

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA LA
EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA
ESTOPA DE COCO**

PRESENTADO POR
KAREN CECILIA CARAVANTES ORELLANA

PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, FEBRERO DE 2023

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

M.Sc. ROGER ARMANDO ARIAS ALVARADO

SECRETARIA GENERAL :

M.Sc. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :

PhD. EDGAR ARMANDO PEÑA FIGUEROA

SECRETARIO :

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR INTERINO :

Ing. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA
LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA
ESTOPA DE COCO**

Presentado por :

KAREN CECILIA CARAVANTES ORELLANA

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor:

Ing. JOSE FRANCISCO ZULETA MORATAYA

San Salvador, febrero de 2023

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

Ing. JOSE FRANCISCO ZULETA MORATAYA

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, le agradezco a Dios, por permitirme culminar esta meta, que a pesar de todas altas y las bajas nunca me permitió rendirme ni dejar de luchar por mis objetivos, y con su bendición me guio por el camino de perseverancia.

Agradezco a mi madrecita Rosa Melida Orellana, quien ha sido mi mayor motivación para nunca rendirme, te agradezco mami por todo tu sacrificio, tu apoyo incondicional, gracias por brindarme tu confianza y estar a mi lado en todo momento. A mis hermanos Edgar y Kabir por formar parte de este proyecto, a mi padrastro Esaú por cuidarme en los días que debía viajar temprano y en los días que regresaba noche. Le doy gracias a mis familiares Kenny Calidonio, Nora Orellana, Luz Orellana y mi tío Chepito (QPD) por haber colaborado con mis estudios. A mi novio Josué por estar a mi lado y apoyarme en el desarrollo de este trabajo.

A mi querida amiga Mirna por formar parte de esta aventura en la universidad, por las alegrías y las tardes de estudios en la biblioteca. A mi amigo Víctor que me apoyo y aconsejo en muchas cosas tanto académico como en lo personal.

Le agradezco a mi docente asesor el ing. Francisco Zuleta, por la orientación y compartir sus conocimientos en el desarrollo de este trabajo. Por la paciencia y comprensión que me brindo ante mis problemas de salud y momentos adversos que hicieron que perdiera el enfoque y concentración.

A los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de El Salvador por brindar sus conocimientos y consejos.

INDICE

Contenido	Pág.
INDICE	2
LISTA DE SIMBOLOS Y SIGLAS	i
INTRODUCCION	iv
1 PROPIEDADES DE LA ESTOPA DEL COCO.....	1
1.1 GENERALIDADES.....	1
1.1.1 CLASIFICACIÓN DE LOS COCOTEROS.....	2
1.1.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS COCOS	3
1.1.3 USOS	4
1.1.4 COSECHA Y ÁREAS DE CULTIVO.....	7
1.2 ESTOPA DE COCO	8
1.3 FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO.....	9
1.3.1 PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS DE LA FIBRA DE COCO.....	11
1.3.2 LA FIBRA COMO AISLANTE TERMOACÚSTICO.....	12
1.3.3 LA FIBRA PARA ELABORAR COLCHONES.....	13
1.3.4 LA FIBRA COMO ABONO	13
1.3.5 LA FIBRA COMO CULTIVO.....	14
1.3.6 OTROS BENEFICIOS.....	14
1.4 ENSAYO PARA EL DESPRENDIMIENTO DE LA FIBRA.....	15
1.4.1 ENSAYO MANUAL	15
1.4.2 ENSAYO CON CARGA ESTÁTICA	18

1.4.3	ENSAYO CON CARGA DE IMPACTO	20
2	MÁQUINAS PARA EL PROCESADO DE LA ESTOPA DE COCO	25
2.1	MÁQUINA DESCASCARILLADORA DE COCO (TITMAS Y HICKISH)	25
2.2	MÁQUINA DESCASCARADORA DE COCO (G. CELAYA) ..	26
2.3	HERRAMIENTA MANUAL PARA REMOVER CÁSCARA DE COCO	27
2.4	MÁQUINA REMOVEDORA DE FIBRA DE COCO	28
2.5	MÁQUINA DESFIBRADORA	28
2.6	MÁQUINA SEPARADORA	29
2.7	MÁQUINA TRITURADORA DE CÁSCARA	30
2.8	MÁQUINA CRIBADORA	31
2.9	MÁQUINA PENSADORA DE FIBRA	31
2.10	SELECCIÓN DE PROTOTIPO	32
3	PROPUESTA DE DISEÑO DE MÁQUINA PARA LA EXTRACCIÓN DE LA FIBRA	33
3.1	DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA	33
3.2	DESCRIPCIÓN DE ELEMENTOS	34
3.3	VARIABLE DE DISEÑO	37
3.4	DISEÑO DE COMPONENTES	38
3.4.1	PASADORES	38
3.4.2	CÁLCULO DE MATERIAL EN LA ROSCA DEL PASADOR	40

3.4.3 SELECCIÓN DE BANDAS TRAPECIALES (EN V).....	43
3.4.4 DISEÑO DE ENGRANES RECTOS.....	45
3.4.5 DISEÑO DE RODILLOS	50
3.4.6 SELECCIÓN DE PERNOS PARA LA SUJECIÓN DE LA CHUMACERA DE COJINETES DE LOS RODILLOS	71
3.4.7 DISEÑO DE EJE DE LA POLEA 1	74
3.4.8 DISEÑO DE ENGRANE SINFÍN	79
3.4.9 SELECCIÓN DE MOTOR ELÉCTRICO.....	95
3.4.10 DISEÑO DE ACOPLER.....	99
3.4.11 REJILLA	106
3.4.12 TOLVA Y GUARDAS	107
3.4.13 ESTRUCTURA.....	108
CONCLUSIONES	110
REFERENCIAS Y FUENTES CITADAS.....	112
ANEXOS	114
ANEXOS A. FIGURAS UTILIZADAS	114
ANEXOS B. TABLAS	117
.....	136
ANEXOS C. PLANOS DE MÁQUINA TRITURADORA.....	137

INDICE DE FIGURAS

Figura 1- 1. Partes que conforman la estopa de coco.....	1
Figura 1- 2. Clasificación de los Cocoteros	3
Figura 1- 3. Ejemplos de productos y subproductos elaborados a partir del coco	6
Figura 1- 4. Zonas potenciales para el cultivo del cocotero en El Salvador.....	8
Figura 1- 5. Partes de la estopa de coco.....	9
Figura 1- 6. Fibra de coco. Se muestran diferentes tamaños de fibra....	10
Figura 1- 7. Muestras para ensayo con carga estática.....	18
Figura 1- 8. Una pequeña prensa hidráulica construida para realizar el ensayo de carga estática	19
Figura 1- 9. Esquema representativo de ensayo de impacto	21
Figura 1- 10. Ensayo de impacto con peso W y toma de alturas.	22
Figura 2- 1. Máquina descascarilladora de coco desarrollada por Titmas y Hickish	26
Figura 2- 2. Máquina descascaradora de coco creada por G. Celaya ...	27
Figura 2- 3. Herramienta manual para remover cáscara de coco.	27
Figura 2- 4. Máquina removedora de fibra de coco.....	28
Figura 2- 5. Máquina desfibradora.	29
Figura 2- 6. Máquina Separadora de Fibra.....	30
Figura 2- 7. Máquina Trituradora de Cáscara.....	30
Figura 2- 8. Máquina Cribadora de Fibra de Coco.	31
Figura 2- 9. Máquina Prensadora de Fibra.....	32

Figura 3- 1. Esquema representativo de los elementos que conforman la máquina.....	34
Figura 3- 2.Dimensiones del pasador.....	38
Figura 3- 3. Esquema representativo donde se incluye ambos rodillos con una separación de 50mm.	46
Figura 3- 4. Esquema de eje 1 con sus elementos..	50
Figura 3- 5. Geometría del eje del rodillo 1.	51
Figura 3- 6. Distribución de las componentes de los cojinetes “A” y “B” y las fuerzas en el rodillo 1. Representación en el plano xy.	53
Figura 3- 7. Reacciones de los cojinetes obtenidos en la componente "y" sobre el rodillo 1.....	54
Figura 3- 8. Distribución de las componentes de los cojinetes “A” y “B” y las fuerzas en el rodillo 1. Representación en el plano xz.	54
Figura 3- 9. Valores de las fuerzas sobre el rodillo 1, en el plano xz.	55
Figura 3- 10. Reacciones de los cojinetes obtenidos en la componente "z" sobre el rodillo 1.....	55
Figura 3- 11. Análisis de selección de material Rodillo 1 en plano XY... ..	58
Figura 3- 12. Análisis de selección de material Rodillo 1 en plano XZ... ..	59
Figura 3- 13. Esquema de eje 2 con sus elementos..	63
Figura 3- 14. Geometría del eje del rodillo 2..	63
Figura 3- 15. Distribución de las fuerzas sobre el rodillo 2 en plano XY..64	
Figura 3- 16. Reacciones de los cojinetes obtenidos en la componente "y" sobre el rodillo 2.....	65
Figura 3- 17. Distribución de las fuerzas sobre el rodillo 2 en plano XZ. 65	
Figura 3- 18. Reacciones de los cojinetes obtenidos en la componente "z" sobre el rodillo 2.....	66

Figura 3- 19. Análisis de selección de material Rodillo 2 en plano XY...	67
Figura 3- 20. Análisis de selección de material Rodillo 2 en plano XZ. ..	68
Figura 3- 21. Representación de eje de polea 1.....	74
Figura 3- 22. Análisis de selección de material de eje de polea 1 en plano XZ.	75
Figura 3- 23. Eje de Corona Sinfín.	83
Figura 3- 24. Fuerzas de transmisión en corona y tornillo sinfín.	84
Figura 3- 25. fuerzas en corona.	84
Figura 3- 26. Fuerzas en los cojinetes de la corona. Plano xy.	85
Figura 3- 27. Fuerzas en los cojinetes de la corona. Plano xz.	85
Figura 3- 28. Análisis de selección de material de eje de corona en plano XY.....	87
Figura 3- 29. Análisis de selección de material de eje de corona en plano XZ	88
Figura 3- 30. Geometría del eje del Tornillo Sinfín.	90
Figura 3- 31. Fuerzas en los cojinetes sobre el eje del tornillo sinfín. Plano xy.	91
Figura 3- 32. Fuerzas en los cojinetes sobre el eje del tornillo sinfín. Plano xz.	91
Figura 3- 33. Perfil del Tornillo Sinfín.	93
Figura 3- 34. Esquema de la máquina y sus componentes para selección de motor.....	96
Figura 3- 35. Geometría de la cuña estándar.....	100
Figura 3- 36. Geometría del acople para corona y polea 1.	102
Figura 3- 37. Geometría del acople de tornillo sinfín y motor.	105
Figura 3- 38. Rejillas.	106

Figura 3- 39. Tolva y Guarda.....	107
Figura 3- 40. Guarda para engranes rectos	108
Figura 3- 41. Estructura 1.....	109

INDICE DE TABLAS

Tabla 1- 1. Representación de las características químicas de la estopa de coco	11
Tabla 1- 2. Ejemplo de obtención de fibra de forma manual.	16
Tabla 1- 3. Se muestran los datos de presión obtenidos para cada muestra de estopa de coco A, B, C, D y E.....	20
Tabla 1- 4. Datos de alturas antes y después del impacto.....	23
Tabla 1- 5. Fuerza de impacto obtenidos para cada muestra.	23

LISTA DE SIMBOLOS Y SIGLAS

	P:	Presiones
	A:	Área
	F:	Fuerza estática
	F _e :	Fuerza de impacto
	W:	Peso
	h:	Altura (para ensayo de impacto, altura donde se soltará el peso W)
	δ_w :	Deformación producida únicamente por el peso W
M1, M2, M3:		Muestras sometidas a ensayo de impacto
	δ_i :	Altura de estopa de coco antes del impacto
	δ_f :	Altura de estopa de coco después del impacto
	L _d :	Longitud lisa del pasador
	L _t :	Longitud roscada del pasador
	d:	Diámetro del pasador
	$\sigma_{m\acute{a}x}$:	Esfuerzo de flexión máximo
	σ_a, σ_m :	Esfuerzos alternos y medios respectivamente
	S _n :	Límite de resistencia a la fatiga
	K _a :	Factor de superficie
	K _b :	Factor de tamaño
	K _c :	Factor de carga
	K _d :	Factor de temperatura
	K _e :	Factor de efectos diversos
	K _f :	Factor de concentradores de esfuerzos
	S' _n :	Límite de resistencia a la Fatiga de probeta
	S _u :	Esfuerzo último de tensión
	τ_{max} :	Esfuerzo cortante máximo
	V:	Fuerza cortante
	τ_a, τ_m :	Esfuerzos cortantes alternos y medios (respectivamente)
	σ_{ea}, σ_{em} :	Esfuerzos equivalentes alternos y medios (respectivamente) o Esfuerzos de Von Misses
	n ₁ :	Velocidad a la salida del reductor de velocidad
	n ₂ :	velocidad de los rodillos
	T:	Torque de operación
	F _t :	Fuerza total ejercida por cinco pasadores
	Pot:	Potencia de operación
	Pot _b , Pot _n :	Potencia a la entrada de a la transmisión, Potencia nominal
	Pot _d :	Potencia de diseño
	Pot _{banda} :	Potencia que una banda puede transmitir
	η :	Eficiencia de banda (valor a utilizar de 95%)
	K _s :	Factor de servicio para bandas en V
	Pot _c :	Potencia corregida

- K_1 : Factor de corrección por ángulo de contacto
 K_2 : Factor de corrección por longitud de banda
 d_1 : Diámetro de polea menor, polea que se conecta al eje de la corona del reductor
 d_2 : Diámetro de polea mayor, polea que se conecta al eje de los rodillos
 C : Distancia entre centros de las poleas, Para el análisis de cojinetes representa la Carga dinámica
 θ_1 : Ángulo de contacto
 L : Longitud de banda
 V_t : Velocidad tangencial de la banda
 N : Número de bandas
 D : Diámetro de engrane. En el análisis de los rodillos se utiliza como diámetro del rodillo
 B : Espesor de los engranes
 P : Para engranes representa el paso diametral
 R_{ai} : Radio de adendo ideal
 R_{ar} : Radio de adendo real
 Z_N : Factor de duración a la fatiga por flexión
 C_H : Factor de relación de dureza
 K_T : Factor de temperatura
 K_R : Factor de confiabilidad
 S_f : Factor de seguridad en la operación
 K_0 : Factor de sobrecarga
 K_S : Factor de tamaño
 K_v : Factor dinámico
 K_m : Factor de distribución de carga
 C_f : Factor de la calidad de la superficie
 I : Factor geométrico a la picadura
 C_p : Coeficiente elástico
 F_T : Fuerza tangencial del engrane en la transmisión, obtenida a partir de la potencia de transmisión. También, para el análisis de rodillo representa la fuerza total de las bandas.
 F_1, F_2 : Fuerzas de transmisión en las bandas
 F_r : Fuerza radial en el engrane
 ΣF : Sumatoria de fuerzas
 ΣM_A : Sumatoria de momentos en el punto A
 R_A, R_B : Resultantes en los cojinetes A y B
 R_{ay}, R_{by} : Reacciones en los cojinetes en el eje "y"
 R_{az}, R_{bz} : Reacciones en los cojinetes en el eje "z"
 F_e : Fuerza equivalente en cojinetes
 V : Factor de rotación en cojinetes
 L_d : Vida útil de diseño
 L_{10} : Vida de cojinete en horas

K :	Factor de vida de cojinete
n :	Velocidad de operación de los cojinetes
$\frac{D}{d}$:	Cambio de sección en función del diámetro mayor de eje
$\frac{R}{d}$:	Cambio de sección en función del radio de entalle
M :	Momentos
σ_{cs} :	Esfuerzos alternantes en los puntos críticos
S_p :	Esfuerzo cortante máximo. Material del perno
F_i :	Fuerza de apriete
d_w :	Diámetro de tornillo Sinfín
d_g :	Diámetro de Corona
$\frac{n_w}{n_g} = \frac{N_g}{N_w}$:	Relación de velocidad y número de dientes
N_w :	Número de dientes del tornillo Sinfín
N_g :	Número de dientes de la corona
P_c :	Paso circular del engrane
L_w :	Largo del tornillo Sinfín
V_{tw} :	Velocidad tangencial del tornillo Sinfín
V_s :	Velocidad de deslizamiento
e :	Eficiencia de la transmisión
λ :	Ángulo de avance
μ :	Coefficiente de fricción
S_{ad} :	Esfuerzo admisible
F_s, F_w :	Carga dinámica, Fuerza dinámica de desgaste
P_n :	Paso diametral normal
Y :	Factor de forma de Lewis
K_w :	Esfuerzo permisible al desgaste del material del engrane
I_1, I_2, I_3, I_4 :	Inercias en el eje 1, eje 2, eje 3 y eje 4
T_a :	Torque de arranque
T_n :	Torque nominal

INTRODUCCION

Las zonas con potencial para la siembra del cocotero en El Salvador se localizan en la planicie costera y valles interiores como en el caso del embalse del Cerrón Grande. En El Salvador la producción del coco es usada en su mayoría para la extracción de aceite. Tradicionalmente el agua de coco es una bebida con mucha aceptación y el mercado consume cantidades mayores cada año, tanto que anualmente se importan más de un millón de cocos.

La estopa del coco suele utilizarse para la elaboración de pitas, alfombras, sacos, etc. Pero es muy notorio que en ocasiones la estopa del coco es vista como basura o desperdicio por la acumulación que esta presenta, en ocasiones por la falta de conocimientos de los muchos beneficios que este puede prestar y que es posible darle un mejor uso, así, como también por la dificultad que presenta el trabajar con ella. La estopa del coco con el adecuado proceso de trituración puede ser utilizada para enmendar suelos arenosos ya que posee una gran capacidad de retención de agua, y para ellos se presentará el diseño de una propuesta de máquina que permita la trituración de la estopa de coco.

Desde la antigüedad las máquinas han sido diseñadas y construidas con el propósito de facilitar labores que de forma manual tomarían demasiado tiempo y serían difíciles de realizar. Puede que en nuestro país en especial en las zonas costeras no se cuente con una máquina capaz de extraer y triturar la fibra de la estopa del coco, por ello, surge el tema para dar una propuesta de diseño de máquina que pueda realizar dicha labor.

Este estudio se enfocará en el diseño de la máquina para la extracción de la fibra de estopa de coco. En el capítulo 1, se detalla el marco teórico, donde se proporciona la información para tener un mejor conocimiento del coco, los tipos

de cocos, sus propiedades y por medio de ensayos se determinará la fuerza que se utilizará como base para el diseño de los componentes.

En el capítulo 2, se menciona una lista de las máquinas de diferentes creadores con las que se cuenta para tratar el coco, se tomará una de ella como selección de prototipo, y con ella tener más clara una idea del funcionamiento de la máquina, aunque, cabe mencionar que no será la misma.

En el capítulo 3, se detalla el procedimiento de diseño y selección de los elementos que conforman la máquina, proporcionando tablas y figuras que serán de ayuda para la selección. Y finalmente se proporcionan los planos respectivos de la máquina y los componentes que la conforman.

1 PROPIEDADES DE LA ESTOPA DEL COCO

En este capítulo se presenta la información referente a la estopa de coco

1.1 GENERALIDADES

En primer lugar, para conocer las propiedades que brinda la estopa del coco, es necesario hablar de la fruta de la que esta proviene. El coco, es una fruta comestible obtenida del cocotero (*Cocos Nucífera L.*), la palmera más cultivada a nivel mundial. Tiene dos cáscaras: una externa que es fibrosa y verde (estopa), y otra interna que es dura, vellosa y marrón que tiene adherida la pulpa, que es blanca y aromática, la que almacena el contenido de agua (hueso). El principal producto exportado desde las distintas zonas de cultivo es la copra sin procesar seguida del coco desecado.

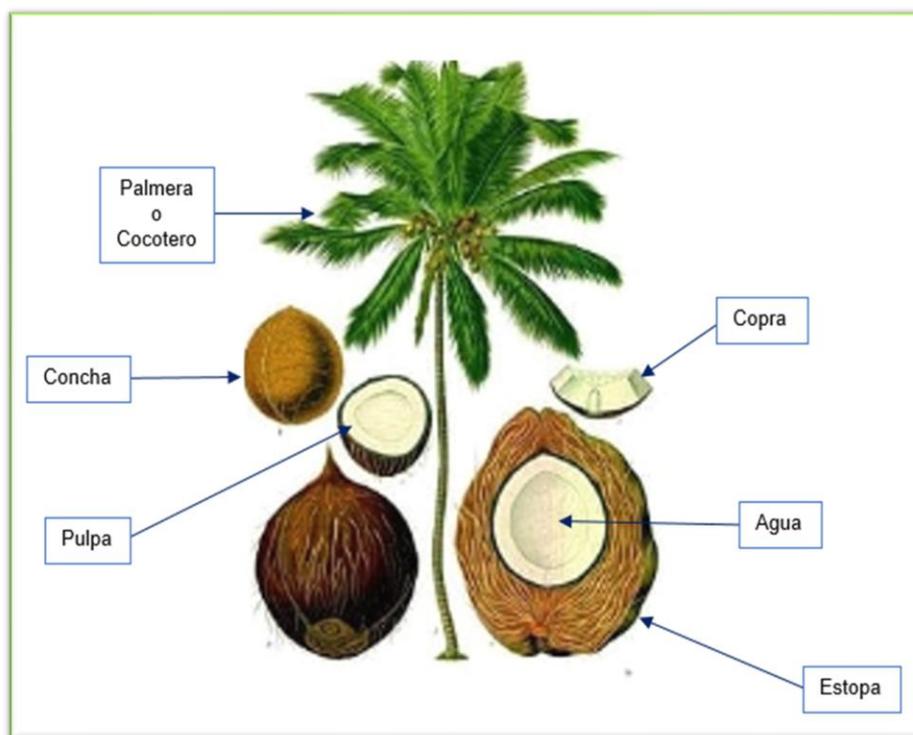


Figura 1- 1. Partes que conforman la estopa de coco.

1.1.1 CLASIFICACIÓN DE LOS COCOTEROS

Los tipos de cocoteros se clasifican en gigantes, enanos e híbridos y, dentro de cada grupo, existe un gran número de variedades que a continuación se detallan:

- **Cocotero gigante:** Se emplean para la producción de aceite y los frutos para consumo fresco. Su contenido de agua es elevado y su sabor poco dulce. Entre sus ventajas destacan el tamaño del fruto y el contenido elevado de copra. La producción de Coco se da entre los 6 a 9 años, con unos 60 a 80 frutos por planta por año.
- **Cocotero enano:** Debido al buen sabor del agua y el pequeño tamaño de estos cocos, son empleados para la producción de bebidas envasadas. La copra es de mala calidad. Su producción es a los 3 años, permitiendo una cosecha de 120 a 150 frutos por planta por año. Las variedades más cultivadas son Amarillo de Malasia (AAM), Verde de Brasil (AVEB) de Río Grande del Norte, Naranja Enana de la India.
- **Cocotero híbrido:** Se produce por el cruce entre las anteriores variedades. Sus frutos son de tamaño mediano o grande, poseen buen sabor y buen rendimiento de copra. El híbrido más cultivado es MAPAN VIC 14; un cruce entre Enano de Malasia y Alto de Panamá y Colombia. Su producción es a los cuatro años, con unos 120 a 140 frutos por planta por año.

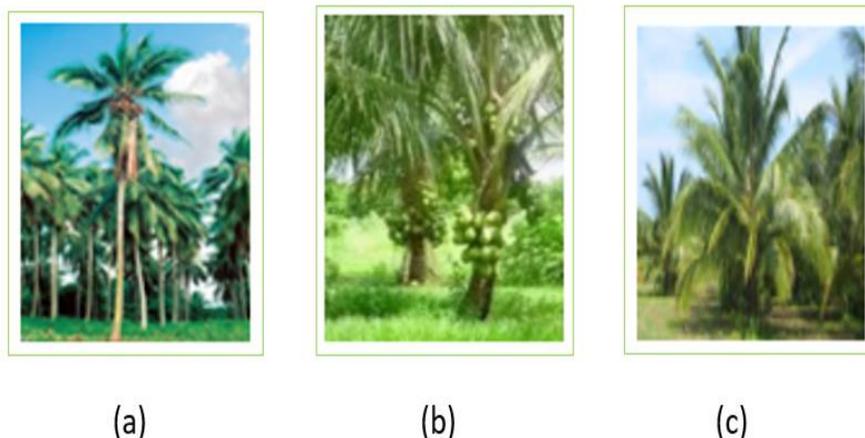


Figura 1- 2. Clasificación de los Cocoteros: a) Cocotero gigante, b) Cocotero enano y c) Cocotero híbrido. Fuente: recolección de imágenes (MAG,2011).

1.1.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS COCOS

Los cocos presentan una forma ligeramente redondeada, una cáscara externa, correosa o fibrosa, de aproximadamente 4 ó 5 centímetros de espesor, algunos cuentan con pelos o fibras fuertemente adheridas a la nuez. Le sigue una capa intermedia y fina y otra más dura que dispone de tres orificios próximos entre sí, con una disposición triangular y situados en el ápice. Uno de dichos orificios es vulnerable a la presión, lugar por donde puede derramarse el agua de coco antes de romper la cáscara y es donde se encuentra la semilla, aunque en realidad la semilla es toda la nuez.

El agua de coco se encuentra en la cavidad central de la pulpa, el agua en la mayoría de cocos es un líquido azucarado que se encuentra en una cantidad aproximada de 300 mililitros, encerrada en el interior. Mencionando otras características se tienen:

- **Tamaño y peso:** es una drupa cubierta de fibras de 20-30 centímetros y puede llegar a pesar hasta 2,5 kilogramos.

- **Color:** la cáscara externa es verde, amarilla o anaranjada y la pulpa es la parte comestible y de color blanco.
- **Sabor:** intenso y muy agradable; todo dependiendo de la especie de cocotero.

1.1.3 USOS

Tanto la palma de coco, planta y fruto, nos ofrecen múltiples beneficios comercializables y ambientales. Se le conoce como el árbol de la vida o de los mil usos, debido a que de ella se derivan una gran variedad de subproductos.

De los usos obtenidos de las partes del árbol se tiene de (Lizano M, 2011):

- **Madera de coco.** Se usa para la construcción de casas, puentes y granjas. La corteza exterior es dura y es muy útil para la fabricación de muebles.
- **El palmito.** Es la yema terminal del cocotero y se consume crudo o cocido. Contiene 3% de almidón y 5% de azúcar.
- Las raíces tienen propiedades antidiarreicas.
- Las palmas son usadas para techos, canastas, sombreros, alfombras, etc.

El fruto (coco) representa su principal producto. Existe una gran variedad de usos que este nos proporciona, dentro de ellos están:

- **El agua de coco.** Una bebida sumamente hidratante con múltiples beneficios, entre los que se pueden mencionar: actúa como diurético y laxante, estimula varios procesos del aparato digestivo, ayuda a eliminar el exceso de alcohol del organismo, entre otros.
- **Copra.** Es la carne blanca del coco, es utilizada como materia prima para la extracción de aceite. También es utilizado como coco rallado, deshidratado en conservas, etc.

- **Aceite.** La variedad de usos de este es amplia, es utilizada en alimentos, cosmetología, combustibles y lubricantes.
- **Harina de coco.** Es un subproducto de la extracción de aceite y se usa como alimento para ganado.
- **El hueso o concha.** Es el endocarpio que cubre la copra. Es usado como materia prima para producir carbón y carbón activado, o como combustible para calderas, cocinas, etc. también se usa para fabricar botones, cucharas, y gran diversidad de adornos, etc.
- **La estopa o mesocarpio.** De ella se extrae fibra para elaborar pitas, alfombras, sacos, etc. El polvo de la estopa se usa como fertilizante y para enmendar suelos arenosos ya que mejora el poder de retención de agua y la textura.

En la figura 1-3, se muestran los productos y subproductos que pueden ser elaborados del coco.

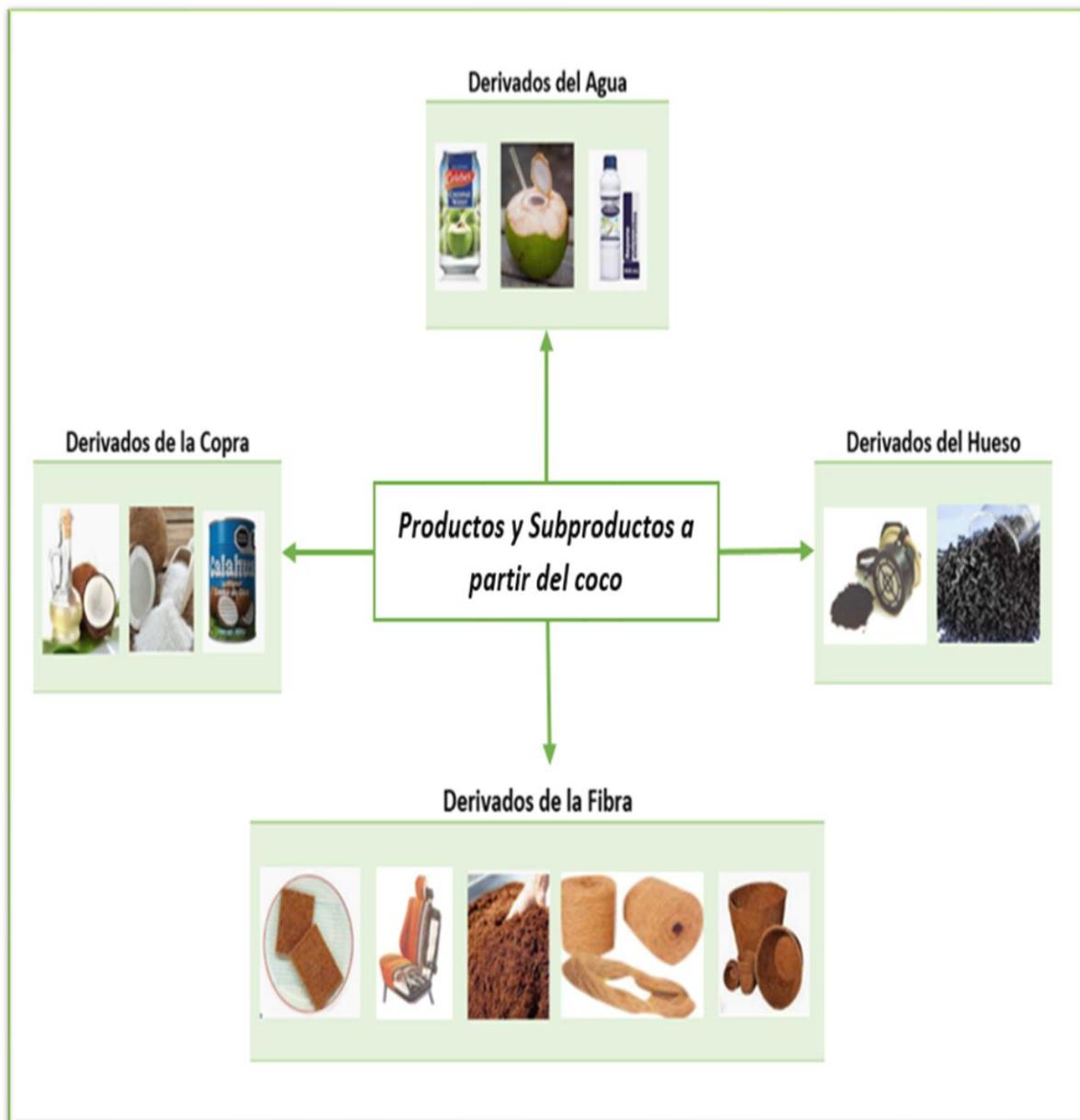


Figura 1- 3. Ejemplos de productos y subproductos elaborados a partir del coco. Fuente: recolección de imágenes de (Lizano M, 2011).

1.1.4 COSECHA Y ÁREAS DE CULTIVO

La cosecha del coco varía según el producto a obtener, sobre todo de enero a julio, ya que la cosecha se ve reducida por ser temporada seca. Si se comercializa como fruta fresca o se destina a la industria con fines de envasar agua, la cosecha se efectúa cuando el coco tiene de 5 y 7 meses, para cualquiera de los tipos mencionados anteriormente. En esta época el contenido de azúcar y agua es muy elevado y el sabor es más intenso. De todas formas, es coco seco o coco maduro tiene una capacidad de gran duración mayor sin necesidad de ningún tipo de refrigeración, a diferencia de los cocos frescos, que duran varios días (o un mes), antes de madurarse (o hacerse secos). Si se destina a la producción de coco rallado, deshidratado o copra para la extracción de aceite, la cosecha se realiza cuando los cocos caen al suelo o cuando uno de los cocos de un racimo está seco.

El Salvador cuenta con 5,616 mz. de tierra cultivada, de cocoteros. El departamento con mayor extensión de tierra cultivada de esta fruta es Usulután, cuenta con la isla Espíritu Santo, en el municipio El Triunfo, la isla cuenta con una extensión de 1608.16 mz (1124.29 hectáreas), el área de cultivo de cocotero en la isla es de 1371.16 mz (958.87 hectáreas). Esta cosecha es utilizada para la producción de aceites y harina, esta actividad es efectúa por la Asociación Cooperativa de Productores Agropecuarios El Jobal de R.L. En la figura 1-4, puede apreciarse las zonas potenciales para el cultivo del cocotero colocadas con color verde.

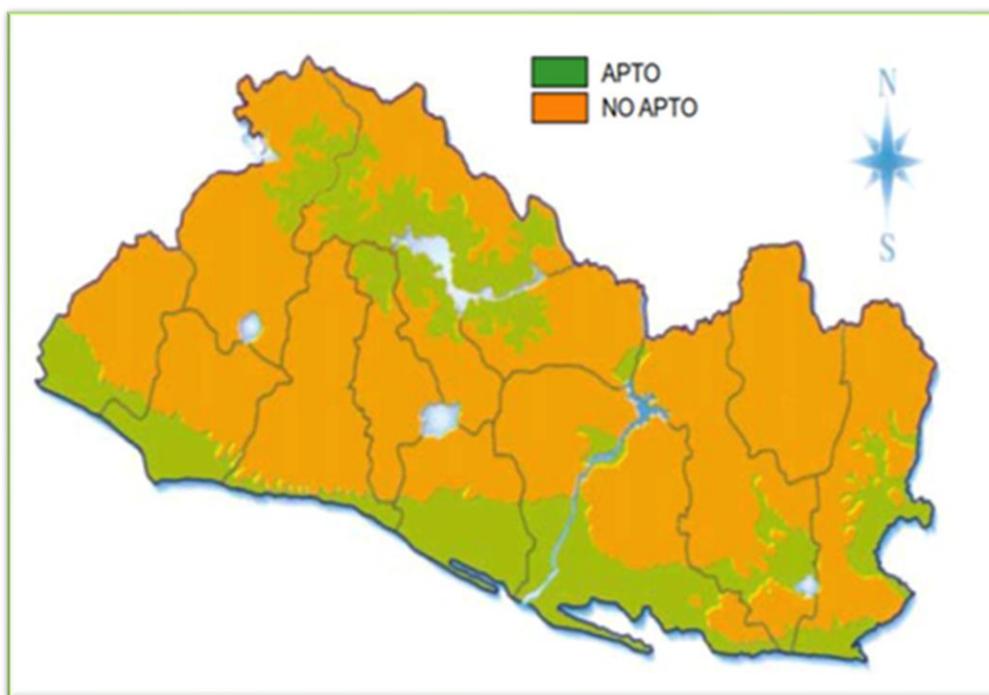


Figura 1- 4. Zonas potenciales para el cultivo del cocotero en El Salvador. Fuente: (Lizano M, 2011.)

1.2 ESTOPA DE COCO

Conocido como estopa o mesocarpio, es la materia prima a utilizar, para obtener el producto final (fibra y sustrato de coco). Fundamentalmente, está formada por las partes mostradas en la figura 1-5. Las partes que conforman la estopa de coco son: **A: Epicarpio** que representa la capa externa o piel externa del coco, **B: Endosperma** siendo este la pulpa sólida, **C: Mesocarpio** representa la capa fibrosa o fibra de coco, **D: Endocarpio** es el hueso conocido también con el nombre de concha, **E: Endosperma Líquido** o agua de coco.

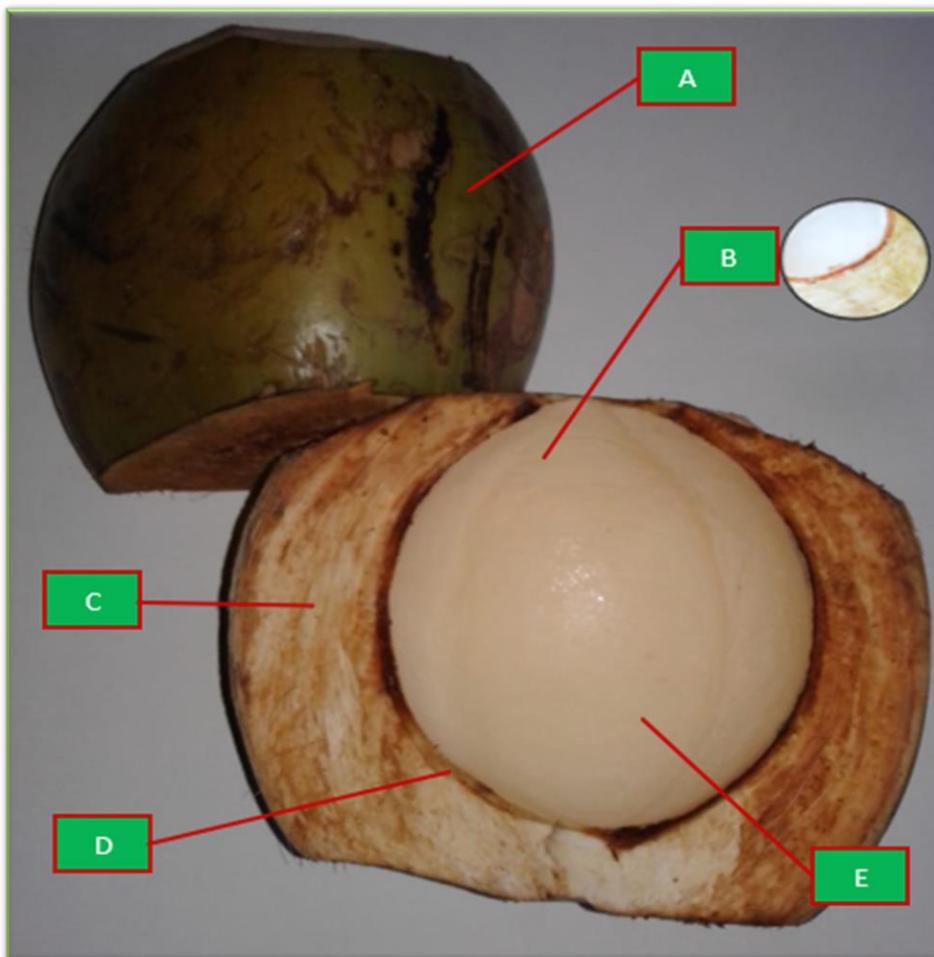


Figura 1- 5. Partes de la estopa de coco. Donde A: Epicarpio, B: Endosperma, C: Mesocarpio, D: Endocarpio, E: Endosperma Líquido. Fuente: Fotografía tomada por el autor.

1.3 FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO

Sus principales componentes son la celulosa y lignina. Esta última, provee la resistencia y rigidez a la fibra. Se encuentra dentro de la categoría de fibras fuertes igual que el henequén, pita, agave y abacá. Estas características, hacen que la fibra de coco sea un material muy versátil que puede ser utilizado en cuerdas, colchones, alfombras, cepillos, entre otros.



Figura 1- 6. Fibra de coco. Se muestran diferentes tamaños de fibra (obtenida de forma manual). Fuente: Elaboración propia.

La fibra también es utilizada en obras civiles, tales como la prevención de la erosión, debido a que ayuda a sujetar el suelo y permite el crecimiento de cobertura vegetal, en este caso, se encuentra dentro de la denominación de los “geotextiles”. Un ejemplo de este uso, puede ser observado recientemente, en la zona de “Los Chorros” en El Salvador, donde se está utilizando este material en las paredes de contención que se encuentran en las orillas de la carretera.

La fibra y el polvo de estopa de coco también se usa como fertilizante, ya que compensa la pérdida de elementos mayores, particularmente potasio, así como materia orgánica. Finalmente, como “agro textil” es conocido por sus beneficios para el cultivo de hortalizas y otras especies.

Es ampliamente utilizada como sustrato para siembra de plántulas, por su capacidad de retención de humedad y como macetas.

1.3.1 PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS DE LA FIBRA DE COCO.

La fibra de estopa de coco posee propiedades como las siguientes:

- Bajo peso
- Drenaje: posee la capacidad de retener y liberar el agua y nutrientes con facilidad.
- Alta capacidad de retención
- PH neutro
- Aireación: es un material esponjoso
- Propiedades acústicas
- Entre otras.

La estopa de coco presenta las siguientes características químicas:

Tabla 1- 1. Representación de las características químicas de la estopa de coco

PARÁMETROS	UNIDAD	VALOR
PH	-	5
Conductividad eléctrica	mS/cm	2.15
Nitrógeno total	%	0.51
Fosforo total, P ₂ O ₅	%	0.20
Potasio total, K ₂ O	%	0.60
Calcio total, CaO	%	1.40
Magnesio total, MgO	%	0.20
Sodio total, NaO	%	0.187
Hierro total, Fe	%	0.206

Dado que, no se encontró registro de propiedades físicas de la estopa de coco se procederá a realizar ensayos con los cuales, se obtendrán valores de fuerzas estática y fuerza de impacto, esta última de suma importancia pues formará parte de las variables de diseño. Los ensayos se detallan en el contenido 1.4.

1.3.2 LA FIBRA COMO AISLANTE TERMOACÚSTICO

La resistencia, durabilidad y resiliencia, convierten a la fibra de estopa de coco en un material versátil y perfectamente indicado para los mercados del aislamiento térmico y acústico.

Las ventajas que presenta la fibra de estopa de coco respecto a otros aislantes son las siguientes:

- ✓ No electrostática
- ✓ Inodora
- ✓ Resistencia a la humedad
- ✓ No atacable por roedores o termitas
- ✓ Imputrescible y no produce hongos
- ✓ Conductividad térmica: 0,043 a 0,045 W/mK
- ✓ Reducción de los ruidos de percusión (de acuerdo con los espesores): 25 a 35 db (en forjado).
- ✓ Reducción de ruidos aéreos: 47 db (en media)
- ✓ Comportamiento al fuego: clase B2

La fibra de estopa de coco mezclada con corcho es un producto en la cumbre de la escala, particularmente en el caso de la insonorización, debido a la absorción de las frecuencias bajas, donde presenta resultados excelentes difícilmente alcanzados por otros materiales. El buen comportamiento del corcho en térmicos de estabilidad dimensional y elasticidad hace que el corcho sea la mejor solución técnica y natural para la resolución de problemas térmicos y de insonorización.

Debido a sus propiedades acústicas excepcionales, la fibra de estopa de cocos verdes y maduros contribuye a una reducción sustancial de los niveles de resonancia, del impacto y del aire, siendo la solución ideal para muchos

problemas en el área acústica, superando ampliamente los resultados obtenidos con el uso de otros materiales

1.3.3 LA FIBRA PARA ELABORAR COLCHONES

Para utilizar la fibra de estopa de coco para colchones, se procede a sacar la piel exterior del coco, se seca o es tratada con látex natural que le da densidad y elasticidad y hace que la fibra sea más firme y transpirable. Los colchones y pliegos son elaborados con fibra de estopa de coco y látex natural sin adicionar materiales extraños. Las fibras de coco son rociadas con el látex natural. Estas lanas de coco son colocadas en capa, comprimidas y vulcanizadas. Por este procedimiento, se obtienen productos durables con excelentes propiedades.

1.3.4 LA FIBRA COMO ABONO

Como se mencionó anteriormente, la fibra de coco es un material fibroso, con una parte de fibra larga y una parte de fibra fina. Estos dos elementos permiten crear un sustrato. La fibra de coco es utilizada como sustrato y aporta cualidades beneficiosas para la planta. Al ser fibra es de muy lenta degradación, manteniendo sus propiedades de aireación e hidratación durante todo el ciclo de vida del cultivo. Es un material que tiene una alta absorción de solución nutritiva, que es fácilmente asimilable por la planta gracias a su PH ácido.

La fibra de coco es un material que tiene la capacidad de recuperar su retención hídrica y su textura después de sufrir condiciones extremas de secado. Los sustratos de fibra de coco son ampliamente utilizados en una gran variedad de cultivos tanto en exterior como invernaderos.

1.3.5 LA FIBRA COMO CULTIVO

- Con la fibra del coco se hacen semilleros con mucho éxito de casi cualquier planta, es ideal para aquellas semillas que son muy diminutas (por ejemplo, semillas de fresas, kiwi, etc.) y que al germinar sus raíces son muy delgadas. Gracias a su esponjosidad las raíces crecen sin ningún problema.
- Elaborar un sustrato o tierra ideal para la mayoría de las plantas.
- Es ideal para hacer acolchado en los cultivos de hortalizas. Se trata de poner una capa de unos de unos 2 o 3 cm de espesor sobre la tierra de los cultivos, esto evita la aparición de plagas y mala hierba, así también, se evita la evaporación excesiva por el sol.
- Al ser un residuo de una fruta contiene nutrientes que se van liberando conforme se desintegra y es completamente orgánico.
- Es utilizada para hacer acodos aéreos.

1.3.6 OTROS BENEFICIOS

La fibra de la estopa del coco presenta muchos beneficios, de los cuales se mencionan a continuación:

- Tiene una alta capacidad de retención de agua.
- Su PH es entre 5.5 y 6.5, lo que indica que si se utiliza no tendremos problemas que cambien los parámetros necesarios para un correcto crecimiento.
- El equilibrio entre retención de agua y capacidad de aireación u oxigenación es perfecto, las raíces hiperoxigenadas crecen mucho mejor y traen como consecuencia plantas más vigorosas y de crecimiento rápido,

al mismo tiempo la aparición de hongos por exceso de humedad es casi nula.

- Tiene capacidad de intercambio catiónico alto, es decir, el intercambio de nutrientes entre las raíces y la tierra se mejoran con la presencia de este material.
- Tiene una alta capacidad de retención de nutrientes, esto nos ayuda a combatir un proceso llamado LIXIVIACION¹.

NOTA¹: LIXIVIACION se le llama así a la pérdida de nutrientes en la tierra a consecuencia o por efecto del riego constante. Se presenta con mayor frecuencia en plantas que están en macetas para huertos.

1.4 ENSAYO PARA EL DESPRENDIMIENTO DE LA FIBRA

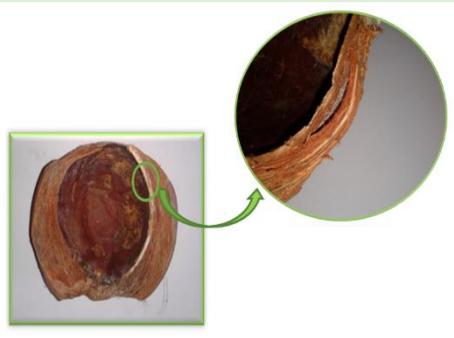
Se trata de someter la estopa de coco a tres ensayos: El primero será desprendimiento de forma manual, el segundo aplicando carga estática y el tercero, aplicando carga de impacto. De esta forma, apreciar el comportamiento que presenta la estopa de coco, así mismo, determinar propiedades físicas de esta.

1.4.1 ENSAYO MANUAL

El ser humano al no contar con la maquinaria o medios para facilitar la extracción de la fibra de estopa de coco, es capaz de obtenerlo haciendo uso de herramientas que tiene a su disposición.

A continuación, se detalla el proceso manual:

Tabla 1-2. Ejemplo de obtención de fibra de forma manual. Fuente: Elaboración propia.

No	DESCRIPCIÓN DE PROCEDIMIENTO	REPRESENTACIÓN
1	<p>Obtención de estopas de coco</p> <p>Para demostración del proceso de obtención de fibra de forma manual, las estopas de cocas fueron adquiridas de vendedores de agua de coco.</p>	
2	<p>Proceso de secado</p> <p>Se realiza colocando las estopas en una zona en la que reciban la luz del sol directa. Esto permite secar la estopa de coco y facilitar el proceso de extracción de la fibra.</p>	
3	<p>Observaciones de proceso de secado</p> <p>Cabe destacar, que la estopa va adquiriendo un color café oscuro tras el paso del tiempo de secado, esto es notorio desde la primera semana de secado al sol. Se observa un desprendimiento de la concha, lo cual, facilita su extracción, de igual forma desprendimiento de hilos de fibra de coco.</p>	

4 **Uso de herramientas manuales**

Las herramientas a utilizar serán: un martillo con el cual se aplicarán golpes a la estopa y una tijera para cortar la fibra.



5 **Proceso de golpeo**

Consiste en la aplicación de golpes con un martillo, por medio de esto, es posible romper el epicarpio del coco, así mismo, se logra ablandar la capa fibrosa de este.



6 **Desgarre manual de fibra**

Después de realizar el numeral 5, y teniendo la fibra ablandada se facilita el desgarre de esta utilizando nuestras manos.



7 **Corte de fibra**

Con una tijera se procede a cortar la fibra desgarrada al tamaño deseado.



8 Resultados

Realizando el corte de forma manual podemos obtener una variedad de tamaños de fibra, de entre los cuales podemos mencionar: fino, mediano y grueso.



1.4.2 ENSAYO CON CARGA ESTÁTICA

Para desarrollar el ensayo se utilizaron pequeñas muestras de estopas de coco (ver Figura 1-7), dado que, el equipo con el que se contaba es de dimensiones pequeñas.

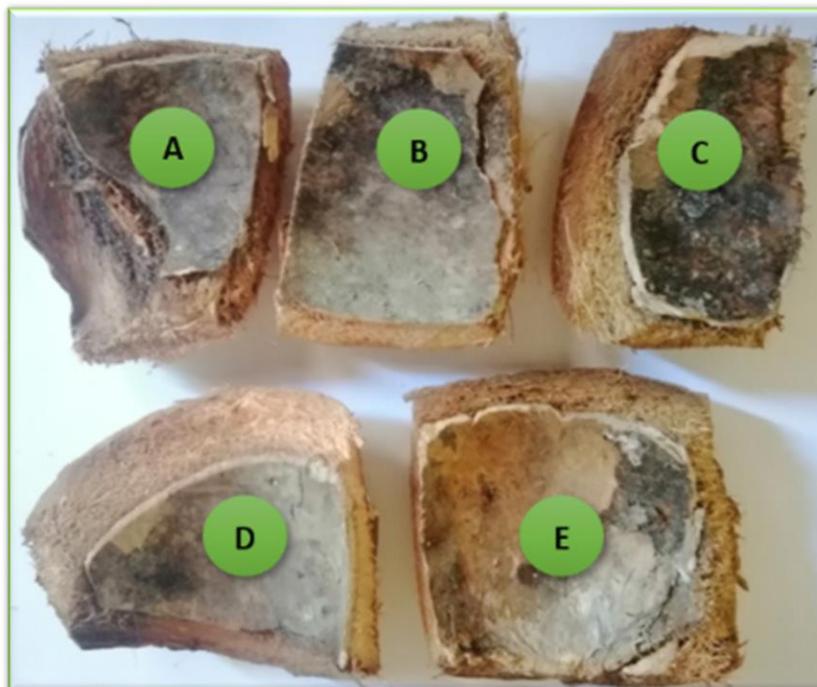


Figura 1- 7. Muestras para ensayo con carga estática. Se presentan cinco pequeñas muestras de estopas de coco (A, B, C, D y E) que serán sometidas a un ensayo de carga estática. Fuente: Elaboración propia.

Se procede a someter a cada una de las muestras de estopa de coco a una presión por medio de una prensa hidráulica y por medio de un manómetro, se leen las respectivas presiones con las cuales se comprime la estopa (ver Figura 1-8).



Figura 1- 8. Una pequeña prensa hidráulica construida para realizar el ensayo de carga estática. Fuente: Elaboración propia.

En tabla 1-3, se muestran los valores de presiones obtenidos en el ensayo, de estos se determina la presión promedio, y teniendo el área del embolo de contacto se procede a calcular la fuerza estática que se ejerce a la estopa, esto, haciendo uso de ecuación de presión.

Tabla 1- 3. Se muestran los datos de presión obtenidos para cada muestra de estopa de coco A, B, C, D y E. Fuente: Datos obtenidos por el autor.

MUESTRAS	PRESIÓN (Psi)
A	1500
B	1500
C	1600
D	1500
E	1500
$\Sigma P=7600$	

- **Presión Promedio**

Siendo N: número de muestras

ΣP : Sumatoria de presiones

$$P = \frac{\Sigma P}{N} = \frac{7600Psi}{5} = 1520Psi \text{ (10.48 MPa)}$$

- **Área de Contacto (Área de Embolo)**

Teniendo diámetro de embolo = D = 0.835in

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} (0.835 \text{ in})^2$$

- **Fuerza Estática**

$$F = P(A) = P \left(\frac{\pi}{4} D^2 \right) = 1520Psi \left(\frac{\pi}{4} (0.835 \text{ in})^2 \right)$$

$$F = 832.3 \text{ lb (3702 N)}$$

1.4.3 ENSAYO CON CARGA DE IMPACTO

A la carga de impacto también se le llama carga de choque, repentina o de impulso y puede ser de tensión, compresión, flexión, torsión o una combinación de estas. La carga se considera que es de impacto cuando el tiempo que tarda la respuesta en alcanzar su máximo valor, es menor que el más bajo periodo natural de vibración del cuerpo inducido.

Una diferencia importante entre la carga estática y la de impacto es que los elementos de carga estática deben diseñarse para soportar cargas. En tanto que los elementos sujetos a impactos, deben diseñarse para absorber energía.

Para determinar la fuerza estática equivalente a la de impacto se cuenta con la siguiente ecuación:

$$F_e = W \left[1 + \left(1 + \frac{2h}{\delta_\omega} \right)^{1/2} \right]$$

Donde:

- F_e : Fuerza de impacto
- W : Peso de objeto
- h : Altura de donde se soltará el objeto
- δ_ω : Deformación de la estopa de coco que resulta después de ser aplicado el peso W , medido con calibrador vernier.

El término entre corchetes de la ecuación se llama factor de impacto y es el factor por el cual la carga, el esfuerzo y la deflexión causada por el peso W aplicado en forma dinámica, excede al causado por la aplicación lenta o estática del mismo.

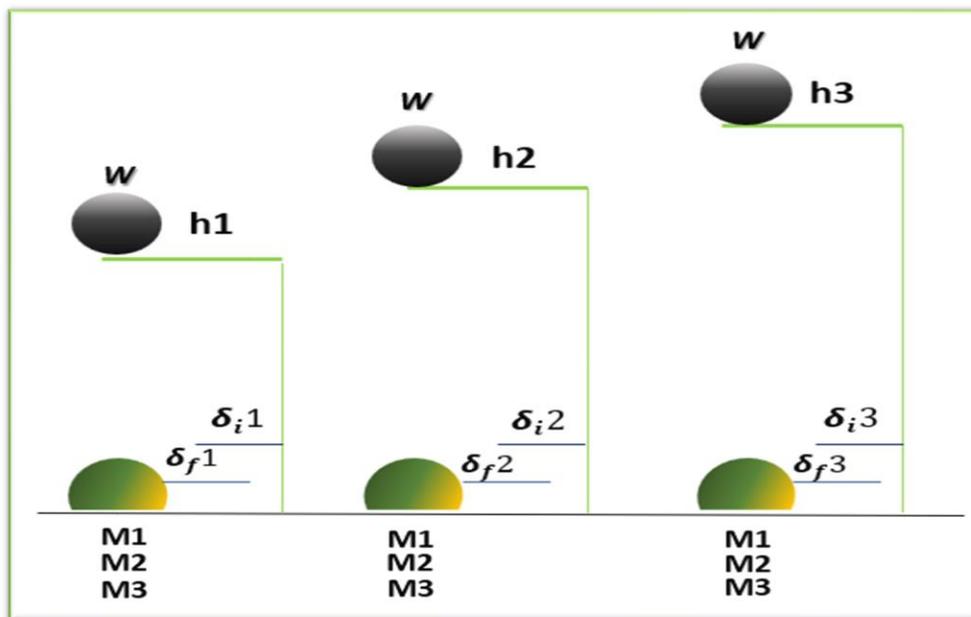


Figura 1- 9. Esquema representativo de ensayo de impacto. M_1 , M_2 y M_3 representan las muestras sometidas a ensayo; h_1 , h_2 y h_3 las diferentes alturas y W el peso que se dejará caer sobre las muestras. Elaboración propia.

El ensayo se desarrolla de la siguiente manera: se tendrán 3 alturas diferentes ($h_1=1\text{m}$, $h_2=1.25\text{m}$ y $h_3=1.5\text{m}$), en las cuales se dejará caer un objeto de peso W como se muestra en el esquema de la figura 1-9, Se realizarán 3 muestras (M_1 , M_2 y M_3) por cada altura, haciendo un total de 9 muestras sometidas al ensayo, como se muestra en el esquema de la figura 1-9.

A cada muestra se le tomarán medidas de alturas antes y después de ser impactadas por el objeto, tal como se muestra en la figura 1-10, con esto se determina la deformación de la estopa de coco producida por el impacto del peso W , los valores obtenidos se encuentran representados en tabla 1-4.



Figura 1- 10. Ensayo de impacto con peso W y toma de alturas. Fuente: Elaboración propia.

Donde:

- δ_i : Altura de estopa de coco antes del impacto
- δ_f : Altura de estopa de coco después del impacto

Tabla 1- 4. Datos de alturas antes y después del impacto. Fuente: Resultados obtenidos por el autor.

ALTURA h(m)	MUESTRA	δ_i (mm)	δ_f (mm)	δ_ω (mm)
H₁=1	M ₁	78.9	71.4	7.5
	M ₂	78.4	70.5	7.9
	M ₃	76.5	71.3	5.2
H₂=1.25	M ₁	84.8	80.0	4.4
	M ₂	85.9	80.6	5.3
	M ₃	84.1	78.3	5.8
H₃=1.50	M ₁	90.4	85.3	5.1
	M ₂	83.6	80.4	3.2
	M ₃	94.4	85.7	8.7

Teniendo las medidas correspondientes, y con la ayuda de la ecuación de fuerza de impacto se procede a determinar la fuerza de impacto para cada una de las muestras de las distintas alturas cómo se indica a continuación:

Donde:

- **W**: Peso de objeto= 4lb
- **h**: 1 m
- **δ_ω** : 7.5 mm

Para muestra **M1**:

$$F_{eM1} = W \left[1 + \left(1 + \frac{2h}{\delta_\omega} \right)^{1/2} \right] = 4lb \left[1 + \left(1 + \frac{2(1000mm)}{7.5mm} \right)^{1/2} \right]$$

$$F_{eM1} = 69.4lb \text{ (308.7N)}$$

El proceso se repite para el resto de las muestras sustituyendo los valores respectivos a cada muestra. Los valores obtenidos se resumen en la tabla 1-5.

Tabla 1- 5. Fuerza de impacto obtenidos para cada muestra. Fuente: Elaboración propia.

ALTURA h(m)	MUESTRA	δ_i (mm)	δ_f (mm)	δ_ω (mm)	F_e (lb)
H₁=1	M ₁	78.9	71.4	7.5	69.4
	M ₂	78.4	70.5	7.9	67.8
	M ₃	76.5	71.3	5.2	82.5
$\Sigma F_e = 219.7 lb$					
H₂=1.25	M ₁	84.8	80.0	4.4	99.4
	M ₂	85.9	80.6	5.3	91.0
	M ₃	84.1	78.3	5.8	87.1
$\Sigma F_e = 277.5 lb$					

H₃=1.50	M ₁	90.4	85.3	5.1	101.1
	M ₂	83.6	80.4	3.2	126.5
	M ₃	94.4	85.7	8.7	78.4
$\Sigma F_e = 306.0 \text{ lb}$					

La fuerza de impacto promedio es:

- **Para h₁ =1 m**

$$F_{epro} = \frac{\Sigma F_e}{N} = \frac{219.7 \text{ lb}}{3}$$

$$F_{epro} = 73.2 \text{ lb (326N)}$$

- **Para h₂=1.25 m**

$$F_{epro} = \frac{\Sigma F_e}{N} = \frac{277.5 \text{ lb}}{3}$$

$$F_{epro} = 92.5 \text{ lb (411.4N)}$$

- **Para h₃=1.50 m**

$$F_{epro} = \frac{\Sigma F_e}{N} = \frac{306 \text{ lb}}{3}$$

$$F_{epro} = 102 \text{ lb (453.7N)}$$

Se observa que en la altura h₁, se obtienen mejores datos de deformación de la estopa de coco luego del impacto. Por ende, se considerará la fuerza promedio correspondiente a h₁ como variable de diseño.

$$F_{epro} = 73.2 \text{ lb} = 326 \text{ N}$$

Con el desarrollo de los ensayos se obtuvieron los siguientes valores de propiedades físicas para la estopa de coco:

- Fuerza estática: $F = 832.3 \text{ lb} = 3702 \text{ N}$
- Fuerza de impacto: $F = 73.2 \text{ lb} = 326 \text{ N}$

Al observar los resultados de los tres ensayos, es evidente que, en el proceso manual se presenta el desprendimiento de la fibra con la repetencia de la carga. Sin embargo, no se dispuso de instrumentos para la medición de dicha carga. En el ensayo de carga estática, fue evidente la compresión de la estopa sin que se presentara ningún desprendimiento de la fibra. En el ensayo de

impacto, se observó daños en la estopa sin que se presentara desprendimiento total de la fibra, pero sí de forma parcial. En conclusión, para desprender la fibra de la estopa, debe haber una repitencia de la carga. El desprendimiento manual de la fibra demuestra esa repitencia. Por lo tanto, se considerará la carga de impacto de 326 N para la rotura de la fibra y, como consecuencia, para análisis de la máquina.

2 MÁQUINAS PARA EL PROCESADO DE LA ESTOPA DE COCO

Las máquinas utilizadas para procesar el coco, así como, para realizar la extracción de la fibra de estopa de coco son muy variadas según su funcionamiento. Es muy notoria la mejoría de estas tras el paso de los años para tener un mejor rendimiento en la extracción y trituración de la fibra de coco. Las distintas máquinas se explicarán en los siguientes contenidos.

Pero, cuando el producto (fibra de coco) no está destinado para grandes exportaciones o grandes industrias, más bien, para uso personal o en poca cantidad, este puede obtenerse mediante un proceso manual el cual, se detalló en el contenido 1.4.1 (Tabla 1-2).

2.1 MÁQUINA DESCASCARILLADORA DE COCO (TITMAS Y HICKISH)

Muestra el desarrollo de una máquina con cuchillas estacionarias, en la cual, la cuchilla principal sobresale del bastidor y de las cuchillas móviles (ver figura 2-1) sobre las cuales se empala el coco, se hallan proyectadas hacia arriba, abriéndose luego por el funcionamiento manual de una palanca.

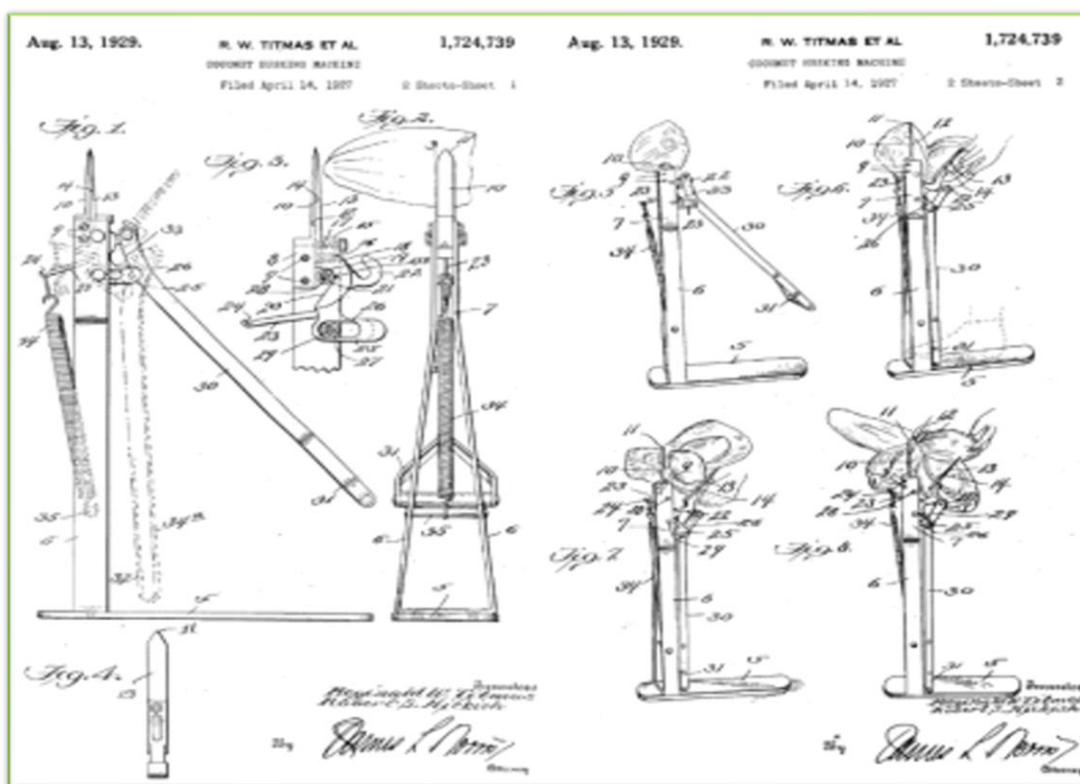


Figura 2- 1. Máquina descascaradora de coco desarrollada por Titmas y Hickish. Fuente: (Montaño E.G, 2019)

2.2 MÁQUINA DESCASCARADORA DE COCO (G. CELAYA)

Genaro Celaya (1930), en la figura 2-2 se muestra un dispositivo el cual consiste en un bastidor de soporte con una copa para soportar el coco, mientras tanto, cuatro cuchillas son las encargadas de cortar la cáscara con presión hacia abajo, ya que la propia nuez se mueve en la dirección opuesta al mecanismo, eliminando así los cuatro segmentos formados

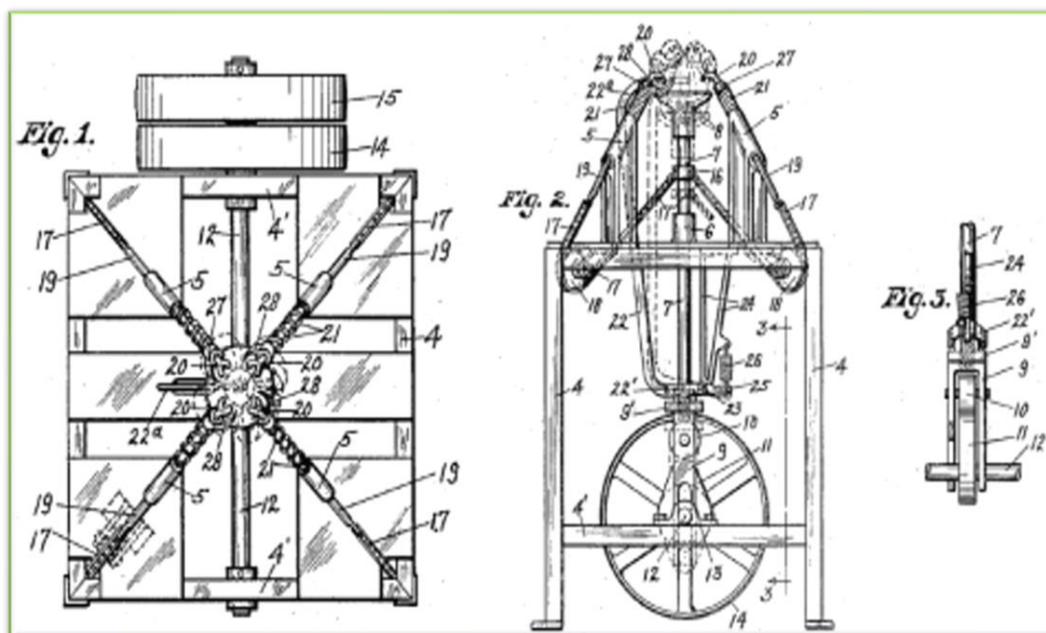


Figura 2- 2. Máquina descascaradora de coco creada por G. Celaya. Fuente: (Montaño E.G, 2019).

2.3 HERRAMIENTA MANUAL PARA REMOVER CÁSCARA DE COCO

Cecil P. Waters (1949) desarrolla una herramienta manual formada con dientes puntiagudos y un mango pivotado en forma de U. El modo de uso es introduciendo los dientes en la cáscara del coco, las puntas se abren rasgándola.

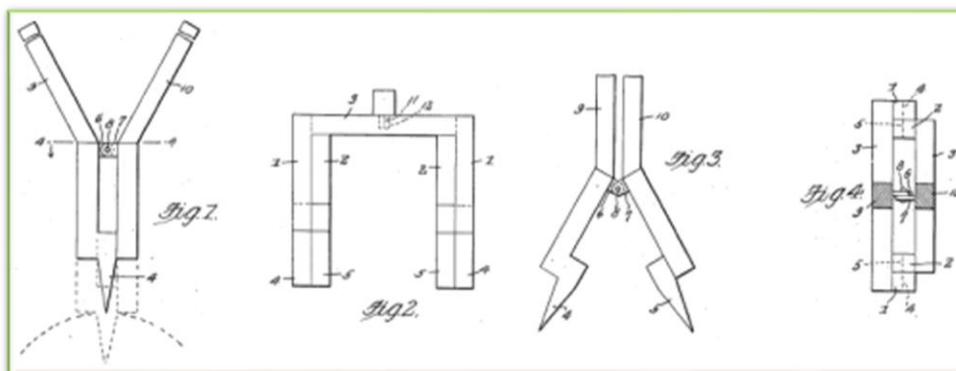


Figura 2- 3. Herramienta manual para remover cáscara de coco. Fuente: (Montaño E.G, 2019)

2.4 MÁQUINA REMOVEDORA DE FIBRA DE COCO

La máquina consta de un conjunto de rodillos con púas afiladas que giran en direcciones opuestas, que se insertan en la cáscara del coco desgarrándola. El coco es colocado en el medio de los dos tambores que desprenden la cáscara parcialmente, la cual puede ser retirada con la mano. Máquina de Dinanath (1987).

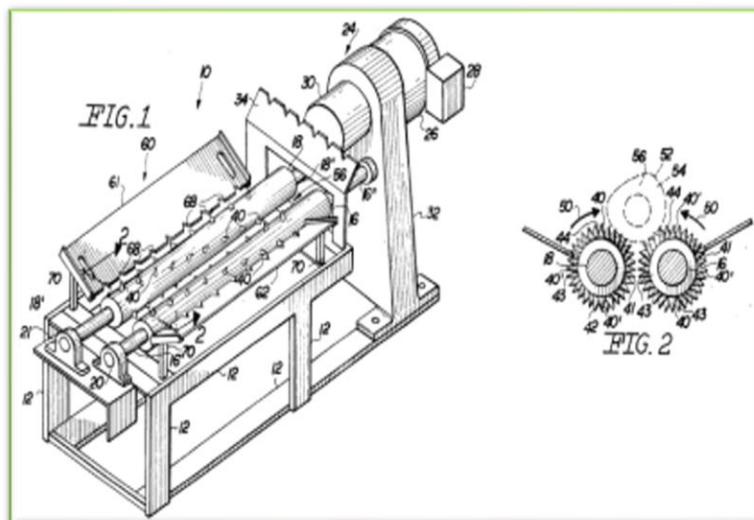


Figura 2- 4. Máquina removedora de fibra de coco. Fuente: (Montaño E.G. 2019).

2.5 MÁQUINA DESFIBRADORA

Esta máquina, bajo el mismo principio de las anteriores también hace uso de un rodillo, el cual contiene púas o cuchillas afiladas, este rodillo se hace girar por medio del accionamiento con un motor eléctrico, gracias a las cuchillas se desgarran y de esta forma se separa la fibra del coco.

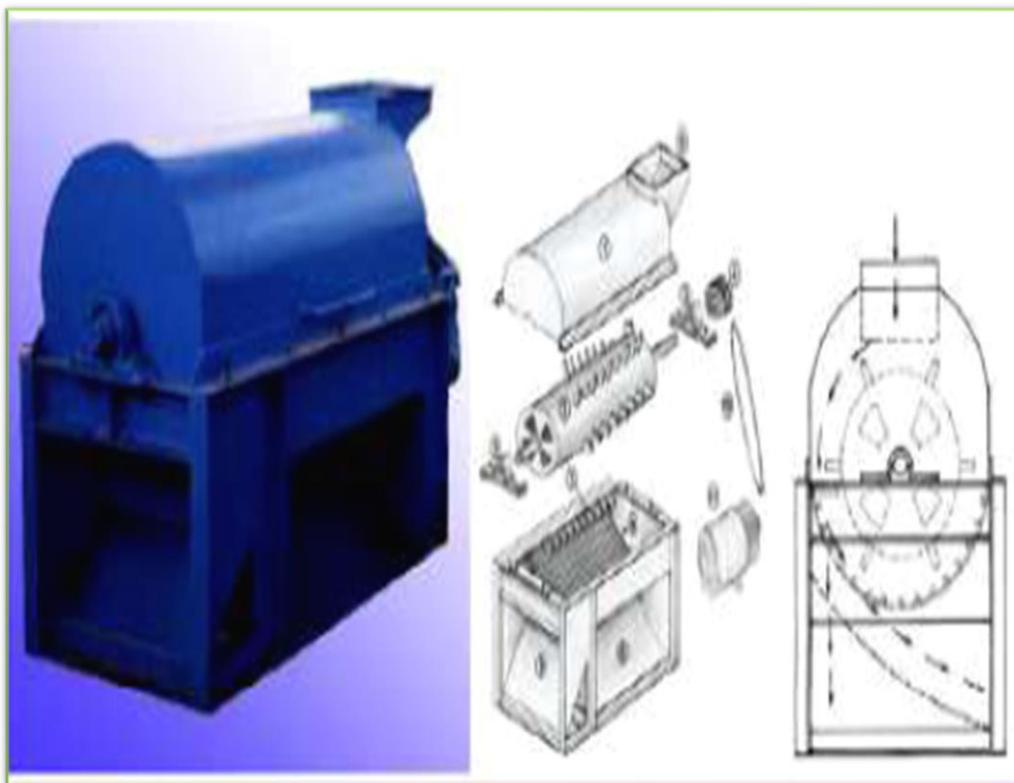


Figura 2- 5. Máquina desfibradora. Fuente: (Quintanilla M.E, 2010).

2.6 MÁQUINA SEPARADORA

La fibra obtenida en la máquina anterior se hace pasar por una máquina separadora, consiste en un contenedor de 4 hojas planas de acero con extremos dentados, las cuales son movidas mediante un eje y soportado por una base de block con cojinetes que soportan los extremos. La fibra es introducida en la parte superior, por efecto de la fuerza centrífuga esta es expulsada por la parte superior como se observa en la figura. Según sea el tamaño de la partícula, la fibra se expulsa y el polvo queda a corta distancia.

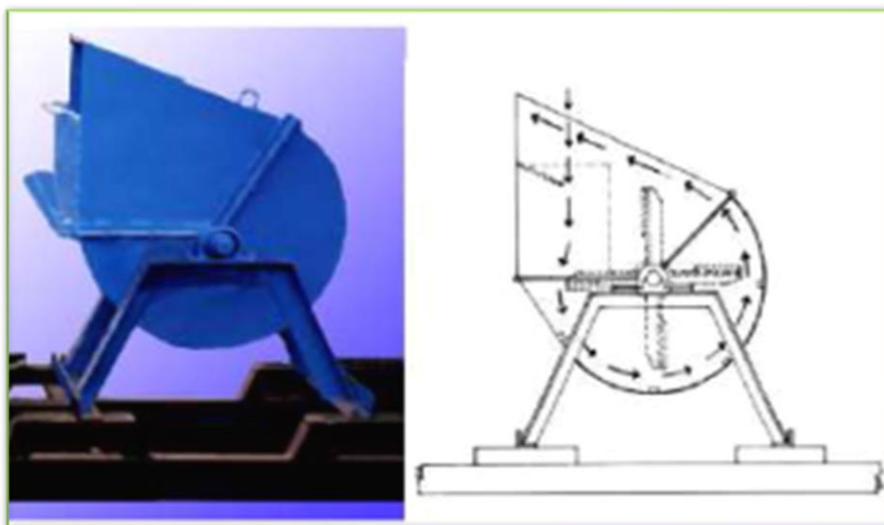


Figura 2- 6. Máquina Separadora de Fibra. Fuente: (Quintanilla M.E, 2010).

2.7 MÁQUINA TRITURADORA DE CÁSCARA

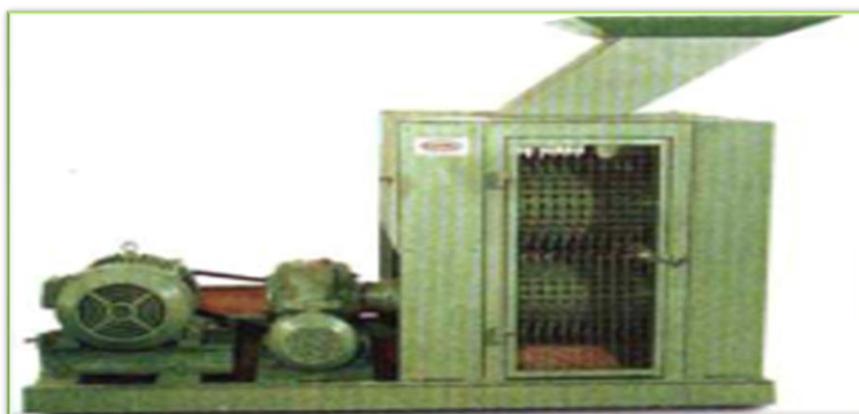


Figura 2- 7. Máquina Trituradora de Cáscara. Fuente: (Quintanilla M.E, 2010).

Esta máquina realiza el trabajo machacando y perforando la cáscara para empaparla más fácil. Debido a este proceso la dureza de la cáscara es reducida siendo más fácil su posterior transformación. La fibra no es dañada durante este proceso. Este tipo de máquina permite obtener fibras largas y cortas por separado; e incluso, una mezcla de las dos.

2.8 MÁQUINA CRIBADORA

Se hace pasar la fibra por el cribador giratorio, este se encarga de separar la fibra y trozos de concha que se encuentren mezclados con la fibra.



Figura 2- 8. Máquina Cribadora de Fibra de Coco.

2.9 MÁQUINA PRENSADORA DE FIBRA

Este tipo de máquina tiene como objetivo compactar la fibra de estopa de coco, haciéndola más fácil de transportar. Somete a presión la fibra creando capas, con ella es posible obtener bloques de fibra compactada.



Figura 2- 9. Máquina Prensadora de Fibra. Fuente: (Quintanilla M.E, 2010).

2.10 SELECCIÓN DE PROTOTIPO

Analizando las distintas máquinas existentes y teniendo una idea de cómo se realizará el diseño, se decide en tomar como ejemplo el tipo de máquina de figura 2-4. Dado que, se tiene pensado realizar la máquina con dos rodillos para realizar el proceso de trituración, y la selección se asemeja a la idea de la propuesta de diseño. Sin embargo, no será la misma, puesto que, se diseñará con pasadores que harán un efecto de martillo.

3 PROPUESTA DE DISEÑO DE MÁQUINA PARA LA EXTRACCIÓN DE LA FIBRA

En este capítulo se detallará el proceso de diseño y selección de materiales para cada uno de los elementos que conformaran la máquina.

3.1 DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA

La máquina a diseñar, tiene como objetivo la trituración de los restos de estopa de coco para la obtención de la fibra. La máquina debe realizar el proceso con estopas desechadas (cortadas a la mitad y sin pulpa), las cuales deben haber sido sometidas a un proceso de secado (ver pasos 1 y 2 de tabla 1-2), trabajará con varias estopas de coco, pero serán introducidas por medio de un canal ubicado en la parte superior de la estructura una por una.

Para lograrlo se utilizarán dos rodillos los cuales contienen pasadores a su alrededor. Del proceso se diseñó se determina cuantos pasadores tendrá cada rodillo, un conjunto de dos engranes hacen que los rodillos giren en sentido contrario. Los rodillos están separados cierta distancia con el objeto de permitir el paso de la estopa de coco y que esta siga su trayectoria después de haber sido impactada por los pasadores, y obtener la fibra.

La máquina trabajará con un motor eléctrico. Este se encargará de proporcionar la potencia requerida al eje para que los rodillos realicen el proceso de trituración. La transmisión se realizará por medio de reductor de velocidad y de bandas. Ver representación esquemática de los componentes de la máquina en figura 3-1.

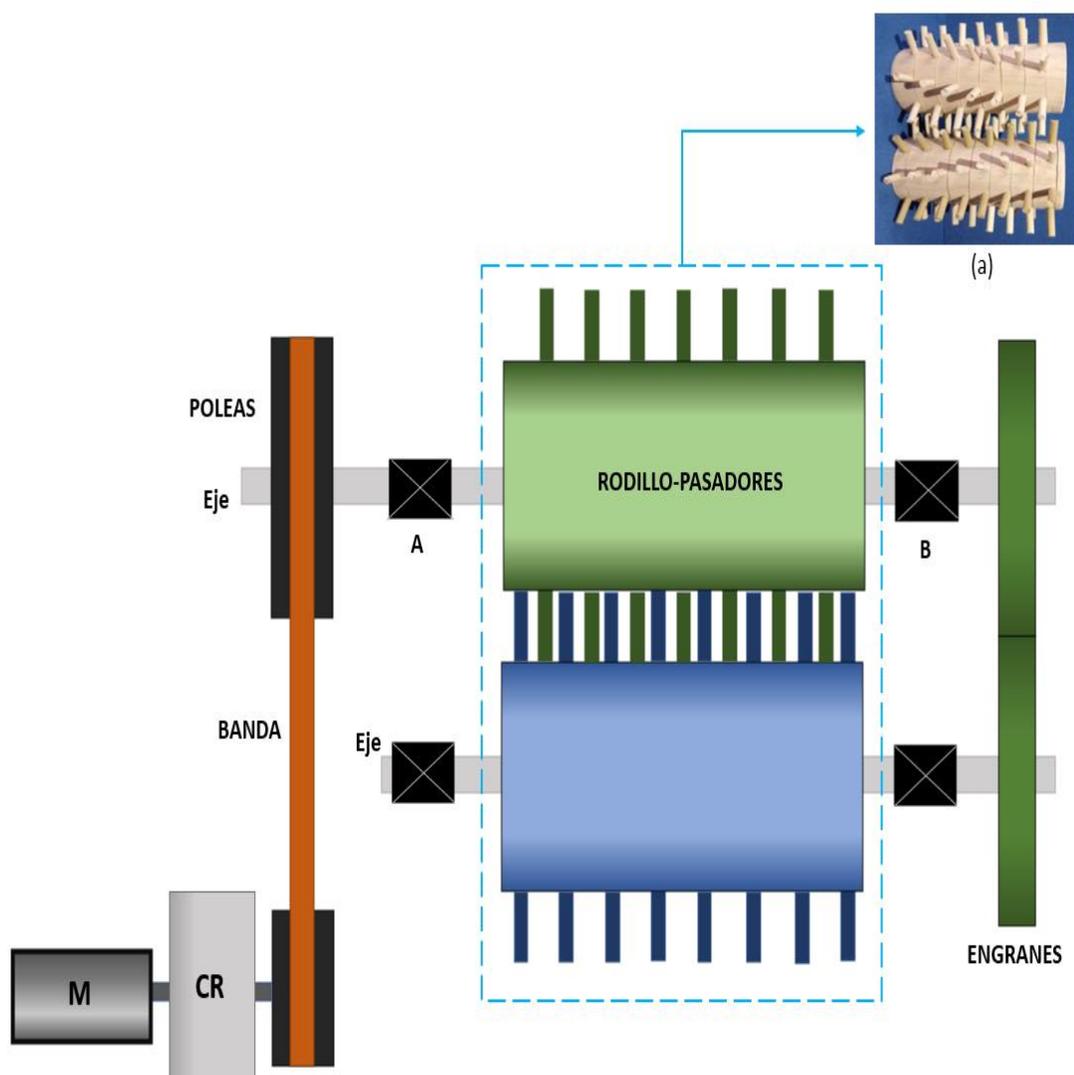


Figura 3- 1. Esquema representativo de los elementos que conforman la máquina. Se observa el mecanismo de arranque por medio de un motor eléctrico *M*, la caja reductora, la transmisión por medio de bandas, los rodillos encargados de la trituración, la transmisión por engranes, *A* y *B* representan los cojinetes de los ejes. En la parte superior derecha figura (a), se muestra un prototipo de madera con los pasadores alrededor de los rodillos. Fuente: Elaboración propia.

3.2 DESCRIPCIÓN DE ELEMENTOS

Los elementos con los que cuenta la máquina se observan en el esquema anterior. Los principales elementos se describen a continuación:

- **Rodillo desfibrador:** Es el elemento principal. El rodillo desfibrador, es un cilindro sólido que tendrá un diámetro exterior de 120 mm, se fabricará de acero y estará conformado por pines o pasadores que serán los encargados de impactar la estopa de coco. En total serán dos rodillos que girarán en sentido contrario, e irán montados sobre cojinetes en sus extremos. Es decir, cumplirán la función de ejes.
- **Pines o Pasadores:** los pasadores se diseñarán de tal forma que puedan ser roscados en el rodillo y de esta forma facilitar su extracción al momento de brindarles mantenimiento o se tenga la necesidad de hacer un cambio de alguno de ellos. Serán ubicados alrededor del rodillo de forma tal que impacten la estopa de coco. Considerando las dimensiones de la estopa de coco seca y la posición en la que es cortada a la mitad, el largo es de 160 mm el ancho de 90 mm y altura de 60 mm, el pasador tendrá una longitud lisa para el corte de la fibra de 40 mm, una longitud roscada para sujetarla al rodillo de 20 mm y un diámetro de 14 mm para dar espacio al cruce del pasador del otro rodillo, considerando la longitud total del rodillo de 300 mm. Estos pasadores serán los elementos de trituración de la fibra.
- **Bandas de Transmisión:** son elementos de máquina que transmiten potencia, se utilizaran bandas en V en la cual su sección transversal es un trapecio. Tienen la ventaja de poder usarse varias bandas en V en paralelo para lograr la potencia requerida. La longitud de la banda estará determinada a partir de la distancia entre centros y las dimensiones que posean las poleas. La polea

conducida que contiene la banda o conjunto de bandas ira ubicada sobre uno de los rodillos.

- **Engranés:** son elementos cilíndricos dentados que transmiten potencia, se utilizara dos engranes rectos y serán de igual diámetro, contienen el mismo número de diente y giran a la misma velocidad, pero en sentido contrario. Cada engrane se ubicará en un extremo de los rodillos y les proporcionaran el giro correspondiente para impactar la estopa de coco.
- **Caja reductora.** Es el elemento responsable de reducir la velocidad del motor a una velocidad de operación de los rodillos. La caja reductora está disponible en el mercado de forma individual o de forma integrada con el motor eléctrico. Al eje de salida estará acoplada la transmisión por banda.
- **El motor:** El motor eléctrico es un componente de máquina que proporciona energía motriz principal para operar una máquina, en su eje ira conectada la caja reductora, la cual le proporcionará la potencia a la máquina.
- **Eje:** Este elemento de sección circular que gira, tiene como función transmitir movimiento y potencia. Debe contener elementos tales como bandas y engranes para cumplir su función. El eje, también debe de soportar el peso de los elementos que se coloquen sobre él para llevar a cabo el trabajo de trituración.
- **Cojinetes:** Los materiales más usados para la fabricación de los cojinetes son los aceros con alto contenido de carbono de entre 0.95% a 1.10%, con aleaciones de 1.3% a 1.6% de cromo, 0.25% a 0.45% de magnesio, 0.20% a 0.35% de silicio y otros elementos

de aleación en cantidades mínimas. Soporta cargas en tanto que permita el movimiento relativo entre dos piezas. La trayectoria de la carga es a partir del eje hacia la pista interior del cojinete, luego hacia las bolas y la pista exterior y, por último, hacia la carcasa. Se utilizará cojinetes de bola para soportar carga radial.

- **Rejilla:** Es una malla metálica cribadora en la cual se puede obtener fibra de menor tamaño, esta fibra pasará por la malla y se acumulará en una bandeja metálica la cual podrá ser retirada manualmente.
- **Estructura:** es un armazón de lámina con el espesor adecuado el cual tiene la función de soportar el peso de todos los componentes que conforman la máquina. De igual manera, la parte superior del rodillo se va a proteger también con una carcasa de aluminio, esto debido a que la estopa de coco estará saltando, será empujada y estará chocando con la carcasa, y de esta manera proporcionar mayor seguridad al operario.

3.3 VARIABLE DE DISEÑO

La velocidad de operación, la fuerza de corte y los volúmenes de operación son las variables más importantes que definen las dimensiones de la máquina y los componentes. Según las investigaciones realizadas en otros modelos de máquinas, la velocidad de operación de los rodillos oscila entre 60 y 90 rpm (RNF, 2021). Dentro de ese rango se tomará la velocidad de 90 rpm. De igual forma, la fuerza de corte de la fibra se utilizará la que resulto del ensayo de impacto. El valor promedio es de 73.2 lb (326 N). En cuanto a los volúmenes de producción, en un instante determinado, varias estopas de coco cubrirán todo lo largo del

rodillo, haciendo contacto todos los pasadores con la estopa y transmitiendo la fuerza de corte de cada pasador para el desprendimiento de la fibra.

NOTA: Es importante mencionar que en algunos procesos se utilizaran medidas en pies, pulgadas etc. Debido, a que hay tablas y figuras que no están especificadas en sistema internacionales de unidades.

3.4 DISEÑO DE COMPONENTES

3.4.1 PASADORES

El rodillo gira a una velocidad de 90 rpm, lo que indica que en 1 minuto se aplica 90 veces la fuerza del pasador. Por lo tanto, se aplica análisis de carga variable con esfuerzos fluctuantes. Se toma en consideración los siguientes datos para los cálculos: $d=14$ mm, $L_d=40$ mm, $L_t=20$ mm y $F_e=326$ N.

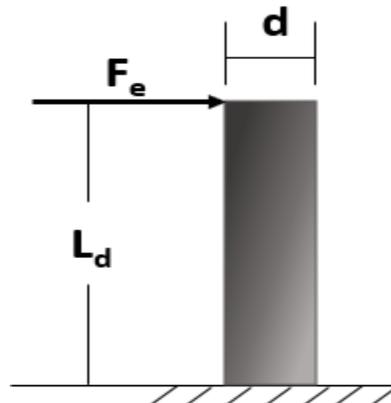


Figura 3- 2. Dimensiones del pasador. Donde: d representa el diámetro del pasador; L_d longitud lisa del pasador; L_t longitud roscada y F_e es la fuerza aplicada sobre el pasador. Fuente: Elaboración propia.

Analizando empotramiento:

- Esfuerzo de Flexión Máximo

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32F_e L_d}{\pi d^3} = \frac{32(326)0.04}{\pi(0.014)^3} = 48.4 \text{ MPa}$$

- Esfuerzos Alternos y Medios (σ_a y σ_m respectivamente)

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2} = \frac{48.4 \text{ MPa}}{2} = 24.2 \text{ MPa}$$

- Límite de Resistencia a la Fatiga

$$S_n = \frac{K_a K_b K_c K_d K_e S'_n}{K_f}$$

Determinando factores de corrección:

- a. Factor de Superficie. Quedará en función del esfuerzo último del material puesto que es la información que se está calculando. Para rectificado se tiene los valores de A y b siguientes: A=1.58 y b=-0.085.

$$K_a = AS_u^b$$

$$K_a = 1.58S_u^{-0.085}$$

- b. Factor de Tamaño. La siguiente ecuación de factor de tamaño es aplicada para el rango de $2.79 \leq d \leq 51$ mm

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = \left(\frac{14}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.94$$

- c. Factor de Carga. Carga a la flexión.

$$K_c = 1.0$$

- d. Factor de Temperatura. Temperatura ambiente

$$K_d = 1.0$$

- e. Factor de Efectos Diversos. Condiciones ambientales normales.

$$K_e = 1.0$$

- f. Factor de Concentradores de Esfuerzos. No hay concentradores

$$K_f = 1.0$$

- g. Límite de resistencia a la fatiga de probeta.

$$S'_n = 0.5S_u$$

Sustituyendo los valores de los factores en ecuación resistencia a la fatiga:

$$S_n = \frac{1.58S_u^{(-0.085)}(0.94)(1)(1)(1)0.5S_u}{(1)}$$

$$S_n = 0.7426S_u^{0.915}$$

- Aplicación de Goodman

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1$$

Sustituyendo el valor de S_n en la ecuación anterior y resolviendo para S_u se tiene:

$$\frac{24.2}{0.7426S_u^{0.915}} + \frac{24.2}{S_u} = 1$$

$$S_u = 71.03 \text{ MPa}$$

- Selección del material.

Realizado el análisis de carga a la fatiga se obtiene un esfuerzo último de 71.03 MPa. De acuerdo a tabla A1 de anexos (Budynas R.G, 2018) se puede seleccionar un material SAE y/o AISI 1006 HR con $S_u=300$ MPa. Puede observarse que el material seleccionado es el menor valor presente en la tabla. Sin embargo, teniendo en consideración la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AISI_1020/ABASTEINSA, s.f). Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrado en la figura A7 de anexos.

3.4.2 CÁLCULO DE MATERIAL EN LA ROSCA DEL PASADOR

Al trasladar la carga a la zona roscada, se generan esfuerzos cortantes y esfuerzos de flexión, así:

- Esfuerzo de flexión máximo.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32F_e L_d}{\pi d^3} = \frac{32(326)0.04}{\pi(0.014)^3} = 48.4 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{max} = \frac{V}{A} = \frac{4 F_e}{\pi d^2} = \frac{4(326)}{\pi(0.014)^2} = 2.11 \text{ MPa}$$

- Esfuerzos alternos y medios.

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{48.4}{2} = 24.2 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{2.11}{2} = 1.05 \text{ MPa}$$

- Esfuerzos equivalentes alternos y medios. Utilizando la ecuación de la teoría de Von Misses:

$$\sigma_{ea} = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} = (24.2^2 + 3(1.05)^2)^{\frac{1}{2}} = 24.26 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{em} = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = (24.2^2 + 3(1.05)^2)^{\frac{1}{2}} = 24.26 \text{ MPa}$$

- Límite de resistencia a la fatiga. Como se mostró en el cálculo anterior, es necesario determinar los factores de corrección, el proceso se muestra a continuación:

- a) Factor de Superficie. Para rectificado se tienen los valores de A y b siguientes: A=1.58 y b=-0.085

$$K_a = AS_u^b = 1.58S_u^{-0.085}$$

- b) Factor de Tamaño. La ecuación es aplicada para el rango de $2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$.

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = \left(\frac{14}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.94$$

- c) Factor de Carga. Carga de flexión

$$K_c = 1.0$$

d) Factor de Temperatura. Temperatura ambiente

$$K_d = 1.0$$

e) Factor de Efectos Diversos. Ambiente normal

$$K_e = 1.0$$

f) Factor de Concentradores de Esfuerzos. De tabla A2 de anexos para roscas cortadas se tiene:

$$K_f = 3.8$$

g) Límite de resistencia a la fatiga de probeta.

$$S'_n = 0.5 S_U$$

Sustituyendo en la ecuación.

$$S_n = \frac{1.58S_u^{(-0.085)}(0.94)(1)(1)(1)0.5S_u}{(3.8)}$$

$$S_n = 0.1954S_u^{0.915}$$

Aplicando Goodman

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = 1 = \frac{24.26}{0.1954S_u^{0.915}} + \frac{24.26}{S_u}$$

$$S_u = 220.6 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad de la zona roscada en función del material seleccionado es de 1.36. Es decir, el valor del esfuerzo está muy por debajo del requerido del material del pasador, que es de 300 MPa. No obstante, se selecciona un acero AISI 1020 (AIS1_1020/ABASTEINSA, s.f). Con las propiedades mecánicas de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrados en figura A7 de anexos. Para un diámetro de rosca de 14 mm, el paso será de 1.5 mm que corresponde a rosca fina. Estos valores se observan en tabla A3 de anexos.

3.4.3 SELECCIÓN DE BANDAS TRAPECIALES (EN V).

Se utilizará banda en V por la ventaja que presenta en la amortiguación de choques e impactos en la operación al momento de hacer contacto del pasador con la estopa y por la acción de cuña al acoplarse a la polea. Las tablas y figuras a utilizar serán del libro (Budynas R.G, 2018).

A la entrada de la transmisión por banda será a través del eje de salida del reductor de velocidad, el cual tendrá una velocidad de rotación de 200 rpm. Por tanto, las variables de velocidad serán:

$$n_1 = 200 \text{ rpm}, \quad n_2 = 90 \text{ rpm}$$

Se estima que, en un instante determinado, cinco pasadores harán contacto con la estopa transmitiendo cada uno de ellos la fuerza de 326 N, generando una fuerza total de 1630 N. Esto, debido a que la separación entre pasadores es de 37.5 mm (teniendo una longitud total abarcada por 5 pasadores de 187.5 mm) y el largo de la estopa de coco es de 160 mm.

Para el cálculo del torque de operaciones, se requiere de la longitud del pasador, así:

$$T = F_t L_d = 1630 (0.040) = 65.2 \text{ N} - m$$

Este mismo torque se desarrolla en el rodillo adjunto pues cumple la misma función. Por lo tanto, la potencia de operaciones en la banda se especifica así:

$$Pot = 2 T \omega = 2 (65.2)(2\pi) \frac{90}{60} = 2(614.59) = 1229 \text{ Watt} \cong 1.65 \text{ Hp}$$

A la entrada de la transmisión y considerando una eficiencia en bandas de 95%, la potencia será:

$$Pot_b = \frac{Pot}{\eta} = \frac{1.65}{0.95} = 1.73 \text{ Hp}$$

Según la tabla A4, corresponde a una banda tipo A. Por tanto, el procedimiento de selección es el siguiente:

- **Paso 1:** Potencia de diseño.

$$Pot_d = K_s Pot_n$$

Para el factor de servicio K_s , se clasifica a la máquina como molino de martillo con un tiempo de operación de entre 6 y 15 horas. El valor de K_s será de 1.3 (ver tabla A5). Por tanto, la potencia de diseño será:

$$Pot_d = 1.3 (1.73) = 2.25 \text{ Hp}$$

- **Paso 2:** Potencia corregida. Se determina con la siguiente ecuación:

$$Pot_c = K_1 K_2 Pot_{banda}$$

K_1 es el factor de corrección por ángulo de contacto. Si la banda a utilizar es del tipo A, según tabla A6, se puede utilizar un diámetro de polea de 4.2 pulg (106.68 mm). Por tanto, haciendo uso de la relación de velocidades:

$$d_1 n_1 = d_2 n_2$$

$$d_2 = \frac{n_1}{n_2} d_1 = \frac{200}{90} 4.2 = 9.33 \text{ pulg.}$$

Se utilizará una polea en los rodillos de 9.3 pulg (236 mm) de diámetro.

Para la distancia entre centros C , se recomienda que no sea mayor que tres veces la suma de los diámetros de las poleas, y no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor. Para tal caso se utilizará una distancia entre centros de 22 pulg. Entonces:

$$\theta_1 = \pi - 2 \frac{R_2 - R_1}{C}$$

$$\theta_1 = \pi - 2 \frac{4.65 - 2.1}{22} = 2.9 \cong 166.7^\circ$$

Utilizando la tabla A7

$$K_1 = 0.97$$

K_2 es el factor de corrección por longitud de banda. Utilizando la ecuación:

$$L = 2(C^2 - (R_2 - R_1)^2)^{\frac{1}{2}} + \pi(R_2 + R_1) + \frac{2}{C}(R_2 - R_1)^2$$

$$L = 2(22^2 - (4.65 - 2.1)^2)^{\frac{1}{2}} + \pi(4.65 + 2.1) + \frac{2}{22}(4.65 - 2.1)^2$$

$$L = 65.5 \text{ pulgadas}$$

Según tabla A8, la longitud bajo norma será L=66 pulg (1676.4 mm). Por tanto, la banda a seleccionar será A66.

Utilizando la tabla A9, el factor de corrección será:

$$K_2 = 1.0$$

Pot_{banda} es la potencia que una banda puede transmitir. El procedimiento señala que debe calcularse la velocidad tangencial de la banda.

$$V_t = \frac{\pi d n}{12} = \frac{\pi(4.2)200}{12} = 219.9 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

Utilizando la tabla A6, y la columna de 1000 pies/min, se obtiene la potencia por banda:

$$Pot_{banda} = 1.03 \text{ Hp}$$

Por tanto, se determina la potencia corregida:

$$Pot_c = 0.97(1.0)1.03 = 0.99 \text{ Hp}$$

- **Paso 3:** Número de bandas. Es la relación de la potencia de diseño y la potencia corregida.

$$N = \frac{Pot_d}{Pot_c} = \frac{2.25}{0.99} = 2.27 \cong 3 \text{ bandas}$$

La selección será tres (3) banda A66 con poleas de 106.68 mm de diámetro (4.2 pulgadas) la pequeña instalada a la salida del reductor y de 236 mm (9.3 pulg) de diámetro la patea grande instalada en el rodillo.

3.4.4 DISEÑO DE ENGRANES RECTOS

Variabes de diseño para engranes: Teniendo establecido el diámetro de los rodillos de 120 mm y la longitud del pasador de 40 mm, la separación entre rodillos para la trituración de la estopa será de 50 mm, esto hace que la distancia

entre ejes para los engranes sea de 170 mm y los radios de los engranes de 85 mm. El detalle se muestra en la figura 3-3.

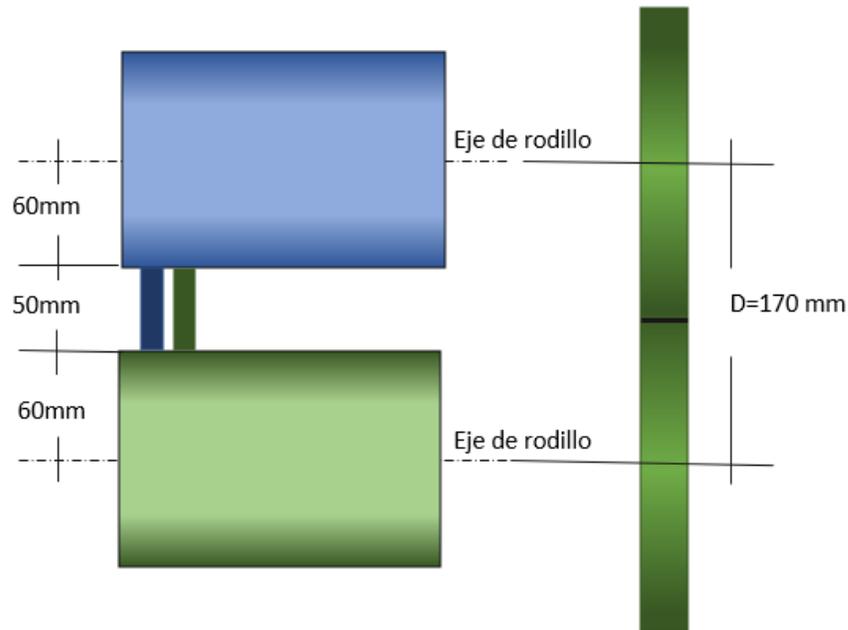


Figura 3-3. Esquema representativo donde se incluye ambos rodillos con una separación de 50mm, utilizada para determinar el diámetro de los engranes. Fuente: Elaboración propia.

La potencia que el engrane 1 transmite al engrane 2 es de 614.59 watt. A continuación, se detalla el procedimiento de diseño de los engranes.

- Las características de los engranes serán:

- Paso diametral 8. Valor asumido en base a tamaños estándares.
- Velocidad de operación 90 rpm
- Ángulo de aplicación de la carga $\theta=20^\circ$
- Ancho de los engranes

$$\frac{9}{P} \leq B \leq \frac{14}{P}$$

$$\frac{9}{8} \leq B \leq \frac{14}{8}$$

$$1.125 \leq B \leq 1.75 \text{ pulg}$$

$$28.57 \leq B \leq 44.45 \text{ mm}$$

Se establece el ancho B de 30 mm

- Número de dientes

$$N = P D = \frac{8(170)}{25.4} = 54 \text{ dientes}$$

- Interferencia. Se verifica que las dimensiones de los engranes se acoplen correctamente. Para eso, el radio de adendo real no debe ser mayor que el radio de adendo ideal.

- Radio de adendo ideal:

$$R_{ai} = [(R_1 \cos \theta)^2 + (C \sin \theta)^2]^{1/2}$$

$$R_{ai} = [(85 \cos 20)^2 + (170 \sin 20)^2]^{1/2} = 98.8 \text{ mm}$$

- Radio de adendo real:

$$R_{ar} = R_1 + \frac{1}{P} = 85 + \frac{25.4}{8} = 88.2 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se concluye que no se tiene interferencia entre los engranes.

- Selección de materiales (Budynas R.G, 2018)

En el procedimiento se utilizará la ecuación de AGMA para análisis de desgaste superficial. Es mucho más seguro que el análisis de fatiga por flexión.

$$\sigma = \frac{Z_N C_H S_{ac}}{K_T K_R S_f} = C_p \sqrt{\frac{F_T K_0 K_s K_v K_m C_f}{dBI}}$$

La ecuación de AGMA involucra muchos factores de corrección que será necesario el uso de muchas tablas y gráficos. A continuación, calculamos cada uno de ellos:

- Z_N Factor de duración a la fatiga por flexión. La figura A1 establece que, para vida infinita, el valor es 1.0.

- C_H Factor de relación de dureza. La figura A2, explica la relación de materiales de los engranes conectados. En este caso, ambos engranes son iguales por lo que el valor del factor es 1.0.
- K_T Factor de temperatura. Considera que, a temperaturas altas, las características del material se alteran, disminuyendo así su capacidad de resistencia. En este caso, los engranes trabajarán a temperatura ambiente, por lo que el valor del factor es 1.0.
- K_R Factor de confiabilidad. Considera el riesgo de un defecto en el engrane producto de la fabricación, especialmente cuando la producción es alta. Considerando la tabla A10, el valor del factor será de 1.0.
- S_f Factor de seguridad en la operación. No se tiene información detallada que establezca valores específicos. La asignación del valor del factor quedará sujeto al criterio del diseñador. Por tanto, el valor utilizado será de 1.25 por las consideraciones de impacto en la operación.
- K_O Factor de sobrecarga. La tabla A11, establece los criterios y la clasificación que se asigna a la máquina es de máquina con impactos suaves y accionada por motor eléctrico. El valor del factor es de 1.5.
- K_S Factor de tamaño. Entre mayor sea el tamaño del engrane, mayores irregularidades se presentan en la superficie. La tabla A12 indica que, para pasos diametrales mayores que 5, el valor del factor es de 1.0.
- K_v Factor dinámico. La velocidad tangencial es determinante en el valor del factor. La tabla A13 y la figura A3 se usa para ello.

$$V_t = \pi d n = \pi (0.170) \frac{90}{60} = 0.8 \text{ m/s}$$

La tabla A13 especifica una calidad $Q_v = 7$ y la figura A3 asigna un valor al factor de 1.2 aproximadamente.

- K_m Factor de distribución de carga. Considera la falta de precisión en el paralelismo de los ejes en la instalación. La tabla A14 proporciona los criterios. El ancho a utilizar es menor de 50 mm, por lo que el valor del factor es de 1.6
- C_f Factor de calidad de la superficie. Es un factor que define la precisión de la operación para demandar una superficie de calidad. Se asigna el valor de 1.0 para superficies rectificadas.
- D Diámetro del engrane. El valor es de 170 mm. El radio es de 85 mm
- B Ancho del engrane. El valor es de 30 mm.
- I factor geométrico a la picadura. La figura A4 establece que, para una relación de 1 y con dientes mayores o iguales a 50, el factor es 0.082 aproximadamente.
- C_P Coeficiente elástico. Para materiales Acero en ambos engranes, el valor a utilizar es de 191. Tabla A15.
- F_T Fuerza tangencial en la transmisión. Se deduce de la potencia de transmisión.

$$Pot = T\omega = (F_T L) \frac{2\pi n}{60} = 614.59 = F_T (0.085) \frac{2\pi}{60} 90$$

$$F_T = 767.1 \text{ N}$$

Sustituyendo los valores correspondientes a cada uno de los coeficientes en la ecuación de AGMA, se obtiene el siguiente valor del esfuerzo:

$$\sigma = \frac{1(1)S_{ac}}{1(1)1.25} = 191 \sqrt{\frac{767.1(1.5)1(1.2)1.6(1.0)}{0.17(0.03)0.082}}$$

$$S_{ac} = 548.7 \text{ MPa}$$

Con el valor de esfuerzo obtenido y tabla A16 de (Norton R.L, 2011) se selecciona el material Acero templado completo y revenido con dureza 180 BHN para ambos engranes.

3.4.5 DISEÑO DE RODILLOS

La longitud total estimada del eje que funcionará como rodillo 1, será de 478 mm. 300 mm para la operación y 178 mm para la instalación de bandas, engranes y cojinetes, para el caso de rodillo 1. En cambio, para el rodillo 2 se tiene una longitud de 413 mm, 300 mm para la operación y 113 mm para la instalación de los elementos presentes en el. El cambio de sección será pequeño para no generar una concentración alta de esfuerzos.

3.4.5.1 CÁLCULO DE FUERZAS EN RODILLO 1.

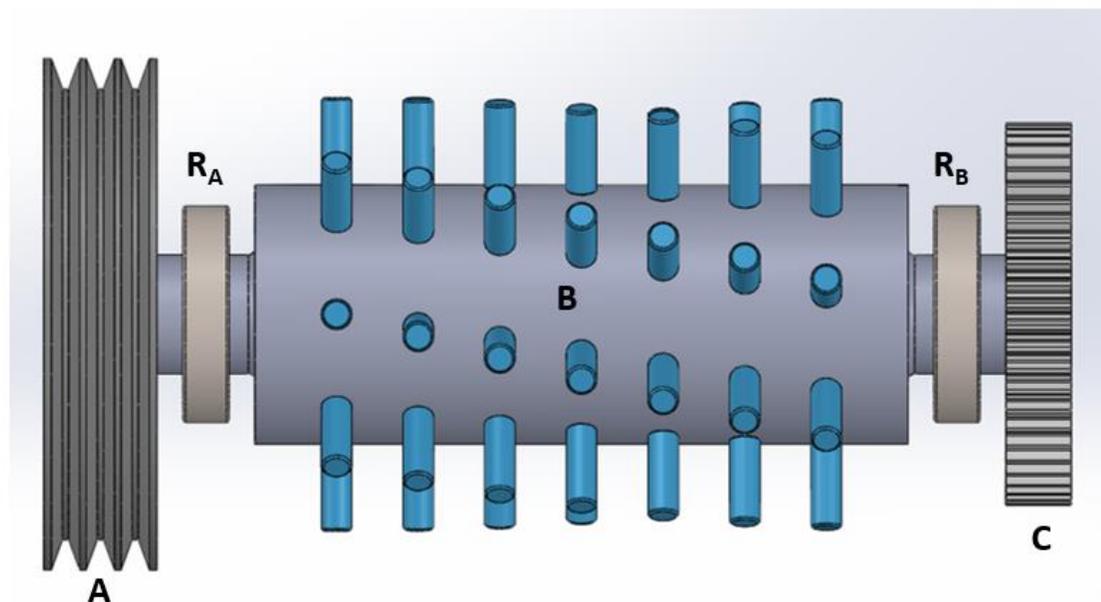


Figura 3- 4. Esquema de eje 1 con sus elementos. Donde A: representa la polea, B: rodillo 1, C: engrane, R_A y R_B : cojinetes. Fuente: Elaboración propia.

En la figura 3-5, se ilustra la geometría del eje 1. Las cinco fuerzas F que aparecen, son las que desprenden la fibra de la estopa. Se tiene que establecer las fuerzas de transmisión de las bandas y del engrane.

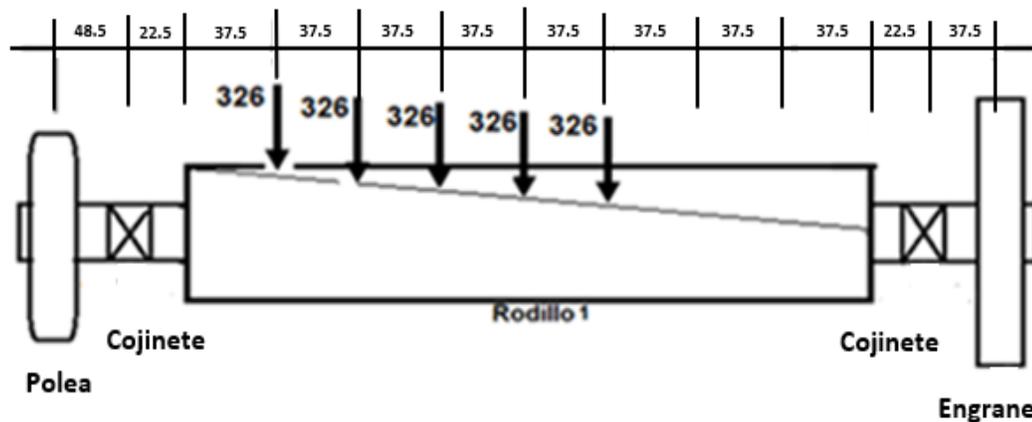


Figura 3- 5. Geometría del eje del rodillo 1. Se muestra la distribución de las cinco fuerzas de los pasadores que realizan el desprendimiento de la fibra sobre el rodillo 1.

Fuerzas en las bandas. Para deducir las fuerzas de transmisión en las bandas, se asume que la banda es hecha de cuero con coeficiente de fricción de 0.4, peso específico de 0.035 lb/pulg^3 , ángulo de canal β de 40° y se utilizarán las siguientes ecuaciones. Las siguientes ecuaciones son tomadas de (Budynas R.G, 2018).

$$\frac{F_1 - K}{F_2 - K} = e^{\frac{\mu\theta}{\sin\frac{\beta}{2}}}$$

$$Pot = \frac{(F_1 - F_2)V}{33000}$$

$$K = \frac{\gamma A V_t^2}{g}$$

- Área transversal.

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{11}{32} \right) 3 = 0.5156 \text{ pulg}^2 = 3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{Para 3 bandas } A = 3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

- Fuerza de inercia para 3 bandas utilizando la ecuación

$$K = \frac{0.035(0.5156)}{386.4} \left(\frac{\pi(4.2)200}{60} \right)^2 = 0.09 \text{ lb } (0.4 \text{ N})$$

- Ángulo de contacto

$$\theta = 2.9 \text{ rad}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$\frac{F_1 - 0.09}{F_2 - 0.09} = e^{\frac{0.4(2.9)}{\text{Sen } 20}} = 29.71$$

$$F_1 = 0.09 + 29.71F_2 - 29.71(0.09) = 29.71F_2 - 2.5839$$

Considerando la potencia a la entrada de la banda y sustituyendo en la ecuación.

$$1.73 = \frac{(29.71F_2 - 2.5839 - F_2) \left(\frac{4.2\pi 200}{12} \right)}{33000} = \frac{(28.71F_2 - 2.5839) 219.91}{33000}$$

$$F_2 = 9.1 \text{ lb (40.5 N)}$$

$$F_1 = 29.71(9.1) - 2.5839$$

$$F_1 = 267.8 \text{ lb (1191.2 N)}$$

La fuerza total será:

$$F_T = F_1 + F_2 = 267.8 + 9.1 = 276.9 \text{ lb} = 1231.6 \text{ N}$$

Fuerzas en engranes. La fuerza tangencial que se transmite entre los engranes, procede de la potencia de los pasadores. El valor ya ha sido calculado:

$$F_T = 767.1 \text{ N}$$

Calculando la fuerza radial:

$$F_r = F_T \text{Tg } \theta = 767.1(\text{Tg} 20) = 279.2 \text{ N}$$

Entonces, en la siguiente figura 3-6 se representan todas las fuerzas involucradas en el rodillo. Para facilitar el análisis de las fuerzas, se utilizarán la proyección de estas en dos planos: XY y XZ, como se muestra a continuación.

- Plano XY

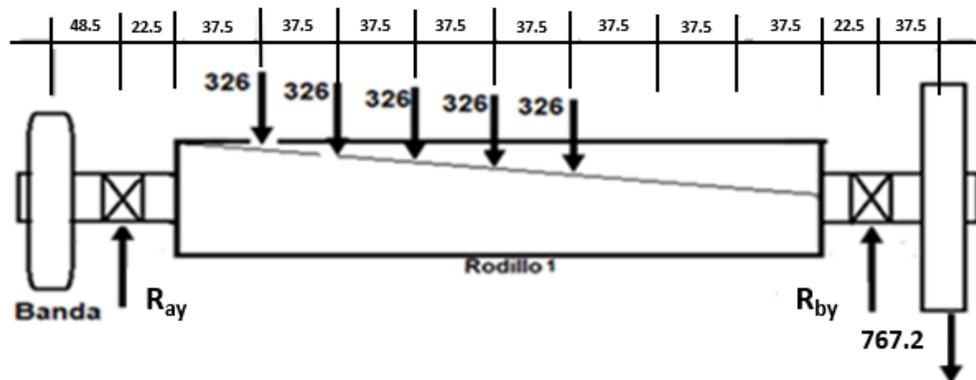


Figura 3- 6. Distribución de las componentes de los cojinetes "A" y "B" y las fuerzas en el rodillo 1. Representación en el plano xy.

Es de señalar que la fuerza en los pasadores y en el engrane genera una torsión en el eje cuya magnitud es constante en el tiempo. Ambos torques generan una potencia de operación. El siguiente análisis permitirá calcular las reacciones en los cojinetes A y B.

Sumatoria de momentos en el punto A:

$$\begin{aligned}\Sigma M_A = 0 &= 326(0.06) + 326(0.0975) + 326(0.135) + 326(0.1725) + 326(0.210) \\ &\quad - R_{by}(0.345) + 767.1(0.3825) \\ R_{by} &= 1488.3 \text{ N}\end{aligned}$$

Sumatoria de fuerzas:

$$\begin{aligned}\Sigma F = 0 &= R_{ay} - 326 - 326 - 326 - 326 - 326 + 1488.3 - 767.1 \\ R_{ay} &= 908.8 \text{ N}\end{aligned}$$



Figura 3-7. Reacciones de los cojinetes obtenidos en la componente "y" sobre el rodillo 1.

- Plano XZ

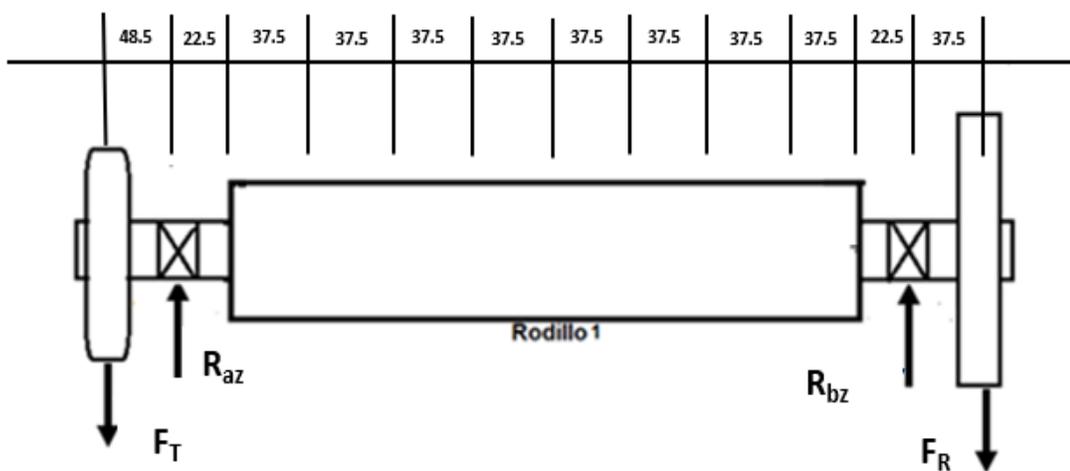


Figura 3-8. Distribución de las componentes de los cojinetes "A" y "B" y las fuerzas en el rodillo 1. Representación en el plano xz.

Para la figura 3-8, F_R es la fuerza radial que el engrane 2 transmite al engrane 1 y F_T es la fuerza total en bandas.

Colocando valores:

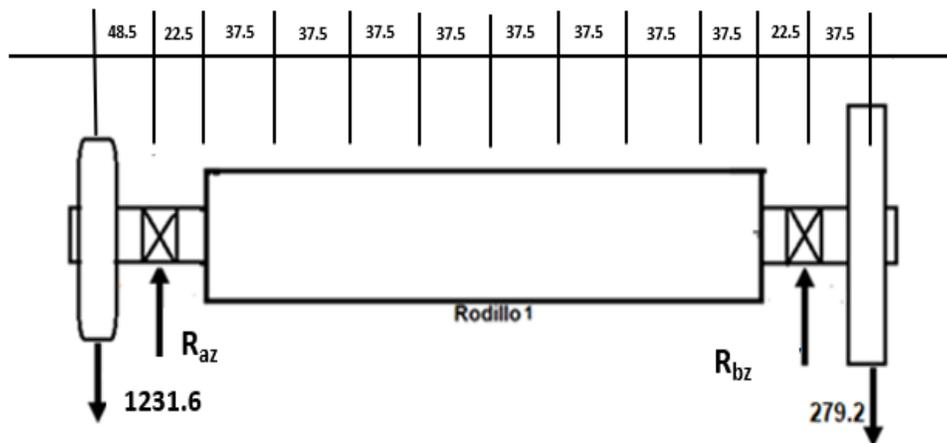


Figura 3- 9. Valores de las fuerzas sobre el rodillo 1, en el plano xz.

Sumatoria de momentos en el punto A:

$$\Sigma M_A = 0 = -1231.6(0.0485) - R_{bz}(0.345) + 279.2(0.3825)$$

$$R_{bz} = 136.4 \text{ N}$$

$$\Sigma F = 0 = -1231.6 - 279.2 + 136.4 + R_{az}$$

$$R_{az} = 1374.4 \text{ N}$$

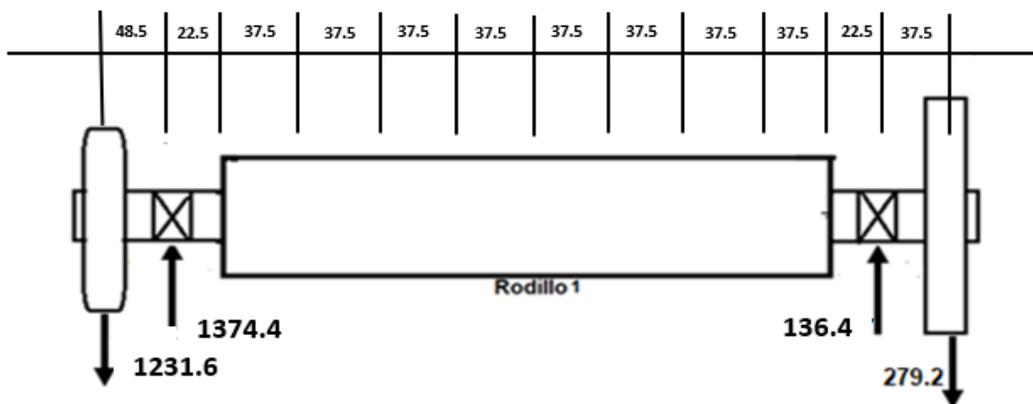


Figura 3- 10. Reacciones de los cojinetes obtenidos en la componente "z" sobre el rodillo 1.

Calculando valores resultantes en los cojinetes.

- Cojinete A

$$R_A = \sqrt{908.8^2 + 1374.4^2} = 1647.7 \text{ N } (370.4 \text{ lb})$$

- Cojinete B

$$R_B = \sqrt{1488.3^2 + 136.4^2} = 1494.5 \text{ N } (336 \text{ lb})$$

3.4.5.2 SELECCIÓN DE COJINETES RODILLO 1

Para seleccionar los cojinetes se basará en el proceso detallado en el libro (Mott R.L, 2006). Con los valores de las fuerzas en los cojinetes, se procede a seleccionar los cojinetes.

- **Cojinete A**

- Fuerza equivalente

$$F_e = V R_A = 1.0(370.4) = 370.4 \text{ lb } (1647.58 \text{ N})$$

V- Es factor de rotación. Si la pista interna gira, su valor es 1.0. Si la pista externa gira, su valor es 1.2.

- Carga dinámica.

$$C = F_e \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/K}$$

L_d : Es la vida útil de diseño. Se determina con la ecuación:

$$L_d = L_{10} n 60$$

L_{10} : Es la vida de cojinete en horas de trabajo. Su valor depende de la máquina donde se instale. En tabla A17 para maquinaria con uso de 8 horas diarias y trabajo plenamente, se selecciona 25,000 horas de trabajo.

K: Es el factor de vida del cojinete. Para cojinetes de bolas donde solo soportan carga radial, su valor es de 3.0. Para cojinetes cónicos donde soporta carga radial y axial, su valor es de 3.33. Se utilizará el valor de 3.0.

n: Es la velocidad de operación de los cojinetes. El valor es de 90 rpm.

Sustituyendo:

$$L_d = 25,000(90)60 = 135 \times 10^6 \text{ horas}$$

$$C_A = 370.4 \left(\frac{135 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1900.1 \text{ Lb (8451.6 N)}$$

Según la tabla A18 (a), puede seleccionarse el cojinete 6204 con diámetro interno de 20 mm y carga dinámica de 2210 lb (9830 N).

- **Cojinete B**

- Fuerza equivalente

$$F_e = V R_B = 1.0(336) = 336 \text{ lb (1494.5 N)}$$

- Carga dinámica.

$$C = F_e \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/K}$$

$$C_B = 336 \left(\frac{135 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1723.6 \text{ lb (7666 N)}$$

Con la carga dinámica obtenida de 1723.6 lb y Según la tabla A18 (a) de (Mott R.L ,2006), puede seleccionarse el cojinete 6204 con diámetro interno de 20 mm y carga dinámica de 2210 lb (9830 N). Sin embargo, La parte central del eje o rodillo tiene un diámetro de 120 mm y para no generar un cambio demasiado brusco de sección, se toma la decisión de utilizarán cojinetes 6211 con diámetro interno de 55 mm y carga dinámica de 7500 Lb (33360 N) en ambos cojinetes.

3.4.5.3 SELECCIÓN DE MATERIAL DE RODILLO 1

Conocido los diámetros del rodillo, se procede al análisis para seleccionar el material.

- Diagrama de fuerzas cortantes y momentos en el plano XY.

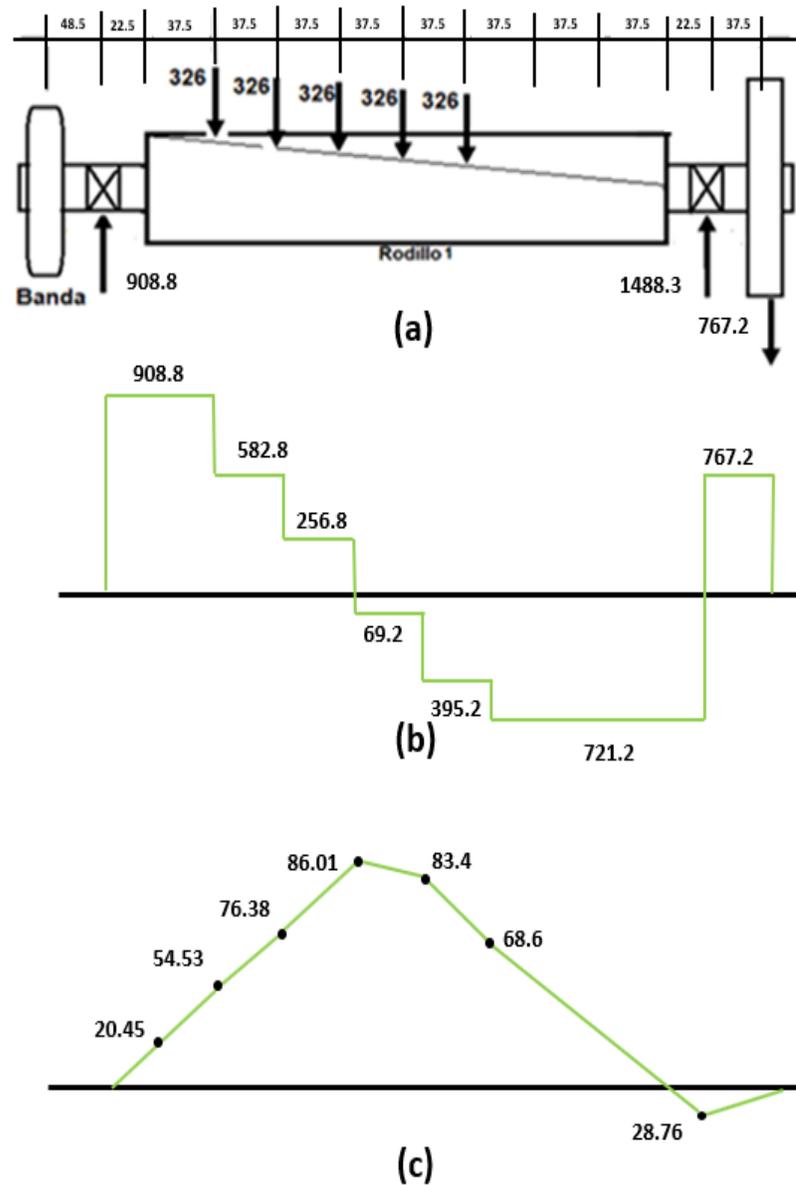


Figura 3- 11. Análisis de selección de material Rodillo 1 en plano XY. En (a), se muestra las fuerzas involucradas sobre el rodillo 1 en el plano xy. En (b), diagrama de fuerzas cortante en plano xy. En (c), diagrama de momentos en el plano xy. Fuente: Elaboración propia.

- Diagrama de fuerzas cortantes y momentos en el plano XZ.

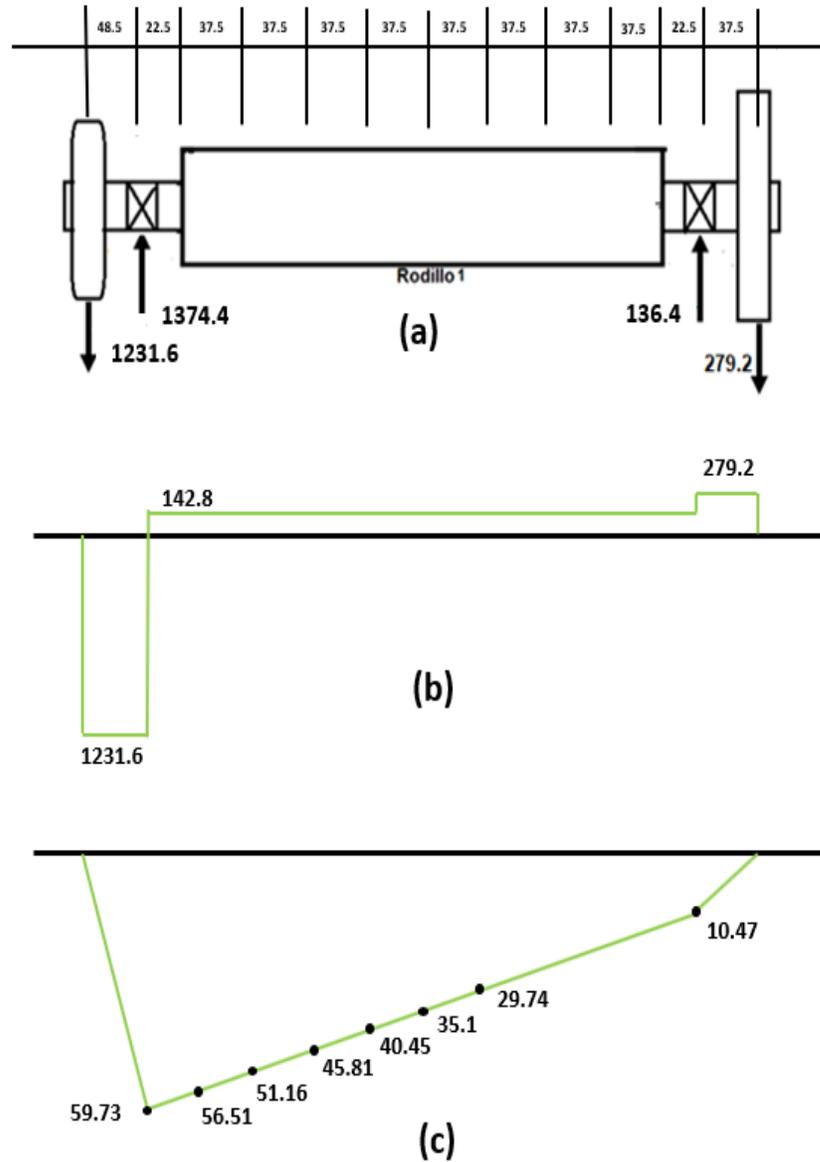


Figura 3- 12. Análisis de selección de material Rodillo 1 en plano XZ. En (a), se muestra las fuerzas involucradas sobre el rodillo 1 en el plano xz. En (b), diagrama de fuerzas cortante en plano xz. En (c), diagrama de momentos en el plano xz. Fuente: Elaboración propia.

Momentos resultantes. Los momentos anteriormente calculados son componentes en los planos respectivos. Se evaluarán los momentos de mayor magnitud. El cambio de sección adjunto al cojinete B se considera que no está en condición crítica por los valores de momento.

$$M_A = \sqrt{0^2 + 59.73^2} = 59.73 \text{ N} - m$$

$$M_{cs} = \sqrt{20.45^2 + 56.51^2} = 60.09 \text{ N} - m$$

$$M_1 = \sqrt{54.53^2 + 51.16^2} = 74.77 \text{ N} - m$$

$$M_2 = \sqrt{76.38^2 + 45.81^2} = 89.06 \text{ N} - m$$

$$M_3 = \sqrt{86.01^2 + 40.45^2} = 95.05 \text{ N} - m$$

$$M_4 = \sqrt{83.4^2 + 35.1^2} = 90.48 \text{ N} - m$$

$$M_5 = \sqrt{68.6^2 + 29.74^2} = 74.77 \text{ N} - m$$

Se evaluará el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga en el cambio de sección. Los datos son los siguientes:

$$D = 120 \text{ mm}, d = 55 \text{ mm}, R = 3 \text{ mm}, \frac{D}{d} = \frac{120}{55} = 2.18, \frac{R}{d} = \frac{3}{55} = 0.05$$

Utilizando la figura A5.

$$K_T = 2.14$$

En la figura A6 se determina el valor del factor de sensibilidad a la muesca. Sin embargo, no se conoce el material. Por lo tanto, se asume un valor de 0.9.

El factor de concentración a la fatiga será:

$$K_f = 1 + q(K_T - 1) = 1 + 0.9(2.14 - 1) = 2.02$$

- Esfuerzos alternantes en los puntos críticos.

$$\sigma_{cs} = \frac{32 M}{\pi d^3} K_f = \frac{32(60.09)}{\pi(0.055)^3} 2.02 = 7.43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{32(74.77)}{\pi(0.12)^3} = 0.44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{32(89.06)}{\pi(0.12)^3} = 0.52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \frac{32(95.05)}{\pi(0.12)^3} = 0.56 \text{ MPa}$$

$$\sigma_4 = \frac{32(90.48)}{\pi(0.12)^3} = 0.53 \text{ MPa}$$

$$\sigma_5 = \frac{32(74.77)}{\pi(0.12)^3} = 0.44 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de flexión en el cambio de sección es el equivalente alternante al utilizar la ecuación de la teoría de Von Misses.

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{7.43^2 + 3(0)} = 7.43 \text{ MPa}$$

El momento de torsión no cambia de magnitud en la operación y está distribuido a lo largo del rodillo. Sin embargo, se calculará el esfuerzo cortante en el cambio de sección, teniendo el valor de torque de 65.2 N.m (Pág.43 de doc.):

$$\tau_m = \frac{16 T}{\pi d^3} = \frac{16(65.2)}{\pi(0.055)^3} = 1.995 \text{ MPa}$$

El esfuerzo constante en el cambio de sección es el equivalente medio al utilizar la ecuación de la teoría de Von Misses.

$$\sigma_{em} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{0 + 3(1.995)^2} = 3.45 \text{ MPa}$$

- Límite de resistencia a la fatiga

$$S_n = K_a K_b K_c K_d K_e S'_n$$

- a. Factor de Superficie. Para rectificado se tienen los valores de A y b siguientes: A=1.58 y b=-0.085

$$K_a = A S_u^b = 1.58 S_u^{-0.085}$$

- b. Factor de Tamaño. La ecuación es aplicada para el rango de diámetros de $51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$.

$$K_b = 1.51 d^{-0.157} = 1.51(55)^{-0.157} = 0.8$$

- c. Factor de Carga. Carga de flexión

$$K_c = 1.0$$

- d. Factor de Temperatura. Temperatura ambiente

$$K_d = 1.0$$

e. Factor de Efectos Diversos. Ambiente normal

$$K_e = 1.0$$

f. Límite de resistencia a la fatiga de probeta.

$$S'_n = 0.5 S_u$$

Sustituyendo en la ecuación.

$$S_n = 1.58 S_u^{(-0.085)} (0.8)(1)(1)(1) 0.5 S_u$$

$$S_n = 0.632 S_u^{0.915}$$

Utilizando Goodman

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = 1 = \frac{7.43}{0.632 S_u^{0.915}} + \frac{3.45}{S_u}$$

$$S_u = 18.52 \text{ MPa}$$

Realizado el análisis de carga a la fatiga se obtiene un esfuerzo último de 18.52 MPa. De acuerdo a tabla A1 de anexos (Budynas R.G, 2018) se selecciona un material SAE y/o AISI 1006 HR con $S_U=300$ MPa. Pero, teniendo en consideración la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AISI_1020/ABASTEINSA, s.f). Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrado en la figura A7 de anexos.

3.4.5.4 CÁLCULO DE FUERZAS EN RODILLO 2

En la figura 3-13, se muestra la geometría del eje del rodillo 2, donde se puede visualizar los elementos que serán conectados sobre el eje.

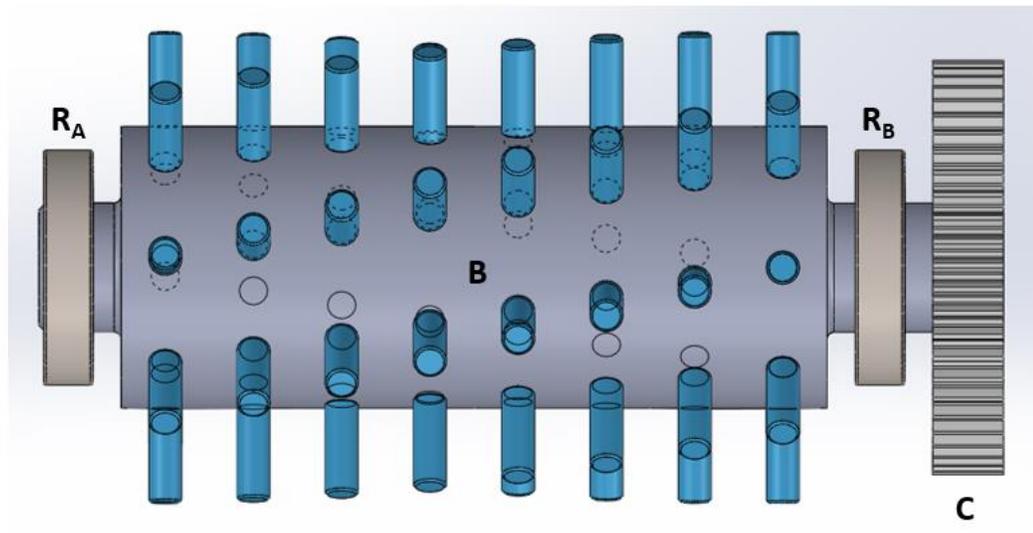


Figura 3- 13. Esquema de eje 2 con sus elementos. Donde, B: representa el rodillo 2, C: engrane, RA y RB: cojinetes. Fuente: Elaboración propia.

Para el rodillo 2, se considera que la condición crítica de la trituración de la estopa será en el sector derecho del rodillo, en donde 5 pasadores estarán aplicando la carga, tal como se muestra en las figuras 3-14 y en figura 3-15 se muestra la distribución de las fuerzas en el rodillo 2 en plano xy.

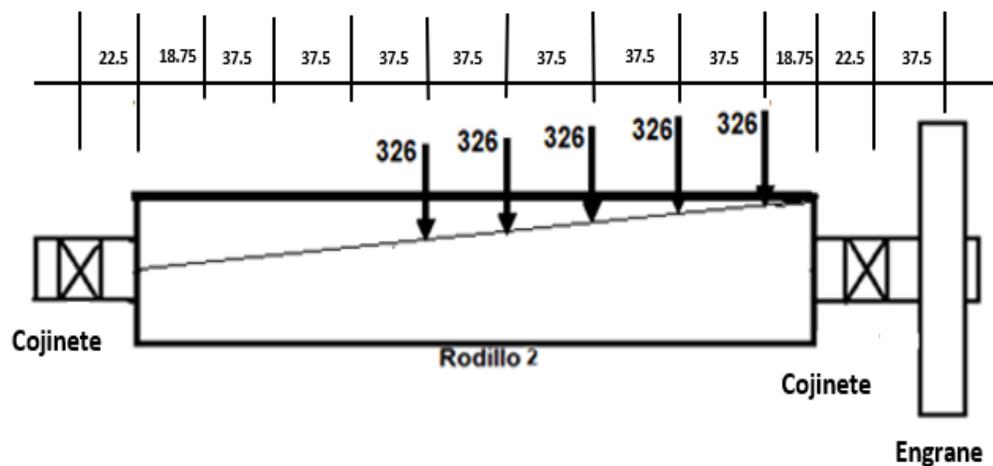


Figura 3- 14. Geometría del eje del rodillo 2. Los componentes que están conectados al rodillo 2 son engrane, cojinetes y pasadores.

- Plano XY

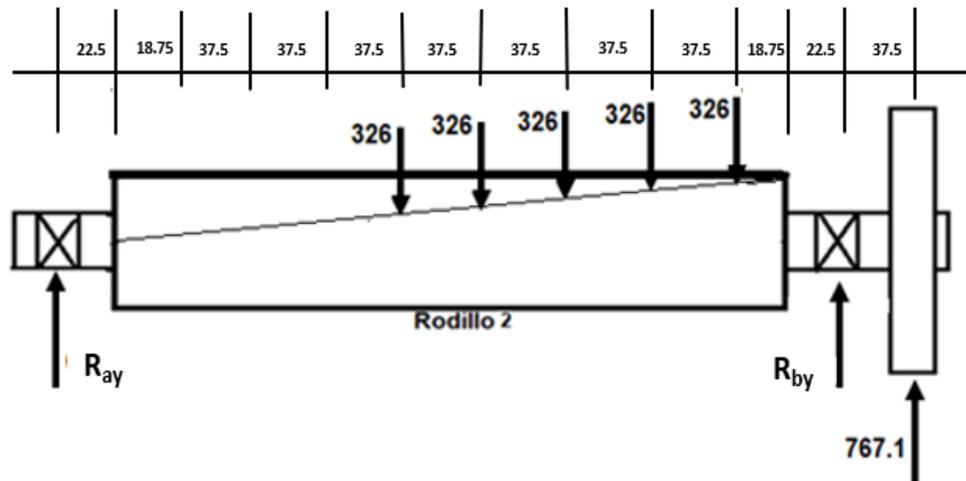


Figura 3- 15. Distribución de las fuerzas sobre el rodillo 2 en plano XY. En la figura se observan las fuerzas de los cinco pasadores ubicados a la derecha, se considera esta la zona crítica.

El siguiente análisis permite calcular las reacciones en los cojinetes A y B.

Sumatoria de momentos en el punto A:

$$\begin{aligned}\Sigma M_A = 0 &= 326(0.15375) + 326(0.19125) + 326(0.22875) + 326(0.26625) \\ &+ 326(0.30375) - R_{by}(0.345) - 767.1(0.3825) \\ R_{by} &= 230.3 \text{ N}\end{aligned}$$

Sumatoria de fuerzas:

$$\begin{aligned}\Sigma F = 0 &= R_{ay} - 326 - 326 - 326 - 326 - 326 + 230.3 + 767.1 \\ R_{ay} &= 632.6 \text{ N}\end{aligned}$$

A continuación, las reacciones obtenidas en el plano XY son representadas en la figura 3-16.

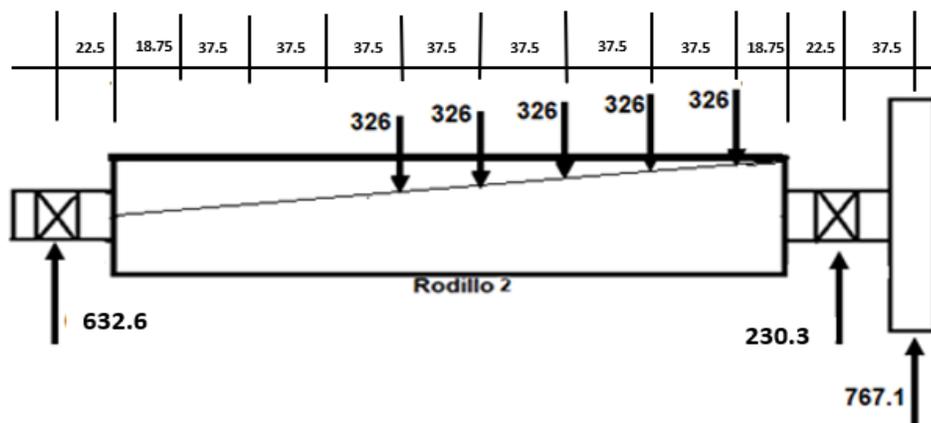


Figura 3- 16. Reacciones de los cojinetes obtenidos en la componente "y" sobre el rodillo 2.

- Plano XZ

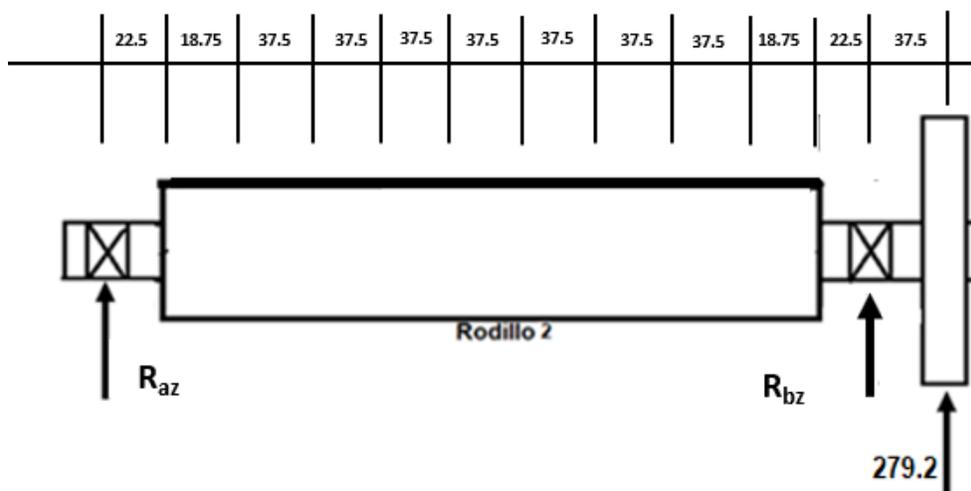


Figura 3- 17. Distribución de las fuerzas sobre el rodillo 2 en plano XZ.

Sumatoria de momentos en el punto A:

$$\Sigma M_A = 0 = R_{bz}(0.345) + 279.2(0.3825)$$

$$R_{bz} = -309.5 \text{ N en sentido inverso}$$

Sumatoria de fuerzas:

$$\Sigma F = 0 = R_{az} - 309.5 + 279.2$$

$$R_{az} = 30.3 \text{ N}$$

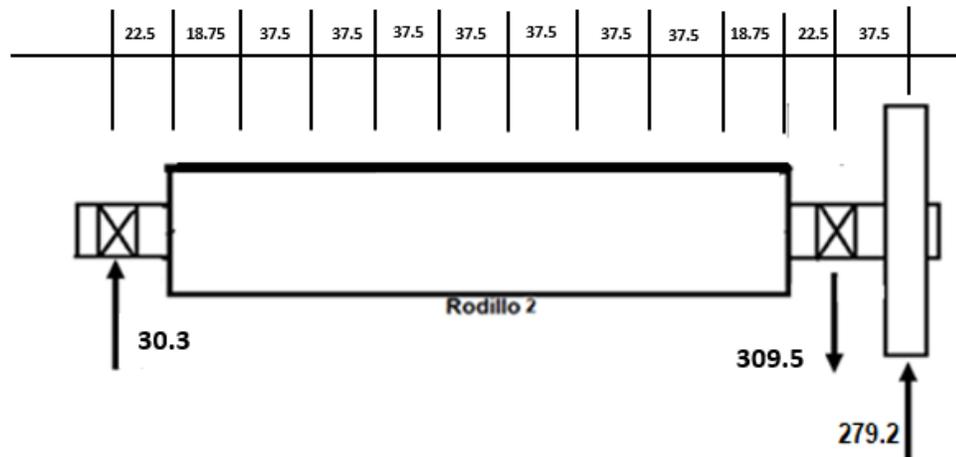


Figura 3- 18. Reacciones de los cojinetes obtenidos en la componente "z" sobre el rodillo 2.

Calculando valores resultantes en los cojinetes.

- Cojinete A

$$R_A = \sqrt{632.6^2 + 30.3^2} = 633.3 \text{ N} \quad (142.4 \text{ lb})$$

- Cojinete B

$$R_B = \sqrt{230.3^2 + 309.5^2} = 385.8 \text{ N} \quad (86.7 \text{ lb})$$

3.4.5.5 SELECCIÓN DE COJINETES RODILLO 2

Como puede observarse en los resultados anteriores, las cargas que soportan los cojinetes del rodillo 2 son mucho menores a las cargas que soportan los cojinetes del rodillo 1. Por tanto, se utilizarán el mismo tipo de cojinete para ambos rodillos. Se selecciona cojinetes 6211 de tabla A18 (a) de (Mott R.L ,2006 con diámetro interno de 55 mm y carga dinámica de 7500 Lb (33360 N) en ambos cojinetes.

3.4.5.6 SELECCIÓN DE MATERIAL DE RODILLO 2

Conocido los diámetros del rodillo, se procede al análisis para seleccionar el material.

- Diagrama de fuerzas cortantes y momentos en el plano XY

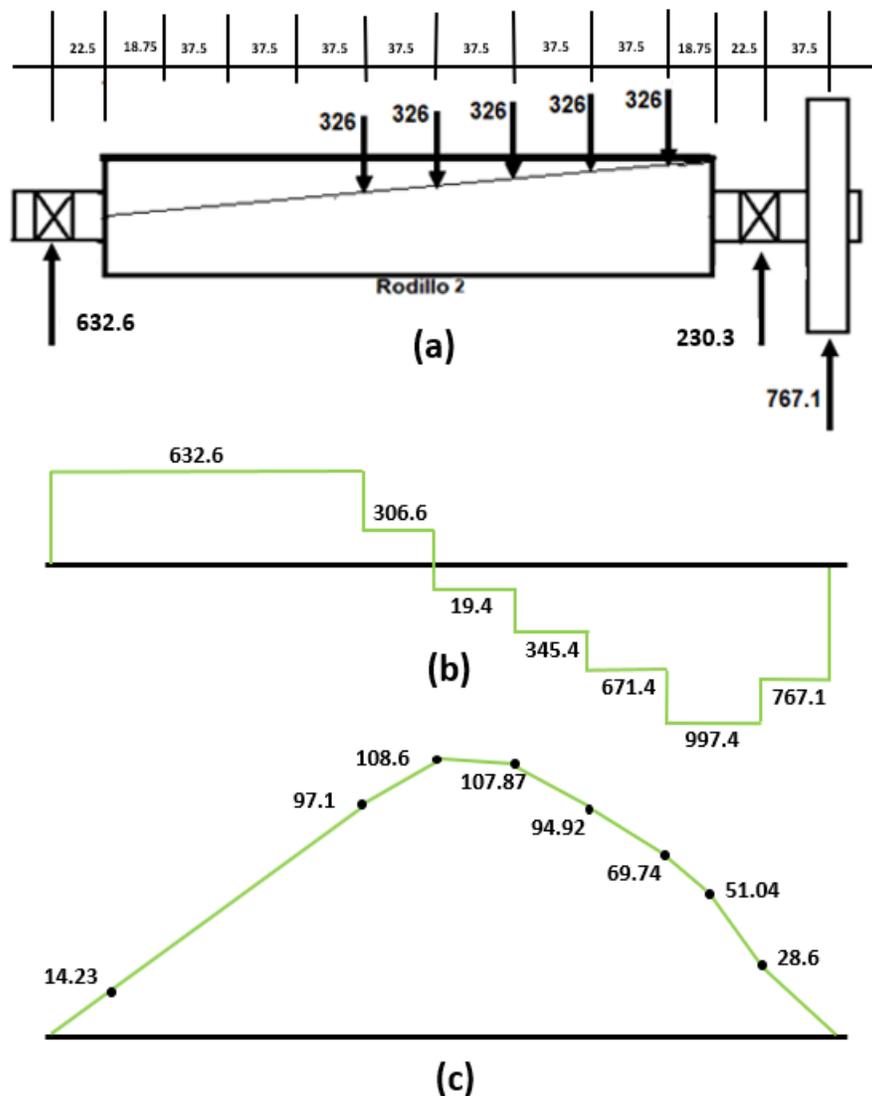


Figura 3- 19. Análisis de selección de material Rodillo 2 en plano XY. En (a), se muestra las fuerzas involucradas sobre el rodillo 2 en el plano xy. En (b), diagrama de fuerzas cortante en plano xy. En (c), diagrama de momentos en el plano xy. Fuente: Elaboración propia.

- Diagrama de fuerzas cortantes y momentos en el plano XZ

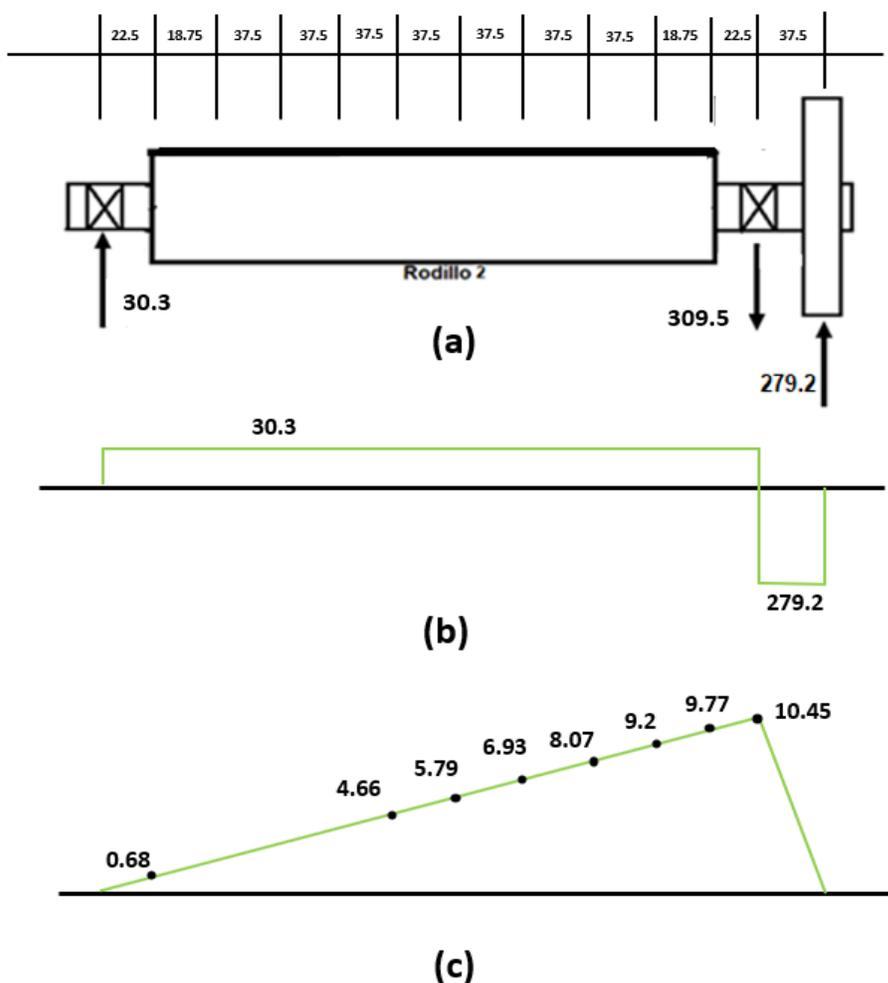


Figura 3- 20. Análisis de selección de material Rodillo 2 en plano XZ. En (a), se muestra las fuerzas involucradas sobre el rodillo 2 en el plano xz. En (b), diagrama de fuerzas cortante en plano xz. En (c), diagrama de momentos en el plano xz. Fuente: Elaboración propia.

Momentos resultantes. Los momentos anteriormente calculados son componentes en los planos respectivos. Se evaluarán los momentos de mayor magnitud. El cambio de sección adjunto al cojinete A se considera que no está en condición crítica por los valores de momento.

$$M_A = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ N} - m$$

$$M_4 = \sqrt{97.1^2 + 4.66^2} = 97.2 \text{ N} - m$$

$$M_5 = \sqrt{108.6^2 + 5.79^2} = 108.75 \text{ N} - m$$

$$M_6 = \sqrt{107.87^2 + 6.93^2} = 108.09 \text{ N} - m$$

$$M_7 = \sqrt{94.92^2 + 8.07^2} = 95.26 \text{ N} - m$$

$$M_8 = \sqrt{69.74^2 + 9.2^2} = 70.34 \text{ N} - m$$

$$M_{cs} = \sqrt{51.04^2 + 9.77^2} = 51.97 \text{ N} - m$$

Se evaluará el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga en el cambio de sección adjunto al cojinete B. Los datos son los siguientes:

$$D = 120 \text{ mm}, d = 55 \text{ mm}, R = 3 \text{ mm}, \frac{D}{d} = \frac{120}{55} = 2.18, \frac{R}{d} = \frac{3}{55} = 0.05$$

Utilizando la figura A5

$$K_T = 2.14$$

En la figura A6 se determina el valor del factor de sensibilidad a la muesca. Sin embargo, no se conoce el material. Por lo tanto, se asume un valor de 0.9.

El factor de concentración a la fatiga será:

$$K_f = 1 + q(K_T - 1) = 1 - 0.9(2.14 - 1) = 2.02$$

- Esfuerzos alternantes en los puntos críticos.

$$\sigma_{cs} = \frac{32 M}{\pi d^3} K_f = \frac{32(51.97)}{\pi(0.055)^3} 2.02 = 6.43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_4 = \frac{32(97.2)}{\pi(0.12)^3} = 0.57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_5 = \frac{32(108.75)}{\pi(0.12)^3} = 0.64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_6 = \frac{32(108.09)}{\pi(0.12)^3} = 0.64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_7 = \frac{32(95.26)}{\pi(0.12)^3} = 0.56 \text{ MPa}$$

$$\sigma_8 = \frac{32(70.34)}{\pi(0.12)^3} = 0.41 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de flexión en el cambio de sección es el equivalente alternante al utilizar la ecuación de la teoría de Von Misses

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{6.43^2 + 3(0)} = 6.43 \text{ MPa}$$

El momento de torsión no cambia de magnitud en la operación y está distribuido a lo largo del rodillo. Sin embargo, se calculará el esfuerzo cortante en el cambio de sección, retomando el valor del torque (Pág. 43 de doc.):

$$\tau_m = \frac{16 T}{\pi d^3} = \frac{16(65.2)}{\pi(0.055)^3} = 1.995 \text{ MPa}$$

El esfuerzo constante en el cambio de sección es el equivalente medio al utilizar la ecuación de la teoría de Von Misses

$$\sigma_{em} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{0 + 3(1.995)^2} = 3.457 \text{ MPa}$$

- Límite de resistencia a la fatiga

$$S_n = K_a K_b K_c K_d K_e S'_n$$

- a) Factor de Superficie. Para rectificado se tienen los valores de A y b siguientes: A=1.58 y b=-0.085

$$K_a = AS_u^b = 1.58S_u^{-0.085}$$

- b) Factor de Tamaño. La ecuación es aplicada para el rango de diámetros de $51 \leq d \leq 254 \text{ mm}$

$$K_b = 1.51d^{-0.157} = 1.51(55)^{-0.157} = 0.8$$

- c) Factor de Carga. Carga de flexión

$$K_c = 1.0$$

- d) Factor de Temperatura. Temperatura ambiente

$$K_d = 1.0$$

- e) Factor de Efectos Diversos. Ambiente normal

$$K_e = 1.0$$

- f) Límite de resistencia a la fatiga de probeta.

$$S'_n = 0.5 S_U$$

Sustituyendo en la ecuación.

$$S_n = 1.58S_u^{(-0.085)}(0.8)(1)(1)(1)0.5S_u$$

$$S_n = 0.632S_u^{0.915}$$

Utilizando Goodman

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = 1 = \frac{6.43}{0.632S_u^{0.915}} + \frac{3.45}{S_u}$$

$$S_u = 16.3 \text{ MPa}$$

Realizado el análisis de carga a la fatiga se obtiene un esfuerzo último de 16.3 MPa. De acuerdo a tabla A1 de anexos (Budynas R.G, 2018) se selecciona un material SAE y/o AISI 1006 HR con $S_u=300$ MPa. Sin embargo, teniendo en consideración la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AISI_1020/ABASTEINSA, s.f). Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrado en la figura A7 de anexos.

3.4.6 SELECCIÓN DE PERNOS PARA LA SUJECIÓN DE LA CHUMACERA DE COJINETES DE LOS RODILLOS

Para la selección de los pernos se deben hacer las siguientes consideraciones:

- Para chumaceras de eje de 55 mm de diámetro, el diámetro para colocar pernos en la sujeción es de 20 mm. Según la norma, el diámetro de pernos a utilizar será de 20 mm. Ver tabla A19(a)
- Según las normas, el paso es de 1.5 mm y el área a la tensión del perno de 20 mm de diámetro es 272 mm². Tabla A3
- Para la sujeción no se requiere precisión. Por los niveles de vibración, se utilizará rosca fina.

- El tipo de carga aplicada en cada chumacera es estática y permanente en el tiempo de operación.
- Para la sujeción de cada chumacera se utilizarán cuatro (2) pernos.
- Para la sujeción del eje en la chumacera se hará con tornillos prisioneros.
- Las cargas que se aplican en cada cojinete en la operación son las siguientes:

Cojinete A

$R_{ay}=908.8$ N, en cada perno $R_{ay}=454.4$ N dirección axial

$R_{az}=1374.4$ N, en cada perno $R_{az}=687.2$ N dirección transversal

Cojinete B

$R_{by}=1488.3$ N, en cada perno $R_{by}=744.13$ N dirección axial

$R_{bz}=136.4$ N, en cada perno $R_{bz}=68.2$ N dirección transversal

La componente en y de la carga produce esfuerzos axiales. La componente z de la carga produce esfuerzos cortantes.

3.4.6.1 SELECCIÓN EN COJINETE A

Para realizar el análisis se asume grado 4.6 con $S_p = 225$ MPa

- Fuerza de aprete

$$F_i = k A_t S_p = 0.9(2.72 \times 10^{-4}) 225 \times 10^6 = 55080 \text{ N}$$

K: factor de sujeción

- Esfuerzos axiales en la zona roscada

$$\sigma = \frac{F_i}{A_t} + \frac{F_y}{A_t} = \frac{55080}{2.72 \times 10^{-4}} + \frac{454.4}{2.72 \times 10^{-4}} = 204.2 \text{ MPa},$$

$$\tau = \frac{F_z}{A_t} = \frac{687.2}{2.72 \times 10^{-4}} = 2.5 \text{ MPa}$$

- Esfuerzos principales

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{204.2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{204.2}{2}\right)^2 + 2.5^2},$$

$$\sigma_1 = 204.23 \text{ MPa}, \quad \sigma_2 = -0.03 \text{ MPa}$$

- Teoría del cortante máximo

$$\frac{S_p}{2n} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{225}{2n} = \frac{204.23 + 0.03}{2} \quad n = 1.1$$

- Material del perno

Con el análisis realizado se observa que se obtiene un factor de seguridad de $n = 1.1$ por lo tanto, se puede seleccionar de tabla A20 de (Budynas R.G, 2018) de anexos Grado 4.6 Acero de bajo a medio carbono con $S_p = 225 \text{ MPa}$.

- Código del perno.

M20-1.5-ISO 4.6

3.4.6.2 SELECCIÓN EN COJINETE B

Para el análisis se asume grado 4.6 con $S_p = 225 \text{ MPa}$

- Esfuerzos en la zona roscada

$$\sigma = \frac{F_i}{A_t} + \frac{F_y}{A_t} = \frac{55080}{2.72 \times 10^{-4}} + \frac{744.15}{2.72 \times 10^{-4}} = 205.2 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{F_z}{A_t} = \frac{68.2}{2.72 \times 10^{-4}} = 0.251 \text{ MPa}$$

- Esfuerzos principales

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{205.2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{205.2}{2}\right)^2 + 0.251^2}$$

$$\sigma_1 = 205.2 \text{ MPa}, \quad \sigma_2 = -3 \times 10^{-4} \text{ MPa}$$

- Teoría del cortante máximo

$$\frac{S_p}{2n} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{225}{2n} = \frac{205.2 + 0.0003}{2} \quad n = 1.09$$

- Material del perno

Con el análisis realizado se observa que se obtiene un factor de seguridad de $n = 1.09$ por lo tanto, se puede seleccionar de tabla A20 de (Budynas R.G, 2018) de anexos Grado 4.6 Acero de bajo a medio carbono con $S_p = 225 \text{ MPa}$.

- Código del perno.
M20-1.5-ISO 4.6

3.4.7 DISEÑO DE EJE DE LA POLEA 1

La figura 3-21, muestra el ensamble del eje y los cojinetes en la polea 1. Para el análisis se considera la fuerza total transmitida por las bandas, cuyo valor es de 1231.6 N (Pág. 52 de doc.) en el plano XZ.

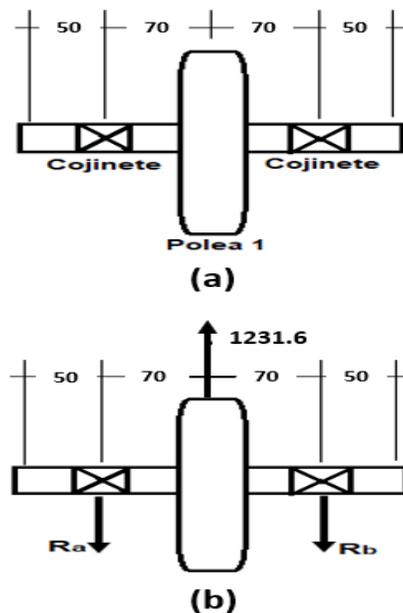


Figura 3-21. Representación de eje de polea 1. En (a), se muestra el eje con los elementos que lo componen (polea 1 y cojinete "A" y "B"). En (b), se incluye el valor de la fuerza total de la banda con un valor de 1231.6N y la separación de los cojinetes.

Sumatoria de momentos:

$$\Sigma M_a = 0 = 1231.6(0.07) - R_b(0.14)$$

$$R_b = 615.8 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas:

$$\Sigma F = 0 = -R_a - 615.8 + 1231.6$$

$$R_a = 615.8 \text{ N}$$

- Selección de cojinete A y B.
- Fuerza equivalente

$$F_e = VR_a = 1(615.8) = 615.8 \text{ N}$$

- Carga dinámica

$$C = F_e \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{K}} = 615.8 \left(\frac{135 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 3159 \text{ N (710.2 Lb)}$$

De tabla A18 (a) de (Mott R.L, 2006), corresponde a un cojinete 6200 con diámetro de eje de 10 mm y carga dinámica de 885 Lb. Sin embargo, se selecciona un cojinete 6204 para eje de 20 mm y carga dinámica de 2210 Lb (9830 N). Las características de la chumacera con sujeción del eje con prisioneros, se muestran en la tabla A19 (a).

Establecido el diámetro liso del eje de 20 mm, se procede a seleccionar el material.

- Diagrama de fuerzas cortantes y momentos en el plano XZ

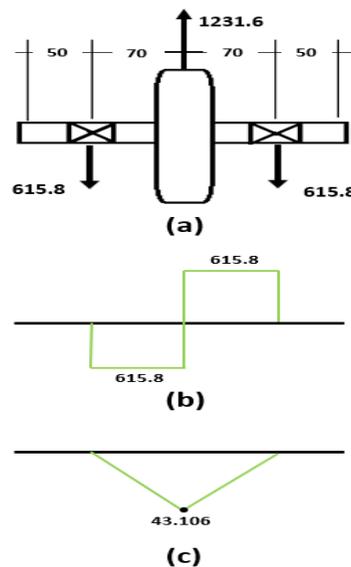


Figura 3-22. Análisis de selección de material de eje de polea 1 en plano XZ. En (a), se muestra las fuerzas involucradas sobre el eje 1 en el plano xz. En (b), diagrama de fuerzas cortante en plano xz. En (c), diagrama de momentos en el plano xz.

- Esfuerzo equivalente alterno.

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sigma_a = \frac{32 M}{\pi d^3} = \frac{32 (43.106)}{\pi (0.02)^3} = 54.8 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo medio

Para calcular el torque en la polea 1, se utilizarán los siguientes datos:

$$F_1 = 1191.2 \text{ N}, \quad F_2 = 40.5 \text{ N}, \quad d_1 = 4.2 \text{ pulg (106.68 mm)}$$

$$T = (F_1 - F_2)R = (1191.2 - 40.5) \left(\frac{0.10668}{2} \right) = 61.38 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\tau_m = \frac{16 T}{\pi d^3} = \frac{16(61.38)}{\pi (0.02)^3} = 39.07 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo equivalente medio

$$\sigma_{em} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{0 + 3(39.07)^2} = 67.67 \text{ MPa}$$

- Límite de resistencia a la fatiga

$$S_n = \frac{K_a K_b K_c K_d K_e S'_n}{K_f}$$

- A. Factor de Superficie.

$$K_a = A S_u^b = 1.58 S_u^{-0.085}$$

- B. Factor de Tamaño. La ecuación es aplicada para el rango de $2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$

$$K_b = 1.24 d^{-0.107} = 1.24 (20)^{-0.107} = 0.9$$

- C. Factor de Carga. Carga de flexión

$$K_c = 1.0$$

- D. Factor de Temperatura. Temperatura ambiente

$$K_d = 1.0$$

- E. Factor de Efectos Diversos. Ambiente normal

$$K_e = 1.0$$

- F. Factor de concentración de esfuerzos. Si no existen concentradores.

$$K_f = 1.0$$

- G. Límite de resistencia a la fatiga de probeta.

$$S'_n = 0.5 S_u$$

Sustituyendo en la ecuación.

$$S_n = 1.58S_u^{(-0.085)}(0.9)(1)(1)(1)0.5S_u$$

$$S_n = 0.711S_u^{0.915}$$

Utilizando Goodman

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = 1 = \frac{54.8}{0.711S_u^{0.915}} + \frac{67.67}{S_u}$$

$$S_u = 187.9 \text{ MPa}$$

Como puede observarse, el valor obtenido de esfuerzo es inferior a los detallados en tabla A1 de anexos (Budynas R.G, 2018), en conclusión, cualquier material de acero puede ser utilizado. Para este caso, se selecciona un material SAE y/o AISI 1006 HR con $S_u=300$ MPa. Ahora bien, teniendo en consideración la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AISI_1020/ABASTEINSA, s.f). Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrado en la figura A7 de anexos.

3.4.7.1 SELECCIÓN DE PERNOS PARA SUJECION DE CHUMACERA DE POLEA 1

Para la selección de los pernos se deben hacer las siguientes consideraciones:

- Para chumaceras de eje de 20 mm de diámetro, el diámetro para colocar pernos en la sujeción es de 13 mm. Según la norma, el diámetro de pernos a utilizar será de 12 mm. Ver tabla A19(b).
- Según la norma, el paso es de 1.25 mm y el área a la tensión del perno de 12 mm de diámetro es 92.1 mm².

- Para la sujeción no se requiere precisión. Por los niveles de vibración, se utilizará rosca fina.
- El tipo de carga aplicada en cada chumacera es estática y permanente en el tiempo de operación.
- Para la sujeción de cada chumacera se utilizarán dos (2) pernos.
- Para la sujeción de la chumacera en el eje se hará con tornillos prisioneros.
- Las cargas que se aplican en cada cojinete en la operación son las siguientes:

Cojinete en A y B

$R_{az}=R_{bz}= 615.8 \text{ N}$, en cada perno $R_{ay}= 307.9 \text{ N}$ dirección transversal que produce esfuerzos cortantes.

- Selección en cojinete A y B

Para el análisis se utilizará grado 9.8 con $S_p=650 \text{ MPa}$

- Fuerza de aprete

$$F_i = k A_t S_p = 0.9(9.21 \times 10^{-5})650 \times 10^6 = 53878.5 \text{ N}$$

- Esfuerzos axiales en la zona roscada

$$\sigma = \frac{F_i}{A_t} + \frac{F_y}{A_t} = \frac{53878.5}{9.21 \times 10^{-5}} = 585 \text{ MPa},$$

$$\tau = \frac{F_z}{A_t} = \frac{307.9}{9.21 \times 10^{-5}} = 3.34 \text{ MPa}$$

- Esfuerzos principales

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{585}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{585}{2}\right)^2 + 3.34^2},$$

$$\sigma_1 = 585.02 \text{ MPa}, \quad \sigma_2 = -0.02 \text{ MPa}$$

- Teoría del cortante máximo

$$\frac{S_p}{2n} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{650}{2n} = \frac{585.02 + 0.02}{2} \quad n = 1.11$$

- Material del perno

Con el análisis realizado se observa que se obtiene un factor de seguridad de $n = 1.11$ por lo tanto, se puede seleccionar de tabla A20 de (Budynas R.G, 2018) de anexos Grado 9.8 Acero de medio carbono con $S_p = 650$ MPa.

- Código del perno.
M12-1.25-ISO 9.8

3.4.8 DISEÑO DE ENGRANE SINFIN

- Variables de diseño. Para el diseño del engrane sinfín se toman en consideración las siguientes variables:

La velocidad de rotación del motor eléctrico, que será la velocidad de entrada en el engrane sinfín, se establece en 3500 rpm. La velocidad de giro de salida es de 200 rpm. De igual forma, la distancia entre centros entre el tornillo sinfín y el engrane se establece en 4 pulgadas. La potencia a la salida del engrane es de 1.65 Hp.

- Diámetros de engrane y del tornillo:

$$\frac{C^{7/8}}{3} \leq d_w \leq \frac{C^{7/8}}{1.7}$$

$$\frac{4^{7/8}}{3} \leq d_w \leq \frac{4^{7/8}}{1.7}$$

$$1.12 \leq d_w \leq 1.97$$

Se utilizará $d_w = 1.5$ pulg (38.1 mm), por tanto, el diámetro del engrane será:

$$d_w + d_g = 2C = 8 = 1.5 + d_g$$

$$d_g = 6.5 \text{ pulg (165.1 mm)}$$

- Relación de velocidad y número de dientes. Utilizando la siguiente ecuación, determinamos el número de dientes del engrane. Para ello se asume dos (2) dientes en el tornillo.

$$\frac{n_w}{n_g} = \frac{N_g}{N_w} = \frac{3500}{200} = \frac{N_g}{2} \quad N_g = 35 \text{ dientes}$$

- Verificando el diámetro del engrane

$$P_T = \frac{\pi}{P_c} = \frac{N_g}{d_g} = \frac{35}{6.5} \quad P_c = 0.583 \text{ pulg}$$

Se establece el paso circular del engrane en 0.583 pulg. Y los diámetros del tornillo y del engrane se corrigen:

$$P = \frac{\pi}{0.583} = \frac{35}{d_g} \quad d_g = 6.49 \cong 6.5 \text{ pulg}, \quad d_w = 1.5 \text{ pulg}$$

Debido a que la distancia entre centros es de 4 pulg el diámetro del engrane es de 6.5 pulg (165.1 mm) y el diámetro del tornillo es de 1.5 pulg (38.1 mm). En función del radio el engrane tendrá 3.25 pulg (82.55 mm) y el tornillo 0.75 pulg (19.05 mm).

- Largo del tornillo

$$L_w = p_c \left(4.5 + \frac{N_g}{50} \right) = 0.583 \left(4.5 + \frac{35}{50} \right) = 3.03 \text{ pulg (76.962 mm)}$$

- Eficiencia de la transmisión.

$$e = \frac{(\cos \theta - \mu \operatorname{Tg} \lambda)}{(\cos \theta + \mu \operatorname{Cot} \lambda)}$$

La velocidad tangencial del tornillo se calcula con la ecuación:

$$V_{tw} = \frac{\pi d_w n_w}{12} = \frac{\pi(1.5)3500}{12} = 1374.4 \text{ pies/min}$$

$$\lambda = \operatorname{Tg}^{-1} \left(\frac{L}{\pi d_w} \right) = \operatorname{Tg}^{-1} \left(\frac{N_w p_c}{\pi d_w} \right) = \operatorname{Tg}^{-1} \left(\frac{2(0.583)}{\pi(1.5)} \right) = 13.9^\circ$$

$$V_s = \frac{V_{tw}}{\cos \lambda} = \frac{1374.4}{\cos 13.9} = 1415.9 \text{ pies/min}$$

En la siguiente ecuación se obtiene el coeficiente de fricción.

$$\mu = 0.103e^{-0.11V_s^{0.45}} + 0.012 = 0.103e^{-0.11(1415.9)^{0.45}} + 0.012$$

$$\mu = 0.02$$

Por tanto, la eficiencia es:

$$e = \frac{\cos 20 - 0.02 \operatorname{Tg} 13.9}{\cos 20 + 0.02 \operatorname{Cot} 13.9} = 0.92$$

Verificando si no existe bloqueo

$$\cos \theta \cot \lambda > \mu$$

$$\cos 20 \cot 13.9 = 3.8 > 0.02$$

Con el resultado se verifico que no existe bloqueo.

- Selección de materiales. Para este análisis se implementa el procedimiento de (Juvinal, 1967) y se hace uso de tablas de (Budynas R.G, 2018). Para determinar el material del engrane o corona se realiza análisis de fatiga por flexión y para determinar el material del tornillo sinfín se aplicará análisis de fatiga por desgaste, el cual se detalla a continuación.

Análisis de fatiga por flexión. Para seleccionar material del engrane, se hace uso de la siguiente ecuación: donde S_{ad} representa el esfuerzo admisible según el material del engrane.

$$S_{ad} = \frac{F_s P_n}{B Y}$$

Donde:

- S_{ad} : Representa el esfuerzo admisible según el material del engrane.

Materiales para engrane:

- Bronce al manganeso el valor máximo será 17,000 Psi
- Bronce al fosforo el valor máximo será 24,000 psi

Se procede a determinar los factores de la ecuación de esfuerzo admisible

- F_s carga dinámica.

$$F_s = \left(\frac{1200 + V_t}{1200} \right) F_t$$

$$V_t = \frac{\pi(6.5)200}{12} = 340.34 \frac{\text{pies}}{\text{min}}, \text{ de corona}$$

$$Pot = \frac{F V}{33000} = 1.65 = \frac{F_t(340.34)}{33000} \quad F_{te} = 160 \text{ lb (711.68N)}$$

$$F_s = \left(\frac{1200 + 340.34}{1200} \right) 160 = (1.28)160 = 205.4 \text{ lb (913.6 N)}$$

- P_n paso diametral normal.

$$P_n = \frac{P_T}{\cos \lambda} = \frac{\pi}{p_c \cos \lambda} = \frac{\pi}{0.583 \cos 13.9} = 5.55$$

- B ancho del engrane

$$B = 0.67 d_w = 0.67(1.5) = 1 \text{ pulg (25.4 mm)}$$

- Y factor de forma de Lewis. Para $\theta=20^\circ$, $y=0.125$, $Y=0.392$. (Budynas R.G, 2018).

Calculando el esfuerzo admisible:

$$S_{ad} = \frac{205.4 (5.55)}{(1) (0.392)} = 2908.1 \text{ Psi (20.05 MPa)}$$

Con el valor obtenido de esfuerzo admisible se selecciona para el engrane el material bronce al manganeso con 17000 psi. Con diámetro de 6.5 pulg (165.1 mm), 35 dientes, ángulo de la hélice de 13.9° .

Análisis de desgaste. Para seleccionar la dureza del tornillo sinfín se utilizará la siguiente ecuación:

$$K_w = \frac{F_w}{d_g B_g}$$

Donde:

K_w : Factor de desgaste de un engranaje de tornillo sinfín

- F_w es la fuerza dinámica de desgaste. Es el mismo valor de F_s .

$$K_w = \frac{205.4}{(6.5)(1)} = 31.6 \text{ Psi (0.218 MPa)}$$

Con el valor obtenido y como puede observarse de la tabla A21 de (Budynas R.G, 2018), para $\theta=20^\circ$, se selecciona Acero con dureza 250 BHN y 50Psi.

3.4.8.1 DISEÑO DE EJE EN LA CORONA DEL ENGRANE SINFÍN

La figura 3-23 muestra el ensamble del eje y los cojinetes en el eje de la corona. Para el análisis se considera la fuerza total transmitida por la corona, cuyos valores son los siguientes:

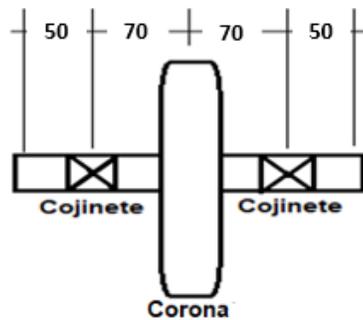


Figura 3- 23. Eje de Corona Sinfin.

$$\begin{aligned}
 F_{te} &= F \cos \theta \cos \lambda - \mu F \sin \lambda = 160 \text{ Lb (711.68 N)} \\
 &= F \cos 20 \cos 13.9 - 0.02F \sin 13.9 \\
 F &= 176.33 \text{ Lb (784.33 N)}
 \end{aligned}$$

$$F_{ae} = F \cos \theta \sin \lambda + \mu F \cos \lambda = 176.33 \cos 20 \sin 13.9 + 0.02(176.33) \cos 13.9$$

$$F_{ae} = 43.23 \text{ Lb (192.28 N)}$$

$$F_{re} = F \sin \theta = 176.33 \sin 20 = 60.31 \text{ Lb (268.25 N)}$$

La figura 3-24, muestra las fuerzas de transmisión en la corona y en el tornillo sinfín.

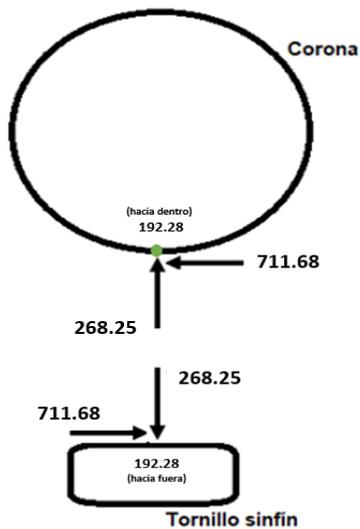


Figura 3- 24. Fuerzas de transmisión en corona y tornillo sinfín.

Colocando las fuerzas en la Figura 3-25. Se procede a determinar las fuerzas ejercidas sobre los cojinetes de la corona.

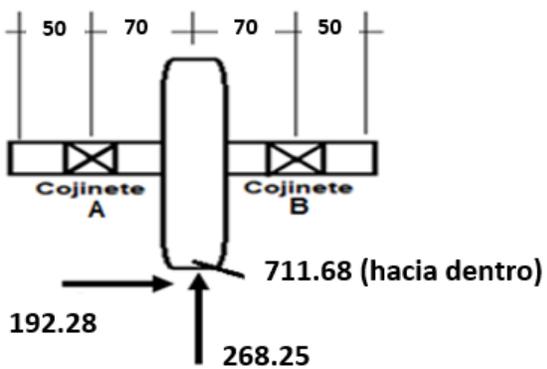


Figura 3- 25. fuerzas en corona.

Plano XY

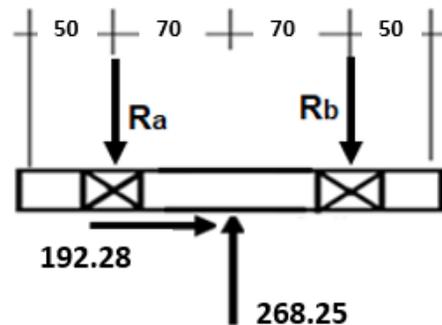


Figura 3- 26. Fuerzas en los cojinetes de la corona. Plano xy.

Sumatoria de momentos:

$$\Sigma M_a = 0 = 268.25(0.07) - R_b(0.14)$$

$$R_b = 134.125 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas:

$$\Sigma F = 0 = 134.125 + R_a - 268.25$$

$$R_a = 134.125 \text{ N}$$

Plano XZ

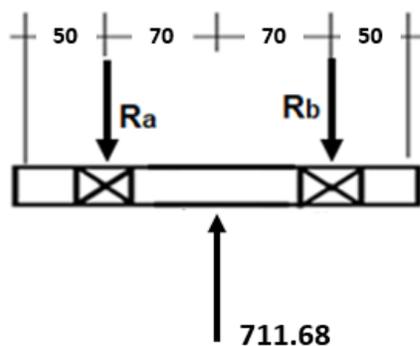


Figura 3- 27. Fuerzas en los cojinetes de la corona. Plano xz.

Sumatoria de momentos:

$$\Sigma M_a = 0 = 711.68(0.07) - R_b(0.14)$$

$$R_b = 355.84 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas:

$$\Sigma F = 0 = 355.84 + R_a - 711.68$$

$$R_a = 355.84 \text{ N}$$

Fuerzas resultantes en A y B.

$$R_a = R_b = \sqrt{134.125^2 + 355.84^2} = 380.28 \text{ N (85.49lb)}$$

- Selección de cojinete A y B.

Se verificará que la fuerza axial de 192.28 N no sea lo suficientemente alta como para seleccionar cojinete de bolas.

$$F_e = VXF_R + YF_A$$

Donde:

V: Factor de rotación. 1.0 cuándo la pista interna gira.

X: Factor radial. Se asume el valor de 0.56.

Y: Factor de empuje. Se asume el valor de 1.5.

F_R: Fuerza radial. Su valor es de 380.28 N (85.49lb)

F_A: Fuerza de empuje. Su valor es de 192.28 N (43.23lb)

Colocando valores:

$$F_e = 1(0.56)380.28 + 1.5(192.28) = 501.38 \text{ N (112.72lb)}$$

- Carga dinámica

$$C = F_e \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/K} = 501.23 \left(\frac{135 \times 10^6}{10^6} \right)^{1/3} = 2572.04 \text{ N (578.25 Lb)}$$

Según la tabla A18 (a) de (Budynas R.G, 2018), el menor valor de carga dinámica es de 885 Lb que corresponde al cojinete 6200. Su carga estática es de 520 Lb. Haciendo uso de tabla A24 de anexos se determina el valor de e, y se realiza un proceso de interpolación.

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{43.23}{520} = 0.083 \quad e \cong 0.28$$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{192.28}{380.28} = 0.51 \text{ es un valor mayor a } e = 0.28$$

El nuevo valor de factor de empuje Y será 1.55. Por tanto, se reinicia el procedimiento para cojinete cónico:

$$F_e = 1(0.56)380.28 + 1.55(192.28) = 510.99 \text{ N (114.88lb)}$$

$$C = F_e \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/K} = 510.99 \left(\frac{135 \times 10^6}{10^6} \right)^{1/3} = 2621.34 \text{ N (589.33 Lb)}$$

Con estos valores de carga dinámica y con tabla A25 de anexos (Timken, s.f.) se selecciona cojinete cónico de 25 mm de diámetro interior. Establecido el diámetro del eje liso de 25 mm, se procede a seleccionar el material.

- Diagrama de fuerzas cortantes y momentos en el plano XY.

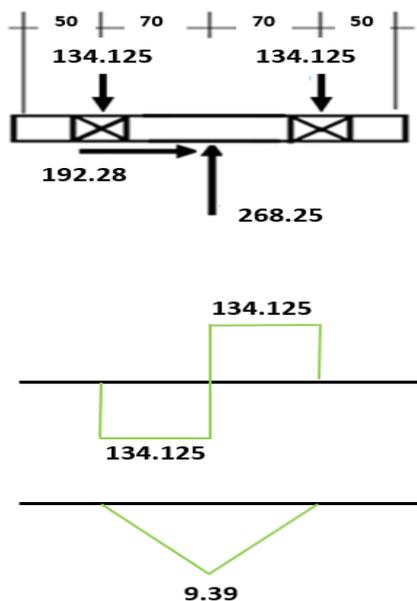


Figura 3- 28. Análisis de selección de material de eje de corona en plano XY. Se muestra las fuerzas involucradas sobre el eje de corona, el diagrama de fuerzas cortantes, y diagrama de momentos en el plano xy.

- Diagrama de fuerzas cortantes y momentos en el plano XZ

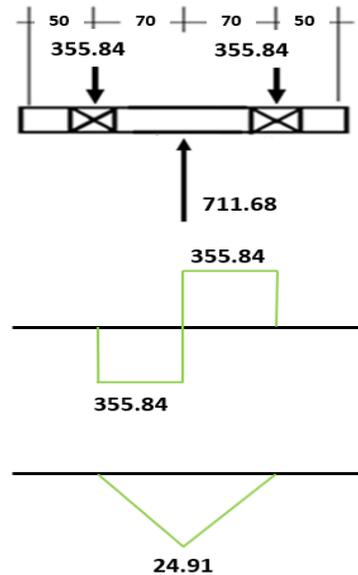


Figura 3- 29. Análisis de selección de material de eje de corona en plano XZ. Se muestra las fuerzas involucradas sobre el eje de corona, el diagrama de fuerzas cortantes, y diagrama de momentos en el plano XZ.

Momentos resultantes

$$M_R = \sqrt{9.39^2 + 24.91} = 26.62 \text{ N} - \text{m}$$

- Esfuerzo equivalente alterno.

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{\sigma_a^2 + 0} = \sigma_a = \frac{32 M}{\pi d^3} = \frac{32 (26.62)}{\pi (0.025)^3} = 17.35 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo medio

Para calcular el torque en la corona, se utiliza:

$$F_{te} = 711.68 \text{ N}, \quad d_e = 6.5 \text{ pulg (165.1 mm)}$$

$$T = F_{te} R_e = 60.4 \left(\frac{0.1651}{2} \right) = 58.75 \text{ N} - \text{m}$$

$$\tau_m = \frac{16 T}{\pi d^3} = \frac{16 (58.75)}{\pi (0.025)^3} = 19.16 \text{ MPa}$$

Esfuerzo equivalente medio

$$\sigma_{em} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{0 + 3(19.16)^2} = 33.19 \text{ MPa}$$

- Límite de resistencia a la fatiga

$$S_n = \frac{K_a K_b K_c K_d K_e S'_n}{K_f}$$

A continuación, se determinan los factores de la ecuación anterior:

- A. Factor de Superficie.

$$K_a = AS_u^b = 1.58S_U^{-0.085}$$

- B. Factor de Tamaño. Para el rango de $2.79 \leq d \leq 51$ mm se tiene:

$$K_b = 1.24d^{-0.107} = 1.24(25)^{-0.107} = 0.88$$

- C. Factor de Carga. Carga de flexión

$$K_c = 1.0$$

- D. Factor de Temperatura. Temperatura ambiente

$$K_d = 1.0$$

- E. Factor de Efectos Diversos. Ambiente normal

$$K_e = 1.0$$

- F. Factor de concentración de esfuerzos. Si no existen concentradores.

$$K_f = 1.0$$

- G. Límite de resistencia a la fatiga de probeta.

$$S'_n = 0.5 S_U$$

Sustituyendo en la ecuación.

$$S_n = 1.58S_u^{(-0.085)}(0.88)(1)(1)(1)0.5S_u$$

$$S_n = 0.695S_u^{0.915}$$

Utilizando Goodman

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_{em}}{S_u} = 1 = \frac{17.35}{0.695S_u^{0.915}} + \frac{33.19}{S_u}$$

$$S_u = 69 \text{ MPa}$$

Con el valor obtenido de esfuerzo último de 69 MPa se concluye que cualquier material de acero puede utilizarse. De acuerdo a tabla A1 de anexos (Budynas R.G, 2018) se selecciona un material SAE y/o AISI 1006 HR con

$S_U=300$ MPa. Sin embargo, considerando la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AISI_1020/ABASTEINSA, s.f). Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrado en la figura A7 de anexos.

3.4.8.2 DISEÑO DE EJE EN TORNILLO SINFIN

Las dimensiones del tornillo que resultaron del análisis de diseño son las siguientes:

- Diámetro medio $D_W=1.5$ pulg (38.1 mm)
- Paso axial $P_X=0.583$ pulg
- Diámetro mínimo $D_{Wi}=D_W-P_X/2=1.5-0.583/2 = 1.2085$ pulg (30.7 mm)
- Diámetro máximo $D_{Wo}=1.5+0.583/2=1.79$ pulg (45.5 mm)
- Longitud $L=3.03$ pulg. (76.96 mm)
- Angulo de la hélice $\lambda=13.9^\circ$
- Número de hélices $N_W=2$

La geometría del eje se muestra en la siguiente figura 3-30.

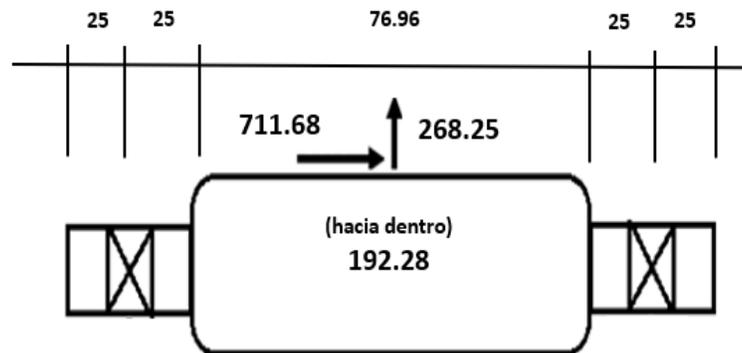


Figura 3- 30. Geometría del eje del Tornillo Sinfín. Se incluyen las fuerzas involucradas y la longitud del tornillo de 76.96 mm.

- Plano XY

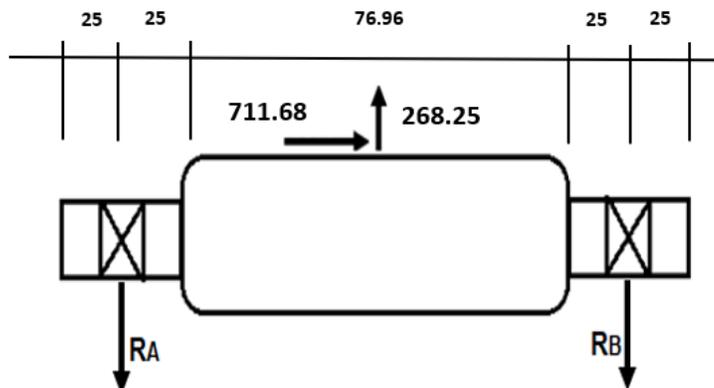


Figura 3- 31. Fuerzas en los cojinetes sobre el eje del tornillo sinfín. Plano xy.

Sumatoria de momento:

$$\Sigma M_a = 0 = 268.25(0.03848 + 0.025) - R_b(0.12696)$$

$$R_b = 134.125 \text{ N}, \quad R_a = 134.125 \text{ N}$$

- Plano XZ

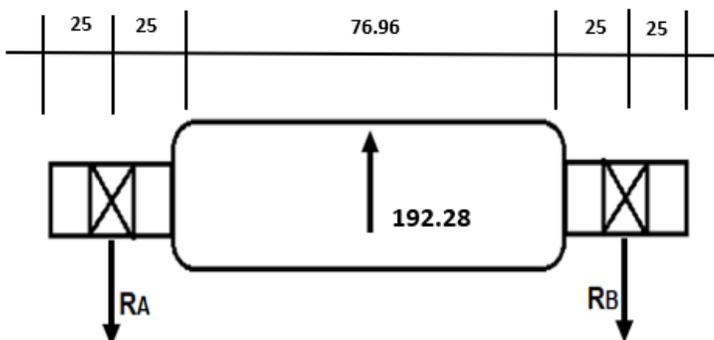


Figura 3- 32. Fuerzas en los cojinetes sobre el eje del tornillo sinfín. Plano xz.

Sumatoria de momento:

$$\Sigma M_a = 0 = 192.28(0.03848 + 0.025) - R_b(0.12696)$$

$$R_b = 91.14 \text{ N}, \quad R_a = 91.14 \text{ N}$$

- Selección de cojinetes A y B.

Fuerza resultante en ambos cojinetes.

$$R_a = R_b = \sqrt{134.125^2 + 91.14^2} = 162.16 \text{ N}$$

- Carga estatica

$$F_e = VXF_R + YF_A$$

Donde:

V: Factor de rotación. 1.0 cuándo la pista interna gira.

X: Factor radial. Se asume el valor de 0.56.

Y: Factor de empuje. Se asume el valor de 1.5.

F_R: Fuerza radial. Su valor es de 162.16 N (36.46lb)

F_A: Fuerza de empuje. Su valor es de 711.68 N (160lb)

Colocando valores:

$$F_e = 1(0.56)162.16 + 1.5(711.68) = 1158.33 \text{ N (260.42 lb)}$$

- Carga dinámica

$$C = F_e \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/K} = 1158.33 \left(\frac{135 \times 10^6}{10^6} \right)^{1/3} = 5942.15 \text{ N (1335.9 lb)}$$

Según la tabla A18 (b) de (Budynas R.G, 1018), el menor valor de carga dinámica de 885 Lb que corresponde al cojinete 6200. Su carga estática es de 520 Lb. En la tabla A24 de anexos se determina el valor e.

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{160}{520} = 0.308 \quad e \cong 0.39$$

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{160}{36.46} = 4.38 \text{ es un valor mayor a } e = 0.39$$

Con el valor de 4.38 se concidera que el valor F_A es alto y se debe de colocar cojinete conico. El nuevo valor de factor de empuje Y será 1.12. Por tanto, se reinicia el procedimiento para cojinete cónico:

$$F_e = 1(0.56)(162.16) + 1.12(711.68) = 887.89 \text{ N (119.62lb)}$$

$$C = F_e \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/K} = 887.89 \left(\frac{135 \times 10^6}{10^6} \right)^{1/3} = 4554.81 \text{ N (1024.01 Lb)}$$

Con estos valores de carga dinámica y con tabla A25 de anexos (Timken, s.f.) se selecciona cojinete cónico de 3/4 pulg (19.05 mm) de diámetro interior y carga dinámica de 12800N (2878 lb).

Esfuerzos en la hélice del tornillo sinfín. La fuerza axial W es de 711.68 N (13.579 Lb). En la Figura 3-33 se muestra el perfil del tornillo sinfín, de ella se obtienen valores que se utilizarán en las siguientes ecuaciones. De procedera a aplicar la teoría de cortante máximo para seleccionar el material del eje del tornillo sinfín.

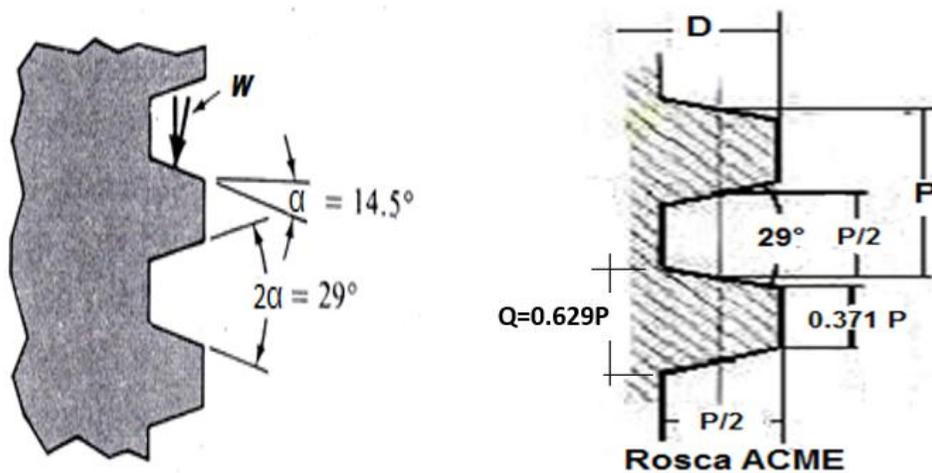


Figura 3- 33. Perfil del Tornillo Sinfín.

$$\sigma = \frac{W \cos \alpha}{I} = \frac{\left(\frac{W \cos 14.5 L}{2}\right) \left(\frac{Q}{2}\right)}{\pi \left(\frac{d_m Q^3}{12}\right)} = \frac{3W \cos 14.5 L}{\pi d_m Q^2}$$

Considerando la geometría del diente $Q=0.629P$

$$\sigma = \frac{3(160) \cos 14.5 (2 \times 0.583)}{\pi(1.5)(0.629 \times 0.583)^2} = 855.07 \text{ psi (5.89 MPa)}$$

$$\zeta = \frac{W \cos \alpha}{A} = \frac{W \cos \alpha}{\pi d_m Q} = \frac{W \cos 14.5}{\pi d_m (0.629P)}$$

$$\zeta = \frac{(160)\cos 14.5}{\pi (1.5)(0.629 \times 0.583)} = 89.64 \text{ Psi (0.62 MPa)}$$

Utilizando la ecuación del círculo de Mohr

$$\sigma_{1,2} = \frac{855.07}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{855.07}{2}\right)^2 + 89.64^2}$$

$$\sigma_1 = 864.37 \text{ Psi}, \sigma_2 = -9.3 \text{ Psi}$$

Aplicando al teoría de cortante máximo

$$\frac{S_y}{2} = \frac{864.37 + 9.3}{2} \quad S_y = 873.67 \text{ Psi (6.02 MPa)}$$

Con el valor obtenido de S_y de 873.67 Psi (6.02 MPa) se concluye que cualquier material de acero puede utilizarse. De acuerdo a tabla A1 de anexos (Budynas R.G, 2018) se selecciona un material SAE y/o AISI 1006 HR con $S_y=43$ Kpsi (300 MPa). Sin embargo, teniendo en consideración la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AISI_1020/ABASTEINSA, s.f). Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrado en la figura A7 de anexos.

3.4.8.3 SELECCIÓN DE LUBRICANTE EN EL ENGRANE SINFIN

Para lograr especificar el lubricante, se resume la siguiente información

- Potencia de salida de la corona $P_{ots} = 1.65$ Hp.
- Eficiencia $e = 94\%$
- Potencia de entrada del tornillo sinfín $P_{oti} = 1.755$ Hp
- Pérdidas de potencia $H = 0.105$ Hp
- Velocidad de giro del tornillo $n_w = 3500$ rpm
- Temperatura ambiente (valor asumido) $T_a = 85^\circ\text{F}$
- Distancia entre centros $C = 4$ pulg

Para calcular la temperatura en el lubricante, se utilizará la siguiente ecuación:

$$H = C A \Delta T$$

Pérdidas de potencia $H=0.105$ HP (3465 lb-pie/min)

Area de superficie externa de alojamiento de la transmisión

$$A=0.3C^{1.7}=0.3(4)^{1.7}=3.16 \text{ pie}^2$$

Coefficiente de transferencia de calor C

$$C = \frac{n_w}{6494} + 0.13 = \frac{3500}{6494} + 0.13 = 0.66 \frac{\text{lb} - \text{pie}}{\text{pulg}^2 - \text{min } ^\circ F} = 96.33 \frac{\text{lb} - \text{pie}}{\text{pie}^2 - \text{min } - ^\circ F}$$

Colocando valores

$$3465 = 96.33 (3.16) \Delta T = 304.4 (T_f - T_a) = 304.4(T_f - 85)$$

$$T_f = 96.38 ^\circ F \cong 100 ^\circ F$$

Con los resultados obtenidos se selecciona un lubricante para transmisiones Valvoline 80W90 (Freund, 2022)

3.4.9 SELECCIÓN DE MOTOR ELÉCTRICO

- Variables de selección.

La siguiente figura 3-34, muestra el esquema de la máquina y sus componentes, con los que se establecerá la ecuación de la máquina.

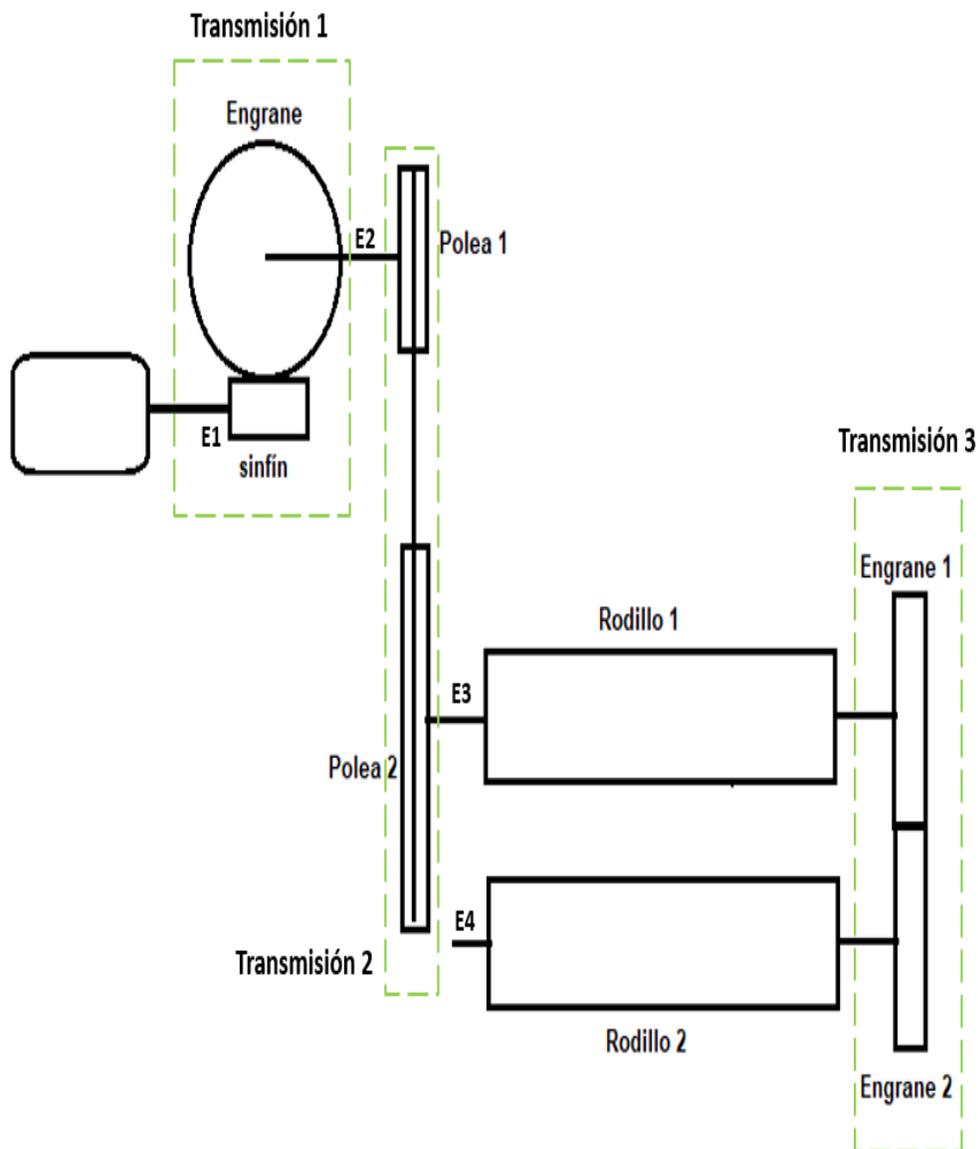


Figura 3- 34. Esquema de la máquina y sus componentes para selección de motor. Se muestran encerrador con un cuadro punteado las tres transmisiones en la máquina: por caja reductora, por poleas y la desarrollada por los engranes. También, se muestra los cuatro ejes (E1, E2, E3 y E4).

A partir de la figura anterior se establece la siguiente ecuación fundamental de la máquina para la selección del motor eléctrico:

$$T = \frac{n_1 n_2}{\eta_1 \eta_2} T_1 + \frac{n_1 n_2 n_3}{\eta_1 \eta_2 \eta_3} T_2 + \left(I_1 + \frac{n_1^2}{\eta_1} I_2 + \frac{n_1^2 n_2^2}{\eta_1 \eta_2} I_3 + \frac{n_1^2 n_2^2 n_3^2}{\eta_1 \eta_2 \eta_3} I_4 \right) \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$$

Para la selección se harán las siguientes consideraciones:

- a- Los ejes de los rodillos serán de 55 mm (2.16 pulg) de diámetro. El eje del rodillo 1 tendrá una longitud de 178 mm y el correspondiente al rodillo 2 tendrá una longitud de 113 mm, hechos de acero, $\gamma=76.5 \text{ KN/m}^3$.
- b- El tornillo sinfín de 38.1 mm (1.5 pulg) de diámetro y de 76.96 mm (3.03 pulg) de largo, $\gamma=76.5 \text{ KN/m}^3$.
- c- El engrane sinfín de bronce al manganeso, tendrá un diámetro de 165.1 mm (6.5 pulg) y un espesor de 25.4 mm (1 pulg.), $\gamma=80.1 \text{ KN/m}^3$
- d- Las poleas de aluminio con espesor de 52 mm (2.05 pulg.) para tres canales. $\gamma=26.6 \text{ KN/m}^3$. Con diámetros de 106.7 mm y 237 mm (4.2 y 9.33 pulg, respectivamente para polea 1 y 2).
- e- Los rodillos de 120 mm de diámetro y una longitud de 300 mm.
- f- En el cambio de sección del rodillo, el diámetro será de 55 mm en cada extremo, en ambos rodillos.
- g- Los engranes rectos serán de acero con diámetro de 170 mm y 30 mm de ancho.
- h- Se le llamará a la transmisión 1 al engrane y tornillo sinfín, Transmisión 2 por bandas y transmisión 3 por engranes (ver figura 3-34). Los datos a utilizar son los siguientes:

$$n_1 = \frac{200}{3500} = \frac{2}{35}, \quad n_2 = \frac{90}{200} = \frac{9}{20}, \quad n_3 = \frac{90}{90} = 1$$

$\eta_1 = 0.94$ engrane sinfín, $\eta_2 = 0.95$ bandas, $\eta_3 = 0.95$ engrane

las últimas dos eficiencias se han asumido.

Se procede a calcular las inercias en los ejes (E1, E2, E3, y E4), mostrados en la figura 3-34.

- **Inercia en el eje 1: tornillo sinfín, eje 1.**

$$I_1 = \frac{\gamma\pi R^4 B}{2g} = \frac{76500\pi(0.01905)^4 0.07696}{2(9.8)} + \frac{76500\pi(0.0079375)^4 0.1}{2(9.8)}$$

$$= 0.0016 \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

- **Inercia en el eje 2: Engrane, eje 2 y polea 1.**

$$I_2 = I_g + I_{E2} + I_{p1}$$

$$I_2 = \frac{80100\pi(0.08255)^4 0.0254}{2(9.81)} + \frac{76500\pi[(0.0125)^4 0.2146 + (0.01)^4 0.188]}{2(9.81)}$$

$$+ \frac{26600\pi(0.05335)0.052}{2(9.81)}$$

$$I_2 = 0.015 + 8.72 \times 10^{-5} + 1.79 \times 10^{-3} = 0.017 \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

- **Inercia de eje 3: Polea 2, rodillo 1, eje 3 y engrane 1.**

$$I_3 = I_{p2} + I_{E3} + I_{r1} + I_{e1}$$

$$I_3 = \frac{26600\pi(0.1185)^4 0.052}{2(9.81)} + \frac{76500\pi(0.0275)^4 0.09}{2(9.81)} + \frac{76500\pi(0.06)^4 0.3}{2(9.81)}$$

$$+ \frac{76500\pi(0.085)^4 0.03}{2(9.81)} = 0.044 + 0.0006 + 0.048 + 0.019$$

$$= 0.1116 \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

- **Inercia del eje 4: Engrane 2, eje 4, rodillo 2**

$$I_4 = I_{e2} + I_{E4} + I_{r2}$$

$$I_4 = \frac{76500\pi(0.085)^4 0.03}{2(9.81)} + \frac{76500\pi(0.0275)^4 0.08}{2(9.81)} + \frac{76500\pi(0.06)^4 0.3}{2(9.81)}$$

$$I_4 = 0.019 + 0.0005 + 0.048 = 0.0675 \text{ N} - \text{m} - \text{s}^2$$

- **Torques en la máquina.**

$$T_1 = T_2 = 65.2 \text{ N} - \text{m}$$

Sustituyendo en la ecuación de la máquina.

$$T = \frac{n_1 n_2}{\eta_1 \eta_2} T_1 + \frac{n_1 n_2 n_3}{\eta_1 \eta_2 \eta_3} T_2 + \left(I_1 + \frac{n_1^2}{\eta_1} I_2 + \frac{n_1^2 n_2^2}{\eta_1 \eta_2} I_3 + \frac{n_1^2 n_2^2 n_3^2}{\eta_1 \eta_2 \eta_3} I_4 \right) \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$$

$$T = \frac{2(9)65.2}{35(20)(0.94)(0.95)} + \frac{2(9)65.2}{35(20)(0.94)(0.95)(0.95)}$$

$$+ \left[0.0016 + \left(\frac{2}{35} \right)^2 \frac{0.017}{0.94} + \left(\frac{2}{35} \right)^2 \left(\frac{9}{20} \right)^2 \frac{0.1116}{0.94(0.95)} \right. \\ \left. + \left(\frac{2}{35} \right)^2 \left(\frac{9}{20} \right)^2 \frac{0.0675}{0.94(0.95)(0.95)} \right] \frac{2\pi(3500)}{60(2)}$$

$$T = 1.88 + 1.98 + (0.002)(183.26)$$

$$T = 3.86 + 0.37 \text{ N} - m$$

Torque de arranque $T_a=4.23 \text{ N-m}$

Torque nominal $T_n=3.86 \text{ N-m}$

Utilizando la tabla A22 de anexos (Catálogo de Motores Eléctricos), el motor eléctrico seleccionado tiene las siguientes características:

Potencia: 2 hp, marca Siemens 1RF2

Velocidad de giro = 3490 rpm,

Torque nominal: 4.08 N – m

Torque de arranque: 6.98 N – m

Número de fases: 1

Voltaje: 115/230 volt

3.4.10 DISEÑO DE ACOPLES

- **Cuñero de eje de polea 1.**

En la figura 3-35, se detalla la geometría de la cuña estándar. Los datos para seleccionar la cuña estándar son los siguientes: se tiene el diámetro del eje

de la polea 1 de 20 mm. En la tabla A23 de (Norton R.L, 2011) se selecciona las dimensiones de la cuña:

Ancho $W = 6 \text{ mm}$, Alto $H = 6 \text{ mm}$, Longitud $L = 25 \text{ mm}$,

Diámetro de tornillo prisionero $d_p = 6.35 \text{ mm}$

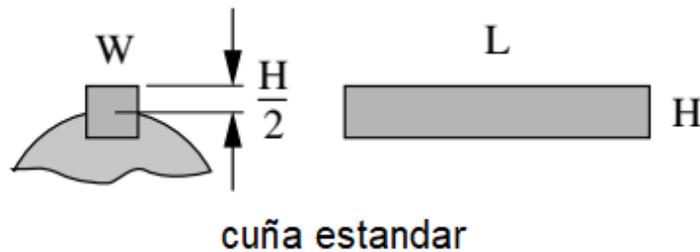


Figura 3- 35. Geometría de la cuña estándar.

Para la selección del material se utiliza la potencia de transmisión y con ella se determina el torque, como se muestra a continuación.

$$Pot = \frac{T n}{63025} \quad Hp = 1.73 = \frac{T (200)}{63025}$$

$$T = 545.1 \text{ lb} - \text{pulg} \quad (61.6 \text{ N} - \text{m})$$

Fuerza cortante en la cuña

$$T = F R = 61.6 = F (0.01 + 0.003) \quad F = 4738.46 \text{ N}$$

Esfuerzos cortantes

$$\tau = \frac{F}{A_t} = \frac{4738.46}{0.003(0.025)} = 63.18 \text{ MPa}$$

$$\frac{S_y}{2} = \tau = 63.18 \text{ MPa} \quad S_y = 126.36 \text{ MPa}$$

Con S_y de 126.36 MPa y tabla A1 de anexos (Budynas R.G, 2018) se selecciona un material SAE y/o AISI 1006 HR con $S_y=300 \text{ MPa}$. Sin embargo, teniendo en consideración la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AISI_1020/ABASTEINSA, s.f).

Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrado en la figura A7 de anexos.

- **Cuñero de eje de corona**

Los datos para seleccionar la cuña estándar se tiene el diámetro del eje de la corona de 25 mm. En la tabla A23 de (Norton R.L, 2011), se selecciona las dimensiones de la cuña de acuerdo al diámetro del eje de la corona:

$$\text{Ancho } W = 8 \text{ mm, Alto } H = 7 \text{ mm, Longitud } L = 25 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro de tornillo prisionero } d_p = 8 \text{ mm}$$

Para la selección del material se utiliza la potencia de transmisión:

$$Pot = \frac{T n}{63025} \quad Hp = 1.73 = \frac{T (200)}{63025}$$

$$T = 545.1 \text{ lb} - \text{pulg} (61.6 \text{ N} - \text{m})$$

Fuerza cortante en la cuña

$$T = F R = 61.6 = F (0.0125 + 0.0035) \quad F = 3850 \text{ N}$$

Esfuerzos cortantes

$$\tau = \frac{F}{A_t} = \frac{3850}{0.0035(0.025)} = 44 \text{ MPa}$$

$$\frac{S_y}{2} = \tau = 44 \text{ MPa} \quad S_y = 88 \text{ MPa}$$

Con S_y de 88 MPa y tabla A1 de anexos (Budynas R.G, 2018) se selecciona un material SAE y/o AISI 1006 HR con $S_y=300$ MPa. Sin embargo, teniendo en consideración la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AISI_1020/ABASTEINSA, s.f). Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrado en la figura A7 de anexos.

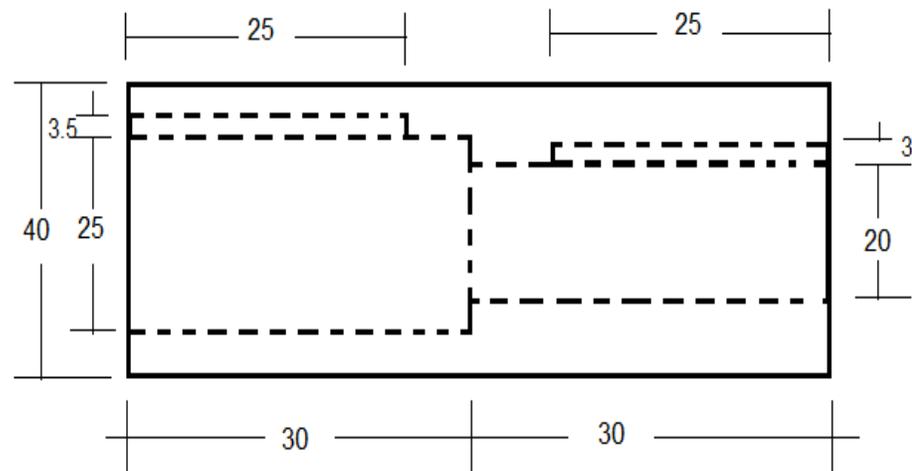


Figura 3- 36. Geometría del acople para corona y polea 1.

- **Selección de material del acople para corona y polea 1.**

Cálculo del esfuerzo cortante en la sección transversal crítica

$$\tau = \frac{16 T}{\pi(D_o^3 - D_i^3)} = \frac{16(61.6)}{\pi(0.04^3 - 0.025^3)} = 6.48 \text{ MPa}$$

Para la selección del material

$$\frac{S_y}{2} = \tau = 6.48 \quad S_y = 12.96 \text{ MPa}$$

Se concluye con S_y de 12.96 MPa y tabla A1 de anexos (Budynas R.G, 2018) que puede utilizarse cualquier material de acero, por lo tanto, se selecciona un material SAE y/o AISI 1006 HR con $S_y=300$ MPa. Pero, considerando la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AISI_1020/ABASTEINSA, s.f). Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrados en la figura A7 de anexos.

- **Cuñero de eje de tornillo sinfín.**

Los datos para seleccionar la cuña estándar se tiene el diámetro del eje de tornillo de 19.05 mm (3/4 in). En la tabla A23 de (Norton R.L, 2011), se selecciona las dimensiones de la cuña de acuerdo al diámetro del eje del tornillo sinfín:

$$\text{Ancho } W = 6 \text{ mm}, \text{Alto } H = 6 \text{ mm}, \text{Longitud } L = 20 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro de tornillo prisionero } d_p = 6.35 \text{ mm}$$

Para la selección del material se utiliza el torque de transmisión:

$$T = 4.08 \text{ N} - \text{m}$$

Fuerza cortante en la cuña

$$T = F R = 4.08 = F (0.009525 + 0.003) \quad F = 325.7 \text{ N}$$

Esfuerzos cortantes

$$\tau = \frac{F}{A_t} = \frac{325.7}{0.02(0.003)} = 5.43 \text{ MPa}$$

$$\frac{S_y}{2} = \tau = 5.43 \text{ MPa} \quad S_y = 10.86 \text{ MPa}$$

Se selecciona Acero 1006 HR con $S_y=300$ MPa. Sin embargo, teniendo en consideración la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AIS1_1020/ABASTEINSA, s.f). Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrados en la figura A7 de anexos.

- **Cuñero de eje de motor eléctrico**

Los datos para seleccionar la cuña estándar se tiene el diámetro del eje de motor eléctrico de 15.875 mm (5/8 in). En la tabla A23 de (Norton R.L, 2011), se selecciona las dimensiones de la cuña de acuerdo al diámetro del eje del motor seleccionado.

$$\text{Ancho } W = 5 \text{ mm}, \text{Alto } H = 5 \text{ mm}, \text{Longitud } L = 20 \text{ mm}$$

Diámetro de tornillo prisionero $d_p = 6.35 \text{ mm}$

Para la selección del material se utiliza el torque de transmisión:

$$T = 4.08 \text{ N} - \text{m}$$

Fuerza cortante en la cuña

$$T = F R = 4.08 = F (0.0079375 + 0.0025) \quad F = 391 \text{ N}$$

Esfuerzos cortantes

$$\tau = \frac{F}{A_t} = \frac{391}{0.02(0.0025)} = 7.82 \text{ MPa}$$

$$\frac{S_y}{2} = \tau = 7.82 \text{ MPa} \quad S_y = 15.64 \text{ MPa}$$

Con el valor de S_y de 15.64 MPa y tabla A1 de anexos (Budynas R.G, 2018) se concluye que puede utilizarse cualquier material de acero, por lo tanto, se selecciona un material SAE y/o AISI 1006 HR con $S_y=300 \text{ MPa}$. Ahora bien, teniendo en consideración la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AISI_1020/ABASTEINSA, s.f). Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrados en la figura A7 de anexos.

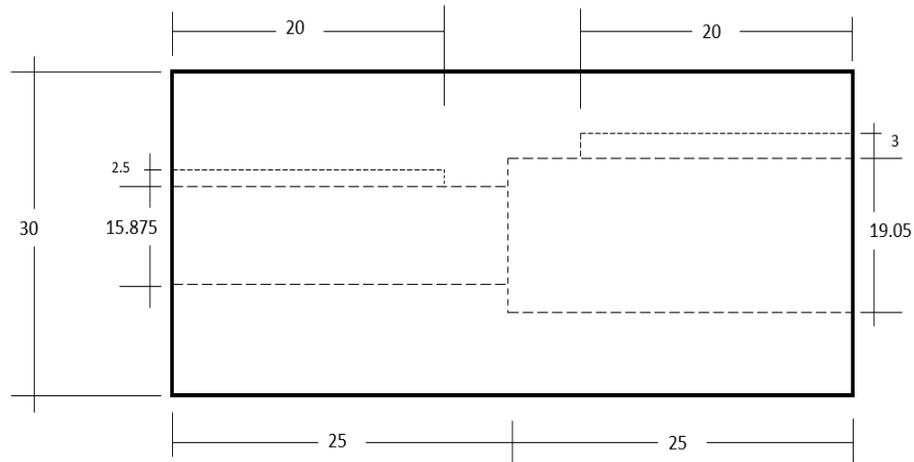


Figura 3- 37. Geometría del acople de tornillo sinfín y motor.

- **Selección de material del acople para tornillo sinfín y motor.**

Cálculo del esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{16 T}{\pi(D_o^3 - D_i^3)} = \frac{16(4.08)}{\pi(0.03^3 - 0.01587^3)} = 0.90 \text{ MPa}$$

Para la selección del material

$$\frac{S_y}{2} = \tau = 0.90 \quad S_y = 1.8 \text{ MPa}$$

Se puede observar que el valor obtenido de S_y de 12.96 MPa es muy bajo, y haciendo uso de tabla A1 de anexos (Budynas R.G, 2018) se opta por utilizar un acero SAE y/o AISI 1006 HR con $S_y=300$ MPa. Como se mencionó anteriormente, considerando la accesibilidad de comercio de materiales en nuestro país, se opta por seleccionar un acero AISI 1020 (AISI_1020/ABASTEINSA, s.f). Con la propiedad mecánica de esfuerzo último a la tracción Max. 32-37 kg/mm² (400 MPa) mostrados en la figura A7 de anexos.

3.4.11 REJILLA

Esta pieza combina elementos unidos de manera que en ella queden espacios vacíos de forma repetitiva en una o varias direcciones, tiene la función de una cribadora que permite limpiar o colar. Para la máquina se utilizarán dos rejillas con patrón de “*agujero redondo ranurado*”, tal, como se muestra en la figura 3-38.

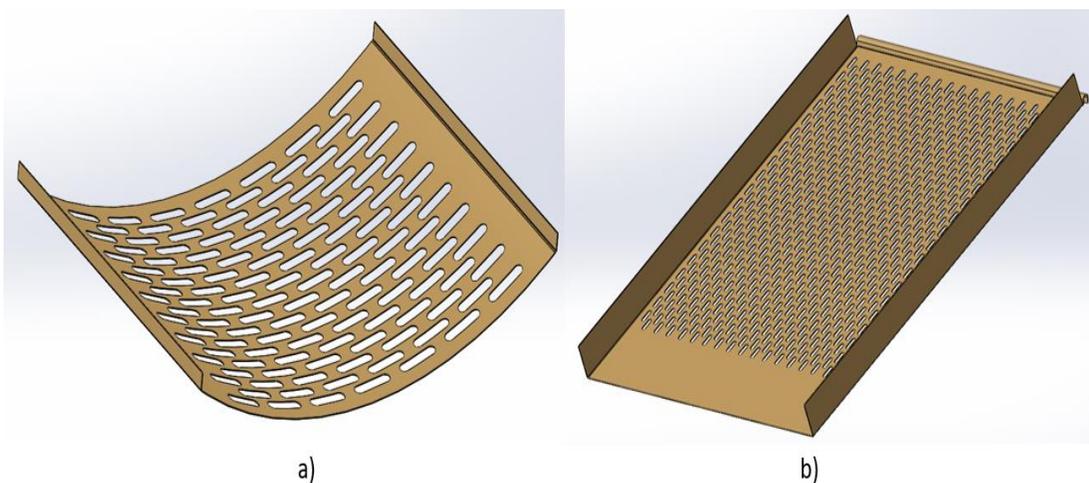


Figura 3- 38. Rejillas. En a) se muestra una rejilla curva, b) rejilla plana. Fuente: Elaboración propia.

De las figuras:

La figura a) se colocará en la parte inferior de los rodillos desfibradores, presenta una forma curva y tendrá dos funciones: la primera, ser un primer filtro para la fibra que cruza los rodillos, segundo, retener la fibra de mayor tamaño que no logra cruzar la rejilla y permitir que los rodillos sigan impactando la fibra.

La figura b) es una rejilla plana con agujeros redondos ranurados de menor tamaño colocada a una distancia por debajo de a), recibe la fibra proveniente de a) y será un segundo filtro, la fibra de mayor tamaño a sus agujeros se acumulará y saldrá por un extremo, mientras que, la fibra de menor tamaño cruza para

acularse en una bandeja colocada por debajo de ella. De esta manera se pretende tener dos tipos de tamaños de fibras.

3.4.12 TOLVA Y GUARDAS

Tolva: comúnmente tiene forma similar a un embudo de pequeño o gran tamaño según sea el uso, y están destinadas al depósito y canalización de materiales granulados. Para este proyecto se diseñará de la forma mostrada en la siguiente figura 3-39, por la geometría se considera que presenta mayor seguridad para el operario. Será utilizada como medio de ingreso de la estopa de coco, y se ubicará en la parte superior de la guarda de los rodillos. El ingreso de la estopa de coco por la tolva será a una altura aproximada de 1.12 m.

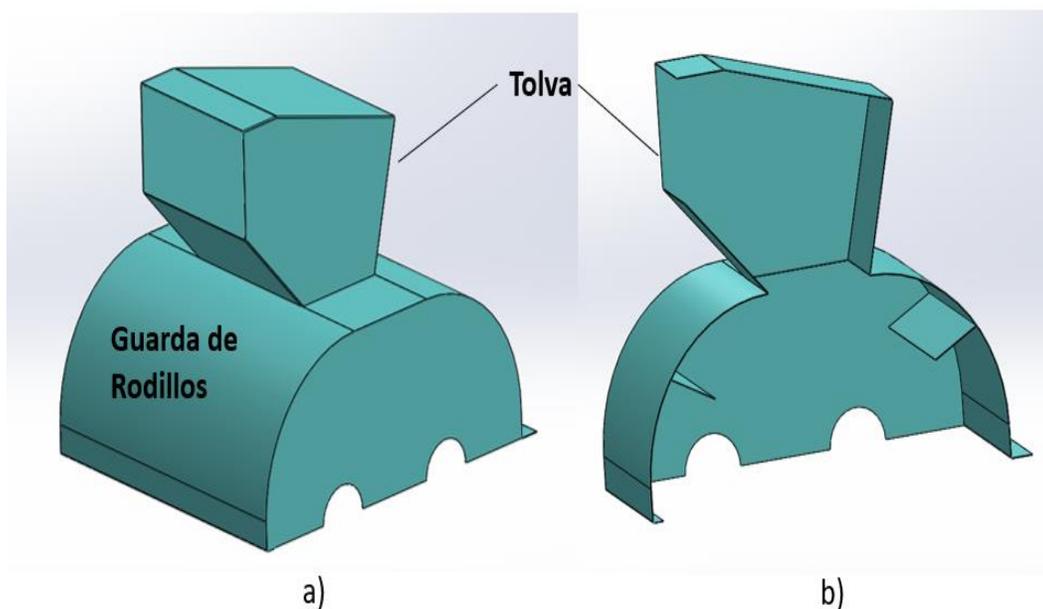


Figura 3- 39. Tolva y Guarda. En a) se muestra la tolva de ingreso de la estopa de coco sobre la guarda de protección de los rodillos, en b) corte transversal, para mejor detalle de la tolva. Fuente: Elaboración propia.

Guarda: estos elementos serán diseñados para brindar protección tanto para algunos elementos de la máquina como para los operarios evitando que estos últimos tengan contacto directo con los elementos. Entre los elementos que serán protegidos por una guarda se tiene: a) caja reductora (corona y tornillo sinfín), b) rodillos 1 y rodillo 2, c) engranes rectos. En la siguiente figura se muestra la guarda diseñada para la protección de los engranes rectos.

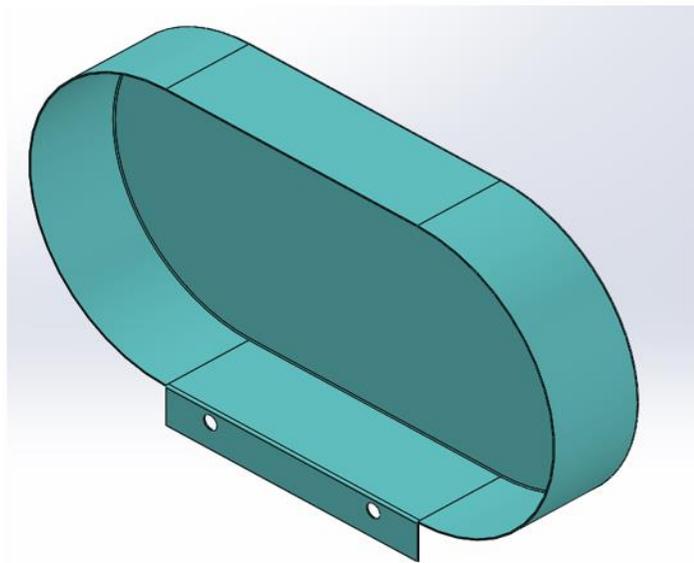


Figura 3- 40. Guarda para engranes rectos. Diseñada de forma tal que en ella se protejan los dos engranes. Fuente: Elaboración propia.

3.4.13 ESTRUCTURA

Para brindar estabilidad se diseñarán dos estructuras:

ESTRUCTURA 1: en ella se colocarán los elementos encargados de la trituración: Eje 1 conteniendo polea 2, rodillos 1, engranes 1. Eje 2 conteniendo rodillo 2, engrane 2. Esta estructura estará conformada también por guardas de protección de los engranes y rodillos mostrados en la figura 3-39 y figura 3-40, cuatro guardas laterales que formaran la carcasa donde caerá la fibra. En la figura 3-41 se muestra la estructura 1.

ESTRUCTURA 2: diseñada para soportar los elementos de arranque: motor eléctrico, caja reductora, polea 1, y soportes para las respectivas chumaceras. Sobre ella se instalará una base.



Figura 3- 41. Estructura 1. En ella se colocarán los ejes de los rodillos que harán el proceso de trituración. Fuente: Elaboración propia.

Haciendo uso de software de diseño “SolidWorks”, se realizaron los planos respectivos de los componentes que conforman la máquina, tanto de los elementos que se encargaran de procesar la estopas, como también, las estructuras que lo soporta los elementos y que brindara estabilidad a la máquina. En los planos se muestra con mas detalle las dimensiones de los elementos y demás componentes. Ver anexos C.

CONCLUSIONES

- La fibra de la estopa de coco proveniente principalmente de la especie tropical cocotera (*Cocos Nucífera L.*), es una fibra que en El Salvador no se aprovecha al 100%, ya que en la actualidad es más notorio su consumo como bebida energética y extracción de aceite, que, de producción de fibra, aunque en nuestro país se cuenta con un sitio donde se produzca la fibra. En la actualidad es común observar en las calles de nuestro país la concentración de estopas de cocos, es cierto que es un material orgánico y que con el tiempo este llega a descomponerse, pero la acumulación descontrolada puede ser perjudicial para las personas, ya que, por el clima de nuestro país pueden ser un potencial criadero de zancudos o roedores portadores de enfermedades.
- En el diseño de la máquina se tomaron en consideración una serie de variables que es necesaria para iniciar la etapa de diseño de los componentes. Entre las variables se consideraron la velocidad del motor, velocidad de operación de los rodillos que llevarían a cabo el proceso de trituración y la fuerza requerida para desprender la fibra; esta última, de suma importancia y al no contar con una fuente de donde adquirir esta información. Se utilizaron métodos de operación manual, carga estática y carga de impacto para la obtención del dato requerido. En el capítulo 1 se explicó el método de ensayo por impacto, con el cual, fue posible establecer la fuerza para desprender la fibra, y tomarla como base para el diseño de los componentes.

- Lo presentado en el documento en relación a la máquina para la extracción de la fibra de la estopa de coco, es importante mencionar que no puede asegurarse que la máquina cumplirá con el objetivo que fue diseñada, dado que, para ello deberá de llevarse a cabo la construcción de la máquina, realizar pruebas y posibles modificaciones de elementos, pero esto solo puede determinarse teniendo la máquina construida y puesta en marcha. Y cabe recalcar que como lo dice el título es una propuesta de diseño, y para este trabajo solo quedará como una guía de diseño para futuras investigaciones y no se llevará a cabo la construcción de ella
- En este trabajo se presentó la información básica de los conceptos de diseño de elementos que componen la máquina, tablas útiles para la determinación de constantes de igual manera, se provee al lector de una amplia información de los beneficios que brinda la fibra de estopa de coco y potenciar así el uso de la fibra y reducir la acumulación de las estopas.

REFERENCIAS Y FUENTES CITADAS

AISI_1020 | ABASTEINSA. (s. f.). https://abasteinsa.com/aisi_1020/

Budynas, R.G. (2018). Bandas en V. En R.G. Nisbett, *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley* (págs.878-886). México: Mc-Graw Hill/Interamericana editores, SA de CV.

Budynas, R.G. (2018). *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley* México: Mc-Graw Hill.

Budynas, R.G. (2018). Propiedades de algunos materiales de las bandas planas y redondas. En R.G. Nisbett, *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley* (págs.850) México: Mc-Graw Hill/Interamericana editores, SA de CV.

Freund. (2022). ACEITE LUBRICANTE PARA CAJA MECÁNICA 80W90 GL-5. *Ferreterías Freund. Obtenido en: <https://www.freundferreteria.com/Productos/Detalle/74f3a74f-d24b-40a7-a0bb-108ca2c5e627?producto=aceite%20lubricante%20para%20caja%20mec%C3%A1nica%2080w90%20gl-5>*.

Juvinall, R.C. (1967). *Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength*. Washington D.C. McGraw-Hill.

Lizano, M. Guía técnica del cultivo del coco. MAG, (2011), Programa nacional de frutas de El Salvador.

MAG Ministerio de Agricultura y Ganadería, (2011). Guía técnica “EL CULTIVO DEL COCOTERO”.

Montaño, E.G. (2019). *Diseño de Prototipo para remover Corteza de Coco*. Universidad Santo Tomas, Bucaramanga.

Mott, R.L. (2006). Cojinetes con contacto de rodadura. En R. Mott, *Diseño de elementos de máquinas* (págs. 597-627). Pearson Education, Inc.

Mott, R.L. (2006). Diseño de ejes. En R. Mott, *Diseño de elementos de máquinas* (págs. 531-564). Pearson Education, Inc.

- Mott, R.L. (2006). Geometría de los engranes rectos. En R. Mott, *Diseño de elementos de máquinas* (págs. 307-322). Pearson Education, Inc.
- Mott, R.L. (2006). Geometría del tornillo y engrane Sinfín. En R. Mott, *Diseño de elementos de máquinas* (págs. 341-347). Pearson Education, Inc.
- Mott, R.L. (2006). Transmisiones por bandas y cadenas. En R. Mott, *Diseño de elementos de máquinas* (págs. 264-282). Pearson Education, Inc.
- Norton, R.L. (2011). Cojinetes de elementos rodantes. En R. Norton, *Diseño de máquinas un enfoque integrado* (págs. 515-528). Pearson Education, Inc.
- Norton, R.L. (2011). Ecuación de AGMA. En R. Norton, *Diseño de máquinas un enfoque integrado* (págs. 572-594). Pearson Education, Inc.
- Norton, R.L. (2011). Ejes, cuñas y acoplamientos. En R. Norton, *Diseño de máquinas un enfoque integrado* (págs. 415-444). Pearson Education, Inc.
- Norton, R.L. (2011). Engrane de tornillo Sinfín. En R. Norton, *Diseño de máquinas un enfoque integrado* (págs. 515-528). Pearson Education, Inc.
- Norton, R.L. (2011). Selección de cojinetes rodantes. En R. Norton, *Diseño de máquinas un enfoque integrado* (págs. 521-528). Pearson Education, Inc.
- Quintanilla, M.E. (2010). *Industrialización de la Fibra de Estopa de Coco*. Universidad de El Salvador, San Salvador, El Salvador.
- RNF Customcrafts. (2021, 23 de junio). *Coconut Husk Shredding Machine/Testing* [Video]. YouTube. <https://www.youtu.be/RxEDcOU5Gn4>
- Timken® IP69K Hygienic Mounted Ball Bearings On. (s. f.). *The Timken Company*. <https://cad.timken.com/category/timken--ip69k-hygienic-mounted-ball-bearings>

ANEXOS

ANEXOS A. FIGURAS UTILIZADAS

Figura 14-14

Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N . (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)

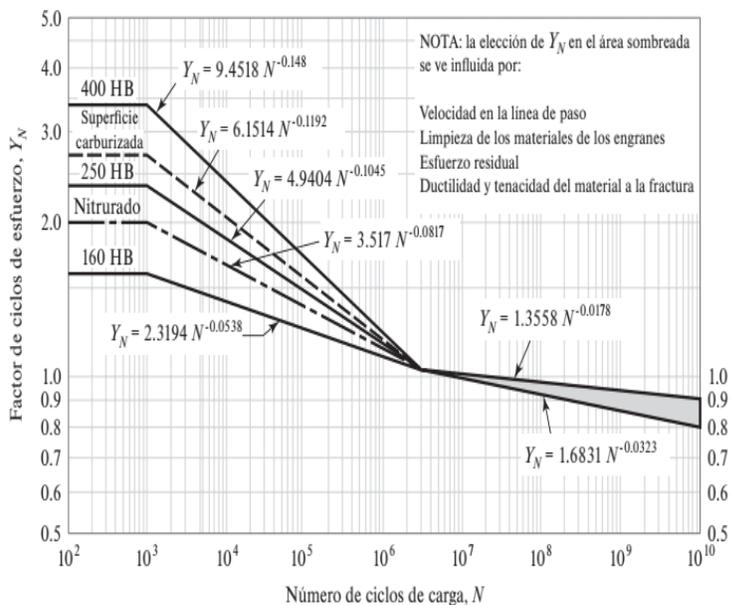


Figura A1. figura 14-14 Factor de ciclos de esfuerzos repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Z_N (Budynas y Nisbett, Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley, 2018, Página 726).

Figura 14-12

Factor de relación de la dureza C_H (acero completamente endurecido). (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)

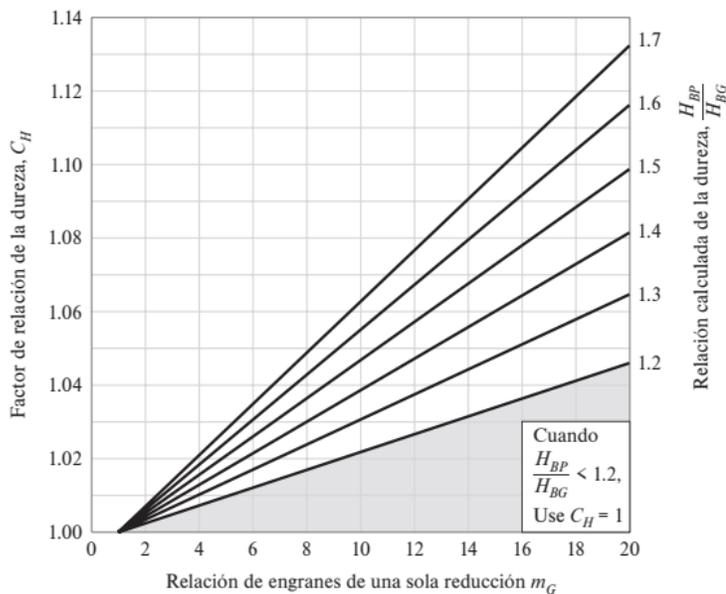


Figura A2. Figura 14-12 Factor de relación de la dureza C_H (Budynas y Nisbett, Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley, 2018, Página 725).

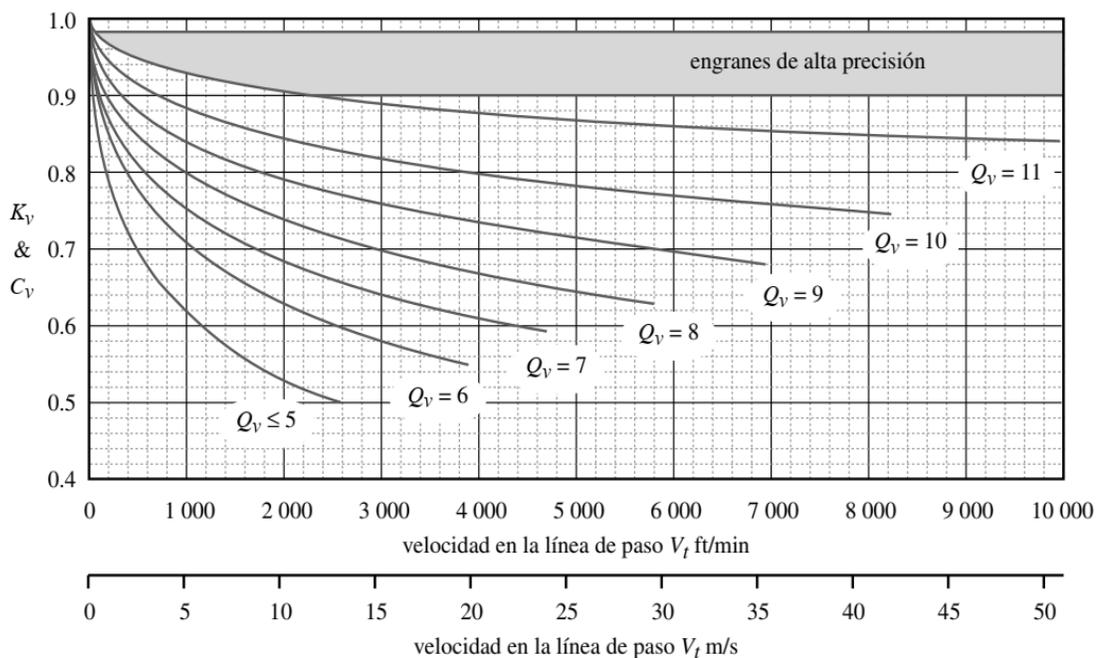


FIGURA 8-22

Factores dinámicos K_v y C_v de la AGMA

Figura A3. Figura 8-22 Factor dinámico K_v (R. L. Norton, *Diseño de Máquinas, un enfoque integrado*, 2011, Página 574).

FIGURA 9-23 Factor de geometría I para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar. Todas las curvas son para el punto inferior de contacto de un solo diente sobre el piñón (Tomado de la norma AGMA 218.01, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

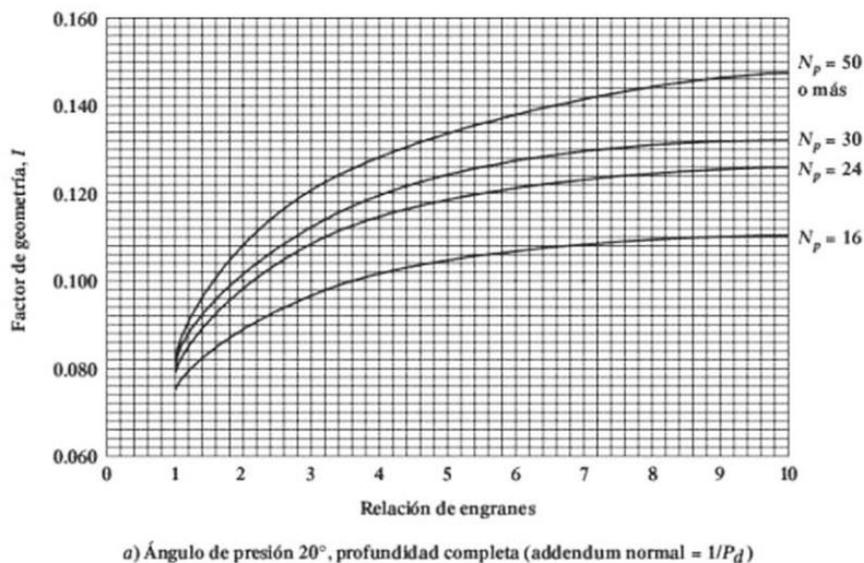


Figura A4. Figura 9.23 Factor geométrico a la picadura I (R. L. Mott, *Diseño de Ingeniería Mecánica*, 2009, Página 402).

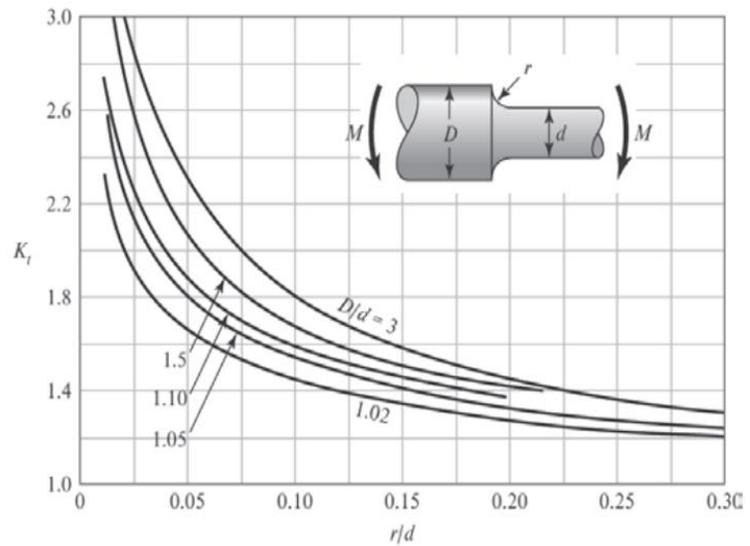


Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.

Figura A5. Figura A-15-9 Concentradores de esfuerzos a la fatiga por cambio de sección T_K (Budynas y Nisbett, *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*, 2018, Apéndice A26).

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J.L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill, Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

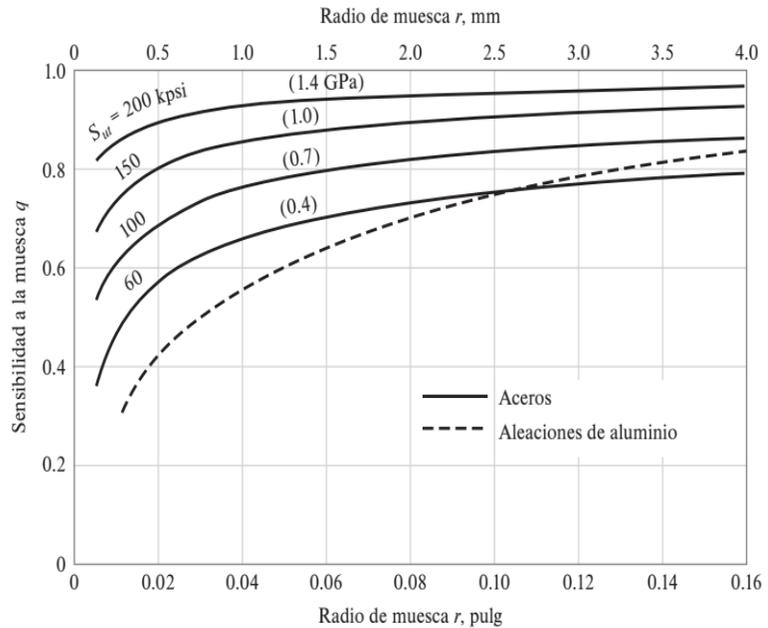


Figura A6. Figura 6-20 Factor de sensibilidad a la muesca q (Budynas y Nisbett, *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*, 2018, Página 290).



AISI_1020

Composición Química:	C	Mn	Si	P	S
	0.18 - 0.22	0.60	0.20	0.22	0.11
Color de identificación:	ROSADO				
Nombre Comercial:	Cold Roll / Eje Transmisión				
Normas:	AISI, SAE, ASTM, NMX, DIN: ST 37 - C22				
Presentación en Plaza:	Barras Cilíndrica, Platinas, Cuadrado y Hexagonal				
Características:	<ul style="list-style-type: none"> • Acero de bajo contenido de carbono. • Más versátil. • Análisis controlado. • Mejores propiedades mecánicas que otros del mismo tipo. • Alto contenido de magnesio. • Buena soldabilidad. • Buena maquinabilidad. • Estirado en frío. • Alta tenacidad. • Resistencia a la tracción. • Calibraje exacto. • Acabado brillante. • Se puede cementar. 				



Acero para construcción de maquinaria de acabado brillante.

En barras con diámetros mayores de 30 mm existe un efecto de masa que tiene influencia directa sobre las propiedades mecánicas resultando en una disminución ligera de la misma.

- ❖ **CARACTERÍSTICAS:** Este acero es muy versátil por las características. Mejores propiedades mecánicas que otros aceros del mismo tipo o normal. Es un acero soldable por su contenido de manganeso y maquinabilidad. Cuando requerimos superficies más duras recurrimos al método térmico de cementación obteniendo muy buena dureza superficial (tomando en cuenta que su núcleo es blando). Por ser rectificado a la medida exacta es muy aplicable en sin números de repuestos industriales.
- ❖ **APLICACIONES:** Se utiliza para la fabricación de partes para maquinaria; automotriz, línea blanca, equipo de proceso, etc., que no estén sujetas a grandes esfuerzos. Por su durabilidad es ideal para el proceso de transformación en frío como, doblar, estampar, recalcar, etc.
 - Sus usos dentro de nuestro mercado se orienta a:
 - Para partes de maquinaria, matricera
 - En troquelarias, dados, etc.
 - Pernos, tuercas, pines, guías, pines de sujeción, bulones, herramientas, etc.
 - Ejes donde la resistencia a la tracción no es muy elevada
- ❖ **PROPIEDADES MECANICAS:**
 - Resistencia a la tracción: MAX. 32-37 Kg/mm²
 - Límite de Fluencia: MAX. 23-27 Kg/mm²
 - Dureza Brinell en estado de entrega: MAX. 100-140 DB
 - Dureza Rockwell C: por la poca penetración de temple, se usa en estado normalizado. (Para dureza hay que cementarla).

TRATAMIENTOS TERMICOS RECOMENDADOS: (Valores en °C)

Forjado	Normalizado	Recocido		Templado Cementado	Revenido	Puntos Críticos Aprox.	
		Ablandamiento	Regeneración			Ac1	Ac3
1100 - 1250	870 - 900	870 - 900	870 - 900	870 - 900	870 - 900	870 - 900	870 - 900

PROPIEDADES MECANICAS SEGÚN LA NORMA SAE J1397

TIPO DE PROCESO Y ACABADO	RESISTENCIA A LA TRACCION			LIMITE DE FLUENCIA			Alargamiento 2%	Reducción de Arena %	Dureza de Brinell en 2%	Relación de Maquinabilidad
	MPA	Kg/mm ²	KSI	MPA	Kg/mm ²	KSI				
Caliente y Maquinado	400	(41)	58	220	22	32	25	50	126	70
Estirado en Frío	400	(45)	64	370	38	54	15	40	116	

(En barras más delgadas de 20mm, los datos de resistencia son ligeramente mayores)

Figura A7. Propiedades mecánicas acero AISI 1020 ABASTEINSA.

ANEXOS B. TABLAS

Tabla A1. Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD). Fuente: (Budynas, 2018, pág. 1020)

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesa- miento	a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Tabla A2. Factor de concentrador de esfuerzo K_f . Fuente: (Budynas, 2018, pág. 429)

Tabla 8-16		Grado SAE	Grado métrico	Roscas laminadas	Roscas cortadas	Filete
Factores de concentración del esfuerzo de fatiga K_f de elementos roscados		0 a 2	3.6 a 5.8	2.2	2.8	2.1
		4 a 8	6.6 a 10.9	3.0	3.8	2.3

⁹W. D. Pilkey, *Peterson's Stress Concentration Factors*, 2a. ed., John Wiley & Sons, Nueva York, 1997, p. 387.

Tabla A3. Tabla 8-1 Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino. Fuente: (Budynas, 2018, pág. 386)

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso				Serie de paso fino	
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

* Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226\ 869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649\ 519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

Tabla A4. Tabla 17-9 Secciones de bandas en V estándar. Fuente: (Budynas, 2018, pág. 860)

Sección de la banda	Ancho a , pulg	Espesor b , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Tabla 17-9

Secciones de bandas en V estándar

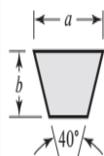
Tabla A5. Tabla 7-1 Factor de servicio K_s para bandas en V. Fuente: (Budynas, 2018, pág. 863)

TABLA 7-1 Factores de servicio para bandas V

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal ^a Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional ^b Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrifugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

^aSíncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.^bMonofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

Tabla A6. Tabla 17-12 Diámetro de paso y Potencias nominales de bandas de bandas en V estándar.
Fuente: (Budynas, 2018, pág. 862).

Potencias nominales de bandas en V estándar	Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
			1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15		
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38	
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12	
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71	
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19	
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58	
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89	
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22	
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24	
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10	
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82	
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45	
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00	
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48	
7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90		
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87		
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12	
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52	
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39	
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89	
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1	
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1	
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35	
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62	
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18	
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2	
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8	
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0	
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0	
17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7		
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3	
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5	
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4	
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5	
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8	
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7	
	28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1	

Tabla A7. Tabla 17-13 Factor de corrección del ángulo K_1 para transmisiones de bandas planas VV y en V. Fuente: (Budynas, 2018, pág. 863).

Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana VV* y en V	$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	K_1	
			VV	Plana en V
	0.00	180	1.00	0.75
	0.10	174.3	0.99	0.76
	0.20	166.5	0.97	0.78
	0.30	162.7	0.96	0.79
	0.40	156.9	0.94	0.80
	0.50	151.0	0.93	0.81
	0.60	145.1	0.91	0.83
	0.70	139.0	0.89	0.84
	0.80	132.8	0.87	0.85
	0.90	126.5	0.85	0.85
	1.00	120.0	0.82	0.82
	1.10	113.3	0.80	0.80
	1.20	106.3	0.77	0.77
	1.30	98.9	0.73	0.73
	1.40	91.1	0.70	0.70
	1.50	82.8	0.65	0.65

Tabla A8. Tabla 17-10 Circunferencias internas de bandas en V estándar. Fuente: (Budynas, 2018, pág. 860).

Tabla 17-10	Sección	Circunferencia, pulg
Circunferencias interiores de bandas en V estándar	A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
	B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
	C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
	D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
	E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Tabla A9. Tabla 17-14 Factor de corrección de longitud de banda K_2 . Fuente: (Budynas, 2018, pág. 863)

Factor de corrección de longitud de banda K_2^*	Longitud nominal de la banda, pulg					
	Factor de longitud	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85		Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90		38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95		48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00		60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05		78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10		96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15		120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20			195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

* Multiplique la potencia nominal de la banda por este factor para conseguir la potencia corregida.

Tabla A10. Tabla 8-19 Factor de confiabilidad K_R . Fuente: (Norton R.L, 2011, pág. 587).

Tabla 8-19 Factor K_R de la AGMA	
% de confiabilidad	K_R
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

Tabla A11. Tabla 8-17 Factor de sobrecarga K_o . Fuente: (Norton R.L, 2011, pág. 577).

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Tabla A12. Factor de tamaño K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Tabla A13. Tabla 8-7 Número de calidad recomendada del engrane contra la velocidad lineal de paso. Fuente: (Norton R.L, 2011, pág. 567)

Tabla 8-7

Números recomendados de calidad del engrane contra la velocidad en la línea de paso

Velocidad de paso	Q_v
0–800 fpm	6–8
800–2000 fpm	8–10
2000–4000 fpm	10–12
Más de 4000 fpm	12–14

Tabla A14. Tabla 8-16 Factor de distribución de carga K_m . Fuente: (Norton R.L, 2011, pág. 577)**Tabla 8-16**

Factores K_m de distribución de carga

Ancho de cara in (mm)	K_m
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥ 20 (500)	2.0

Tabla A15. Tabla 14-8 Coeficiente elástico C_p . Fuente: (Budynas, 2018, pág. 720).

Tabla 14-8 Coeficiente elástico C_p (Z_E), $\sqrt{\text{psi}}$ ($\sqrt{\text{MPa}}$) (Fuente: AGMA 218.01.)		Material y módulo de elasticidad de la corona E_G , lb/pulg ² (MPa)*					
		Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa) ^a	Acero 30×10^6 (2.3 10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7 10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7 10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5 10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2 10^5)
Acero	30×10^6 (2.3 10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7 10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7 10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5 10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2 10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1 10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Relación de Poisson = 0.30.

* Cuando se obtienen valores del módulo de elasticidad más exactos mediante pruebas de contacto con rodillo, se podrán utilizar.

Tabla A16. Tabla 8-21 Resistencia admisible a la fatiga por desgaste de material de engranes. Fuente: (Norton R.L, 2011, pág. 590)

Tabla 8-21 Resistencias de la AGMA para fatiga superficial S_{fc}' en un conjunto de materiales de engranes*							
Material	Clase AGMA	Denominación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia superficial a la fatiga		
					psi x 10 ³	MPa	
Acero	A1-A5		Endurecido totalmente	≤ 180 HB	85-95	590-660	
			Endurecido totalmente	240 HB	105-115	720-790	
			Endurecido totalmente	300 HB	120-135	830-930	
			Endurecido totalmente	360 HB	145-160	1000-1100	
			Endurecido totalmente	400 HB	155-170	1100-1200	
			Endurecido por llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300	
			Endurecido por llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300	
			Carburado y recubrimiento endurecido	55-64 HRC	180-225	1250-1300	
			AISI 4140	Nitrurado	84.6 HR15N [†]	155-180	1100-1250
			AISI 4340	Nitrurado	83.5 HR15N	150-175	1050-1200
			Nitroaleación 135M	Nitrurado	90.0 HR15N	170-195	1170-1350
			Nitroaleación N	Nitrurado	90.0 HR15N	195-205	1340-1410
			Cromo al 2.5%	Nitrurado	87.5 HR15N	155-172	1100-1200
Cromo al 2.5%	Nitrurado	90.0 HR15N	192-216	1300-1500			
Hierro fundido	20	Clase 20	Como se fundió		50-60	340-410	
	30	Clase 30	Como se fundió	175 HB	65-70	450-520	
	40	Clase 40	Como se fundió	200 HB	75-85	520-590	
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	77-92	530-630	
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630	
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770	
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870	
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500	
	A-8-e	50005		180 HB	78	540	
	A-8-f	53007		195 HB	83	570	
	A-8-i	80002		240 HB	94	650	
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundido en arena	40 ksi resistencia a la tensión mín.	30	450	
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 aleación 954	Tratado térmicamente	90 ksi resistencia a la tensión mín.	65	450	

[†] Escala Rockwell 15N utilizada para materiales con recubrimiento endurecido; véase la sección B.4

Tabla A17. Tabla 11-4 Recomendaciones de vida de cojinetes para varias clases de maquinaria. Fuente: (Budynas, 2018, pág. 551)

Tabla 11-4	Tipo de aplicación	Vida, kh
Recomendaciones de vida de cojinetes para varias clases de maquinaria	Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
	Motores de aeronaves	0.5-2
	Máquinas de operación corta o intermitente, donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia	4-8
	Máquinas de servicio intermitente donde una operación confiable es de gran importancia	8-14
	Máquinas para servicio de 8 h, que no siempre se usan completamente	14-20
	Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan plenamente	20-30
	Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
	Máquinas para un servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

Tabla A18 (a). Tabla 14-3 Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda.
Fuente: (Mott R.L, 2009, pág. 607).

TABLA 14-3 Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda, tipo Conrad

Número de rodamiento	Dimensiones nominales del rodamiento												Peso del rodamiento	Capacidad básica de carga estática C_o	Capacidad básica de carga dinámica C
	d		D		B		r^*	Diámetro de escalón preferido		lb	lb				
	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg		Eje	Caja						
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885			
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	675	1180			
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1320			
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660			
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210			
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430			
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350			
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450			
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5050			
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650			
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050			
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.441	3.602	1.36	5850	7500			
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.73	7250	9050			
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900			
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.587	2.31	8800	10800			
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	11400			
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10500	12600			
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12300	14600			
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14200	16600			
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16300	18800			
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.409	6.614	6.94	18600	21100			
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20900	23000			
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23400	24900			
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26200	26900			

A. Series 6200

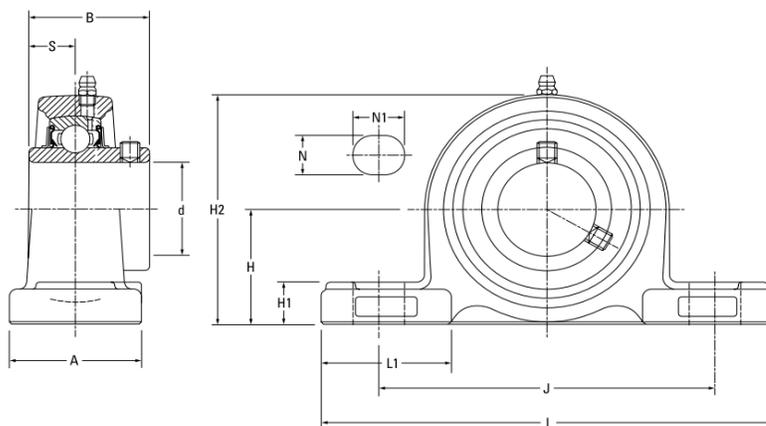
Tabla A18 (b). Tabla 14-3 Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bola y ranura profunda (continuación)

Número de rodamiento	Dimensiones nominales del rodamiento										Peso del rodamiento	Capacidad básica de carga estática C_o	Capacidad básica de carga dinámica C
	d		D		B		r^*		Diámetro de escalón preferido				
	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	Eje	Caja			
									pulg	pulg			
6226	130	5.1181	230	9.0551	40	1.5748	0.098	0.098	5.669	8.504	12.7	29 100	28 700
6228	140	5.5118	250	9.8425	42	1.6535	0.098	0.098	6.063	9.291	19.6	29 300	28 700
6230	150	5.9055	270	10.6299	45	1.7717	0.098	0.098	6.457	10.079	25.3	32 500	30 000
6232	160	6.2992	290	11.4173	48	1.8898	0.098	0.098	6.850	10.886	32.0	35 500	32 000
6234	170	6.6929	310	12.2047	52	2.0472	0.118	0.118	7.362	11.535	38.5	43 000	36 500
6236	180	7.0866	320	12.5984	52	2.0472	0.118	0.118	7.758	11.929	41.0	46 500	39 000
6238	190	7.4803	340	13.3858	55	2.1654	0.118	0.118	8.150	12.717	50.5	54 500	44 000
6240	200	7.8740	360	14.1732	58	2.2835	0.118	0.118	8.543	13.504	61.5	60 000	46 500
B. Series 6300													
6300	10	0.3937	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.024	0.563	1.181	0.12	805	1400
6301	12	0.4724	37	1.4567	12	0.4724	0.039	0.039	0.656	1.220	0.13	990	1680
6302	15	0.5906	42	1.6535	13	0.5118	0.039	0.039	0.781	1.417	0.18	1200	1980
6303	17	0.6693	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.039	0.875	1.614	0.25	1460	2360
6304	20	0.7874	52	2.0472	15	0.5906	0.039	0.039	1.016	1.772	0.32	1730	2760
6305	25	0.9843	62	2.4409	17	0.6693	0.039	0.039	1.220	2.165	0.52	2370	3550
6306	30	1.1811	72	2.8346	19	0.7480	0.039	0.039	1.469	2.559	0.76	3150	4600
6307	35	1.3780	80	3.1496	21	0.8268	0.059	0.059	1.688	2.795	1.01	4050	5800
6308	40	1.5748	90	3.5433	23	0.9055	0.059	0.059	1.929	3.189	1.40	5050	7050
6309	45	1.7717	100	3.9370	25	0.9843	0.059	0.059	2.126	3.583	1.84	6800	9150
6310	50	1.9685	110	4.3307	27	1.0630	0.079	0.079	2.362	3.937	2.42	8100	10 700
6311	55	2.1654	120	4.7244	29	1.1417	0.079	0.079	2.559	4.331	2.98	9450	12 300
6312	60	2.3622	130	5.1181	31	1.2205	0.079	0.079	2.835	4.646	3.75	11 000	14 100
6313	65	2.5591	140	5.5118	33	1.2992	0.079	0.079	3.031	5.039	4.63	12 600	16 000
6314	70	2.7559	150	5.9055	35	1.3780	0.079	0.079	3.228	5.433	5.51	14 400	18 000
6315	75	2.9528	160	6.2992	37	1.4567	0.079	0.079	3.425	5.827	6.61	16 300	19 600

TABLA 14-3 (continuación)

A. Series 6200, continuación

Tabla A19(a). Dimensiones de la chumacera de cojinete de bolas



Continúa de la página anterior.

Diám. de eje d	Designación del soporte	Designación del rodamiento	Capacidades básicas de carga		Dimensiones										Tamaño del tornillo	Peso			
			Dinámica C _r	Estática C _{0r}	H	L	L1	A	H1	J	H2	S	B	N			N1		
mm	pulg		kN lb	kN lb	mm pulg	mm pulg	mm pulg	mm pulg	mm pulg	mm pulg	mm pulg	mm pulg	mm pulg	mm pulg	mm pulg	mm pulg	mm pulg	mm pulg	kg lb
50	1 7/8	UCP210-30	UC210-30	35,1 7891	23,3 5238	57,2 2 1/4	206 8 1/8	60 2 3/8	60 2 3/8	21 13/16	159 6 1/4	113 4 7/16	19 0,748	51,6 2,031	20 25/32	22 7/8	M16	5/8	2,9 6,4
	1 5/16	UCP210-31	UC210-31																
		UCP210	UC210																
55	2	UCP210-32	UC210-32	43,4 9757	29,4 6609	63,5 2 1/2	219 8 5/8	64,5 2 35/64	60 2 3/8	23 29/32	171 6 23/32	125 4 29/32	22,2 0,874	55,6 2,189	20 25/32	22 7/8	M16	5/8	3,6 7,9
	2	UCP211-32	UC211-32																
	2 1/8	UCP211-34	UC211-34																
60	2 3/16	UCP211-35	UC211-35	43,4 9757	29,4 6609	63,5 2 1/2	219 8 5/8	64,5 2 35/64	60 2 3/8	23 29/32	171 6 23/32	125 4 29/32	22,2 0,874	55,6 2,189	20 25/32	22 7/8	M16	5/8	3,6 7,9
		UCP211	UC211																
	2 1/4	UCP212-36	UC212-36																
65		UCP212	UC212	52,4 11780	36,2 8138	69,8 2 3/4	241 9 1/2	72,5 2 55/64	70 2 3/4	25 31/32	184 7 1/4	138 5 7/16	25,4 1,000	65,1 2,563	20 25/32	25 31/32	M16	5/8	4,9 10,8
	2 3/8	UCP212-38	UC212-38																
	2 7/16	UCP212-39	UC212-39																
70	2 1/2	UCP213-40	UC213-40	57,2 12859	40,1 9015	76,2 3	265 10 7/16	78 3 1/16	70 2 3/4	27 1 1/16	203 8	150 5 29/32	25,4 1,000	65,1 2,563	35 31/32	30 1 3/16	M20	3/4	5,9 13,0
		UCP213	UC213																
	2 3/4	UCP214-44	UC214-44																
75		UCP214	UC214	62,2 13983	44,1 9914	79,4 3 1/8	266 10 15/32	75 2 61/64	72 2 27/32	27 1 1/16	210 8 9/32	156 6 5/32	30,2 1,189	74,6 2,937	25 31/32	30 1 3/16	M20	3/4	6,8 15,0
	2 15/16	UCP215-47	UC215-47																
		UCP215	UC215																
80	3	UCP215-48	UC215-48	67,4 15152	48,3 10858	82,6 3 1/4	275 10 13/16	77,5 3 3/64	74 2 29/32	28 1 7/64	217 8 17/32	162 6 3/8	33,3 1,311	77,8 3,063	25 31/32	30 1 3/16	M20	3/4	7,4 16,3
	3 1/8	UCP216-50	UC216-50																
		UCP216	UC216																
85		UCP216	UC216	72,7 16344	53,0 11915	88,9 3 1/2	292 11 1/2	83 3 17/64	78 3 1/16	30 1 3/16	232 9 1/8	174 6 27/32	33,3 1,311	82,6 3,252	25 31/32	35 1 3/8	M20	3/4	9,0 19,8
	3 1/4	UCP217-52	UC217-52																
		UCP217	UC217																
90		UCP217	UC217	84,0 18884	61,9 13916	95,2 3 3/4	310 12 7/32	87 3 27/64	83 3 9/32	32 1 1/4	247 9 23/32	185 7 9/32	34,1 1,343	85,7 3,374	25 31/32	40 1 9/16	M20	3/4	10,8 23,8
	3 1/2	UCP218-56	UC218-56																
		UCP218	UC218																

Tabla A19(b). Dimensiones de la chumacera de cojinete de bolas

Diám. de eje d	Designación del soporte	Designación del rodamiento	Capacidades básicas de carga		Dimensiones											Tamaño del tornillo	Peso				
			Dinámica	Estática	H	L	L1	A	H1	J	H2	S	B	N	N1						
			C _r	C _{0r}																	
mm	pulg		kN	kN	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	lb	
12		UCP201	UC201																		
	1/2	UCP201-8	UC201-8	12,8	6,65	30,2	127	34,5	38	16	95	60	12,7	31	13	18	M10	0,6			
15		UCP202	UC202	2878	1495	1 3/16	5	1 23/64	1 1/2	5/8	3 3/4	2 3/8	0,500	1,220	1/2	23/32	3/8				1,3
	5/8	UCP202-10	UC202-10																		
17		UCP203	UC203																		
	3/4	UCP204-12	UC204-12	12,8	6,65	33,3	127	34,5	38	16	95	64,3	12,7	31	13	18	M10	0,7			
20		UCP204	UC204	2878	1495	1 5/16	5	1 23/64	1 1/2	5/8	3 3/4	2 17/32	0,500	1,220	1/2	23/32	3/8				1,5
	7/8	UCP205-14	UC205-14																		
	15/16	UCP205-15	UC205-15	14,0	7,85	36,5	140	37,5	38	16	105	70	14,3	34,1	13	18	M10	0,8			
25		UCP205	UC205	3147	1765	1 7/16	5 1/2	1 31/64	1 1/2	5/8	4 1/8	2 49/64	0,563	1,343	1/2	23/32	3/8				1,8
	1	UCP205-16	UC205-16																		
	1 1/8	UCP206-18	UC206-18																		
30		UCP206	UC206	19,5	11,3	42,9	165	47,5	48	17	121	84	15,9	38,1	17	21	M14	1,3			
	1 3/16	UCP206-19	UC206-19	4384	2540	1 11/16	6 1/2	1 55/64	1 7/8	21/32	4 3/4	3 5/16	0,626	1,500	21/32	13/16	1/2				2,9
	1 1/4	UCP206-20	UC206-20																		
	1 1/4	UCP207-20	UC207-20																		
	1 5/16	UCP207-21	UC207-21	25,7	15,4	47,6	167	46,5	48	18	127	94,6	17,5	42,9	17	21	M14	1,6			
	1 3/8	UCP207-22	UC207-22	5778	3462	1 7/8	6 9/16	1 53/64	1 7/8	23/32	5	3 23/32	0,689	1,689	21/32	13/16	1/2				3,5
35		UCP207	UC207																		
	1 7/16	UCP207-23	UC207-23																		
	1 1/2	UCP208-24	UC208-24	29,1	17,8	49,2	184	53	54	18	137	98	19	49,2	17	21	M14	2,0			
	1 9/16	UCP208-25	UC208-25	6542	4002	1 15/16	7 1/4	2 3/32	2 1/8	23/32	5 13/32	3 27/32	0,748	1,937	21/32	13/16	1/2				4,4
40		UCP208	UC208																		
	1 5/8	UCP209-26	UC209-26																		
	1 11/16	UCP209-27	UC209-27	34,1	21,3	54	190	55	54	20	146	106	19	49,2	17	21	M14	2,2			
	1 3/4	UCP209-28	UC209-28	7666	4788	2 1/8	7 15/32	2 5/32	2 1/8	25/32	5 3/4	4 3/16	0,748	1,937	21/32	13/16	1/2				4,9
45		UCP209	UC209																		

Continúa en la página siguiente.

Tabla A20. Tabla 8-11 Clases métricas de propiedades de pernos, tornillos y birlos de acero. Fuente: (Budynas, 2018, pág. 420).

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

[†] Las resistencias mínimas son las resistencias que exceden 99% de los sujetadores.

Tabla A 21. Tabla 15-11 Factor de desgaste K_w de un engranaje de tornillo sinfín. Fuente: (Budynas, 2018, pág. 785).

Tabla 15-11

Factor de desgaste K_w de un engranaje de tornillo sinfín
(Fuente: Earle Buckingham, *Design of Worm and Spiral Gears*, Industrial Press, Nueva York, 1981.)

Tornillo sinfín	Material Rueda	Ángulo de rosca ϕ_n			
		$14\frac{1}{2}^\circ$	20°	25°	30°
Acero endurecido*	Bronce enfriado	90	125	150	180
Acero endurecido*	Bronce	60	80	100	120
Acero 250 BHN (mín.)	Bronce	36	50	60	72
Fundición de hierro de alta resistencia	Bronce	80	115	140	165
Fundición gris†	Aluminio	10	12	15	18
Fundición de hierro de alta resistencia	Fundición gris	90	125	150	180
Fundición de hierro de alta resistencia	Acero fundido	22	31	37	45
Fundición de hierro de alta resistencia	Fundición de hierro de alta resistencia	135	185	225	270
Acero 250 BHM (mín.)	Fenólico laminado	47	64	80	95
Fundición gris	Fenólico laminado	70	96	120	140

* Mayor de 500 BHN en la superficie.

† Para tornillo sinfín de acero, multiplique los valores dados por 0.6.

Tabla A22. Valores eléctricos para motores monofásicos SERIE 1RF2. Fuente: (Catalogo de Motores Eléctricos Siemens, 2019. Pág. 45).

SIMOTICS el portafolio de motores eléctricos más amplio del mundo.

VALORES ELÉCTRICOS MOTORES MONOFÁSICOS SERIE 1RF2

Referencia	HP	F.S.	Velocidad Nominal (rpm)	Corriente en vacío (amp)	Corriente nominal (amp)	115V	230V	Eficiencia Nominal	Factor de Potencia	Torque nominal (lbs/ft)	Torque de arranque / Torque nominal	Motor Peso - kg -	Rodamientos lado AS y BS	Plano	Condensador de arranque	Condensador de trabajo
Motor 1RF2, 56 J, 2 polos, brida "C", espiga roscada, con pata, Uso Bomba, FS NEMA, 115/230V 60Hz.																
1RF21000CA004EB1	0,25	1,8	3.545	3,7	5,3	2,6	55,0	58,2	0,370	315%	7,70	6203 ZZ	3NM-1656	233-280/01	--	
1RF21000CA104EB1	0,33	1,7	3.540	4,4	5,3	2,6	57,5	69,1	0,495	240%	8,23	6203 ZZ	3NM-1656	233-280/01	--	
1RF21000CA204EB1	0,5	1,6	3.550	7,1	8,2	4,1	62,0	64,4	0,740	239%	9,89	6203 ZZ	3NM-1656	233-280/01	--	
1RF21000CA304EB1	0,75	1,6	3.545	7,3	9,8	4,9	64,0	74,3	1,111	194%	10,62	6203 ZZ	3NM-1656	340-408/01	--	
1RF21000CA404EA1	1,0	1,4	3.535	11,6	14,0	7,0	66,0	67,2	1,486	253%	12,60	6203 ZZ	3NM-1656	400-480/01	--	
1RF21000CA504EA1	1,5	1,3	3.540	15,7	24,2	10,2	70,0	71,1	2,226	205%	13,70	6203 ZZ	3NM-1677	590-708/04	--	
1RF21000CA604EA1	2	1,2	3.490	11,1	21,0	10,5	74,0	82,3	3,010	171%	17,29	6203 ZZ	3NM-1676	590-708/04	--	
1RF21000CA714EA1	3	1,0	3.465	10,9	26,7	13,3	75,5	93,5	4,547	204%	18,14	6203 ZZ	3NM-1691	829-995/04	75/04	
Motor 1RF2, 56, 2 polos, Escudo, eje con Cuñero, con pata, Uso General, FS NEMA, 115/230V 60Hz																
1RF20000DA004AB1	0,25	1,8	3.550	5,1	5,4	2,7	55,0	57,8	0,370	356%	7,70	6203 ZZ	3NM-1655	233-280/01	--	
1RF20000DA104AB1	0,33	1,7	3.540	6,0	6,5	3,2	57,5	60,5	0,495	316%	8,23	6203 ZZ	3NM-1655	233-280/01	--	
1RF20000DA204AB1	0,5	1,6	3.535	8,0	8,6	4,3	62,0	66,1	0,743	276%	9,89	6203 ZZ	3NM-1655	340-408/01	--	
1RF20000DA304AB1	0,75	1,6	3.530	8,0	10,1	5,0	64,0	74,9	1,116	260%	10,62	6203 ZZ	3NM-1655	430-516/01	--	
1RF20000DA404AA1	1,0	1,4	3.525	10,0	12,8	6,4	66,0	75,3	1,490	252%	12,60	6203 ZZ	3NM-1676	590-708/04	--	
1RF20000DA504AA1	1,5	1,3	3.515	15,3	18,9	9,4	70,0	75,5	2,241	192%	13,70	6203 ZZ	3NM-1676	590-708/04	--	
1RF20000DA604AA1	2	1,2	3.490	11,1	21,0	10,5	74,0	82,3	3,010	171%	17,30	6203 ZZ	3NM-1676	590-708/04	--	
Motor 1RF2, 4 polos, Escudo, eje con Cuñero, con pata, Uso General, FS NEMA, 115/230V 60Hz																
1RF20000DB004AB1	0,25	1,4	1.745	4,1	4,5	2,3	52,5	63,1	0,752	306%	8,93	6203 ZZ	3NM-1655	233-280/01	--	
1RF20000DB104AB1	0,33	1,4	1.740	5,6	6,2	3,1	55,0	66,3	1,006	354%	9,18	6203 ZZ	3NM-1655	340-408/01	--	
1RF20000DB204AB1	0,5	1,3	1.740	8,5	9,0	4,5	59,5	58,9	1,509	366%	10,36	6203 ZZ	3NM-1655	340-408/01	--	
1RF20000DB304AB1	0,75	1,3	1.735	11,1	12,4	6,2	62,0	61,8	2,270	317%	13,54	6203 ZZ	3NM-1655	400-480/01	--	
1RF20000DB414AA1	1,0	1,2	1.760	11,6	13,0	6,5	64,0	71,4	2,984	244%	14,73	6203 ZZ	3NM-1676	430-516/01	60/04	
1RF20000DB514AA1	1,5	1,2	1.735	14,0	20,1	10,1	68,0	81,7	4,541	203%	16,22	6203 ZZ	3NM-1691	590-708/04	75/04	
1RF20000DB614AA1	2	1,0	1.715	11,4	21,0	10,5	75,5	86,3	6,125	213%	17,43	6203 ZZ	3NM-1691	590-708/04	75/04	

Tabla A23. Tabla 6-2 Cuñas estándar y tamaños de tornillos prisioneros. Fuente: (Norton R.L, 2011, pág. 433)

Tabla 6-2 Cuñas estándar y tamaños de tornillos prisioneros en medidas estadounidenses y métricas para ejes				
Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Tabla A24. Tabla 14-5 Factores de cargas radiales y de empuje, para rodamientos de una hilera.

TABLA 14-5 Factores de carga radial y de empuje, para rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda

e	T/C_o	Y	e	T/C_o	Y
0.19	0.014	2.30	0.34	0.170	1.31
0.22	0.028	1.99	0.38	0.280	1.15
0.26	0.056	1.71	0.42	0.420	1.04
0.28	0.084	1.55	0.44	0.560	1.00
0.30	0.110	1.45			

Nota: $X = 0.56$, para todos los valores de Y .

Tabla A25. Dimensiones de cojinete

Diám. de eje d	Designación del rodamiento	Capacidades básicas de carga		Dimensiones								Radio mínimo de reborde r (mín.)	Tamaño del tornillo de fijación G	Peso
		Dinámica	Estática	D	C	B	S2	C1	S	S1				
		C _r	C _{0r}	mm pulg										
12	UC201													
1/2	UC201-8												M6×0,75	
15	UC202	12,8	6,65	47	16	31	5	3,9	12,7	18,3	0,6		M6×0,75	0,2
5/8	UC202-10	2878	1495	1,850	0,630	1,220	0,197	0,153	0,500	0,720	0,024		M6×0,75	0,5
17	UC203												M6×0,75	
3/4	UC204-12	12,8	6,65	47	16	31	5	3,9	12,7	18,3	1		M6×0,75	0,2
20	UC204	2878	1495	1,850	0,630	1,220	0,197	0,153	0,500	0,720	0,039		M6×0,75	0,5
7/8	UC205-14												M6×0,75	
25	UC205	14	7,85	52	17	34,1	5,5	4,5	14,3	19,8	1		M6×0,75	0,2
15/16	UC205-15	3147	1765	2,047	0,669	1,343	0,217	0,177	0,563	0,780	0,039		M6×0,75	0,5
1	UC205-16												M6×0,75	
1 1/8	UC206-18												M6×0,75	
30	UC206	19,5	11,3	62	19	38,1	6	5	15,9	22,2	1		M6×0,75	0,3
1 3/16	UC206-19	4385	2540	2,441	0,748	1,500	0,236	0,197	0,626	0,874	0,039		M6×0,75	0,7
1 1/4	UC206-20												M6×0,75	
1 1/4	UC207-20												M6×0,75	
1 15/16	UC207-21												M6×0,75	
1 3/8	UC207-22	25,7	15,4	72	20	42,9	6,5	5,7	17,5	25,4	1,1		M6×0,75	0,5
35	UC207	5778	3462	2,835	0,787	1,689	0,256	0,224	0,689	1,000	0,043		M6×0,75	1,1
1 7/16	UC207-23												M8×1	
1 1/2	UC208-24												M8×1	
1 9/16	UC208-25	29,1	17,8	80	21	49,2	8	5,9	19	30,2	1,1		M8×1	0,7
40	UC208	6542	4002	3,150	0,827	1,937	0,315	0,232	0,748	1,189	0,043		M8×1	1,5
1 5/8	UC209-26												M8×1	
1 11/16	UC209-27	34,1	21,3	85	22	49,2	8	6	19	30,2	1,1		M8×1	0,8
1 3/4	UC209-28	7666	4788	3,346	0,866	1,937	0,315	0,236	0,748	1,189	0,043		M8×1	1,8
45	UC209												M8×1	

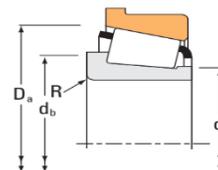
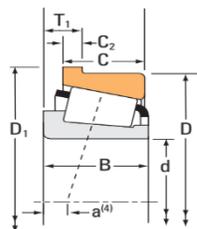
Continúa en la página siguiente.

Tabla A26. Dimensiones Rodamientos Cónicos

RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS

UNA HILERA • TIPO TSF

TIPO TSF



Dimensiones del rodamiento			Capacidad de carga							Número de parte			
Diámetro interior d	Diámetro exterior D	Ancho T ₁	Dinámica ⁽¹⁾		Factores ⁽²⁾		Dinámica ⁽³⁾		Factores ⁽²⁾		Estática C ₀	Interno	Externo
			C ₁	e	Y	C ₉₀	C _{a90}	K	N				
mm pulg.	mm pulg.	mm pulg.	N lbf			N lbf	N lbf			N lbf			
7,937 0,3125	31,991 1,2595	4,458 0,1755	10800 2430	0,41	1,48	2800 630	1940 437	1,44		9230 2070	A2031	A2126-B	
9,525 0,3750	31,991 1,2595	4,458 0,1755	10800 2430	0,41	1,48	2800 630	1940 437	1,44		9230 2070	A2037	A2126-B	
**11,987 0,4719	31,991 1,2595	4,458 0,1755	10800 2430	0,41	1,48	2800 630	1940 437	1,44		9230 2070	A2047	A2126-B	
12,700 0,5000	34,988 1,3775	4,630 0,1823	13200 2960	0,45	1,32	3410 767	2640 594	1,29		11500 2580	A4050	A4138-B	
**14,989 0,5901	34,988 1,3775	4,630 0,1823	13200 2960	0,45	1,32	3410 767	2640 594	1,29		11500 2580	A4059	A4138-B	
15,875 0,6250	47,000 1,8504	6,038 0,2377	26700 6010	0,36	1,68	6930 1560	4230 952	1,64		25400 5720	05062	05185-B	
15,875 0,6250	42,862 1,6875	6,350 0,2500	31400 7070	0,33	1,81	8150 1830	4620 1040	1,76		29200 6560	17580	17520-B	
15,875 0,6250	39,992 1,5745	4,851 0,1910	13400 3020	0,53	1,14	3480 782	3140 705	1,11		12300 2770	A6062	A6157-B	
16,993 0,6690	47,000 1,8504	6,038 0,2377	26700 6010	0,36	1,68	6930 1560	4230 952	1,64		25400 5720	05066	05185-B	
16,993 0,6690	39,992 1,5745	4,851 0,1910	13400 3020	0,53	1,14	3480 782	3140 705	1,11		12300 2770	A6067	A6157-B	
19,050 0,7500	56,896 2,2400	7,455 0,2935	45400 10200	0,31	1,95	11800 2650	6200 1390	1,90		45300 10200	1775	1729-B	
19,050 0,7500	53,975 2,1250	10,317 0,4062	55100 12400	0,59	1,02	14300 3210	14400 3250	0,99		42500 9560	21075	21212-B	
19,050 0,7500	49,225 1,9380	6,998 0,2755	42800 9630	0,27	2,26	11100 2500	5050 1140	2,20		40500 9100	09067	09195AB	
19,050 0,7500	47,000 1,8504	6,038 0,2377	26700 6010	0,36	1,68	6930 1560	4230 952	1,64		25400 5720	05075	05185-B	
19,050 0,7500	47,000 1,8504	14,381 0,5662	26700 6010	0,36	1,68	6930 1560	4230 952	1,64		25400 5720	05075X	05185-B	
19,050 0,7500	39,992 1,5745	4,851 0,1910	13400 3020	0,53	1,14	3480 782	3140 705	1,11		12300 2770	A6075	A6157-B	
**19,987 0,7869	47,000 1,8504	6,048 0,2381	26700 6010	0,36	1,68	6930 1560	4230 952	1,64		25400 5720	05079	05185-B	
**20,000 0,7874	51,994 2,0470	5,080 0,2000	29100 6540	0,40	1,49	7550 1700	5190 1170	1,45		29600 6650	07079	07204-B	
20,625 0,8120	49,225 1,9380	8,809 0,3468	42800 9630	0,27	2,26	11100 2500	5050 1140	2,20		40500 9100	09081	09195AB	
20,637 0,8125	61,912 2,4375	9,525 0,3750	88600 19900	0,28	2,13	23000 5160	11100 2500	2,07		89800 20200	3660	3620-B	
22,225 0,8750	66,421 2,6150	8,725 0,3435	76600 17200	0,25	2,36	19900 4470	8640 1940	2,30		81700 18400	2684	2631-B	

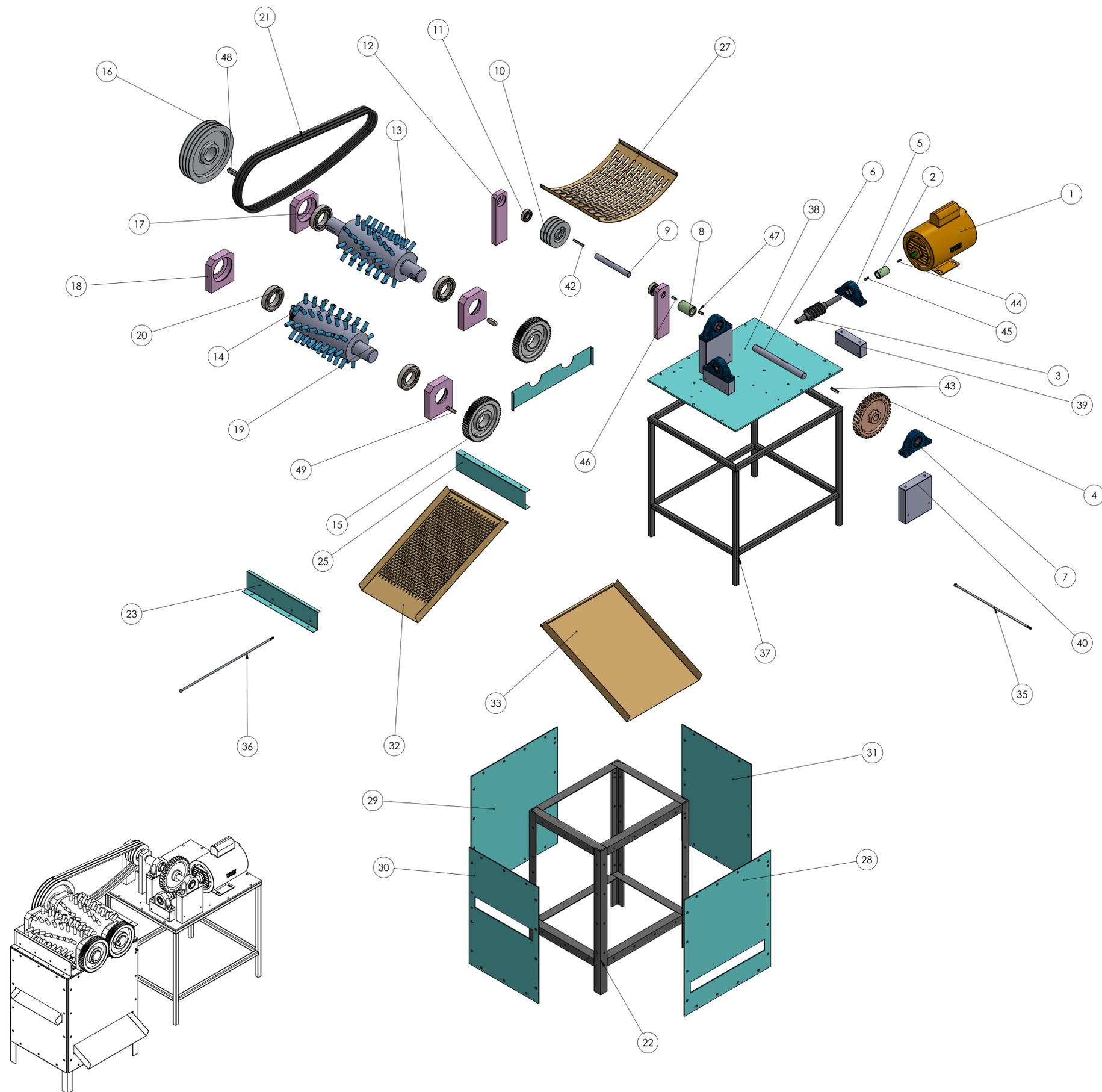
⁽¹⁾ Sobre la base de vida L₁₀, revoluciones 1 x 10⁶, para el método de cálculo de vida ISO.

⁽²⁾ Consulte a un ingeniero de Timken para obtener instrucciones de uso o revisar el Manual de Ingeniería de Timken en timken.com/catalogs.

⁽³⁾ Sobre la base de vida L₁₀, revoluciones 90 x 10⁶, para el método de cálculo de vida de The Timken Company. C₉₀ y C_{a90} son valores radiales y axiales.

**For standard class (2 or 4) only, the maximum metric value is a whole millimeter dimension.

ANEXOS C. PLANOS DE MÁQUINA TRITURADORA

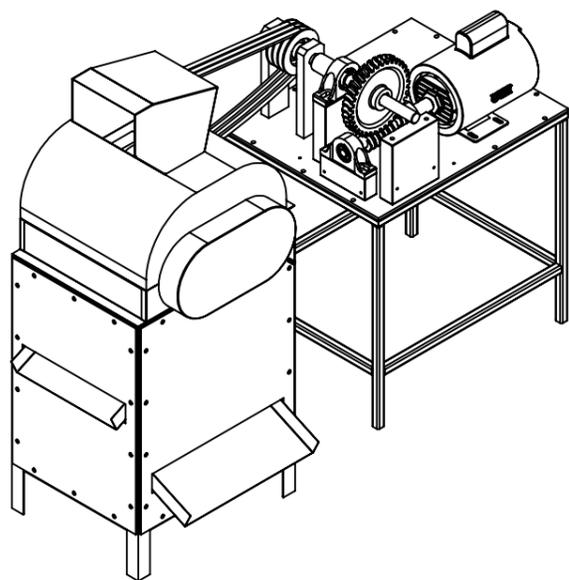
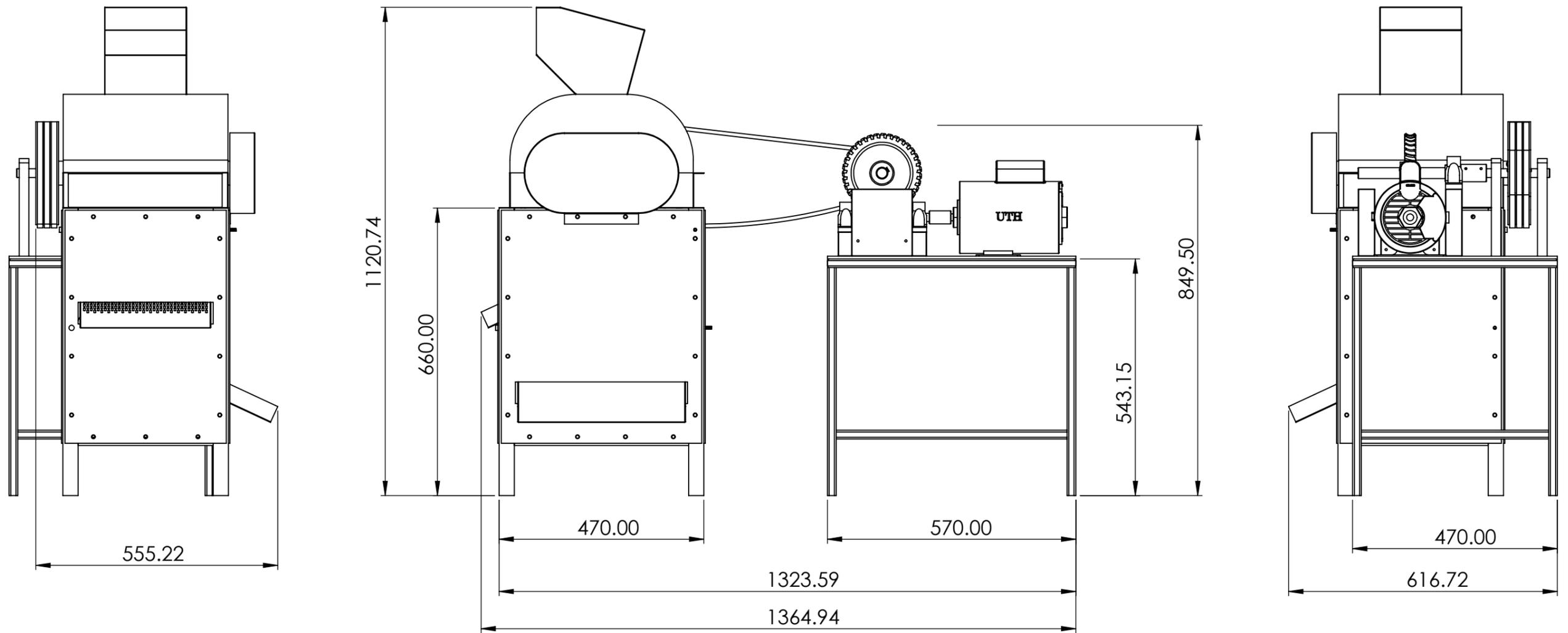


49	CUNA POLEA 2 (16x10x50)	AISI 1020	1
48	CUNA ENGRANE RECTO (16x10x30)	AISI 1020	1
47	CUNA ACOPLA CORONA (8x7x25)	AISI 1020	1
46	CUNA ACOPLA POLEA 1 (6x6x25)	AISI 1020	1
45	CUNA DE SINFIN (6x6x20)	AISI 1020	1
44	CUNA DEL MOTOR (5x5x20)	AISI 1020	1
43	CUNA DE CORONA (8x7x40)	AISI 1020	1
42	CUNA POLEA 1 (6x6x56)	AISI 1020	1
41	GUARDA SINFIN - CORONA	CHAPA METALICA	1
40	ALZA PARA COJINETE DE CORONA	AISI 1020	2
39	ALZA PARA COJINETE DE SINFIN	AISI 1020	2
38	PLANCHA PARA MOTOR	AISI 1020	1
37	ESTRUCTURA 2	TUBO ESTRUCTURAL	1
36	EJE PARA BANDEJA	AISI 1020	1
35	EJE PARA REJILLA PLANA	AISI 1020	1
34	GUARDA PARA ENGRANES RECTOS	CHAPA METALICA	1
33	BANDEJA	CHAPA METALICA	1
32	REJILLA PLANA	AISI 1020	1
31	PLANCHA LATERAL 4	AISI 1020	1
30	PLANCHA LATERAL 3	AISI 1020	1
29	PLANCHA LATERAL 2	AISI 1020	1
28	PLANCHA LATERAL 1	AISI 1020	1
27	REJILLA CONCAVA	AISI 1020	1
26	GUARDA LATERAL 3	CHAPA METALICA	2
25	GUARDA LATERAL 2	CHAPA METALICA	1
24	GUARDA DE RODILLOS CON TOLVA	CHAPA METALICA	1
23	GUARDA LATERAL 1	CHAPA METALICA	1
22	ESTRUCTURA 1	ANGULO ESTRUCTURAL	1
21	BANDA EN V TIPO A66	COMERCIAL	3
20	BALERO 6211 SKF	COMERCIAL	2
19	RODILLO 2	AISI 1020	1
18	BASE PORTA BALERO 6211	AISI 1020	4
17	BALERO 6211 SKF	COMERCIAL	2
16	POLEA 2	ALUMINIO	1
15	ENGRANE RECTO 54 DIENTES	AISI 1020	2
14	PASADOR	AISI 1020	120
13	RODILLO 1	AISI 1020	1
12	BASE PORTA BALERO 6204	AISI 1020	2
11	BALERO 6204 SKF	COMERCIAL	2
10	POLEA 1	ALUMINIO	1
9	EJE DE POLEA 1	AISI 1020	1
8	ACOPLE CORONA - POLEA 1	AISI 1020	1
7	COJINETE - BALERO UC205	COMERCIAL	2
6	EJE DE CORONA	AISI 1020	1
5	COJINETE - BALERO UC204-12	COMERCIAL	2
4	CORONA	BRONCE MANGANESO	1
3	TORNILLO SINFIN	AISI 1020	1
2	ACOPLE MOTOR - SINFIN	AISI 1020	1
1	MOTOR SIEMENS 1RF2 - 2 HP	COMERCIAL	1
Nº PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANT.

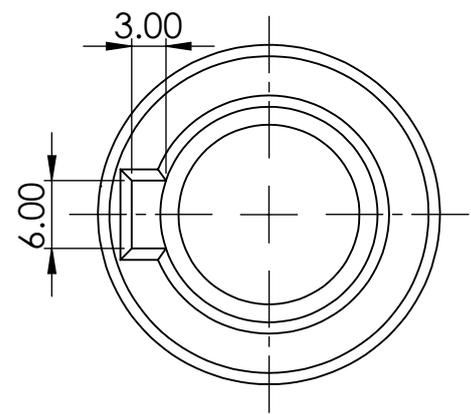
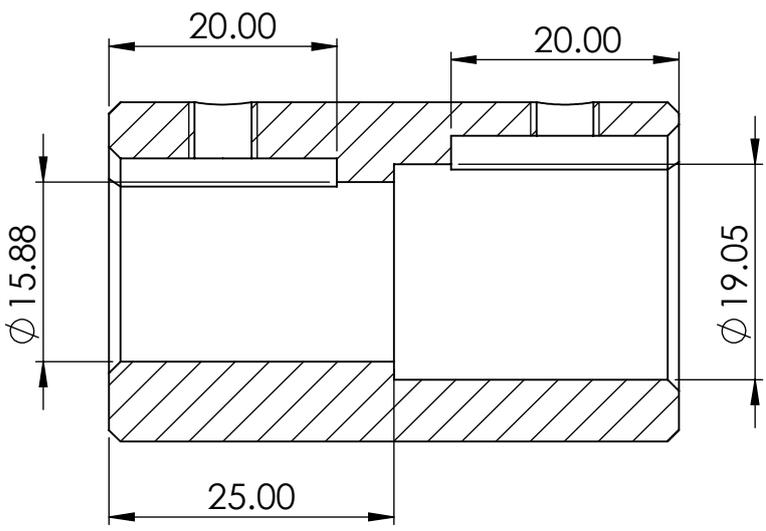
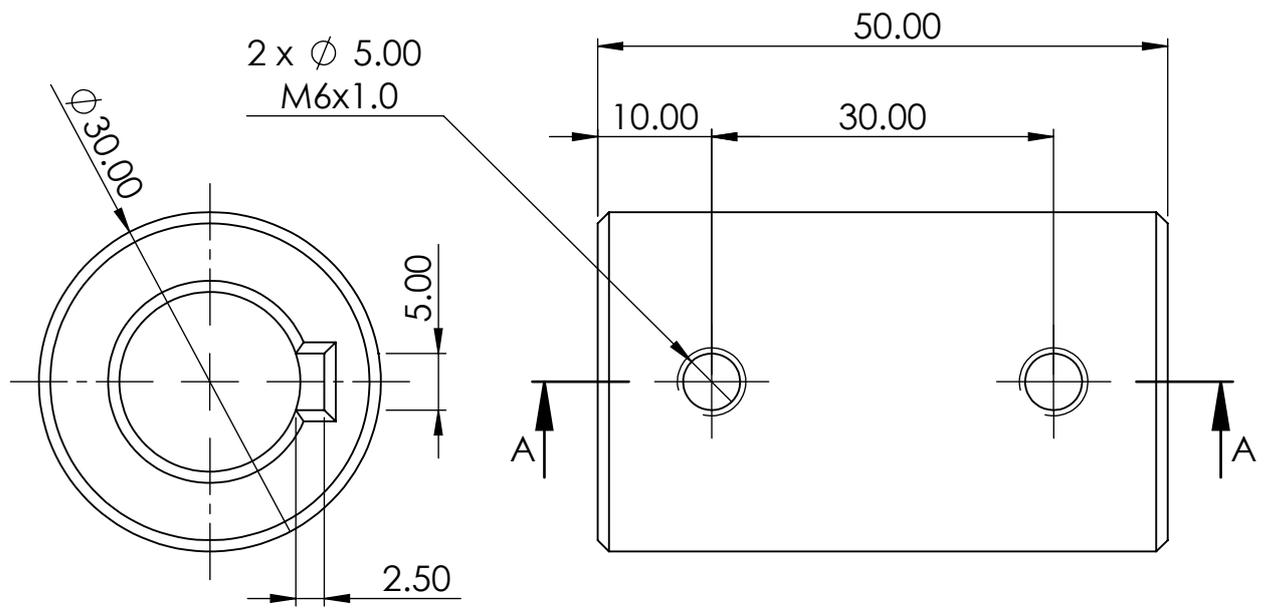
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR		NOMBRE	
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA		FECHA	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DISEÑADO Y DIBUJADO: Karen Caravantes 22/01/23	
		REVISADO Y APROBADO: Ing. F. Zuleta 22/01/23	

TRABAJO DE GRADUACIÓN:		A1	
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"		COTAS: mm	

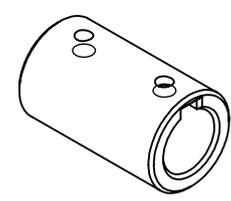
ESCALA: 1:8	TITULO:	MATERIAL:
EXPLOSIONADO DE LA MAQUINA		Nº DE PIEZA:
		Nº DE PLANO: 1/35

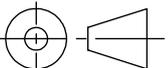


	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
	DISEÑADO Y DIBUJADO: Karen Caravantes REVISADO Y APROBADO: Ing. F. Zuleta		Karen Caravantes	02/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			A3 COTAS: mm	
ESCALA: 1:10	TITULO:	MATERIAL:		
	DIMENSIONES GENERALES		N° DE PIEZA:	
			N° DE PLANO:	2/35

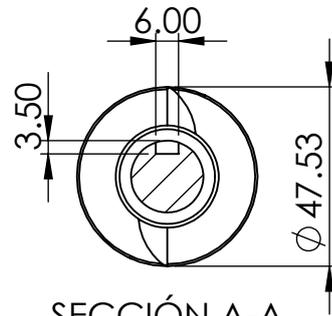
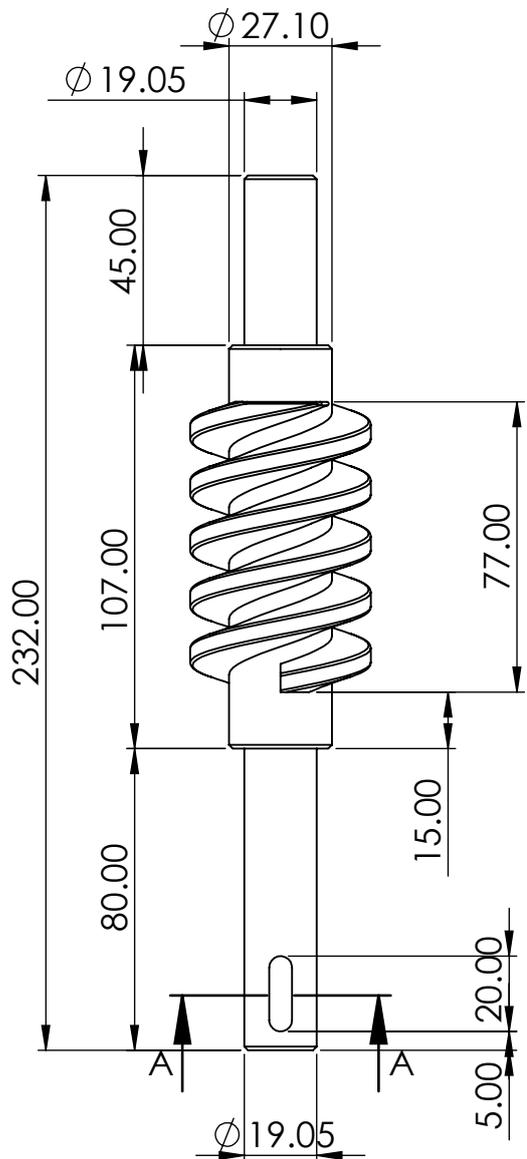


SECCIÓN A-A
ESCALA 1.5 : 1

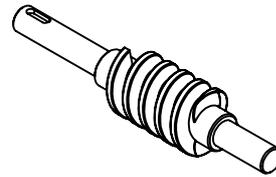


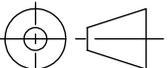
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			A4	
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			COTAS: mm	
ESCALA: 1.5:1	TITULO:	MATERIAL:	AISI 1020	
	ACOPLE MOTOR - SINFIN	N° DE PIEZA:	2	
		N° DE PLANO:	3/35	

2 HILERAS
 PASO POR HILO 29.638mm
 PASO ENTRE HILOS 14.819mm

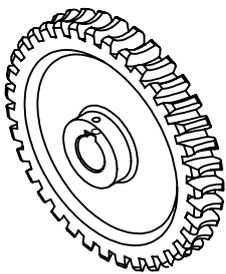
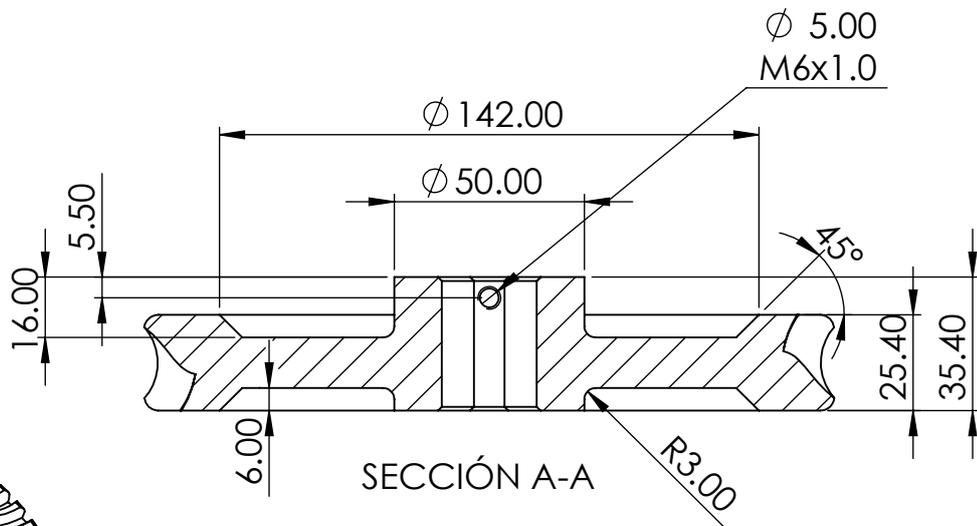
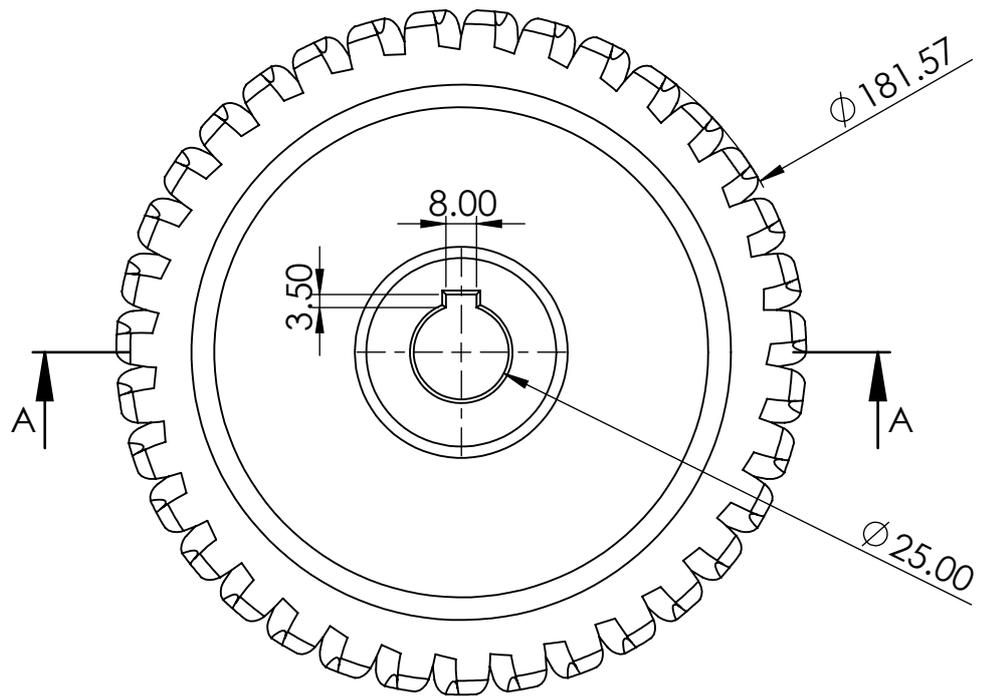


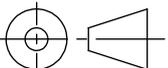
SECCIÓN A-A
 ESCALA 1 : 2

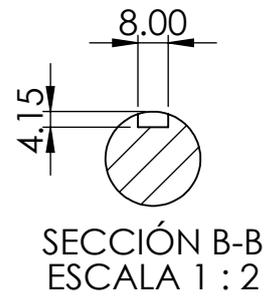
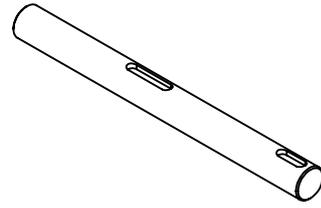
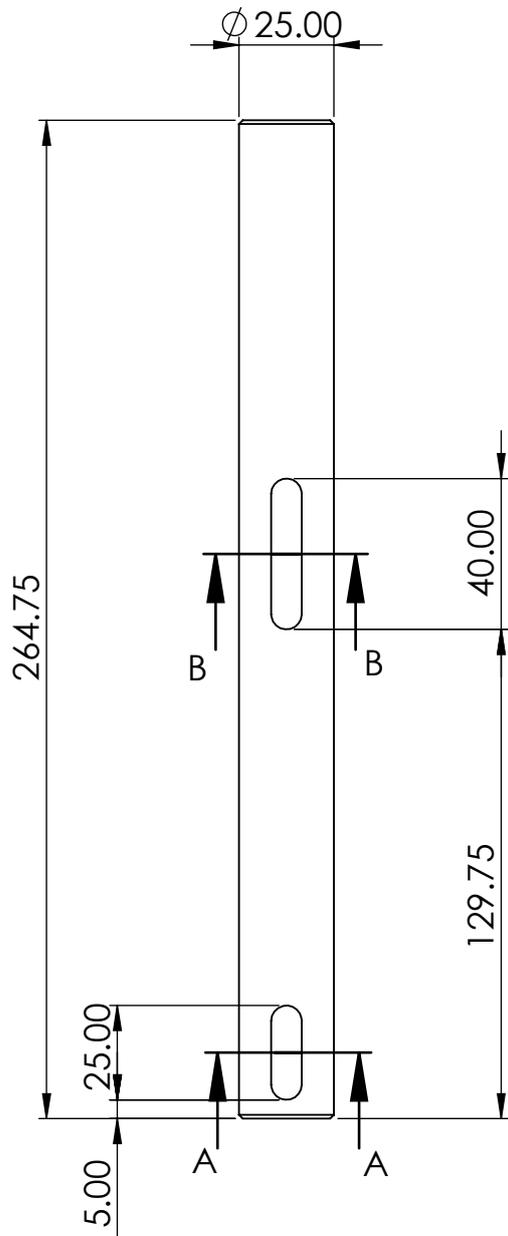


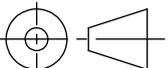
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			A4	
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			COTAS: mm	
ESCALA: 1:2	TITULO:	MATERIAL:	AISI 1020	
	TORNILLO SINFIN	N° DE PIEZA:	3	
		N° DE PLANO:	4/35	

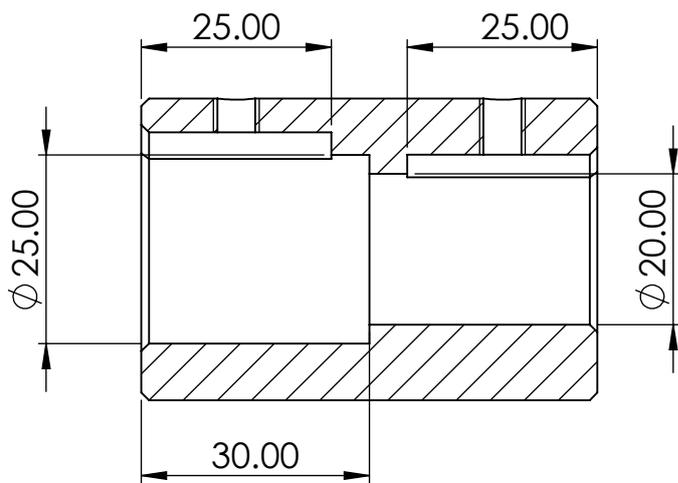
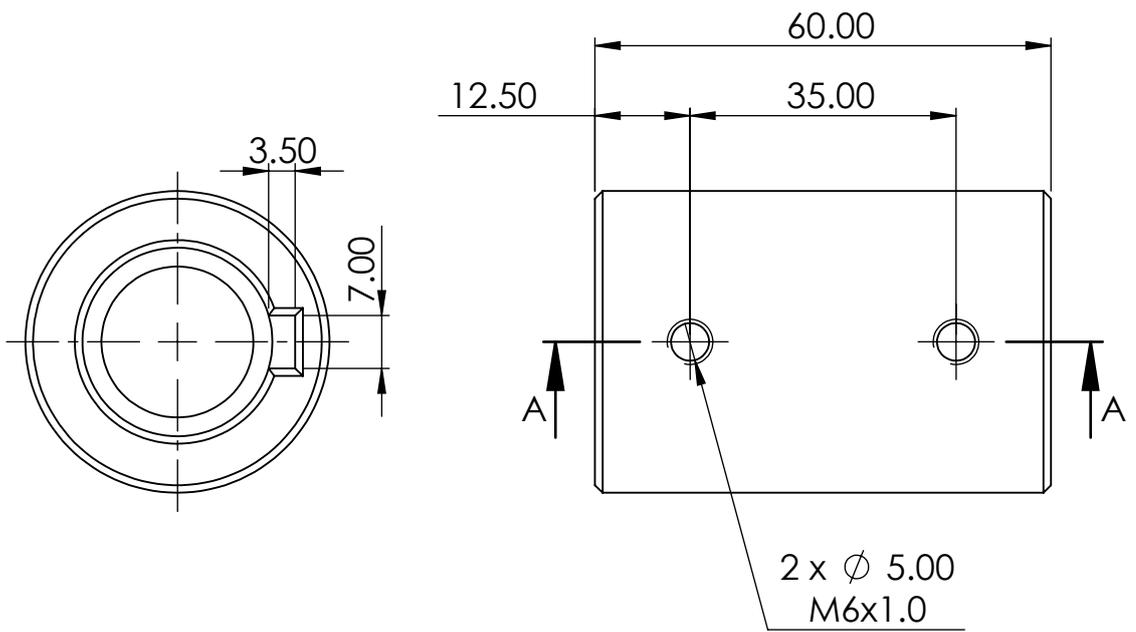
35 DIENTES



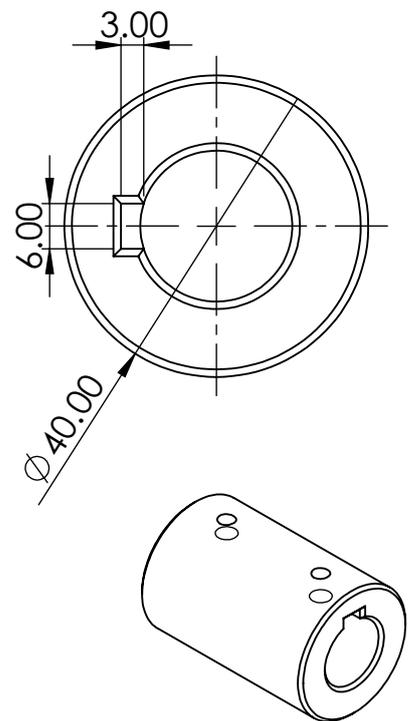
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:				A4
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"				COTAS: mm
ESCALA: 1:2	TITULO: CORONA	MATERIAL:	Bronce al manganeso	
		N° DE PIEZA:	4	
		N° DE PLANO:	5/35	



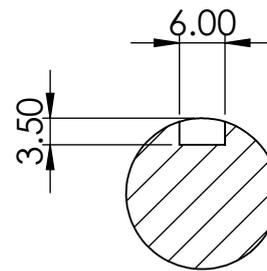
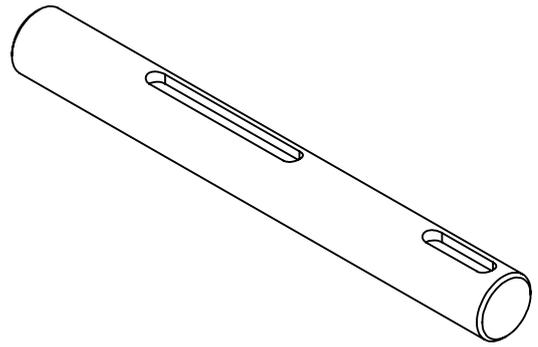
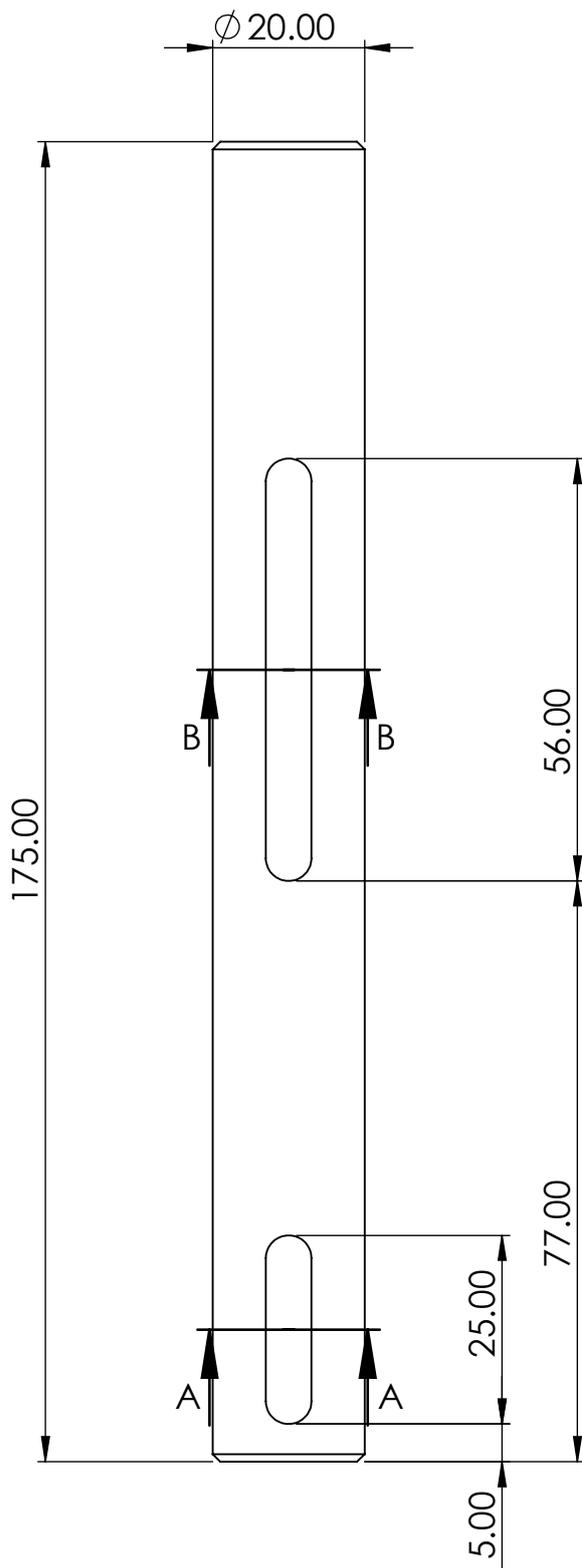
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:				A4
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"				COTAS: mm
ESCALA: 1:2 	TITULO: EJE DE CORONA		MATERIAL: AISI 1020	
			N° DE PIEZA: 6	
			N° DE PLANO: 6/35	



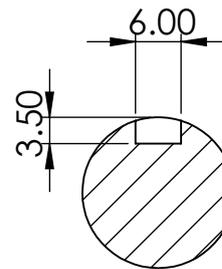
SECCIÓN A-A



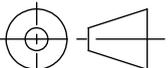
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:				A4
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"				COTAS: mm
ESCALA: 1:1	TITULO:	MATERIAL:	AISI 1020	
	ACOPLE CORONA - POLEA 1	N° DE PIEZA:	8	
		N° DE PLANO:	7/35	

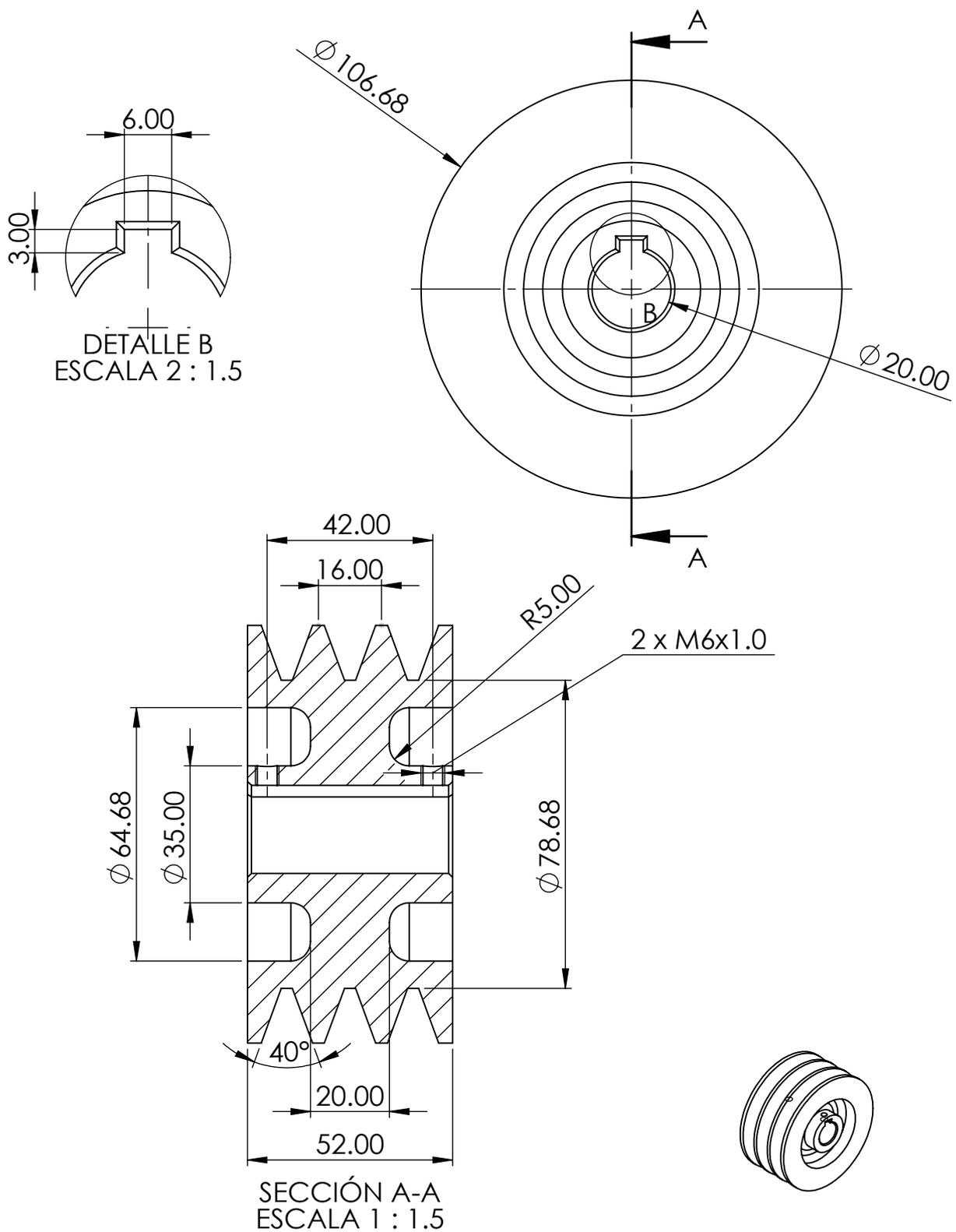


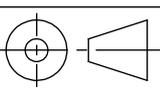
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1

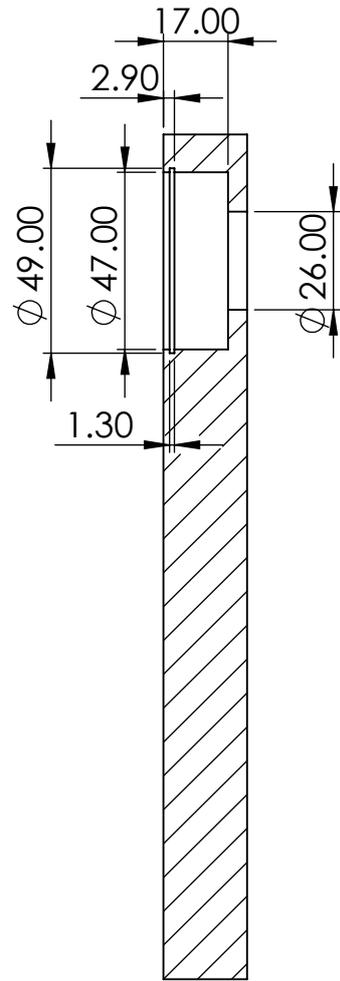
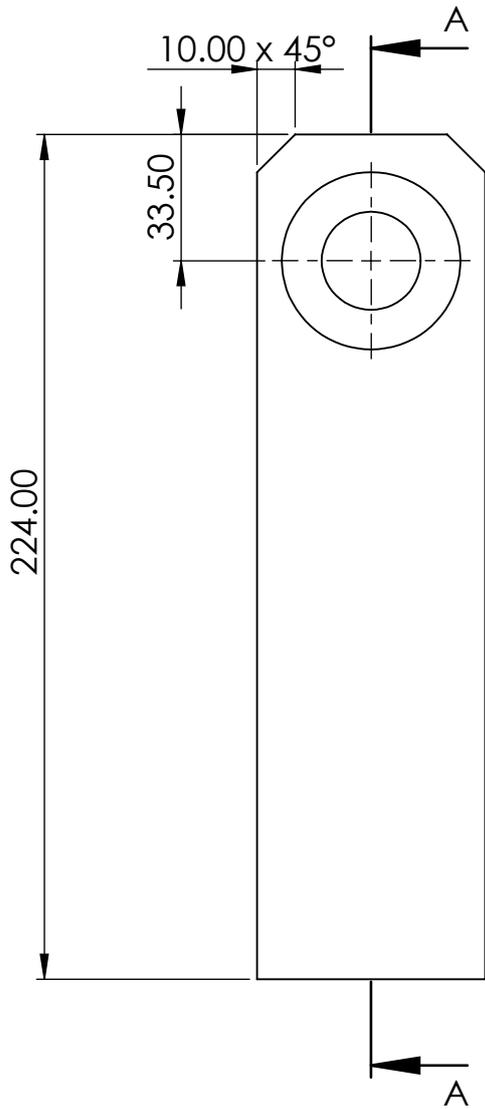


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

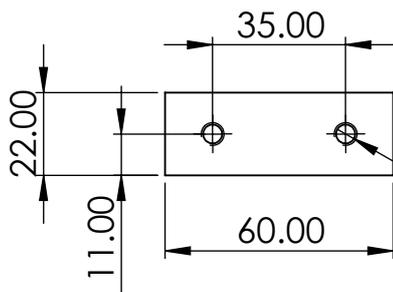
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			A4	
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			COTAS: mm	
ESCALA: 1:1	TITULO:	EJE DE POLEA 1	MATERIAL:	AISI 1020
			N° DE PIEZA:	9
			N° DE PLANO:	8/35



	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			A4	
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			COTAS: mm	
ESCALA: 1:1.5	TITULO:		MATERIAL:	ALUMINIO
	POLEA 1		N° DE PIEZA:	10
			N° DE PLANO:	9/35



SECCIÓN A-A



2 x ϕ 5.00 ∇ 25.00
M6x1.0 - 6H ∇ 25.00



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

	NOMBRE	FECHA
DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23

TRABAJO DE GRADUACIÓN:

**"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA
EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"**

A4

COTAS: mm

ESCALA: 1:2

TITULO:

BASE PORTA BALERO 6204

MATERIAL:

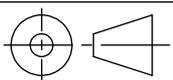
AISI 1020

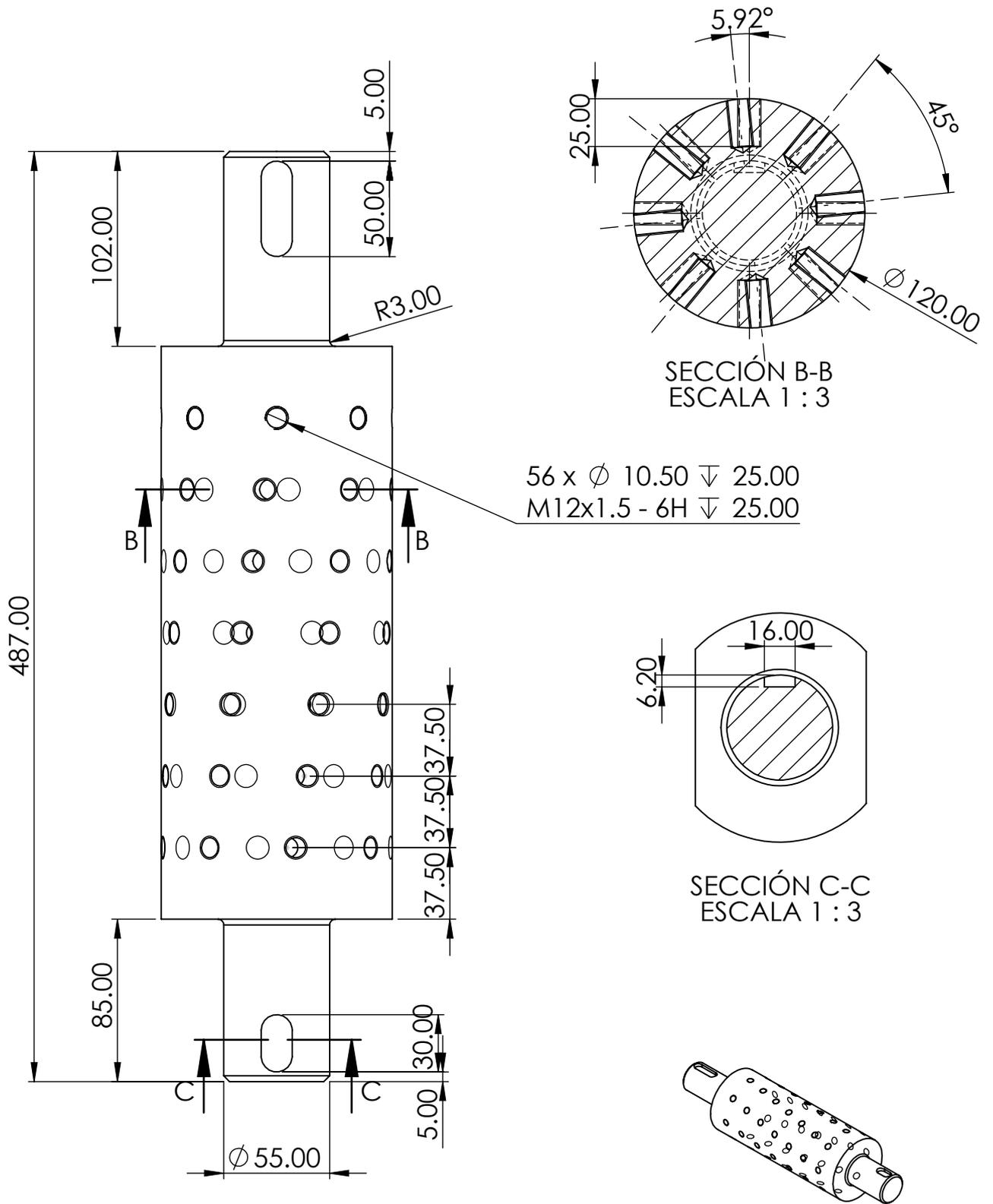
N° DE PIEZA:

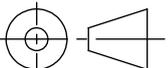
12

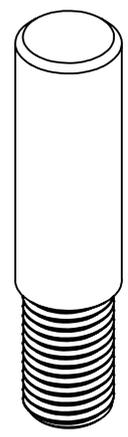
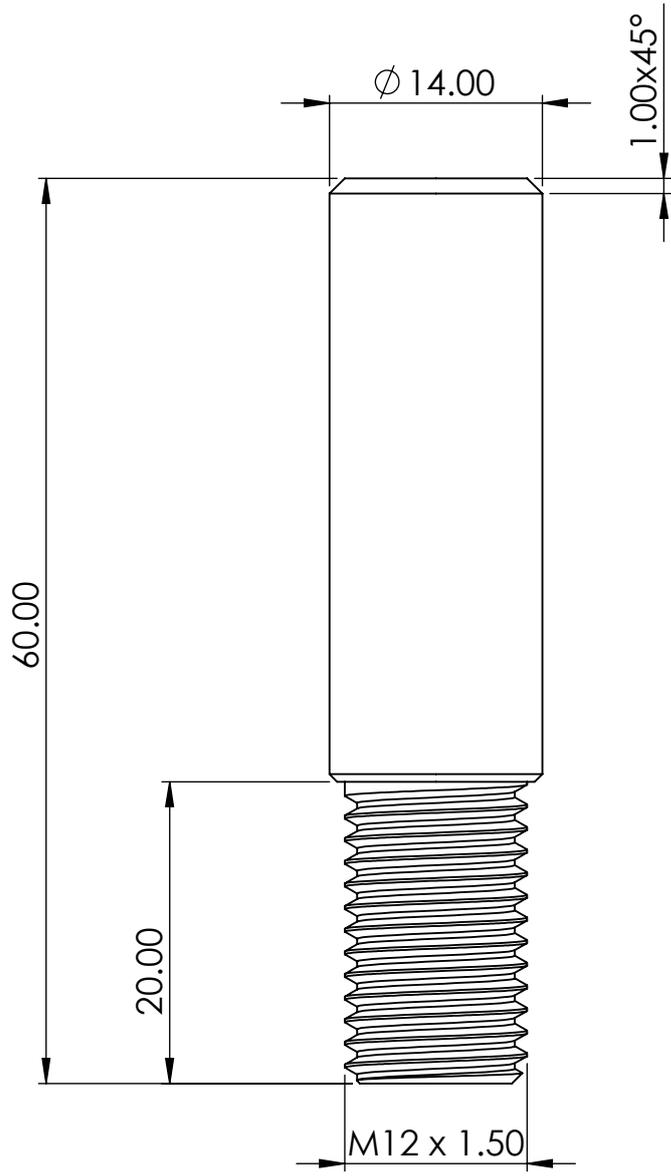
N° DE PLANO:

10/35





	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			A4	
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			COTAS: mm	
ESCALA: 1:3	TITULO:		MATERIAL:	AISI 1020
	RODILLO 1		N° DE PIEZA:	13
			N° DE PLANO:	11/35



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

	NOMBRE	FECHA
DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23

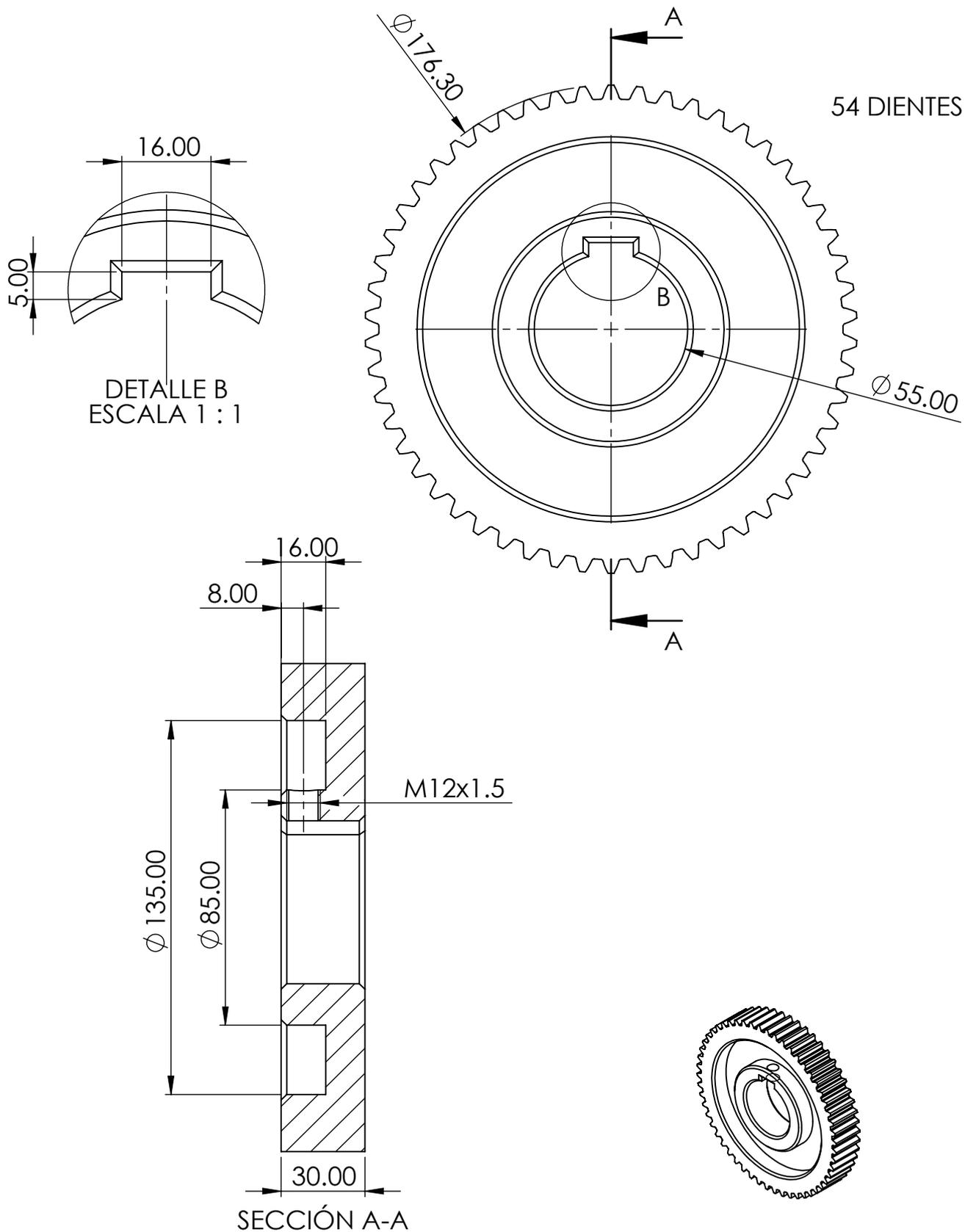
TRABAJO DE GRADUACIÓN:
**"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA
 EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"**

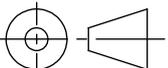
A4
COTAS: mm

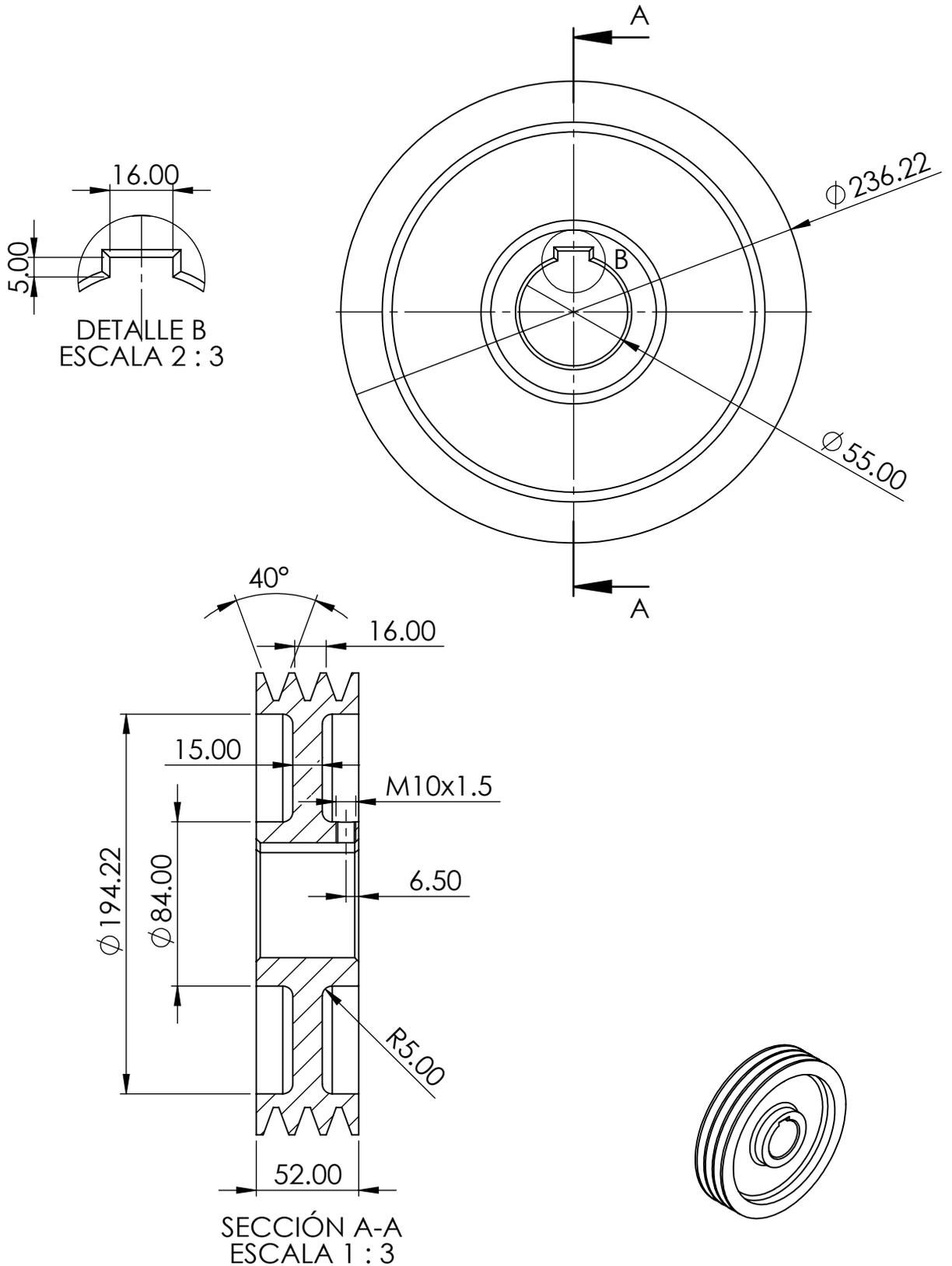
ESCALA: 1:2

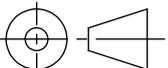
TITULO:
PASADOR

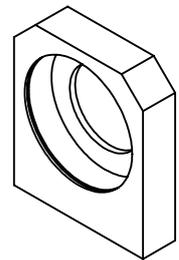
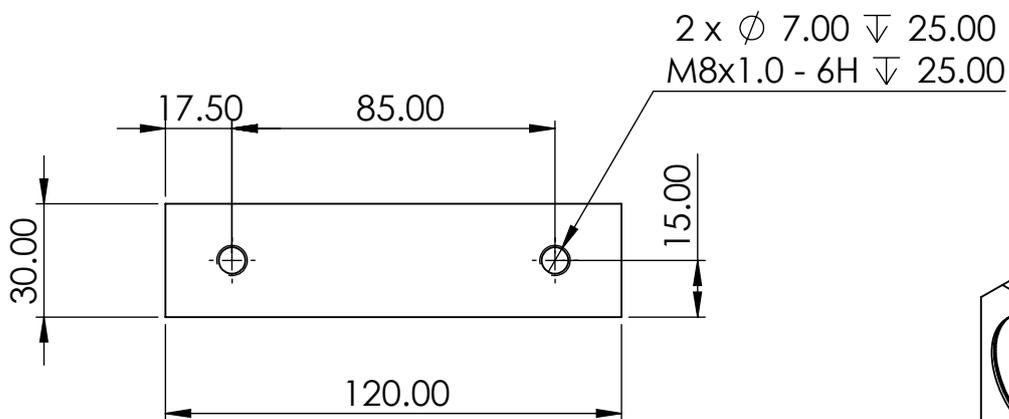
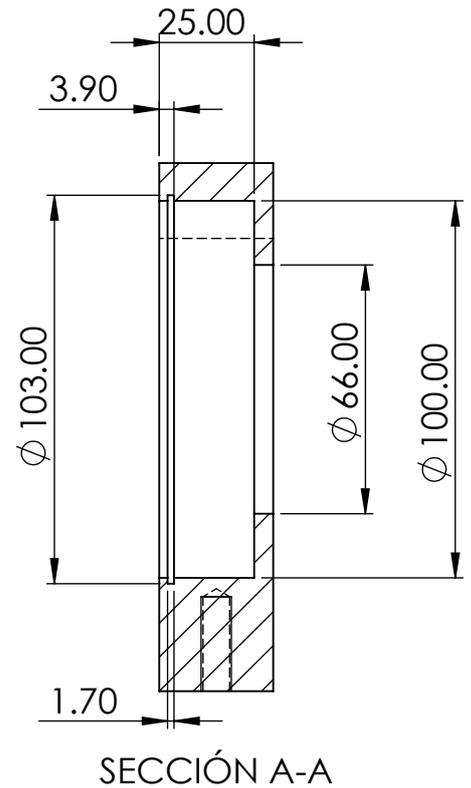
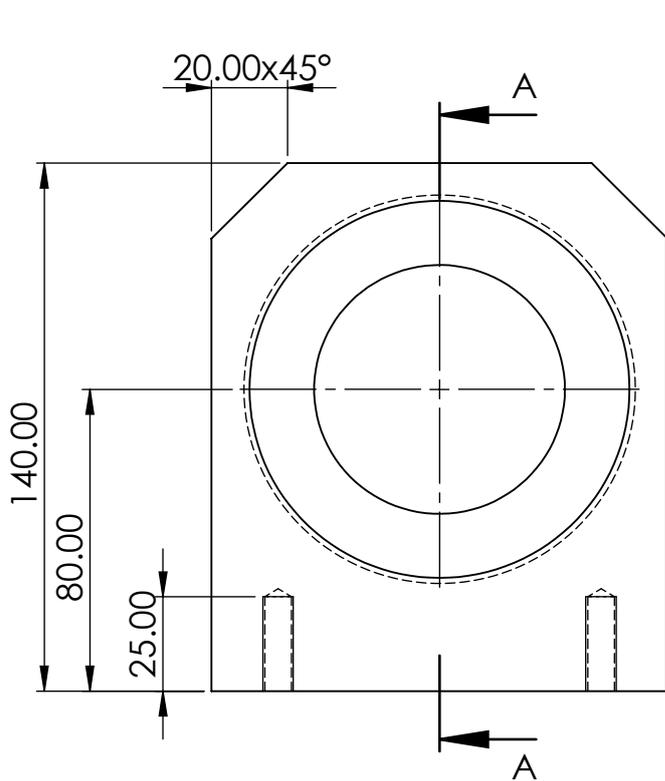
MATERIAL:	AISI 1020
N° DE PIEZA:	14
N° DE PLANO:	12/35

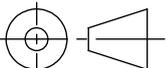


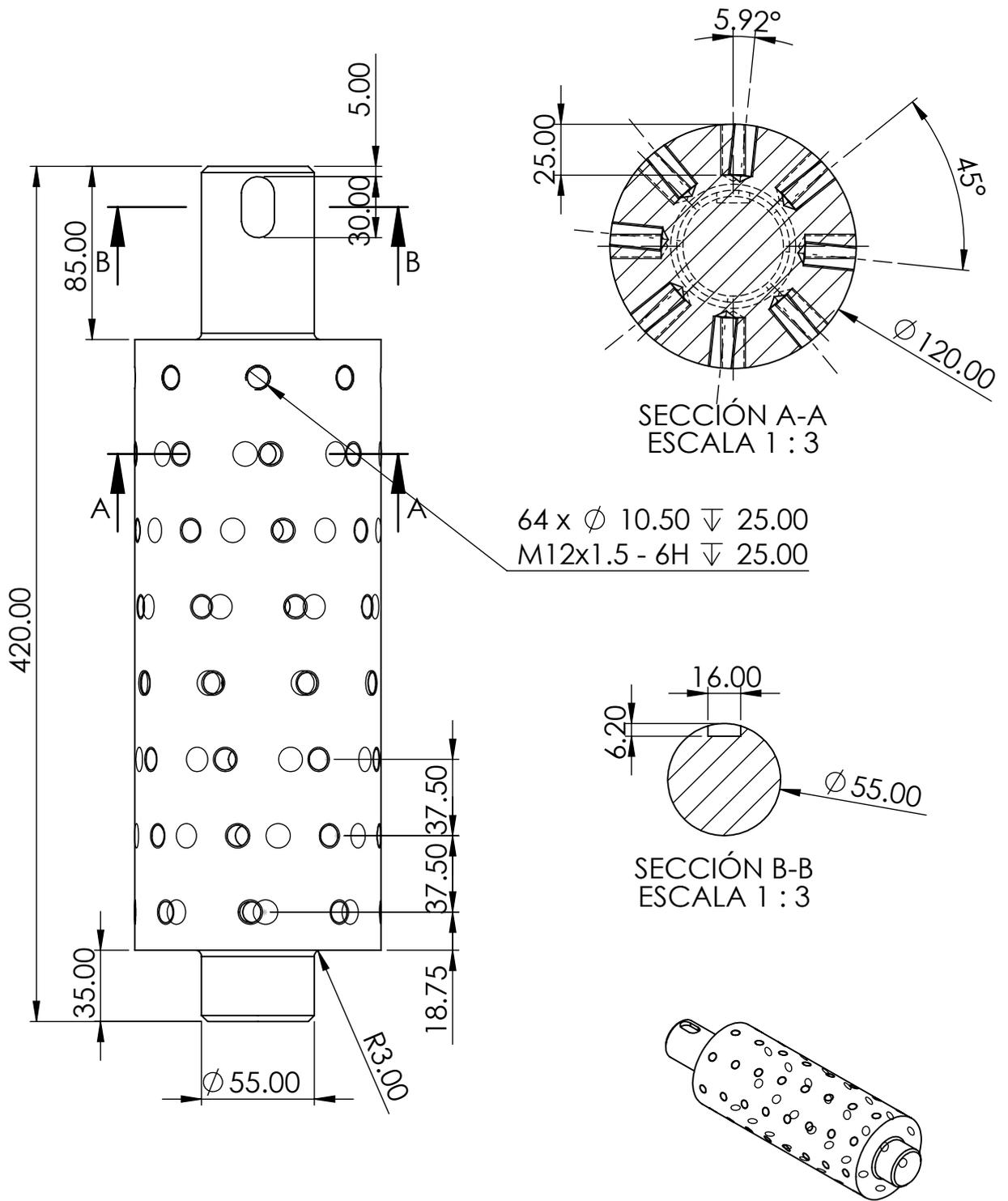
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO: Karen Caravantes REVISADO Y APROBADO: Ing. F. Zuleta	Karen Caravantes Ing. F. Zuleta	22/01/23 22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			A4	COTAS: mm
ESCALA: 1:2 	TITULO: ENGRANE RECTO		MATERIAL: AISI 1020 N° DE PIEZA: 15 N° DE PLANO: 13/35	

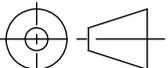


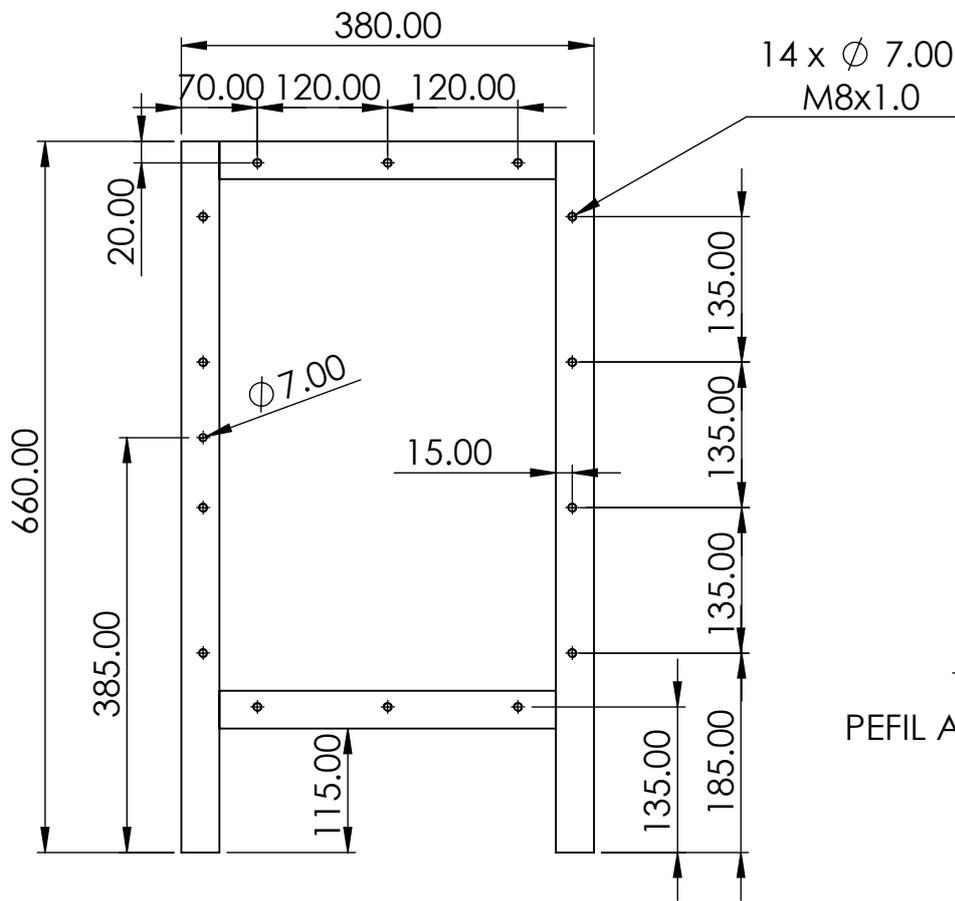
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			A4	
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			COTAS: mm	
ESCALA: 1:3	TITULO: POLEA 2	MATERIAL:	ALUMINIO	
		N° DE PIEZA:	16	
		N° DE PLANO:	14/35	



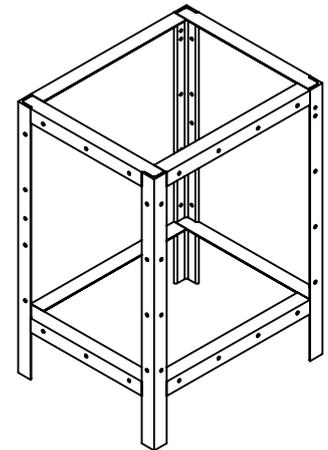
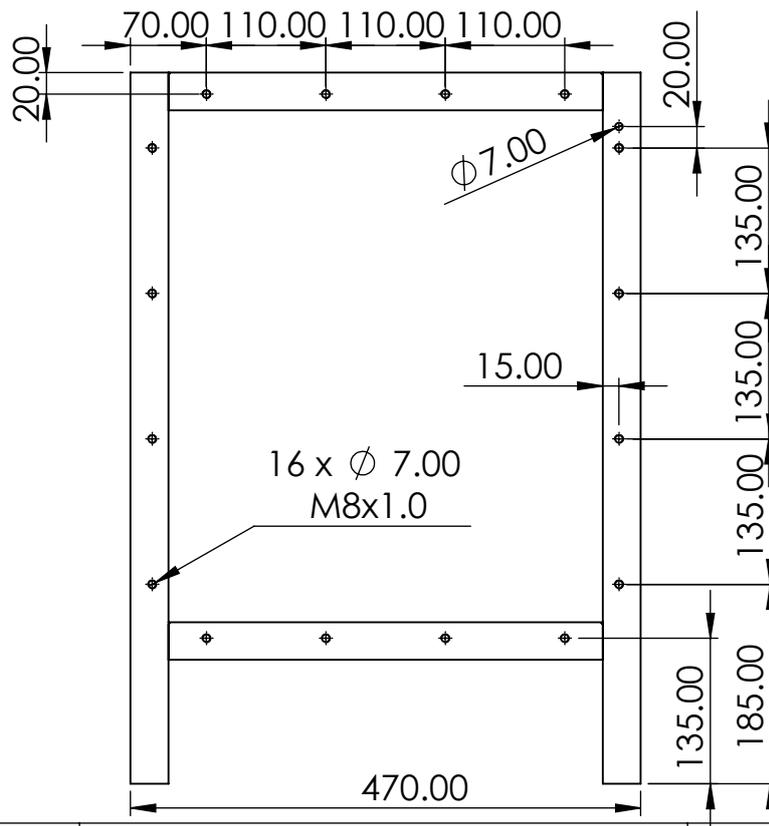
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			A4	
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			COTAS: mm	
ESCALA: 1:2	TITULO:		MATERIAL:	AISI 1020
	BASE PORTA BALERO 6211		N° DE PIEZA:	18
			N° DE PLANO:	15/35

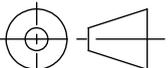


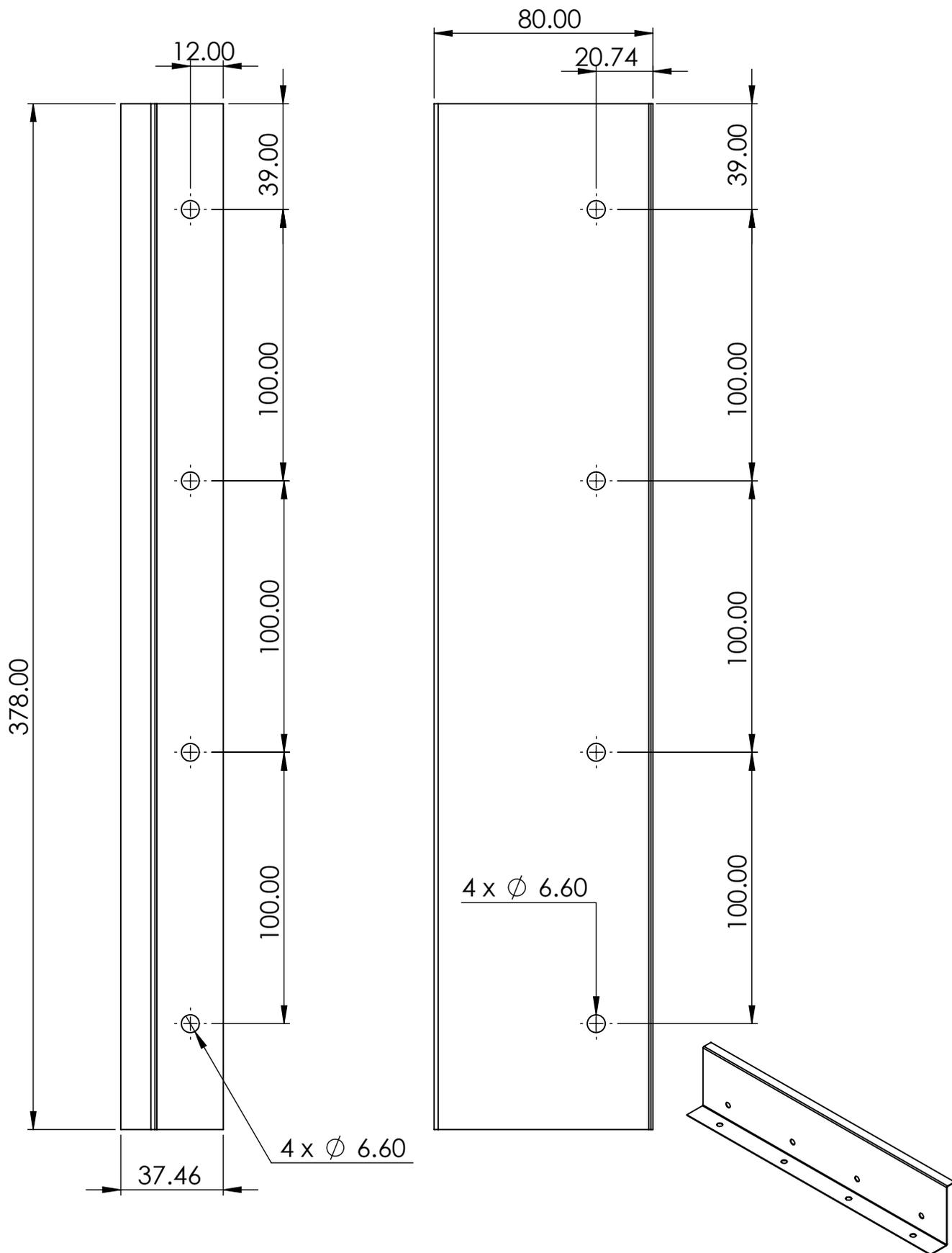
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:				A4
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"				COTAS: mm
ESCALA: 1:2 	TITULO:	RODILLO 2	MATERIAL:	AISI 1020
			N° DE PIEZA:	19
			N° DE PLANO:	16/35

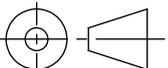


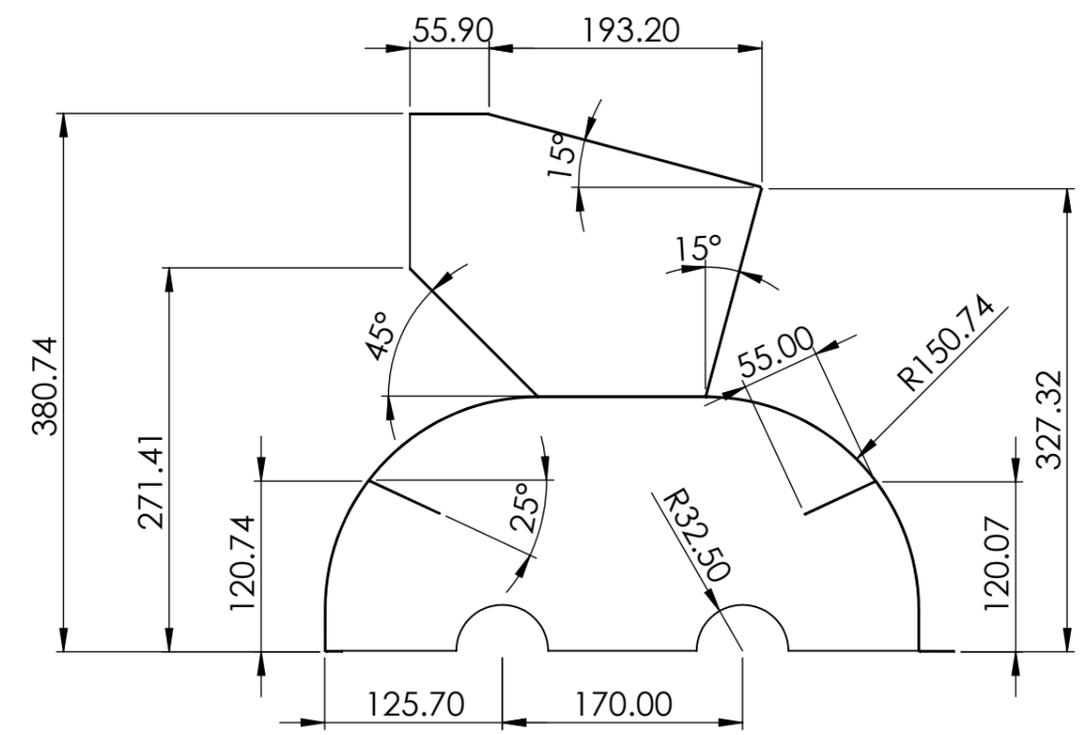
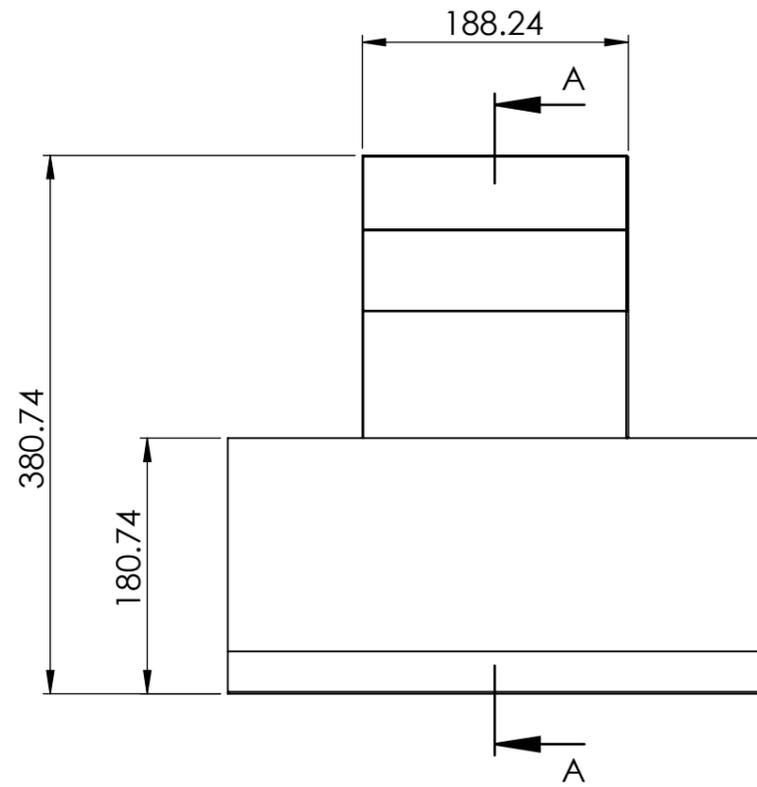
PEFIL ANGULO ESTRUCTURAL



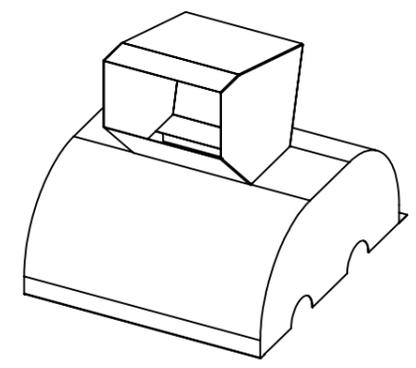
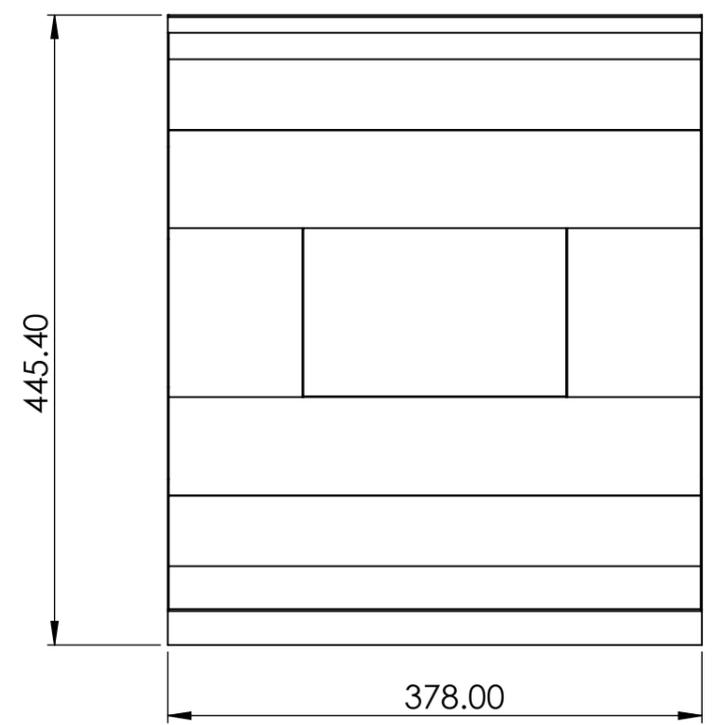
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	DISEÑADO Y DIBUJADO:	NOMBRE	FECHA
		REVISADO Y APROBADO:	Karen Caravantes	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			Ing. F. Zuleta	22/01/23
ESCALA: 1:7			A4	
TITULO: ESTRUCTURA 1			COTAS: mm	
			MATERIAL: Ángulo estructural	
			N° DE PIEZA: 22	
			N° DE PLANO: 17/35	

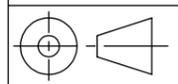


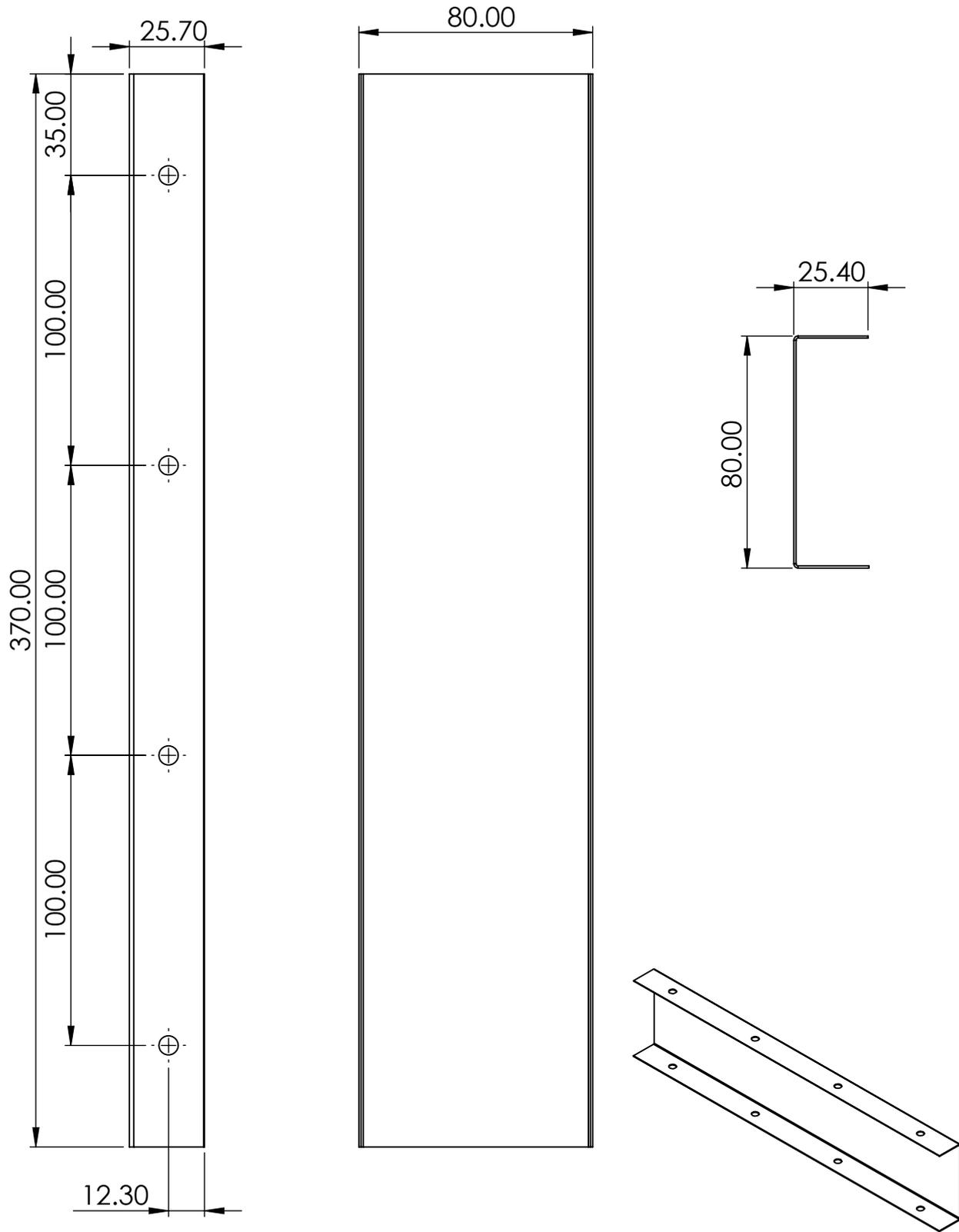
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			A4	
			COTAS: mm	
ESCALA: 1:2	TITULO:		MATERIAL:	Chapa Metalica 1/32
	GUARDA 1		N° DE PIEZA:	23
			N° DE PLANO:	18/35

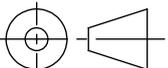


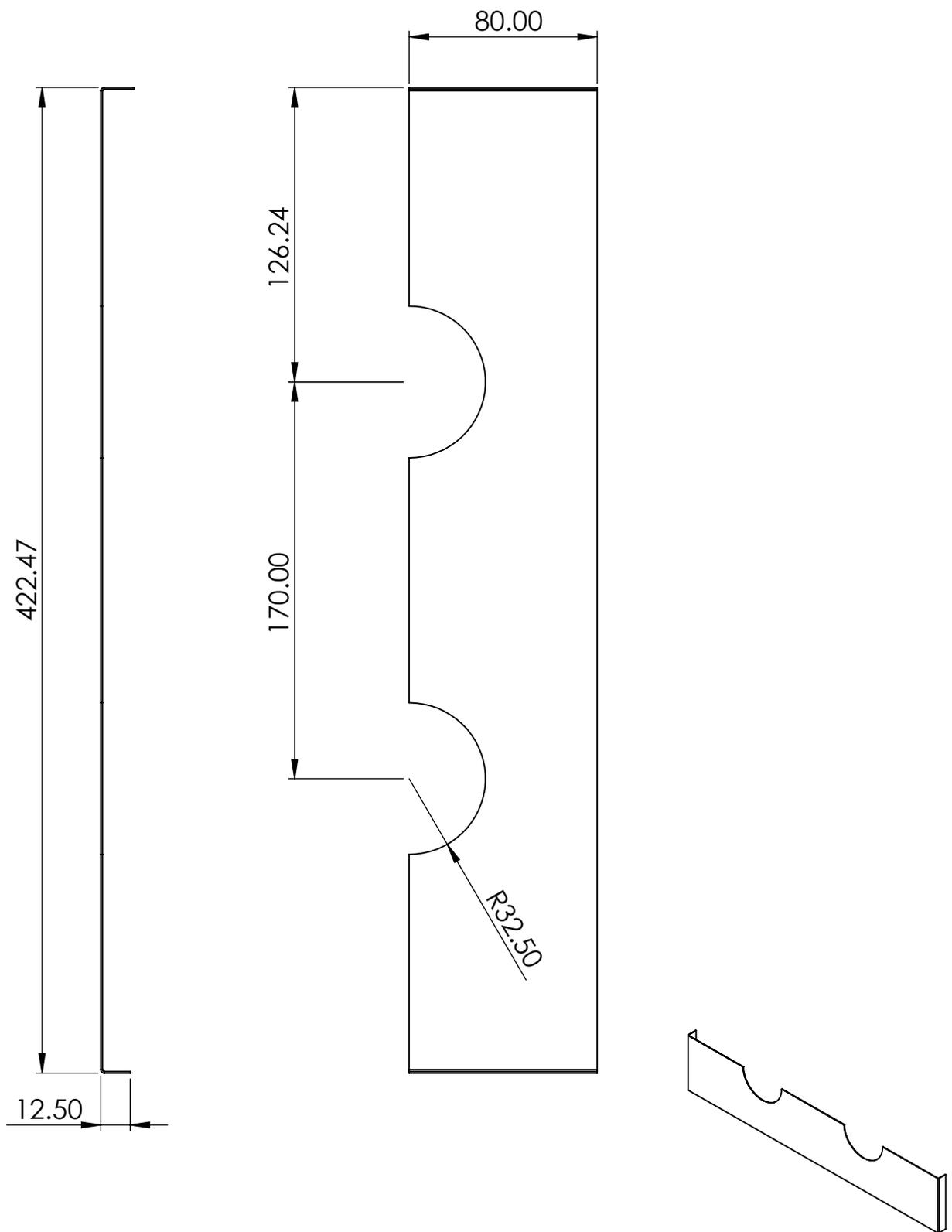
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

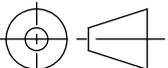


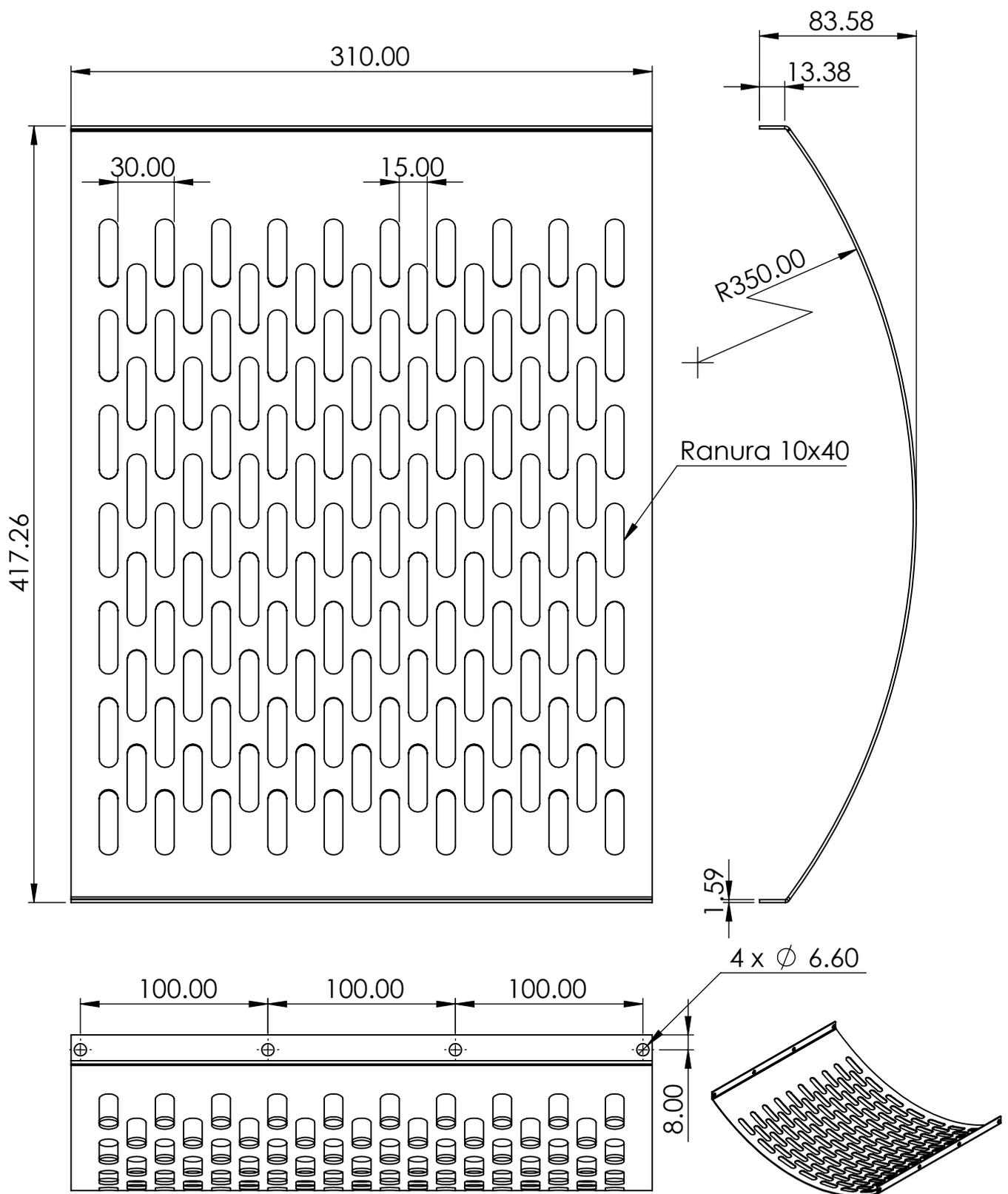
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
	DISEÑADO Y DIBUJADO: Karen Caravantes REVISADO Y APROBADO: Ing. F. Zuleta		Karen Caravantes	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			A3 COTAS: mm	
ESCALA: 1:5	TITULO:	MATERIAL:	Chapa Metálica 1/32	
	GUARDA DE RODILLO CON TOLVA		N° DE PIEZA:	24
			N° DE PLANO:	19/35

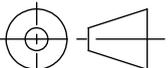


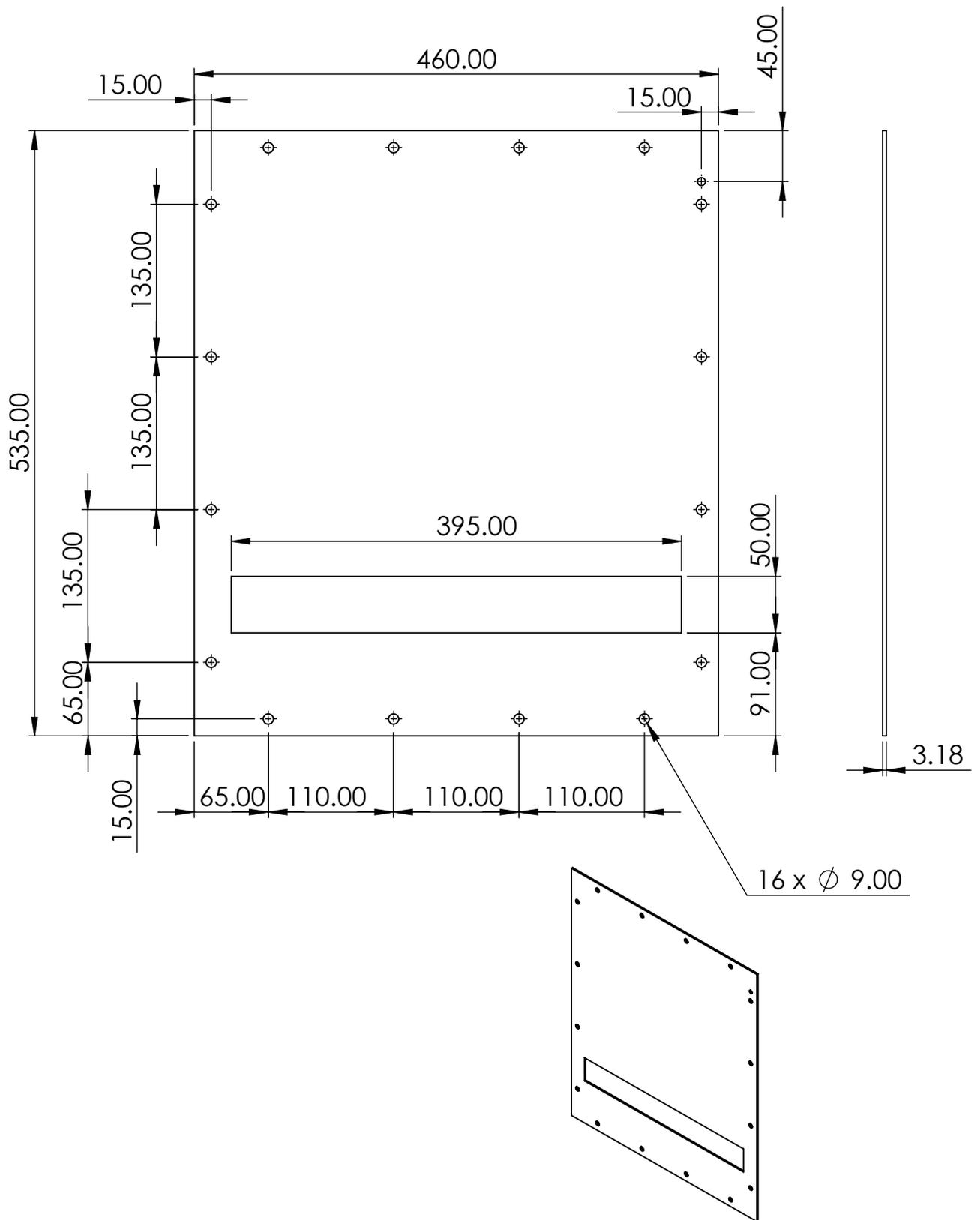
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			A4	
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			COTAS: mm	
ESCALA: 1:2	TITULO:	GUARDA 2		
	MATERIAL:		Chapa Metálica 1/32	
	N° DE PIEZA:		25	
	N° DE PLANO:		20/35	

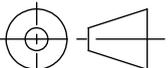


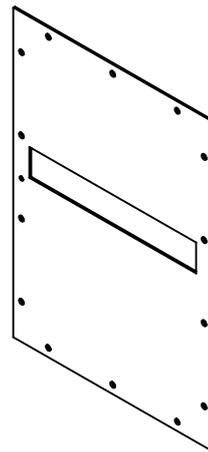
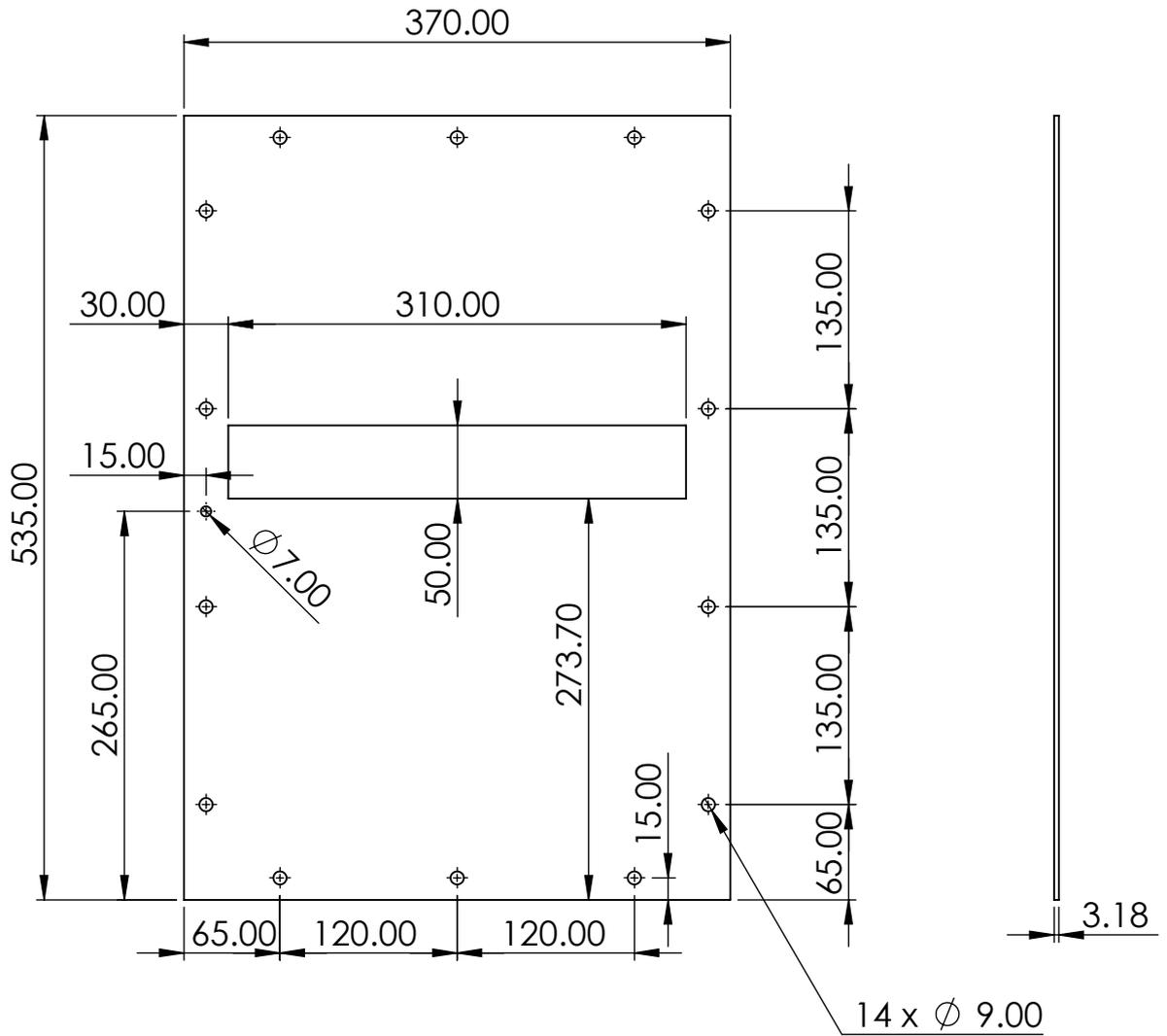
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO: Karen Caravantes REVISADO Y APROBADO: Ing. F. Zuleta	Karen Caravantes Ing. F. Zuleta	22/01/23 22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			A4	
			COTAS: mm	
ESCALA: 1:2.5 	TITULO: GUARDA LATERAL 3	MATERIAL: Chapa Metálica 1/32 N° DE PIEZA: 26 N° DE PLANO: 21/35		

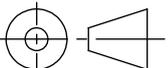


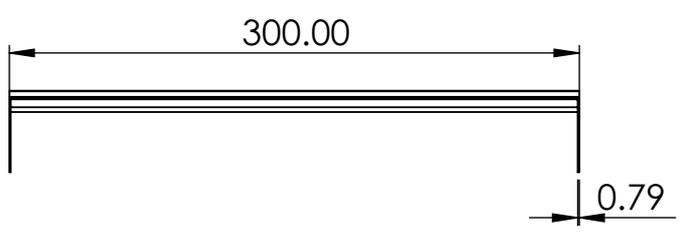
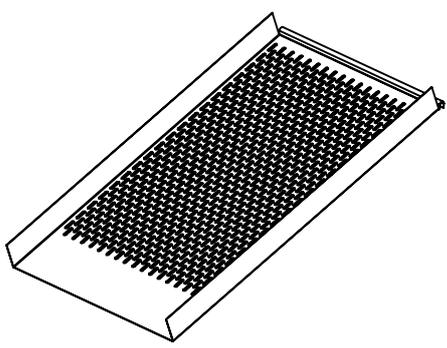
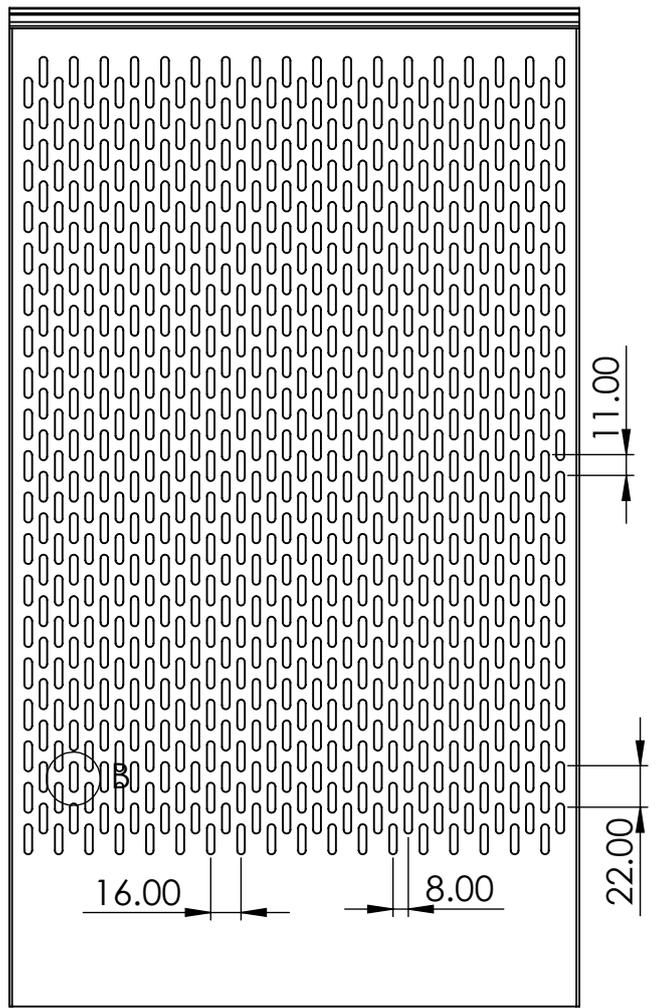
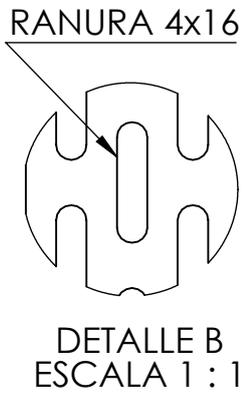
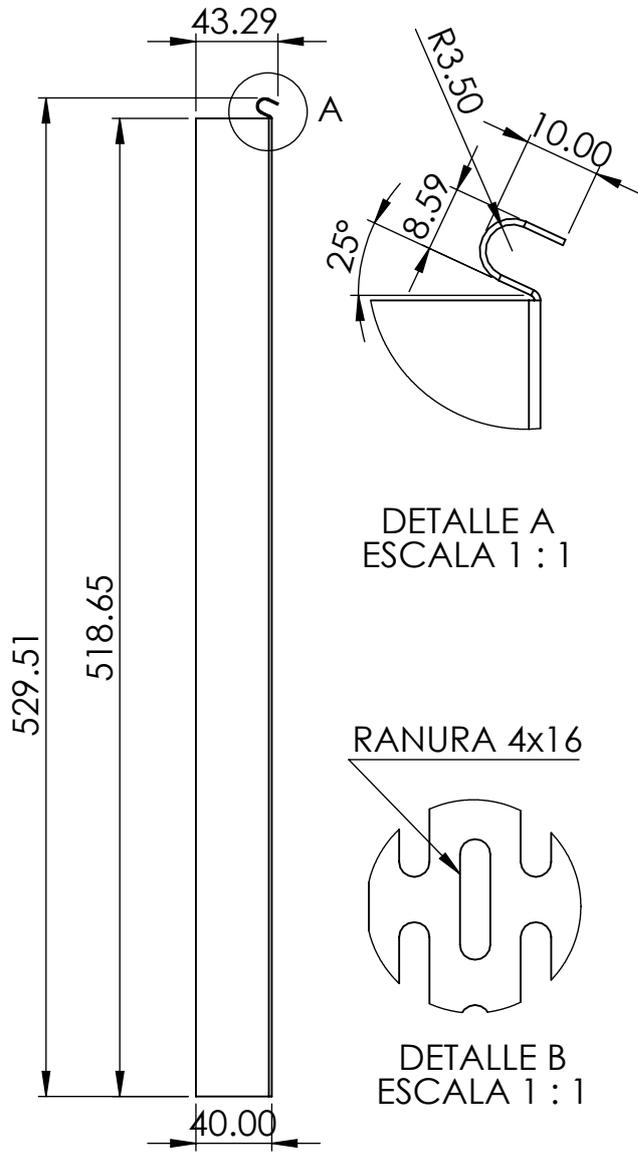
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:				A4
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"				COTAS: mm
ESCALA: 1:3	TITULO:		MATERIAL:	AISI 1020
	REJILLA CONCAVA		N° DE PIEZA:	27
			N° DE PLANO:	22/35



	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:				A4
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"				COTAS: mm
ESCALA: 1:5	TITULO:		MATERIAL:	AISI 1020
	PLANCHA LATERAL 1		N° DE PIEZA:	28
			N° DE PLANO:	23/35



	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			A4	
			COTAS: mm	
ESCALA: 1:5	TITULO:	MATERIAL:	AISI 1020	
	PLANCHA LATERAL 3	N° DE PIEZA:	30	
		N° DE PLANO:	24/35	

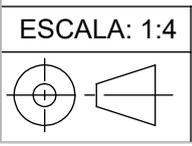


UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

	NOMBRE	FECHA
DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23

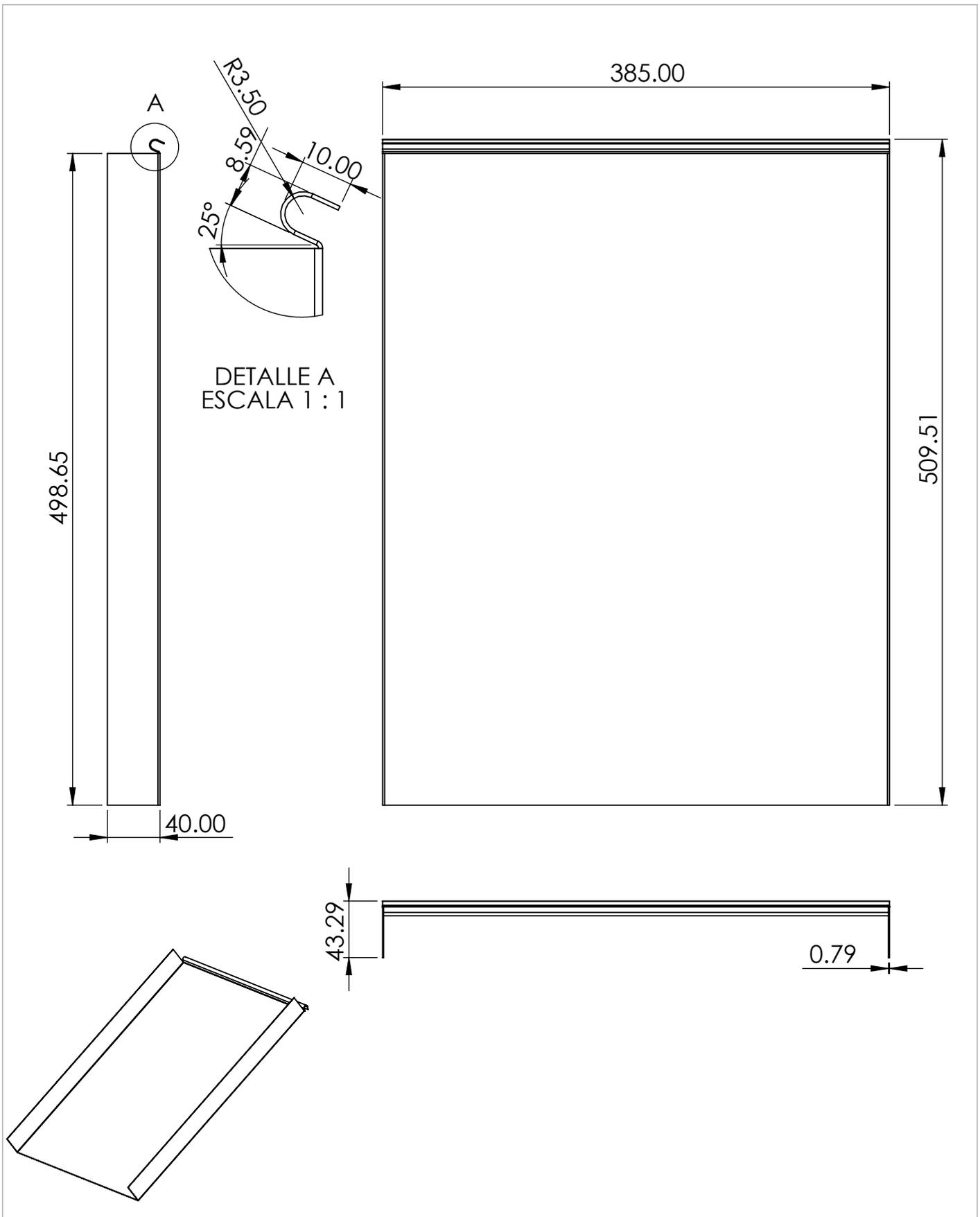
TRABAJO DE GRADUACIÓN:
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"

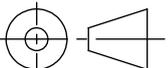
A4
COTAS: mm

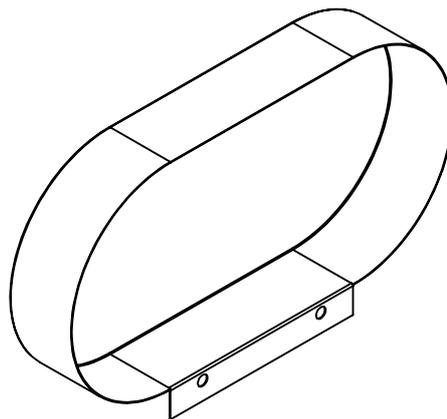
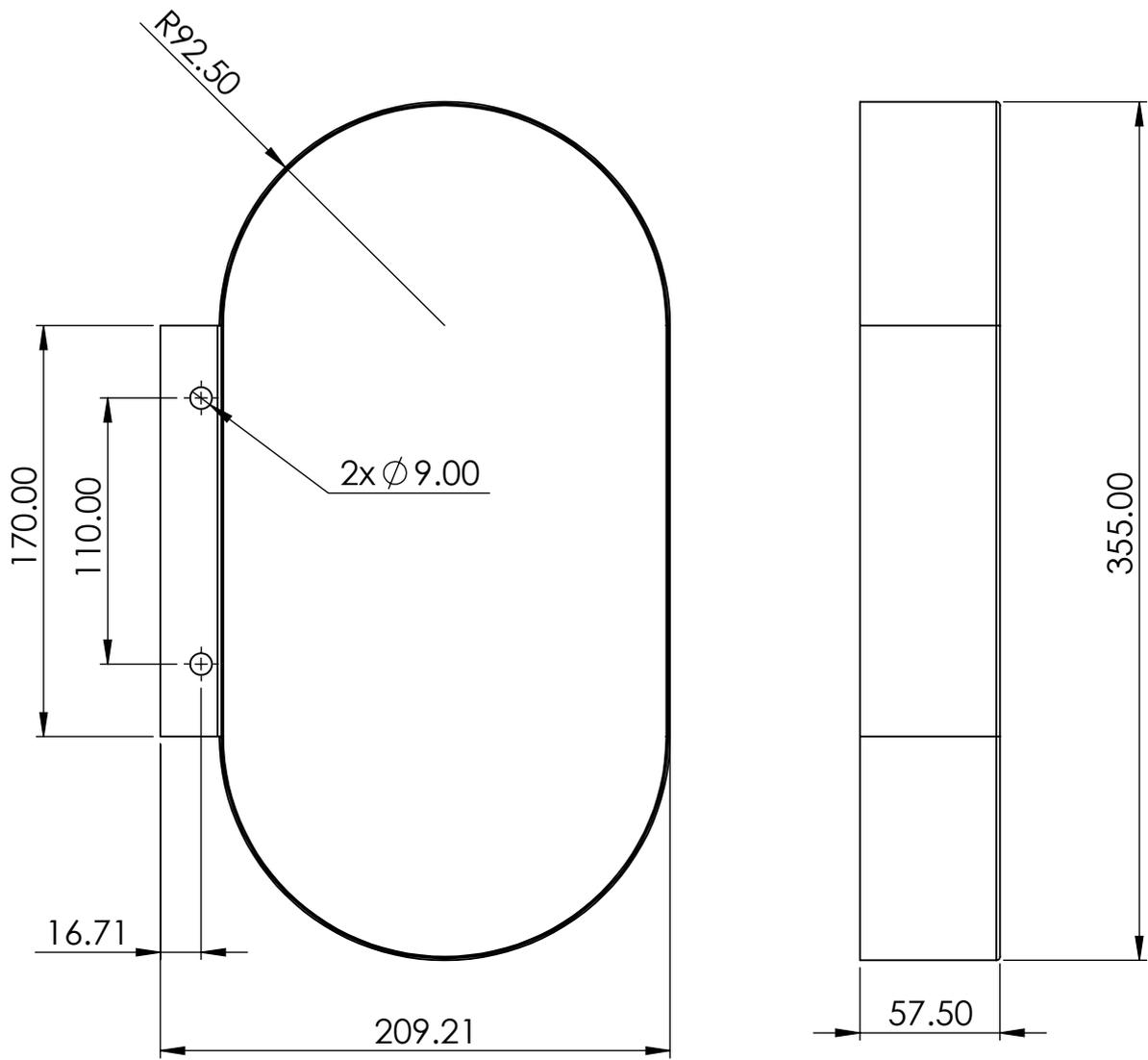


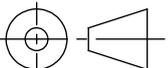
TITULO:
REJILLA PLANA

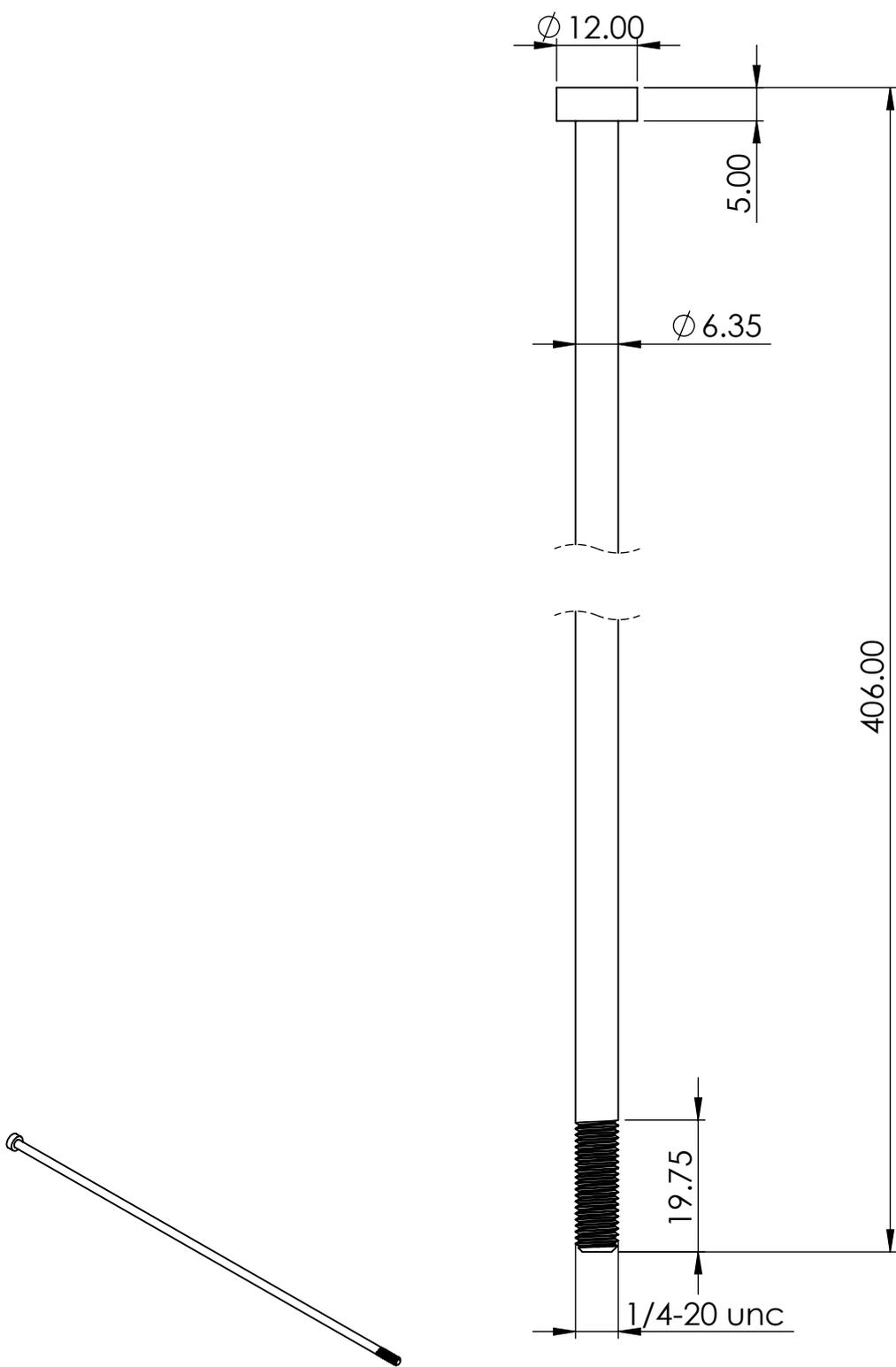
MATERIAL:	AISI 1020
N° DE PIEZA:	32
N° DE PLANO:	25/35



	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO: Karen Caravantes REVISADO Y APROBADO: Ing. F. Zuleta	Karen Caravantes Ing. F. Zuleta	22/01/23 22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			A4	
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			COTAS: mm	
ESCALA: 1:4 	TITULO:	BANDEJA	MATERIAL: Chapa metálica 1/32	
			N° DE PIEZA: 33	
			N° DE PLANO: 26/35	



	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			A4	
			COTAS: mm	
ESCALA: 1:3 	TITULO: GUARDA PARA ENGRANES RECTOS	MATERIAL: Chapa metálica 1/32		
		N° DE PIEZA:	34	
		N° DE PLANO:	27/35	



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

	NOMBRE	FECHA
DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23

TRABAJO DE GRADUACIÓN:

**"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA
EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"**

A4

COTAS: mm

ESCALA: 1:1

TITULO:

EJE PARA REJILLA PLANA

MATERIAL:

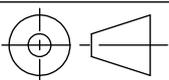
AISI 1020

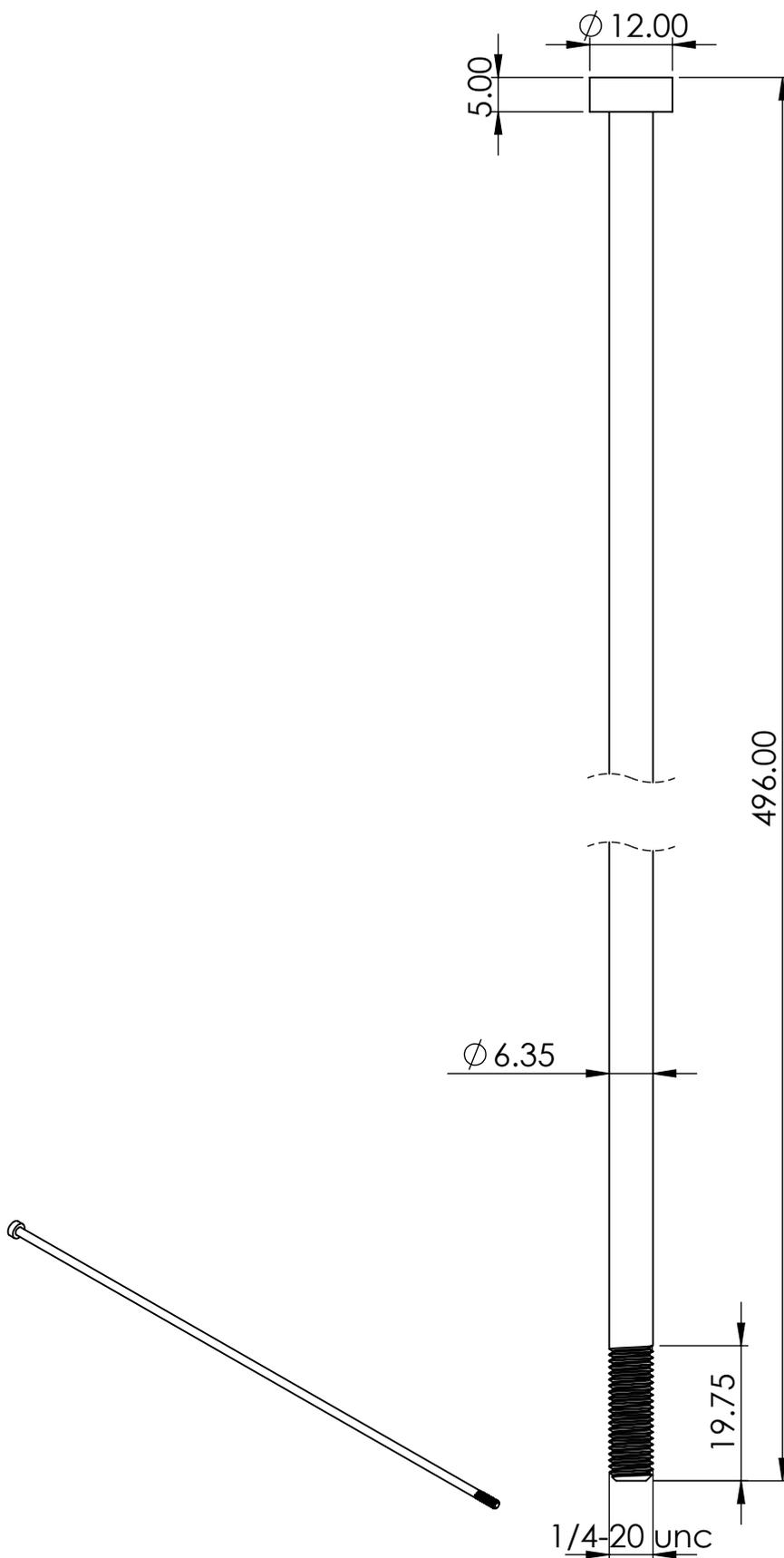
N° DE PIEZA:

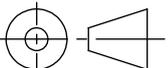
35

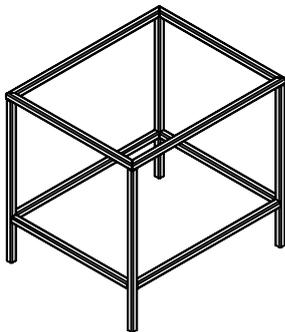
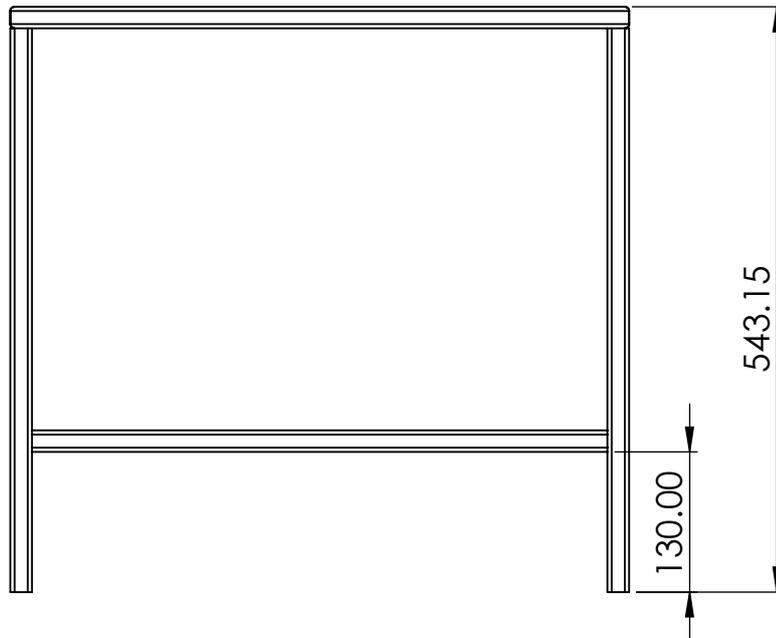
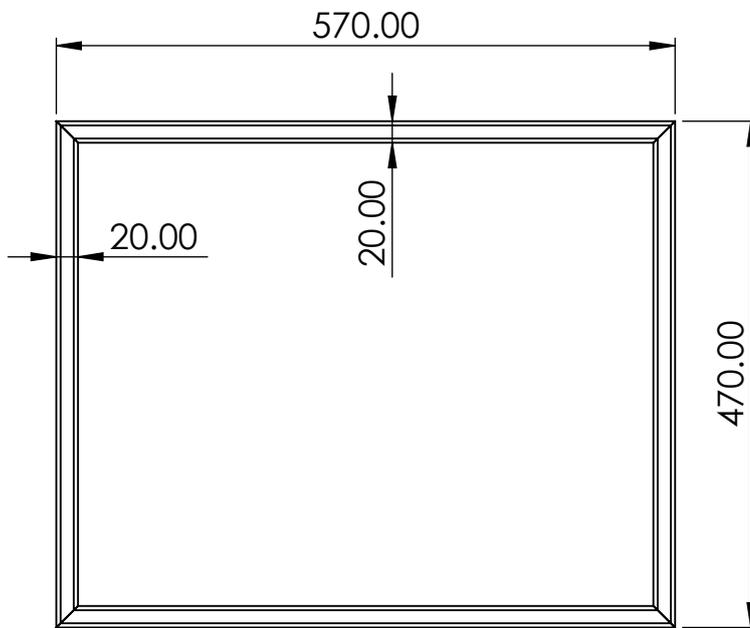
N° DE PLANO:

28/35

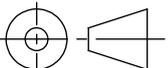


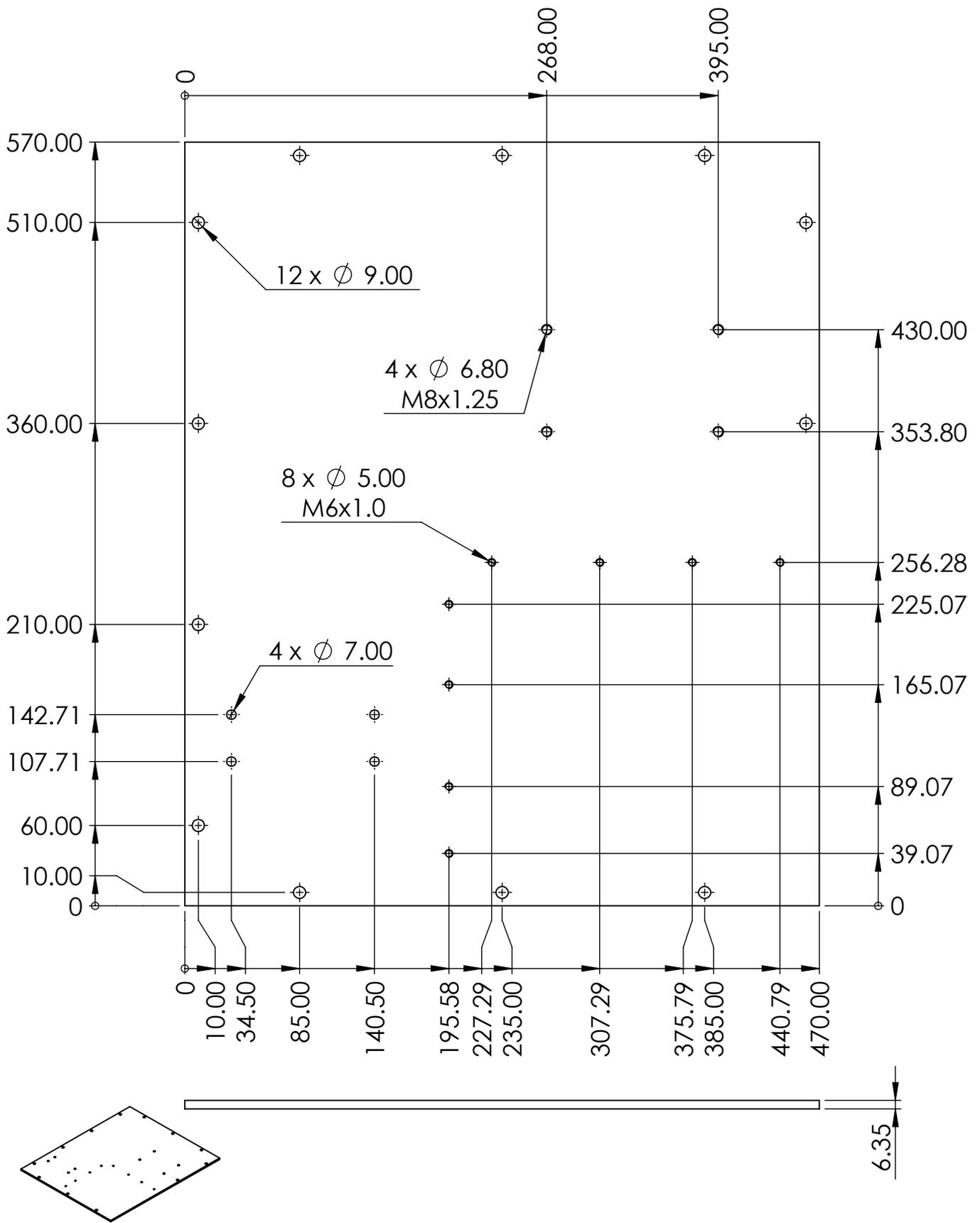


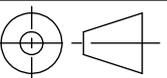
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO: Karen Caravantes REVISADO Y APROBADO: Ing. F. Zuleta	Karen Caravantes Ing. F. Zuleta	22/01/23 22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			A4	COTAS: mm
ESCALA: 1:1 	TITULO: EJE PARA BANDEJA	MATERIAL:	AISI 1020	
		N° DE PIEZA:	36	
		N° DE PLANO:	29/35	

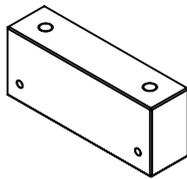
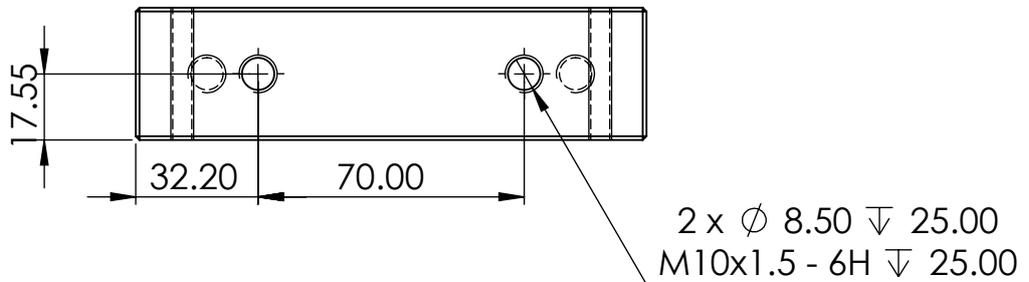
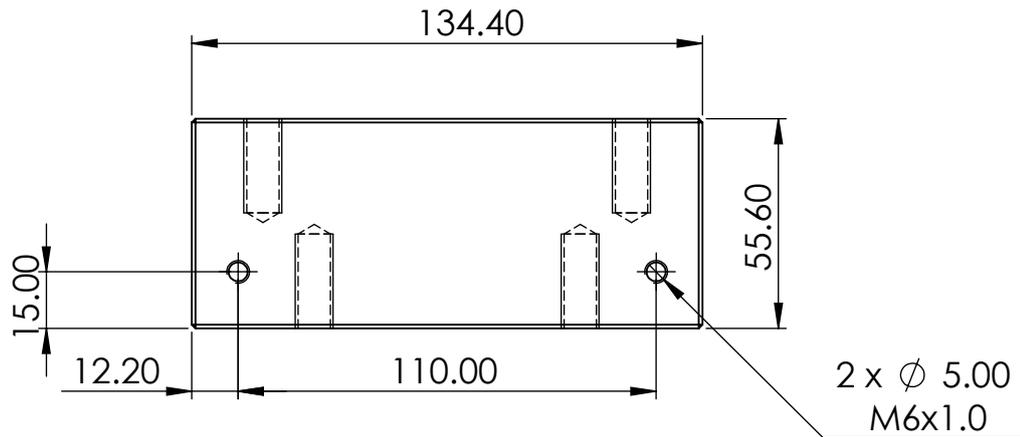
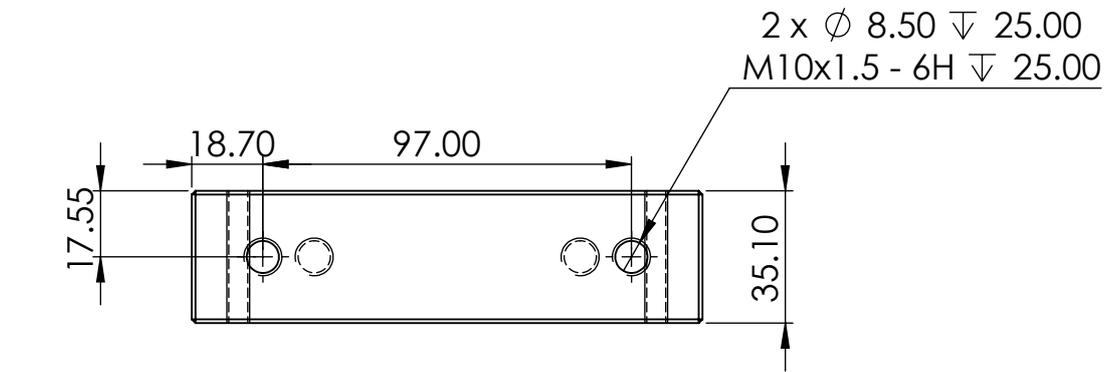


TUBO ESTRUCTURAL 20X20 CHAPA 2mm

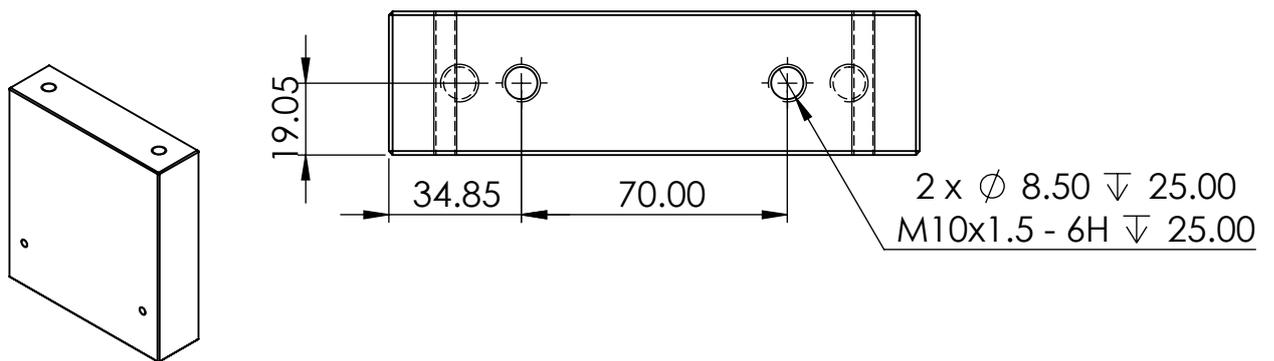
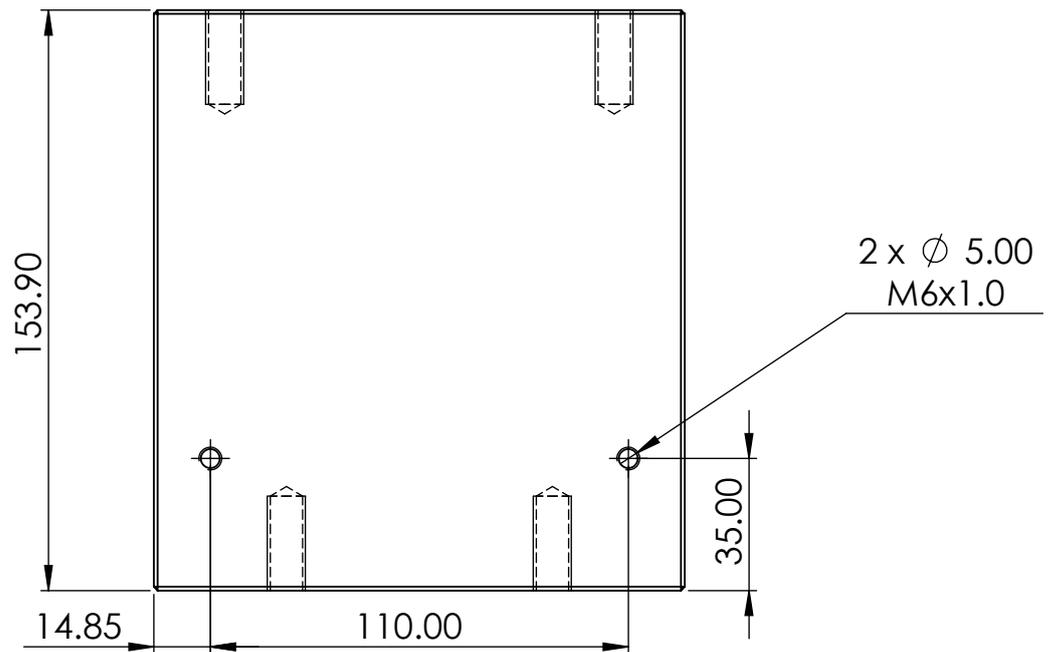
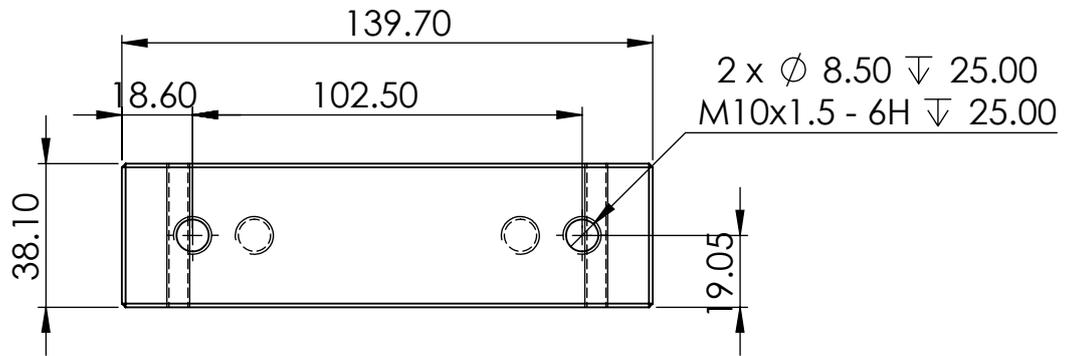
	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO: Karen Caravantes REVISADO Y APROBADO: Ing. F. Zuleta	Karen Caravantes Ing. F. Zuleta	22/01/23 22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			A4	
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			COTAS: mm	
ESCALA: 1:7	TITULO: ESTRUCTURA 2	MATERIAL:	AISI 1020	
		N° DE PIEZA:	37	
		N° DE PLANO:	30/35	



	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			A4 COTAS: mm	
ESCALA: 1:4 	TITULO: PLANCHA PARA MOTOR		MATERIAL: AISI 1020	
			N° DE PIEZA: 38	
			N° DE PLANO: 31/35	



	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN: "PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			A4	
			COTAS: mm	
ESCALA: 1:2	TITULO:	MATERIAL:	AISI 1020	
	ALZA PARA COJINETE SINFIN	N° DE PIEZA:	39	
		N° DE PLANO:	32/35	



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

	NOMBRE	FECHA
DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23

TRABAJO DE GRADUACIÓN:

"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA
EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"

A4

COTAS: mm

ESCALA: 1:2

TITULO:

ALZA PARA COJINETE DE CORONA

MATERIAL:

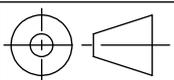
AISI 1020

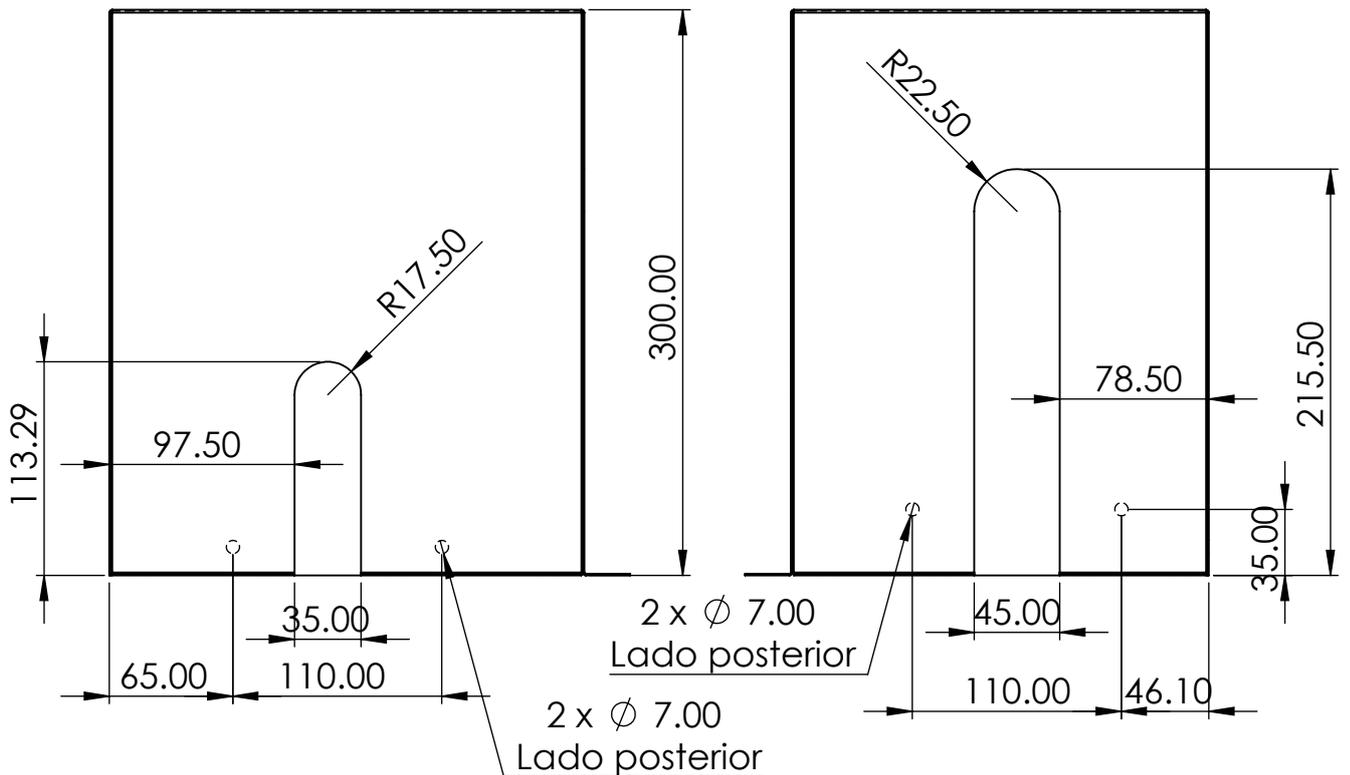
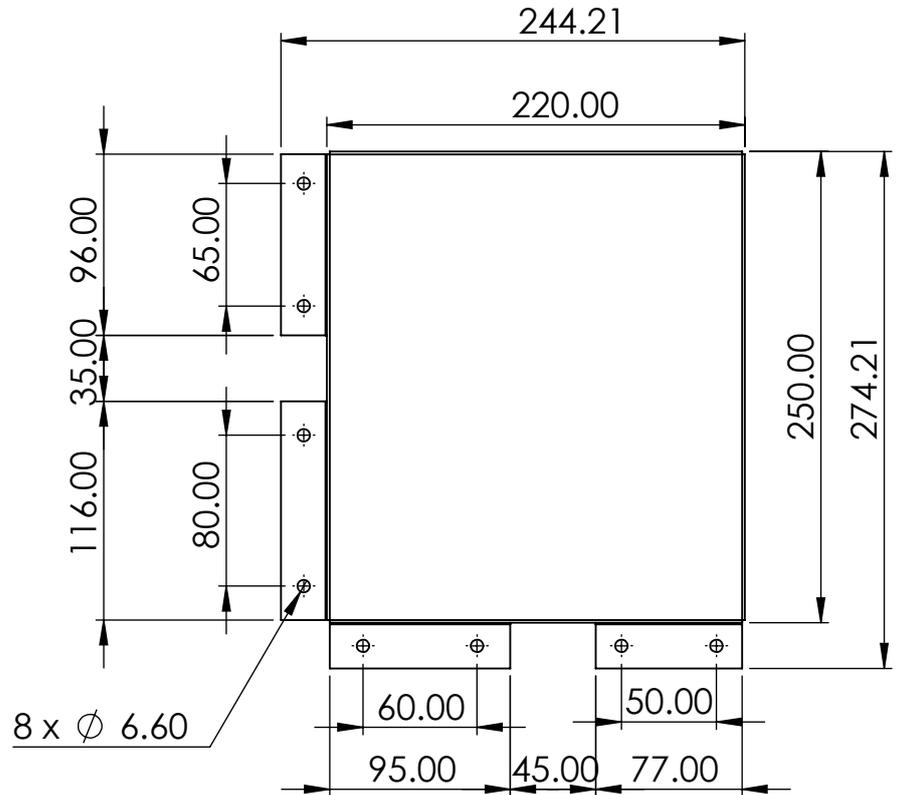
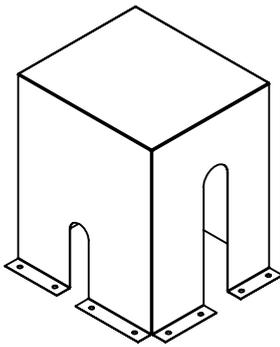
N° DE PIEZA:

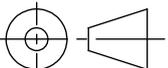
40

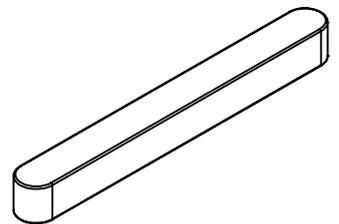
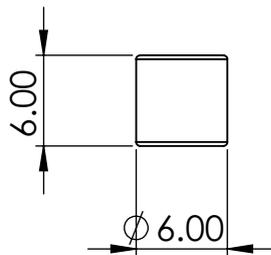
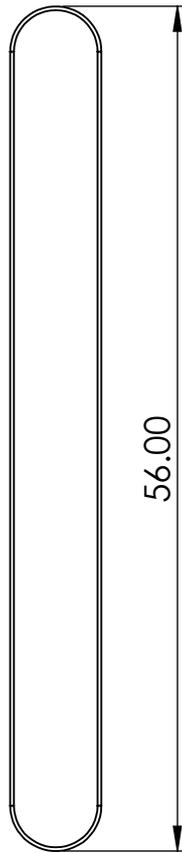
N° DE PLANO:

33/35





	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	NOMBRE	FECHA
		DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes 22/01/23
		REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta 22/01/23
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			A4
"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"			COTAS: mm
ESCALA: 1:4	TITULO:	MATERIAL:	AISI 1006
	GUARDA SINFIN - CORONA	N° DE PIEZA:	41
		N° DE PLANO:	34/35



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

	NOMBRE	FECHA
DISEÑADO Y DIBUJADO:	Karen Caravantes	22/01/23
REVISADO Y APROBADO:	Ing. F. Zuleta	22/01/23

TRABAJO DE GRADUACIÓN:

**"PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA LA
 EXTRACCIÓN Y TRITURACIÓN DE LA FIBRA DE LA ESTOPA DE COCO"**

A4

COTAS: mm

ESCALA: 2:1

TITULO:

CUÑA POLEA 1

MATERIAL:

AISI 1020

N° DE PIEZA:

42

N° DE PLANO:

35/35

