 Diagrama interno de la cámara en matriz anular [28].....	34
Fig. 15 Esquema general de extrusora de pellets de matriz plana[28] .....	35
Fig. 16 Funcionamiento interno en peletizadora de matriz plana[28].....	36
Fig. 17 Peletizadora de matriz plana tipo D y tipo R respectivamente.[5] .....	36
Fig. 18 Tolva en una peletizadora de matriz plana[29].....	36
Fig. 19 Carcasa superior en un peletizadora de matriz plana[29] .....	37
Fig. 20 Tipos de rodillos de compactación[28].....	37
Fig. 21 Matriz plana[32].....	38
Fig. 22 Materiales de fabricación de matriz plana[31].....	39
Fig. 23 Fig. dentro de la matriz plana[31].....	40
Fig. 24 Ventajas y desventajas en el ancho de la matriz[31] .....	40
Fig. 25 Tipos de alivio en los agujeros de matrices planas[26] .....	41
Fig. 26 Diámetro de pellet vs porcentaje de área abierta[33].....	42
Fig. 27 Cuchilla en peletizadora de matriz plana[34] .....	43
Fig. 28 Eje principal[32] .....	43
Fig. 29 Tipos de rodamientos[36] .....	44
Fig. 30 Sistema de engranaje conico a 90°[37].....	45
Fig. 31 Criterio de evaluación para maquina extrusora de pellets .....	51

Fig. 32 Dimensiones del pellet[33] .....	56
Fig. 33 Fuerzas que suceden en el interior de la matriz plana[23].....	57
Fig. 34 Esquema del sentido de la fuerza fricción dentro de la matriz[23].....	59
Fig. 35 Representación en la geometría de un rodillo de compactación[17] .....	61
Fig. 36 Velocidades en la matriz y en los rodillos de compactación[31].....	63
Fig. 37 Fuerza de compactación "K" con respecto a la fuerza de fricción[31].....	64
Fig. 38 Longitud horizontal X del área del trabajo[31].....	65
Fig. 39 Ángulo de área de trabajo del rodillo hasta el hueco más lejano[31] .....	66
Fig. 40 Fuerza de fricción en la compactación[31].....	70
Fig. 41 Nomenclatura de engranes cónicos.[41] .....	75
Fig. 42 Factor de contacto geométrico ANSI/AGMA 2003-B97[41].....	78
Fig. 43 Factor de flexión ANSI/AGMA 2003-B97[41].....	79
Fig. 44 Factores de sobrecarga Ko[41] .....	80
Fig. 45 Componentes de la fuerza resultante en u engranaje cónico[41].....	81
Fig. 46 Diagrama de fuerzas que actúan sobre el eje principal.....	86
Fig. 47 Componentes de la fuerza resultante en u engranaje cónico[41].....	86
Fig. 48 Diagrama de cuerpo libre del eje con sus apoyos .....	87
Fig. 49 Vista lateral diagrama de eje (Plano YZ).....	88
Fig. 50 Diagrama de cuerpo libro plano YZ .....	88
Fig. 51 Diagrama de fuerza de corte en el plano YZ .....	89
Fig. 52 Diagrama de momento flector en plano YZ .....	90
Fig. 53 Diagrama de cuerpo libre plano XZ.....	90
Fig. 54 Diagrama de fuerza de corte en plano XZ .....	91
Fig. 55 Diagrama de momento flector plano XZ .....	91
Fig. 56 Diagrama momento flector resultante.....	92
Fig. 57 Geometría rodamiento rodillo cilíndrico 33108 [42].....	96
Fig. 58 Viscosidad nominar vs factor de diámetro [42].....	97
Fig. 59 Resultado de viscosidad tomado de la calculadora de rodamientos SKF.....	98
Fig. 60 Viscosidad vs temperatura de funcionamiento[42].....	98
Fig. 61 Resultado de vida del rodamiento tomado de la calculadora de rodamientos SKF.....	99
Fig. 62 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas tapados SKF[42] .....	100

Fig. 63 Resultados del rodamiento 6008-2Z a condiciones de trabajo[42].....	101
Fig. 64Selección de la chaveta paralela DIN 6885[43].....	102
Fig. 65Selección de la chaveta paralela DIN 6885[43].....	103
Fig. 66 Diagrama de cuerpo libre eje de rodillos vista isométrica.....	105
Fig. 67 Diagrama del eje desde una vista lateral.....	105
Fig. 68 Diagrama de cuerpo libre Eje YZ.....	106
Fig. 69 Diagrama de fuerza de corte en el plano YZ.....	106
Fig. 70 Diagrama de momento flector en plano YZ.....	107
Fig. 71 Diagrama de cuerpo libre Eje XZ.....	107
Fig. 72 Diagrama de fuerza de corte en el plano YZ.....	107
Fig. 73 Diagrama de momento flector en plano XZ.....	108
Fig. 74 Diagrama momento flector resultante.....	108
Fig. 75Catalogo de rodamiento SKF de bolas rígidas [42].....	113
Fig. 76 Resultados rodamiento rígido de bolas SKF 16006(Calculadora página SKF).....	114
Fig. 77Catalogo de manguitos de fijación SKF[42].....	115
Fig. 78Fig. de costos de producción.....	117
Fig. 79Comparativa gas natural y pellets.....	118

**LISTA DE APÉNDICES**

Apéndice A Propiedades mecánicas de maderas en Colombia.....	127
Apéndice B Variación del coeficiente de fricción con el área de contacto de madera sobre una superficie de acero sin lubricar.....	128
Apéndice C Factores de engranaje cónico recto .....	129
Apéndice D Factores de confiabilidad ANSI/AGMA 2003-B97.....	130
Apéndice E rodamientos cónicos de cilindro SKF.....	132



## RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO EN ESPAÑOL

**TITULO:** DISEÑO DE UNA MÁQUINA PELETIZADORA DE BAJO COSTO PARA LA PRODUCCIÓN DE PELLETS DE BIOMASA COMO SOLUCIÓN SOSTENIBLE PARA EL APROVECHAMIENTO DE RESIDUOS ORGÁNICOS EN SANTANDER

**AUTOR(ES):** Juan Pablo Restrepo Villamizar

**PROGRAMA:** Facultad de Ingeniería Mecánica

**DIRECTOR(A):** Dr. ROLANDO ENRIQUE GUZMÁN LÓPEZ

### RESUMEN

Este proyecto tuvo como objetivo el diseño de una máquina peletizadora de bajo costo para producir pellets de biomasa a partir de residuos orgánicos en Santander, ofreciendo una alternativa sostenible para el aprovechamiento de desechos agrícolas e industriales. La investigación se basó en el análisis de las propiedades del aserrín como la humedad, tamaño de partícula y densidad, y en el diseño de componentes clave como los rodillos de compactación, eje principal, eje de rodillos y la matriz, utilizando herramientas como SolidWorks y AutoDesk Inventor Professional para modelar un prototipo con capacidad de 35 kg/h. Se aplicó la metodología de Karl T. Ulrich para desarrollar el diseño conceptual, priorizando materiales económicos y funcionales. Los resultados demostraron que factores como la presión de compactación que su rango óptimo es de 50 a 250 MPa y el pretratamiento del aserrín como el secado, molienda son determinantes para producir pellets de calidad, con mayor densidad y resistencia. El proyecto concluye que esta máquina representa una solución viable para transformar residuos en biocombustible en la región, aunque se recomienda validar el diseño con pruebas prácticas futuras para optimizar su eficiencia en condiciones reales.

### PALABRAS CLAVE:

Peletizadora, Biomasa, Energía Sostenible, Compactación, Presión

Vº Bº DIRECTOR DE TRABAJO DE GRADO



## GENERAL SUMMARY OF WORK OF GRADE

TITLE: DESIGN OF A LOW-COST PELLETIZING MACHINE FOR BIOMASS PELLET PRODUCTION AS A SUSTAINABLE SOLUTION FOR ORGANIC WASTE UTILIZATION IN SANTANDER

AUTHOR(S): Juan Pablo Restrepo Villamizar

FACULTY: School of Mechanical Engineering

DIRECTOR: Dr. ROLANDO ENRIQUE GUZMÁN LÓPEZ

### ABSTRACT

This project aimed to design a low-cost pelletizing machine to produce biomass pellets from organic waste in Santander, providing a sustainable alternative for agricultural and industrial waste valorization. The research focused on analyzing sawdust properties like moisture content, particle size, and density. And also designing key components such as compression rollers, main shaft, roller shafts, and the die, using SolidWorks and Autodesk Inventor Professional to model a prototype with a 35 kg/h capacity. Karl T. Ulrich's methodology was applied for conceptual design, prioritizing cost-effective and functional materials.

Results demonstrated that factors like compaction pressure which is optimal range: 50–250 MPa and sawdust pretreatment (drying, grinding) are critical to producing high-quality pellets with improved density and durability. The study concludes that this machine is a viable solution for converting waste into biofuel in the region, though future practical testing is recommended to optimize efficiency under real-world conditions.

### KEYWORDS:

Pellet machine, Biomass, Sustainable energy, Compaction, Pressure

V° B° DIRECTOR OF GRADUATE WORK

## INTRODUCCIÓN

La transición hacia fuentes de energía renovable es fundamental para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y promover la sostenibilidad, especialmente en países como Colombia, que cuentan con una gran biodiversidad y abundancia de residuos orgánicos agrícolas. En este contexto, la biomasa, como fuente de energía a partir de residuos vegetales y animales, ofrece un alto potencial para contribuir a una economía baja en carbono y mejorar la independencia energética en zonas marginadas.

Este trabajo tiene como objetivo el diseño de una máquina peletizadora de bajo costo para la producción de pellets de biomasa, con una capacidad operativa de 35 kg/h. A través de herramientas computacionales y un enfoque metodológico, se busca optimizar la producción de estos pellets, que tienen un alto poder calorífico, son fáciles de almacenar y transportar, y representan una fuente de energía renovable eficiente.

La investigación se centra en el diseño técnico, la simulación de los componentes de la máquina y el análisis de costos, con el fin de ofrecer una solución accesible que impulse el aprovechamiento de los residuos agrícolas en Colombia, fomentando tanto la sostenibilidad ambiental como el desarrollo de comunidades rurales.

## **I. GENERALIDADES**

El aprovechamiento de residuos y la generación de energía han adquirido una relevancia significativa en diversas áreas del conocimiento, especialmente por su potencial en sectores como el agrícola e industrial de nuestro país. Este trabajo se enfoca en contribuir a la solución de este desafío mediante una investigación aplicada, orientada al diseño de una máquina extrusora de pellets de biomasa. Para lograr este objetivo, se llevará a cabo el diseño de una máquina de pellets convencional empleando parámetros teóricos y simulaciones, con el fin de cumplir los requerimientos de un sistema eficiente de compactación de biomasa. El propósito principal es ofrecer una solución viable para el aprovechamiento de residuos orgánicos provenientes de procesos industriales y agrícolas en el departamento de Santander, maximizando las propiedades del pellet como fuente energética. La investigación busca responder preguntas fundamentales, tales como la selección de materiales livianos y económicos capaces de soportar las cargas externas de la estructura, así como la determinación de los parámetros operativos esenciales en las condiciones de trabajo requeridas.

## II. PLANTAMIENTO DEL PROBLEMA

### A. Antecedentes

Actualmente, el consumo de energía es una problemática crucial debido a que en diferentes economías globales aún se depende de los combustibles fósiles para la generación de esta. Es por eso por lo que se le está intentando dar diferentes tipos de solución desde la ingeniería, la física y la química, debido a la alta demanda que se ha generado por el estilo de vida que lleva el hombre moderno. Si hablamos específicamente de métodos actuales por los cuales obtenemos energías en los que, desde el campo de la ingeniería, se manejan los fenómenos físicos para obtener energía, nos encontramos con las renovables, no renovables y algunos conceptos híbridos. Dentro de las fuentes renovables nos podemos encontrar con la solar fotovoltaica, solar térmica, eólica, hidroeléctrica, biomasa, entre otras[1]. Sin embargo, en los últimos años han tomado relevancia los procesos que implican el uso de la biomasa, es por eso que investigadores como Ooi Chin Chin y Kamal M. Siddiqui en el año 2000 diseñaron una maquina extrusora de pellets de tipo tornillo giratorio como método de compresión de la biomasa, como resultado obtuvieron que la maquina extrusora tenía una capacidad operacional de 5kg/hr llegando a producir de esta manera pellets de 200mm de longitud y 46 mm de diámetro[2]. Abigor R. D., Uadia P. O., Foglia T. A. y Obibuzor J. en el año 2013 encaminaron su investigación en la producción de pellets de biomasa a partir de los residuos provenientes del aceite de palma, para esto utilizaron una tecnología de presión hidráulica como método de compactación de la biomasa, la investigación optimizó los pellets de biomasa, logrando un alto poder calorífico y buena resistencia mecánica mediante proporciones óptimas de mezcla y un aglutinante adecuado, confirmando su potencial como fuente de energía sostenible. [3] Ignacy Niedziółka y Mieczysław Szpryngiel junto a otros investigadores de la Universidad de las ciencias de la vida en Lublin en el año 2015 enfocaron su investigación a estudiar las propiedades energéticas y mecánicas de pellets producidos a partir de biomasa procedente de residuos agrícolas de diferentes tipos de paja, donde usaron una procesadora universal accionada por un motor de 7.5kW y una matriz plana con dos rodillos presantes para producir los pellets, como resultado obtuvieron que el valor promedio de capacidad calorífica fluctuó entre un  $15.3 \text{ MJ kg}^{-1}$  y  $16.2 \text{ MJ kg}^{-1}$  [4]. G J C Bartolome, S M C De Leon, C A Polinga y J M B Roño en el año 2021 diseñaron una maquina extrusora de pellets de biomasa a partir de los residuos del café, para esto su diseño funciona bajo el principio de un molino peletizador de rodillos rotativos, donde la potencia del motor se transmite al eje giratorio a una velocidad reducida,

haciendo que los rodillos presionen la mezcla de pellets, con este diseño lograron llegar a una capacidad operativa de 1.50kg/h obteniendo pellets con una longitud de 9,86 mm de largo y con un diámetro de 5,71 mm[5]. Muftil Badri, Dodi Sofyan Arief y Iwan Kurniawan en el año 2021 investigaron la capacidad de producción de pellets de biomasa a partir del tronco de aceite de palma, para esto utilizaron unos rodillos prensantes con velocidad variable de 100 rpm a 140 rpm, además de utilizar un espesor de placa matriz de entre 20 mm a 30 mm y un ancho de rodillo de 25 mm a 27 mm. Con estas especificaciones la maquina tuvo una capacidad operativa de 49,5 kg/h y una densidad del pellet producido de  $1,3 \text{ g/cm}^3$  [6].

### III. JUSTIFICACIÓN

La energía que se origina en la biomasa es muy relevante en países como Colombia, esto debido a nuestra gran biodiversidad. Si se busca una economía baja en carbono, la biomasa tiene gran potencial ya que se trata de materias orgánicas de origen vegetal o animal[7], esto ambientalmente representa un decrecimiento en las emisiones de gases de efecto invernadero, además de que socialmente promueve la independencia energética de zonas que no están interconectadas y, precisamente, es en estas zonas marginadas donde se evidencia un mayor crecimiento de las energías renovables del país, de un 8% en el año 2012 aumentó a un 20% para el año 2015 y se tienen proyecciones favorables en la medida del tiempo[8]. La biomasa proveniente de residuos agrícolas como la caña, de la cual se producen de manera aproximada 1.5 millones de toneladas anuales de bagazo, el arroz, cuya cascarilla resultante del trillado genera aproximadamente 457.000 toneladas al año, el banano y el café, representa cerca del 17% del cuadro energético nacional[9]. Es por esto anteriormente mencionado que se propone como contribución al problema energético de algunas zonas el uso de pellets producidos a partir de la biomasa debido a que son elementos cilíndricos compactados compuestos de diferentes tipos de residuos orgánicos tales como el serrín, astillas de madera o algunos residuos agrícolas, los cuales se someten a un proceso de secado y compactación para producir el pellet, el cual, por su naturaleza compacta, tiene una mayor propiedad energética, además de su fácil almacenamiento y transporte[10].

## IV. OBJETIVOS

### A. *Objetivo general.*

Diseñar mediante el uso de herramientas computacionales una maquina peletizadora de bajo costo para la producción de pellets de biomasa como materia prima, con una capacidad operacional de 35kg/h.

### B. *Objetivos específicos.*

- Realizar las investigaciones correspondientes y cálculos necesarios para obtener la base teórica que permita realizar el diseño metodológico de la maquina peletizadora de bajo costo.

Indicador: Condiciones de la materia prima, ecuaciones y normas.

Resultado: Parámetros de diseño.

- Desarrollar el proceso de diseño conceptual mediante la metodología de diseño de Karl T. Ulrich

Indicador: Metodología de diseño de Karl T. Ulrich

Resultado: Alternativas de solución

- Utilizar herramientas de diseño asistido por computadora (CAD) para modelar y simular el funcionamiento de los componentes principales de la máquina extrusora.

Indicador: Número y detalle de los modelos tridimensionales creados para los componentes principales.

Resultado: Diseño de detalle, planos, generados mediante herramientas CAD.

- Analizar costos y selección de elementos de máquinas necesarios para la fabricación del prototipo funcional de la peletizadora.

Indicador: Criterio de costo mínimo.

Resultado: Costos.

## V. MARCO TEÓRICO

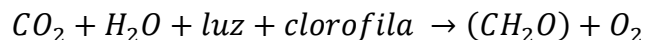
### Definiciones

- **Temperatura:** Magnitud escalar relacionada con la energía interna de un sistema termodinámico.
- **Presión:** Es la magnitud que relaciona una fuerza sobre el área en la que hace efecto.
- **Biomasa:** Materia orgánica de origen vegetal o animal utilizada como fuente de energía renovable.
- **Extrusión:** Método de procesamiento en el que un material es forzado a través de una matriz para darle una forma específica.
- **Tolva:** Contenedor donde se deposita la materia prima antes de ser procesada.
- **Matriz de peletizado:** Componente mecánico con perforaciones a través de las cuales se forman los pellets.
- **Rodillos compactadores:** Elementos que comprimen la biomasa contra la matriz para generar los pellets.
- **Sistema de corte:** Mecanismo encargado de cortar los pellets a la longitud deseada.
- **Secado de biomasa:** Proceso para reducir la humedad de la biomasa antes de la peletización.
- **Densidad energética:** Cantidad de energía almacenada en un volumen determinado de pellets.
- **Lignina:** Compuesto natural en la biomasa que actúa como aglutinante durante la peletización.
- **Presión de compactación:** Fuerza aplicada a la biomasa para su transformación en pellets.

### A. Biomasa

Se denomina “Biomasa” como aquel componente biodegradable de los productos, desechos y residuos de origen biológico. Esto incluye productos derivados de actividades agrícolas, ya sean vegetales como animales, así también como recursos provenientes de la silvicultura, la pesca, la acuicultura y las industrias que puedan verse relacionadas a la práctica. Además, también abarca la parte biodegradable de los residuos industriales y municipales generados a partir de compuestos biológicos.[11] La captura de energía solar como carbono fijado en biomasa a través de la fotosíntesis, durante la cual el dióxido de carbono ( $CO_2$ ) se convierte en compuestos orgánicos, es

el paso inicial clave en el crecimiento de biomasa virgen, la cual es descrita por la siguiente ecuación:



El carbohidrato, representado por la unidad básica (CH<sub>2</sub>O), es el producto orgánico principal. Por cada mol-gramo de carbono fijado, se absorben aproximadamente 470 kJ.[12]

Claramente la energía que contenga la biomasa dependerá en parte de la capacidad que tenga el producto biológico para contener esta energía, como se muestra en la Fig. I.

Biomasa	MJ/kg
Carbón coquizado	25 a 32
Madera	10 a 20
Cáscara de coco	18 a 19
Paja	14 a 16
Cáscara de café	16
Tallos de algodón	16
Cáscaras de cacao	13 a 16
Cuesco de palma de aceite	15
Cáscara de arroz	13 a 14
Tallos de maíz	13 a 15
Aserrín	11
Pellet de aserrín	20,5
Pellet de madera	20,3

Fig. 1 Poder calorífico superior para distintas fuentes de biomasa [13]

## ***B. Astillas, leñas y productos de la madera***

**1) Características físico-químicas:** Los productos de las maderas tales como las leñas y las astillas logran mantener las características y propiedades más representativas de la madera, tales como: su resistencia, rigidez, dureza y densidad. La madera tiene como característica una alta resistencia a la compresión, baja resistencia a la tracción y una resistencia media al cizallado.[14]

<b>Físicas</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Forma</li> <li>2. Tamaño</li> <li>3. Aspecto (color, brillo)</li> <li>4. Densidades</li> <li>5. Humedades</li> <li>6. Friabilidad</li> </ol>	<p>....</p> <p>....</p> <p>....</p> <p>kg/dm<sup>3</sup></p> <p>%</p> <p>índice</p>
<b>Químicas</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Composición química elemental</li> <li>2. Composición química por compuestos</li> <li>3. Poderes caloríficos</li> </ol>	<p>%</p> <p>%</p> <p>kJ/kg, kcal/kg</p>
<b>Físico - químicas</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Coeficiente de conductividad térmica</li> <li>2. Combustibilidad e inflamabilidad: Temperaturas y tiempos de combustión e inflamación</li> <li>3. Temperatura máxima de llama</li> <li>4. Potencia calorífica</li> <li>5. Densidad energética</li> </ol>	<p>W/m.s</p> <p>°C, s</p> <p>°C</p> <p>J/(kg.s) = W/kg kJ/dm<sup>3</sup></p>

Fig. 2 Características de la madera[15]

- 2) **Composición química:** Según un análisis elemental, la madera está compuesta aproximadamente por un 50% de carbono y un 43% de oxígeno, lo que representa el 93% de los elementos que el árbol absorbe del dióxido de carbono presente en la atmósfera, el cual es un producto derivado de procesos de oxidación. El hidrógeno, que constituye el 6% de su composición, es incorporado a través del agua que el árbol absorbe mediante sus raíces, mientras que el oxígeno y el nitrógeno sobrantes son liberados nuevamente a la atmósfera. La transformación química de estos tres elementos fundamentales durante la primera fase de crecimiento del árbol se conoce como asimilación y se expresa mediante la ecuación  $C_6H_{12}O_6 + 6O_2 + 6H_2O$ . En este proceso, el árbol requiere energía solar para su desarrollo, la cual queda almacenada en la madera hasta que finalmente se libera en el momento de su oxidación. El 1% restante corresponde a distintos minerales que permanecen en forma de cenizas, es decir, la fracción no combustible que queda tras la combustión de la madera[16]

Muestra	Cenizas %	Análisis mediante porcentaje					PCS	
		C %	H2 %	N2 %	S2 %	O2 %	KJ/Kg	Kcal/Kg
Madera	1.20	49.5	6.25	1.10	.....	43.15	13481.5	3220
Aserrín	0.5	48.3	5.8	0.1	0.0	45.8	18800	4490.3
Leña	1.5	40	4.5	1	....	38	.....	.....
Madera dura	0.5	50	6	1	....	43	20935	5000
Madera seca	0.5	44	5	0.5	0.0	35	17410	4158.3

Fig. 3 Composición química y poder calorífico superior de diferentes maderas[17]

3) **Humedad:** La madera en su estado natural se encuentra expuesta a los diferentes factores climáticos que puedan incurrir en su zona de crecimiento es por esto que toda manera expuesta contiene una determinada cantidad de agua. La humedad en la madera esta expresada en porcentaje y se puede definir como la relación entre la masa de agua que se encuentra presente en un volumen determinado de madera y la masa del mismo volumen de madera, pero sin la presencia de agua, como se ve en la siguiente ecuación[18]:

$$H_m = \frac{m_h - m_o}{m_o} \cdot 100\%$$

Donde:

- $H_m$  es la humedad de la madera en porcentaje
- $m_h$  es la masa de la madera húmeda
- $m_o$  es la masa de la madera seca

4) **Densidad:** La densidad de los materiales depende de dos factores a gran escala, su composición química y de su porosidad. Cuando de maderas se trata, esta se compone de los elementos mencionados en la anterior sección, es por esto que la densidad promedio aproximada de la madera seca ronda los  $1,56 \text{ g/cm}^3$ . Sin embargo, la densidad se expresa como la masa de la madera en relación a su volumen, que a su vez está en función de la humedad presente en la misma, por esto se puede calcular de la siguiente manera[18]:

$$\rho_H = \frac{m_H}{V_H} \quad (\text{kg/m}^3)$$

Donde:

- $\rho_H$  es la densidad ( $\text{kg/m}^3$ )

- $m_H$  es la masa de la madera (kg)
- $V_H$  es el volumen de la madera ( $m^3$ )

5) **Poder calorífico:** El poder calorífico que podemos obtener de la madera y sus productos, se encuentra en función de la humedad presente en la misma, y se define como la cantidad de energía se obtiene en la combustión de un kilogramo de madera. Entre las maderas más comunes en Colombia se encuentran el cedro, el pino, el roble, el nogal, el castaño, el eucalipto, el gualanday, el canaleta, el pavito y la balsa María.

Madera	Poder Calorífico (MJ/kg, base seca)
Eucalipto	18 - 20
Pino (Caribe, Pátula)	18 - 20
Acacia	18 - 21
Roble	17 - 19
Guayacán	19 - 21
Ceiba	16 - 18
Algarrobo	18 - 20
Laurel	18 - 20

Fig. 4 Poder calorífico de algunas maderas en Colombia[19][20]

### C. Pellet

Por definición un pellet es un pequeño cilindro o esfera prensado el cual se obtiene mediante procesos físicos de materiales orgánicos o minerales. Actualmente Colombia no cuenta con una normativa específica para la fabricación de pellets, es por eso que nos guiaremos por la normativa internacional ISO, siendo las de mayor reconocimiento las certificaciones ENplus y DINplus.

La norma ENplus es un esquema el cual busca certificar de manera transparente e independiente los pellets de madera, ya que su alcance comprende desde la producción hasta la entrega de este producto a el consumidor final.

La norma DINplus tiene más relación con la norma europea DIN EN ISO 17225-2 la cual considera la certificación del producto, la materia prima utilizada para el pellet, contaminación del material, aditivos y los requisitos finales del mismo pellet, cumpliendo con todos los requisitos implementados por la norma internacional DIN EN ISO para el pellet de madera exclusivo de uso doméstico.[21]

Los principales parámetros que se supervisan y califican para certificar la calidad del pellet bajo la normativa ENplus son:

- La durabilidad mecánica la cual determina la cantidad de finos en un saco de pellet, esto es importante debido a que si este producto se desmorona o presenta fracturas puede generar:
  - Problemas de alimentación a la hora de utilizarlo en centros de calor
  - Poca eficiencia en combustión
  - Un incremento en las emisiones posteriores a la combustión
- El contenido de ceniza en el pellet está directamente relacionado con el residuo final de la combustión. Un alto contenido de ceniza puede:
  - Llegar a mostrar problemas en la combustión debido al atascamientos en los orificios del elemento.
  - Incrementar de manera significativa la emisión de partículas del elemento
  - El contenido de ceniza está dado por la naturaleza de la especie en la madera utilizada.

Según lo establecido en la norma, en el proceso de certificación se tienen en cuenta el análisis a los pellets de madera según la siguiente distinción.

- A1: Pellets de madera virgen y residuos de diferentes maderas sin tratamientos químicos, con poco contenido de cenizas, cloro y nitrógeno
- A2: Pellets con un contenido más elevado de cenizas, cloro y nitrógeno
- B: Pellets fabricados con madera reciclada y residuos industriales

La norma también nos indica las especificaciones geométricas que deben cumplir estos pellets.[22]

Clase/ propiedad	A1	A2	B
Origen y fuente	Fuste y residuos de madera no tratada químicamente	Los mismos que A1 más árboles enteros sin raíces y restos de corta	Bosque, plantaciones y otra madera virgen; subproductos y residuos de la industria del procesamiento de la madera; y madera usada no tratada químicamente
Diámetro y longitud (mm)			D06, $6 \pm 1$ ; $3,15 < L \leq 40$ D08, $8 \pm 1$ ; $3,15 < L \leq 40$
Humedad (M, %)			M10 $\leq 10$
Cenizas (%)	A0.7 $\leq 0,7$	A1.2 $\leq 1,2$	A2.0 $\leq 2,0$
Durabilidad mecánica (DU, %)	DU97.5 $\geq 97,5$		DU96.5 $\geq 96,5$
Finos (%)			F1.0 $\leq 1,0$
Aditivos (%)	$\leq 2$ ; a declarar tipo y cantidad		
Poder cal. neto (MJ/kg o kWh/kg)	Q16.5 $\geq 16,5$ o Q4.6 $\geq 4,6$		
Densidad a granel (BD, kg/m <sup>3</sup> )	BD600 $\geq 600$		
Composición (%)	N0.3 $\leq 0,3$ S0.04 $\leq 0,04$ Cl0.02 $\leq 0,02$ As $\leq 1$ Cd $\leq 0,5$ Cr $\leq 10$ Cu $\leq 10$ Pb $\leq 10$ Hg $\leq 0,1$ Ni $\leq 10$ Zn $\leq 100$	N0.5 $\leq 0,5$ S0.05 $\leq 0,05$ Cl0.02 $\leq 0,02$ As $\leq 1$ Cd $\leq 0,5$ Cr $\leq 10$ Cu $\leq 10$ Pb $\leq 10$ Hg $\leq 0,1$ Ni $\leq 10$ Zn $\leq 100$	N1.0 $\leq 1,0$ S0.05 $\leq 0,05$ Cl0.03 $\leq 0,03$ As $\leq 1$ Cd $\leq 0,5$ Cr $\leq 10$ Cu $\leq 10$ Pb $\leq 10$ Hg $\leq 0,1$ Ni $\leq 10$ Zn $\leq 100$

Fig. 5 Resumen de especificaciones de los pellets según la certificación ENplus[22]

1) **Presión en el pellet:** La presión es uno de los factores más determinantes a la hora de asegurar una buena calidad en el pellet, pues este determina la compactación en el sistema de extrusión. Los rodillos realizarán un trabajo sobre la biomasa con respecto a la matriz placa lo cual forzará a la biomasa a aglomerarse en un espacio reducido ejerciendo de esta manera una presión sobre la biomasa. El incremento de esta presión podría representar mayor densidad del pellet lo que llevaría a un mayor poder calorífico, por su contraparte valores bajos de presión podrían resultar en atascamientos en la matriz. Valores demasiado altos de presión podrían resultar en cambios ínfimos en la densidad del pellet por lo que la potencia requerida para aumentar esa densidad sería no aprovechada por lo que habría una pérdida de eficiencia en el sistema. Estos valores varían según la biomasa que se use y el diseño mismo de la matriz.

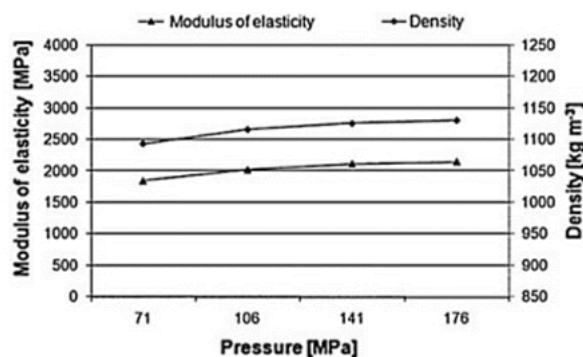


Fig. 6 Efecto de la presión sobre la densidad y el módulo de elasticidad de la madera[23]

2) **Densidad en el pellet:** La principal característica de los pellets es que presentan una mayor densidad que su estado natural. Al momento de evaluar la densidad de un pellet debemos hacer la separación de dos densidades, la densidad específica y la densidad aparente. La densidad específica es la relación que hay entre la masa real y el volumen real de los pellets, y esta expresado por la siguiente ecuación[15]:

$$\rho_{real} = \frac{m_{real}}{V_{real}} \quad \left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$$

La densidad aparente es la relación que existe entre la masa aparente, que suele ser igual a la masa real, y el volumen aparente, el cual consiste en el volumen real y más el volumen de los espacios entre los pellets. Está expresado por la siguiente ecuación[15]:

$$\rho_{aparente} = \frac{m_{aparente}}{V_{aparente}} = \frac{m_{real}}{V_{real} + V_{espacios}} \quad \left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$$

3) **Humedad en el pellet:** La humedad en un pellet de biomasa de madera es un factor crítico que influye en su eficiencia energética, almacenamiento y combustión. Un contenido de humedad adecuado, generalmente entre el 6 % y 10 %, garantiza una mayor densidad energética y una combustión más eficiente, reduciendo la emisión de contaminantes y mejorando el rendimiento térmico. Un nivel de humedad elevado puede generar dificultades en la ignición, aumentar la formación de humo y propiciar el crecimiento de microorganismos que degradan el pellet durante el almacenamiento. Por otro lado, un contenido de humedad demasiado bajo puede afectar la cohesión del pellet consigo mismo, reduciendo su durabilidad mecánica. Por ello, el control de la humedad en los pellets es esencial para garantizar su calidad y desempeño en aplicaciones energéticas.[24]

Para calcular el porcentaje de humedad presente en un pellet se puede utilizar la siguiente expresión[15]:

$$H = \frac{P_{inicial} - P_{seco}}{P_{seco}} \cdot 100$$

Donde:

- H es el contenido de humedad de los pellets
- $P_{inicial}$  es el peso inicial del pellet húmedo
- $P_{seco}$  es el peso final del pellet

4) **Poder calorífico del pellet:** La cantidad de energía que libera el pellet en el proceso de combustión es conocido como poder calorífico y es una de las razones principales por el cual se somete la materia prima al proceso de pelletizado. El poder calorífico dependerá de la materia prima de la biomasa y de la humedad misma del pellet, como indica la siguiente Fig.:

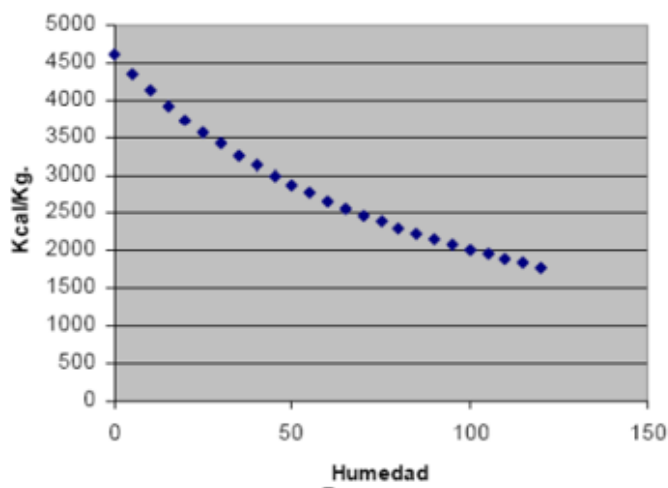


Fig. 7 Variación del poder calorífico del pellet en función de la humedad[25]

Se tomará entonces teniendo en cuenta un 10% de humedad después del proceso de secado que el poder calorífico de pellet será de 4500 Kcal/Kg.

En la siguiente Fig. podemos entonces comparar el nivel de poder calorífico y el costo del pellet con respecto a otros combustibles fósiles y leña en regiones de Europa, esto debido a que dicho continente representa en su consumo el mayor índice de producción de pellets en el planeta.

Combustibles fósiles	P.C. neto KWh/kg	Coste €/kg	Litro equivalente gasóleo		Litro equivalente GPL		Metro cúbico equivalente metano	
			kg	€	kg	€	kg	€
Gasóleo	11,7	0,990	0,83	0,83	0,62	0,61	0,83	0,82
Metano	13,5	0,720	0,73	0,52	0,54	0,39	0,72	0,52
GPL	12,8	1,097	0,76	0,84	0,57	0,62	0,75	0,83
Combustibles de biomasa	P.C. neto KWh/kg	Coste €/kg	Litro equivalente gasóleo		Litro equivalente GPL		Metro cúbico equivalente metano	
			kg	€	kg	€	kg	€
Leña para quemar 25% humedad	3,5	0,103	2,79	0,29	2,07	0,21	2,76	0,28
Leña para quemar 35% humedad	3,0	0,093	3,31	0,31	2,45	0,23	3,27	0,30
Leña para quemar 45% humedad	2,4	0,077	4,08	0,32	3,02	0,23	4,03	0,31
Pellet de madera humedad máx. 10%	4,9	0,180	2,00	0,36	1,48	0,27	1,98	0,36

Fig. 8 Poder calorífico y costos de combustibles tradicionales y biomasa[17]

#### ***D. Producción de pellets***

Para asegurar que la producción cuente con un resultado final optimo se debe hacer ciertos procesos antes incluso de ingresar el material con el que se va a trabajar a la maquina extrusora de pellets.

Una vez se recibe la materia prima esta debe ser llevada a un proceso de secado, esto para bajar los niveles de humedad que pueda traer el material. La materia prima en el mayor de los casos suele llegar con impurezas y además de eso no suele ser de un tamaño homogéneo, es por esto que se somete a un proceso de cribado y luego de triturado.

Existen diversos métodos para hacer efectiva las condiciones en las cuales se debe encontrar la materia prima antes del proceso de prensado, en este trabajo no indagaremos en esa parte del proceso.

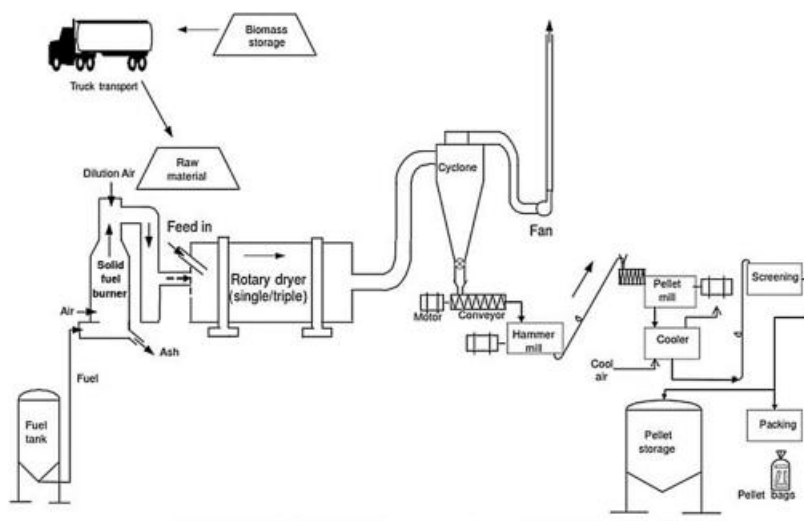


Fig. 9 Esquema general de una planta productora de pellets.[26]

- 1) **Aditivos y su uso:** Los aditivos son complementarios a la hora de producir un pellet resistente a la humedad, mejorar la estabilidad termina, neutralizar olores o encapsular los pellets. Se suele usar aditivos aglutinantes, lubricantes. No suelen ser usados en el proceso de producción de los pellets ya que estos llegan a elevar el costo de producción de estos y en la mayoría de las aplicaciones no suele ser un factor determinante por lo que no suelen ser necesarios. Los aditivos utilizados no deben intervenir de manera negativa en la combustión o en su defecto producir compuestos gaseosos tóxicos ni malolientes.
- 2) **Crterios y clasificación de calidad de los pellets:** Las normativas para la caracterización de los pellets han sido desarrolladas por los países donde estos se producen en mayor cantidad y tienen en cuenta aspectos como las propiedades químicas y físicas que deben cumplir los pellets.

Parámetro	Efectos
<b>Características químicas y de composición</b>	
<b>Contenido de Agua</b>	Almacenamiento, poder calorífico, pérdidas, auto-ignición.
<b>Poder Calorífico</b>	Utilización del combustible, diseño de planta.
<b>Análisis Elemental</b>	
<b>Cl</b>	HCl, emisiones de dioxinas y furanos, corrosión en calentadores.
<b>N</b>	Emisiones de Nox, HCN y NO2
<b>S</b>	Emisiones de Sox.
<b>K</b>	Corrosión en calentadores, reducción del punto de fusión de las cenizas.
<b>Mg, Ca, P</b>	Aumento del punto de fusión de las cenizas, efectos en la retención de contaminantes en las cenizas y uso de las cenizas.
<b>Metales pesados</b>	Emisiones contaminantes.
<b>Contenido ceniza</b>	Emisiones de partículas, costes en el uso o eliminación de las cenizas.
<b>Fusibilidad ceniza</b>	Seguridad en las operaciones, nivel de emisiones contaminantes.
<b>Esporas hongos</b>	Riesgos de salud durante el manejo del combustible.

Fig. 10 Propiedades químicas de un pellet según CEN/TS 14961[17]

Parámetro	Efectos
<b>Características físicas</b>	
<b>Densidad aparente</b>	Gastos en almacenamiento y transporte, planes de logística.
<b>Densidad real</b>	Propiedades de combustión (conductividad térmica específica, rendimiento en gasificación)
<b>Distribución tamaño de partículas</b>	Porosidad, formación de bóvedas, seguridad de operación durante el transporte, propiedades de secado, formación de polvo.
<b>Formación de finos</b>	Densidad aparente, pérdidas en el transporte, formación de polvo.
<b>Durabilidad</b>	Cambios de la calidad durante el transporte, desintegración, pérdidas de combustible

Fig. 11 Propiedades físicas de un pellet según CEN/TS 14961[17]

El producto del conocimiento de las variables físicas, químicas y físico-químicas nos da un índice de calidad del mismo pellet. El índice de calidad energético de los pellets se puede representar con la siguiente ecuación[15] .

$$ICP = \frac{K1 \cdot PCS0 + K2 \cdot D + K \cdot (1 - M)}{Hh \cdot FR}$$

Donde:

- ICP es el índice de calidad energética del pellet
- K1 constante en kg/Kcal
- PCS0 es el poder calorífico anhidrido en Kcal/kg o KJ/kg
- K2 es una constante en  $kg/m^3$

- D es la densidad en  $kg/m^3$
- K3 constante adimensional cuyo valor es 0,5
- M tanto por uno en material mineral
- Hh humedad
- FR Friabilidad producto medio entre la friabilidad y la media de las friabilidades en hogar cerrado y hogar abierto.

### ***E. Equipos empleados para la producción de pellets***

En el ámbito de la producción de pellets, la selección y utilización de equipos especializados desempeñan un papel fundamental para garantizar la eficiencia y calidad del producto final. Estos sistemas, que abarcan desde la preparación de la materia prima hasta el proceso de densificación y empaquetado, requieren de maquinaria diseñada con precisión para optimizar el rendimiento energético y minimizar los residuos. La implementación de tecnologías avanzadas, como prensas peletizadoras, enfriadores y cribas, no solo permite alcanzar estándares de producción elevados, sino que también contribuye a la sostenibilidad del proceso al reducir el consumo de recursos. Este artículo explora los principales equipos empleados en la fabricación de pellets, analizando su funcionamiento y su impacto en la cadena productiva. Se suelen ver dos tipos de máquinas de pellets peletizadora de matriz anular y peletizadora de matriz plana.

**1) Peletizadora de matriz anular:** Las máquinas de pellets con una matriz anular son una elección certera a la hora de producir pellets de madera a gran escala para industrias ligeras o con fines comerciales. Consta principalmente de un sistema de alimentación y de acondicionamiento, localizado en la parte superior del equipo



Fig. 12 Paletizadora de matriz anular[27]

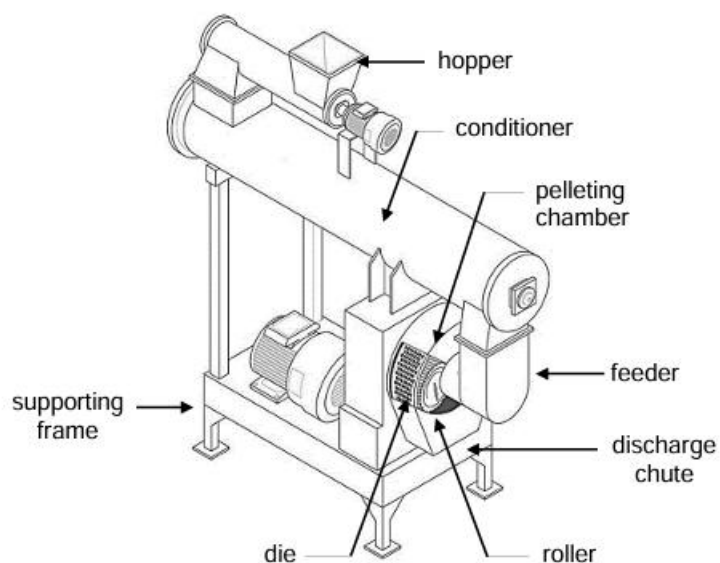


Fig. 13 Esquema general de peletizadora de matriz anular [28]

Cuando la temperatura y la humedad de la biomasa se encuentra bajo los parámetros ideales, esta continuara a la cámara donde la presión ejercida entre la matriz anular y los rodillos interiores hará que el pellet sea extruido de la matriz, y posteriormente será cortado por el sistema de chuchillas a la longitud establecida como se muestra en la Fig. 4.

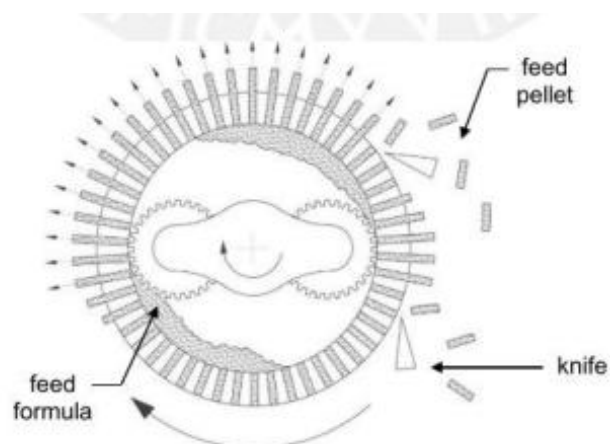


Fig. 14 Diagrama interno de la cámara en matriz anular [28]

2) **Peletizadora de matriz plana:** Este mecanismo al contrario de la matriz anular está diseñado para la producción a pequeña y mediana escala. Están conformadas por una tolva y una cámara en la cual se encuentra una matriz plana con los rodillos ubicados en la parte superior y el sistema de corte en la parte inferior de la matriz plana.

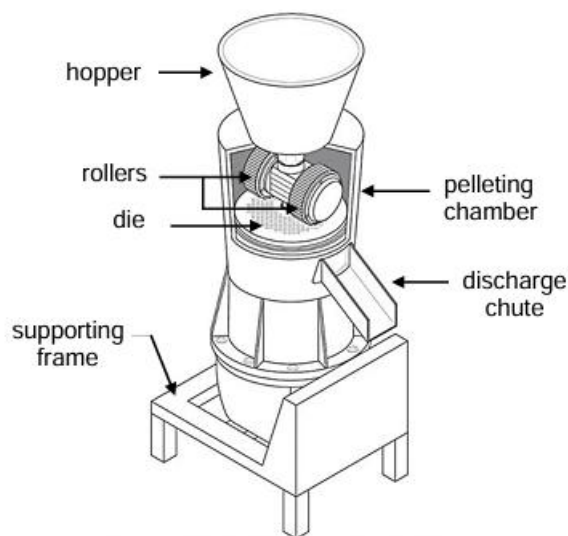


Fig. 15 Esquema general de extrusora de pellets de matriz plana[28]

Este tipo de máquina, por su simplicidad, no cuenta con un sistema de acondicionamiento de la materia prima para asegurar la calidad final del pellet. Por ello, se requiere que la materia prima que ingrese directamente en la tolva ya esté en condiciones óptimas para iniciar el proceso de extrusión de los pellets.

La biomasa entra directamente a la cámara de peletizado, donde los rodillos, ubicados encima de la matriz, ejercen presión sobre la biomasa al girar. Esto forma el pellet, que será cortado por el sistema de corte situado en la parte inferior, como se observa en la Fig. 6.

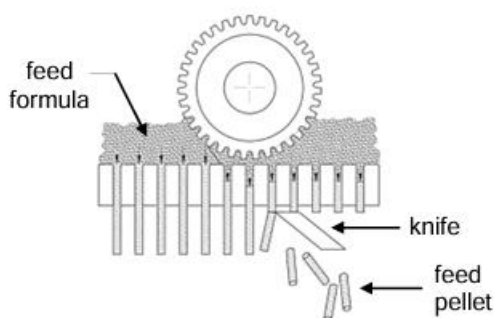
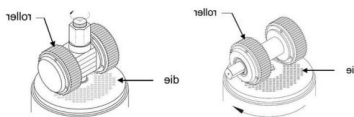


Fig. 16 Funcionamiento interno en peletizadora de matriz plana[28]

Existen dos tipos de clasificación para las máquinas extrusoras de pellets de matriz plana: tipo D y tipo R. En las peletizadoras tipo D, la matriz plana está sujeta al eje principal, lo que le permite mantenerse en movimiento, mientras que los rodillos permanecen fijos en su posición. Este sistema ofrece ventajas en términos de mantenimiento, ya que la limpieza y la lubricación son más sencillas. Además, su diseño es menos complejo, lo que lo convierte en una opción favorable para producciones a pequeña escala.

Por otro lado, en las peletizadoras tipo R, los rodillos están sujetos al eje principal, mientras que la matriz plana permanece fija. Este diseño permite obtener pellets de mayor calidad y densidad. Sin embargo, su mantenimiento y fabricación resultan más costosos en comparación con el modelo tipo D



Fiura 17 Peletizadora de matriz plana tipo D y tipo R respectivamente.[5]

### 3) Componentes de una peletizadora de matriz plana: Las partes principales se dividen en:

**a) Tolva:** En las maquinas extrusoras de pellets es muy importante que, a la hora de verter la materia prima en la cámara de compactación, esta entre de manera uniforme para de esta manera garantizar la calidad del pellet, es por esto que en algunos modelos de peletizadoras de matriz plana vienen consigo una tolva instalada en la parte superior como se muestra en la Fig. 8.

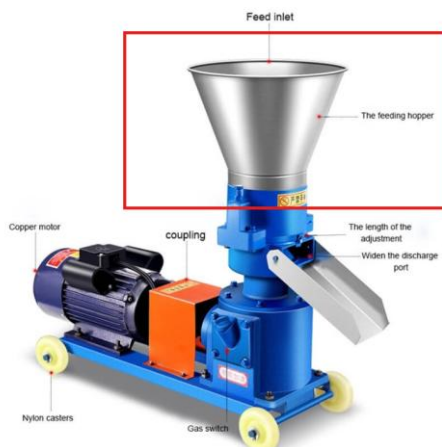


Fig. 18 Tolva en una peletizadora de matriz plana[29]

**b) Carcasa superior:** Se encuentra en la parte de arriba de la peletizadora, es la encargada de resguardar el proceso de compactación de la materia prima, debido a que se encuentra en un movimiento constante material podría salir del sistema.

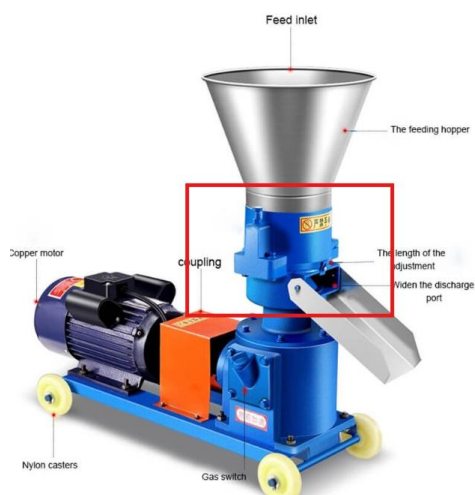


Fig. 19 Carcasa superior en un peletizadora de matriz plana[29]

**c) Rodillos de compactación:** Estos se encuentran montados sobre el eje de rodillos, logran girar mediante un par de rodamientos que se encuentran en sus extremos y se encargan de ejercer una presión que va en aumento desde que la materia prima toca el rodillo hasta que finalmente llega a los canales de la matriz.

Para su fabricación se suele usar aleaciones de acero la cuales presentan resistencia al desgaste, esto es importante debido a que estos rodillos se encuentran realizando un trabajo de fricción constante.[30]

Como se observa en la Fig. 10 podemos encontrar distintos tipos de rodillos.

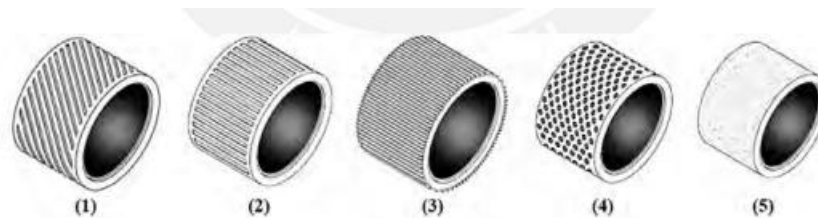


Fig. 20 Tipos de rodillos de compactación[28]

- **Rodillos helicoidales corrugados de extremo cerrado:** Gracias a su diseño el proceso de compactación es más fluido. Se pueden llegar a presentar problemas de deslizamiento sobre la matriz.
- **Rodillos rectos corrugados de extremo cerrado:** Los residuos no se filtran, logra tener un mantenimiento de la materia y su distribución en la matriz.
- **Rodillos rectos corrugados de extremo abierto:** Tienen un mayor número de hendiduras y son mucho óptimos para materiales de características fibrosas. La materia puede llegar a filtrarse y que no se extruya de manera correcta.
- **Rodillos con patrón circular en la superficie:** Tienen una mayor área superficial lo cual será óptimo para materiales que sean abrasivos, puede llegar a presentarse situaciones de deslizamiento, además de no proporcionar una tracción adecuada en comparación a los rodillos normalmente corrugados.
- **Rodillos con carcasa de carburo de tungsteno:** Es ideal a la hora de trabajar con materia prima abrasiva, por sus propiedades tienen una mayor vida útil y una alta resistencia al desgaste. Los residuos pueden llegar a filtrarse y es posible que se vea comprometida la matriz.[31]

*d)Matriz plana:* Es una especie de molde el cual cuenta con una Fig. circular con varios agujeros dentro de ella los cuales dan la forma cilíndrica al pellet. Dentro de estos agujeros, la fuerza de fricción debe ser suficiente para que la materia prima se vuelva un aglomerado sólido. Sus especificaciones pueden variar dependiendo la tarea para la cual sea diseñada.



Fig. 21 Matriz plana[32]

Dentro de estas especificaciones que pueden variar se encuentran su espesor, el tipo de alivio que hay en los agujeros, el número de agujeros y sus materiales de fabricación.

○ **Materiales de fabricación**

En la siguiente Fig. se muestra una recopilación de los diferentes materiales que se pueden emplear.

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

Fig. 22 Materiales de fabricación de matriz plana[31]

Dentro de la selección del material se tendrán en cuenta los materiales de los demás componentes que están en contacto con la matriz, ya que es precisamente sobre esta última que los diferentes esfuerzos del proceso recaen.

○ **Índice de compresión**

La relación entre la longitud efectiva y el diámetro de los agujeros de la matriz es un parámetro fundamental en el proceso de peletización. Junto con las características de la materia prima, esta relación determina la fricción generada dentro de los agujeros de la matriz. Por esta razón, es esencial analizar las propiedades de la materia prima para garantizar la obtención de pellets con las características deseadas.

○ **Espesor**

El espesor de la matriz estará determinado por la suma de la profundidad del avellanado, la longitud efectiva de la matriz y el alivio de la matriz de esta manera

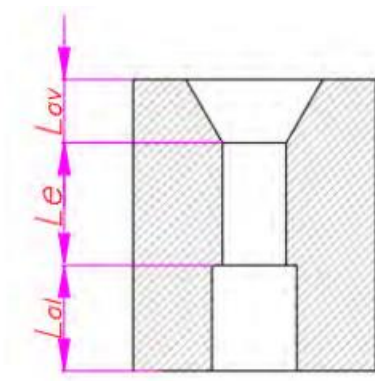


Fig. 23 Fig. dentro de la matriz plana[31]

A continuación, se mostrará una Fig. comparando las matrices con un alto espesor y un espesor más elevado, teniendo en cuenta que el espesor lo determinará el material que estemos trabajando.

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

Fig. 24 Ventajas y desventajas en el ancho de la matriz[31]

○ **Alivio de los agujeros en la matriz plana**

Su función principal es reducir la longitud efectiva y permitir la modificación del índice de compresión sin alterar el espesor total de la matriz.

En la variedad de alivios podemos encontrar:

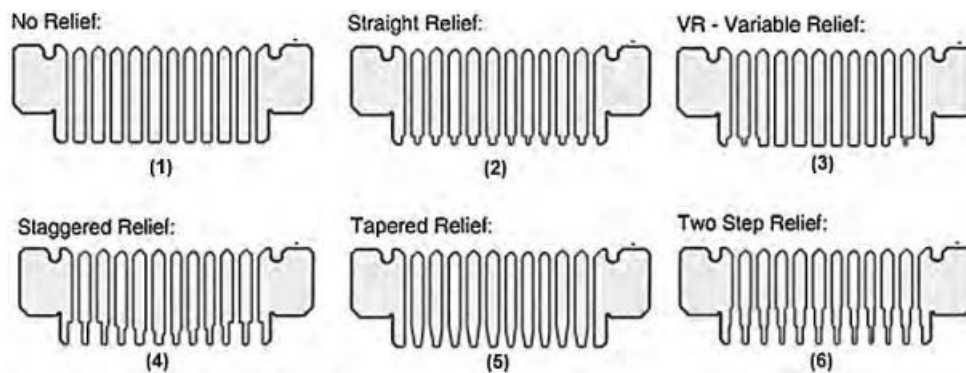


Fig. 25 Tipos de alivio en los agujeros de matrices planas[26]

- **Sin alivio:** En este diseño, el espesor total y el espesor efectivo de la matriz son idénticos, lo que ayuda a mantener la calidad esperada del pellet.
- **Alivio uniforme:** En este caso, todos los agujeros de la matriz conservan el mismo espesor efectivo sin variaciones.
- **Alivio progresivo:** Los agujeros situados en la periferia de la matriz presentan un alivio más profundo en comparación con los del centro, lo que disminuye la resistencia en los canales externos.
- **Alivio escalonado:** A diferencia del alivio progresivo convencional, aquí la profundidad de los agujeros varía en distintos niveles desde el centro hacia el exterior, en lugar de ser uniforme.
- **Alivio en forma cónica:** La salida de los orificios adopta una forma cónica, lo que facilita la pelletización de materiales con contenido de fibra, aquellos que tienden a expandirse tras la compactación y otros que presentan dificultad para formarse en pellets. En este caso, la matriz cuenta con un espesor efectivo más reducido.
- **Alivio por niveles:** Se implementa un sistema de alivio por etapas, en el cual cada nivel posee orificios con distintos diámetros. Este método se emplea en materiales que tienden a expandirse luego del prensado o en aquellos que requieren temperaturas y humedad elevadas durante el proceso.[26]
  - **Cantidad y espaciado de los agujeros en la matriz**

Según la Fig. 14, la relación de área total abierta es determinada por el diámetro de los agujeros y el espacio mismo entre ellos.

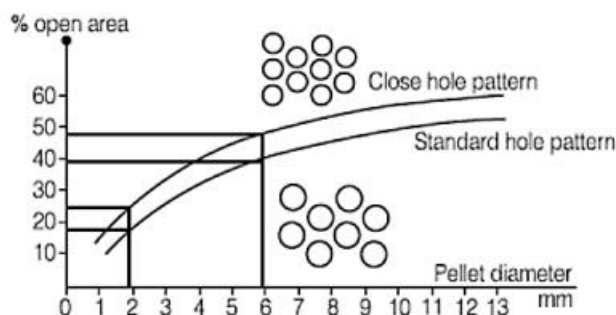


Fig. 26 Diámetro de pellet vs porcentaje de área abierta[33]

Dentro de este apartado existen tipos de conFig.aciones en las cuales los agujeros de la matriz serán dispuestos para el proceso de peletizado. Y estos son:

- **Espacio pequeño:** Este tipo de conFig.ación presenta un incremento de hasta 25% más eficiencia en la producción, en la calidad del pellet y en la eficiencia de términos energéticos.
- **Espaciado estándar:** Se suelen utilizar para trabajar diferentes tipos de materia prima.
- **Espacio extenso:** Son generalmente utilizados para materiales los cuales son difíciles de procesar, pero al contar con una menor cantidad de agujeros en la matriz la producción se ve reducida[33]

e) **Cuchilla de corte:** En los procesos de fabricación, se suele emplear acero rápido, un material ampliamente utilizado en el mecanizado de diversos componentes, como fundiciones, plásticos y madera. Este acero se caracteriza por su excelente resistencia al desgaste, gran tenacidad y elevada dureza en condiciones de trabajo. Dado que la matriz plana gira constantemente, el sistema de corte debe permanecer fijo, al igual que los rodillos. Por este motivo, las cuchillas pueden sujetarse a la carcasa del eje principal de la peletizadora. En algunos casos, la longitud del pellet puede modificarse ajustando la altura de la cuchilla de corte; de lo contrario, esta se mantiene en una posición fija con una altura previamente definida. Se recomienda un ángulo de afilado de 45°, ya que facilita el corte en la madera y mejora la eficiencia del proceso.

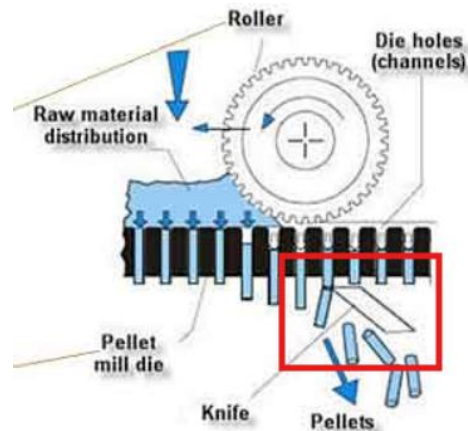


Fig. 27 Cuchilla en peletizadora de matriz plana[34]

- f) **Eje principal:** El eje tiene la función de recibir la potencia proveniente de los componentes de transmisión, permitiendo el giro de la matriz plana y el desarrollo del proceso de peletización. Está sometido a diversas fuerzas y momentos que influyen en su diseño, por lo que es necesario realizar los cálculos correspondientes para determinar un diámetro adecuado que garantice su resistencia y funcionamiento óptimo.



Fig. 28 Eje principal[32]

- g) **Rodamientos:** Los rodamientos de bolas y los rodamientos de rodillos cónicos son componentes fundamentales en sistemas de transmisión mecánica, ya que permiten la rotación eficiente de ejes y otros elementos móviles. Los rodamientos de bolas destacan por su capacidad para operar a altas velocidades con un bajo nivel de fricción, además de soportar tanto cargas radiales como axiales en ambas direcciones. Debido a su diseño compacto y versátil, se utilizan ampliamente en aplicaciones donde se requiere precisión

y bajo mantenimiento. En la maquina extrusora de pellets suelen encontrarse en el eje de los rodillos de compactación y los elementos de transmisión.

Por su parte, los rodamientos de rodillos cónicos están diseñados para soportar cargas combinadas, es decir, radiales y axiales en un solo sentido. Su estructura, compuesta por un aro exterior y un aro interior con rodillos cónicos dispuestos en una jaula, permite distribuir las cargas de manera eficiente y proporcionar una mayor capacidad de carga en comparación con los rodamientos de bolas. Gracias a esta configuración, son ideales para aplicaciones que requieren resistencia a cargas elevadas y estabilidad en el montaje y desmontaje. Estos suelen encontrarse en la parte superior del eje principal. [35]

Tipo	Anillo exterior	Anillo interior	Cuerpos rodantes	Material sintético	Chapa embutida	Maciza mecanizada
Rodamiento de bolas						
Rod. de rodillos cilíndricos						
Rod. de rodillos cónicos (cabeza) (cono)						
Rod. de rodillos a ritula						
Rodamiento de agujas						
Rod. axial de bolas (arandela-alapamiento) (arandela-eje)						
Rod. axial de rodillos a ritula (arandela-alapamiento) (arandela-eje)						

Fig. 29 Tipos de rodamientos[36]

- h) Elementos de transmisión de potencia:** Los elementos de transmisión en una máquina están definidos por su diseño y pueden incluir componentes como correas, bandas, engranajes o tornillos sin fin. Su función principal es recibir la potencia del motor para regular y reducir la velocidad del eje principal. Además, según la configuración adoptada, estos elementos pueden accionar la matriz o los rodillos, dando inicio al proceso de compactación del material.

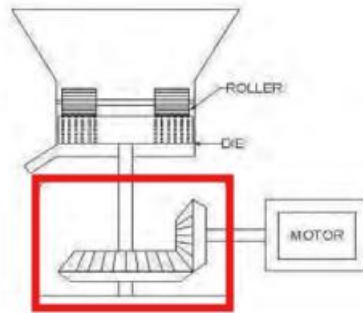


Fig. 30 Sistema de engranaje conico a 90°[37]

### ***F. Modelación CAD***

El desarrollo del sistema CAD se debe basar en la implementación de diferentes capas de edición, en el cual se permita una representación gráfica fiable del modelo que se esté trabajando. Específicamente debe cumplir con las siguientes funciones:

- Definición y delimitación dinámica del objeto
- Diferentes ángulos de visión
- Cálculo del comportamiento de sus propiedades
- Edición del modelo
- Generación de planos
- Conexión a un sistema de fabricación (CAM) [38].

Y aunque es difícil generalizar los componentes que debe tener un sistema CAD, en todos podemos encontrar:

- Un modelo, el cual es la representación en el sistema operativo. Este debe contener toda la información que sea requerida para describir al objeto en cuestión.
- Un subsistema de edición, ya que este permitirá la creación y la edición del objeto que se esté trabajando.
- Un subsistema de visualización el cual se encargará de generar todas las imágenes del objeto en diferentes ángulos de visión.
- Un subsistema de cálculo, pues de esta manera se logrará determinar las propiedades del objeto para trabajarlas de manera dinámica en simulaciones.

Como podemos observar el sistema CAD, representa una herramienta muy importante a la hora de realizar trabajos de diseño, por lo cual su campo de aplicación se extiende a toda la industria de cualquier ámbito.

Los fundamentos que sustentan este proceso requiere de varias disciplinas trabajando de manera conjunta, además del conocimiento a nivel específico que debe tener el diseñador para trabajar en una tarea igualmente específica de CAD, el uso de CAD se sustenta principalmente en disciplinas como el modelado geométrico, el cual se ocupa de los métodos por los cuales se representarán las diferentes dimensiones geométricas, o técnicas de visualización que es una parte esencial para la generación de una representación visual de la tarea que se esté realizando. También se destacan las técnicas de interacción gráfica, el diseño de la interfaz del usuario, la implementación de una base de datos y finalmente los métodos numéricos [39].

### ***G. Metodología de Karl T. Ulrich***

La metodología del diseño incorpora grupos de indicaciones y prescripciones para poder solucionar algunos problemas derivados del diseño, en esta se determina la secuencia más adecuada de acciones, su contenido y los procedimientos específicos

El método de Karl T. Ulrich es un conjunto de métodos de desarrollo de productos que incorporan los sectores de la mercadotecnia, diseño y manufactura.

Este método comprende seis fases, las cuales son: planeación, desarrollo del concepto, diseño a nivel sistema, diseño de detalle, pruebas y refinamiento y finalmente inicio de producción. Ejecutando correctamente estas seis fases podremos obtener resultados satisfactorios para el proceso de desarrollo de nuestro prototipo.

#### **▪ Planeación**

- Articular y definir el mercado del proyecto.
- Considerar factores en la arquitectura del producto.
- Identificar limitaciones y restricciones del proyecto.
- Investigación, finanzas y partes de economía.

#### **▪ Desarrollo del concepto**

- Identificar requerimientos del proceso
- Identificar beneficiarios
- Identificar subsistemas y productos
- Desarrollo de conceptos de diseño basado en criterios objetivos
- Prueba de prototipos
- Calcular costos y viabilidad de producción
- Establecer relación en finanzas y patentes ya existentes

- **Diseño a nivel de sistema**

- Desarrollar un sistema confiable para las opciones del mecanismo
- Generar diferentes arquitecturas para el producto
- Identificar fabricantes y proveedores para establecer costos
- Análisis para fabricar

- **Diseño de detalles**

- Desarrollo plan de marketing
- Definir parámetros y características como materiales, geometría y documentos de diseño.
- Definir procesos para la producción del mecanismo

- **Prueba y refinamiento**

- Desarrollar materiales de producción y proceso de lanzamiento
- Pruebas para la confiabilidad, duración y el correcto funcionamiento del proyecto.
- Aprobación del proyecto

## VI. DISEÑO METODOLÓGICO

El siguiente proyecto será desarrollado en función de los objetivos específicos planteados y en su debido orden específico

### ***A. Enfoque de la Investigación***

La investigación es aplicada y cuantitativa, ya que se orienta al desarrollo de un modelo de máquina extrusora para la producción de pellets de biomasa, utilizando herramientas computacionales para su diseño y simulación.

### ***B. Tipo de Investigación***

- Diseño y simulación computacional: Se emplearán herramientas CAD para modelar y analizar el comportamiento mecánico de la máquina.
- Descriptiva y analítica: Se analizarán las propiedades del aserrín y los parámetros óptimos de extrusión.

### ***C. Métodos y Procedimientos***

#### ***1) Análisis de la Materia Prima***

- Caracterización del aserrín: humedad, tamaño de partícula, densidad aparente.
- Evaluación de las propiedades físicas y mecánicas (resistencia a la compresión, cohesión).
- Determinación de ecuaciones y normas aplicables.
- Indicador: Parámetros de la materia prima establecidos.
- Resultado: Parámetros óptimos de compresión y extrusión.

#### ***2) Diseño y Modelado de la Máquina***

- Selección de software CAD (ej. SolidWorks, AutoCAD, Inventor).
- Creación de modelos tridimensionales detallados de los componentes principales (tolva, husillo, cámara de extrusión, motor, sistema de corte).
- Indicador: Número y detalle de modelos 3D creados.
- Resultado: Modelos tridimensionales funcionales de la máquina extrusora.

#### ***3) Simulación y Análisis de Componentes***

- Análisis estructural mediante CAE (ej. ANSYS, Abaqus).
- Evaluación de esfuerzos y deformaciones en husillo y cámara de extrusión.
- Indicador: Resultados de simulación estructural.
- Resultado: Validación del desempeño mecánico de la máquina.

#### ***4) Evaluación y Validación del Diseño***

- Comparación de los resultados de simulación con datos de referencia.
- Ajustes y optimización del diseño según el desempeño obtenido.
- Indicador: Comparación con estándares y modelos previos.
- Resultado: Diseño optimizado y funcional de la máquina extrusora.

#### ***5) Conclusiones y Recomendaciones***

- Resumen de hallazgos obtenidos en el diseño y simulación.
- Propuestas para futuras mejoras y posibles implementaciones experimentales.

## VII. DESARROLLO

### A. Metodología de diseño de Karl T. Ulrich

#### 1) Identificación de oportunidades

**a) Problema identificado:** En Santander, se cuenta con una gran variedad de residuos orgánicos como cáscaras de café, bagazo de caña, rastrojos agrícolas, residuos de madera, que no se logran aprovechar de una manera eficiente, generando contaminación y el desperdicio de los mismos recursos.

**b) Oportunidad:** Diseñar una máquina extrusora de pellets de bajo costo que permita de esta manera aprovechar los residuos en forma de pellets de biomasa, para ser una fuente de energía sostenible y económica.

#### c) Beneficios:

- Reducción de residuos orgánicos
- Generación de energía
- Creación de alternativas energéticas para comunidades rurales.

#### 2) Generación de especificaciones

##### a) Especificaciones:

- Funcionalidad: La máquina debe ser capaz de compactar residuos orgánicos de aserrín en forma de pellets de biomasa.
- Coste: Debe ser asequible para pequeños productores y comunidades rurales
- Portabilidad: Diseño compacto y fácil de transportar
- Capacidad operativa: Se dimensionará con una capacidad operativa de 15kg/hora.
- Energía: Funcionará con energía eléctrica.
- Materiales: Utilizar materiales locales y reciclados para reducir costo.
- Sostenibilidad: Compatible con residuos orgánicos locales.
- Durabilidad: Vida útil de 5 años con mantenimiento básico.

3) **Generación de conceptos:** Se exploran diferentes tipos de peletizadoras

- a) **Matriz plana:** Bajo costo, mecánicamente más sencilla, eficiente para producción a pequeña escala.
- b) **Matriz anular:** Mayor capacidad operativa, requiere de mayor mantenimiento, más costosa.
- c) **Extrusión con tornillo sinfín:** Compacta, requiere mantenimiento constante, adecuada para residuos fibrosos.

Se consideran sistemas de alimentación:

- d) **Maquina manual:** Operada con una palanca o manivela, ideal para zonas con difícil acceso a energía eléctrica.
- e) **Maquina eléctrica:** Con motor de bajo consumo, adecuado para zonas con acceso a energía eléctrica.
- f) **Maquina híbrida:** Combinación de energía manual y eléctrica.

4) **Selección de concepto**

a) **Criterios de evaluación:**

- Costo de fabricación
- Simplicidad
- Operabilidad
- Mantenimiento
- Versatilidad

Criterio	Matriz plana	Matriz anular	Tornillo extrusor
Costo de fabricación	●●●	●●	●●●
Simplicidad	●●●	●	●●●
Operabilidad	●●	●●●	●●
Mantenimiento	●●●	●	●●
Versatilidad	●●	●●●	●●

Fig. 31 Criterio de evaluación para maquina extrusora de pellets

Se selecciona una peletizadora eléctrica de matriz plana con rodillos de compresión debido a su simplicidad y bajo costo.

### **5) *Diseño preliminar***

#### **a) *Componentes principales:***

- Tolva de alimentación
- Mecanismo de compactación mediante rodillos
- Matriz plana
- Motor eléctrico de bajo consumo
- Elemento de corte
- Estructura de soporte

#### **b) *Calculo:***

- Dimensión del pellet
- Fuerzas de compresión
- Dimensionamiento de rodillos
- Dimensionamiento de la matriz plana
- Selección de motor
- Modelado CAD de la maquina en SolidWorks

#### **c) *Materiales:***

- Acero
- Aluminio
- Componentes locales

### **6) *Diseño detallado***

#### **a) *Especificaciones técnicas:***

- Dimensiones
- Peso
- Potencia del motor
- Geometría del pellet
- Capacidad operativa
- Planos detallados y modelos CAD para el proceso de fabricación.

**b) Integración de manufactura:** Se busca relacionar la optimización del diseño con los procesos de fabricación para facilitar la producción de la maquina con herramientas de fácil acceso.

#### **7) Pruebas y validación**

##### **a) Pruebas**

- Procesamiento de la biomasa
- Medición de la eficiencia en kilogramos por hora y la calidad de los pellets
- Pruebas de durabilidad y seguridad.

##### **b) Ajustes**

- Ajustes al mecanismo de compactación para evitar inconvenientes

#### **8) Lanzamiento y producción**

##### **a) Fabricación**

- Colaboración con talleres de Santander para la producción
- Uso en lo posible de materiales reciclados y componentes disponibles dentro la misma región.

##### **b) Distribución**

- Venta directa a cooperativas agrícolas y pequeños productores locales.
- Capacitación en el uso y mantenimiento de la máquina.

##### **c) Marketing**

- Campañas para concientizar a las personas sobre los beneficios de los pellets de biomasa.
- Demostraciones en ferias agrícolas.

#### **9) Evaluación post-lanzamiento**

##### **a) Retroalimentación de usuarios:**

- Encuestas a los usuarios para identificar áreas de mejora.
- Monitoreo del desempeño de la maquina en el campo.

##### **b) Posibles mejoras futuras:**

- Desarrollo de una versión con mayor capacidad de trabajo y que acepte diferentes tipos de materia prima.
- Incorporación de paneles solares para zonas sin electricidad o para mejorar su rendimiento eléctrico.

**10) Resultado final:** Una maquina pelletizadora eléctrica de matriz plana de bajo costo que permite a las diferentes comunidades rurales de Santander transformar residuos orgánicos en pellets de biomasa, contribuyendo de esta manera con la sostenibilidad ambiental de la zona y generando una fuente de energía renovable y económica para las labores que se puedan llegar a requerir.[40]

## **B. Diseño del sistema extrusor de pellets**

### **1) Consideraciones iniciales**

- Este diseño estará pensado para la compactación en pellets de aserrín sin tener en cuenta el proceso de preparación de esta antes de entrar en el proceso de compactación.
- De acuerdo con lo establecido en la Norma CEN/TS 14697 certificación europea para biocombustibles sólidos, el pellet seleccionado cuenta con un diámetro de 6 mm debido a que es el menos propenso a desmenuzamiento a granel
- La máquina extrusora de pellets deberá operar a un ritmo de 35 kg/ h
- Los avellanados cónicos presentes en la matriz seguirán lo estándar en el mercado lo cual será una conicidad de entre  $55^\circ - 60^\circ$ .
- Teniendo en cuenta la bibliografía de varios autores, se ha podido evidenciar que al momento de tener una buena compactación en el pellet la presiones suelen presentarse entre 1100 y 2500  $kg/cm^2$  lo que es lo mismo 188 MPa y 295 MPa.
- Para el cálculo se consideró el valor más alto de la resistencia al corte de las maderas el cual es 14 MPa (APÉNDICE A).

**2) Capacidad de producción:** Para asegurar la producción de 35 kg/ h se tendrá un factor de sobreproducción el cual está relacionado de la siguiente manera:

$$\dot{m} = \dot{m}_{req} \cdot C_{sp}$$

$$\dot{m} = 35 \frac{kg}{h} \cdot 1,25 = 43,75 \frac{kg}{h}$$

Donde:

- $\dot{m}$  es la capacidad de producción en kg/h
- $\dot{m}_{req}$  es la capacidad de producción requerida en kg/h
- $C_{sp}$  es el factor de sobreproducción (1,25)

3) **Flujo volumétrico de aserrín:** Para encontrar el flujo volumétrico del aserrín tenemos que

$$Q = \int_A v \cdot dA$$

Donde:

- Q es el flujo volumétrico en  $m^3/s$
- A es el área de una sección transversal en  $m^2$
- v es la velocidad del fluido normal a A en m/s
- Si el flujo es uniforme la integral se simplifica de tal manera que:

$$Q = vA$$

Definiendo entonces el flujo masico tenemos que:

$$\dot{m} = \int_A \rho v \cdot dA$$

Si la densidad es constante y el flujo es uniforme la ecuación se simplifica de tal manera que:

$$\dot{m} = \rho vA$$

Con estas dos ecuaciones tendremos entonces que:

$$Q_{aserrin} = \frac{\dot{m}}{\rho_{aserrin}}$$

$$Q_{aserrin} = \frac{43,75 \text{ kg/h}}{250 \text{ kg/m}^3} = 0,175 \frac{m^3}{h}$$

Donde:

- $Q_{aserrin}$  es el flujo volumétrico del aserrín.
- $\rho_{aserrin}$  es la densidad del aserrín.

#### 4) Pellet

- a) **Longitud del pellet:** La longitud del pellet será determinada de acuerdo a las especificaciones de la norma CEN/TS 14691 la cual especifica que para un pellet de diámetro de 6mm tendremos que:

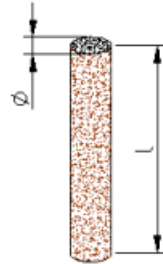


Fig. 32 Dimensiones del pellet[33]

$$l \leq 5 \cdot \varnothing_{\text{pellet}}$$

$$l \leq 5 \cdot 6\text{mm}$$

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

- a) **Sección de área del pellet:** Con la siguiente ecuación se calculará la sección de área de pellet y el área del agujero en la matriz plana.

$$A = \pi \cdot (\varnothing/2)^2$$

$$A = \pi * (0,006/2)^2 = 28,87 \text{ mm}^2 = 2,87 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

- b) **Volumen del pellet:** Para calcular el volumen del pellet tenemos la siguiente relación:

$$V_{\text{Pellet}} = A * L$$

$$V_{\text{Pellet}} = 2,83 \text{ E}^{-5} \text{ m}^2 * 0,02 \text{ m} = 5,65 \text{ E}^{-7} \text{ m}^3$$

- c) **Relación de compresión:** Es la relación que existe entre el espesor efectivo de compresión y el diámetro del hueco, con esta relación lograremos determinar el grado de compactación del aserrín.

$$R_c = \frac{1}{d/l}$$

$$R_c = \frac{1}{6\text{mm}/20\text{mm}} = 3,333$$

d) **Volumen de aserrín:** El volumen de aserrín necesario para formar un pellet será:

$$V_{aserrin} = V_{pellet} * R_c$$

$$V_{aserrin} = 5,65E^{-7}m^3 * 3,333$$

$$V_{aserrin} = 1,88E^{-6}m^3$$

e) **Densidad del pellet:** La densidad del pellet será igual a la densidad del aserrín por la relación de compresión.

$$\rho_{pellet} = \rho_{aserrin} * R_c$$

$$\rho_{pellet} = 250 \text{ kg}/m^3 * 3,333$$

$$\rho_{pellet} = 833,25 \text{ kg}/m^3$$

5) **Compresión del aserrín:** Los rodillos al realizar el trabajo de compresión de la materia prima dentro de los agujeros de la matriz plana, se generarán fuerzas y presiones dentro de la matriz. No se generarán en todo el largo de la matriz debido a que esta cuenta con avellanados y alivios al comienzo y al final. Estas fuerzas y presiones se generarán en lo que llamaremos longitud efectiva.

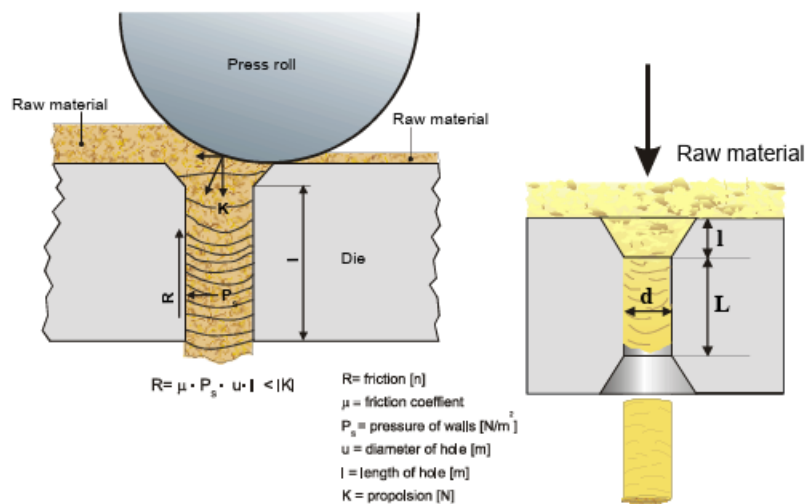


Fig. 33 Fuerzas que suceden en el interior de la matriz plana[23]

a) **Presión para superar la fricción:** La fracción generada por el contacto entre la materia prima y el dado de la matriz generara una fuerza opuesta a la que produce el rodillo. Debido a esta fuerza opuesta los rodillos deberán generar una presión adicional para superar la fuerza de fracción y de esta manera los pellets puedan salir de la matriz. Esta presión estará relacionada de la siguiente manera:

$$P_f = \bar{Y}_s * \frac{4L_e}{\phi}$$

Donde:

- $P_f$  es la presión para superar la fracción en MPa
- $\bar{Y}_s$  es la resistencia al corte del material
- $L_e$  es la longitud efectiva
- $\phi$  es el diámetro del pellet

Para el valor de  $\bar{Y}_s$  usaremos el valor de la madera Guayacán debido a que es el de valor mayor de resistencia al corte (APÉNDICE A).

Tenemos de esta manera que:

$$P_f = 14MPa * \frac{4 * 20mm}{6mm} = 186,67MPa$$

b) **Presión en las paredes del interior de la matriz:** El aserrín al comprimirse dentro de las paredes del dado generará una presión de fracción en las paredes de la matriz, se termina esa presión con la siguiente ecuación:

$$P_c = \frac{P_f * \phi}{4 * \mu * L_e}$$

$$P_c = \frac{186,67MPa * 6mm}{4 * 0,5 * 20mm} = 28,0005MPa \approx 28MPa$$

Donde:

- $\mu$  es el coeficiente de fricción entre la biomasa y las paredes de la matriz (APÉNDICE B)

c) **Fuerza de compresión en la matriz:** La fuerza de compresión viene de la presión de compresión que se ejerce sobre el área de compresión efectiva dentro de la matriz.

$$F_c = P_c * A_c$$

$$F_c = 28 \times 10^6 * 2,827 \times 10^{-5}$$

$$F_c = 791,68 \text{ N}$$

d) **Fuerza de fricción en los agujeros de la matriz:** Dentro de la matriz al material pasar por las paredes internas de los agujeros presentará una resistencia al movimiento, esta fuerza es la fuerza de fricción.

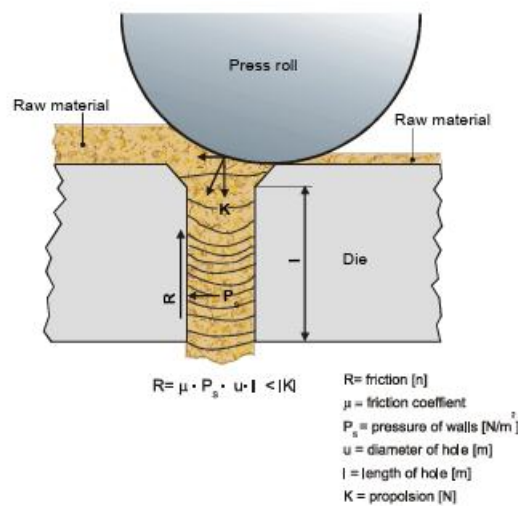


Fig. 34 Esquema del sentido de la fuerza fricción dentro de la matriz[23]

Podemos determinarla por la siguiente ecuación:

$$F_r = \tau * A$$

Donde:

- $\tau$  es el esfuerzo cortante por fricción en Pa
- A es el área de contacto de la biomasa y la superficie del agujero en m<sup>2</sup>

El esfuerzo cortante por fricción está dado por:

$$\tau = \mu * P$$

Donde:

- $\mu$  es el coeficiente de fricción entre la biomasa y las paredes de la matriz
- P es la presión sobre las paredes del agujero en N/m<sup>2</sup>

Entonces tenemos que:

$$F_r = \mu * P * A$$

Teniendo en cuenta que el área de contacto es:

$$A = \pi * d * L_e$$

Y que la presión dentro del cilindro está dada por:

$$P_c = \frac{F_c}{A_c}$$

$$A_c = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$A_c$  Es el área de la sección transversal del agujero

Reemplazando en la ecuación principal tenemos que la fuerza de fricción estará dada por:

$$F_r = \mu * \frac{F_c}{\frac{\pi * d^2}{4}} * (\pi * d * L_e)$$

$$F_r = \mu * F_c * \frac{4L_e}{d}$$

$$F_r = 0,5 * 791,68N * \frac{4(0,020m)}{0,006m} = 5277,88 N$$

**6) Dimensionamiento de los rodillos:** Para evitar el deslizamiento del material y dado que el aserrín como material tiene características fibrosas, el tipo de rodillo seleccionado serán los rectos corrugados de extremo abierto.

**a) Radio de los rodillos:** El radio de los rodillos está relacionado con la altura de la materia prima antes y después de pasar por el área de trabajo del rodillo de la siguiente manera:

$$h_o - h_f = \mu^2 * r$$

Donde

- $h_o$  es la altura de la materia prima antes de entrar en contacto con el área de trabajo del rodillo (se toma un estimado de 10 mm ya que la capacidad de producción es relativamente pequeña)
- $h_f$  es la altura de la materia prima después de entrar en contacto con el área de trabajo del rodillo (0,2mm)
- $\mu$  es el coeficiente de fricción entre el material y el acero (APÉNDICE B)
- $r$  es el radio del rodillo de compactación

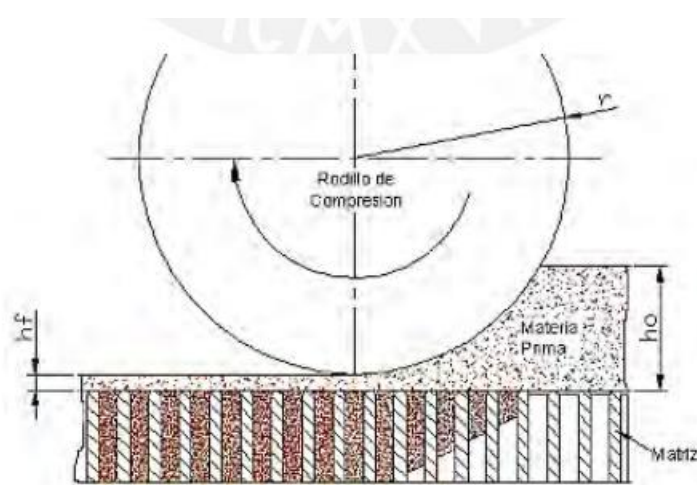


Fig. 35 Representación en la geometría de un rodillo de compactación[17]

Entonces despejando  $r$  encontramos que:

$$r = \frac{h_o - h_f}{\mu^2}$$

Reemplazando tenemos que

$$r = \frac{0,010mm - 0,0002mm}{0,5^2} = 39,2mm \approx 40 mm$$

- b) **Ancho del rodillo:** Debido a que la capacidad operativa no es muy alta y con el fin de no ocupar mucho espacio se considerará un 75% del radio del rodillo como su ancho

$$a_r = r * 75\%$$

$$a_r = 40mm * 75\% = 30mm$$

Donde:

- $a_r$  es el ancho del rodillo de compactación en mm
- c) **Masa del rodillo:** Teniendo la geometría aproximada del rodillo de compactación y teniendo en cuenta que se realizara en una aleación de acero podemos calcular su masa con la siguiente relación:

$$m_{rodillo} = V_{rodillo} * \rho_{acero}$$

$$m_{rodillo} = (\pi * r^2 * a_{rodillo}) * \rho_{acero}$$

$$m_{rodillo} = (\pi * (0,040m)^2 * 0,030m) * 7850 \frac{kg}{m^3} = 1,18kg$$

Donde:

- $m_{rodillo}$  es la masa del rodillo en kg
  - $r$  es el radio del rodillo en metros
  - $a_{rodillo}$  es el ancho del rodillo en metros
  - $\rho_{acero}$  es la densidad del acero ( $7850 \frac{kg}{m^3}$ )
- d) **Velocidad tangencial de la matriz plana:** Como se estableció al comienzo del proyecto esta máquina extrusora de pellets tendrá dentro de sus características de funcionamiento que la matriz será la que girara mientras que los rodillos de compactación se mantienen estáticos. Debido a que la capacidad buscada es relativamente baja, se mantendrá una velocidad de giro baja también. Dentro de los fabricantes se suelen encontrar velocidades de giro de 60 a 600 rpm. Es por eso por lo que consideraremos dentro de la naturaleza de la maquina una velocidad angular  $w_m$  de 300 RPM el cual vendrá del giro del eje principal y un radio de la matriz de 80mm. Tenemos entonces que:

$$v_{tan\ matriz} = r * w_m * \frac{2 * \pi}{60}$$

$$v_{tan\ matriz} = 0,080\ m * 300RPM * \frac{2 * \pi}{60} = 2,513m/s$$

- e) **Velocidad angular del rodillo:** Para poder estimar la velocidad angular del rodillo se debe igualar las velocidades tangenciales de la matriz y el rodillo en el último punto de contacto de el rodillo con la matriz. Para realizar el cálculo, se ha establecido una distancia entre el centro de la matriz y el agujero más lejano  $R'$  de 55mm.

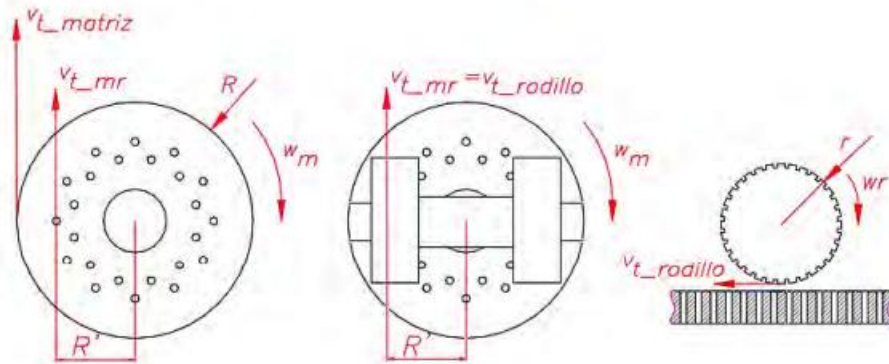


Fig. 36 Velocidades en la matriz y en los rodillos de compactación[31]

$$v_{tan2} = R' * w_m$$

$$v_{tan2} = 0,055 * 300RPM * \frac{2 * \pi}{60} = 1,72m/s$$

Donde:

- $v_{tan2}$  es la velocidad tangencial de la matriz en el agujero más lejano en m/s

Como la velocidad en el último punto de contacto con respecto al centro de la matriz del rodillo y la misma matriz están girando a la misma velocidad igualamos las ecuaciones de tal manera que:

$$v_{tan2} = v_{tanrodillo}$$

$$1,72 \text{ m/s} = 0,040m * w_r$$

$$w_r = 43 \frac{rad}{s}$$

Donde:

- $w_r$  es la velocidad angular del rodillo en rad/s

f) **Aceleración normal del rodillo:** Para determinar la aceleración normal del rodillo debemos tener su velocidad angular y el radio del rodillo con lo cual tenemos que:

$$a_{normal\ rodillo} = r * \omega_r^2$$

$$a_{normal\ rodillo} = 0,040m * \left(43 \frac{rad}{s}\right)^2 = 73,96 m/s^2$$

g) **Fuerza de compactación de los rodillos:** Los rodillos ejercen una fuerza de compactación “K” sobre la biomasa al momento que esta pasa por su superficie de trabajo, como se muestra en la siguiente Fig..

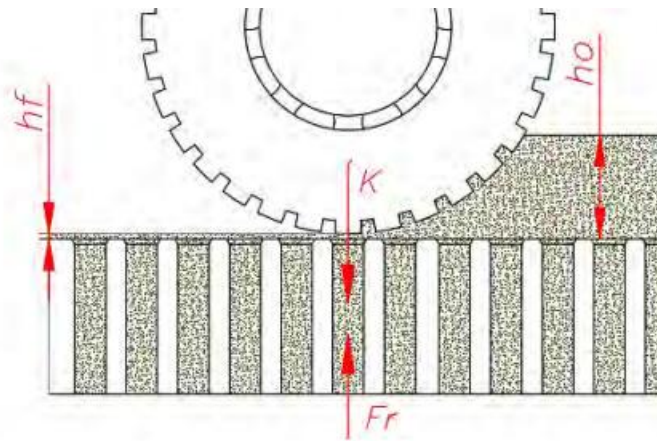


Fig. 37 Fuerza de compactación "K" con respecto a la fuerza de fricción[31]

$$K - F_r = m_r * a_{normal\ rodillo}$$

$$K - 5277,88 N = 1,18kg * 73,96 m/s^2$$

$$K = 5365,15N$$

Como se puede observar la fuerza de compactación es mayor a la fuerza de rozamiento por lo que la biomasa podrá salir en forma de pellet.

$$K > F_r$$

$$5365,15N > 5277,88 N$$

**h) Presión de compactación de los rodillos:** La presión está relacionada como la fuerza aplicada sobre un área determinada, en nuestro caso sería la fuerza de compactación sobre el área donde el pellet será compactado. Teniendo esto en cuenta tenemos entonces que:

$$P_r = \frac{K}{A} = \frac{5365,15N}{28,27mm^2} = 189,7MPa$$

Como podemos ver en la Fig. 1, existe un límite al cual la biomasa debe ser comprimida, esto debido a que aumentar la presión no necesariamente representa una ganancia significativa en la densidad del pellet.

Las presiones óptimas para trabajar un pellet se encuentran entre los 50Mpa y los 250MPa[4]. Por lo que la presión que obtenemos por parte de nuestro sistema de rodillos de compactación entra en el criterio de funcionamiento.

7) **Matriz:** Ya tenemos el radio y el ancho de la matriz. Para completar su diseño necesitamos adicionalmente saber con cuantos agujeros debe contar nuestra matriz plana para asegurar que cumple de manera satisfactoria los requisitos de producción.

**a) Longitud horizontal del área de trabajo del rodillo:** Desde el momento que la materia prima hace contacto con el rodillo ( $h_o$ ) hasta que finalmente llega a el lugar de trabajo del rodillo ( $h_f$ ) la materia prima habrá recorrido una distancia “X”.

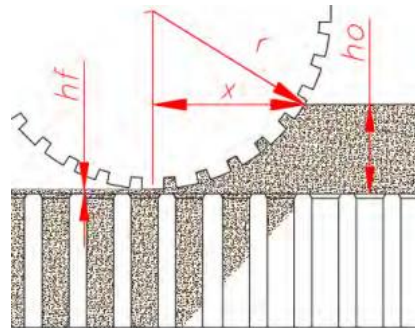


Fig. 38 Longitud horizontal X del área del trabajo[31]

Esa distancia X se puede determinar con:

$$X = \sqrt{r^2 - (r - (h_o - h_f))^2}$$

$$X = \sqrt{40mm^2 - (40mm - (10mm - 2mm))^2}$$

$$X = \sqrt{576} = 24mm$$

b) **Ángulo de trabajo del rodillo:** Desde el punto inicial de la biomasa hasta que llega al punto de trabajo con respecto a la matriz plana se formara lo que se conoce como ángulo de trabajo, este hace referencia al ángulo donde la biomasa será comprimida poco a poco. Como no existen huecos en la totalidad de la matriz se tomará como radio la distancia del centro de la matriz al hueco más lejano.

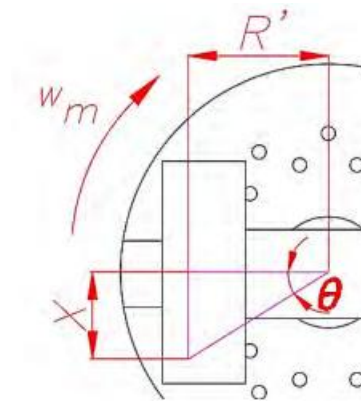


Fig. 39 Ángulo de área de trabajo del rodillo hasta el hueco más lejano[31]

Para el cálculo podemos ver que se forma un triángulo rectángulo del cual conocemos sus catetos. Tenemos entonces que

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

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{24mm}{55mm}\right) = 23,57^\circ$$

Donde:

- $\theta$  es el ángulo de trabajo del rodillo

- c) **Tiempo de compresión del aserrín:** Es el tiempo que el rodillo demora en realizar una compresión. Se encuentra en función del ángulo de trabajo del rodillo y de la velocidad angular de la matriz.

$$t_{compresion} = \frac{\theta}{\omega_m}$$

$$t_{compresion} = \frac{(23,57^\circ)(\pi/180)}{(300RPM)(2\pi/60)} = 0,013s$$

Donde:

- $t_{compresion}$  es el tiempo de compresión del aserrín en segundos.
- d) **Aceleración de la biomasa en el interior del agujero de la matriz:** A medida que la materia prima avanza en el interior de la matriz debido a la fuerza de compactación ejercida por los rodillos que es mayor a la fuerza de fricción por las paredes de la matriz, la biomasa adquiere una velocidad y una aceleración.

$$K - F_r = m * a_{inter}$$

$$5365,15N - 5277,88N = 18,75kg * a_{inter}$$

$$a_{inter} = 4,654 \frac{m}{s^2}$$

Donde:

- $a_{inter}$  es la aceleración en el interior del agujero
  - $m$  es la capacidad de producción de la maquina en una hora en kg
- e) **Desplazamiento en el interior de la matriz:** En el primer instante del trabajo de la maquina el aserrín tendrá una posición inicial de 0m y una velocidad inicial de 0 m/s. Entonces tenemos para un movimiento uniformemente acelerado que:

$$x(t) = x_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a t^2$$

Adaptando a nuestra maquina tenemos que:

$$x_{int} = x_0 + v_0 * t_{compresion} + \frac{1}{2} * a_{inter} * (t_{compresion})^2$$

$$x_{int} = 0 + 0 * 0,013s + \frac{1}{2} * 4,654 \frac{m}{s^2} * (0,013s)^2$$

$$x_{int} = 0,00039m \approx 0,4 \text{ mm}$$

f) **Espesor de la matriz:** El espesor de la matriz estará determinado por la suma de la profundidad del avellanado, la longitud efectiva de la matriz y el alivio de la matriz como se puede observar en la Fig. 14.

Teniendo entonces que:

$$E_{matriz} = L_{avellando} + L_{efectiva} + L_{alivio}$$

Tendremos entonces para el avellanado una profundidad de 3 mm para facilitar la entrada de biomasa al hueco, y un alivio de 15 mm.

$$E_{matriz} = 3mm + 32mm + 15mm = 50mm$$

g) **Cantidad de compresiones:** Son la cantidad de veces que se comprime y se desplaza la biomasa de aserrín dentro del agujero hasta salir de la matriz plana giratoria.

$$No_{Compresiones} = \frac{E_{matriz}}{x_{int}}$$

$$No_{Compresiones} = \frac{50mm}{0,4mm} = 125 \text{ compresiones}$$

h) **Cantidad de revoluciones:** Son las revoluciones que la biomasa de aserrín necesita para comprimirse y salir del agujero de la matriz plana. En nuestro sistema de extrusión de pellets contaremos con dos rodillos de compactación.

$$No_{Rev} = \frac{No_{Compresiones}}{No_{rodillos}} = 62,5$$

- i) **Tiempo de extrusión de un agujero:** Es el tiempo que tomara a un agujero el proceso de extruir un pellet y se determina con la velocidad angular de la matriz.

$$t_{extrusión} = \frac{No_{Rev} * 60}{w_m}$$

$$t_{extrusión} = \frac{47,5 * 60}{300} = 12,5 \text{ s}$$

- j) **Velocidad de extrusión de un agujero:** Es la velocidad a la cual ira la biomasa de aserrín dentro del agujero, teniendo el espesor de la matriz y el tiempo de extrusión podremos determinar la velocidad de extrusión, siendo que:

$$v_{extrusion} = \frac{E_{matriz}}{t_{extrusión}}$$

$$v_{extrusion} = \frac{50mm}{12,5s} = \frac{0,050m}{12,5s} = 0,004 \text{ m/s}$$

- k) **Flujo volumétrico del peletizado:** Depende de la capacidad de producción requerida y la densidad misma del pellet (Ver Fig. 1 con la presión de compactación).

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}}{\rho_{pellet}}$$

$$\dot{Q} = \frac{43,75 \text{ kg/h}}{1140 \text{ kg/m}^3} = \frac{0,03838 \text{ m}^3}{h} = \frac{1,066 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{s}$$

- l) **Número de agujeros de extrusión en la matriz plana**

$$No_{agujeros} = \frac{\dot{Q}}{v_{extrusion} * No_{rodillos} * A}$$

$$No_{agujeros} = \frac{\frac{1,066 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{s}}{0,004 \frac{m}{s} * 2 * (\pi(0,003m)^2)} = 47,12$$

$$No_{agujeros} \geq 47,12$$

$$No_{agujeros} = 50$$

Se dispondrá de un total de 50 agujeros para asegurar la capacidad de producción.

**m) Pellets producidos:** La cantidad de pellets producidos se puede encontrar con la siguiente ecuación:

$$No_{Pellets} = \frac{\dot{m}_{requerido}}{\rho_{pellet} * V_{pellet}}$$

$$No_{Pellets} = \frac{35 \text{ kg/h}}{1140 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 5,65 \text{ E}^{-7} \text{ m}^3} = 54339 \frac{\text{pellets}}{\text{h}}$$

### 8) Potencia de compactación

**a) Fuerza de fricción presente en la compactación:** Al existir una fuerza de compactación “K”, existirá una fuerza de fricción presente entre el aserrín, los rodillos y la matriz.

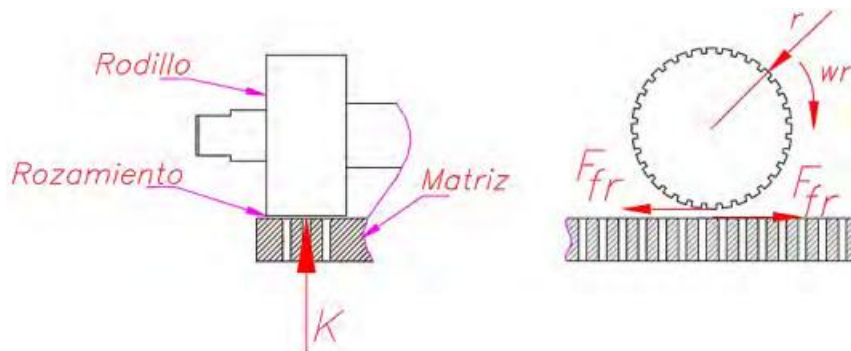


Fig. 40 Fuerza de fricción en la compactación[31]

La fuerza de fricción presente estará determinada por la fuerza “K” y por el coeficiente de fricción y la madera, de tal manera que:

$$F_{fr2} = K * \mu$$

$$F_{fr2} = 5365,15N * 0,5 = 2682,575N$$

**b) Momento torsor en el rodillo:** Cuando se utiliza una matriz plana giratoria en una máquina de pellets, los rodillos permanecen fijos en su posición, sujetos firmemente al sistema. En este diseño, la fuerza generada durante la compactación del material se transmite directamente hacia los ejes de los rodillos. Esto significa que los ejes soportan la carga mecánica producida al prensar la biomasa contra la matriz en movimiento.

$$M_{tr} = r_{rodillo} * F_{fr2}$$

$$M_{tr} = 0,040m * 2682,575N = 107,42 N \cdot m$$

Se entiende entonces que, al existir dos rodillos sujetos al eje de rodillos, este soportara una carga de 5298N y un momento torsor de 105,98 N · m.

**c) Momento torsor en el eje de la matriz:** Al tener presente la fuerza de fricción también tendremos un torque en sentido contrario a la rotación de la matriz, el cual afectará al eje principal.

$$M_{torsor\ matriz} = F_{fr2} * R' * N_{rodillos}$$

$$M_{torsor\ matriz} = 2682,575N * 0,055m * 2 = 295,08 N \cdot m$$

**d) Potencia requerida para la compactación:**

$$P_{compactación} = \frac{2 * \pi}{60} * w_{matriz} * M_{torsor\ matriz}$$

$$P_{compactación} = \frac{2 * \pi}{60} * 145RPM * 291,43 N \cdot m = 9270W = 9,9270kW$$

Se requiere de un motor de al menos 12,43HP para generar ese torque a 300 RPM.

Considerando un margen de seguridad del 20% se tendrá un motor entonces de 15HP.

**9) Cuchilla de corte:** Los pellets deben tener una longitud determinada, por lo que es necesario al momento de que el pellet salga de la matriz plana sea cortado a la longitud que se requiera. Para esto usaremos una cuchilla la cual estará estática debajo de la matriz. Para el cálculo de diseño tendremos la resistencia al corte de la madera.

$$Y_s = \frac{F_{cuchilla}}{S_{pellet}}$$

Donde:

- $Y_s$  es la resistencia al corte de la madera
- $F_{cuchilla}$  es la fuerza de corte de la cuchilla
- $S_{pellet}$  es la sección de pellet a cortar

Teniendo entonces un diámetro de pellet de 6mm y una resistencia al corte de 14,22MPa tenemos que:

$$14,22MPa = \frac{F_{cuchilla}}{\pi * \left(\frac{6}{2}\right)^2}$$

$$F_{cuchilla} = 14,22MPa * 28,27mm^2 = 402,1N$$

Teniendo ya la fuerza de corte podemos entonces encontrar el esfuerzo cortante presente, para el cual supondremos que la cuchilla tiene 20mm de largo con 2 mm de ancho y un ángulo de corte de 45°. Lo que nos dará una sección de área de 38mm<sup>2</sup>.

De esta manera, el esfuerzo cortante equivale a:

$$\tau_{cuchilla} = \frac{F_{cuchilla}}{S_{cuchilla}} = \frac{402 N}{38mm^2} = 10,57 MPa$$

Donde:

- $\tau_{cuchilla}$  es el esfuerzo cortante presente en la cuchilla
- $S_{cuchilla}$  es la sección transversal de la cuchilla

Como en la cuchilla solo existe esfuerzo de corte, se calcula el esfuerzo equivalente de la siguiente manera

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3 * (10,57MPa)^2} = 18,307MPa$$

Donde

- $\sigma_{eq}$  es el esfuerzo equivalente presente en la cuchilla

El acero para herramientas M2 es una excelente opción para cuchillas de corte en máquinas de pellets debido a su alta resistencia al desgaste y capacidad de mantener el filo bajo condiciones de trabajo exigentes. Su composición, que incluye un alto contenido de tungsteno, molibdeno y vanadio, le confiere una dureza superior y resistencia a la abrasión, características esenciales para cortar materiales fibrosos y abrasivos como los utilizados en la fabricación de pellets. Las propiedades la podemos encontrar en el APÉNDICE G. Procedemos entonces a entonces calcular el factor de seguridad de la cuchilla.

$$FS_{cuchilla} = \frac{\sigma_{elastico}}{\sigma_{eq}} = \frac{3250MPa}{18,107MPa} = 179,4$$

**10) Sistema de transmisión de potencia:** Al iniciar el proceso de diseño, se estableció una velocidad de operación de 300 RPM para la máquina. Asimismo, se determinó que el sistema requiere una potencia mínima de 12,43 HP y un torque de 295,08 N·m para su correcto funcionamiento. Durante la selección del motor, se identificó que los motores con una potencia nominal de 15 HP presentan, en promedio, una velocidad de salida cercana a las 1800 RPM. Por esta razón, resulta indispensable incorporar un sistema de transmisión de potencia que reduzca la velocidad del motor y permita transmitir el torque requerido, garantizando así el desempeño óptimo del diseño de la máquina extrusora de pellets. Tenemos diferentes tipos de sistemas de transferencia de movimiento dependiendo de en qué sentido se encuentre el eje de salida del motor eléctrico. En este diseño se optó por que el eje del motor eléctrico se encuentre en paralelo al suelo por lo que la maquina extrusora de pellets opera en sentido vertical. Debido a esto se debe elegir un sistema el cual nos permita transmitir ese movimiento a 90°. Entonces se seleccionó un sistema de engranajes cónicos.

**a) Relación de transmisión:**

$$i = \frac{\text{Velocidad del engranaje motriz}}{\text{Velocidad del engranaje conducido}} = \frac{1800}{300} = 6$$

En engranajes cónicos rectos, la relación también depende del número de dientes por lo que:

$$i = \frac{N_2}{N_1}$$

Por lo que entonces tendremos que:

$$6 = \frac{N_2}{N_1} \rightarrow N_2 = 6 * N_1$$

Entendemos de esta manera que el número de dientes de la corona debe ser seis veces mayor que el del piñón.

Para este diseño se considerará un  $N_1$  de 20 dientes y un  $N_2$  de 120 dientes.

**b) Consideraciones iniciales**

- $N_1 = 20$  dientes
- $N_2 = 120$  dientes
- $n_L = 10^9$  – (vida del piñón en revoluciones)
- $R = 0,995$  – (confiabilidad)
- $K_{mb} = 1,25$  – ningún miembro montado separado
- $T_{trabajo} = 30^\circ C$
- $\phi = 20^\circ$  - (ángulo de presión)
- $n_d = 2$  – (factor de diseño)
- $S_F = 2$  (factor de seguridad por flexión)
- $S_H = \sqrt{2} = 1,414$  (factor de seguridad por contacto)
- $P_d = 8$  dientes/pulgada (paso diametral)
- $Q_v = 6$  (Número de precisión de transmisión)

**c) Torque presente en el piñón**

$$T_P = \frac{P}{\omega_P} = \frac{15HP * 746}{1800RPM \frac{2\pi}{60}} = \frac{11,190W}{188,496rad/s} \approx 59,36N.m$$

d) **Ángulos de paso:** Los ángulos de paso del piñón y la rueda se definen por los mismos conos de paso que se unen en el ápice del engranaje como se ve en la Fig. 29.

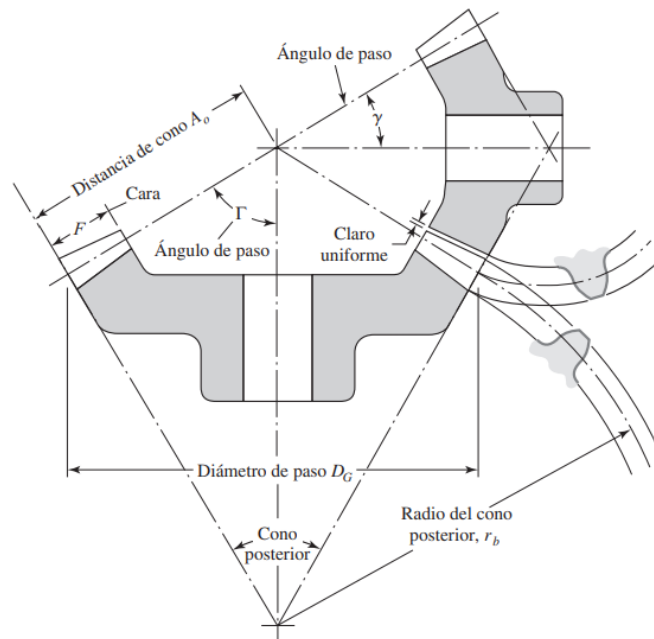


Fig. 41 Nomenclatura de engranes cónicos.[41]

El valor de estos ángulos de paso se puede determinar con las siguientes funciones trigonométricas.

$$\tan(\gamma) = \frac{N_P}{N_G} \rightarrow \gamma = \tan^{-1} \left( \frac{N_P}{N_G} \right)$$

$$\tan(\tau) = \frac{N_G}{N_P} \rightarrow \tau = \tan^{-1} \left( \frac{N_G}{N_P} \right)$$

Donde:

- $N_P$  es el número de dientes en el piñón
- $N_G$  es el número de dientes en la corona

Tenemos entonces que:

$$N_P = 20 \text{ dientes}$$

$$N_G = i * N_P = 6 * 20 = 120 \text{ dientes}$$

Reemplazando podemos definir el valor de los ángulos de paso

$$\gamma = \tan^{-1}\left(\frac{20}{120}\right) = 9,4^\circ$$

$$\tau = \tan^{-1}\left(\frac{120}{20}\right) = 80,53^\circ$$

e) **Factores de la ecuación AGMA**

- **Factor de ciclo de esfuerzo de resistencia a la picadura  $C_L(Z_{NT})$  APÉNDICE C1**

$$C_L = \begin{cases} 2 & 10^3 \leq N_L \leq 10^4 \\ 3,4822N_L & 10^4 \leq N_L \leq 10^{10} \end{cases}$$

$$(C_L)_G = 3,4822(10^9/6)^{-0,0602} = 1,1140$$

$$(C_L)_P = 3,4822(10^9)^{-0,0602} = 1$$

- **Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión  $K_L(Y_{NT})$  APÉNDICE C2**

$$K_L = \begin{cases} 2,7 & 10^2 \leq N_L \leq 10^3 \\ 6,1514N_L^{-0,1182} & 10^3 \leq N_L \leq 3(10)^6 \\ 1,6831N_L^{-0,0323} & 3(10)^6 \leq N_L \leq 10^{10} \text{ general} \\ 1,3558N_L^{-0,0178} & 3(10)^6 \leq N_L \leq 10^{10} \text{ crítico} \end{cases}$$

$$(K_L)_G = 1,6831(10^9/6)^{-0,1182} = 0,9131$$

$$(K_L)_P = 1,6831(10^9)^{-0,1182} = 0,8618$$

- **Factor de confiabilidad  $C_R(Z_Z)$  y  $K_R(Y_Z)$**

En el APÉNDICE D1 se dan a conocer los factores de confiabilidad.

$$Y_Z = K_R = \begin{cases} 0,50 - 0,25\log(1 - R) & 0,99 \leq R \leq 0,999 \\ 0,70 - 0,15\log(1 - R) & 0,90 \leq R \leq 0,99 \end{cases}$$

$$K_R = 0,50 - 0,25 \log(1 - R)$$

$$K_R = 0,50 - 0,25 \log(1 - 0,995) = 1,075$$

$$C_R = \sqrt{K_R} = \sqrt{1,075} = 1,0307$$

La confiabilidad de los números de esfuerzo ósea de fatiga permisibles que se dan en las Fig.s expuestas en el APÉNDICE D2, D3, D4 Y D5 es de 0,99.

- **Factor de temperatura  $K_T(K_\theta)$**

$$K_T = \begin{cases} 1 & 32^\circ F \leq t \leq 250^\circ F \\ (460 + t)/710 & t > 250^\circ F \end{cases}$$

$$K_\theta = \begin{cases} 1 & 0^\circ C \leq t \leq 120^\circ C \\ (460 + \theta)/710 & \theta > 250^\circ C \end{cases}$$

$$K_\theta = 1$$

- **Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión  $K_x(Y_\beta)$**

Para engranajes cónicos rectos tenemos que:

$$K_x = Y_\beta = 1$$

- **Factor de coronamiento por picadura  $C_{xc}(Z_{xc})$**

La mayoría de los dientes de los engranes cónicos se coronan en dirección longitudinal durante su fabricación, esto con el fin de dar lugar a la deflexión de los montajes.[41]

$$C_{xc} = Z_{xc} = \begin{cases} 1,5 & \text{dientes coronados en forma adecuada} \\ 2,0 & \text{dientes más grandes no coronados} \end{cases}$$

$$C_{xc} = Z_{xc} = 1,5$$

○ **Factor de geometría de resistencia a la picadura  $I(Z_I)$**

En la Fig. 30 se puede observar el factor de geometría I para engranes cónicos rectos con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y un ángulo dispuesto entre ejes de  $90^\circ$

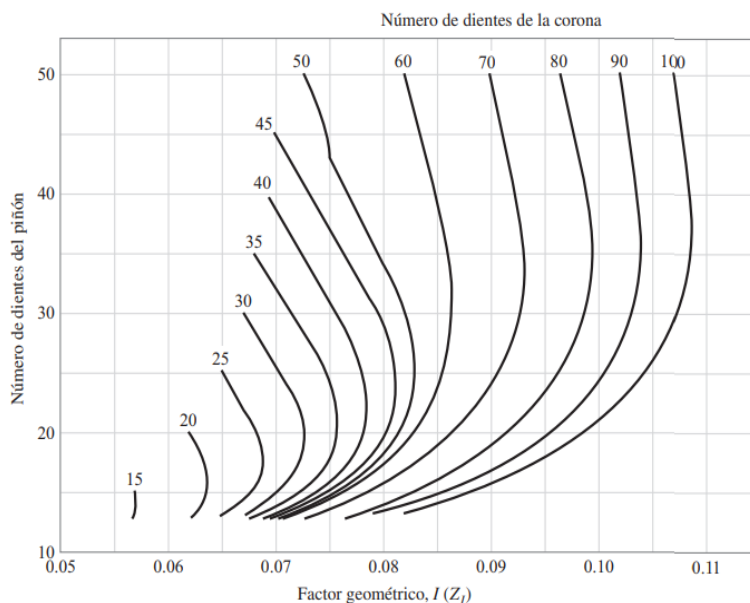


Fig. 42 Factor de contacto geométrico ANSI/AGMA 2003-B97[41]

$$I = 0,0987$$

○ **Factor de geometría de resistencia a la flexión  $J(Y_J)$**

En la Fig. 31 se da el factor de geometría J para engranajes cónicos con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y un ángulo dispuesto entre ejes de  $90^\circ$ .

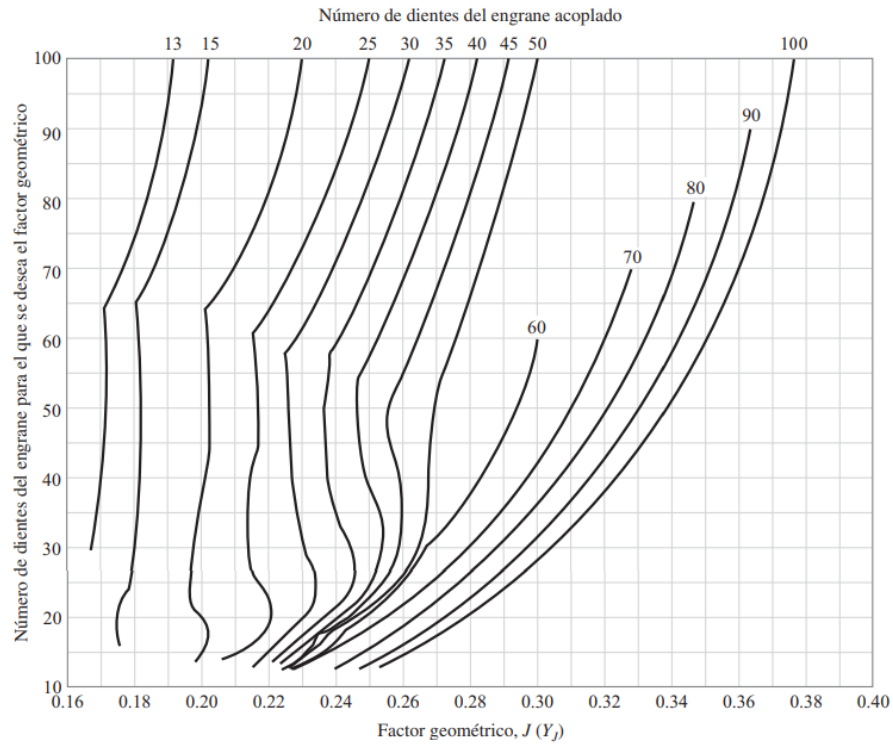


Fig. 43 Factor de flexión ANSI/AGMA 2003-B97[41]

$$J_p = 0,28$$

$$J_G = 0,23$$

- **Factor de tamaño por flexión  $K_s(Y_x)$**

$$K_s = \begin{cases} 0,4867 + 0,2132/P_d & 0,5 \leq P_d \leq 16 \text{ dientes/pulgada} \\ 0,5 & b > 16 \text{ dientes/pulgada} \end{cases}$$

En este punto tomamos como decisión de diseño que  $P_d$  tiene un valor de 8 dientes/pulgada.  
De esta manera tenemos que:

$$K_s = 0,4867 + 0,2132/P_d$$

$$K_s = 0,4867 + 0,2132/8=0,5133$$

○ **Factor de sobrecarga  $K_o(K_A)$**

El factor de sobrecarga tiene en cuenta una tolerancia para cualquier carga extra la cual sea externamente aplicada a la carga transmitida.

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Fig. 44 Factores de sobrecarga  $K_o$ [41]

Como el carácter del movimiento principal lo consideramos uniforme entonces tenemos que:

$$K_o = 1$$

○ **Velocidad en la línea de paso en el círculo de paso exterior**

$$d_p = \frac{N_p}{P_d} = \frac{20}{8} = 2,5 \text{ pulg}$$

$$d_G = \frac{N_G}{P_d} = \frac{120}{8} = 15 \text{ pulg}$$

$$v_t = \frac{\pi * d_p * n_p}{12} = \frac{\pi * 2,5 * 1800}{12} = 1178,09 \text{ pie/min}$$

f) **Fuerzas que actúan sobre el engranaje cónico recto**

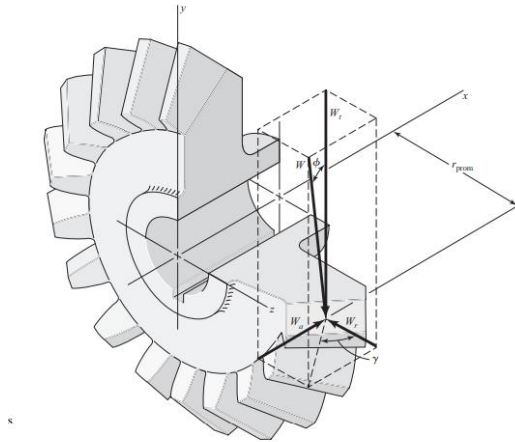


Fig. 45 Componentes de la fuerza resultante en u engranaje cónico[41]

La fuerza resultante  $W$  tiene tres componentes los cuales son perpendiculares entre sí: una fuerza tangencial  $W_t$ , una fuerza radial  $W_r$  y una fuerza axial  $W_a$ , y se determinan de la siguiente manera.

$$W_t = \frac{33000 * P(HP)}{v_t} = 420,17 \text{ lbf} \approx 1868,96 \text{ N} \approx 1,868 \text{ kN}$$

$$W_r = W_t * \tan\phi * \cos\gamma = 1,68 \text{ kN} * \tan(20^\circ) * \cos(9,4^\circ) = 0,670 \text{ kN}$$

$$W_a = W_t * \tan\phi * \text{sen}\gamma = 1,68 \text{ kN} * \tan(20^\circ) * \text{sen}(9,4^\circ) = 0,1110 \text{ kN}$$

○ **Distancia de cono  $A_0$**

$$A_0 = \frac{d_P}{2 * \text{sen}(\gamma)} = \frac{d_G}{2 * \text{sen}(\tau)}$$

$$A_0 = \frac{2,5}{2 * \text{sen}(9,4)} = 7,65 \text{ pulg}$$

○ **Ancho de cara  $F$**

La resistencia a la flexión no es lineal con el ancho de cara, esto porque el material que se agrega entra en contacto en el extremo pequeño del diente. Es por eso que el ancho de cara se determina como:

$$F = \min (0,3A_0 \cdot 10/P_d)$$

$$F = \min \left( 0,3(7,65) \cdot \frac{10}{8} \right) = 2,295$$

- **Factor de tamaño por resistencia a picadura  $C_s(Z_x)$**

$$C_s = \begin{cases} 0,5 & F < 0,5 \text{ pulg} \\ 0,25F + 0,4375 & 0,5 \leq F \leq 4,5 \text{ pulg} \\ 1 & F > 4,5 \text{ pulg} \end{cases}$$

$$C_s = 0,25F + 0,4375 = 0,25 * 2,295 + 0,4375 = 1,0112$$

- **Factor de distribución de carga  $K_m(K_{HB})$**

$$K_m = K_{mb} + 0,0036F^2$$

$$K_{mb} = \begin{cases} 1 & \text{ambos miembros montados separados} \\ 1,10 & \text{un miembro montado separado} \\ 1,25 & \text{ningun miembro montado separado} \end{cases}$$

$$K_m = 1,25 + 0,0036(2,295)^2 = 1,26$$

- **Factor dinámico  $K_v$**

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{v_t}}{A} \right)^B$$

Donde:

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3} = 0,25(12 - 6)^{2/3} = 0,8255$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0,8255) = 59,77$$

$$K_v = \left( \frac{59,77 + \sqrt{1178,09}}{59,77} \right)^{0,8255} = 1,4544$$

**g) Material y tratamiento del piñón y la corona**

- Carburación y endurecimiento del núcleo de acero ASTM 1320 grado 1 a.
- Núcleo 21 HRC ( $H_b = 229$  Brinell)
- Superficie 55-64 HRC ( $H_b = 515$  Brinell)
- De la Fig. D5  $S_{ac} = 200000$  psi
- De la Fig. D3  $S_{at} = 30000$  psi

**h) Flexión de la corona**

$$(S_t)_G = \frac{W_t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J_G}$$

$$(S_t)_G = \frac{420,17 \text{ lbf}}{2,295} (8)(1)(1,4544) \left( \frac{0,5133 * 1,26}{1 * 0,23} \right) = 5990,04 \text{ psi}$$

La resistencia a la flexión la podemos expresar como:

$$(S_{wt})_G = \left( \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R} \right)_G$$

$$(S_{wt})_G = \left( \frac{30000 * 0,9131}{2 * 1 * 1,75} \right)_G = 12740,57 \text{ psi}$$

Como se observa la resistencia excede al esfuerzo por un factor de 2,12 lo que proporciona un factor real de seguridad de 4,25.

**i) Flexión del piñón**

$$(S_t)_P = (S_t)_G \frac{J_G}{J_P} = 5990,04 \text{ psi} \left( \frac{0,23}{0,28} \right) = 4920,39 \text{ psi}$$

La resistencia a la flexión de nuevo la expresamos con

$$(S_{wt})_G = \left( \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R} \right)_G = \left( \frac{30000 * 0,8618}{2 * 1 * 1,75} \right)_G = 7011,42 \text{ psi}$$

La resistencia excede al esfuerzo por un factor de 1,42 lo que nos proporciona entonces un factor real de seguridad de 2,84.

**j) Desgaste de la corona:** El esfuerzo de contacto inducido por la cara del piñón y la corona, se determina con:

$$s_c = C_p \left( \frac{W_t}{F * d_p * I} K_o K_v K_m C_s C_{xc} \right)^{1/2}$$

Donde:

- $C_p$  Coeficiente elástico
- $C_s$  Factor de tamaño de resistencia a picadura
- $C_{xc}$  Factor de coronamiento de resistencia a picadura

$$s_c = 2290 \left( \frac{420,17}{2,295 * 2,5 * 0,0987} (1)(1,4544)(1,26)(1,0112)(1,5) \right)^{1/2}$$

$$s_c = 103996,67 \text{ psi}$$

**k) Resistencia al contacto de la corona**

$$(S_{wc})_G = \left( \frac{S_{ac} C_L C_H}{S_H K_T C_R} \right)_G$$

Donde:

- $S_{ac}$  Número de esfuerzo de contacto permisible
- $C_L$  Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura
- $C_H$  Factor de relación de la dureza de resistencia a picadura
- $S_H$  Factor de seguridad por contacto
- $C_R$  Factor de confiabilidad por picadura

$$(S_{wc})_G = \frac{200000 * 1,1140 * 1}{\sqrt{2} * 1 * 1,0307} = 152850,86 \text{ psi}$$

Como podemos observar el valor de la resistencia a la corona es mayor que el valor del desgaste por un valor de 1,47 veces lo que nos proporciona un factor real de seguridad de 2,94.

**l) Desgaste del piñón**

$$(S_{wc})_P = \left( \frac{S_{ac} C_L C_H}{S_H K_T C_R} \right)_P = \frac{200000 * 1 * 1}{\sqrt{2} * 1 * 1,0307} = 137209 \text{ psi}$$

Como podemos observar el valor de la resistencia a la corona es mayor que el valor del desgaste del piñón por un valor de 1,11 veces lo que nos proporciona un factor real de seguridad de 2,22

**11) Eje principal:** El eje principal contará con un acople superior que, mediante una chaveta, garantizará su fijación a la matriz plana giratoria. Asimismo, incorporará un acople para la corona cónica recta, la cual estará conectada al sistema de transmisión del motor eléctrico. Este eje gira a una velocidad de 300 RPM y está diseñado para transmitir una potencia de 15 HP, así como un torque de 295,08 N·m. Para su fabricación, se seleccionó acero AISI 1045 debido a sus propiedades mecánicas adecuadas para la aplicación.

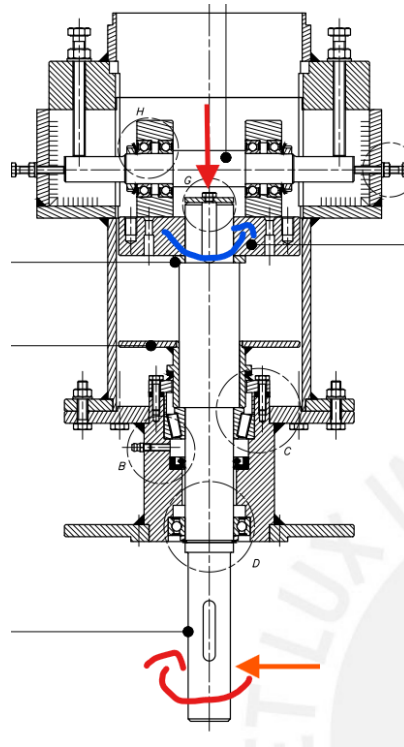


Fig. 46 Diagrama de fuerzas que actúan sobre el eje principal

Como se especificó en el apartado 7.2.10 el sistema de transmisión que se usará será un sistema de engranajes cónicos rectos por lo cual debemos primero pasar las componentes de las fuerzas del engranaje al eje.

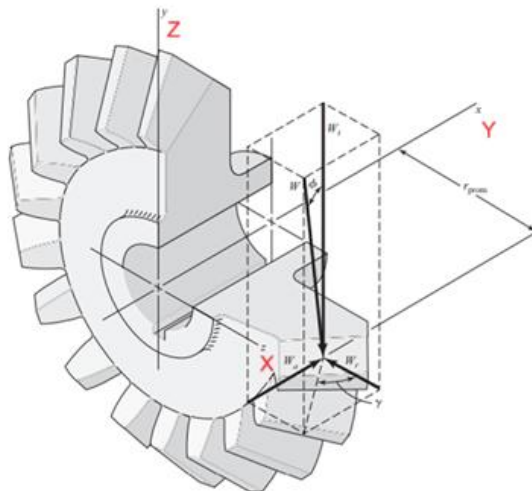


Fig. 47 Componentes de la fuerza resultante en u engranaje cónico[41]

$$W_t = \frac{33000 * P(HP)}{v_t} = 420,17 \text{ lbf} \approx 1868,96 \text{ N} \approx 1,868 \text{ kN}$$

$$W_r = W_t * \tan\phi * \cos\gamma = 1,68 \text{ kN} * \tan(20^\circ) * \cos(9,4^\circ) = 0,670 \text{ kN}$$

$$W_a = W_t * \tan\phi * \sin\gamma = 1,68 \text{ kN} * \tan(20^\circ) * \sin(9,4^\circ) = 0,1110 \text{ kN}$$

El radio promedio de la corona es 7,5 pulgadas. Para determinar los momentos generados a la hora de trasladar las componentes al centroide del eje usaremos el producto cruz de el vector posición y los vectores de la fuerza. Teniendo claridad que la componente  $W_t$  me generara un torque debido a que hace rotar al eje sobre el eje Y, la componente  $W_r$  generara un momento flector en el eje Z y la  $W_a$  generará un momento flector en el eje X.

$$M = \vec{r} \times \vec{F}$$

$$M = (0,1905\hat{i}) \times (-670\hat{i} + 111\hat{j} - 1868\hat{k}) = 335,854\hat{j} - 21,144\hat{k}$$

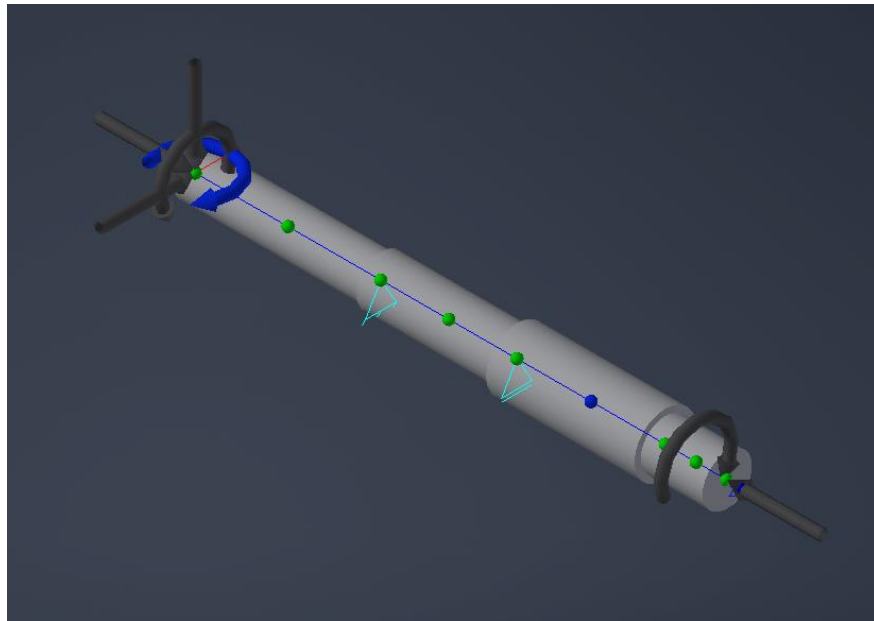


Fig. 48 Diagrama de cuerpo libre del eje con sus apoyos

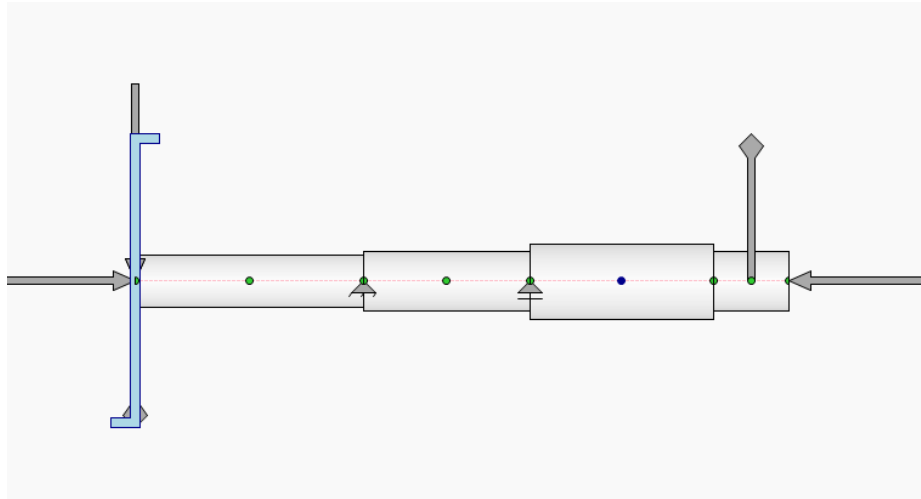


Fig. 49 Vista lateral diagrama de eje (Plano YZ)

Debemos empezar por determinar las reacciones en cada uno de los apoyos del eje, al estar trabajando con cargas combinadas es necesario realizar un análisis por planos en las reacciones de los rodamientos.

*a) Diagrama de cuerpo libre plano YZ*

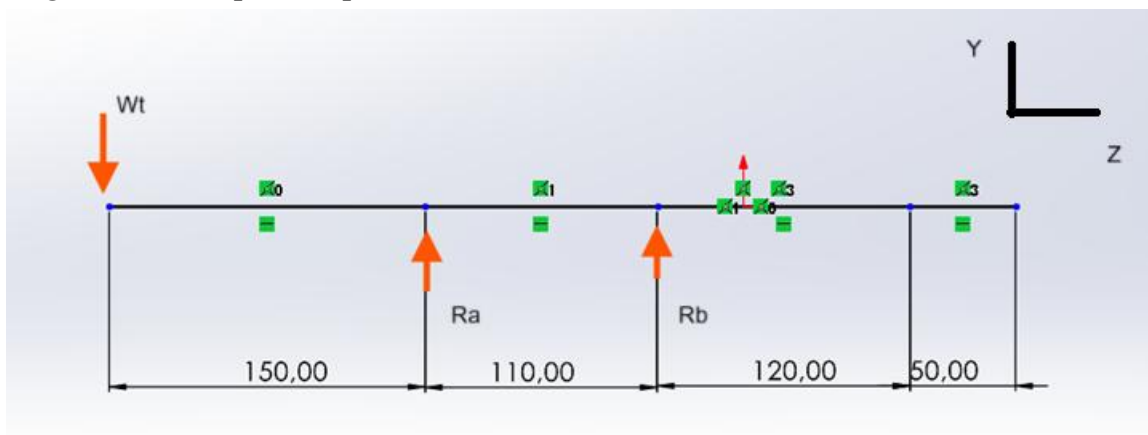


Fig. 50 Diagrama de cuerpo libre plano YZ

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = -W_t(150\text{mm}) - R_B(110\text{mm}) = 0$$

$$\sum M_A = \frac{-W_t(150\text{mm})}{110\text{mm}} = R_B$$

$$\sum M_A = \frac{-1868(150\text{mm})}{110\text{mm}} = R_B$$

$$R_B = -2547,27\text{N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_y = -W_t - R_B + R_A = 0$$

$$R_A = R_B + W_t = 2547,27\text{N} + 1868\text{N} = 4415,27\text{N}$$

Teniendo los valores de las reacciones podemos determinar los diagramas de fuerza cortante y de momento flector en el plano YZ.

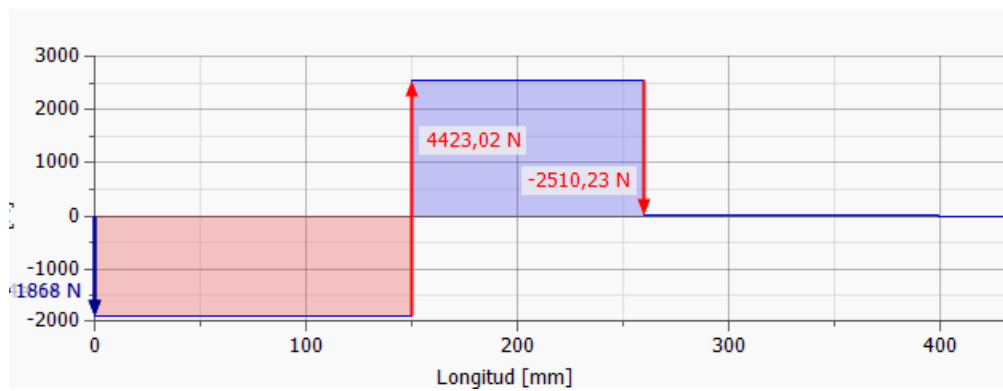


Fig. 51 Diagrama de fuerza de corte en el plano YZ

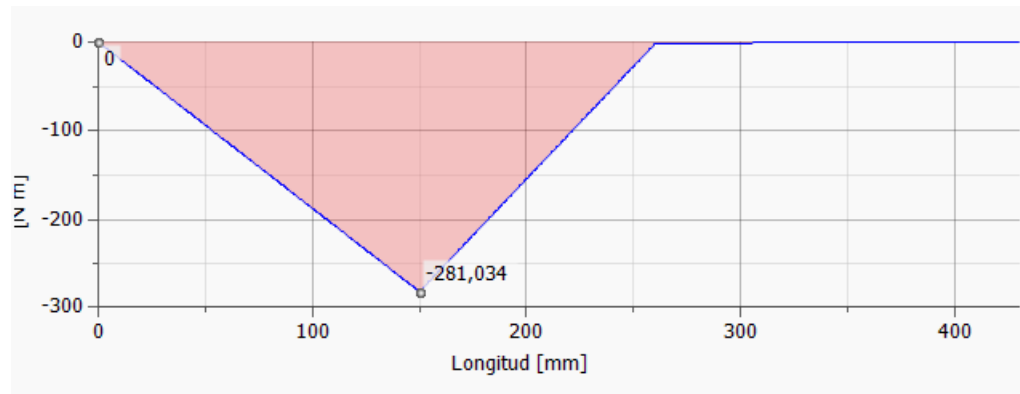


Fig. 52 Diagrama de momento flector en plano YZ

*b) Diagrama de cuerpo libre plano XZ*

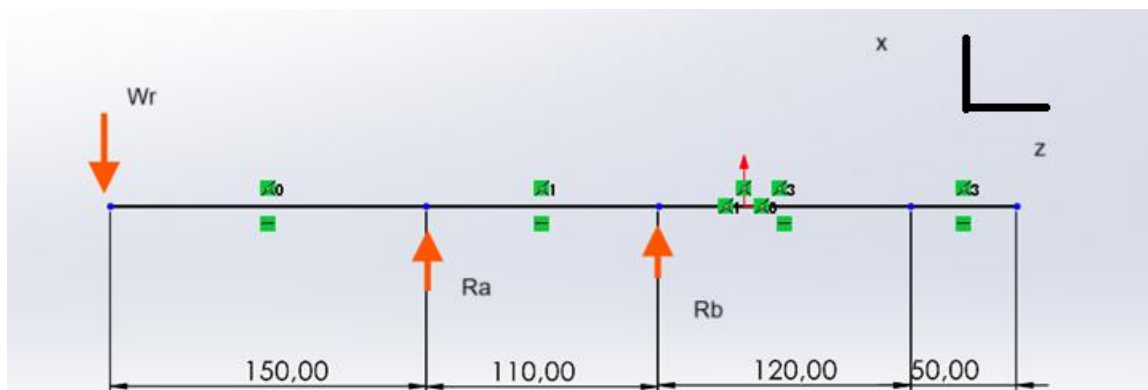


Fig. 53 Diagrama de cuerpo libre plano XZ

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = -W_r(150\text{mm}) - R_B(110\text{mm}) = 0$$

$$\sum M_A = \frac{-W_r(150\text{mm})}{110\text{mm}} = R_B$$

$$\sum M_A = \frac{-670(150\text{mm})}{110\text{mm}} = R_B$$

$$R_B = -913,63N$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_x = -W_r - R_B + R_A = 0$$

$$R_A = R_B + W_r = 913,63N + 670N = 1583,63N$$

Teniendo los valores de las reacciones podemos determinar los diagramas de fuerza cortante y de momento flector en el plano XZ.

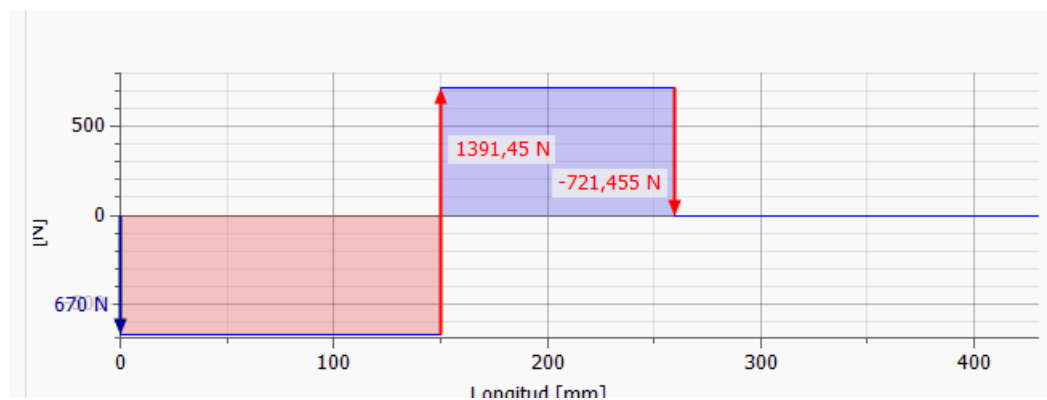


Fig. 54 Diagrama de fuerza de corte en plano XZ

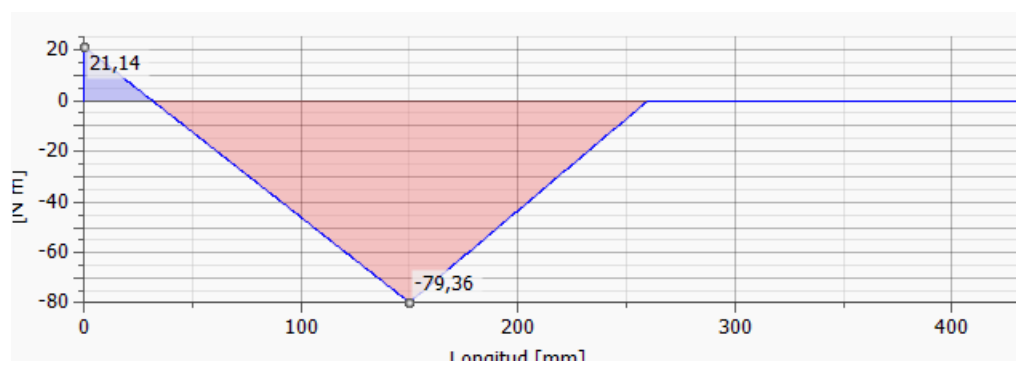


Fig. 55 Diagrama de momento flector plano XZ

Como podemos observar en los gráficos generados el momento máximo se produce a 150 mm de nuestro punto de referencia lo que vendría siendo el primer apoyo. Al tener cargas combinadas debemos determinar la resultante de este momento flector de tal manera que:

$$M_T = \sqrt{M_{AYZ}^2 + M_{AXZ}^2}$$

$$M_T = \sqrt{281,034^2 + 79,36^2} = 292,02 \text{ N.m}$$

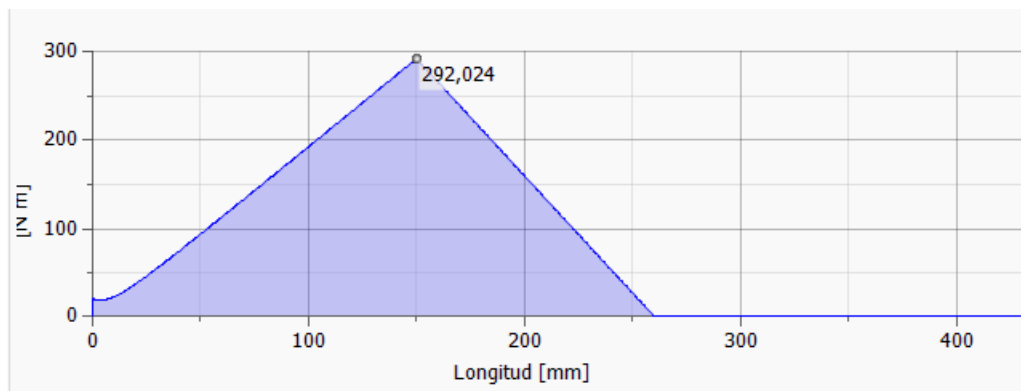


Fig. 56 Diagrama momento flector resultante.

**c) Esfuerzo por flexión**

$$\sigma_{max} = \frac{M_B y}{I}$$

Donde:

- $\sigma_{max}$  es el esfuerzo máximo por flexión.
- $M_B$  es el momento flector máximo presente.
- $y$  es la distancia del centro al punto más alejado, en este caso al ser un cilindro será su radio.
- $I$  momento de inercia polar.

Tenemos entonces que:

$$\sigma_{max} = \frac{M_B \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32M_B}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{32(292,024 N.m)}{\pi d^3} = \frac{2974,69 N.m}{d^3}$$

*d) Esfuerzo por torsión*

$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$

Donde:

- $\tau$  es el esfuerzo por torsión.
- $T$  es el par torsor presente.
- $\rho$  es la distancia del centro al punto más alejado, en este caso al ser un cilindro será su radio.
- $J$  sección de inercia polar.

Tenemos entonces que:

$$\tau = \frac{T \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16(335,8 N.m)}{\pi d^3} = \frac{1710,21 N.m}{d^3}$$

e) *Esfuerzos principales*

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{\frac{2974,69 N \cdot m}{d^3} + 0}{2} + \sqrt{\left(\frac{\frac{2974,69 N \cdot m}{d^3} + 0}{2}\right)^2 + \frac{1710,21 N \cdot m^2}{d^3}}$$

$$\sigma_1 = \frac{1487,34 N \cdot m}{d^3} + \sqrt{\left(\frac{1487,34 N \cdot m}{d^3}\right)^2 + \frac{1710,21 N \cdot m^2}{d^3}}$$

$$\sigma_1 = \frac{1487,34 N \cdot m}{d^3} + \sqrt{\frac{(1487,34 N \cdot m)^2 + (1710,21 N \cdot m)^2}{d^6}}$$

$$\sigma_1 = \frac{1487,34 N \cdot m}{d^3} + \frac{\sqrt{(1487,34 N \cdot m)^2 + (1710,21 N \cdot m)^2}}{\sqrt{d^6}}$$

$$\sigma_1 = \frac{1487,34 N \cdot m}{d^3} + \frac{\sqrt{(1487,34 N \cdot m)^2 + (1710,21 N \cdot m)^2}}{d^3}$$

$$\sigma_1 = \frac{1487,34 N \cdot m}{d^3} + \frac{2266,49 N \cdot m}{d^3} = \frac{3753,83 N \cdot m}{d^3}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{1487,34 \text{ N.m}}{d^3} - \frac{2266,49 \text{ N.m}}{d^3} = -\frac{779,15 \text{ N.m}}{d^3}$$

f) *Criterio de falla según Von Mises*

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\frac{3753,83 \text{ N.m}^2}{d^3} + \left(-\frac{779,15 \text{ N.m}}{d^3}\right)^2 - \frac{3753,83 \text{ N.m}}{d^3} * -\frac{779,15 \text{ N.m}}{d^3}}$$

$\sigma_{equivalente}$

$$= \frac{1}{d^3} \sqrt{3753,83 \text{ N.m}^2 + (-779,15 \text{ N.m})^2 - (3753,83 \text{ N.m}) * -779,15 \text{ N.m}}$$

$$\frac{S_y}{FS} = \frac{3431,24 \text{ N.m}}{d^3}$$

Donde:

- $S_y$  es el esfuerzo de cedencia del material en este caso AISI 1045 (450MPa)
- $FS$  es el factor de seguridad de diseño el cual supondremos un factor de 2.

$$\frac{450 \times 10^6 \text{ Pa}}{2} = \frac{4197,96 \text{ N.m}}{d^3}$$

$$d = 26,5 \text{ mm}$$

Esto nos indica que en el área crítica debe haber un espesor mínimo de aproximadamente 25 mm para asegurar un factor de seguridad de 2. Sin embargo, en el diseño se optó por un diámetro en el área crítica de 35 mm por lo cual procederemos a calcular el factor de seguridad con dicho diámetro.

$$\frac{450 \times 10^6 \text{ Pa}}{FS} = \frac{4197,96 \text{ N.m}}{35 \text{ mm}^3} = 4,96$$

**g) Selección de rodamientos para el eje principal**

- **Rodamiento superior:** En la parte inferior del eje principal se escogió un rodamiento de rodillos cónicos esto debido a la presencia de cargas mixtas generadas por el sistema de transmisión de los engranajes cónicos rectos. Teniendo en cuenta que el diámetro interno necesario del rodamiento es de 40 mm entramos entonces a la Fig. de la marca SKF y elegimos el 33108 (APÉNDICE E).

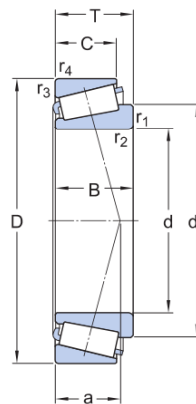


Fig. 57 Geometría rodamiento rodillo cilíndrico 33108 [42]

Dado que cada rodillo genera una fuerza de compactación “*K*” sobre el aserrín, la fuerza axial “*P*” transmitida al rodamiento de rodillos cónicos equivale al doble de dicha fuerza ( $P = 2K$ ). Esta consideración no tiene en cuenta el peso propio de los componentes del eje y de la matriz plana giratoria, asumiendo que su contribución es despreciable en comparación con las cargas

operativas. La carga axial será de 1,868 kN debido a la componente generada por el sistema de transmisión. Podemos encontrar sus dimensiones en la Fig. E2.

○ **Lubricación del rodamiento**

Para determinar el lubricante que usaremos, primero deberemos encontrar la viscosidad requerida para el sistema.

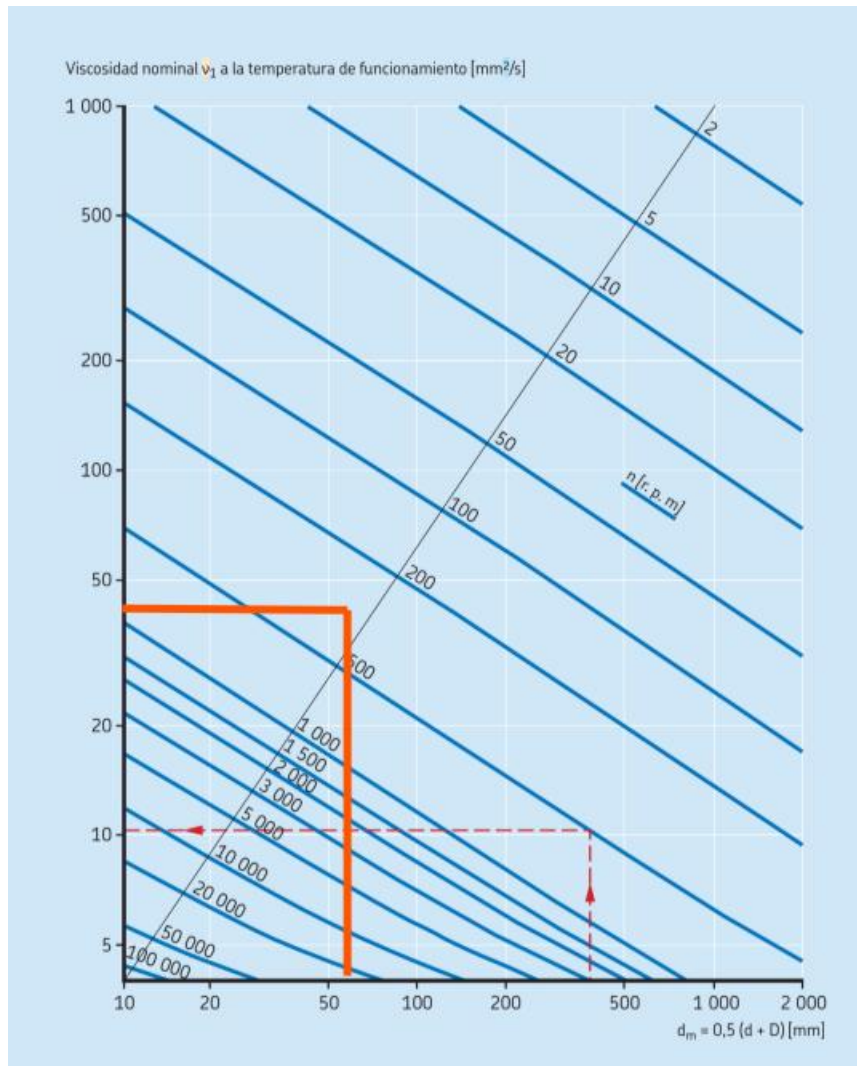


Fig. 58 Viscosidad nominal vs factor de diámetro [42]

Tenemos que determinar primero el factor  $d_m$ .

$$d_m = 0,5 (d + D)$$

$$d_m = 0,5 (40\text{mm} + 75\text{mm}) = 57,5$$

Tenemos entonces un valor aproximado de viscosidad de  $45\text{mm}^2/\text{s}$ .

El cual es un valor que corresponde con el obtenido a la hora de analizar la viscosidad del lubricante mediante la aplicación de selección de SKF.

Viscosidad de operación		
- Actual, n	[mm <sup>2</sup> /s]	110
- Calificado, v <sub>1</sub>	[mm <sup>2</sup> /s]	44.2
- Clasificado a 40°C, v <sub>ref</sub>	[mm <sup>2</sup> /s]	44.2
Factor de velocidad, nd <sub>m</sub>	[mm/min]	17200

Fig. 59 Resultado de viscosidad tomado de la calculadora de rodamientos SKF

Una vez determinada la viscosidad podremos determinar el tipo de lubricante necesario para el correcto funcionamiento del sistema, en la Fig. 46 podremos encontrar la referencia.

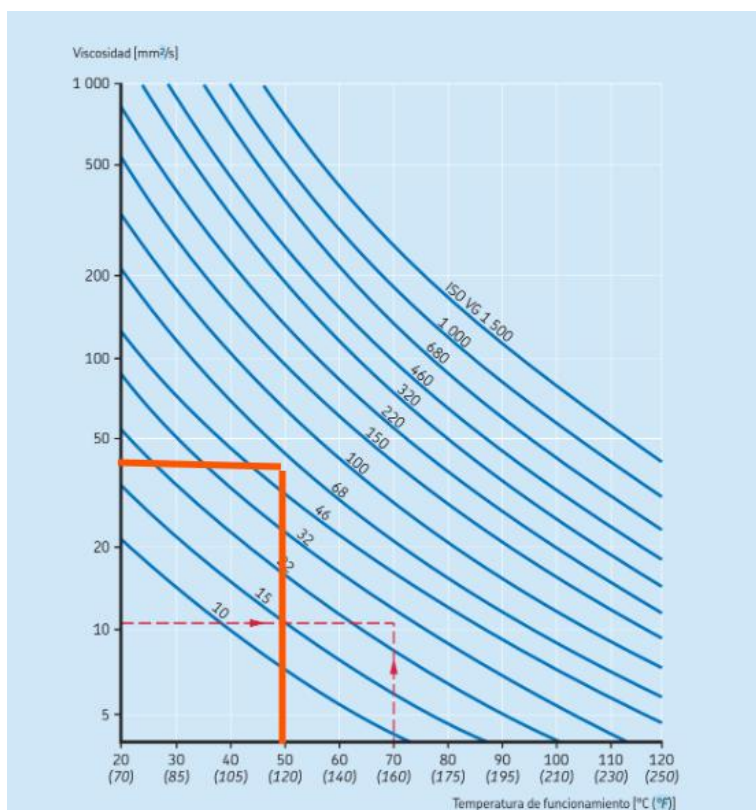


Fig. 60 Viscosidad vs temperatura de funcionamiento[42]

Como podemos determinar si seguimos de manera ascendente la curva a la cual corresponde nuestro punto, tendremos un lubricante ISO VG 68.

○ **Vida nominal del rodamiento**

Para determinar la vida nominal del rodamiento tendremos que:

$$L_{10}h = \left( \frac{10^6}{60 * w} \right) \left( \frac{c}{P} \right)^n$$

Donde:

- $w$  es la velocidad a la cual se moverá el rodamiento
- $c$  factor de carga dinámica (Fig. E1)
- $P$  es la carga radial.
- $n$  es un factor que dependerá si es rodamiento de bolas o cilindros. Para bolas será de 3 y para cilindros de 10/3.

$$L_{10}h = \left( \frac{10^6}{60 * 300} \right) \left( \frac{79,2kN}{1,868 kN} \right)^{10/3} = 1,554 \times 10^7 \text{ horas}$$

<b>Vida útil nominal del rodamiento</b>		
Vida nominal SKF, $L_{10mh}$	[h]	41500
Vida útil nominal básica, $L_{10h}$	[h]	12900
Factor de modificación de vida SKF, un...	[-]	3.2
Factor de contaminación, $\eta_c$	[-]	0,53
<b>Seguridad estática de los cojinetes</b>		
Carga estática equivalente, $P_0$	[kN]	10.6
Factor de seguridad estático, $s_0$	[-]	9.82

Fig. 61 Resultado de vida del rodamiento tomado de la calculadora de rodamientos SKF

Los resultados del cálculo empleado en el rodamiento inferior del eje principal nos indica un factor de seguridad estático de 9,82 para una carga estática de 10,6 kN, y una vida nominal con factores SKF de 41500 horas.

○ **Rodamiento inferior**

Además del rodamiento de rodillos cónicos, el eje principal estará reposando sobre un rodamiento rígido de bolas, el cual será el encargado de soportar cargas radiales. La reacción para este rodamiento es de 913,63 N. Teniendo esto en cuenta y asumiendo que la carga axial que recibe el rodamiento es un 40% de la fuerza total de los rodillos tenemos que:

Fig. 1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas tapados SKF[42]

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite <sup>1)</sup>		Rodamientos tapados en ambos lados	un lado
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
35 cont.	80	21	33,8	19	0,815	20 000	11 000	0,48	E2.6307-2Z	=
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	9 500	0,48	* 6307-2Z	* 6307-Z
	80	21	35,1	19	0,815	=	6 000	0,47	* 6307-2RS1	* 6307-RS1
	80	31	33,2	19	0,815	=	6 000	0,68	62307-2RS1	=
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	=	7 500	0,034	61808-2RS1	=
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	12 000	0,12	61908-2RZ	=
	62	12	13,8	10	0,425	=	6 700	0,12	61908-2RS1	=
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	11 000	0,2	* 6008-2Z	* 6008-Z
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	11 000	0,2	* 6008-2RZ	* 6008-RZ
	68	15	17,8	11	0,49	=	6 300	0,2	* 6008-2RS1	* 6008-RS1
	68	21	16,8	11	0,49	=	6 300	0,27	63008-2RS1	=
80	18	30,7	18,6	0,78	20 000	11 000	0,38	E2.6208-2Z	=	
80	18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,38	* 6208-2Z	* 6208-Z	
80	18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,38	* 6208-2RZ	* 6208-RZ	
80	18	32,5	19	0,8	=	5 600	0,38	* 6208-2RS1	* 6208-RS1	
80	23	30,7	19	0,8	=	5 600	0,47	62208-2RS1	=	
90	23	41	24	1,02	18 000	10 000	0,65	E2.6308-2Z	=	
90	23	42,3	24	1,02	17 000	8 500	0,65	* 6308-2Z	* 6308-Z	

Fig. 62 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas tapados SKF[42]

La selección ha sido el 6008-2Z, con sus características entramos a la calculadora de SKF y obtenemos la vida nominal en la Fig. E3 podremos encontrar sus dimensiones y geometría.

<b>Load level</b>		
Equivalent dynamic load, P	[kN]	4.95
Load ratio, C/P	[-]	3.6
Minimum load, $F_{rm}$	[kN]	0.0694
Minimum load met?	[-]	Yes
<b>Bearing rating life</b>		
SKF rating life, $L_{10mh}$	[h]	11400
Basic rating life, $L_{10h}$	[h]	2580
SKF life modification factor, $a_{skf}$	[-]	4.43
Contamination factor, $\eta_c$	[-]	0.82
<b>Bearing static safety</b>		
Equivalent static load, $P_0$	[kN]	2.73
Static safety factor, $s_0$	[-]	4.03

Fig. 63 Resultados del rodamiento 6008-2Z a condiciones de trabajo[42]

Los resultados del cálculo empleado en el rodamiento inferior del eje principal nos indica un factor de seguridad estático de 4,03 para una carga estática de 2,73 kN, y una vida nominal con factores SKF de 11400 horas.

#### f) Selección de chavetas del eje principal

- **Chaveta DIN 6885-B: Eje principal – Matriz plana giratoria**

La selección de las chavetas utilizadas en los sistemas de movimiento se basa en el diámetro mismo del eje, en este proyecto se ha determinado un diámetro de 40 mm para el lugar donde la matriz plana giratoria se anclará con el eje principal. En la siguiente Fig. nos muestra las diferentes

opciones que tenemos, así como la que fue seleccionada la cual es una chaveta 12x8x50 DIN 6885-A.

b		2	3	4	5	6	8	10	12	16	20			
h		2	3	4	5	6	8	10	12	16	20			
d1	>	6	8	10	12	17	22	30	38	48	60			
	≤	8	10	12	17	22	30	38	48	60	75			
Chavetero del eje	b*	asiento fijo P9		2	3	4	5	6	8	10	12	16		
	asiento ligero N9		2	3	4	5	6	8	10	12	16	20		
	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	4
	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
Chavetero del cubo	b*	asiento fijo P9		2	3	4	5	6	8	10	12	16		
	asiento ligero JS9		2	3	4	5	6	8	10	12	16	20		
	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	2,1
	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
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	1,1
	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
a		-	-	-	-	-	-	-	3	-	3	-	3	
d2 min.	d1 +	2,5	3,5	4	3	5	4	6	5	8	6	8	6	
r1	min.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,50	0,40	
	max.	0,25	0,25	0,25	0,30	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,60	0,50	
r2	max.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,50	0,40	
	min.	0,08	0,08	0,08	0,10	0,16	0,20	0,16	0,20	0,16	0,20	0,25	0,20	

Fig. 64 Selección de la chaveta paralela DIN 6885[43]

Se va a calcular y verificar tanto la presión de aplastamiento como la de fuerza de corte. Para la presión de aplastamiento encontraremos primero la fuerza tangencial presente en la chaveta, tenemos entonces que:

$$F_t = \frac{M_t}{d/2} = \frac{295 \text{ N.m}}{45 \text{ mm}/2} = 13111,7 \text{ N}$$

Donde:

- $F_t$  es la fuerza tangencial del eje.
- $M_t$  es el momento torsor.
- $d$  es el diámetro del eje en la sección del chavetero.

$$P_{ap} = \frac{F_t}{t * L_{ef}} \leq P_{adm}$$

$$P_{ap} = \frac{13111,7 \text{ N}}{3 \text{ mm} * 50 \text{ mm}} = 88,4 \text{ MPa}$$

Donde:

- $P_{ap}$  es la presión de aplastamiento
- $F_t$  es la fuerza tangencial del eje
- $L_{ef}$  longitud efectiva entre chaveta y canal de la matriz
- $t$  profundidad de chaveta.
- $P_{adm}$  presión admisible de aplastamiento para cubo de acero y acero fundido (90MPa a 100MPa[44])

● **Chaveta DIN 6885-B: Eje principal – Sistema de transmisión de potencia**

La selección de las chavetas utilizadas en los sistemas de movimiento se basa en lo ya antes se mencionado, el diámetro mismo del eje. En este proyecto se ha determinado un diámetro de 35 mm para el lugar donde el sistema de transmisión de potencia se anclará con el eje principal. En la siguiente Fig. nos muestra las diferentes opciones que tenemos, así como la que fue seleccionada la cual es una chaveta 10x8x60 DIN 6885-A.

b	2	3	4	5	6	8	10	12	16								
h	2	3	4	5	6	7	8	9	10								
d1	>	6	8	10	12	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	56	63
Chavetero del eje	b*	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	16
		asiento ligero N9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	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	4,5
		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
Chavetero del cubo	b*	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	16
		asiento ligero JS9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	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	2,7	3,6
		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	+0,1	+0,2	+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	1,7	2,4	
	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	+0,1	+0,2	+0,2	
a		-	-	-	-	-	-	-	3	-	3	-	3	-	3	-	
d2 min.	d1 +	2,5	3,5	4	3	5	4	6	5	8	6	8	6	8	8	6	
r1	min.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	
	max.	0,25	0,25	0,25	0,30	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	
r2	max.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	
	min.	0,08	0,08	0,08	0,10	0,16	0,20	0,16	0,20	0,16	0,20	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	

Fig. 65 Selección de la chaveta paralela DIN 6885[43]

Se va a calcular y verificar tanto la presión de aplastamiento como la de fuerza de corte. Para la presión de aplastamiento encontraremos primero la fuerza tangencial presente en la chaveta, tenemos entonces que:

$$F_t = \frac{M_t}{d/2} = \frac{295 \text{ N.m}}{35 \text{ mm}/2} = 16857,14 \text{ N}$$

Donde:

- $F_t$  es la fuerza tangencial del eje.
- $M_t$  es el momento torsor.
- $d$  es el diámetro del eje en la sección del chavetero.

$$P_{ap} = \frac{F_t}{t * L_{ef}} \leq P_{adm}$$

$$P_{ap} = \frac{16857,14 \text{ N}}{3\text{mm} * 60\text{mm}} = 93,65 \text{ MPa}$$

Donde:

- $P_{ap}$  es la presión de aplastamiento
- $F_t$  es la fuerza tangencial del eje
- $L_{ef}$  longitud efectiva entre chaveta y canal de la matriz
- $t$  profundidad de chaveta.
- $P_{adm}$  presión admisible de aplastamiento para cubo de acero y acero fundido (90MPa a 100MPa[44])

**12) Eje de los rodillos:** Al analizar el comportamiento de una matriz plana rotacional, el eje de que sostiene los rodillos permanece fijo, lo que induce a la generación de esfuerzos en los apoyos situados en sus extremos. Esto hace necesario un análisis de fuerzas para garantizar su buen funcionamiento. Las fuerzas externas actuantes sobre el rodillo son  $K = 5365,15\text{N}$  y una fuerza de fricción  $f_{fr} = 2682,575\text{N}$  se transfieren al eje, concentrándose en las proximidades de los rodamientos, específicamente en la región adyacente al cambio de sección del eje. La representación gráfica de estas fuerzas y su distribución se detalla en el diagrama de cuerpo libre mostrado.

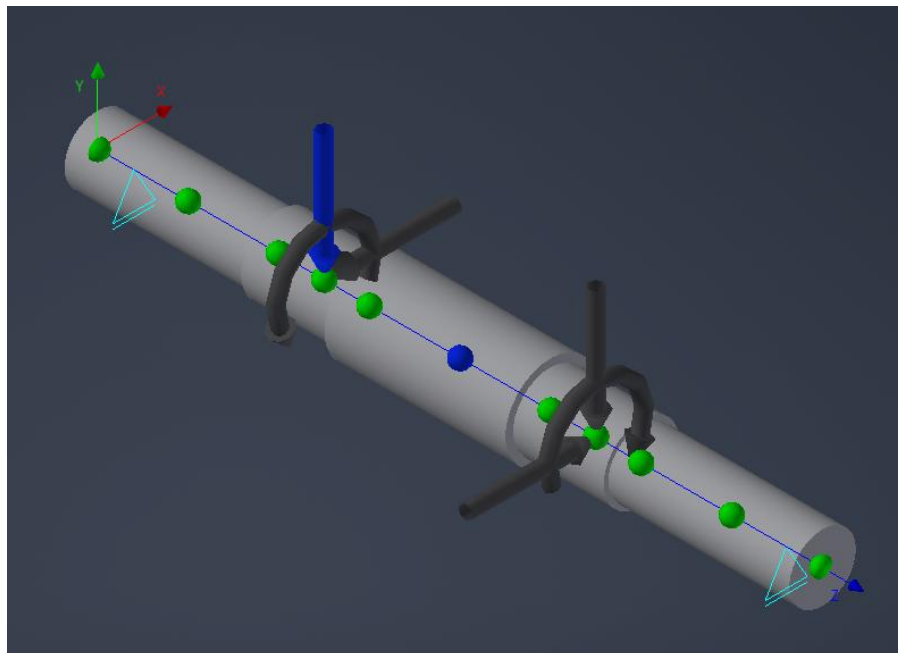


Fig. 66 Diagrama de cuerpo libre eje de rodillos vista isométrica

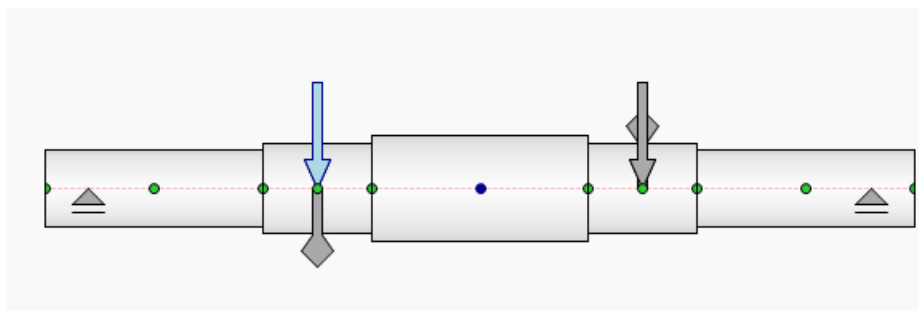


Fig. 67 Diagrama del eje desde una vista lateral

Debemos empezar por determinar las reacciones en cada uno de los apoyos del eje, al estar trabajando con cargas combinadas es necesario realizar un análisis por planos en las reacciones de los puntos de apoyo.

a) *Diagrama de cuerpo libre Eje YZ*

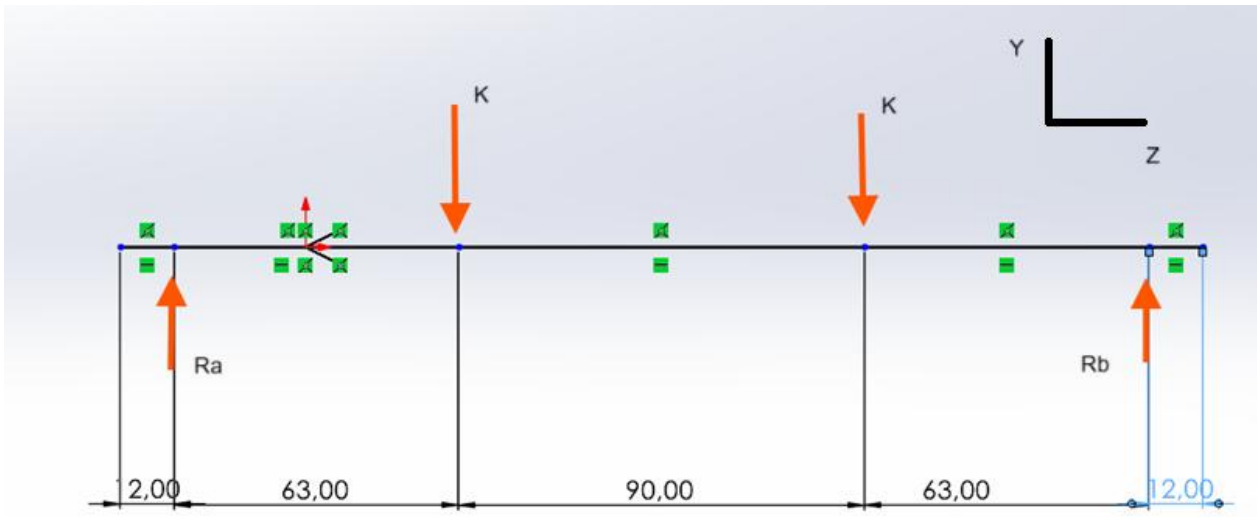


Fig. 68 Diagrama de cuerpo libre Eje YZ

Se debe realizar el mismo proceso que se realizó para el eje principal el cual consiste encontrar las reacciones en el eje y de esta manera poder ilustrar los diagramas de cortante y momento flector. Se utilizó el asistente de diseño de ejes de AutoDesk Inventor para las ilustraciones 50 y 51 respectivamente.

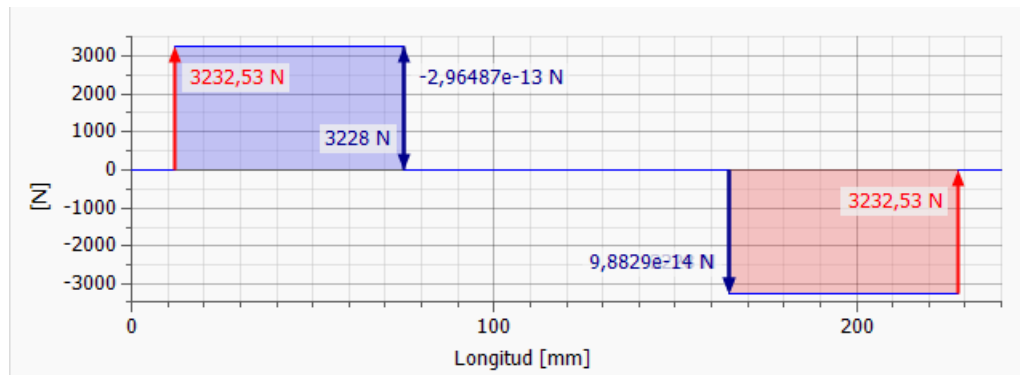


Fig. 69 Diagrama de fuerza de corte en el plano YZ

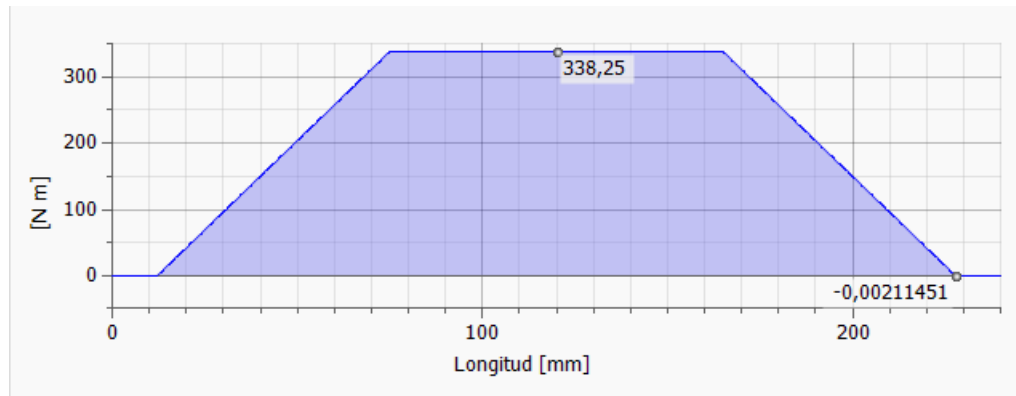


Fig. 70 Diagrama de momento flector en plano YZ

*b) Diagrama de cuerpo libre Eje XZ*

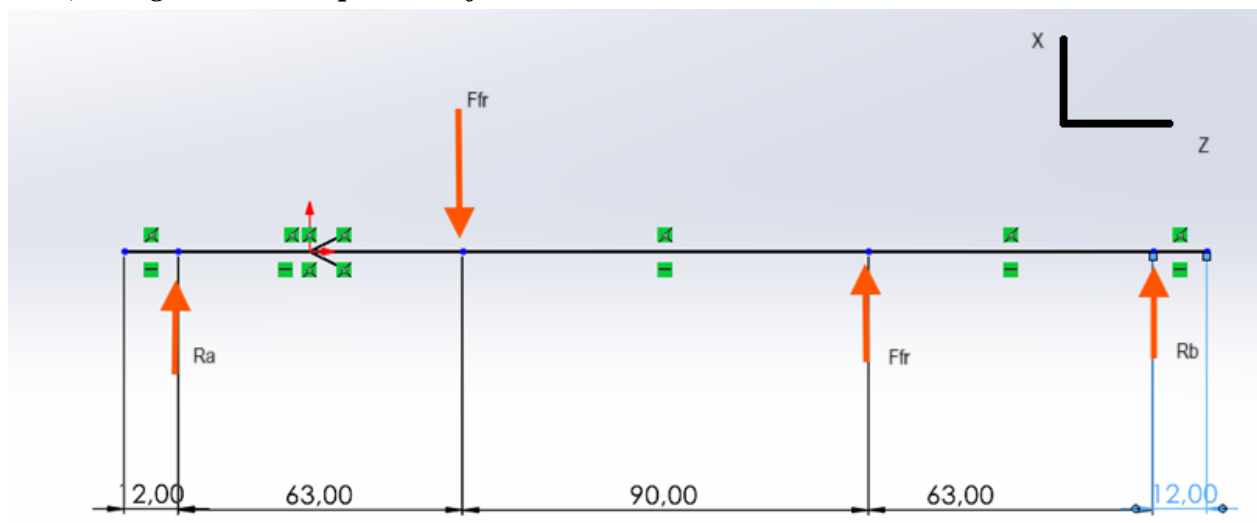


Fig. 71 Diagrama de cuerpo libre Eje XZ

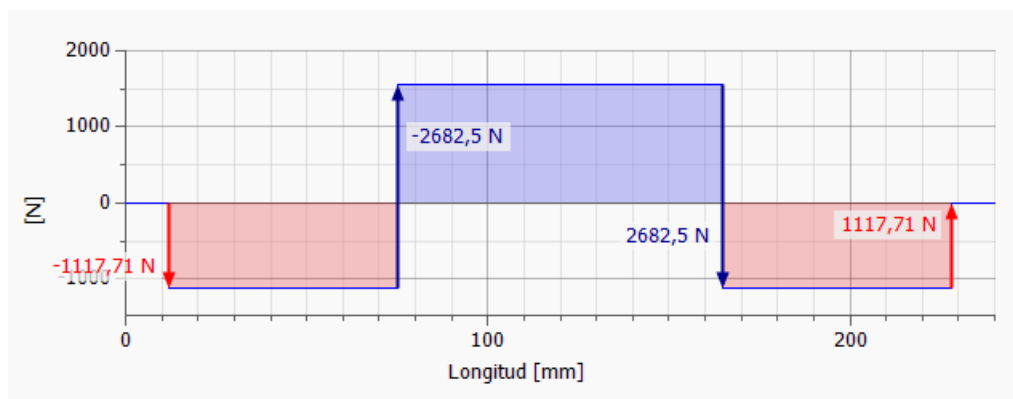


Fig. 72 Diagrama de fuerza de corte en el plano YZ

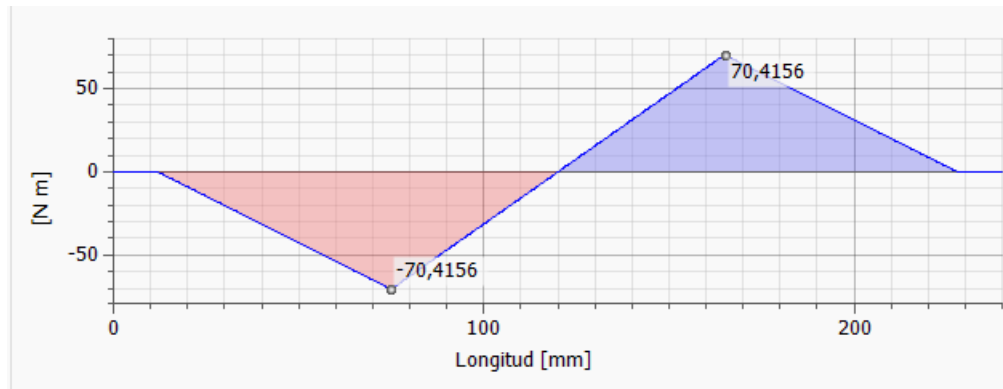


Fig. 73 Diagrama de momento flector en plano XZ

Para determinar donde se presenta el momento flector máximo debemos determinar la resultante entre esos momentos.

$$M_T = \sqrt{M_{AYZ}^2 + M_{AXZ}^2}$$

$$M_T = \sqrt{338,25^2 + 70,4156^2} = 345,5 \text{ N.m}$$

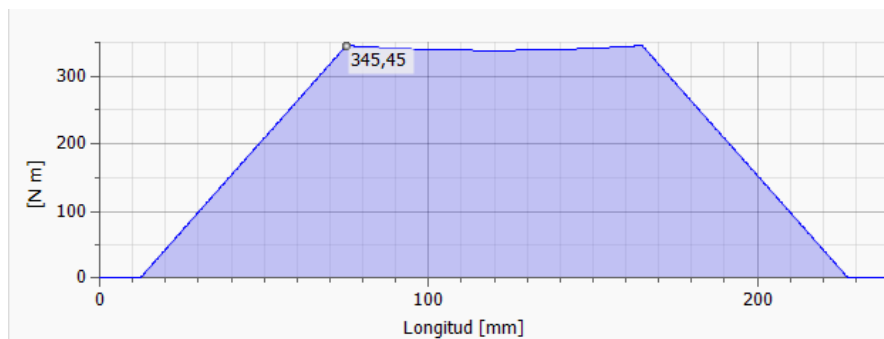


Fig. 74 Diagrama momento flector resultante

**c) Esfuerzo por flexión**

$$\sigma_{max} = \frac{M_B y}{I}$$

Donde:

- $\sigma_{max}$  es el esfuerzo máximo por flexión.
- $M_B$  es el momento flector máximo presente.

- y es la distancia del centro al punto más alejado, en este caso al ser un cilindro será su radio.
- $I$  momento de inercia polar.

Tenemos entonces que:

$$\sigma_{max} = \frac{M_B \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32M_B}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{32(345,5 \text{ N.m})}{\pi d^3} = \frac{3519,23 \text{ N.m}}{d^3}$$

#### *d) Esfuerzo por torsión*

$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$

Donde:

- $\tau$  es el esfuerzo por torsión.
- $T$  es el par torsor presente.
- $\rho$  es la distancia del centro al punto más alejado, en este caso al ser un cilindro será su radio.
- $J$  sección de inercia polar.

Tenemos entonces que:

$$\tau = \frac{T \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16(107,42 \text{ N m})}{\pi d^3} = \frac{547,08 \text{ N.m}}{d^3}$$

e) *Esfuerzos principales*

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{\frac{3519,23 \text{ N.m}}{d^3} + 0}{2} + \sqrt{\left(\frac{\frac{3519,23 \text{ N.m}}{d^3} + 0}{2}\right)^2 + \left(\frac{547,08 \text{ N.m}}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{1759,61 \text{ N.m}}{d^3} + \sqrt{\left(\frac{1759,61 \text{ N.m}}{d^3}\right)^2 + \left(\frac{547,08 \text{ N.m}}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{1759,61 \text{ N.m}}{d^3} + \sqrt{\frac{(1759,61 \text{ N.m})^2 + (547,08 \text{ N.m})^2}{d^6}}$$

$$\sigma_1 = \frac{1759,61 \text{ N.m}}{d^3} + \frac{\sqrt{(1759,61 \text{ N.m})^2 + (547,08 \text{ N.m})^2}}{\sqrt{d^6}}$$

$$\sigma_1 = \frac{1759,61 \text{ N.m}}{d^3} + \frac{\sqrt{(1759,61 \text{ N.m})^2 + (547,08 \text{ N.m})^2}}{d^3}$$

$$\sigma_1 = \frac{1759,61 \text{ N.m}}{d^3} + \frac{1842,69 \text{ N.m}}{d^3} = \frac{3602,30 \text{ N.m}}{d^3}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{1759,61 \text{ N.m}}{d^3} - \frac{1842,69 \text{ N.m}}{d^3} = -\frac{83,08 \text{ N.m}}{d^3}$$

f) *Criterio de falla según Von Mises*

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{3602,30 \text{ N.m}}{d^3}\right)^2 + \left(-\frac{83,08 \text{ N.m}}{d^3}\right)^2 - \frac{3602,30 \text{ N.m}}{d^3} * \left(-\frac{83,08 \text{ N.m}}{d^3}\right)}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{d^3} \sqrt{(3602,30 \text{ N.m})^2 + (-83,08 \text{ N.m})^2 - (3602,30) * (-83,08 \text{ N.m})}$$

$$\frac{S_y}{FS} = \frac{3644,52 \text{ N.m}}{d^3}$$

Donde:

- $S_y$  es el esfuerzo de cedencia del material en este caso AISI 4140 (750MPa)
- $FS$  es el factor de seguridad de diseño el cual supondremos un factor de 2.

$$\frac{750 \times 10^6 \text{ Pa}}{2} = \frac{3644,52 \text{ N.m}}{d^3}$$

$$d = 21,3 \text{ mm}$$

Esto nos indica que en el área crítica debe haber un espesor mínimo de aproximadamente 21,3 mm para asegurar un factor de seguridad de 2. Sin embargo, en el

diseño se optó por un diámetro en el área crítica de 25 mm por lo cual procederemos a calcular el factor de seguridad con dicho diámetro.

$$\frac{750 \times 10^6 \text{ Pa}}{FS} = \frac{3644,52 \text{ N.m}}{25 \text{ mm}^3} = 3,74$$

g) **Rodamiento de los rodillos:** Dentro de los rodillos se encontrarán dos rodamientos que soportaran las cargas radiales generadas por el proceso de compactación del aserrín, es por esto que se seleccionaran rodamientos rígidos de bolas. Para el funcionamiento de los rodillos será necesario de dos rodamientos por rodillos, para un total de cuatro rodamientos al tener dos rodillos. Teniendo como datos de entrada el diámetro del eje que es de 30 mm y la fuerza de compactación K. Los rodillos por contar con dos rodamientos dentro de sí, cada rodamiento recibirá el equivalente a la mitad de la fuerza resultante de la fuerza de compactación K y la fuerza de fricción presente en el rodillo, teniendo que el valor de esta fuerza resultante entonces es de:

$$F_{Total} = \frac{\sqrt{K^2 + F_{fr}^2}}{2}$$

$$F_{Total} = \frac{\sqrt{5365,15 \text{ N}^2 + 2682,57 \text{ N}^2}}{2} = 2999,20 \text{ N}$$

Procedemos a revisar el catálogo de rodamientos

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
25	37	7	4,1	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	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	0,06	616005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	6005
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	6205
	52	15	17,8	9,8	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405
	28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,17
68		18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,3	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	616006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	6306
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406
	35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029
55		10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
62		9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	616007
62		14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	6007
72		17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	6207
72		17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
80		21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	6307
100		25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407

Fig. 75 Catálogo de rodamiento SKF de bolas rígidas [42]

Se selecciona el rodamiento SKF rígido de bolas de una hilera 16006.

<b>Load level</b>		
Equivalent dynamic load, P	[kN]	3
Load ratio, C/P	[-]	3.97
Minimum load, $F_{rm}$	[kN]	0.0372
Minimum load met?	[-]	Yes
<b>Bearing rating life</b>		
SKF rating life, $L_{10mh}$	[h]	5890
Basic rating life, $L_{10h}$	[h]	3470
SKF life modification factor, $a_{skf}$	[-]	1.7
Contamination factor, $\eta_c$	[-]	0.38
<b>Bearing static safety</b>		
Equivalent static load, $P_0$	[kN]	3
Static safety factor, $s_0$	[-]	2.45

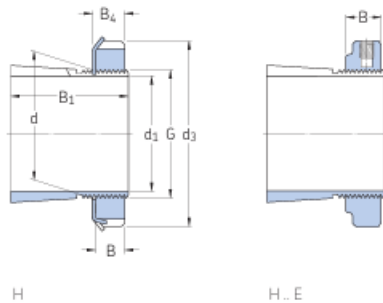
Fig. 76 Resultados rodamiento rígido de bolas SKF 16006(Calculadora página SKF)

Como resultado obtenemos que se conserva un factor de seguridad estática de 2.45 a una carga estática resultante de 3kN y una vida nominal con factores SKF de 5890 horas.

**h) Tuerca de fijación axial:** La tuerca de fijación axial es la encargada de mantener la posición del rodamiento fija dentro del rodillo. Como datos de entrada para su selección usaremos la carga estática axial y el diámetro nominal que debe tener según a la sección del eje donde se vaya a implementar en este caso de 30mm. En nuestro caso concreto, aunque no se presenten cargas axiales al rodamiento por seguridad de diseño asumiremos un 50% de la magnitud de la fuerza de compactación K.

**23.1 Manguitos de fijación para ejes métricos**

$d_1$  17 – 180 mm



Dimensiones principales											Masa	Designaciones			Tuerca hidráulica asociada
$d_1$	d	$d_3$	$B_1$	B	$B_4$	$B_5$	G	$G_2$	$G_3$	A	kg	Conjunto de manguitos de fijación	Productos incluidos de fijación	dispositivo de fijación	
mm											kg	-			
17	20	32	24	6	7	-	M 20x1	-	-	-	0,036	▶ H 204	KM 4	MB 4	-
	20	32	28	6	7	-	M 20x1	-	-	-	0,04	H 304	KM 4	MB 4	-
	20	38	28	10,5	-	-	M 20x1	-	-	-	0,047	H 304 E	KMFE 4	-	-
20	25	38	26	7	8	-	M 25x1,5	-	-	-	0,064	▶ H 205	KM 5	MB 5	-
	25	38	29	7	8	-	M 25x1,5	-	-	-	0,071	▶ H 305	KM 5	MB 5	-
	25	38	29	10,5	-	-	M 25x1,5	-	-	-	0,076	H 305 E	KMFE 5	-	-
25	30	45	27	7	8	-	M 30x1,5	-	-	-	0,086	▶ H 206	KM 6	MB 6	-
	30	45	31	7	8	-	M 30x1,5	-	-	-	0,095	▶ H 306	KM 6	MB 6	-
	30	45	31	10,5	-	-	M 30x1,5	-	-	-	0,11	H 306 E	KMFE 6	-	-
30	35	52	29	8	9	-	M 35x1,5	-	-	-	0,12	▶ H 207	KM 7	MB 7	-
	35	52	35	8	9	-	M 35x1,5	-	-	-	0,14	▶ H 307	KM 7	MB 7	-
	35	52	35	11,5	-	-	M 35x1,5	-	-	-	0,15	H 307 E	KMFE 7	-	-
35	40	58	31	9	10	-	M 40x1,5	-	-	-	0,16	▶ H 208	KM 8	MB 8	-
	40	58	36	9	10	-	M 40x1,5	-	-	-	0,17	▶ H 308	KM 8	MB 8	-
	40	58	36	13	-	-	M 40x1,5	-	-	-	0,19	▶ H 308 E	KMFE 8	-	-
40	45	65	33	10	11	-	M 45x1,5	-	-	-	0,21	▶ H 209	KM 9	MB 9	-
	45	65	39	10	11	-	M 45x1,5	-	-	-	0,23	▶ H 309	KM 9	MB 9	-
	45	65	39	13	-	-	M 45x1,5	-	-	-	0,24	▶ H 309 E	KMFE 9	-	-
45	50	70	35	11	12	-	M 50x1,5	-	-	-	0,24	▶ H 210	KM 10	MB 10	HMV 10E
	50	70	42	11	12	-	M 50x1,5	-	-	-	0,27	▶ H 310	KM 10	MB 10	HMV 10 E
	50	70	42	14	-	-	M 50x1,5	-	-	-	0,3	▶ H 310 E	KMFE 10	-	HMV 10 E
50	55	75	37	11	12,5	-	M 55x2	-	-	-	0,28	▶ H 211	KM 11	MB 11	HMV 11E
	55	75	45	11	12,5	-	M 55x2	-	-	-	0,32	▶ H 311	KM 11	MB 11	HMV 11 E

Fig. 77 Catálogo de manguitos de fijación SKF[42]

### 13) Especificaciones del sistema de extrusión

Parámetro	Unidad	Valor
Capacidad de producción	Kg/h	15-18,75
Velocidad de rotación	RPM	300
Torque del eje principal	$N \cdot m$	295,08
Potencia requerida	HP	12-15
Dimensiones	m	-----

Fig. 78 Especificaciones del sistema

#### C. Planos

Los planos correspondientes se encontrarán al final de este documento.

#### D. Análisis de costo

En la Fig. 24 se presenta el costo estimado para la producción de la máquina de pellets.

	Equipo Usado	Mano de Obra	Materiales/Componentes	Cantidad	Precio Unitario	Subtotal	Tiempo	Total Partida
<b>1. Fabricación rodillos</b>	Torno + Fresadora	\$25,000 - \$40,000/h	Acero AISI 1045/4140	-	\$150,000 - \$300,000	\$150,000 - \$300,000	10-15 h	<b>\$400,000 - \$900,000</b>
<b>2. Corte estructura</b>	Oxicorte + Sierra	\$15,000 - \$25,000/h	Acero A36	-	\$100,000 - \$200,000	\$100,000 - \$200,000	4-6 h	<b>\$160,000 - \$350,000</b>
<b>3. Soldadura</b>	Soldadora	\$20,000 - \$30,000/h	Electrodos + gas	-	\$50,000 - \$100,000	\$50,000 - \$100,000	5-8 h	<b>\$150,000 - \$340,000</b>
<b>4. Mecanizado piezas</b>	Torno + Taladro	\$20,000 - \$35,000/h	Acero al carbono	-	\$80,000 - \$150,000	\$80,000 - \$150,000	6-10 h	<b>\$200,000 - \$500,000</b>
<b>5. Ensamblaje</b>	Herramientas	\$18,000 - \$28,000/h	<b>Tornillos/Tuercas:</b>				8-12 h	
			Tornillo Hex M6x30	4	\$ 1,50	\$ 6,00		
			Tornillo Hex M10x20	1	\$ 3,20	\$ 3,20		
			Tornillo Hex M6x20	2	\$ 1,40	\$ 2,80		
			Tornillo Hex M10x70	2	\$ 4,50	\$ 9,00		
			Tornillo Hex M6x25	2	\$ 1,60	\$ 3,20		
			Tornillo Hex M10x45	4	\$ 3,80	\$ 15,20		
			Tornillo Hex M8x35	8	\$ 2,50	\$ 20,00		
			Tuerca Hex M8	8	\$ 800	\$ 6,40		
			Tuerca Hex M6	2	\$ 600	\$ 1,20		
			Tuerca Hex M10	5	\$ 1,20	\$ 6,00		
			<b>Otros componentes:</b>					
			Tuerca KMF6	2	\$ 150,00	\$ 300,00		
			Rodamiento SKF 16006	4	\$ 119,48	\$ 477,92		
			Rodamiento SKF 60008	1	\$ 71,69	\$ 71,69		
			Rodamiento SKF (especial)	1	\$ 583,06	\$ 583,06		
			Pernos/arandelas varios	-	-	\$ 100,00		
			<b>Subtotal Ensamblaje</b>			<b>\$1,605,670</b>		<b>\$1,785,670 - \$2,033,670</b>
<b>6. Pruebas</b>	-	\$20,000 - \$30,000/h	Consumibles	-	\$20,000 - \$50,000	\$20,000 - \$50,000	2-4 h	<b>\$60,000 - \$170,000</b>
<b>TOTAL GENERAL</b>							<b>40-60 h</b>	<b>\$2,755,670 - \$4,293,670</b>

Fig. 79 Tabla de costos de producción

Actualmente en Colombia el hogar colombiano promedio consume aproximadamente  $15m^3$  de gas natural al mes [45] y este suele tener un costo aproximado de 3500 COP por metro cúbico. Por lo que tenemos que:

Parámetro	Gas Natural	Pellets de Aserrín	Diferencia
<b>DATOS ENERGÉTICOS</b>			
Poder calorífico	9.8 kWh/m <sup>3</sup>	4.8 kWh/kg	-
Combustible requerido/mes	15 m <sup>3</sup>	30.6 kg	-
Energía generada/mes	147 kWh	147 kWh	Equivalente
<b>COSTOS MENSUALES (COP)</b>			
Costo combustible	\$ 52.500,00	<b>\$6,359</b> (solo energía)	- <b>\$46,141</b> (88 % ahorro)
Consumo eléctrico	-	22.37 kWh	-
Costo energía producción	-	\$ 6.359,00	-
<b>Costo total mensual</b>	<b>\$ 52.500,00</b>	<b>\$ 6.359,00</b>	- <b>\$46,141</b> (88 % ahorro)
<b>INVERSIÓN</b>			
Requerimiento inicial	Conexión existente	\$3,000,000 - \$4,000,000 COP	Alta inversión inicial
<b>PRODUCCIÓN</b>			
Capacidad máquina	-	15 kg/h	-
Horas operación/mes	-	2.04 horas	-
<b>RETORNO (ROI)</b>			
Ahorro mensual	-	\$ 46,14	-
Tiempo recuperación (ROI)	-	<b>5.4 - 7.2 años</b>	-

Fig. 80 Comparativa gas natural y pellets

El tiempo estimado para recuperar la inversión inicial es de aproximadamente siete años, considerando que la máquina solo produzca la cantidad necesaria para el consumo de un hogar lo cual es equivalente a unas dos horas de trabajo mensual. Sin embargo, si se generan ingresos adicionales mediante la venta de pellets a terceros, el período de recuperación de la inversión se reduciría significativamente.

### VIII. CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES

Actividades		Mes 1				Mes 2			
		1	2	3	4	1	2	3	4
Primer objetivo	Consulta e investigación por medio de documentos físicos o digitales.								
	Recopilación y análisis de base de datos. Cálculo de valores teóricos requeridos por el sistema para un correcto funcionamiento								
Segundo objetivo	Desarrollar el proceso de diseño conceptual mediante la metodología de diseño de Karl T. Ulrich								
Tercer objetivo	Proponer modelos de la arquitectura del sistema en SolidWorks en consideración a lo planteado.								
	Selección de prototipo teniendo como punto de referencia criterios de diseño y de implementación								
	Realizar el proceso de mayado y estudios estructurales en software								
	Elaboración de planos								
Cuarto objetivo	Recopilación y análisis de datos obtenidos y analisis de costos								
	Escritura de informe final								

Fig. 81 Cronograma del proyecto

## **IX. RECURSOS Y/O PRESUPUESTO**

Esta tesis estará enfocada al uso de software CAD y de simulación como SolidWorks y ANSYS, para los cuales la universidad cuenta con licencia. Basado en esto, en este proyecto no se necesitará de un presupuesto monetario para llevarlo a cabo.

## X. CONCLUSIONES

- El sistema de peletizado representa una oportunidad estratégica para Santander, donde los residuos de madera de aserraderos y carpinterías podrían convertirse en biocombustible densificado.
- La calidad del aserrín es clave para hacer buenos pellets de madera y para alargar la vida útil de la matriz y los rodillos. Si la materia prima tiene mucha humedad, poca lignina, partículas muy grandes o un exceso de cenizas, los pellets salen con problemas: baja densidad, poca resistencia y menos poder calorífico. Además, estos factores aumentan el desgaste por fricción en los equipos, lo que termina dañándolos. Para evitar estos problemas, lo ideal es tratar el aserrín antes de pasarlo por la peletizadora. Algunos ajustes, como secarlo o molerlo más fino, pueden mejorar mucho el resultado final.
- La presión de compactación es un factor clave tanto en la producción de pellets como en el diseño de la matriz. Cuando la presión es baja, las partículas no se unen correctamente, lo que da como resultado pellets débiles, con poca densidad, formas irregulares y dimensiones poco uniformes. La presión ideal para este proceso está entre los 50 y 250 MPa. Dentro de este rango, las partículas finas se compactan mejor, se contrarresta el efecto resbaloso de la lignina, y además se genera más calor durante la compresión, lo que ayuda a reducir la humedad. Todo esto contribuye a obtener pellets más densos, resistentes y duraderos.
- Para producciones a pequeña escala, la peletizadora de matriz plana giratoria resulta una opción adecuada, ya que tiene un costo más accesible y su mantenimiento es más sencillo en comparación con otros modelos de peletizadoras.

## **XI. RECOMENDACIONES**

- Se recomienda no utilizar agujeros con demasiado espesor en la matriz, ya que esto puede provocar atascos durante el proceso de peletizado.

- Es preferible usar rodillos rectos corrugados con extremos abiertos, ya que cuentan con más corrugaciones, lo que mejora la tracción y ayuda a evitar el deslizamiento durante el peletizado.

- Para la conexión entre el eje principal y el motor, se pueden utilizar diferentes sistemas de transmisión como motorreductores, poleas o un anillo corona. Sin embargo, si se elige emplear el diseño de engranajes cónicos rectos mostrado en los cálculos, es importante realizar un proceso de iteración más detallado que permita seleccionar engranajes disponibles comercialmente y que se ajusten lo más posible al valor real de torque requerido por la máquina para operar correctamente.

- Analizar los costos de los materiales a la hora de la construcción esto debido a que pueden variar según disponibilidad del momento.

- Se recomienda tratar la materia prima antes de ingresar a la maquina extrusora, ya que dicho tratamiento contribuirá de manera positiva a la calidad del pellet.

- Para asegurar el flujo masico de materia prima en la maquina se puede diseñar y acoplar un sistema de alimentación.

## REFERENCIAS

- [1] Jaime Gonzales Velasco, *Energias Renovables*. .
- [2] O. C. Chin and K. M. Siddiqui, “Characteristics of some biomass briquettes prepared under modest die pressures,” *Biomass and Bioenergy*, vol. 18, no. 3, pp. 223–228, 2000, doi: 10.1016/S0961-9534(99)00084-7.
- [3] F. T. A. and O. J. U. Abigor R. D., Uadia P. O., “Lipased-Catalyzed Production of Raphiahookeri Oil Methyl Esters for use as Biodiesel Fuel,” *Niger. J. Palms Oil Seeds.*, vol. Vol 15, pp. 57–62, 2013.
- [4] I. Niedziółka *et al.*, “Assessment of the energetic and mechanical properties of pellets produced from agricultural biomass,” *Renew. Energy*, vol. 76, pp. 312–317, 2015, doi: 10.1016/j.renene.2014.11.040.
- [5] G. J. C. Bartolome, S. M. C. de Leon, C. A. Polinga, and J. M. B. Roño, “Design, fabrication, and testing of biomass pelleting machine for coffee wastes,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 633, no. 1, 2021, doi: 10.1088/1755-1315/633/1/012002.
- [6] M. B. D. S. A. I. Kurniawan, “A study on production capacity and density of OPT biomass pellet using portable molding machine,” *2ND Int. Conf. Des. ENERGY, Mater. Manuf. 2021*, vol. 2568, no. 1, 2021.
- [7] J. H. Mejía, “Revista Eureka Ciencia para la Gente.” Universidad de Manizales, Manizales, [Online]. Available: <https://eureka.umanizales.edu.co/la-biomasa-y-su-poder-energetico-es-opcion-para-colombia/>.
- [8] Finagro, “Los secretos ocultos de la Biomasa, gran potencial que posee Colombia.” <https://www.finagro.com.co/noticias/los-secretos-ocultos-biomasa-gran-potencial-posee-colombia>.
- [9] UPME, “Atlas del potencial energético de la Biomasa residual en Colombia.” <https://www1.upme.gov.co/siame/Paginas/atlas-del-potencial-energetico-de-la-biomasa.aspx>.
- [10] “Biomasa y pellets: Todo lo que necesitas saber,” *Vica Delicias*, no. 29–01, 2024, [Online]. Available: <https://vicadelicias.com/blog/biomasa-y-pellets-todo-lo-que-necesitas-saber#:~:text=¿Qué son los pellets de,sostenible a los combustibles fósiles.>
- [11] Asociación de Empresas de Energías Renovables (APPA), “¿Qué es la biomasa?,” 2024. <https://www.appa.es/appa-biomasa/que-es-la-biomasa/#:~:text=La biomasa es%2C por>

tanto, digestión anaerobia%2C gasificación y pirólisis.

- [12] D. G. Christian, “Biomass for Renewable Energy, Fuels, and Chemicals,” *J. Environ. Qual.*, vol. 29, no. 2, pp. 662–663, 2000, doi: 10.2134/jeq2000.00472425002900020040x.
- [13] C. A. Forero Núñez, C. A. Guerrero Fajardo, and F. E. Sierra Vargas, “Producción y uso de pellets de biomasa para la generación de energía térmica: una revisión a los modelos del proceso de gasificación,” *Iteckne*, vol. 9, no. 1, pp. 21–30, 2014, doi: 10.15332/iteckne.v9i1.2743.
- [14] Rivera and Uceda, “Características físico-químicas de la madera y carbón de once especies forestales de la amazonia peruana,” *Rev. For. del Perú v*, vol. 14, no. 2, pp. 1–8, 2014.
- [15] F. Campos Michelena, Manuel; Marcos Martin, *Los biocombustibles*, 2nd ed. 2008.
- [16] E. A. Gómez, L. A. Ríos, and J. D. Peña, “Madera, un potencial material lignocelulósico para la producción de biocombustibles en Colombia,” *Inf. Tecnol.*, vol. 23, no. 6, pp. 73–86, 2012, doi: 10.4067/S0718-07642012000600009.
- [17] J. E. Arpi Trujillo and C. S. Calderón Todal, “Diseño De Una Máquina Peletizadora En Base A La Disponibilidad De Residuos Madereros De la Ciudad De Cuenca Para Su Aprovechamiento Energético,” *Univ. Politécnica Sales. Fac. Ing.*, p. 423, 2010, [Online]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/832/13/UPS-CT001696.pdf>.
- [18] M. A. B. Yunus A. Cengel, *Termodinamica*, 7th ed. McGrawHill, 2012.
- [19] S. Karina, M. Bujaico, D. Estrella, O. Reyes, A. Madeleyne, and H. Morán, “Determinación del poder calorífico de la especie forestal *Cedrelinga cateniformis* ( Ducke ) Ducke ( tornillo ),” vol. 4, 2024.
- [20] E. Del *et al.*, “Club de lectura como estrategia de escritura,” 2017.
- [21] J. C. Pinilla, K. Luengo, F. Lobo, M. Navarrete, and F. Navarrete, “Normativas aplicables a la producción de pellet en Chile,” *Norm. Apl. a la Prod. pellet en Chile*, 2021, doi: 10.52904/20.500.12220/31344.
- [22] J. Rodriguez, “Biomasa forestal: Requisitos de calidad,” 2019.
- [23] E. Alakangas and P. Paju, “Wood pellets in Finland - technology, economy, and market OPET Report 5,” *Tech. Res. Cent. Finl.*, p. 85, 2002, [Online]. Available: [http://www.ateap.cz/new/Pelety\\_Finsko.pdf](http://www.ateap.cz/new/Pelety_Finsko.pdf).
- [24] T. Deng, A. M. Alzahrani, and M. S. Bradley, “Influences of environmental humidity on physical properties and attrition of wood pellets,” *Fuel Process. Technol.*, vol. 185, no.

- October 2018, pp. 126–138, 2019, doi: 10.1016/j.fuproc.2018.12.010.
- [25] C. Y. V. Varela Berna and G. A. López, “Bioenergía a Partir de Biomasa Residual Estudio de Caso: Plaza de Mercado Trinidad Galán de Bogotá D.C,” *Let. Concienc. TecnoLógica*, no. 19, 2022, doi: 10.55411/26652544.229.
- [26] P. S. Mohammad Ali Abdoli , Abooli Golzary , Ashkan Hosseini, *Wood Pellet as a Renewable Source of Energy*. 2018.
- [27] G. Energy, “G.” <http://www.peletizadoras.com/>.
- [28] B.A.F.S., “PHILIPPINE NATIONAL STANDARD Production Machinery – Feed Pellet Mill – Specifications,” no. 632, p. 26, 2019, [Online]. Available: [http://www.bafs.da.gov.ph/phocadownload/FinalPNS/PNS\\_BAFS\\_PAES\\_274\\_2019- Feed Pellet Mill- Specifications.pdf](http://www.bafs.da.gov.ph/phocadownload/FinalPNS/PNS_BAFS_PAES_274_2019-FeedPelletMill-Specifications.pdf).
- [29] Z. P. machine Suplier, “Design Of Flat Die Pellet Mill,The Expert Of Animal Feed Production.” <https://www.zenopelletmachine.com/flat-die-pellet-mill/>.
- [30] M. P. Groover, *Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas*. 1997.
- [31] “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 ASE,” 2024.
- [32] K. Engineers, “Molino de pellets.” <http://www.plantaspeletizadoras.com/molino-de-pellets.html>.
- [33] R. Turner, “Pellet mill die and roll design,” 2014.
- [34] G. Energy, “Flat Die Biomass Pellet Mill Working Principle.” <http://www.smallbiomill.com/blogs/operate-a-small-biomass-pellet-mill.html>.
- [35] NSK, “Que es un rodamiento?” <https://www.nsk.com/eu-es/tools-resources/training/whats-a-bearing/>.
- [36] NTN, “Tipos de rodamientos.” <https://launiversidaddelrodamiento.es/tipos-rodamientos/tipos-rodamientos/>.
- [37] J. C. Flores Garcia, “S I S T E M a S D E T R a N S M I S I Ó N,” p. 22, 2010, [Online]. Available: [https://repositorio.umsa.bo/xmlui/bitstream/handle/123456789/15454/EG-1080-Flores García%2C Juan Carlos.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositorio.umsa.bo/xmlui/bitstream/handle/123456789/15454/EG-1080-FloresGarcía%2CJuanCarlos.pdf?sequence=1&isAllowed=y).

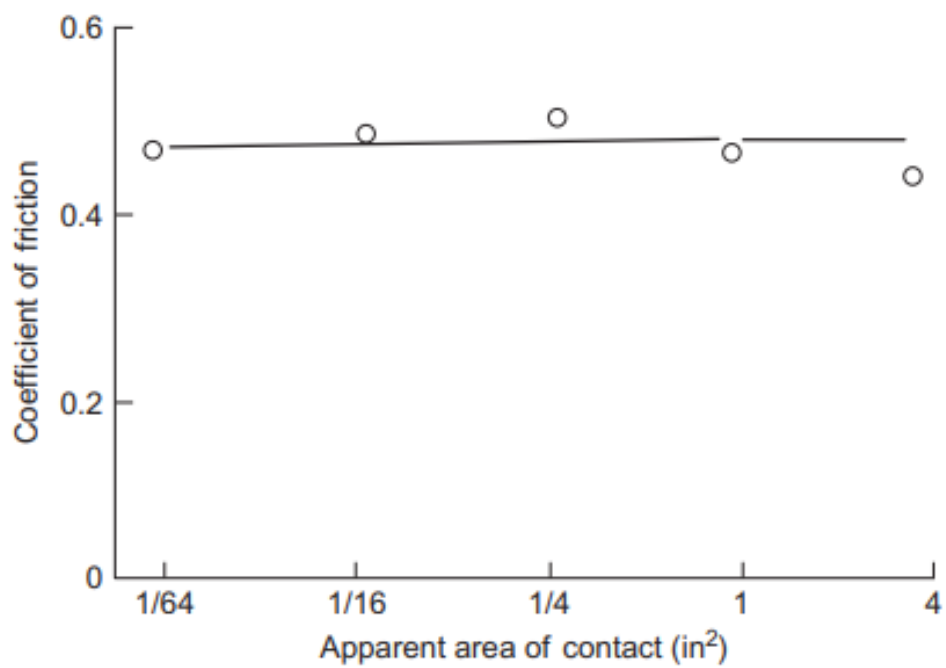
- [38] B. Sarr, F. Tutores, and L. E. Ben, “Universidad de las Ciencias Informáticas Facultad 4 Trabajo de Diploma para optar por el título de Ingeniero en Ciencias Informáticas,” 2019.
- [39] G. Engineering, “Modelado CAD-Todo lo que necesita saber.” <https://www.goebel-engineering.com/es/modelado-cad/>.
- [40] K. Ulrich, S. D. Eppinger, and M. C. Yang, *Product Architecture - Product Design and Development chap 10*. 2020.
- [41] J. K. N. Richard G. Budynas, *Diseño en ingeniería mecánica*, Novena. McGrawHill, 2015.
- [42] SKF, “rod.pdf.”
- [43] OPAC COMPONENTS, “Chavetas Especiales Din 6885 / Din 6886,” no. 2, pp. 1–4, 2009.
- [44] K. Paulsen, *Elementos de maquinas 1*. Peru: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [45] INFOBAE, “Aumenta la tarifa de gas en Colombia: así puede calcular cuánto subiría su recibo mensual,” [Online]. Available: <https://www.infobae.com/colombia/2025/02/06/aumenta-la-tarifa-de-gas-en-colombia-asi-puede-calcular-cuanto-subiria-su-recibo-mensual/>.
- [46] C. A. D. R, *Colombia*. .
- [47] I. M. Hutchings, *Tribology: friction and wear of engineering materials*, vol. 13, no. 3. 1992.
- [48] “Acero para herramientas de alta velocidad M2.” <https://es.lksteelpipe.com/m2-high-speed-tool-steel>.

## APÉNDICES

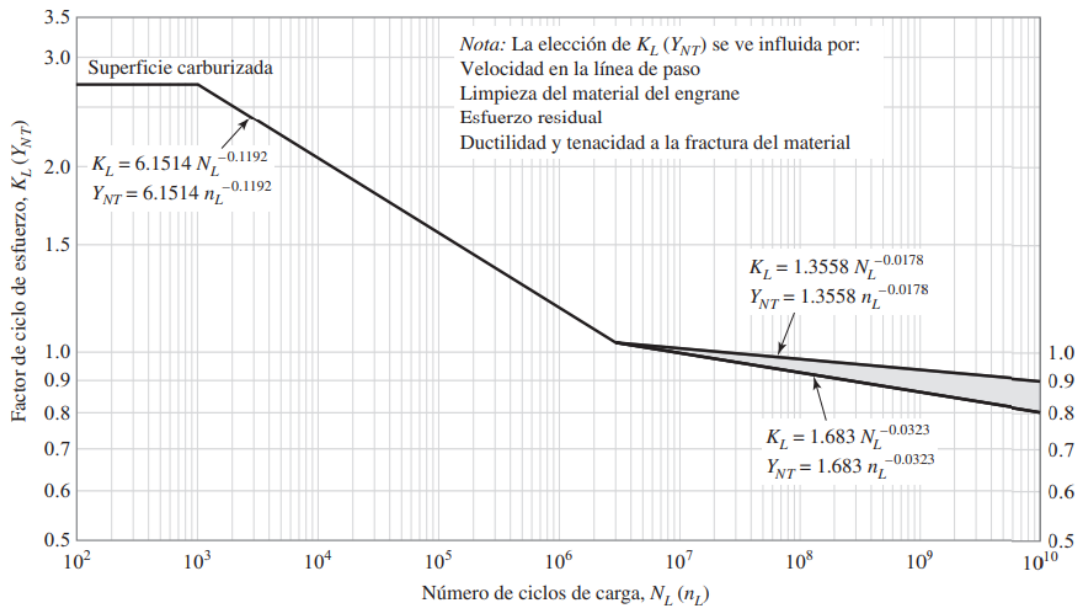
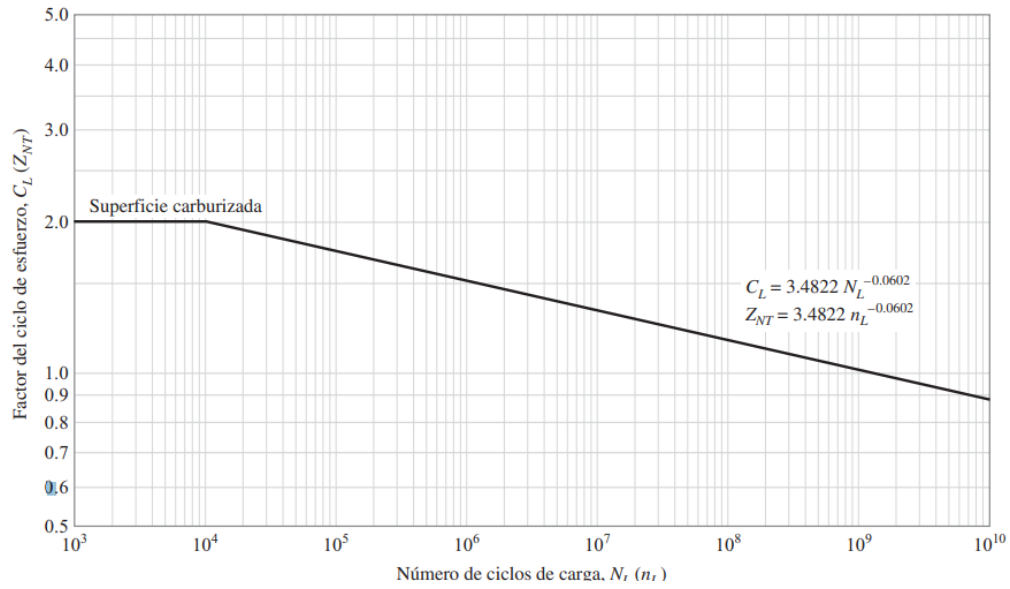
### APÉNDICE A Propiedades mecánicas de maderas en Colombia

Nombre Común	Densidad Básica (g/cm <sup>3</sup> )	Módulo de Elasticidad en Flexión (MPa)	Resistencia al Corte Paralelo a las Fibras (MPa)
Abarco	0.59	12,862	8.24
Cedro	0.45	9,800	8.5
Caoba	0.55	10,500	9.0
Roble	0.75	16,000	12.0
Nogal	0.60	12,000	9.5
Guayacán	0.85	18,000	14.0
Chanul	0.70	15,000	11.0
Sande	0.50	10,000	8.0
Pino Pátula	0.42	8,500	7.5

**APÉNDICE B Variación del coeficiente de fricción con el área de contacto de madera sobre una superficie de acero sin lubricar**



### APÉNDICE C Factores de engranaje cónico recto



## APÉNDICE D Factores de confiabilidad ANSI/AGMA 2003-B97

Requerimientos de aplicación	Factores de confiabilidad del acero*	
	$C_R (Z_Z)$	$K_R (Y_Z)^\dagger$
Menos de una falla en 10 000	1.22	1.50
Menos de una falla en 1 000	1.12	1.25
Menos de una falla en 100	1.00	1.00
Menos de una falla en 10	0.92	0.85 <sup>‡</sup>
Menos de una falla en 2	0.84	0.70 <sup>§</sup>

\* En la actualidad hay datos insuficientes respecto de la confiabilidad de los engranes cónicos hechos con otros materiales.

† El rompimiento del diente algunas veces se considera como un riesgo mayor que las picaduras. En tales casos se selecciona un valor mayor de  $K_R (Y_Z)$  para la flexión.

‡ Para este valor podría ocurrir el flujo plástico en lugar de la picadura.

§ De los datos de prueba de extrapolación.

Material	Designación del material		Tratamiento térmico	Dureza superficial común mínima	Número de esfuerzo por contacto permisible, $s_{ac}(\sigma_H \text{ lim})$ lbf/pulg <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> )
	ASTM	ISO			
Hierro fundido	ASTM A48	ISO/DR 185			
	Clase 30	Grado 200	Como sale de la fundición	175 HB	50 000 (345)
	Clase 40	Grado 300	Como sale de la fundición	200 HB	65 000 (450)
Hierro dúctil (nodular)	ASTM A536	ISO/DIS 1083			
	Grado 80-55-06	Grado 600-370-03	Templado y revenido	180 HB	94 000 (650)
	Grado 120-90-02	Grado 800-480-02		300 HB	135 000 (930)

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Número de esfuerzo por flexión (permisible), $s_{af}(\sigma_F \text{ lim})$ lbf/pulg <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> )		
			Grado 1 <sup>†</sup>	Grado 2 <sup>†</sup>	Grado 3 <sup>†</sup>
Acero	Endurecido completamente	Fig. 15-13	Fig. 15-13	Fig. 15-13	
	Endurecido por flama o inducción	50 HRC	15 000 (85) 22 500 (154)	13 500 (95)	
	Raíces no endurecidas Raíces endurecidas				
	Carburizado y endurecido superficial <sup>†</sup>	Tabla 8 2003-B97	30 000 (205)	35 000 (240)	40 000 (275)
AISI 4140	Nitrurado <sup>†,‡</sup>	84.5 HR15N		22 000 (150)	
Nitralloy 135M	Nitrurado <sup>†,‡</sup>	90.0 HR15N		24 000 (165)	

Material	Designación del material		Tratamiento térmico	Dureza superficial común mínima	Número de esfuerzo por flexión permisible, $s_{af}(\sigma_F \text{ lim})$ lbf/pulg <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> )
	ASTM	ISO			
Hierro fundido	ASTM A48	ISO/DR 185			
	Clase 30	Grado 200	Como sale de la fundición	175 HB	4 500 (30)
	Clase 40	Grado 300	Como sale de la fundición	200 HB	6 500 (45)
Hierro dúctil (nodular)	ASTM A536	ISO/DIS 1083			
	Grado 80-55-06	Grado 600-370-03	Templado y revenido	180 HB	10 000 (70)
	Grado 120-90-02	Grado 800-480-02		300 HB	13 500 (95)

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Número de esfuerzo por contacto permisible, $s_{ac}(\sigma_H \text{ lim})$ lbf/pulg <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> )		
			Grado 1 <sup>†</sup>	Grado 2 <sup>†</sup>	Grado 3 <sup>†</sup>
Acero	Endurecido completamente <sup>‡</sup>	Figura 15-12	Figura 15-12	Figura 15-12	
	Endurecido por flama o inducción <sup>§</sup>	50 HRC	175 000 (1210)	190 000 (1310)	
	Carburizado y endurecido superficial <sup>§</sup>	Tabla 8 2003-B97	200 000 (1380)	225 000 (1550)	250 000 (1720)
AISI 4140	Nitrurado <sup>§</sup>	84.5 HR15N		145 000 (1000)	
Nitralloy 135M	Nitrurado <sup>§</sup>	90.0 HR15N		160 000 (1100)	

## APÉNDICE E rodamientos cónicos de cilindro SKF

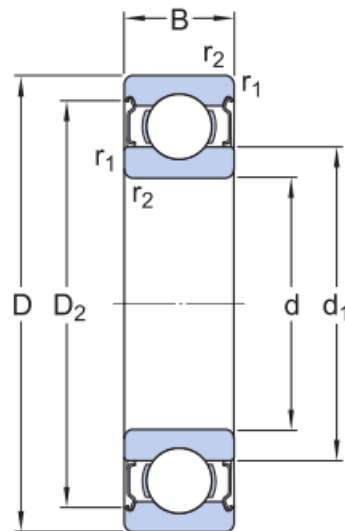
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)	
d	D	T	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite				
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	-	
35	62	18	37,4	49	5,2	8 000	11 000	0,23	32007 J2/Q	4CC	
	62	18	42,9	54	5,85	8 000	10 000	0,23	32007 X/Q	4CC	
	72	18,25	51,2	56	6,1	7 000	9 500	0,33	30207 J2/Q	3DB	
	72	24,25	66	78	8,5	7 000	9 500	0,44	32207 J2/Q	3DC	
	72	28	84,2	106	11,8	6 300	9 500	0,53	33207/Q	2DE	
	80	22,75	72,1	73,5	8,3	6 700	9 000	0,51	30307 J2/Q	2FB	
	80	22,75	61,6	67	7,8	6 000	8 500	0,52	31307 J2/Q	7FB	
	80	32,75	93,5	114	12,9	6 000	8 500	0,8	32307 BJ2/Q	5FE	
	80	32,75	95,2	106	12,2	6 300	9 000	0,75	32307 J2/Q	2FE	
	37	80	32,75	93,5	114	12,9	6 300	9 500	0,77	32307/37 BJ2/Q	5EE
	38	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,21	JL 69349 A/310/Q	3CC
		63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,2	JL 69349/310/Q	3CC
68		19	52,8	71	7,65	7 000	10 000	0,3	32008/38 X/Q	3CC	
40	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,30	32008 X/Q	3CC	
	75	26	79,2	104	11,4	6 700	9 000	0,5	33108/Q	2CE	
	80	19,75	61,6	68	7,65	6 300	8 500	0,42	30208 J2/Q	2DB	
	80	24,75	74,8	86,5	9,8	6 300	8 500	0,53	32208 J2/Q	3DC	
	80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,73	33208/QCL7C	2DE	
	85	33	121	150	17,3	6 000	9 000	0,9	T2EE 040/QVB134	2EE	
	90	25,25	85,8	95	10,8	6 000	8 000	0,73	30308 J2/Q	2FB	
90	25,25	85	81,5	9,5	5 600	7 500	0,72	* 31308 J2/QCL7C	7FB		
90	35,25	117	140	16	5 300	8 000	1,05	32308 J2/Q	2FD		
45	75	20	58,3	80	8,8	6 300	8 500	0,34	32009 X/Q	3CC	
	80	26	96,5	114	12,9	6 700	8 000	0,55	* 33109/Q	3CE	
	85	20,75	66	76,5	8,65	6 000	8 000	0,47	30209 J2/Q	3DB	
	85	24,75	91,5	98	11	6 300	8 000	0,58	* 32209 J2/Q	3DC	
	85	32	108	143	16,3	5 300	7 500	0,79	33209/Q	3DE	
	95	29	89,7	112	12,7	4 800	7 000	0,93	T7FC 045/HN3QCL7C	7FC	
	95	36	147	186	20,8	5 300	8 000	1,2	T2ED 045	2FD	
	100	27,25	108	120	14,3	5 300	7 000	0,97	30309 J2/Q	2FB	
	100	27,25	106	102	12,5	5 000	6 700	0,95	* 31309 J2/QCL7C	7FB	
	100	38,25	134	176	20	4 800	6 700	1,45	32309 BJ2/QCL7C	5FD	
100	38,25	140	170	20,4	4 800	7 000	1,4	32309 J2/Q	2FD		

\* Rodamiento SKF Explorer

## Dimensiones

d	40 mm	Diámetro del agujero
D	75 mm	Diámetro exterior
T	26 mm	Ancho total
d <sub>1</sub>	≈ 57.5 mm	Diámetro del resalte del aro interior
B	26 mm	Ancho del aro interior
C	20.5 mm	Ancho del aro exterior
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
a	17.9 mm	Distancia de la cara lateral al punto de presión

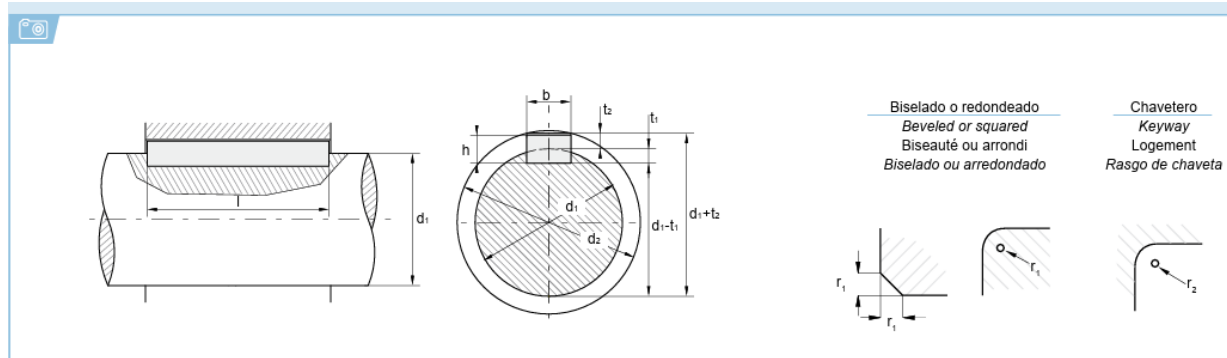
## Especificación técnica



## Dimensiones

d	40 mm	Diámetro del agujero
t <sub>Δdmp</sub>	-0.01 – 0 mm	Deviation limits of mid-range bore diameter
D	68 mm	Diámetro exterior
t <sub>ΔDmp</sub>	-0.011 – 0 mm	Deviation limits of mid-range outside diameter
B	15 mm	Ancho
t <sub>ΔBs</sub>	-0.06 – 0 mm	Deviation limits of ring width
d <sub>1</sub>	≈ 49.25 mm	Diámetro del resalte
D <sub>2</sub>	≈ 61.1 mm	Diámetro del rebaje
r <sub>1,2</sub>	min. 1 mm	Dimensión del chaflán
	P6 and tighter width tolerance	ISO tolerance class for dimensions

## APÉNDICE F Dimensiones geométricas chavetas DIN 6886



## APÉNDICE G Propiedades del acero para herramientas M2

### Propiedades físicas del material HSS M2

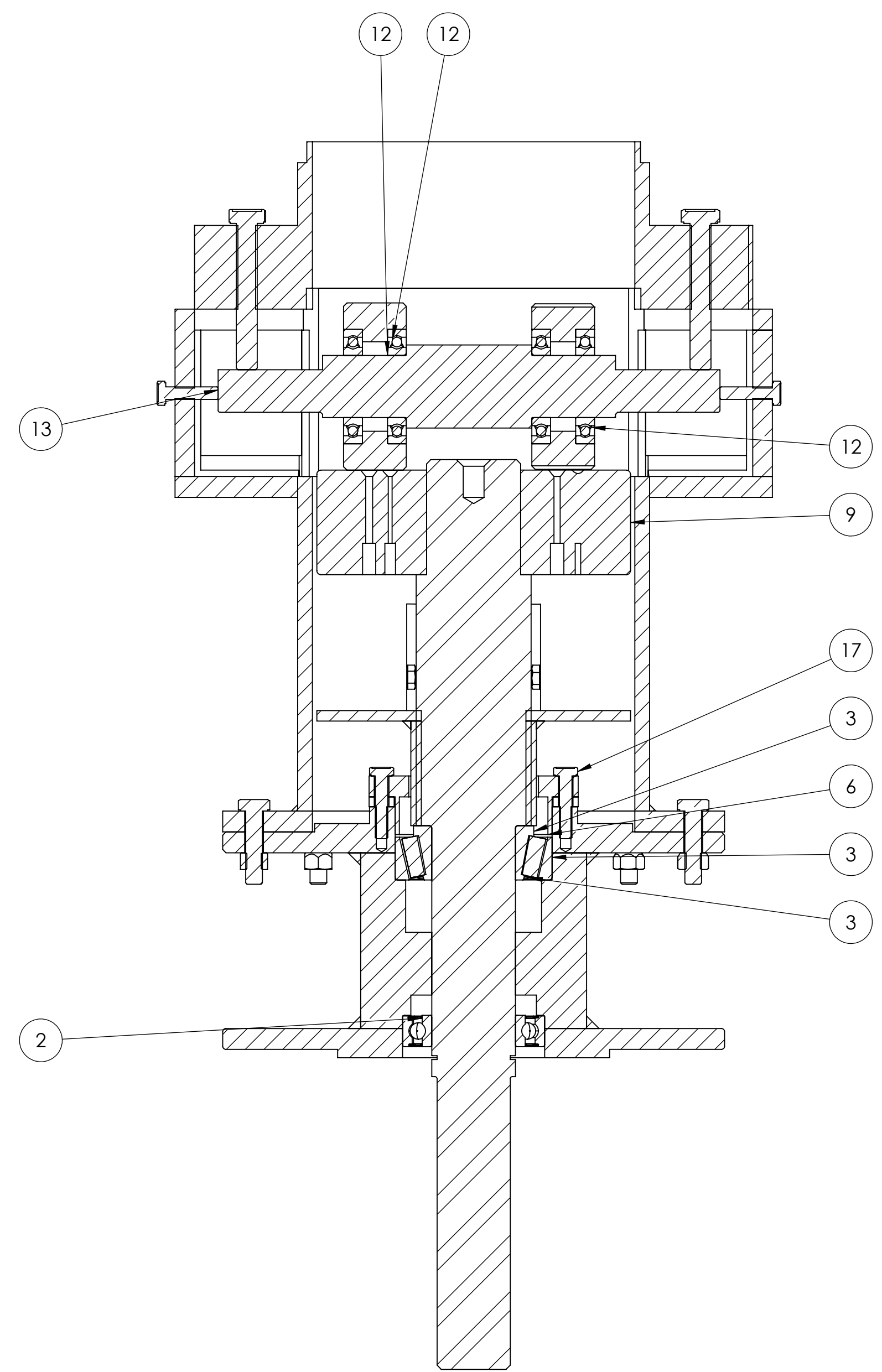
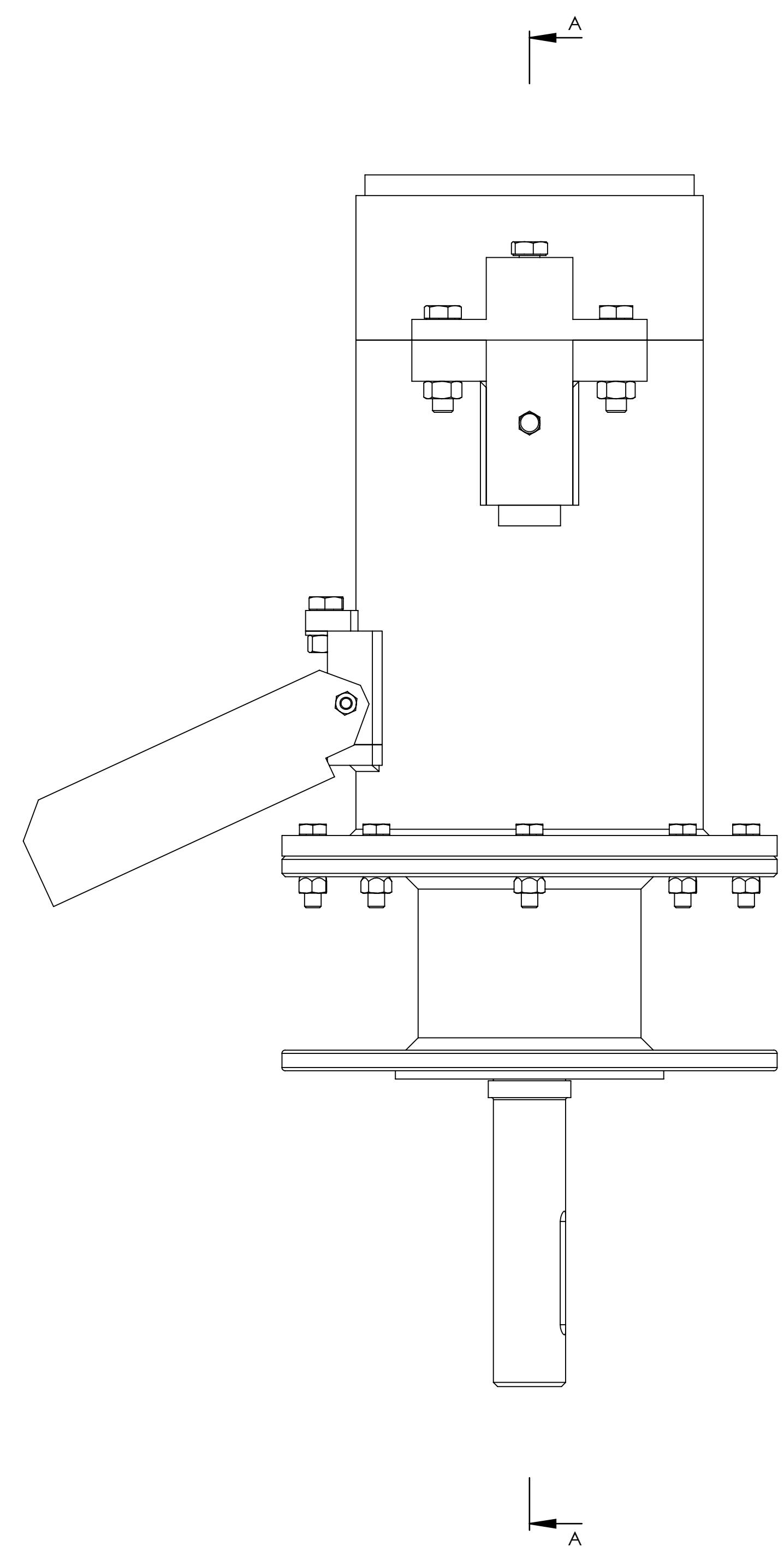
Densidad	0.294 lb / in <sup>3</sup> (8138 kg / m <sup>3</sup> )
Gravedad específica	8.15
Módulo de elasticidad	0.294 lb / in <sup>3</sup> (8138 kg / m <sup>3</sup> )
Conductividad térmica	24 Btu / ft / hr / ° F 41.5 W / m / ° K
Maquinabilidad	65% de un acero al carbono 1%

### AISI M2 Herramienta Aceros Propiedades Mecánica

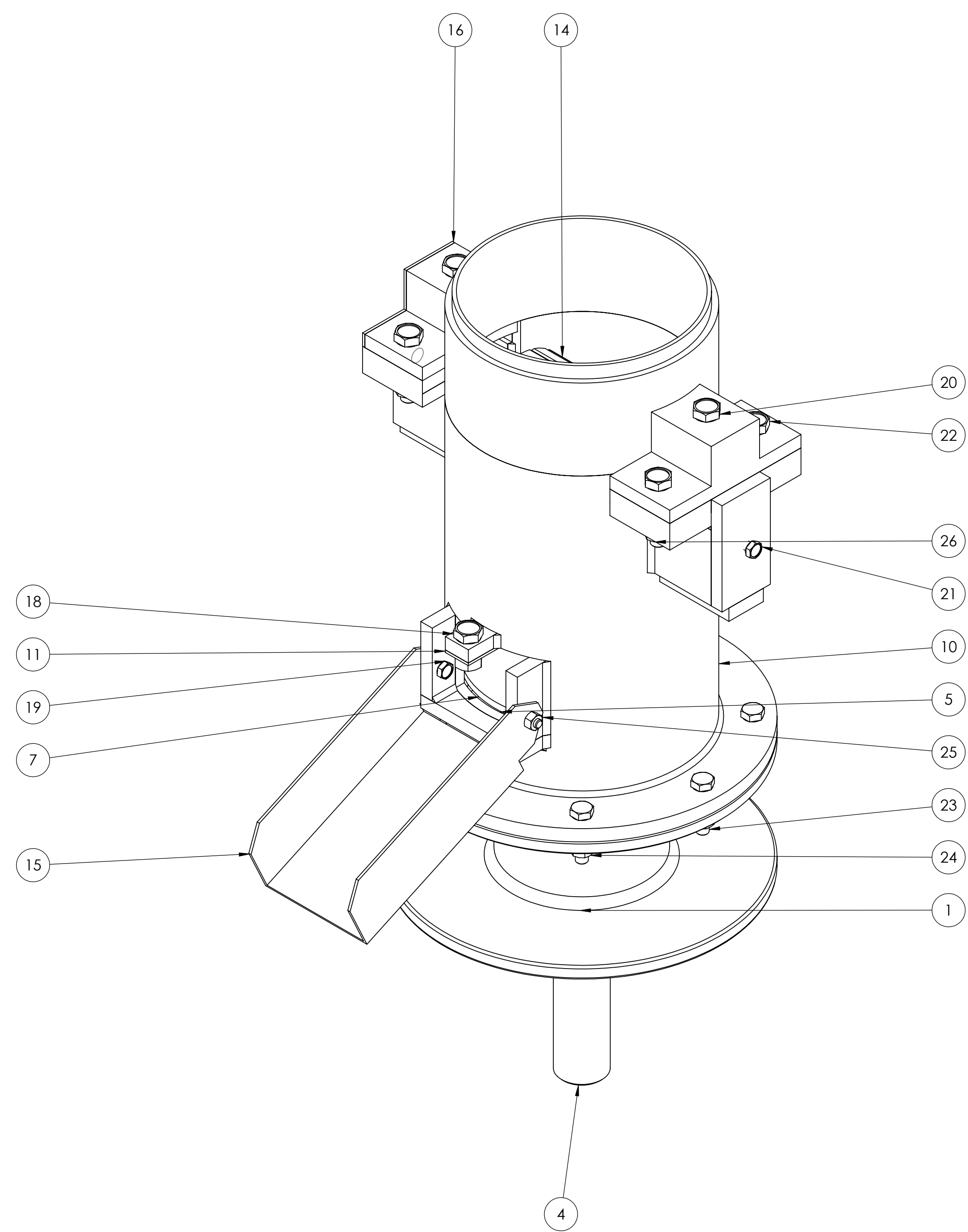
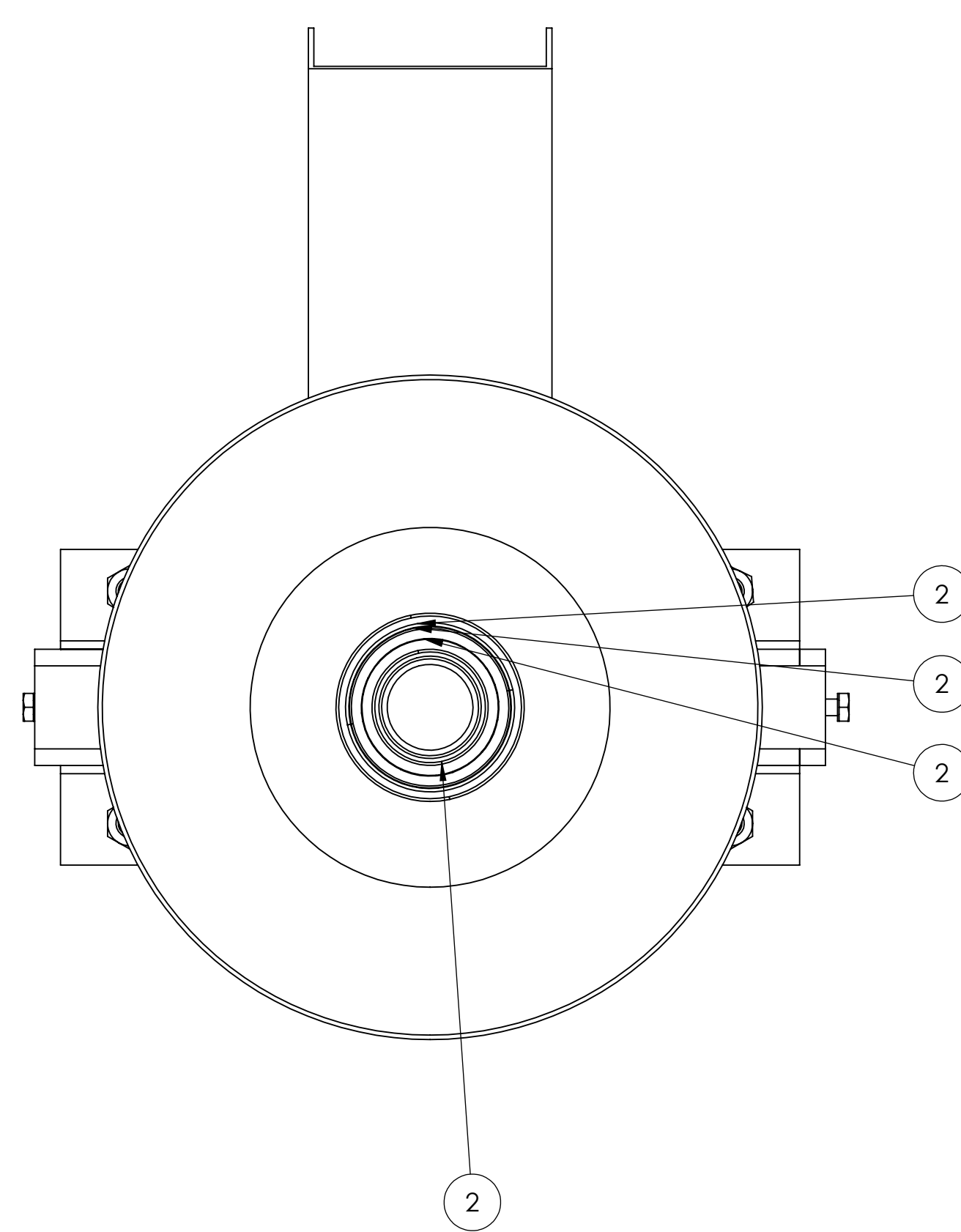
Propiedades mecánicas	Métrico	Imperial
Dureza, Rockwell C (templado a 1150 ° F, templado a 2200 ° F)	62 62	62 62
Dureza, Rockwell C (endurecido, templado a 2200 ° F)	sesenta y cinco	sesenta y cinco
Límite elástico a compresión (cuando se temple a 300 ° F)	3250 MPa	471000 psi
Impacto Izod sin muesca (cuando está templado a 300 ° F)	67 J	49.4 pies-lb
Abrasión (pérdida en mm <sup>3</sup> , endurecida; ASTM G65)	25,8	25,8
Abrasión (pérdida en mm <sup>3</sup> , 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

### Propiedades térmicas de los aceros M2

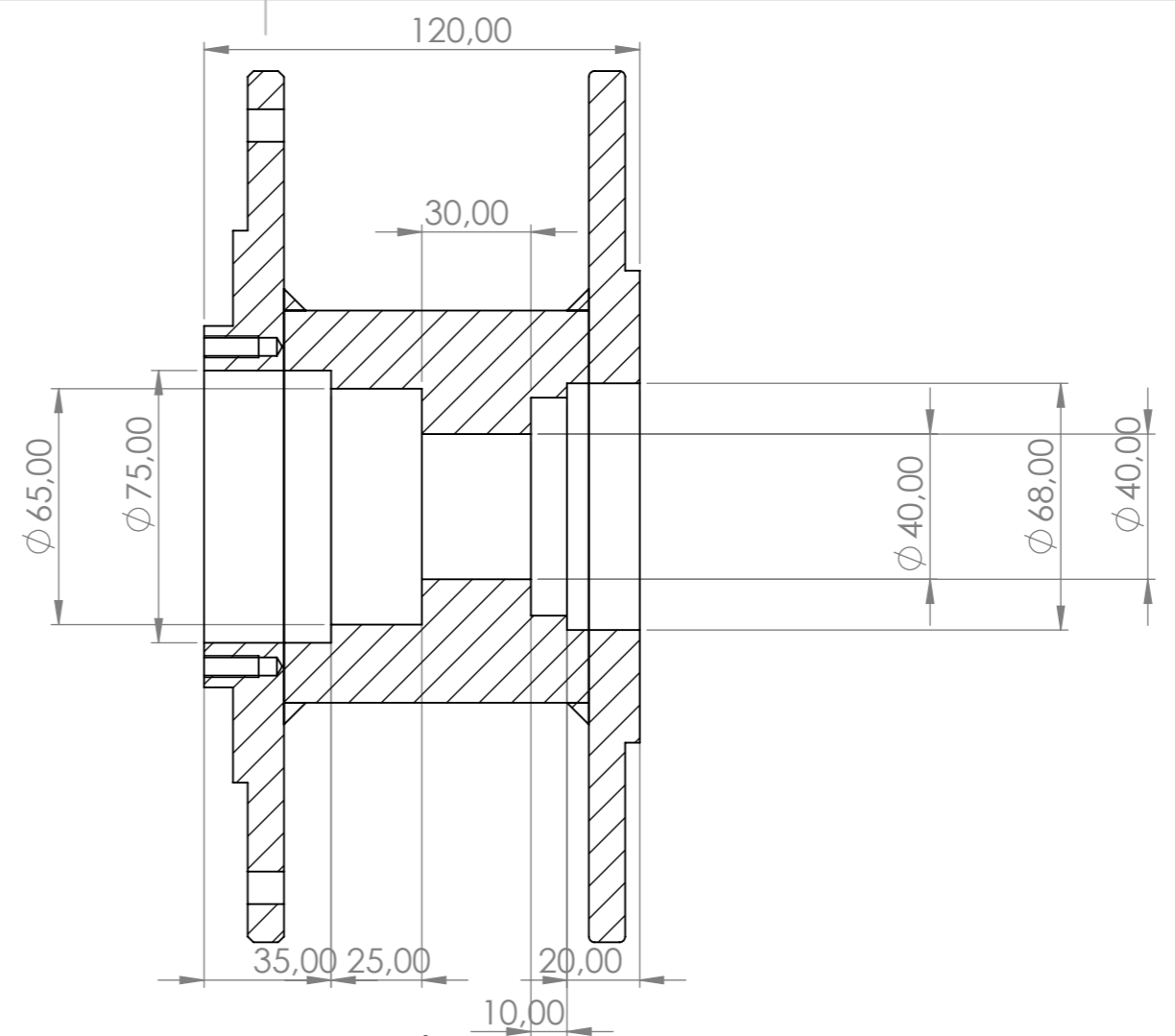
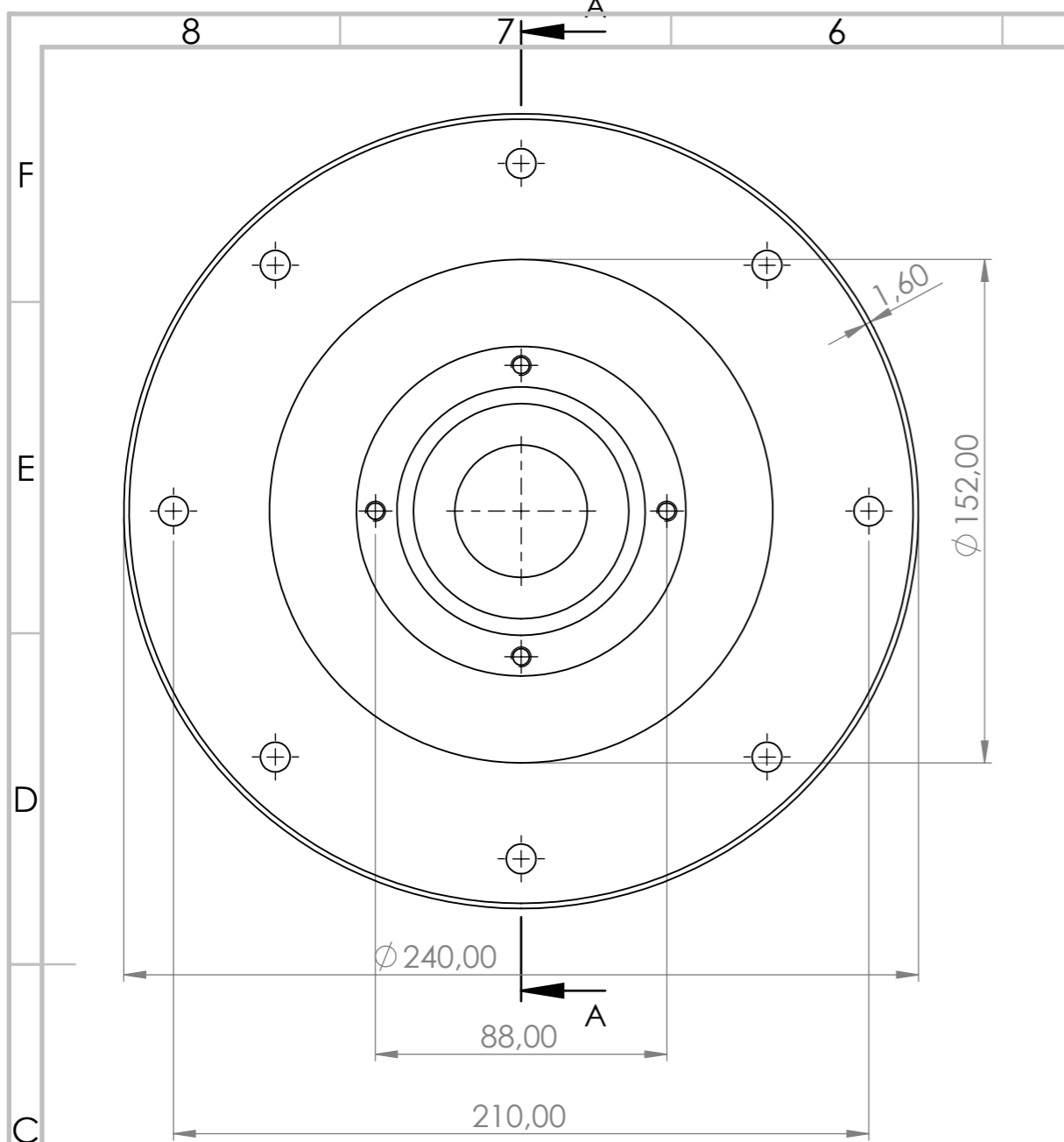
Propiedades termales	Métrico	Imperial
CTE, lineal (@ 20.0 - 100 ° C / 68.0 - 212 ° F)	10 μm / m ° C	5.56 μin / in ° F
CTE, lineal (@ 20.0 - 500 ° C / 68.0 - 932 ° F)	12,2 μm / m ° C	6.78 μin / in ° F
CTE, lineal (@ 20.0 - 850 ° C / 68.0 - 1560 ° F)	12,6 μm / m ° C	7 μin / in ° F



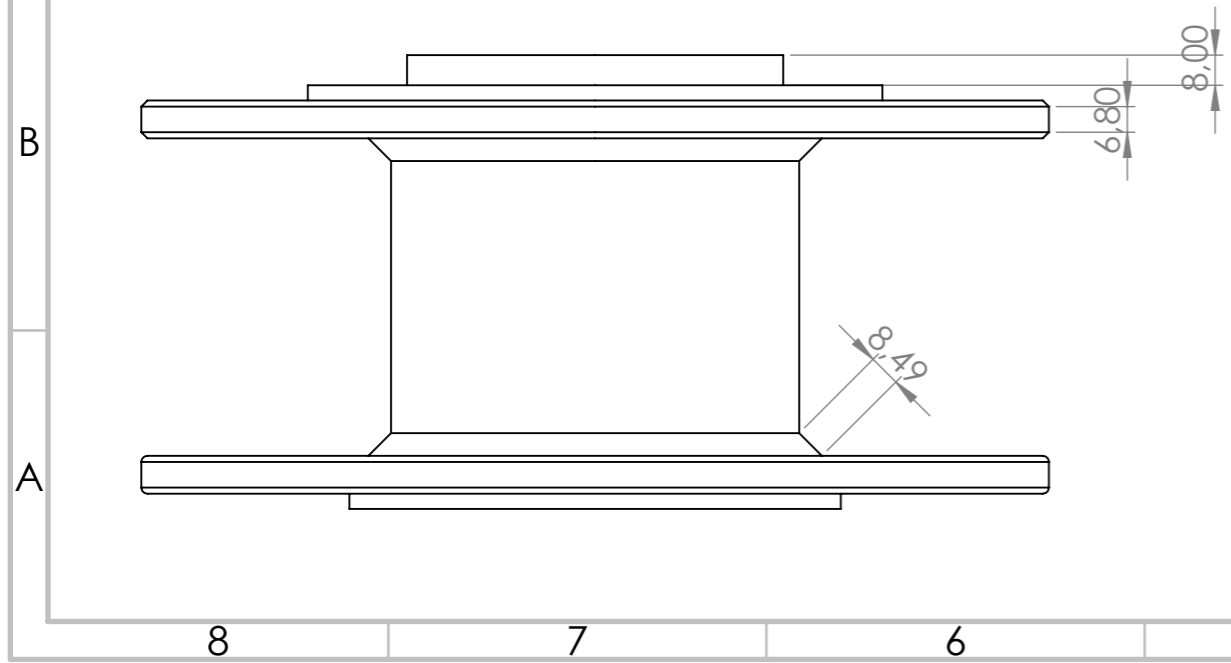
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1:2



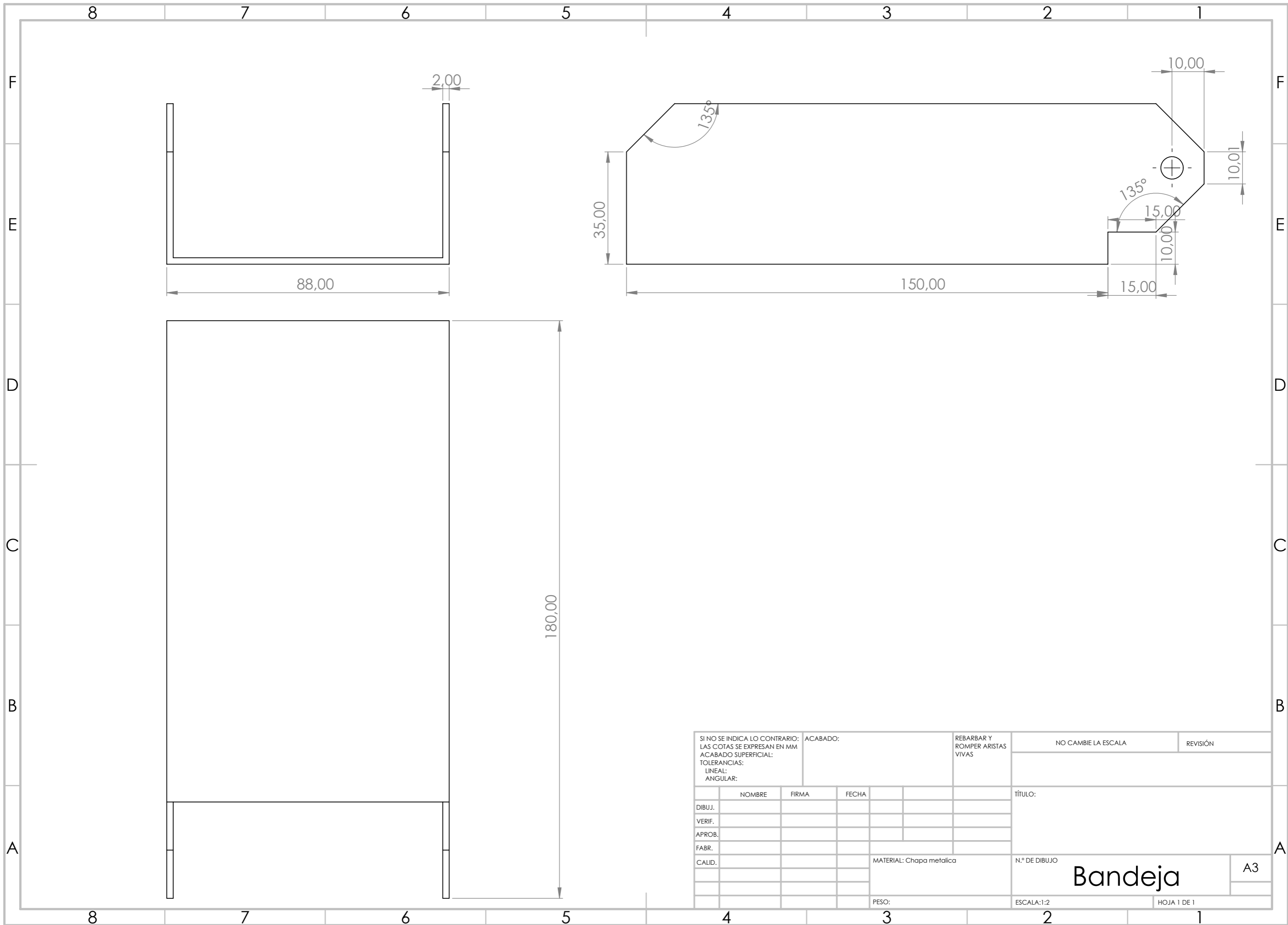
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1		asiento rodamientos	1
2		Rodamiento bolas SKF6008	1
3		Rodamiento cilindros SKF33108	1
4		Eje principal	1
5		Empaquetadura de caucho	1
6		Tapa del asiento	1
7		Receptor	1
8		Chaveta Matriz	1
9		Matriz	1
10		Carcasa principal	1
11		Cuchilla	1
12		Rodamiento de bolas	4
13		Eje Rodillos	1
14		Rodillos	2
15		Bandeja	1
16		Tapa superior	1
17		B18.2.3.2M - Formed hex screw, M6 x 1.0 x 30 --18WN	4
18		B18.2.3.2M - Formed hex screw, M10 x 1.5 x 20 --20WN	1
19		B18.2.3.2M - Formed hex screw, M6 x 1.0 x 20 --20WN	2
20		B18.2.3.2M - Formed hex screw, M10 x 1.5 x 70 --26WN	2
21		B18.2.3.2M - Formed hex screw, M6 x 1.0 x 25 --25WN	2
22		B18.2.3.2M - Formed hex screw, M10 x 1.5 x 45 --26WN	4
23		B18.2.3.1M - Hex cap screw, M8 x 1.25 x 35 --35N	8
24		AM-M8-N	8
25		B18.2.4.2M - Hex nut, Style 2, M6 x 1 --D-N	2
26		B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M10 x 1.5. with 16mm WAF --D-N	5



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2

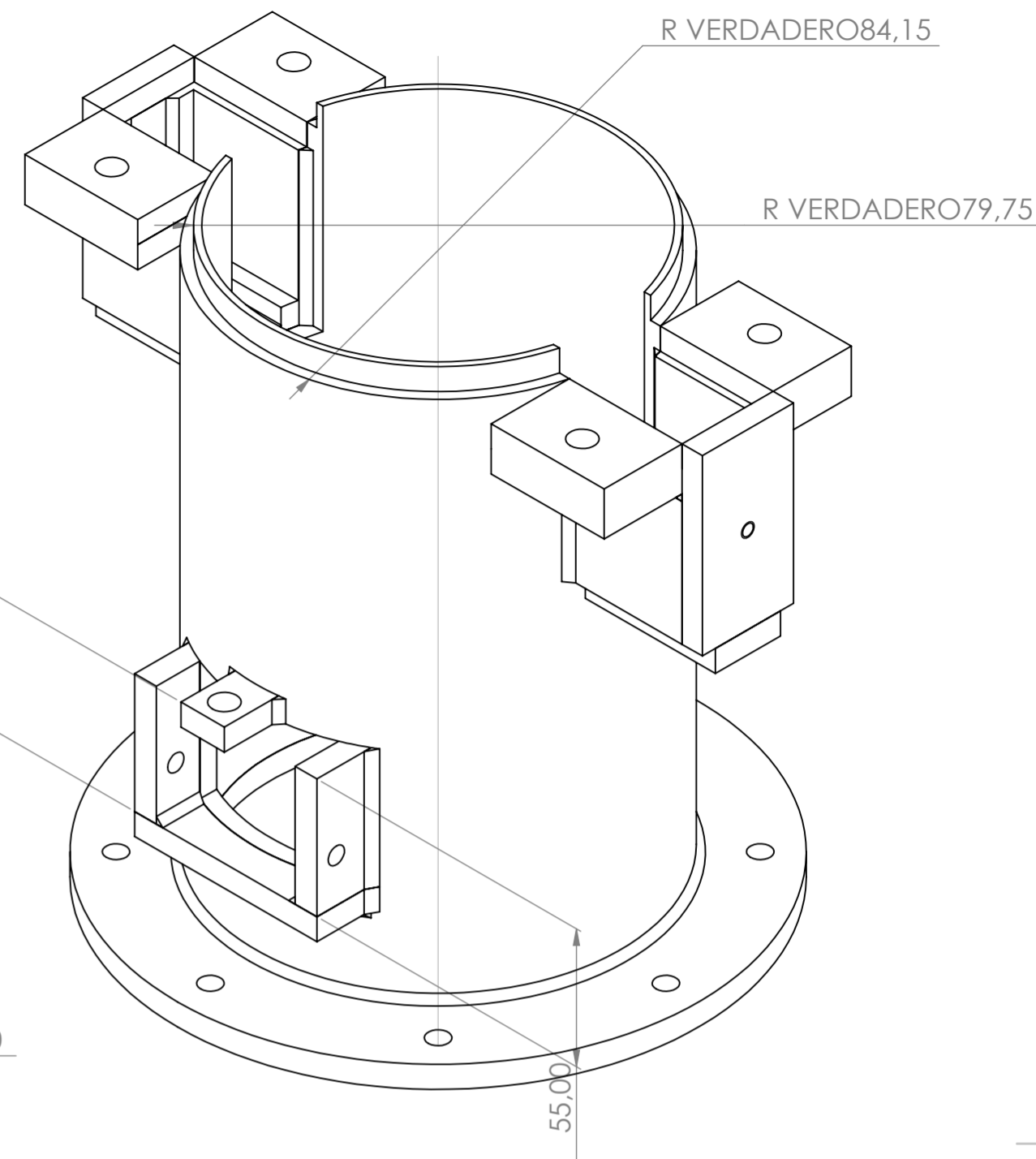
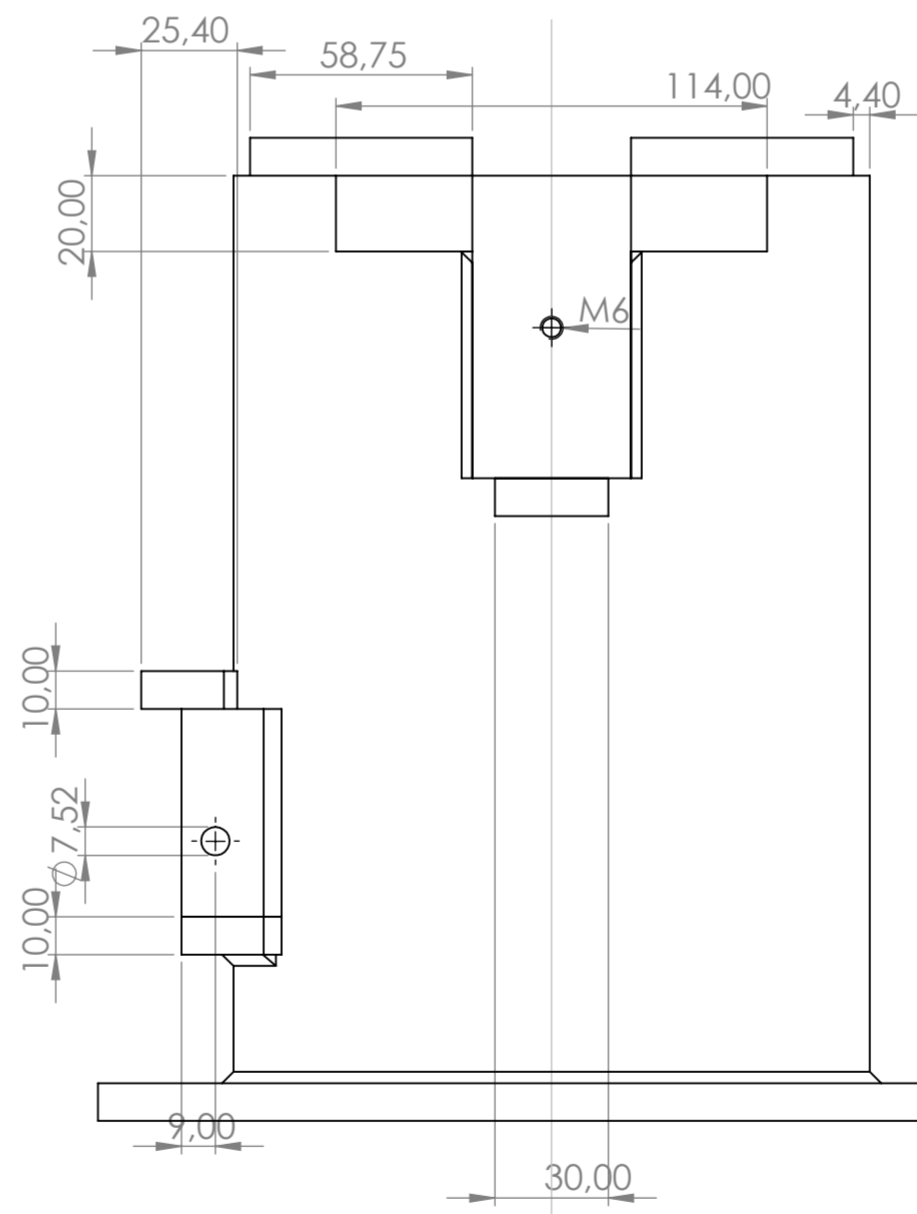
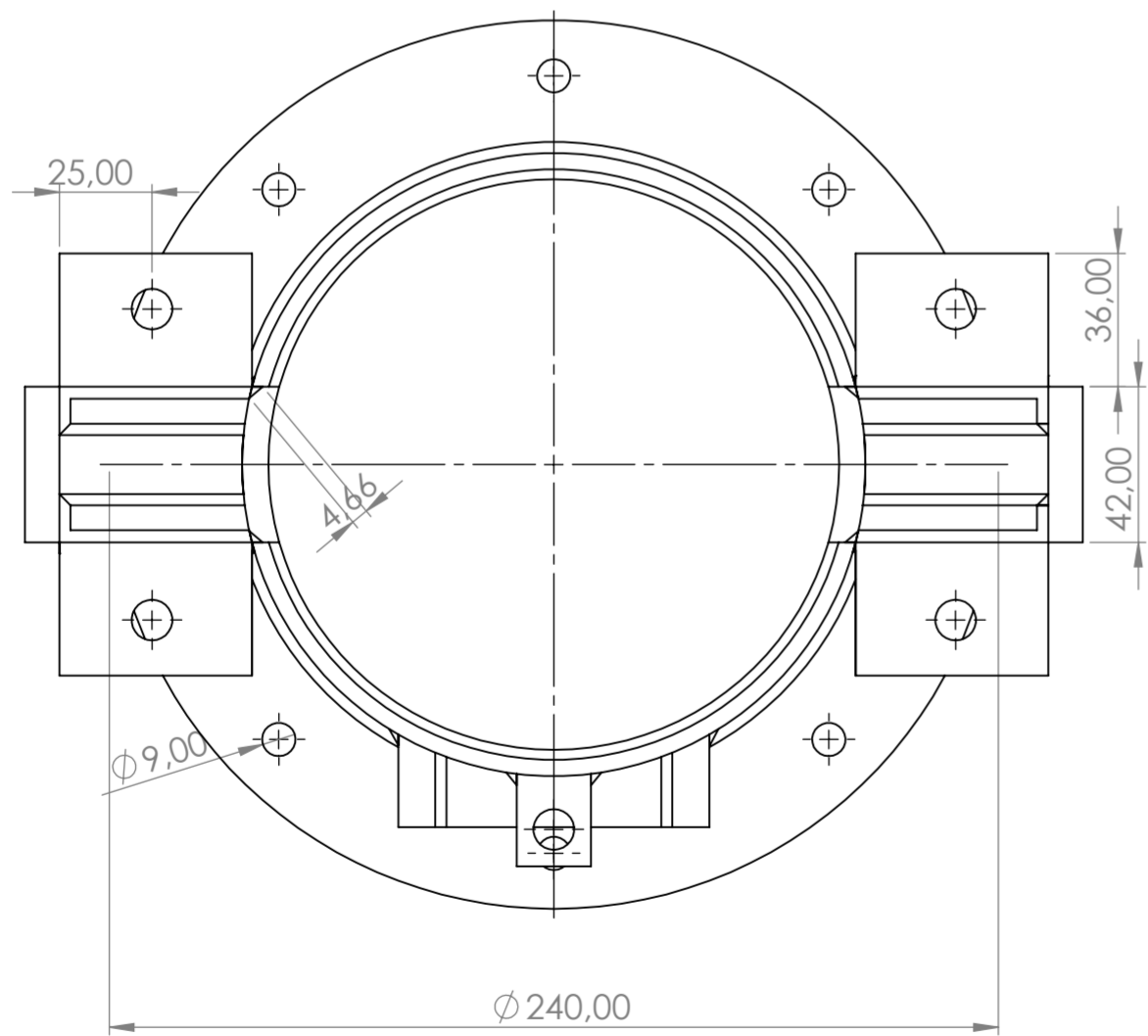
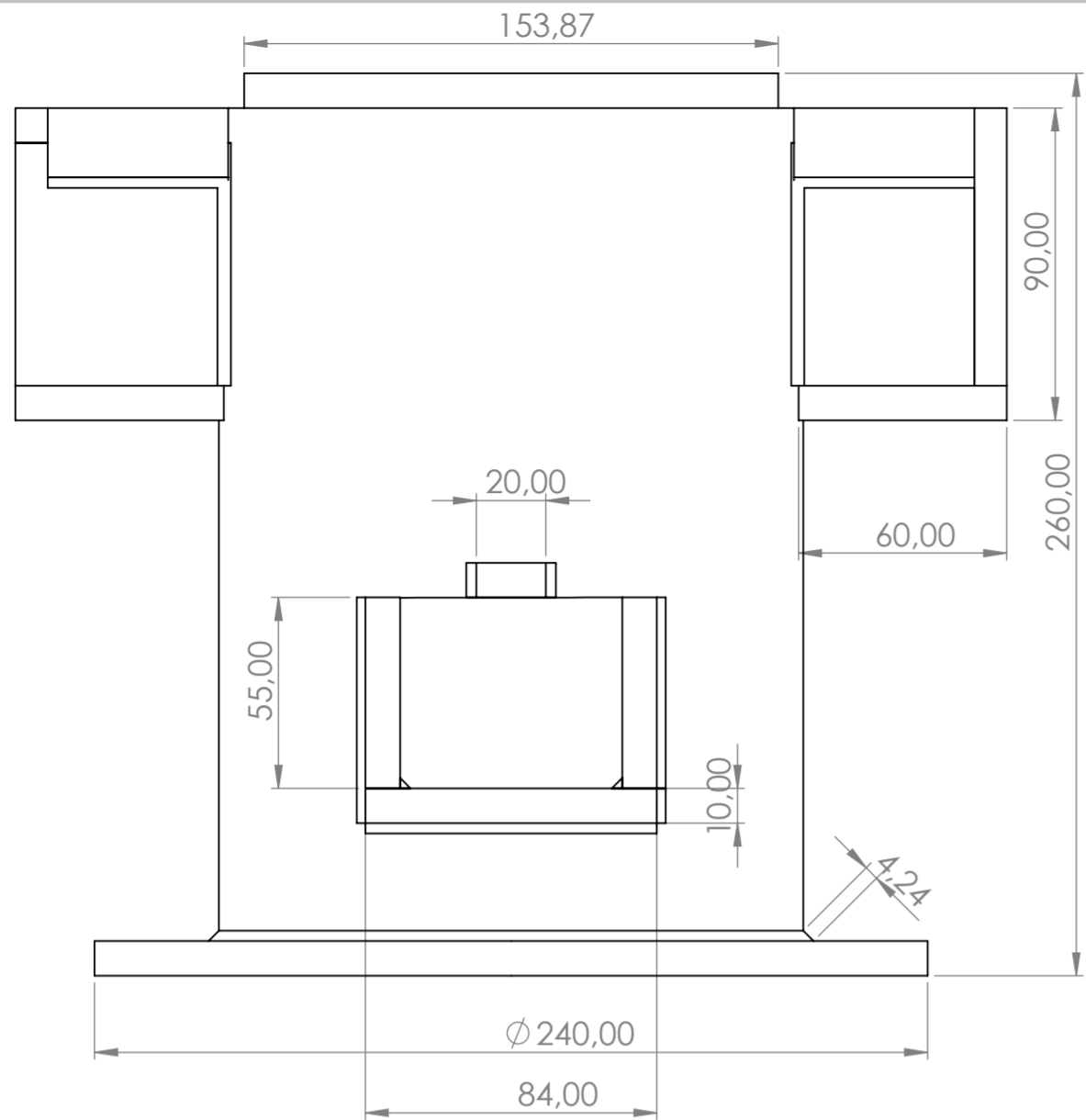


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
DIBUJ.		NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:	
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CALID.						MATERIAL: ASTM A36		N.º DE DIBUJO	
						PESO:		ESCALA:1:5	
								HOJA 1 DE 1	
								asiento rodamientos	
								A3	

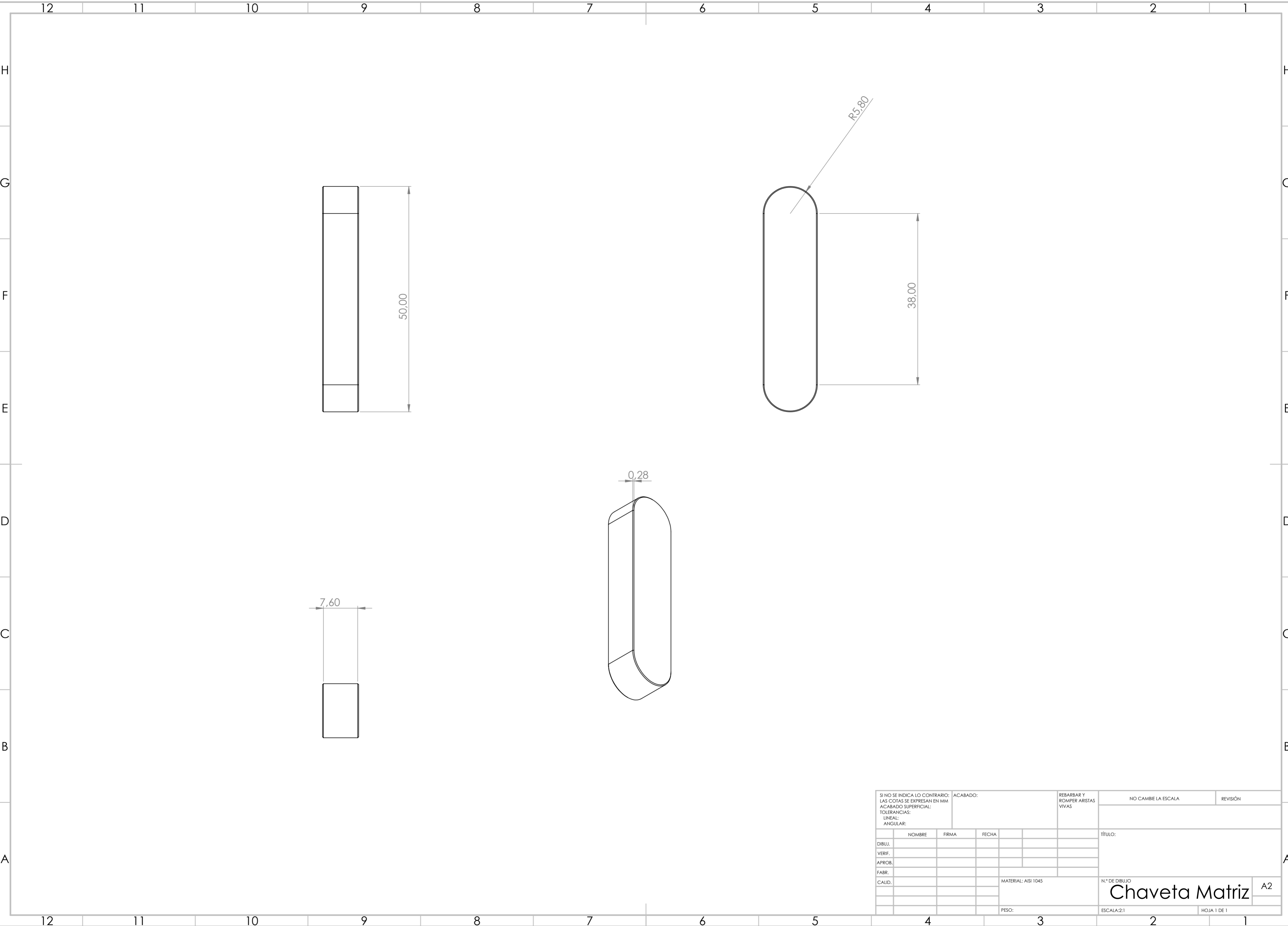


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
DIBUJ.		NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:	
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CALID.						MATERIAL: Chapa metalica		N.º DE DIBUJO	
								A3	
						PESO:		ESCALA:1:2	
								HOJA 1 DE 1	

# Bandeja



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	No se cambio la escala	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:	
VERIF.							
APROB.							
FABR.							
CAUID.					MATERIAL: Acero A36	N.º DE DIBUJO	
						Carcasa principal <sup>A2</sup>	
					PESO:	ESCALA 1:2	HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								TÍTULO:			
DIBUJ.				NOMBRE		FIRMA		FECHA			
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CALID.								MATERIAL: AISI 1045		N.º DE DIBUJO	
								PESO:		ESCALA: 2:1	
										HOJA 1 DE 1	
										A2	
										Chaveta Matriz	

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

H

G

F

E

D

C

B

A

H

G

F

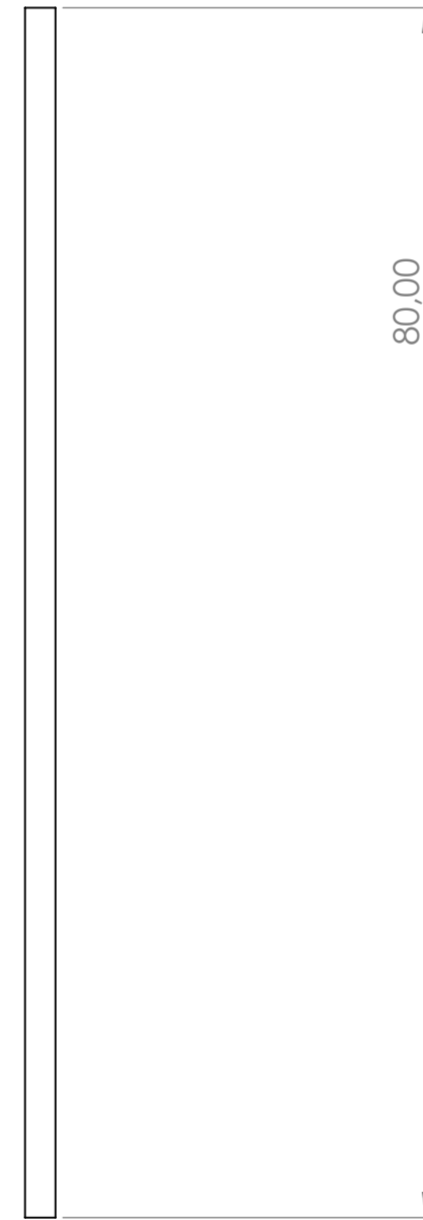
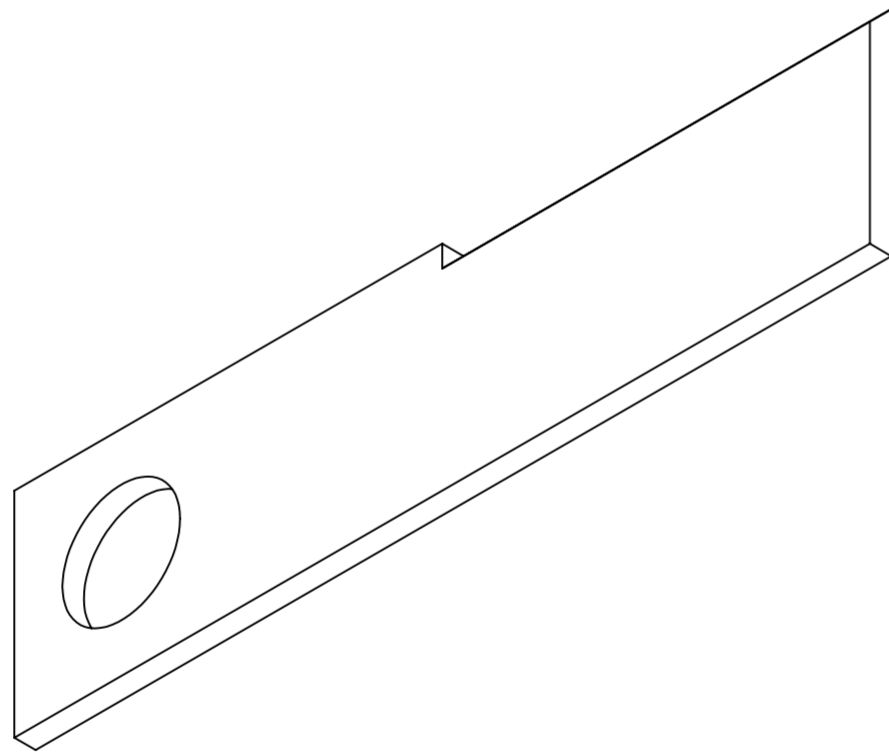
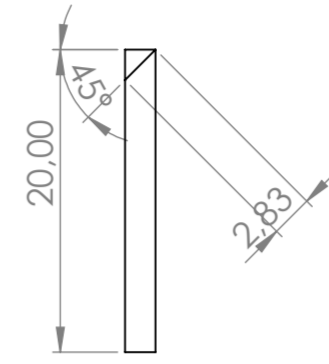
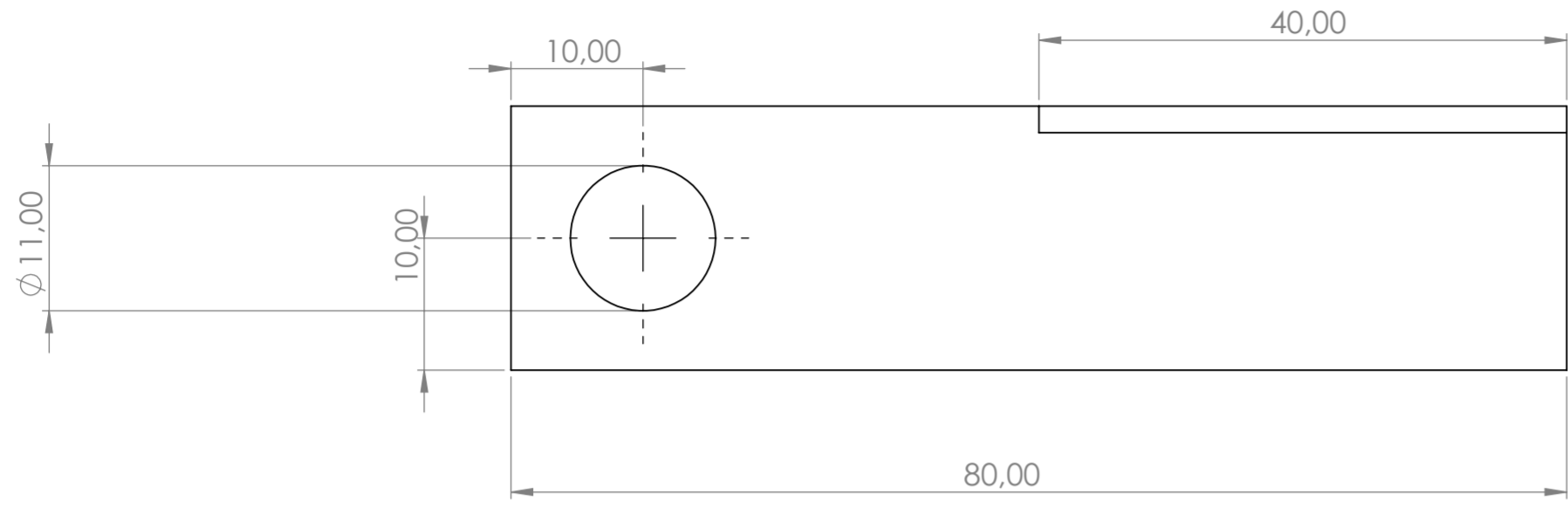
E

D

C

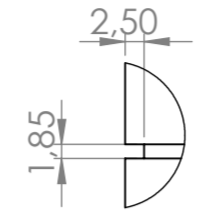
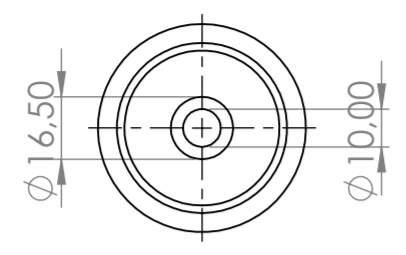
B

A

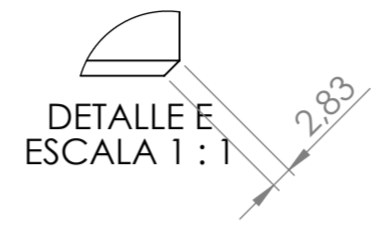


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								TÍTULO:			
DIBUJ.				NOMBRE		FIRMA		FECHA			
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CALID.								MATERIAL: Acero M2		N.º DE DIBUJO	
								PESO:		ESCALA:2:1	
										HOJA 1 DE 1	
										Cuchilla	
										A2	

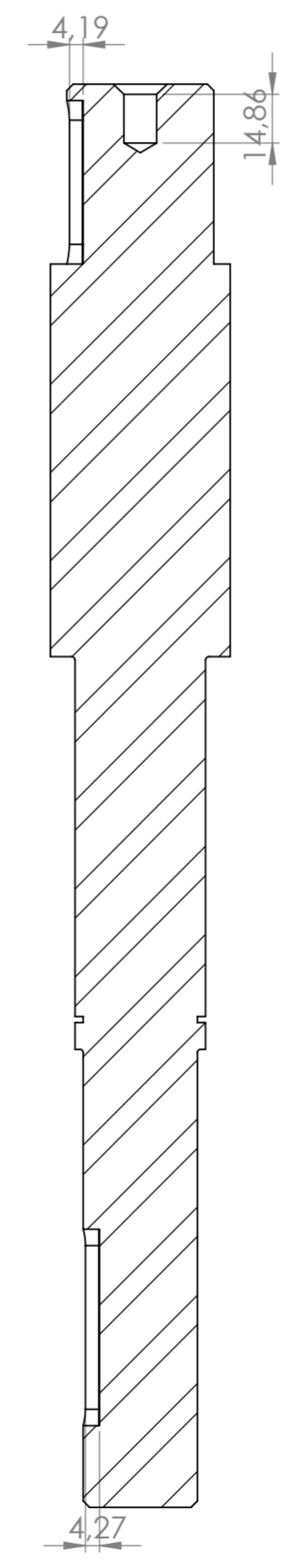
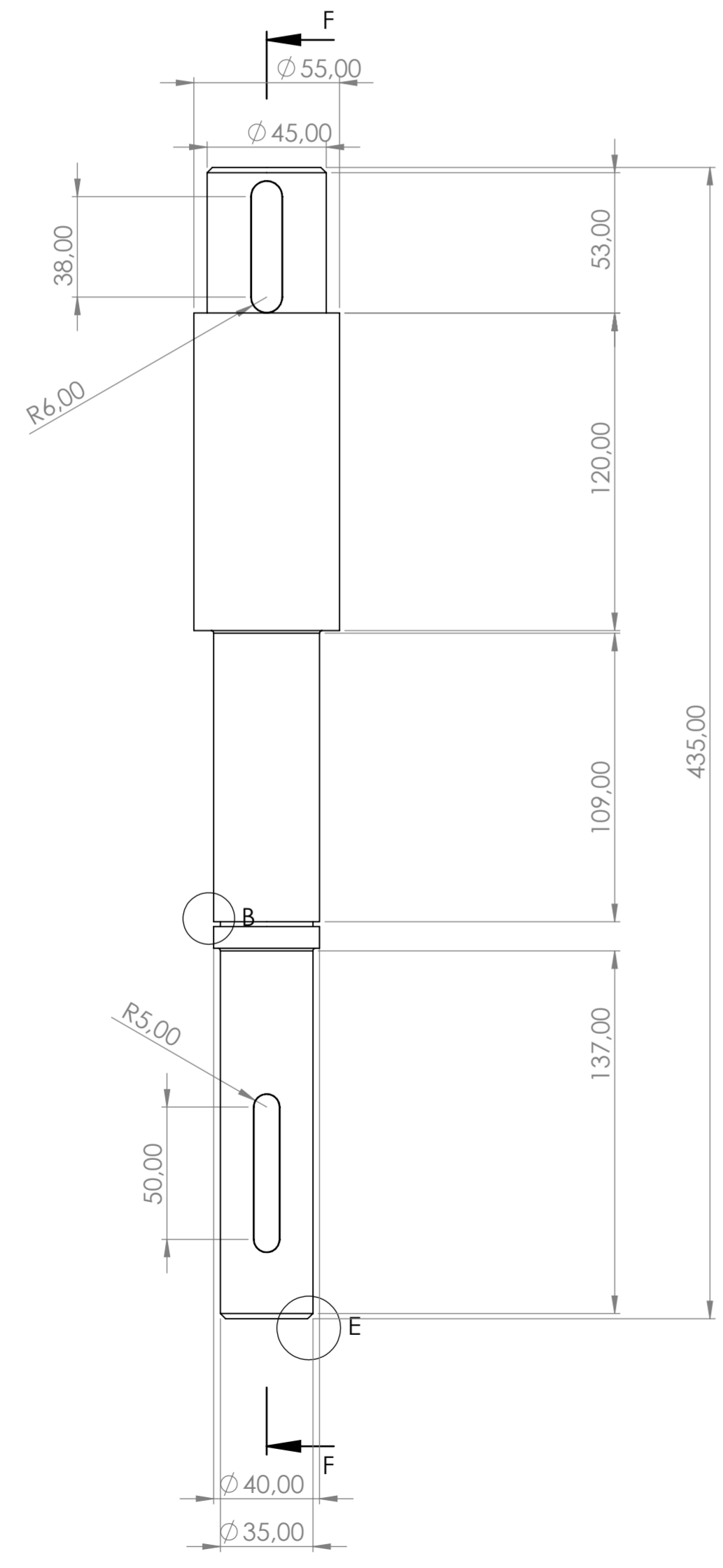
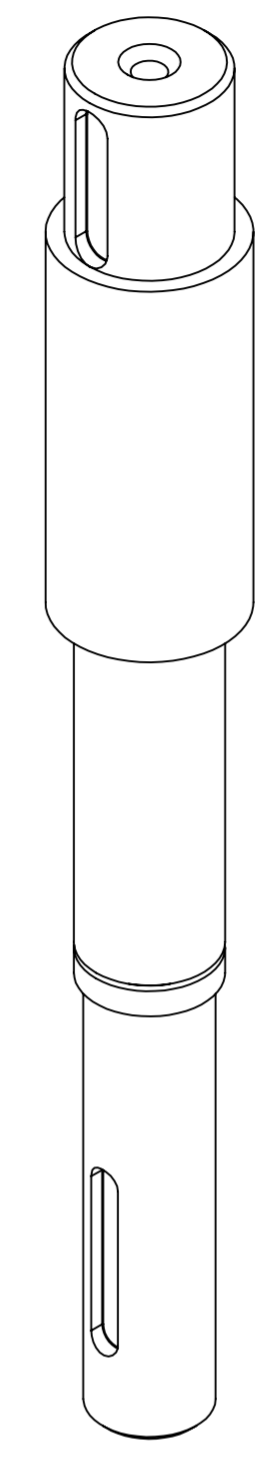
12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1



DETALLE B  
ESCALA 1 : 1

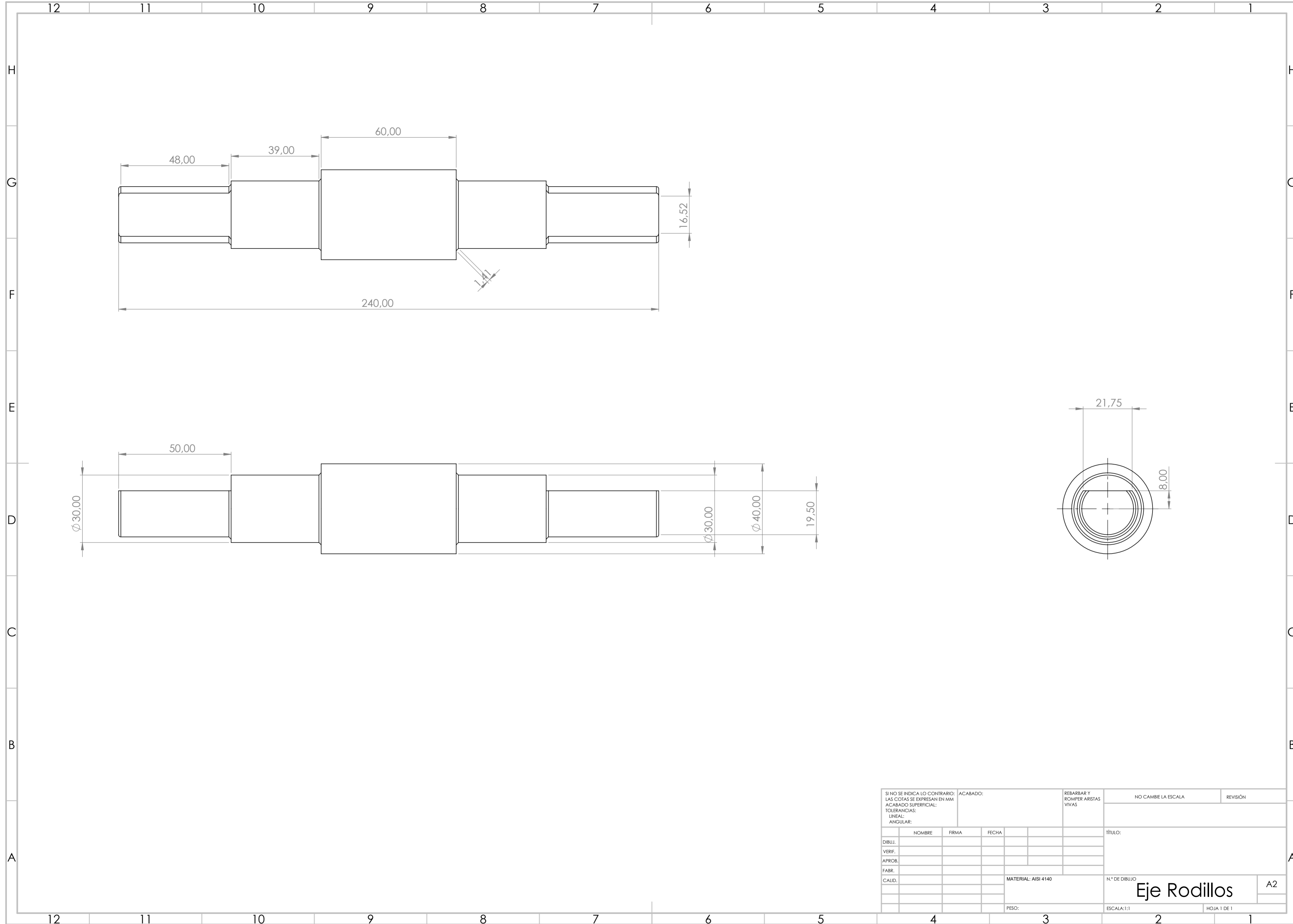


DETALLE E  
ESCALA 1 : 1



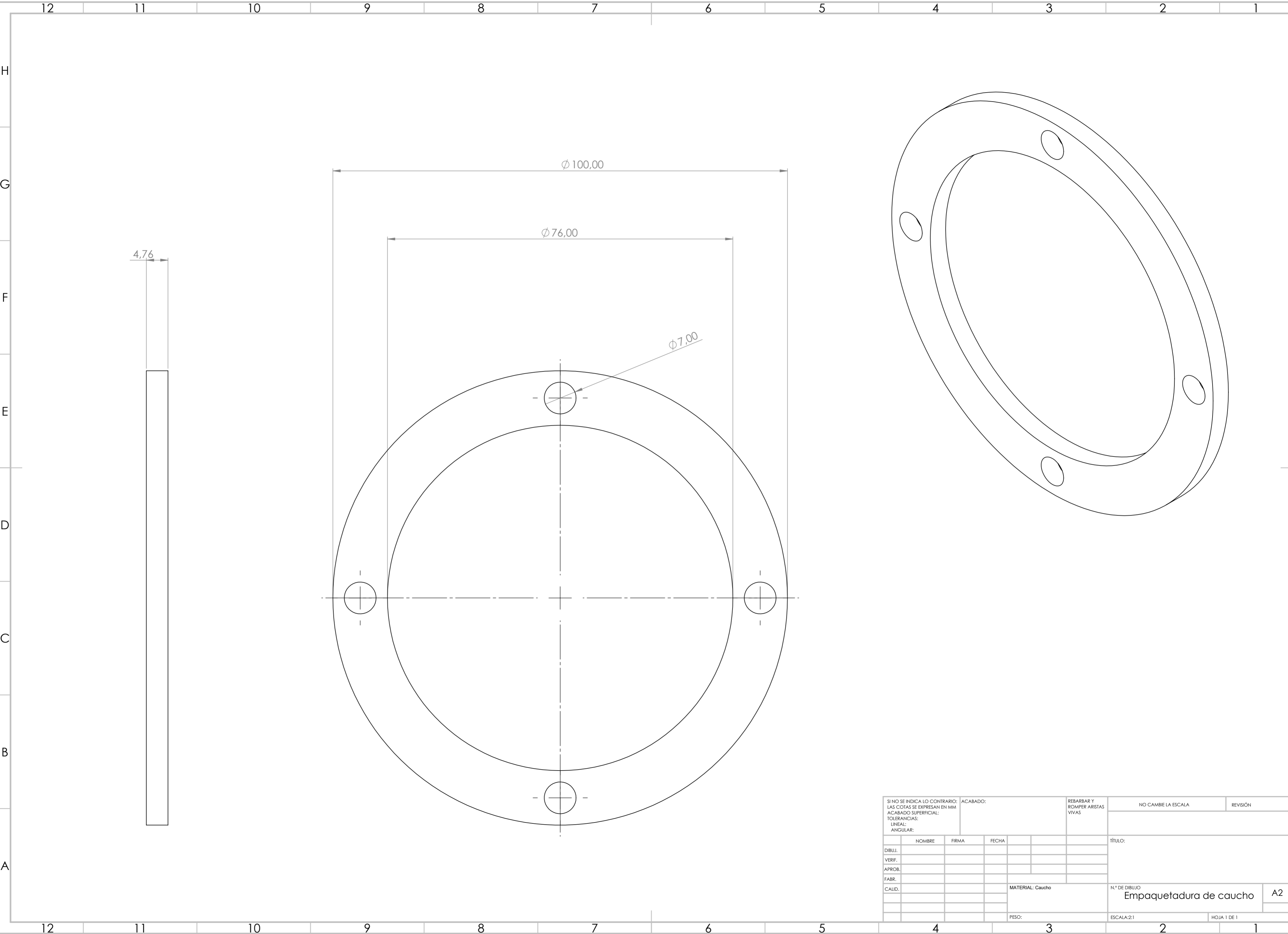
SECCIÓN F-F  
ESCALA 1 : 2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:	
VERIF.							
APROB.							
FABR.							
CALID.					MATERIAL: AISI 1045	N.º DE DIBUJO	
						<b>Eje principal</b>	A2
					PESO:	ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1

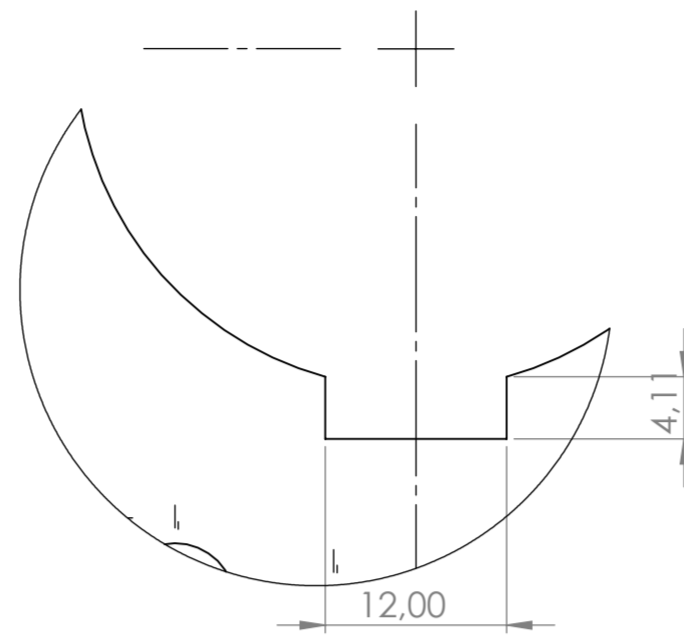
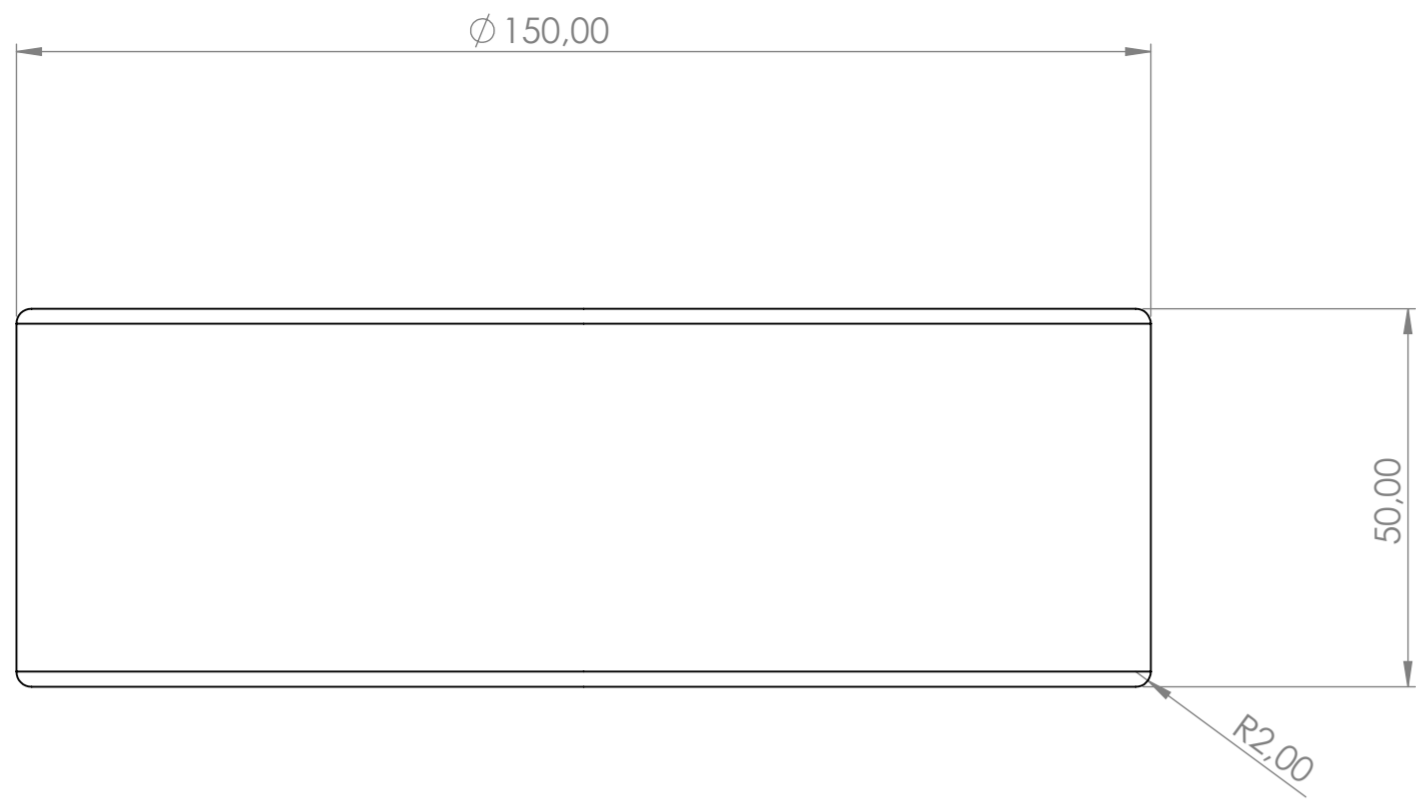


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:	
VERIF.							
APROB.							
FABR.							
CALID.					MATERIAL: AISI 4140	N.º DE DIBUJO	A2
					PESO:	ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1

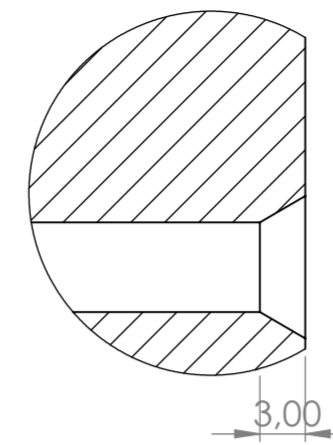
# Eje Rodillos



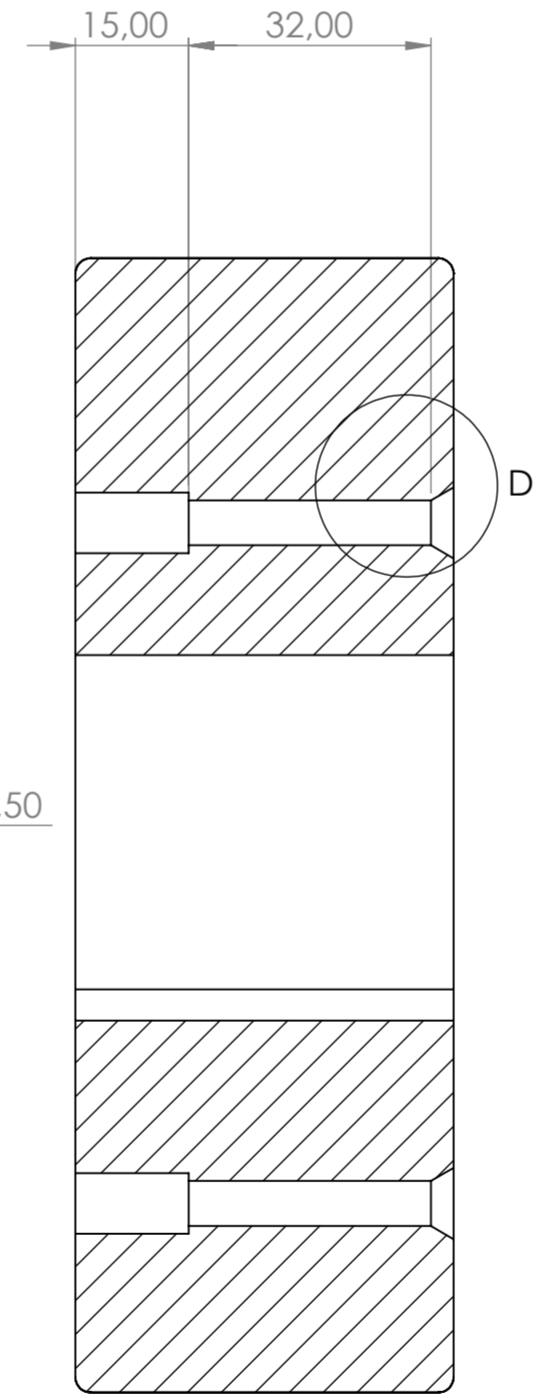
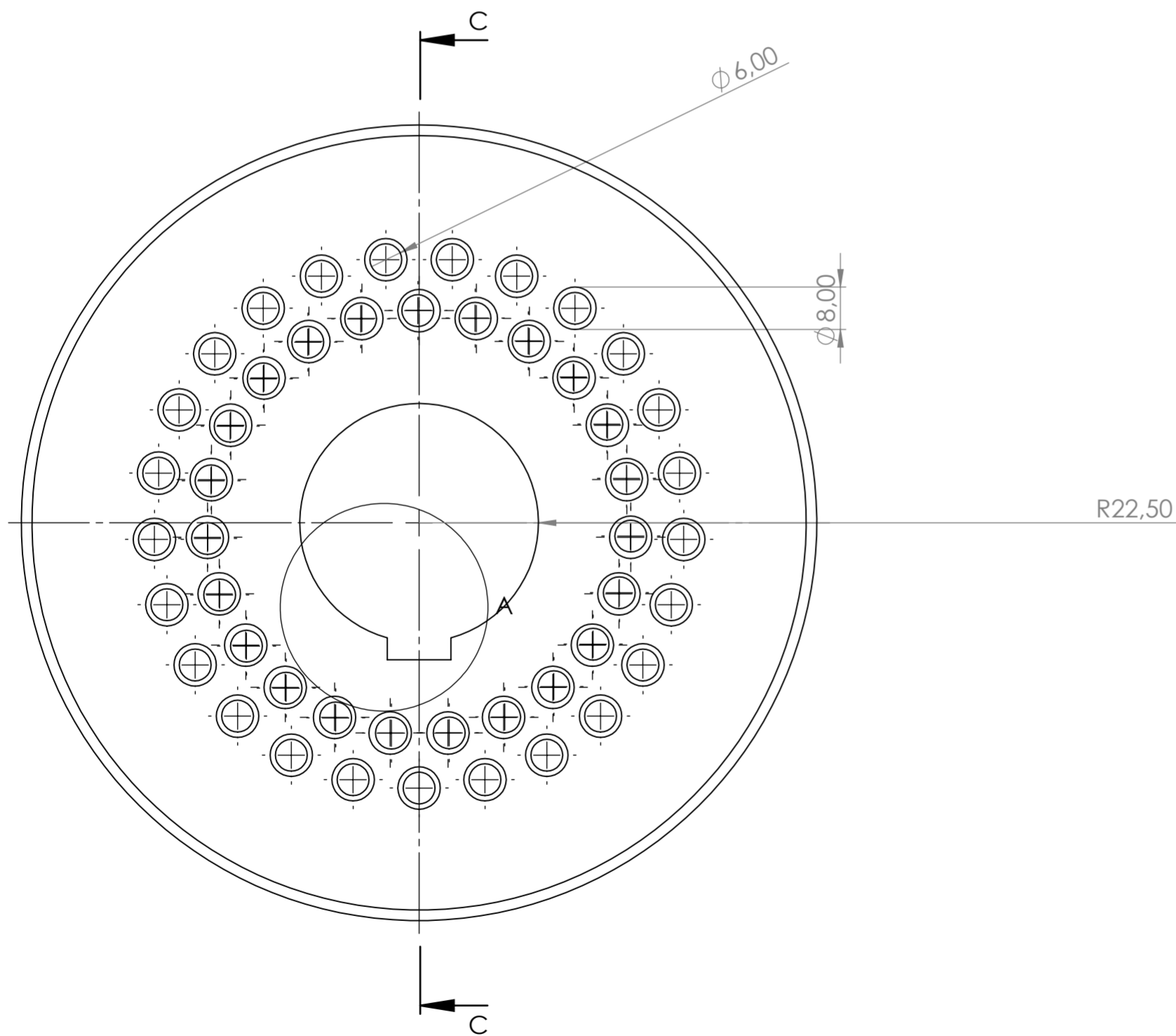
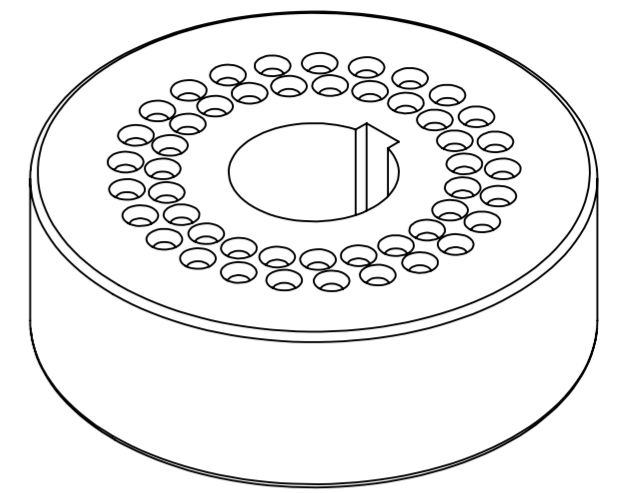
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								TÍTULO:			
DIBUJ.				NOMBRE		FIRMA		FECHA			
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CALID.								MATERIAL: Caucho		N.º DE DIBUJO	
										Empaquetadura de caucho	
								PESO:		ESCALA:2:1	
										HOJA 1 DE 1	
										A2	



DETALLE A  
ESCALA 2:1

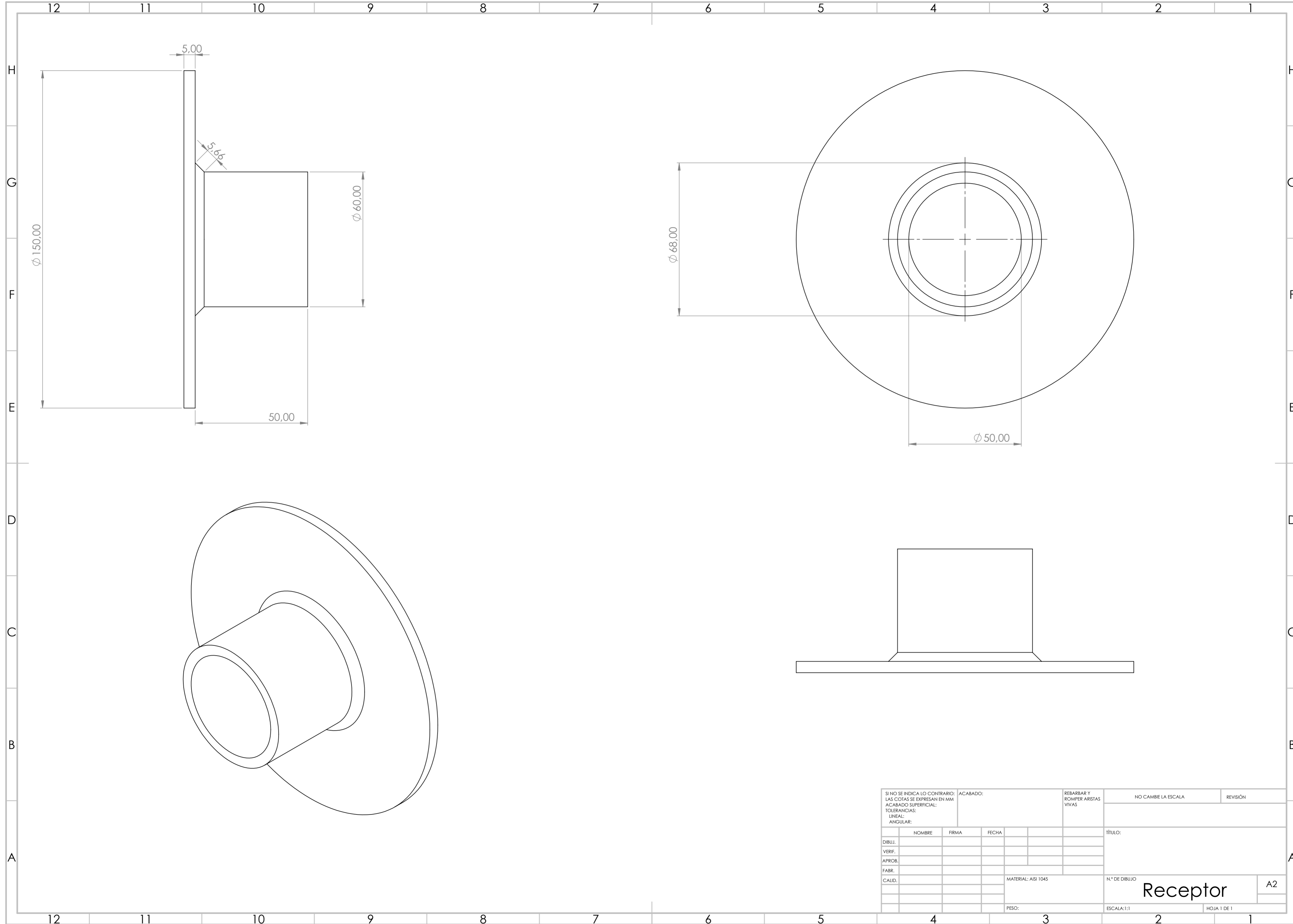


DETALLE D  
ESCALA 2:1



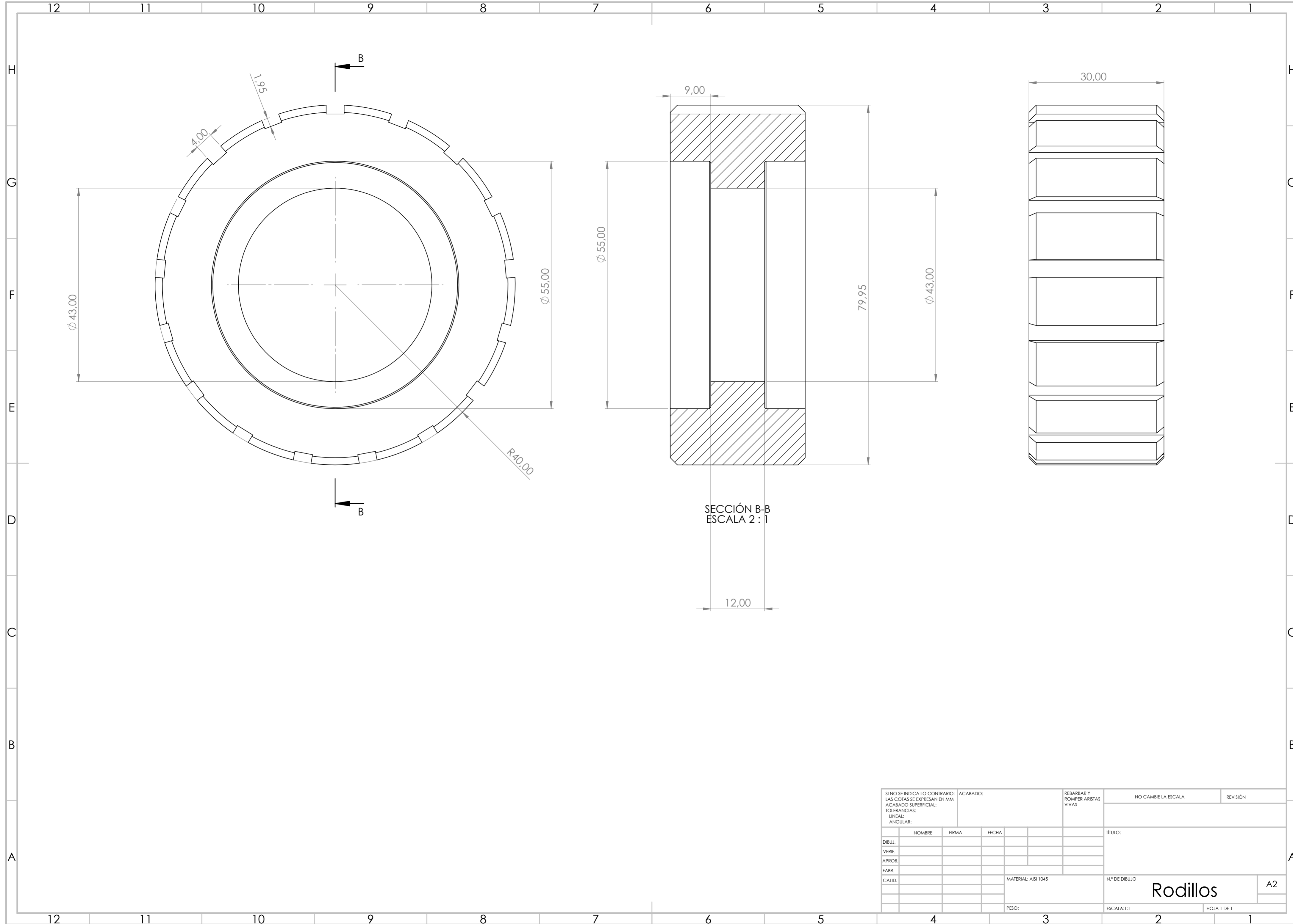
SECCIÓN C-C

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:	
VERIF.							
APROB.							
FABR.							
CALID.				MATERIAL: AISI 1045		N.º DE DIBUJO	
						<b>Matriz</b>	A2
				PESO:		ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1



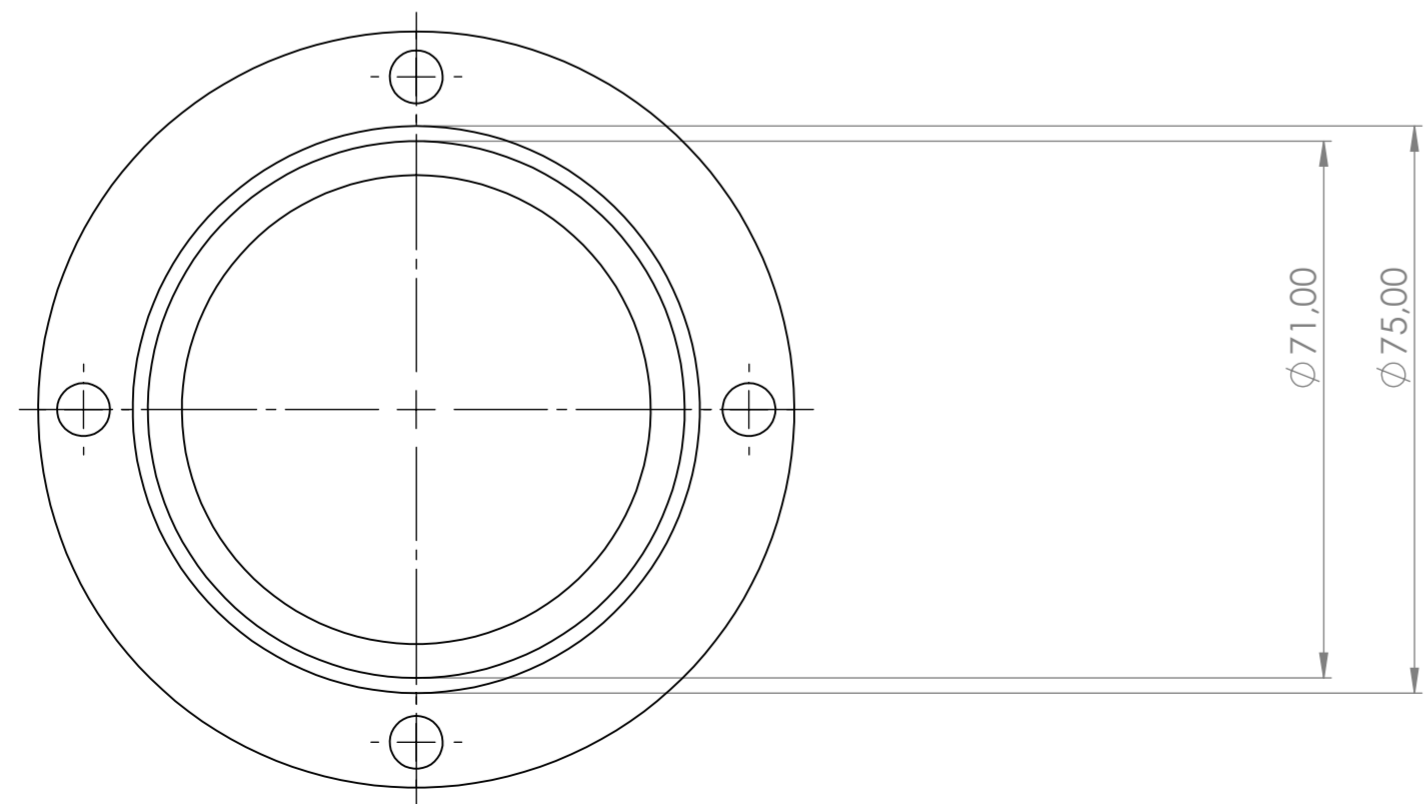
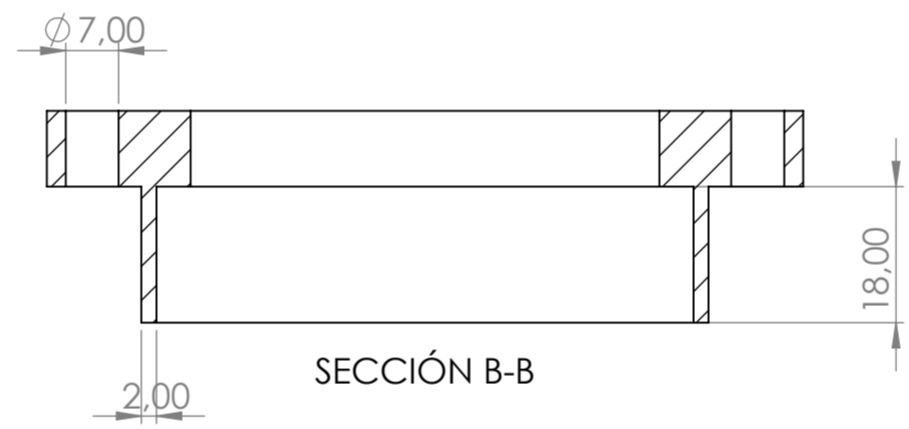
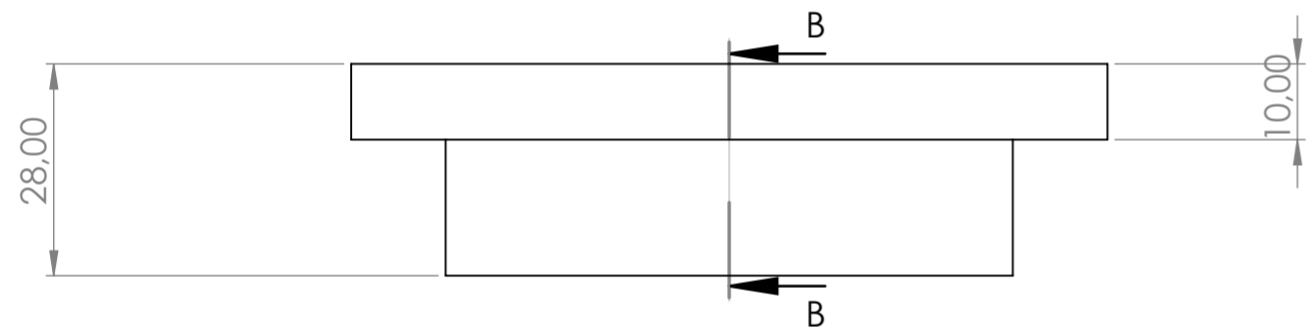
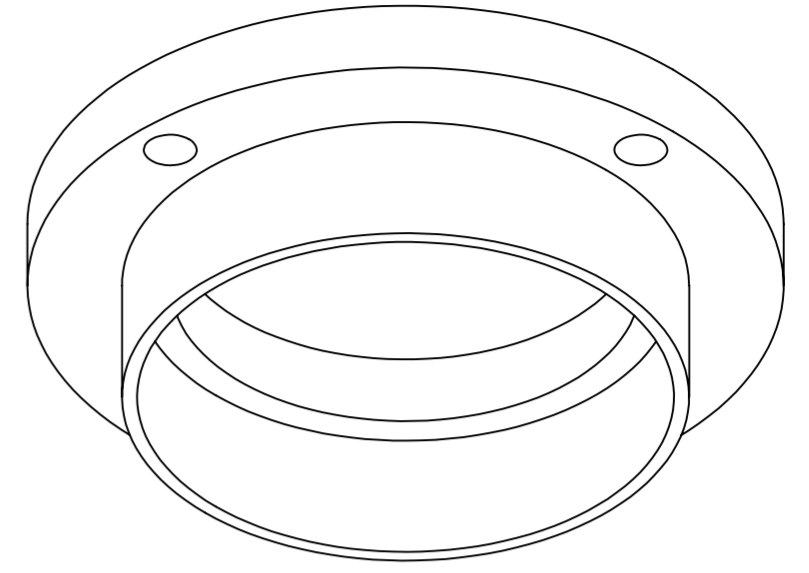
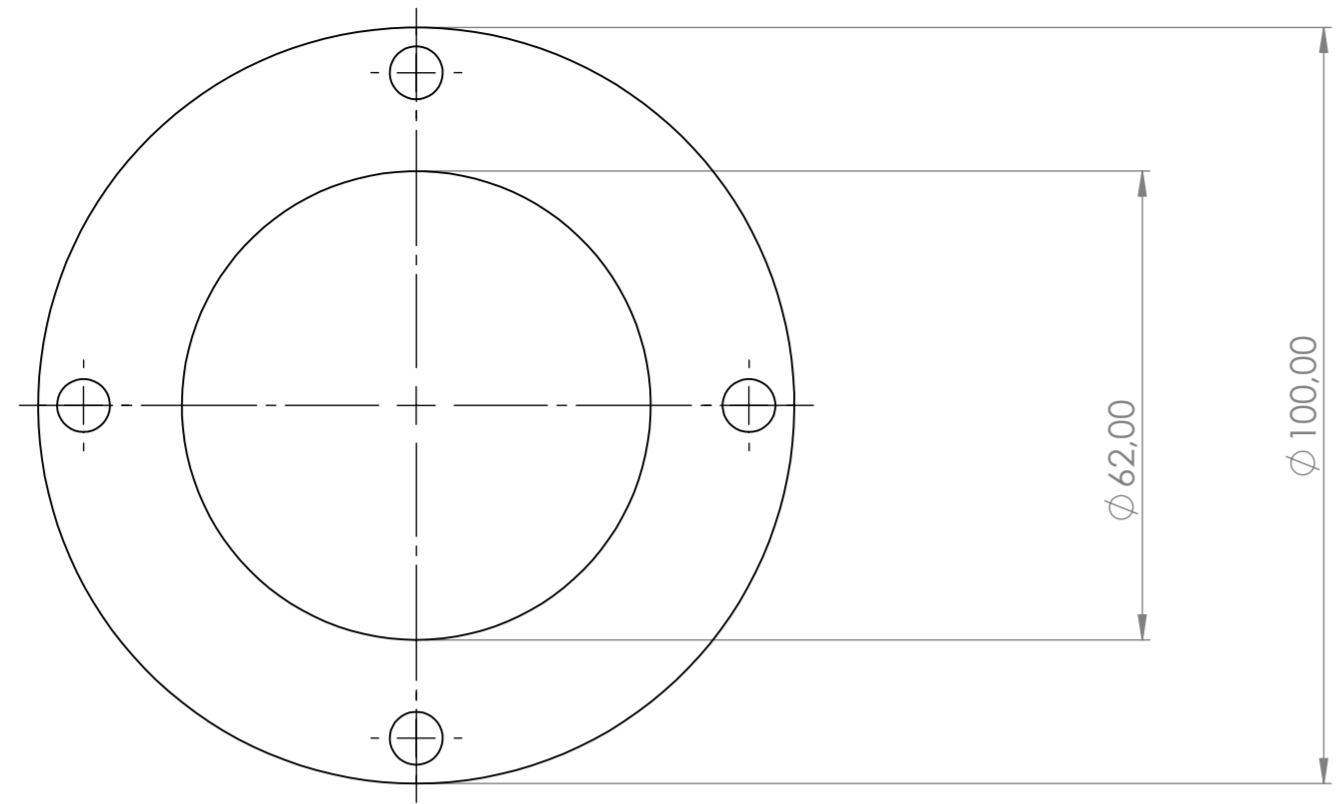
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								TÍTULO:			
DIBUJ.				NOMBRE		FIRMA		FECHA			
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CALID.								MATERIAL: AISI 1045		N.º DE DIBUJO	
								PESO:		ESCALA: 1:1	
										HOJA 1 DE 1	
										Receptor	
										A2	



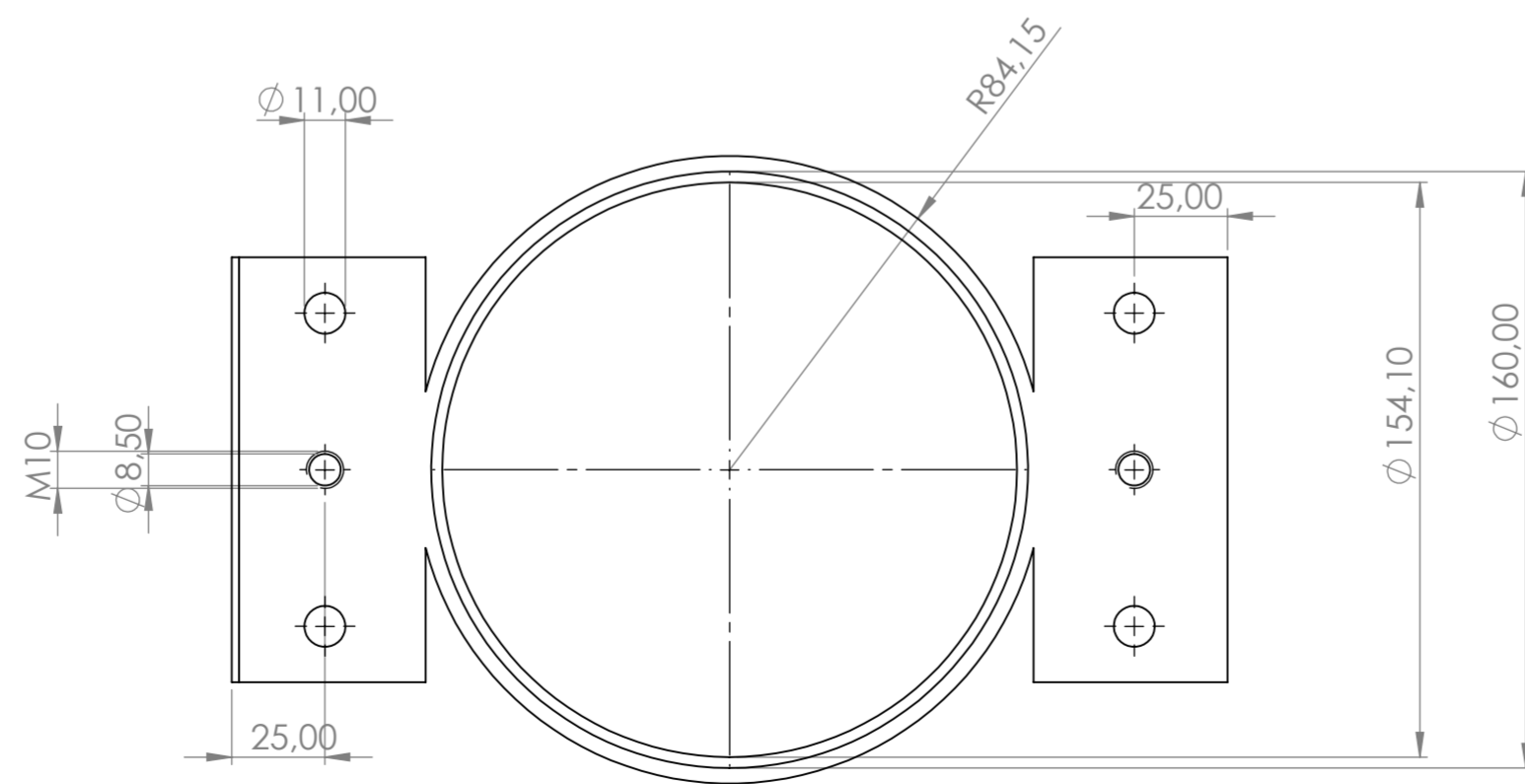
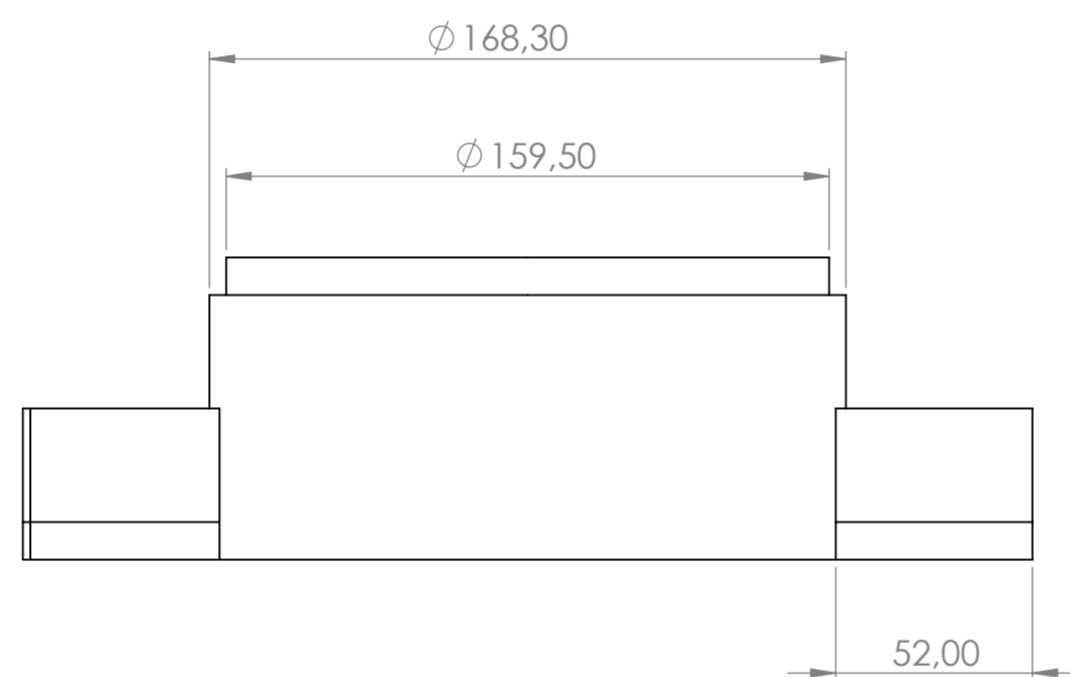
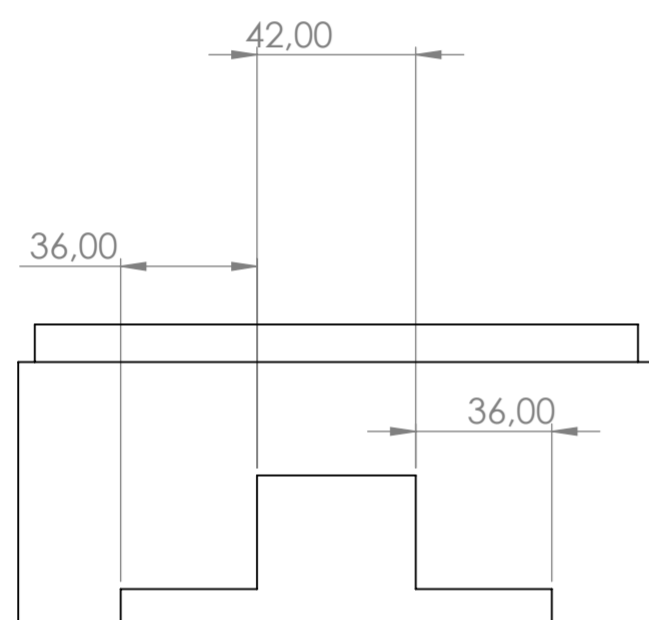
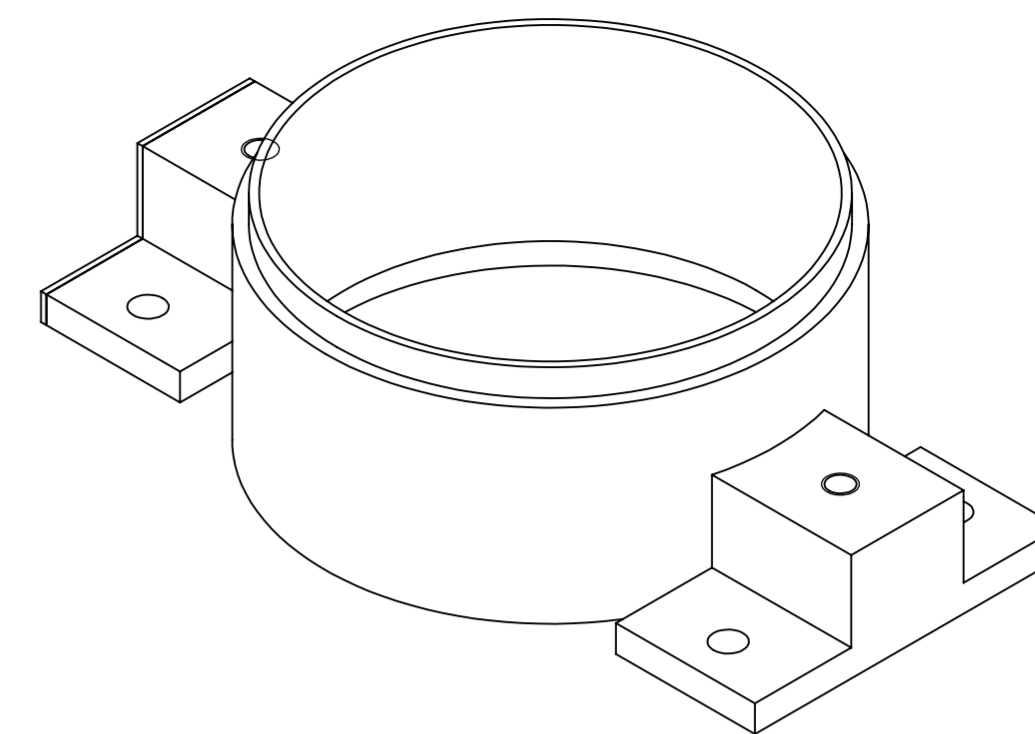
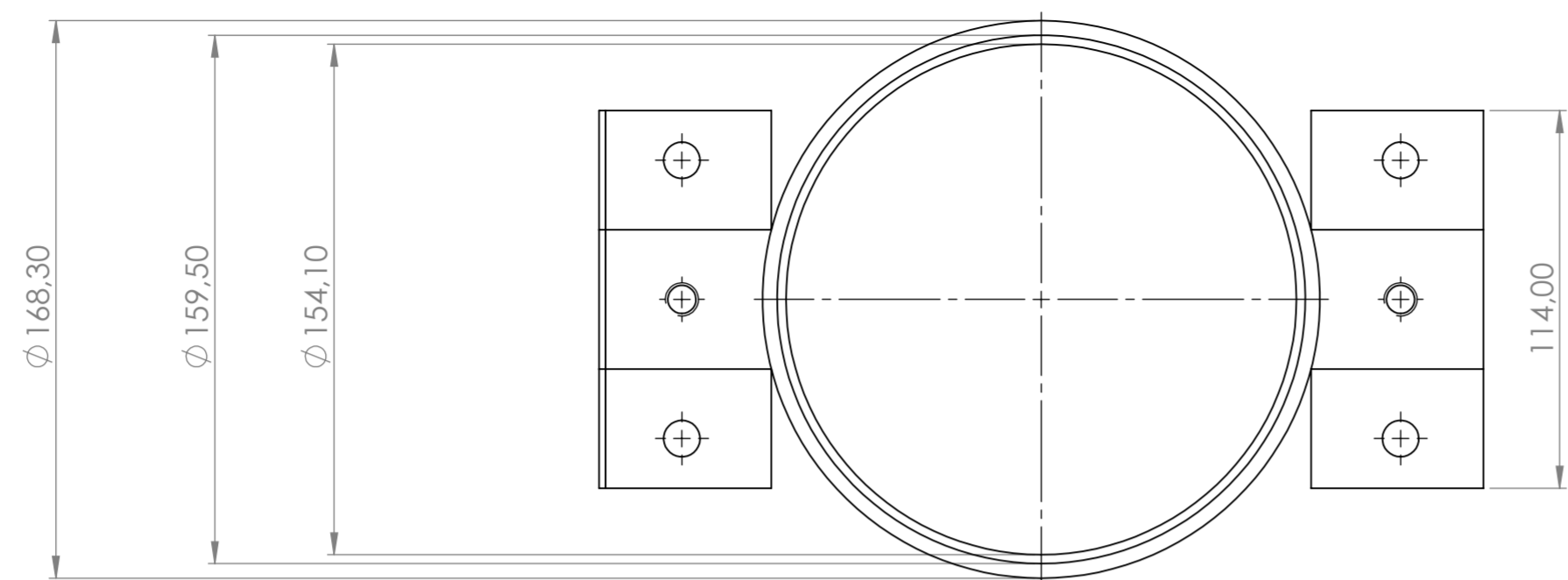


SECCIÓN B-B  
ESCALA 2 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL:											
TOLERANCIAS:											
LINEAL:											
ANGULAR:											
	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:					
DIBUJ.						N.º DE DIBUJO <b>Rodillos</b> A2					
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CALID.											
					MATERIAL: AISI 1045	ESCALA: 1:1					
					PESO:	HOJA 1 DE 1					



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:	
VERIF.						N.º DE DIBUJO	
APROB.						Tapa del asiento A2	
FABR.					MATERIAL: ASTM A36	ESCALA: 1:1	
CALID.					PESO:	HOJA 1 DE 1	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:	
VERIF.						N.º DE DIBUJO	
APROB.						Tapa superior	
FABR.					MATERIAL: ASTM A36	A2	
CALID.					PESO:	ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1