



Universidad
Nacional
de Loja

Universidad Nacional de Loja

Facultad de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables

Carrera de Ingeniería Electromecánica

Diseño de una máquina desfibradora de hojas de agave

Trabajo de Titulación, previo a
la obtención del título de
Ingeniero Electromecánico

AUTOR:

Gabriel Alfredo Eredia Jiménez

DIRECTOR:

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg. Sc.

Loja - Ecuador

2024

Certificación

Loja, 08 de septiembre de 2023

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg. Sc.
DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

CERTIFICO:

Que he revisado y orientado todo proceso de la elaboración del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una máquina desfibradora de hojas de agave**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, de la autoría del estudiante **Gabriel Alfredo Eredia Jiménez**, con **cédula de identidad** Nro. **1105157737**, una vez que el trabajo cumple con todos los requisitos exigidos por la Universidad Nacional de Loja, para el efecto, autorizo la presentación del mismo para su respectiva sustentación y defensa.

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg. Sc
DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Autoría

Yo, **Gabriel Alfredo Eredia Jiménez**, declaro ser autor del presente Trabajo de Titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos y acciones legales, por el contenido del mismo. Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi Trabajo de Titulación en el Repositorio Digital Institucional – Biblioteca Virtual.

Firma:



C. I: 1105157737

Fecha: 10/01/2024

Correo electrónico: gaerediaj@unl.edu.ec

Teléfono: 0959424218

Carta de autorización por parte del autor, para consulta, reproducción parcial o total y/o publicación electrónica del texto completo, del Trabajo de Titulación.

Yo, **Gabriel Alfredo Eredia Jiménez**, declaro ser el autor del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una máquina desfibradora de hojas de agave**; como requisito para optar el título de **Ingeniero Electromecánico**, autorizo al sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos muestre la reproducción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Institucional.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el Repositorio Institucional, en las redes de información del país y del exterior, con los cuales tengan convenio la Universidad. La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o Copia del Trabajo de Titulación que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, suscribo, en la ciudad de Loja, a los diez días del mes de enero del dos mil veinticuatro



Firma:

Autor: Gabriel Alfredo Eredia Jiménez

C. I: 1105157737

Correo electrónico: gaerediaj@unl.edu.ec

Teléfono: 0959424218

Dirección: Loja, Brasil y Portugal

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director de Trabajo de Titulación: Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

Dedicatoria

El presente Trabajo de Titulación está dedicado primeramente a Dios, a mi Familia quienes me pusieron la confianza y apoyo a lo largo de mi formación académica y personal. Ellos me han sabido apoyar con su sabiduría y su paciencia, por ser un pilar fundamental, brindándome siempre fortaleza y las ganas para cumplir cada una de las metas que me he propuesto.

A mis amigos, docentes que en este periodo académico han influido en mí de manera positiva para alcanzar mis objetivos.

Gabriel Alfredo Eredia Jiménez

Agradecimientos

Agradezco especialmente a mi tutor, el Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, quien siempre me supo brindar sus consejos, motivación y enseñanzas para la realización de mi investigación, lo que demuestran su excelente trabajo y compromiso como docente.

Mi gratitud a la Universidad Nacional de Loja, al personal Docente y Administrativo de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, a mis amigos y compañeros que formaron parte de mi instancia en la universidad y en mi formación como profesional.

Gabriel Alfredo Eredia Jiménez

Índice de contenidos

Portada	i
Certificación	ii
Autoría	iii
Dedicatoria	v
Agradecimientos	vi
Índice de contenidos	vii
Índice de tablas	x
Índice de figuras	xi
Índice de anexos	xiv
Simbología	xv
1. Título	1
2. Resumen	2
Abstract.....	3
3. Introducción	4
4. Marco teórico	5
4.1. Capítulo I: Agave	5
4.2. Capítulo II: Proceso de desfibrado	6
4.2.1. Desfibrado manual	6
4.2.2. Desfibrado a máquina.....	7
4.2.3. Desfibrado químico	7
4.3. Capítulo III: Máquinas desfibradoras.....	8
4.3.1. Equipo descortezador con tolva vertical	8
4.3.2. Máquina desfibradora Cardoma	8
4.3.3. Máquina desfibradora de cabuya.....	9
4.4. Capítulo V: Fundamentos de diseño	10
4.4.1. Definición de diseño.....	10
4.4.2. Factor de diseño y factor de seguridad.....	10
4.4.3. Ensayo de Charpy o de impacto	10
4.4.4. Equilibrio y diagramas de cuerpo libre	11
4.4.5. Energía cinética rotacional	12
4.4.6. Ejes.....	12
4.4.7. Teorías de falla por fatiga.....	14
4.4.1. Cálculo de uniones soldadas.	16

4.4.2. Rodamientos.....	16
4.4.3. Potencia a transmitir.....	17
4.4.4. Transmisión por correas.....	18
4.4.5. Tipos de correas.....	18
4.4.6. Motores Eléctricos.....	19
4.5. Software diseño eléctrico.....	19
4.5.1. Cade Simu.....	19
4.6. Diseño eléctrico.....	19
4.6.1. Disyuntor.....	19
4.6.2. Contactor.....	20
4.6.3. Relé térmico.....	20
5. Metodología.....	21
5.1. Área de trabajo.....	21
5.2. Equipos y materiales.....	21
5.2.1. Equipos.....	21
5.2.2. Materiales.....	21
5.3. Procedimiento.....	21
5.3.1. Primero objetivo. Determinar los parámetros operacionales de la máquina desfibadora de agave:.....	22
5.3.2. Segundo objetivo. Definir el tipo de máquina, sus sistemas, partes y piezas.	22
5.3.3. Tercer objetivo. Dimensionar los componentes principales de la máquina de desfibrado de hojas de agave.....	22
5.4. Procesamiento y análisis de datos.....	22
5.4.1. Diseño conceptual.....	22
6. Resultados.....	26
6.1. Selección de la mejor alternativa.....	26
6.2. Diseño de forma.....	26
6.3. Diseño Detallado.....	28
6.3.1. Fase experimental.....	28
6.3.2. Descripción del ensayo.....	31
6.3.3. Cálculo de la energía absorbida.....	32
6.3.4. Resultados de los ensayos.....	35
6.3.5. Resultados de desfibrado.....	37
6.3.6. Número de impactos y espesor de hoja.....	37

6.3.7. Número de cuchillas móviles	39
6.3.8. Capacidad del equipo	39
6.3.9. Velocidad angular del cilindro de desfibrado.....	39
6.4. Diseño de la cuchilla móvil.....	40
6.4.1. Fuerza de impacto en cuchillas móviles.....	40
6.4.2. Espesor de cuchilla móvil	41
6.5. Diseño del cilindro de desfibrado	46
6.5.1. Espesor del cilindro de desfibrado	48
6.5.2. Cálculo de los pernos de las cuchillas móviles	53
6.6. Diseño del eje principal.....	57
6.6.1. Diámetro en el punto C	63
6.6.2. Diámetro en el punto B	66
6.7. Dimensiones de chaveteros	66
6.8. Cubo central y discos de soporte.....	68
6.9. Cálculo de la soldadura del cubo central.....	68
6.10. Selección de chumaceras.....	73
6.11. Diseño del Sistema de Transmisión	78
6.11.1. Selección del motor eléctrico	78
6.12. Selección de correas	79
6.13. Diseño de la carcasa exterior.....	85
6.14. Diseño de la base de soporte	87
6.15. Esquema eléctrico	89
6.16. Análisis de costos.....	91
6.16.1. Costos directos.	91
6.16.2. Costos indirectos	92
6.16.3. Costo total	92
7. Discusión	93
8. Conclusiones	94
9. Recomendaciones	95
10. Bibliografía	96
11. Anexos	98

Índice de tablas:

Tabla 1. Criterio de selección y descripción del diseño.	23
Tabla 2. Comparaciones correspondientes.	23
Tabla 3. Tabla morfológica referente al diseño de la máquina.	24
Tabla 4. Matriz de decisión para selección de la mejor alternativa de diseño.	25
Tabla 5. Especificaciones de la hoja de ensayo.....	31
Tabla 6. Resultados de los ensayos de desfibrado.....	37
Tabla 7. Coeficientes del factor de superficie	44
Tabla 8. Factor de confiabilidad.....	44
Tabla 9. Energía absorbida para cada impacto.....	49
Tabla 10. Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero	56
Tabla 11. Características del perno seleccionado.....	56
Tabla 12. Factor de carga f_w	75
Tabla 13. Características principales de la chumacera.....	77
Tabla 14. Características del motor eléctrico	79
Tabla 15. Diámetros mínimos de poleas recomendados para motores eléctricos	80
Tabla 16. Características del sistema de transmisión de potencia.....	85
Tabla 17. Costos de materiales.....	91
Tabla 18. Costo de mano de obra	92
Tabla 19. Costos indirectos	92
Tabla 20. Costo total	92

Índice de figuras:

Figura 1. Agave americana.....	5
Figura 2. Furcraesa andina	6
Figura 3. Desfibrado de cabuya.....	7
Figura 4. Desfibradora con tolva vertical.....	8
Figura 5. Desfibradora marca Cardoma	9
Figura 6. Desfibradora de cabuya	9
Figura 7. Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla.....	14
Figura 8. Lugar donde se realizó el proyecto de investigación.....	21
Figura 9. Componentes principales de la máquina	26
Figura 10. Componentes principales de la máquina	27
Figura 11. Máquina de impactos	28
Figura 12. Diseño del péndulo en Inventor	29
Figura 13. Péndulo de la máquina en posición inicial.....	29
Figura 14. Esquema de la posición inicial y final del péndulo	30
Figura 15. Escala graduada de la máquina de impactos.....	30
Figura 16. Esquema separación de desfibrado	31
Figura 17. Introducción de la hoja	32
Figura 18. Distancia del péndulo mediante software Inventor.....	33
Figura 19. Distancia del centro de masa mediante el software inventor.....	33
Figura 20. Esquema del péndulo de la máquina.....	34
Figura 21. Diagrama de energía máxima vs Espesor (0.6mm)	35
Figura 22. Diagrama de energía máxima vs Espesor (0.4mm)	36
Figura 23. Diagrama de energía máxima vs Espesor (0.2mm)	36
Figura 24. Diagrama de número de impactos vs Espesor	38
Figura 25. Dimensiones del perfil de la cuchilla.....	41
Figura 26. Esquema de la Fuerza de impacto sobre la cuchilla	41
Figura 27. Comportamiento de la carga a través del tiempo.....	42
Figura 28. Cilindro de desfibrado junto con las cuchillas móviles	46
Figura 29. Dimensiones del cilindro conjunto con las cuchillas.....	47
Figura 30. Diagrama de Energía vs N° de impactos	49
Figura 31. Dimensiones del cilindro y cuchillas	50
Figura 32. Diseño de las cuchillas mediante el software inventor	51
Figura 33. Propiedades obtenidas de las cuchillas mediante software inventor	51

Figura 34. Diseño del cilindro mediante el software inventor	53
Figura 35. Dimensiones del cilindro de desfibrado.....	53
Figura 36. Esquema de la configuración del perno con la cuchilla y la pared del cilindro	54
Figura 37. Fuerza cortante (<i>Vperno</i>), momento de flexión (<i>Mperno</i>) sobre el perno	54
Figura 38. Zonas que constituyen el eje y las partes en consideración.....	57
Figura 39. Longitudes definidas para el diseño de eje	57
Figura 40. Diagrama de cuerpo libre, con las fuerzas que actúan sobre el eje.	58
Figura 41. Diseño del cilindro y las cuchillas de la máquina.....	58
Figura 42. Propiedades del cilindro y las chuchillas mediante el software inventor	59
Figura 43. Fuerzas T1 y T2, que actúan sobre la polea.....	60
Figura 44. Longitudes de las reacciones que actúan en el eje.....	61
Figura 45. Diagramas de cortante, momento y torsión a lo largo del eje.....	62
Figura 46. Curvas de sensibilidad a la muesca para aceros.	65
Figura 47. Factores de concentración de esfuerzos de cuñero	65
Figura 48. Diámetros y longitudes del eje principal (mm)	66
Figura 49. Dimensiones del chavetero entre el cubo central y el eje.....	67
Figura 50. Dimensiones del chavetero entre la polea y el eje.....	67
Figura 51. Dimensiones del cubo central y los discos de soporte (mm).....	68
Figura 52. Ubicación de los cordones de soldadura.....	69
Figura 53. Sección transversal del cordón de la soldadura.	69
Figura 54. Factores geométricos para analizar la soldadura como una línea.....	70
Figura 55. Tamaños mínimos de soldadura en filetes.....	72
Figura 56. Esquema de la soldadura del disco de soporte con el cilindro de desfibrado y el cubo central, y la representación de la mediante la simbología de la normativa de AWS A2.4.	73
Figura 57. Cargas que actúan sobre las chumaceras	73
Figura 58. Factores V, X y Y para cojinetes radiales.....	74
Figura 59. Aplicaciones en maquinarias y vida requerida	76
Figura 60. Selección de chumacera tipo puente.....	77
Figura 61. Valores eléctricos de motores monofásicos.....	78
Figura 62. Dimensiones del motor monofásico seleccionado.....	79
Figura 63. Factores de servicios típicos	82
Figura 64. Tipos de perfil de correa, en función de la potencia y la velocidad del motor	83

Figura 65. Características de la banda tipo A (Potencia transmitida, Velocidad, distancia entre centros y factor de corrección)	83
Figura 66. Distancia nominal entre centro y factor de corrección por longitud.....	84
Figura 67. Vista en corte con las principales dimensiones de la carcasa y las partes superior e inferior.....	86
Figura 68. Vista lateral de la carcasa superior.	86
Figura 69. Vista lateral de la carcasa inferior.	87
Figura 70. Vistas laterales de la estructura con los elementos que soporta de la máquina	88
Figura 71. Dimensiones de la estructura de la máquina (mm).....	88
Figura 72. Vista en 3D del bastidor	89
Figura 73. Esquema eléctrico de motor monofásico	90
Figura 74. Selección de chumacera tipo puente.....	98
Figura 75. Dimensiones del motor monofásico seleccionado.....	99
Figura 76. Máquina de impactos	102

Índice de anexos:

Anexo 1. Características de chumacera de pared.....	98
Anexo 2. Características del motor seleccionado.	99
Anexo 3. Factores de servicio para motores	100
Anexo 4. Resultados de ensayos de desfibrado.	101
Anexo 5. Máquina de ensayos	102
Anexo 6. Planos	103
Anexo 7. Certificado de traducción del resumen	104

Simbología:

α_c	Aceleración angular del cilindro de desfibrado
g	Aceleración de la gravedad
w_s	Ancho de pierna de la soldadura
Φ	Ángulo marcado entre la posición inicial y final
Q	Capacidad de desfibrado del equipo
C_r	Capacidad dinámica del rodamiento
P_r	Carga radial dinámica equivalente
R_{rod}	Confiabilidad de vida del rodamiento
ρ_{acero}	Densidad del acero
θ_c	Desplazamiento angular del cilindro
d_{ep}	Diámetro del eje principal
d_{eq}	Diámetro equivalente de la sección
D_{cc}	Diámetro exterior del cubo central
d_{perno}	Diámetro nominal del perno
D_{tc}	Diámetro total del conjunto cilindro – cuchilla móvil
d_f	Distancia de frenado del péndulo
l_p	Distancia desde el eje de giro al centro de masa del péndulo
l_{dc}	Distancia entre centros de las poleas
A_{95}	Sección sometida a un esfuerzo arriba del 95% del esfuerzo máximo
η_{tr}	Eficiencia de la transmisión
E_{Abs}	Energía absorbida por el impacto
E_{cc}	Energía cinética rotacional
$E_{abs,máx}$	Energía máxima del péndulo
E_f	Energía potencial en la posición final
E_o	Energía potencial en la posición inicial
σ_a	Esfuerzo alternativo
τ_{perno}	Esfuerzo cortante sobre el perno
σ_m	Esfuerzo medio
e	Espesor de hoja
e_c	Espesor de la pared del cilindro de desfibrado
X	Factor de carga radial
k_f	Factor de concentración de esfuerzo alternante por flexión
k_{fs}	Factor de concentración de esfuerzo alternante por torsión
C_{carga}	Factor de corrección de carga

C_{conf}	Factor de corrección de confiabilidad
C_{sup}	Factor de corrección de superficie
$C_{tamaño}$	Factor de corrección de tamaño
C_{temp}	Factor de corrección de temperatura
f_{cla}	Factor de corrección por longitud y arco
V	Factor de rotación
N_f	Factor de seguridad
η	Factor de seguridad del diseño
V_{perno}	Fuerza cortante sobre el perno
F_a	Fuerza de amplitud
F_t	Fuerza de tensión sobre la polea
F_m	Fuerza media
F_i	Fuerza media durante el impacto
τ_{perm}	Fuerza unitaria permisible
t_s	Garganta de la soldadura
$I_{cuchillas}$	Inercia de las cuchillas de desfibrado
I_c	Inercia del cilindro
l_{hoja}	Longitud de hoja de agave
b	Longitud del perfil
l_{perf}	Longitud del ala del perfil
m_{hoja}	Masa de fibra seca por cada hoja
m_p	Masa del péndulo
M_{perno}	Momento de flexión sobre el perno
J_w	Momento polar de inercia de área
$N_{cuchillas}$	Número de cuchillas móviles del equipo
$N_{impactos}$	Número de impactos
$n_{rev,hoja}$	Número de revoluciones para desfibrar una hoja
M_f	Momento debido a la flexión
W_c	Peso del cilindro de desfibrado
$P_{diseño}$	Potencia de diseño
P_{motor}	Potencia requerida en el motor
$P_{c,c}$	Potencia transmitida por correa corregida
R_M	Radio de la polea mayor
R_c	Radio mayor del cilindro de desfibrado
r_c	Radio menor del cilindro de desfibrado

R_1	Reacción en chumacera 1
i_t	Relación de transmisión de velocidad
S_y	Resistencia a la fluencia
E_{xx}	Resistencia del electrodo
S_e	Resistencia límite a la fatiga
S_e'	Resistencia límite a la fatiga sin corregir
S_{ut}	Resistencia última a la tracción
q	Sensibilidad a la muesca
T_{imp}	Torque debido al impacto de mayor magnitud
T_e	Torque ejercido sobre el eje
ω_c	Velocidad angular
ω_c	Velocidad angular del cilindro de desfibrado
L_{10}	Vida del rodamiento

1. Título

Diseño de una máquina desfibadora de hojas de agave

2. Resumen

En el presente trabajo de titulación se planteó diseñar una máquina destinada al desfibrado de hojas de agave, para lo cual se centró en la búsqueda de información sobre máquinas desfibradoras de hojas de agave, así mismo se recopiló la información sobre el proceso de desfibrado y las características que tiene el agave, prestando principal atención la energía que se necesita para desfibrar el agave. Se realizó una fase experimental para la obtención de la energía necesaria para el desfibrado de hojas. Para determinar el diseño a ejecutar se realizó una matriz de decisión, la cual está conformada por 4 opciones de diseño, con el objetivo de elegir la mejor opción de diseño, dando como resultado una máquina accionada por un motor eléctrico de 3HP, el sistema de desfibrado es mediante 12 cuchillas, lo cual da una producción de 10kg/h. El diseño de los diferentes sistemas y componentes de la máquina se fundamentó en diversas teorías de diseño de elementos de máquinas. Mediante el Software Autodesk Inventor se dimensionó cada parte que conforma la estructura de la máquina.

Palabras claves: Máquina, desfibrado, diseño, Agave, Inventor, Máquinas desfibradoras, *Agave americana*.

Abstract

In the present degree work, it was proposed to design a machine for defibrated agave leaves, for which it focused on the search for information on defibrated machines for agave leaves. Likewise, information on the defibrated process and the characteristics that the agave has, paying main attention to the energy needed to break down the agave. An experimental phase was carried out to obtain the energy necessary for leaf defibrated. To determine the design to be executed, a decision matrix was made, which is made up of 4 design options, with the objective of choosing the best design option, resulting in a machine powered by a 3HP electric motor, the Defiberation is done using 12 blades, which gives a production of 10kg/h. The design of the different systems and components of the machine was based on various theories of design of machine elements. Using Autodesk Inventor Software, each part that makes up the structure of the machine was sized.

Keywords: Machine, shredding defibrated, design, Agave, Inventor. Shredding machines, Agave Americana.

3. Introducción

Las fibras naturales, son estructuras complejas, por sus características físicas, químicas y mecánicas, tienen aplicaciones muy diversas. Desde épocas antiguas se han utilizado estas fibras naturales. Hoy en día las plantas fibrosas son de gran importancia. (López)

El agave está clasificado como fibra dura. Se utiliza principalmente para fabricar sogas y cordelería, y dentro de nuevas tendencias se usa para la elaboración de papel, filtros, colchones, tapetes y tapicería. Se usa cada vez más para reforzar materiales compuestos de plástico, en particular para partes de automóviles. Los productos secundarios de la extracción de la planta (penco) se pueden utilizar para producir biogás, ingredientes farmacéuticos y materiales para construcción. También son una alternativa para la economía sostenible como sustitutos de productos no biodegradables como las fibras sintéticas. (Dominguez, Velasco, Jacome, & García, 2022)

En Ecuador existen dos especies representativas de cabuya las cuales son apetecidas por sus fibras: agave americana y agave furcraesa andina. A estas se las conoce como pita, maguey, cabuya, mezcal, y fique.

El presente proyecto propone un diseño de una máquina desfibradora de hojas de agave con el fin de mejorar el proceso de desfibrado, por lo que se han planteado los siguientes objetivos:

Objetivo general.

Diseñar una máquina desfibradora de hojas de agave.

Objetivos específicos.

Determinar los parámetros funcionales de la máquina desfibradora de hojas de agave.

Definir el tipo de máquina, sus sistemas, partes y piezas.

Dimensionar los componentes principales de la máquina desfibradora de hojas de agave.

En cuanto a la estructura del documento de trabajo de grado, en la primera parte se aborda la revisión bibliográfica enfocada al proceso de desfibrado de hojas y los diferentes modelos de máquinas para realizar este proceso de desfibrado.

La segunda parte describe el desarrollo del proyecto, lo cual se trata sobre la propuesta de diseño de la máquina desfibradora para la extracción de fibras de la planta de agave.

En la tercera parte se describe la discusión sobre el diseño de la máquina, además de las principales conclusiones y recomendaciones que permitan fortalecer el proyecto de titulación en un futuro, finalmente se abarcan los anexos para una mejor comprensión de la máquina.

4. Marco teórico

4.1. Capítulo I: Agave

Según (CORTEZ, 1977) nos dice que los agaves son plantas perennes frecuentemente propagadas por hijuelos, con raíces duras y fibrosas; además cuenta con un tallo grueso muy corto. Sus hojas son grandes, suculentas-fibrosas que termina en una espina y que están dispuestas en roseta, los márgenes de las hojas presentan pequeñas espinas en forma de gancho o rectas. Las inflorescencias son bracteadas, escamosas y racemosas o paniculadas.

El cultivo de la cabuya o penco en el Ecuador se localiza en las provincias del Carchi, Imbabura, Pichincha, Tungurahua, Chimborazo, Azuay, Cañar, Loja, Guayas y Manabí. (Yépez & Esparta, 2009)

En Ecuador existen dos especies representativas de cabuya las cuales son apetecidas por sus fibras: agave americana y *Agave furcraesa* andina.

El agave también es conocido con los nombres de pita, maguey, cabuya, mezcal, y fique. (CORTEZ, 1977)

Agave americana.

Es mejor conocida en el Ecuador como cabuya negra, agave y el maguey, es una planta perenne nativa de México y que ha sido introducida en zonas geográficas del mundo. En el Ecuador se la puede encontrar en el pabellón interandino de la región sierra, se hace referencia a la planta como el siglo, ya que solo florece una vez cada 100 años. Es de color verde azulado, por lo general cuando alcanza la madurez mide aproximadamente 1,5m inclusive llegando a medir 7 m de altura (**Figura 1**). (Perez Mejia, 1974)



Figura 1. Agave americana

Fuente: https://www.picturethisai.com/es/wiki/Agave_americana.html

Agave furcraesa andina

La furcraesa es de color amarillo verdoso (**Figura 2**). En general posee las mismas medidas que el agave americano. La diferencia radica en que este tipo de hoja contiene una

mínima cantidad de zumo. Esta planta tiene un tronco muy corto; hojas abiertamente cóncavas o casi aplanadas, tienen una longitud de hoja de 120-170 cm por 10-15 cm de ancho. A lo que hace que su espesor varíe de 3 a 10mm, lo cual permite un fácil desfibrado. (Perez Mejia, 1974)



Figura 2. Furcraesa andina

Fuente: <http://biodiversidadecuador.blogspot.com/2013/09/cabuya.html>.

4.2. Capítulo II: Proceso de desfibrado

Hay una gran variedad de métodos de desfibrado dependiendo del tipo de hojas y de cada especie. En algunas especies del agave existen grandes diferencias de espesores, cantidad de líquido, resistencia, flexibilidad por lo que un método puede ser más adecuado que otro al momento de la operación.

En esta operación consiste en golpear y raspar la hoja hasta dejar la fibra libre. Básicamente existen sistemas de extracción de las fibras, tanto en la parte artesanal como industrial y estas son; de forma manual y la utilización de máquina. (Jurado Arturo & Checa Gordillo, 2014)

4.2.1. Desfibrado manual

Mediante este tipo de desfibrado se desprende el material adherido a la fibra sin la utilización de maquinaria o equipo. Únicamente se realiza mediante la habilidad manual y la utilización de herramientas requeridas.

4.2.1.1. Enriado

Se procede a realizar unos atados con 5 a 10 hojas amarradas fuertemente, estas son introducidas en unos tanques con agua durante un mes, o si se pudiere colocar en una quebrada con agua corriente se la mantendría durante 8 a 12 días. El largo tiempo que permanecen en el agua es con el fin de que la goma y la pulpa se descompongan y se desprendan fácilmente con sucesivos golpes o sacudones. Esta tarea resulta muy demorosa ya que se necesita mucho esfuerzo y su calidad no es la ideal para trabajar. (Jurado Arturo & Checa Gordillo, 2014)

4.2.1.2. Raspado

Este sistema se realiza utilizando una cuchilla de hueso o de metal, la cual se utiliza para raspar la hoja a mano, teniendo un rendimiento máximo de 6 libras diarias y gran porcentaje de desperdicio que sobrepasa el 50%.

Por tal razón este procedimiento tampoco es aplicado en la actualidad ya que es ineficiente y los costos de producción serían muy elevado. (Jurado Arturo & Checa Gordillo, 2014)

4.2.2. Desfibrado a máquina

El desfibrado a máquina se utiliza cuando la producción de fibra es grande y continua. La máquina está constituida por un motor de combustión interna o eléctrico, de acuerdo a la necesidad de la planta y al tipo de máquina.

El principio de desfibrado de la descortezadora es la utilización de un rodillo giratorio que está conformado con cuchillas, estrías o agujas; situado a una corta distancia por donde se introduce las hojas. La máquina funciona con un motor de 3 a 6 HP. Y está provisto de un tambor (30 a 40 cm de diámetro) con unas 15 a 20 cuchillas destinadas a raspar, golpear y limpiar eliminando así las gomas y pulpa que acompaña a la fibra. La hoja en cuestión a desfibrar al ser introducida es golpeada y raspada por el rodillo quitándole material ligante a la fibra (**Figura 3**).



Figura 3. Desfibrado de cabuya

Fuente: https://www.sena.edu.co/es-co/Noticias/NoticiasImg/BP_%20Encuenrto_Internal_MS_Fique_13092021.png

Este proceso de desfibrado se caracteriza por una gran velocidad de producción debido a que el procedimiento a realizar consiste únicamente en introducir y retirar la hoja a desfibrar. Por esto dependiendo del operario, estos pasos se los puede hacer muy rápidamente en cada hoja. Este método de desfibrado es el más versátil debido a que es utilizable para la mayor parte de hojas. (Jurado Arturo & Checa Gordillo, 2014)

4.2.3. Desfibrado químico

El desfibrado químico consiste en sumergir a las hojas en soluciones de compuesto como hidróxido de sodio, sulfito de sodio, peróxido de hidrogeno, etc. Dependiendo de las

propiedades de penetración de los compuestos, estas soluciones permiten suavizar los tejidos adheridos a las fibras y lograr un parcial desfibrado que se complementa con un machacado o raspado final de las fibras para su obtención. De acuerdo al compuesto usado se logran variar la calidad final de la fibra, así como su consistencia. (Espín C & Tello M, 2015)

4.3. Capítulo III: Máquinas desfibradoras

Países con clima tropical como Filipinas, China, Brasil y Colombia son los mayores productores de fibras en el mundo. Los equipos utilizados para el desfibrado de hojas en los países son similares tanto en especificaciones técnicas y características físicas.

4.3.1. Equipo descortezador con tolva vertical

En la **Figura 4** se puede ver un prototipo de desfibrador de sisal propuesto. En principio este equipo fue diseñado para desfibrar únicamente sisal.

Esta máquina consta de 6 cuchillas cuya longitud son 30.5 cm, se introduce las hojas de forma lenta a través de la tolva. Tiene un motor eléctrico de 1/4 Hp. Cuya velocidad del motor es de 1700rpm. La velocidad del eje de esta máquina es de 360 rpm. Cuyo rendimiento es de 140 kg de sisal por día. las fibras son lanzadas a un depósito ubicado en la zona inferior del desfibrador., también esta máquina consta de unas ruedas inferiores para que pueda movilizarse fácilmente. (Snyder, Bussard, Dolak, & Weiser, 2006)

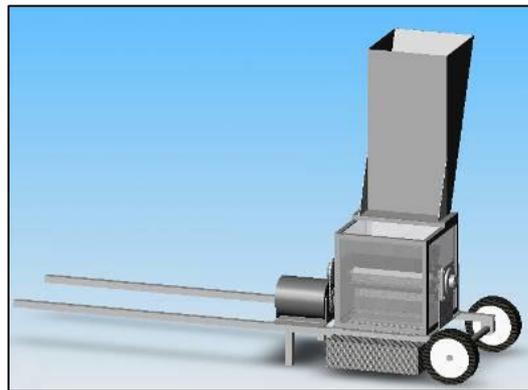


Figura 4. Desfibradora con tolva vertical
Fuente: (Snyder, Bussard, Dolak, & Weiser, 2006)

4.3.2. Máquina desfibradora Cardoma

La máquina ha sido diseñada para desfibrar la lechuguilla que es una especie de agave, es decir, de la familia de las cabuyas. La diferencia radica únicamente en sus medidas, que son más angostas que la furcraesa andina.

Esta máquina está construida con un rotor que tiene unos clavos, cuyo diámetro del rotor es de 220mm como podemos observar en la **Figura 5**. Está equipado con un motor eléctrico de 4hp con una velocidad de 1720rpm. La transmisión es por medio de bandas al rotor del

equipo. El sistema de introducción es de forma manual que consta de una abertura limitada. (Mayorga, 2001)



Figura 5. Defibradora marca Cardoma
Fuente: (Mayorga E. , 2001)

4.3.3. Máquina desfibradora de cabuya

Es un equipo diseñado y construido como proyecto de titulación en la facultad de ingeniería mecánica de la Escuela Politécnica Nacional y se diseñó con el fin de desfibrar hojas. (**Figura 6**).

Entre las características principales de este equipo desfibrador está el poseer una mesa regulable en la cual se asienta la materia prima para su desfibrado. La calibración mediante un tornillo sinfín da la posibilidad de ajustar la distancia entre el rodillo desfibrador y la mesa. Introducción es de forma manual. Consta de un motor eléctrico de 7.5hp con una velocidad del motor a 3600rpm, tiene 16 cuchillas con una longitud de 28cm, el diámetro del tambor 34.5cm. la transmisión es por medio de bandas. Tiene un rendimiento de 80 a 120 kg de cabuya por día. (Espín & Tello, 2015)



Figura 6. Defibradora de cabuya
Fuente: (Espín & Tello, 2015)

4.4. Capítulo V: Fundamentos de diseño

4.4.1. Definición de diseño

“Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema. Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse” (Budynas, 2008)

4.4.2. Factor de diseño y factor de seguridad

El factor de diseño desde un enfoque general indica la carga permisible de un sistema, deben ser analizados todas y cada una de las pérdidas de funcionamiento, el factor de diseño más pequeño será el que predomine. Después de terminar el diseño, el factor de diseño real puede cambiar como resultado de modificaciones como el redondeo a un tamaño estándar de una sección transversal o el uso de componentes recién lanzados con clasificaciones más altas en lugar de emplear lo que se había calculado usando el factor de diseño (Beer et al., 2010). En este caso, el factor se conoce como factor de seguridad

$$N_s = \frac{\text{Potencia real}}{\text{Potencia requerida}} \quad \text{Ecuación 1}$$

4.4.3. Ensayo de Charpy o de impacto

El ensayo consiste en un péndulo de peso conocido que se deja caer desde una altura h_1 que durante el arco de su trayectoria impacta con una probeta hasta la altura final h_2 . Debido a que ambas alturas y el peso del péndulo son conocidos, se puede calcular la diferencia de energía potencial entre el punto inicial y final del experimento a través de las ecuaciones. De manera análoga, la energía potencial del péndulo se transforma al momento de llegar a la probeta en energía de impacto que es absorbida por el material esto se calcula mediante la ecuación 2 (Ortega, 2006)

$$E_{Abs} = E_o - E_f \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde

E_{abs} = Energía absorbida por el impacto [J]

E_o = Energía potencial en la posición inicial [J]

E_f = Energía potencial en la posición final [J]

También la ecuación anterior para expresarla en función del ángulo marcado y la longitud al centro de masa, se obtiene la ecuación 3.

$$E_{Abs} = m_p g l_p \cos(\Phi - 90) \quad \text{Ecuación 3}$$

4.4.4. Equilibrio y diagramas de cuerpo libre

4.4.4.1. Equilibrio.

Un sistema, consiste en una partícula, varias partículas, una parte de un cuerpo rígido o un cuerpo rígido completo, o incluso varios cuerpos rígidos. Si se supone que el sistema que se va a estudiar no tiene movimiento o, cuando mucho, tiene velocidad constante, entonces el sistema tiene aceleración cero. Bajo esta condición se dice que el sistema está en equilibrio. La frase equilibrio estático también se usa para implicar que el sistema está en reposo (Budynas & Nisbett, 2012).

En caso de equilibrio, las fuerzas y los momentos que actúan sobre el sistema se balancean de tal manera que:

$$\sum F = 0 \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\sum M = 0 \quad \text{Ecuación 5}$$

Lo cual establece que la suma de todas las fuerzas y la suma de todos los momentos que actúan sobre un sistema en equilibrio es cero.

4.4.4.2. Diagramas de cuerpo libre.

En los diagramas de cuerpo libre es un medio para descomponer un problema complicado en segmentos manejables, analizar estos problemas simples y después reunir toda la información (Budynas & Nisbett, 2012).

El uso de los diagramas de cuerpo libre para el análisis de fuerzas sirve para los siguientes propósitos importantes:

- El diagrama establece las direcciones de los ejes de referencia; proporciona un lugar para registrar las dimensiones del subsistema y las magnitudes y direcciones de las fuerzas conocidas; además, ayuda a suponer las direcciones de las fuerzas desconocidas.
- El diagrama simplifica el análisis porque proporciona un lugar para almacenar una idea, mientras se procede con la siguiente.
- El diagrama proporciona un medio para comunicar a otras personas las ideas de forma clara y sin ambigüedades.
- La construcción cuidadosa y completa del diagrama clarifica las ideas confusas y permite destacar puntos que no siempre son obvios en el enunciado o en la geometría del problema total. Así, el diagrama ayuda a entender todas las facetas del problema.
- El diagrama ayuda a planear un análisis lógico del problema y a establecer las relaciones matemáticas.

- También ayuda a registrar el progreso del proceso de solución y a ilustrar los métodos que se utilizan en él.
- El diagrama permite que otros comprendan su razonamiento, pues muestra todas las fuerzas.

4.4.5. *Energía cinética rotacional*

Cualquier cuerpo en movimiento tiene energía cinética. La energía cinética rotacional no es una nueva forma de energía, es la energía asociada al movimiento rotacional, así como la energía cinética al movimiento traslacional y viene dado por la ecuación.

$$E_{cc} = \frac{1}{2} I_c \omega_c^2 \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde:

I_c : Inercia del cilindro [kg – m²]

ω_c : Velocidad angular [rad/s]

4.4.6. *Ejes*

Los ejes de transmisión, o sólo ejes, se usan prácticamente en todas las piezas giratorias de las máquinas para transmitir movimiento de giro y torque de una ubicación a otra.

4.4.6.1. *Diseño de Ejes.*

Según (Norton L, 2011) para el diseño de ejes, se deben considerar algunas reglas prácticas generales como sigue:

- Para minimizar tanto las deflexiones como los esfuerzos, la longitud del eje debe mantenerse tan corta como sea posible y tiene que minimizar los voladizos.
- Una viga en voladizo tiene mayor deflexión que una simplemente soportada (montada sobre silletas) con las mismas longitudes, carga y sección transversal, por lo que habrá de utilizarse el montaje sobre silletas a menos que, por requerimientos de diseño, sea obligatorio el eje en voladizo.
- Un eje hueco tiene una mejor razón rigidez/masa (rigidez específica), así como mayores frecuencias naturales que un eje sólido de rigidez o resistencia comparables, pero será más costoso y de mayor diámetro.
- Si es posible, intente ubicar los incrementadores de esfuerzos alejados de las regiones con momentos de flexión altos, luego minimice sus efectos con radios y alivios generosos.
- Si la preocupación principal es minimizar la deflexión, entonces el material indicado sería un acero al bajo carbono, puesto que su rigidez es tan alta como la del más

costoso de los aceros, mientras un eje diseñado para bajas deflexiones suele tener bajos esfuerzos.

- Las deflexiones en los engranes transportados sobre el eje no deberían exceder 0.005in aproximadamente, en tanto que la pendiente relativa entre los ejes de los engranes debería ser menor de 0.03°, aproximadamente.
- Si se emplean cojinetes de manguito simple, la deflexión del eje a través de la longitud del cojinete debe ser menor que el espesor de la película de aceite en el cojinete.
- Si se utilizan cojinetes con elementos giratorios excéntricos y no de auto cierre, la pendiente del eje en el cojinete deberá mantenerse por debajo de 0.04°, aproximadamente.
- Si hay cargas de empuje axial, deberán transferirse a tierra a través de un solo cojinete de empuje por cada dirección de carga. No divida las cargas axiales entre varios cojinetes de empuje, ya que la expansión térmica sobre el eje puede sobrecargar dichos cojinetes.
- La primera frecuencia natural del eje debería ser por lo menos tres veces la frecuencia de la mayor fuerza esperada durante el servicio, y preferiblemente mucho más.

4.4.6.2. Diseño para ciclo de flexión y torsión constantes.

Para obtener el diámetro de una sección en la que se tiene un caso de flexión rotativa con un momento medio y momento alternante se plantea la siguiente ecuación. (Norton L, 2011)

$$d_{ep} = \left\{ \frac{32 N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_{a,ep})^2 + \frac{3}{4} (k_{fs} T_{a,ep})^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_{m,ep})^2 + \frac{3}{4} (k_{fsm} T_{m,ep})^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde:

$d_{ep,c}$: Diámetro del eje principal [m]

N_f : Factor de seguridad

k_f : Factor de concentración de esfuerzo alternante por flexión

k_{fs} : Factor de concentración de esfuerzo alternante por torsión

k_{fm} : Factor de concentración de esfuerzo medio por flexión

k_{fsm} : Factor de concentración de esfuerzo medio por torsión

$M_{a,ep}$: Momento alternante en el eje principal [Nm]

$T_{a,ep}$: Torque alternante en el eje principal [Nm]

$M_{m,ep}$: Momento medio en el eje principal [Nm]

S_f : Resistencia a la fatiga [Pa]

S_{ut} : Resistencia última a la tensión [Pa]

4.4.7. Teorías de falla por fatiga

Según (Norton L, 2011) dice que, el fenómeno se presentó en el siglo XIX en los ejes de los ferrocarriles cuando empezaron a fallar en un tiempo limitado de servicio.

Los materiales utilizados fueron acero dúctil y los fallos presentaban como materiales frágiles, los ejes eran diseñados con toda experiencia de ingeniería en esa época, las bases científicas eran con fuerzas estáticas. El concepto de fuerzas dinámicas (cargas) era un fenómeno nuevo.

4.4.7.1. Criterios de falla por fatiga.

En la **figura 7** se representan cinco criterios de falla: de Soderberg, de Goodman modificado, de Gerber, de ASME-elíptica y de fluencia. (Budynas, 2008)

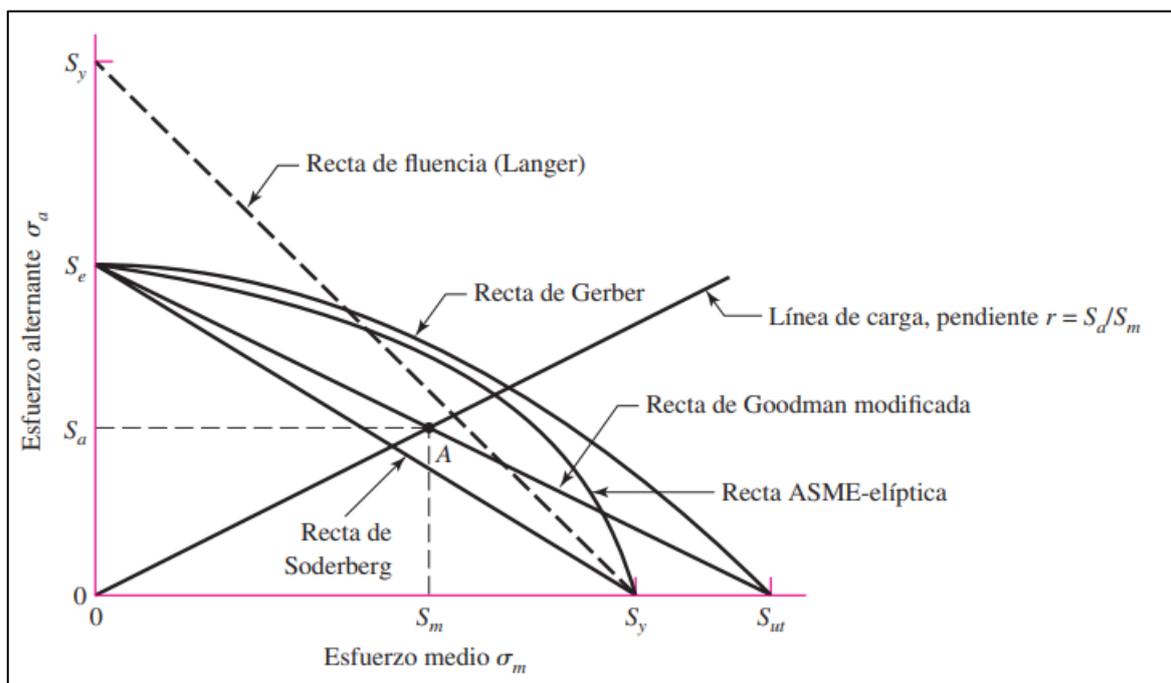


Figura 7. Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla.

Fuente: (Budynas, 2008)

La ecuación de criterio de la recta de Goodman modificada es:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad \text{Ecuación 8}$$

Los esfuerzos $n_s \cdot \sigma_a$ y $n_s \cdot \sigma_m$ pueden reemplazar a S_a y S_m , donde n_s es el factor de diseño o de seguridad. Entonces, la ecuación 6, la recta de Goodman, se transforma en:

$$\frac{n_s * \sigma_a}{S_e} + \frac{n_s * \sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad \text{Ecuación 9}$$

Despejando la ecuación anterior tenemos:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde:

η : Factor de seguridad del diseño

S_e : Resistencia límite a la fatiga [MPa]

σ_m : Esfuerzo medio [MPa]

S_{ut} : Resistencia última a la tracción [MPa]

σ_a : Esfuerzo alternativo [MPa]

4.4.7.2. Factores de corrección para la resistencia a la fatiga teórica o el límite de resistencia a la fatiga

(Norton L, 2011) nos dice que la resistencia a la fatiga. Se obtienen muestras estándar de prueba a la fatiga, o de estimados con base en pruebas estáticas, deben modificarse para justificar las diferencias físicas entre la muestra de prueba y la parte real que se diseña. Las diferencias ambientales y de temperatura entre las condiciones de prueba y las condiciones reales se deben tomar en cuenta. Las diferencias en los modos de carga también se tienen que considerar. Estos y otros factores se incorporan a un conjunto de factores de reducción de la resistencia, que se multiplican luego por el estimado teórico, para obtener una resistencia de fatiga o un límite de resistencia a la fatiga corregidos en una aplicación específica. Como se expresa en la siguiente ecuación 9.

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e' \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde:

C_{carga} : Factor de corrección de carga

$C_{tamaño}$: Factor de corrección de tamaño

C_{sup} : Factor de corrección de superficie

C_{temp} : Factor de corrección de temperatura

C_{conf} : Factor de corrección de confiabilidad

S_e' : Resistencia límite a la fatiga sin corregir [MPa]

El límite a la resistencia a la fatiga en viga rotatoria se calcula mediante la ecuación 10.

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad \text{Ecuación 12}$$

El factor de corrección de superficie se calcula mediante la ecuación 11 de Shigley y Mischke

$$C_{sup} = A S_{ut}^b \quad \text{Ecuación 13}$$

4.4.7.1. Sensibilidad a la muesca.

De acuerdo con (Norton L, 2011), la sensibilidad a la muesca está dado por el factor de concentración de esfuerzo a la fatiga y el factor de concentración de esfuerzo teórico, está dado por la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ecuación 14}$$

$$k_{fs} = 1 + q(k_{ts} - 1) \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde:

k_f : Factor de concentración de esfuerzos por flexión

k_{fs} : Factor de concentración de esfuerzos por torsión

q : Sensibilidad a la muesca

k_t : Factor geométrico de concentración de esfuerzos por flexión

k_{ts} : Factor geométrico de concentración de esfuerzos por torsión

4.4.1. Cálculo de uniones soldadas.

Según (Norton L, 2011) plantea que, la soldadura es un proceso de fabricación en el cual lleva un análisis de esfuerzos. La carga en una ubicación dada de la soldadura es típicamente una combinación de tensión o compresión directas, corte directo, flexión y torsión. Como se expresa en la siguiente ecuación

$$f_t = \frac{T_{imp} R_{cc}}{J_w} \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde:

f_t : Carga por unidad de longitud de la garganta de la soldadura [N/m]

T_{imp} : Torque debido al impacto de mayor magnitud [Nm]

R_{cc} : Radio exterior del cubo central [m]

J_w : Momento polar de inercia de área [m³]

4.4.2. Rodamientos

Un rodamiento tiene la función de transmitir una carga entre dos elementos, además proporciona una posición relativa y libertad de rotación. Para emplear un rodamiento, se selecciona en base a diferentes catálogos existentes en el mercado; los catálogos emplean diferentes métodos para seleccionar un rodamiento.

4.4.2.1. Carga radial dinámica equivalente de un rodamiento

La carga dinámica equivalente está dada por la siguiente expresión.

$$P_r = XVR_1 \quad \text{Ecuación 17}$$

Donde:

P_r : Carga radial dinámica equivalente [N]

X : Factor de carga radial

V : Factor de rotación

4.4.2.2. Vida del rodamiento

La vida útil de un rodamiento depende de las condiciones de funcionamiento, en este caso la vida nominal básica L_{10} , es la vida de un rodamiento con una confiabilidad del 90%, para obtener la vida nominal L_{10} de un rodamiento se tiene la siguiente expresión. (NTN, 2004)

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1.483}}} \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde:

R_{rod} : Confiabilidad de vida del rodamiento (95%)

L : Vida del rodamiento [revoluciones]

4.4.2.3. Capacidad dinámica de un rodamiento

Para obtener la capacidad dinámica de un rodamiento de bolas se debe aplicar la siguiente expresión.

$$C_r = f_w P_r L_{10}^{1/3} \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde:

C_r : Capacidad dinámica del rodamiento [N]

f_w : Factor de carga

L_{10} : Vida del rodamiento [1×10^6 rev]

4.4.3. Potencia a transmitir

Es la relación entre la potencia nominal que es la potencia máxima que demanda una máquina en condiciones normales de funcionamiento y la eficiencia, se define por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{P_n}{\eta} \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde:

P_n : Potencia nominal [N]

η : Rendimiento de transmisión

L_{10} : Vida del rodamiento [1×10^6 rev]

4.4.4. Transmisión por correas

Las correas son elementos flexibles que se emplean para transmitir potencia entre ejes situados a distancias relativamente largas. Los cables y cadenas, cuyo estudio no se aborda en este libro, son elementos similares a las correas

Las características principales de las correas son las siguientes:

- Pueden conectar ejes muy separados, algo que no se puede conseguir con un par de ruedas dentadas ya que su tamaño sería excesivamente grande.
- Son elementos de transmisión silenciosos, baratos, de poco mantenimiento y fácilmente reemplazables.
- Transmiten el giro por rozamiento correa-polea (excepto las correas sincronizantes). Para garantizar este rozamiento, las correas deben montarse tensionadas en las poleas.
- Aíslan a un eje de posibles choques y vibraciones que puedan producirse en el otro eje. Establecen una relación de transmisión entre los ejes, de valor aproximadamente constante, aunque no totalmente constante debido a puntuales deslizamientos correa-polea (excepto en las correas tipo sincronizante).
- Tienen una gran eficiencia, típicamente en torno al 95%. Las pequeñas pérdidas de potencia se deben a los ya mencionados deslizamientos puntuales en el contacto correa-polea.
- Funcionan como fusible mecánico, al igual que las chavetas, protegiendo de posibles sobrecargas durante el funcionamiento (en caso de sobrecarga, la correa patina sobre la polea y no transmite dicha sobrecarga de un eje a otro).
- Las correas fallan por fatiga, típicamente al cabo de 3-5 años de funcionamiento según los fabricantes (aproximadamente 24000 horas), aunque es necesaria una buena inspección y mantenimiento para alcanzar esta duración.

4.4.5. Tipos de correas

En el mercado se puede encontrar una gran variedad de tipos de correas. Los tres tipos principales de correa son las planas, las trapezoidales o en V, y las sincronizantes. También las hay de sección redonda, pero no son tan empleadas

4.4.5.1. Correas de sección trapezoidales.

Para el cálculo de las correas trapezoidales de utilizo el catálogo de (Intermec). Los cual nos dice como debemos seleccionar la correa. Para ello se debe tener en cuenta todos los aspectos que influyen en el cálculo.

4.4.6. Motores Eléctricos

Un motor eléctrico es una máquina que tiene la capacidad de transformar o convertir la energía eléctrica en mecánica. Esto lo realiza gracias a la acción de los campos magnéticos generados por sus bobinas.

Existen diferentes tipos de motores eléctricos, con distintos alcances y fines, que operan en máquinas de todo tipo, desde vehículos y grandes máquinas para las industrias hasta pequeños artefactos del hogar.

Pero, si nos centramos en el motor en sí, podemos decir que siempre funciona de la misma forma: por medio de la interacción entre corrientes sinusoidales y un campo magnético, lo cual genera fuerza o energía dentro del mismo. Es decir, parten del principio de inducción electromagnética que nos indica que cuando un conductor se encuentra en interacción con las líneas de flujo magnético y entre ellos existe un movimiento, en el conductor se induce un voltaje que a su vez estando en un circuito cerrado generará la circulación de una corriente eléctrica y por consecuencia la inducción de un campo magnético que interactuará con el existente provocando un par y movimiento del mismo (Nuñez, 2023)

- **Motor de corriente continua.** - Esta clase de motor cuenta con el mismo número de polos en el rotor y el estator. Estos motores se emplean cuando es necesario regular de forma continua la velocidad de los mismos, y se dividen en tres clases: en serie, paralelos y mixtos (Nuñez, 2023)

- **Motor de corriente alterna.** - Hablamos de aquellos que operan con corriente alterna, como su nombre lo refleja. Es decir, convierte la energía eléctrica y fuerzas de giro con ayuda de la interacción entre los campos magnético (Nuñez, 2023).

4.5. Software diseño eléctrico

4.5.1. Cade Simu

Es un **software** electrotécnico que nos permite la **creación de diagramas** de mandos eléctricos, a través de él es posible crear casi todo tipo de circuitos eléctricos y simular el funcionamiento. Principalmente enfocado en Comandos Eléctricos, PLC y neumática, desde arranque directo de motores hasta arranque de motores con ayuda de inversores de frecuencia (Cade Simu , 2023)

4.6. Diseño eléctrico

4.6.1. Disyuntor

Un disyuntor es un elemento que interrumpe de manera automática la corriente eléctrica cuando supera una cierta intensidad. Se trata de un dispositivo de seguridad que,

según sus características, permite proteger los aparatos eléctricos y la integridad de los usuarios.

Los disyuntores tienen diferentes propiedades de acuerdo a su finalidad. Puede trabajar con distintas corrientes y tensiones, soportar hasta una determinada intensidad y recibir entre uno y cuatro polos (Pérez & Merino, 2017)

Un disyuntor térmico es aquel que abre el circuito e interrumpe la corriente cuando detecta una sobrecarga. Esto es posible ya que la intensidad excesiva de la corriente lo dilata hasta que se produce su abertura

Un disyuntor magnético, por su parte, puede registrar las fallas vinculadas a un cortocircuito y abrir el circuito gracias a la creación de un campo magnético.

4.6.2. Contactor

El contactor es un interruptor accionado por electroimán, mandado a distancia, preparado para grandes frecuencias de trabajo, y que vuelve a la posición de reposo cuando la fuerza de accionamiento deja de actuar sobre él. Los contactos del contactor tienen la capacidad de abrir y cerrar circuitos en carga. (Vaello, 2023)

4.6.3. Relé térmico

El elemento fundamental de un relé térmico, lo constituye una lámina bimetálica. Esta está compuesta, como lo dice su nombre, por dos láminas de diferentes metales que están unidas mediante soldadura o remachado.

Generalmente, estas placas están fabricadas en una aleación de hierro y níquel, y de latón. Este sistema basa su funcionamiento en la dilatación específica de cada metal cuando es calentado. Si se calientan láminas de iguales metales, su deformación (alargamiento) será el mismo para ambas; pero si es una lámina de diferentes metales, esta deformación será desigual, combándose la lámina hacia el metal con menor dilatación térmica. (Kuznetsov, 2023)

5. Metodología

5.1. Área de trabajo

El siguiente trabajo de investigación se llevó a cabo en las instalaciones de la facultad de energía las industrias y los recursos naturales no renovables de la Universidad nacional de Loja, ubicada en la ciudad de Loja, sector la Argelia $4^{\circ} 01' 49'' S$ y $79^{\circ} 12' 01'' W$ como se puede apreciar en la **Figura 8**.



Figura 8. Lugar donde se realizó el proyecto de investigación.

Fuente: Google Map.

5.2. Equipos y materiales

5.2.1. Equipos

- Computadora

5.2.2. Materiales

- *Libros:* Elementos de máquinas, Diseño mecánico, Mecanismos de transmisión de movimiento, Artículos de ingeniería.

5.2.2.1. Software

- AutoCAD 2021.
- Autodesk inventor 2021

5.3. Procedimiento

Para el desarrollo de los objetivos se planteó los siguientes pasos.

5.3.1. *Primero objetivo. Determinar los parámetros operacionales de la máquina desfibadora de agave:*

1. Recopilación bibliográfica acerca del Agave y métodos de desfibrado de hojas, esta fue obtenida mediante artículos científicos, proyectos de tesis previos, etc. Permitiendo de esta manera conocer los métodos de desfibrado.
2. Se realizó una revisión de literatura de los diferentes tipos de máquinas desfibadoras de hojas, mediante documentos pertinentes con la finalidad de entender el funcionamiento y elementos que interactúan en la máquina.

5.3.2. *Segundo objetivo. Definir el tipo de máquina, sus sistemas, partes y piezas.*

1. Para realizar la selección fue necesario tomar como fundamentos posibles propuestas alternativas de máquinas
2. Luego de las propuestas se realizó una matriz de decisión con varias alternativas la cual permitió definir la mejor opción y que cumpla con los requerimientos necesarios
3. Una vez que se definió el tipo de máquina a desarrollar, y conocido el proceso de desfibrado de hojas se definió los sistemas y elementos necesarios para su funcionamiento.

5.3.3. *Tercer objetivo. Dimensionar los componentes principales de la máquina de desfibrado de hojas de agave.*

1. Luego definir la máquina se toma en cuenta las condiciones a las que estarían sometidos los elementos principales de la máquina, con la finalidad de dimensionar adecuadamente.
2. Una vez que se realizó los cálculos de los componentes de la máquina desfibadora de hojas, mediante la ayuda de herramientas CAD, inventor. Se diseñó las piezas que conforman la máquina.
3. Luego que se diseñó las piezas, se procedió con la obtención de los planos de los diferentes componentes que conforman la máquina desfibadora de hojas.
4. Se utilizó el software Cade Simu, y se diseñó el diagrama de fuerza y control para el motor eléctrico.

5.4. *Procesamiento y análisis de datos.*

5.4.1. *Diseño conceptual*

Criterios de selección

Los criterios de selección y su descripción para el presente diseño, se presentan en la

Tabla 1.

Tabla 1. Criterio de selección y descripción del diseño.

Criterio de selección	Descripción
A. Seguridad	El equipo debe operarse reduciendo el riesgo de accidentes sobre las personas al realizar el desfibrado.
B. Costo	El costo de construcción del equipo debe reducirse en lo máximo posible.
C. Operación	Se debe diseñar un equipo que sea de fácil operación, en cuanto al ingreso de hojas y extracción de fibras.
D. Producción	El proceso de desfibrado debe realizarse de manera rápida, asegurando una buena producción de fibras.
E. Mantenimiento	El equipo debe proporcionar condiciones adecuadas para su mantenimiento o restauración de sus partes.
F. Consumo energético	El consumo de energía debe reducirse en lo posible, sin disminuir la producción esperada.

Fuente: Autor

Para ordenar estos criterios, se utilizó el método de comparación por pares y así determinar el orden de relevancia de cada uno. Los criterios de selección se comparan entre sí con un criterio de preferencia subjetiva. La comparación por pares se realizó con los siguientes valores:

- 1: Criterio con menor relevancia
- 3: Criterio con igual relevancia
- 5: Criterio con mayor relevancia

La **Tabla 2** muestra las comparaciones correspondientes

Tabla 2. Comparaciones correspondientes.

Criterio	A	B	C	D	E	F	Total	Peso
A	-	5	5	5	5	5	25	0.28
B	1	-	3	1	3	1	9	0.10
C	1	3	-	1	3	1	9	0.10
D	1	5	5	-	3	3	17	0.19
E	1	3	3	3	-	1	11	0.12
F	1	5	5	3	5	-	19	0.21
Suma total							90	1.00

Fuente: Autor

En base a esta tabla se obtuvo que, el orden de los criterios de selección, en función de su orden de relevancia, son:

1. A: Seguridad
2. F: Consumo energético
3. D: Producción
4. E: Mantenimiento
5. B: Costo
6. C: Operación

Tabla Morfológica y Alternativas de diseño

Una herramienta para definir las alternativas de diseño es la tabla morfológica. En la **Tabla 3** se presenta la tabla morfológica definida para el presente diseño.

Tabla 3. Tabla morfológica referente al diseño de la máquina.

Características	Medios		
	1	2	2
Funciones			
Desfibrado de hojas	Raspado con cuchillas	Impacto con cuchillas	Raspado con clavos periféricos
Fuente motriz	Motor eléctrico	Motor de combustión interna	---
Orientación de tolva de entrada	Horizontal	Vertical	---
Disposición de fibras	Con depósito	Sin depósito	---

Fuente: Autor

En base a esta tabla, se presentan las siguientes opciones como alternativas para el diseño del equipo:

- **Opción 1:** Máquina desfibradora mediante raspado con cuchillas, accionada por un motor de combustión interna, con tolva horizontal y sin depósito para ubicación de fibras.
- **Opción 2:** Máquina desfibradora mediante impacto con cuchillas, accionada con un motor eléctrico, con tolva horizontal y sin depósito para ubicación de fibras.

- **Opción 3:** Máquina desfibadora mediante raspado con clavos periféricos, accionada con motor de combustión interna y con depósito para ubicación de fibras.
- **Opción 4:** Máquina desfibadora mediante raspado con cuchillas, accionada por un motor eléctrico, con tolva vertical y sin depósito para ubicación de fibras.

Para seleccionar la mejor alternativa de solución, se elaboró la siguiente matriz de decisión (Tabla 4)

Tabla 4. Matriz de decisión para selección de la mejor alternativa de diseño.

Criterios		Seguridad	Costo	Operación	Producción	Mantenimiento	Consumo energético	Suma
		Peso de los criterios						
Soluciones		28%	10%	10%	19%	12%	21%	100%
Opción 1	Nota	6	7	7	6	7	5	
	Puntaje	1.68	0.70	0.70	1.14	0.84	1.05	6.11
Opción 2	Nota	6	6	7	7	8	6	
	Puntaje	1.68	0.6	0.70	1.33	0.96	1.26	6.53
Opción 3	Nota	5	7	6	6	7	5	
	Puntaje	1.40	0.70	0.60	1.14	0.84	1.05	5.73
Opción 4	Nota	6	6	7	6	7	6	
	Puntaje	1.68	0.6	0.7	1.14	0.84	1.26	6.22

Fuente: Autor

Considerando el porcentaje en peso en los criterios de selección y las notas asignadas para cada alternativa, se elige el diseño con mayor puntuación.

6. Resultados

6.1. Selección de la mejor alternativa

Para el correcto desarrollo del proyecto de la máquina de desfibrado de hojas, se analizó diversos tipos de máquinas cuyo proceso es el desfibrado de hojas de agave. Mediante la matriz de decisión Tabla 4, considerando el porcentaje en peso en los criterios de selección y las notas asignadas para cada alternativa, se tiene que el diseño con mayor puntaje es:

- **Opción 2:** Máquina desfibradora mediante impacto con cuchillas, accionada con un motor eléctrico, con tolva horizontal y sin depósito para ubicación de fibras.

6.2. Diseño de forma

Para el diseño de forma del equipo, se toman en cuenta los principales elementos constituyentes de la máquina, teniendo en cuenta su funcionalidad y lo descrito en el diseño conceptual.

Se realizó un esquema que indica las partes principales de la máquina. Las **Figuras 9** y **10** indican las partes principales del equipo.

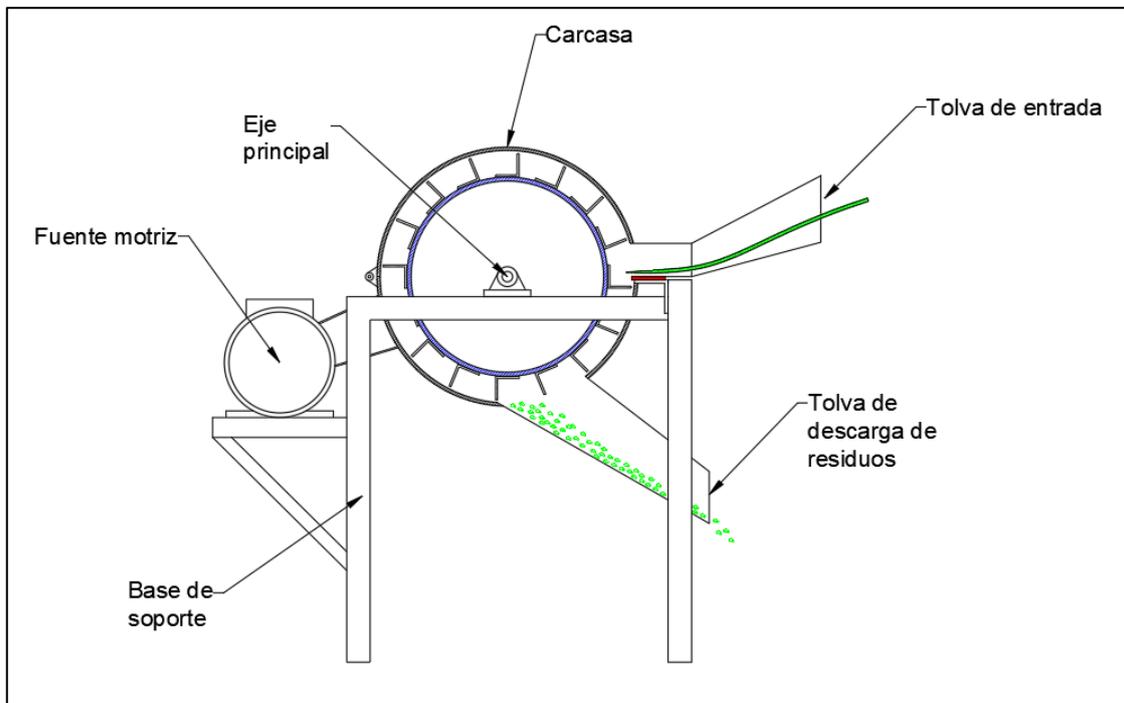


Figura 9. Componentes principales de la máquina

Fuente: Autor

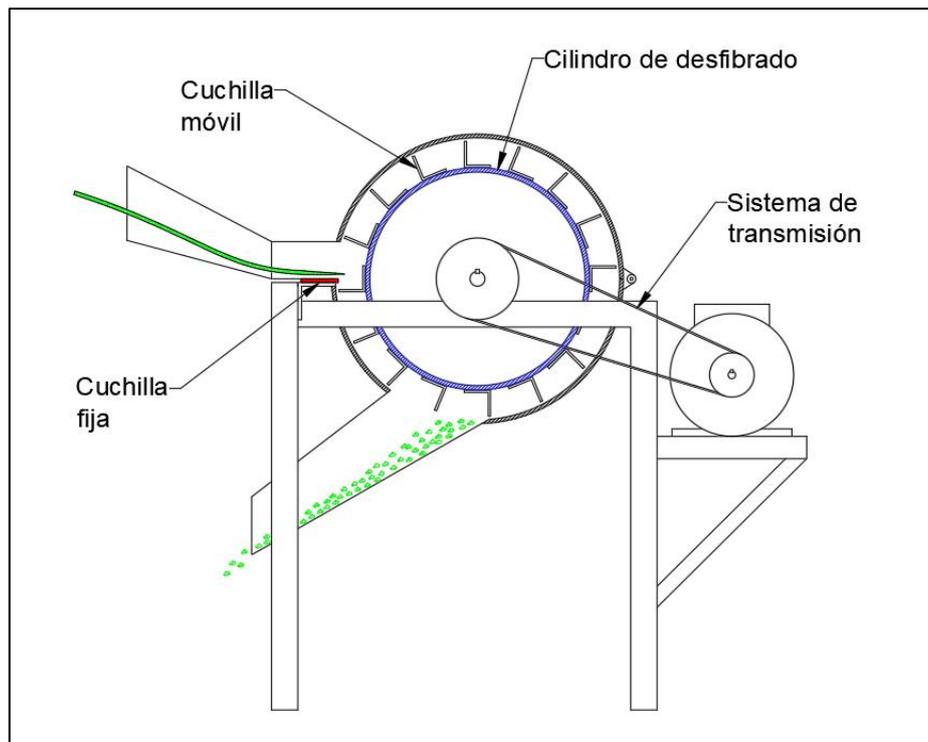


Figura 10. Componentes principales de la máquina
Fuente: Autor

En base a los esquemas propuestos, los sistemas y partes principales se detallan como:

- Carcasa exterior
 - Carcasa o cilindro externo
 - Tolva de entrada
 - Tolva de descarga de residuos
- Sistema de desfibrado
 - Cilindro de desfibrado
 - Cuchillas móviles
 - Cuchilla fija
- Sistema de transmisión de potencia
 - Eje principal
 - Poleas y correas
 - Chumaceras
- Base de soporte o bastidor

6.3. Diseño Detallado

6.3.1. Fase experimental

6.3.1.1. Energía absorbida durante el desfibrado

Para poder calcular la potencia necesaria en el equipo, primeramente, es necesario conocer la energía absorbida por la hoja de agave durante el proceso de desfibrado. Para ello, se construyó una máquina que permite realizar impactos sobre la hoja y medir la energía. La máquina se muestra en la **Figura 11**



Figura 11. Máquina de impactos
Fuente: Autor

El equipo consta de un péndulo articulado sobre un eje y soportado en una estructura base. A su vez, el péndulo posee un perfil angular para realizar el impacto y un grupo de placas para aumentar el peso en el extremo (**Figura 12**)

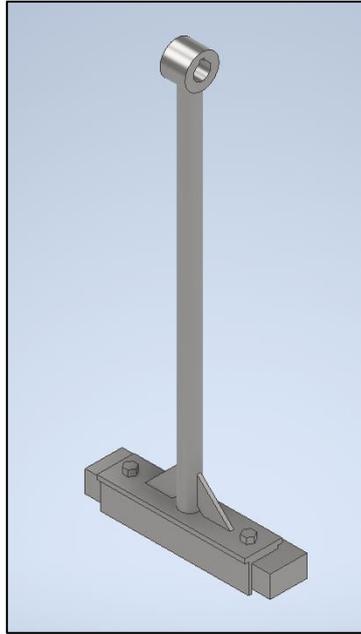


Figura 12. Diseño del péndulo en Inventor
Fuente: Autor

La base posee una escala graduada, un indicador y una guía para la ubicación de las hojas de agave para los ensayos. (**Figura 13**)



Figura 13. Péndulo de la máquina en posición inicial
Fuente: Autor

En la **Figura 14** se tiene un esquema de la posición inicial y final del péndulo.

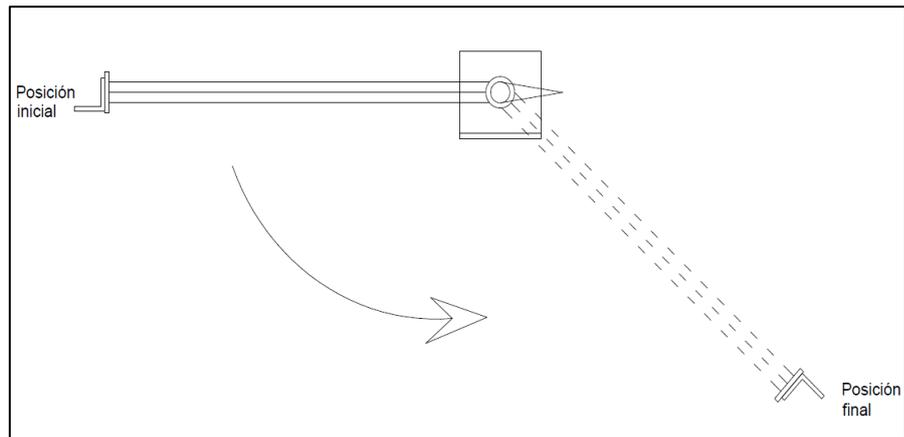


Figura 14. Esquema de la posición inicial y final del péndulo
Fuente: Autor

La posición inicial indica una ubicación de manera horizontal del péndulo. Luego, el péndulo se suelta y gira de manera libre hasta impactar en el punto más bajo sobre la hoja de agave. A continuación, el péndulo sigue girando hasta alcanzar una posición final. En la parte superior del péndulo se ubicó un indicador para registrar el ángulo que se forma después del impacto.

En la **Figura 15** se tiene una escala graduada, conocida como transportador de ángulos, mediante la cual se puede obtener el ángulo que forma el péndulo entre la posición inicial y final.



Figura 15. Escala graduada de la máquina de impactos
Fuente: Autor

6.3.2. Descripción del ensayo

Con la máquina antes descrita, se realizaron ensayos para la obtención de la energía absorbida necesaria para el desfibrado.

- **Calibración del equipo**

La calibración del equipo se realizó en distintas separaciones entre el péndulo y la mesa de apoyo de la hoja, tal como se puede ver en la **Figura 16**. Las separaciones utilizadas en el ensayo fueron de 0.6mm, 0.4mm y 0.2mm.

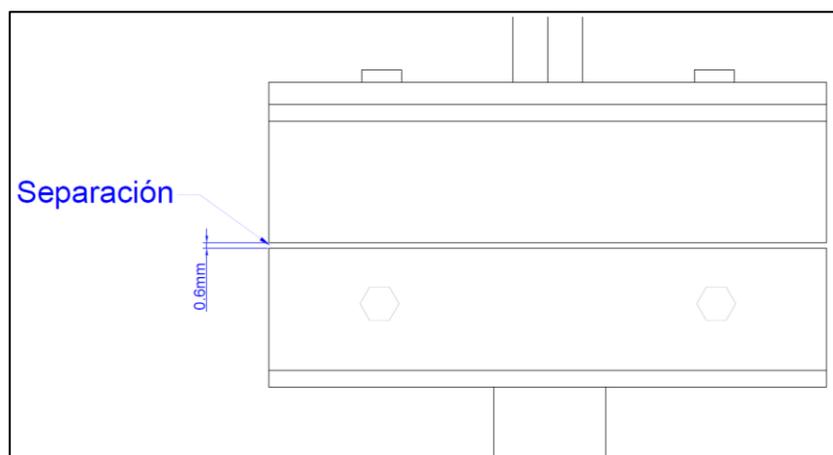


Figura 16. Esquema separación de desfibrado
Fuente: Autor

- **Detalle de la hoja del ensayo**

La hoja de agave utilizada en los ensayos fue la *Furcraea Andina*. Las medidas aproximadas de las hojas se detallan en la Tabla 5.

Tabla 5. Especificaciones de la hoja de ensayo

Variable	Magnitud
Longitud	50 cm
Ancho	5 a 12 cm
Espesor	1 a 6.5 mm

- **Ingreso de la hoja durante el ensayo**

En la **Figura 17** se muestra la forma de ingreso de la hoja en el equipo. Ésta se introduce de forma manual por la parte lateral de la máquina y se ubica mediante unas guías hasta lograr que la hoja sobresalga una distancia de 4 cm.



Figura 17. Introducción de la hoja
Fuente: Autor

6.3.3. Cálculo de la energía absorbida

Una vez descrito el funcionamiento del equipo para los ensayos, se procedió a realizar el cálculo de la energía absorbida por cada impacto.

Como primer paso, se determinó la distancia desde el eje de giro del péndulo hasta el centro de masa. Para ello se realizó un modelo 3D del péndulo y se tomó la distancia que se muestra en la **Figura 18** a través del software Inventor.

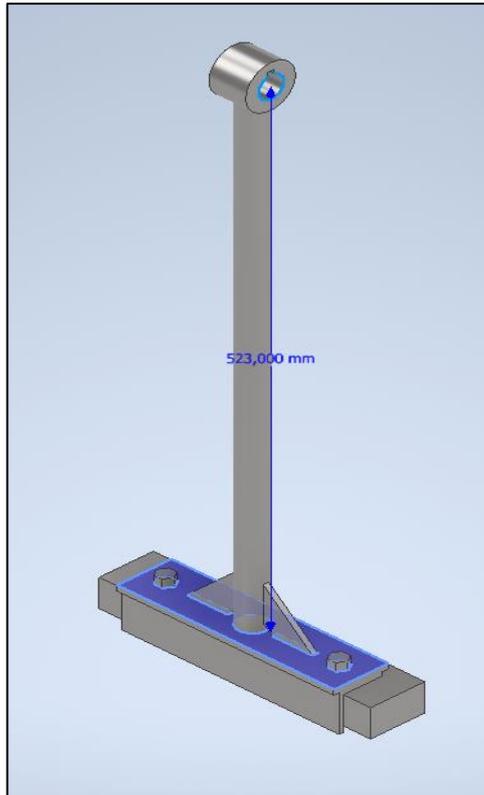


Figura 18. Distancia del péndulo mediante software Inventor
Fuente: Autor

Luego, se tomó la distancia que se muestra en la **Figura 19** que indica la ubicación del centro de masa del conjunto.

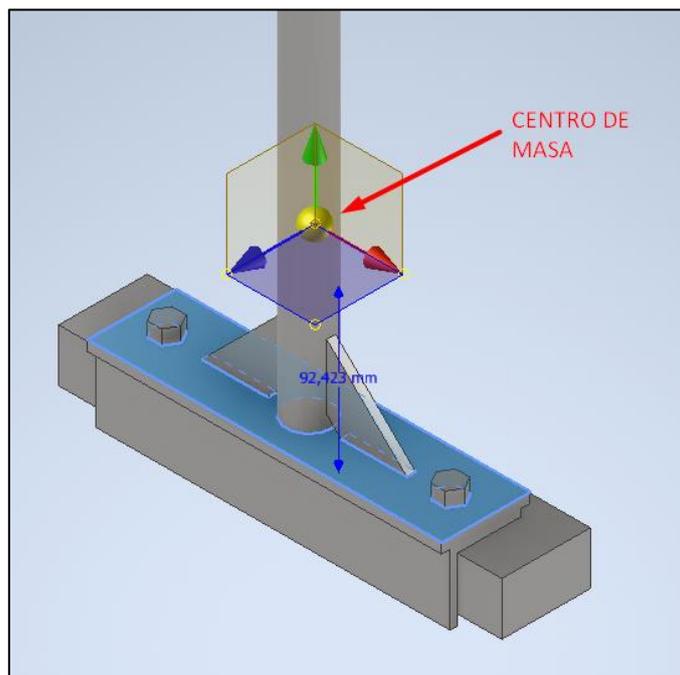


Figura 19. Distancia del centro de masa mediante el software inventor
Fuente: Autor

La diferencia entre los dos valores indica la posición del centro de masa con respecto al eje de giro:

$$l_p = 523 - 92.4$$

$$l_p = 430.6 \text{ mm}$$

$$l_p = 0.43 \text{ m}$$

Donde:

l_p : Distancia desde el eje de giro al centro de masa del péndulo [m]

Definida esta distancia se realizó un balance de energía para obtener la energía de impacto.

Para ello se analiza el esquema mostrado en la **Figura 20**

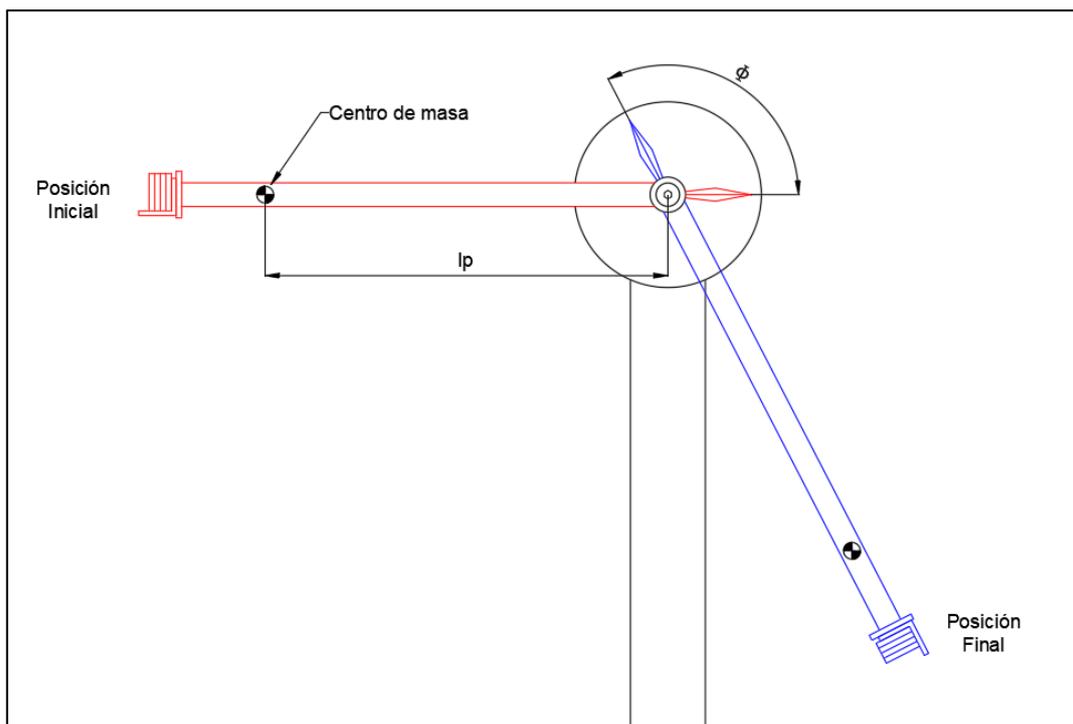


Figura 20. Esquema del péndulo de la máquina
Fuente: Autor

La energía absorbida por el impacto se obtiene mediante la Ecuación 2

$$E_{Abs} = E_o - E_f$$

Donde

E_{abs} = Energía absorbida por el impacto [J]

E_o = Energía potencial en la posición inicial [J]

E_f = Energía potencial en la posición final [J]

Modificando la ecuación anterior para expresarla en función del ángulo marcado y la longitud al centro de masa, se obtiene:

$$E_{abs} = m_p g l_p \cos(\Phi - 90)$$

Donde:

m_p : Masa del péndulo [kg]

g : Gravedad [m/s^2]

Φ : Ángulo marcado entre la posición inicial y final [°]

La masa del péndulo corresponde a 6.33 kg y el valor máximo de energía que puede absorber la hoja de agave por el impacto del péndulo, es:

$$E_{abs,m\acute{a}x} = m_p g l_p$$

Donde:

$E_{abs,m\acute{a}x}$: energía máxima del péndulo [J]

Este valor máximo es:

$$E_{abs,m\acute{a}x} = 6.33 * 9.81 * 0.43$$

$$E_{abs,m\acute{a}x} = \mathbf{26.70\ J}$$

Es decir, el péndulo utilizado en los ensayos, puede realizar un impacto de hasta 26.70 Joules.

6.3.4. Resultados de los ensayos

Los resultados de los ensayos de impacto sobre las hojas de agave fueron influenciados principalmente por la calibración del equipo y el espesor.

6.3.4.1. Energía máxima y Espesor de hoja

Se obtuvieron diferentes gráficas que indican la relación entre la energía máxima absorbida y el espesor de la hoja.

- **Calibración de 0.6 mm**

Para la calibración de 0.6 mm de separación entre el perfil de impacto y la base fija de la máquina, se tiene la **Figura 21**

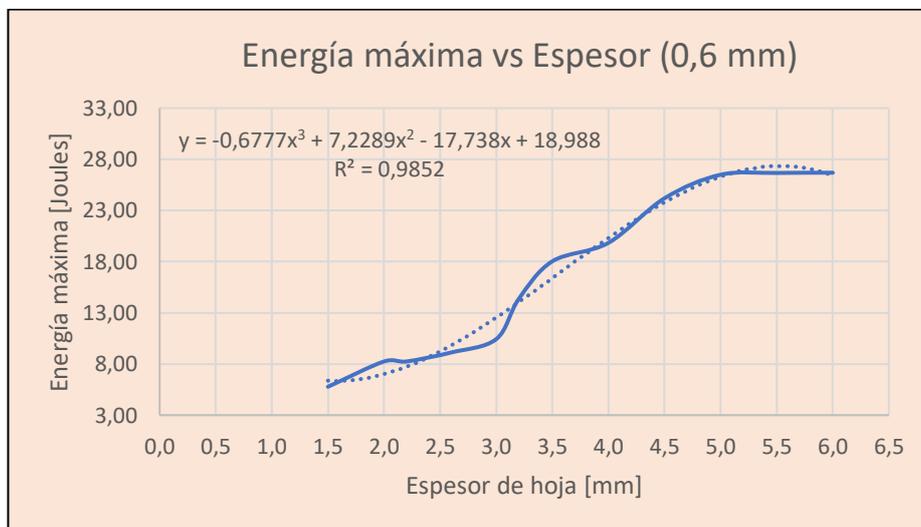


Figura 21. Diagrama de energía máxima vs Espesor (0.6mm)

Fuente: Autor

- **Calibración de 0.4 mm**

Para la calibración de 0.4 mm de separación entre el perfil de impacto y la base fija de la máquina, se tiene la **Figura 22**

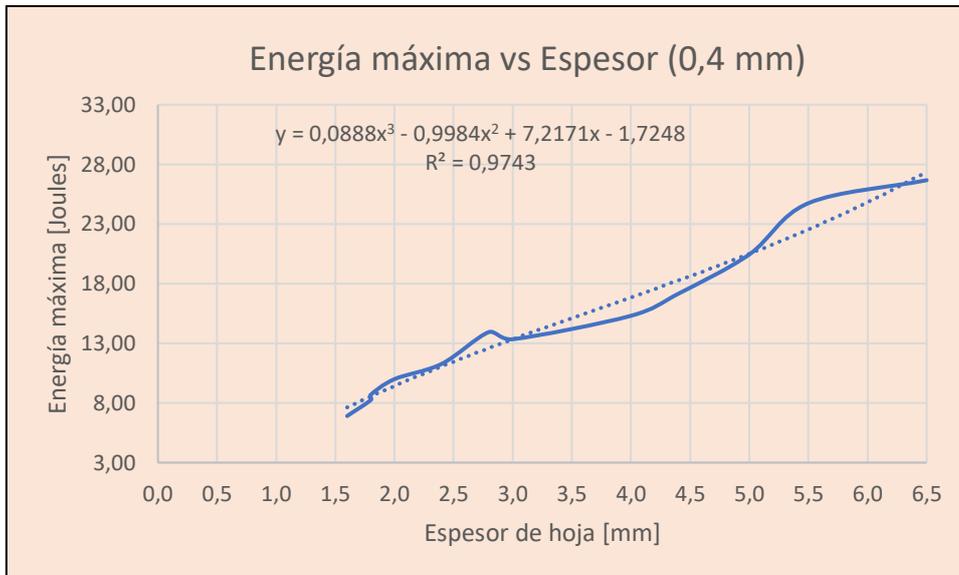


Figura 22. Diagrama de energía máxima vs Espesor (0.4mm)

Fuente: Autor

- **Calibración de 0.2 mm**

Para la calibración de 0.2 mm de separación entre el perfil de impacto y la base fija de la máquina, se tiene la **Figura 23**

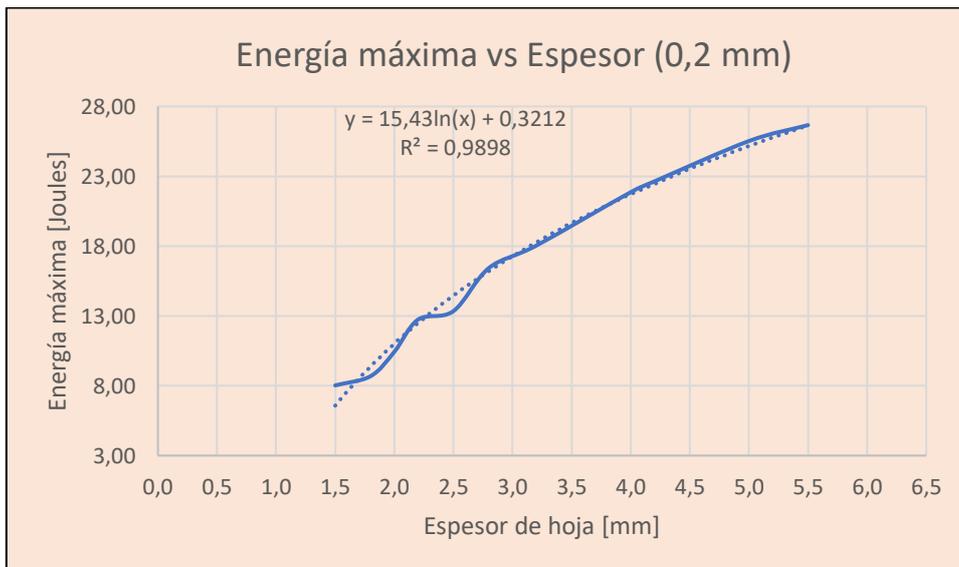


Figura 23. Diagrama de energía máxima vs Espesor (0.2mm)

Fuente: Autor

6.3.5. Resultados de desfibrado

Los resultados de desfibrado en función de la calibración del equipo, de las dimensiones de la hoja y del número de impactos se muestra en la Tabla 6.

Tabla 6. Resultados de los ensayos de desfibrado

Descripción del ensayo	Resultado de desfibrado
Calibración: 0.6 mm Espesor de hoja: 5.5 mm Ancho de hoja: 95 mm Número de impactos: 6 Calidad de desfibrado: Pobre	
Calibración: 0.4 mm Espesor de hoja: 5.5 mm Ancho de hoja: 95 mm Número de impactos: 13 Calidad de desfibrado: Regular	
Calibración: 0.2 mm Espesor de hoja: 5.5 mm Ancho de hoja: 95 mm Número de impactos: 15 Calidad de desfibrado: Muy buena	

6.3.6. Número de impactos y espesor de hoja

Debido a que la calibración óptima del equipo se obtuvo con 0.2 mm, se realizó la curva de Número de impactos vs Espesor de hoja únicamente para esta calibración. La **Figura 24** muestra la relación entre el número de impactos y el espesor de la hoja.

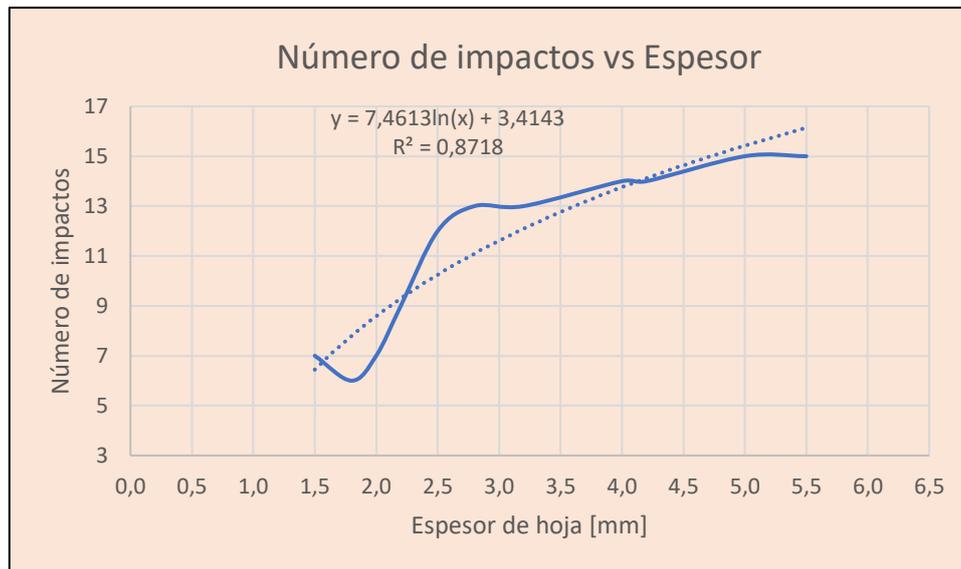


Figura 24. Diagrama de número de impactos vs Espesor
Fuente: Autor

Ecuaciones de Energía máxima y número de impactos

Definidas las curvas que relacionan la energía máxima absorbida y el número de impactos en función del espesor de la hoja, y tomando en cuenta la calibración de 0.2 mm, en la cual se obtuvieron los mejores resultados de desfibrado, se definieron las siguientes funciones:

$$E_{abs,m\acute{a}x}(e) = 15.43 \ln(e) + 0.3212 \quad \text{Ecuación 21}$$

$$N_{impactos}(e) = 7.4613 \ln(e) + 3.4143 \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde:

e: Espesor de hoja [mm]

N_{impactos}: Número de impactos

Teniendo en cuenta un espesor máximo de hoja de 15 mm, la energía máxima y el número de impactos es:

$$E_{abs,m\acute{a}x} = 15.43 \ln(15) + 0.3212$$

$$E_{abs,m\acute{a}x} = \mathbf{42.11 J}$$

$$N_{impactos}(e) = 7.4613 \ln(15) + 3.4143$$

$$N_{impactos} = \mathbf{24}$$

Este valor de energía y número de impactos resulta suficiente para realizar el desfibrado de las hojas de agave.

6.3.7. Número de cuchillas móviles

Debido al número de impactos necesario para realizar el desfibrado, por conveniencia, se define el número de cuchillas móviles de la siguiente manera:

$$N_{cuchillas} = \frac{N_{impactos}}{2} \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde:

$N_{cuchillas}$: Número de cuchillas móviles del equipo

Por lo tanto, el número de cuchillas móviles es:

$$N_{cuchillas} = \frac{24}{2}$$

$$N_{cuchillas} = 12$$

Esto indica que se deben realizar 2 giros, por parte del cilindro de desfibrado para alcanzar el número de impactos necesario.

6.3.8. Capacidad del equipo

Según (Perez Mejia, El Fique su taxonomía cultivo y tecnología , 1974) tiene un rendimiento aproximado de fibra seca por cada hoja de Furcarea de:

$$m_{hoja} = 35 \text{ gr/hoja}$$

Donde:

m_{hoja} : Masa de fibra seca por cada hoja [gr/hoja]

Por otra parte, según la literatura investigada, se tiene que la capacidad de los equipos comerciales es de 80 a 100 kg/día. Suponiendo una capacidad de 80 kg/día y jornada de trabajo de 8 horas, se define la capacidad del equipo como:

$$Q = 80 \frac{\text{kg}}{\text{día}} * \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ h}}$$

$$Q = 10 \text{ kg/h}$$

Donde:

Q : Capacidad de desfibrado del equipo [kg/h]

6.3.9. Velocidad angular del cilindro de desfibrado

La velocidad angular del cilindro de desfibrado se calcula en función de la capacidad definida, el número de cuchillas móviles y la masa de fibras que posee cada hoja.

Primeramente, se debe definir el número de revoluciones necesarias para realizar el desfibrado de una hoja. Dado que durante los ensayos de impacto se logró realizar el desfibrado en una longitud de 40 mm y que la longitud promedio de la hoja de Furcarea Andina es de 200 cm ((FUNOF) & Colombia, 2014) se tiene que el número de revoluciones necesario para realizar el desfibrado por cada hoja es:

$$n_{rev,hoja} = \frac{2 l_{hoja}}{40}$$

Ecuación 24

Donde:

$n_{rev,hoja}$: Número de revoluciones para desfibrar una hoja [rev/hoja]

l_{hoja} : Longitud de hoja de agave [mm]

Por lo tanto:

$$n_{rev,hoja} = \frac{2 * 2000}{40}$$

$$n_{rev,hoja} = \mathbf{100 \text{ rev/hoja}}$$

Definido esto, se tiene que la velocidad angular del cilindro de desfibrado es:

$$\omega_c = \frac{16.67 Q n_{rev,hoja}}{m_{hoja}}$$

Ecuación 25

Donde:

ω_c : Velocidad angular del cilindro de desfibrado [rpm]

El valor de 16.67 corresponde a un factor para la conversión de unidades. Reemplazando los valores conocidos, se tiene:

$$\omega_c = \frac{16.67 * 10 * 100}{35}$$

$$\omega_c = 476.2 \text{ rpm}$$

Este valor se ajusta finalmente a:

$$\omega_c = \mathbf{500 \text{ rpm}}$$

6.4. Diseño de la cuchilla móvil

6.4.1. Fuerza de impacto en cuchillas móviles

La fuerza debido al impacto en cada cuchilla móvil se puede calcular mediante los ensayos realizados en el péndulo. Para ello, se iguala la energía máxima absorbida con el trabajo necesario para amortiguar el impacto. Esto se describe mediante la ecuación:

$$F_i d_f = E_{abs,máx}$$

Ecuación 26

Donde:

F_i : Fuerza media durante el impacto [N]

d_f : Distancia de frenado del péndulo [m]

La distancia de frenado se puede igualar a la longitud de desfibrado que corresponde a 40 mm, por lo tanto:

$$F_i = \frac{42.11}{0.04}$$

$$F_i = \mathbf{1052.75 \text{ N}}$$

6.4.2. *Espesor de cuchilla móvil*

Para calcular el espesor de la cuchilla móvil, primero se define el perfil de la misma y su longitud. Las dimensiones del perfil de la cuchilla, se muestra en la **Figura 25**.

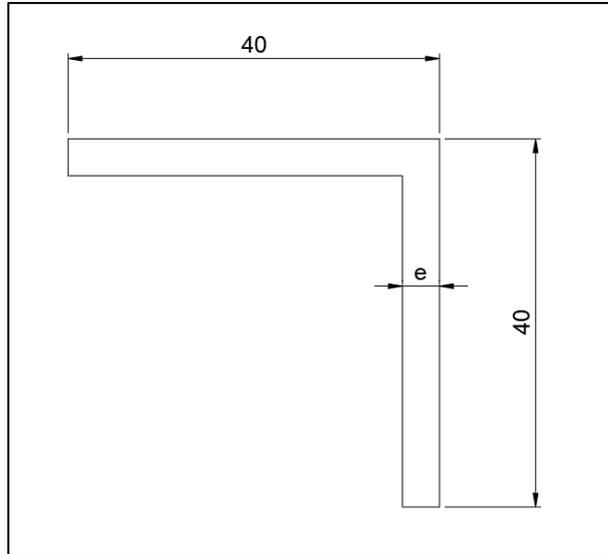


Figura 25. Dimensiones del perfil de la cuchilla

Fuente: Autor

El perfil corresponde a un angular de 40 x 40 mm. Además, la longitud del mismo se fija en un valor de 250 mm. La fuerza de impacto, calculada previamente, actúa sobre el extremo de la cuchilla como una carga sobre el extremo de una viga en voladizo (**Figura 26**)

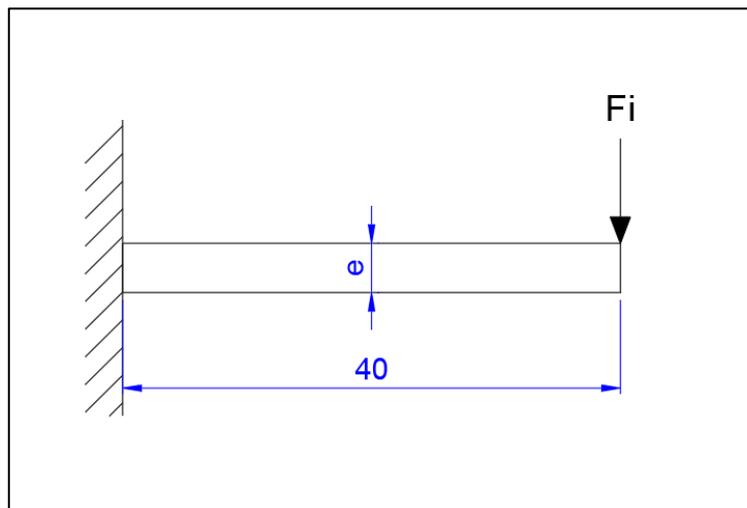


Figura 26. Esquema de la Fuerza de impacto sobre la cuchilla

Fuente: Autor

La fuerza de impacto es variable en el tiempo, ya que cambia constantemente desde 0 N hasta 1052.75 N. Por lo tanto, se debe calcular el espesor del ángulo con un diseño a fatiga.

El comportamiento de la carga a través del tiempo, se puede observar en la **Figura 27**

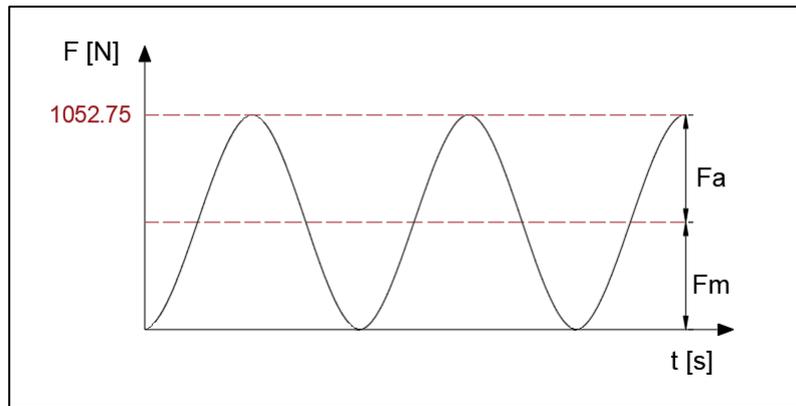


Figura 27. Comportamiento de la carga a través del tiempo
Fuente: Autor

Donde:

F_a : Fuerza de amplitud [N]

F_m : Fuerza media [N]

Estos valores de fuerza son:

$$F_a = F_m = \frac{F_i}{2} \quad \text{Ecuación 27}$$

$$F_a = F_m = \frac{1052.75}{2}$$

$$F_a = F_m = 526.38 \text{ N}$$

Debido a que la fuerza de impacto genera un esfuerzo medio diferente de cero, se puede aplicar la ecuación 8 de Goodman modificada (Norton L, 2011) para el cálculo del factor de seguridad en el caso de un esfuerzo uniaxial fluctuante y vida infinita:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e}$$

Donde:

η : Factor de seguridad del diseño

S_e : Resistencia límite a la fatiga [MPa]

σ_m : Esfuerzo medio [MPa]

S_{ut} : Resistencia última a la tracción [MPa]

σ_a : Esfuerzo alternativo [MPa]

El esfuerzo medio y el esfuerzo alternativo poseen la misma magnitud. Además, el radio de la muesca del perfil angular es grande en comparación con el espesor del mismo, por lo que se puede considerar el factor de concentración de esfuerzos como 1. Por consiguiente, la ecuación 8 puede modificarse de la siguiente manera para obtener el espesor del perfil:

$$e = \sqrt{\frac{6 (S_e + S_{ut}) \eta M_f}{b S_{ut} S_e}}$$

Ecuación 28

Donde:

M_f : *Momento debido a la flexión* [Nm]

b : *Longitud del perfil* [m]

El momento debido a la flexión es:

$$M_f = F_m l_{perf}$$

Ecuación 29

Donde:

l_{perf} : *longitud del ala del perfil* [m]

Dado que se eligió un perfil de 40 x 40 mm, el momento debido a la flexión es:

$$M_f = 526.38 * 0.04$$

$$M_f = \mathbf{21.06 \text{ Nm}}$$

La resistencia límite a la fatiga se puede obtener mediante la ecuación 9:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e'$$

Donde:

C_{carga} : *Factor de corrección de carga*

$C_{tamaño}$: *Factor de corrección de tamaño*

C_{sup} : *Factor de corrección de superficie*

C_{temp} : *Factor de corrección de temperatura*

C_{conf} : *Factor de corrección de confiabilidad*

S_e' : *Resistencia límite a la fatiga sin corregir* [MPa]

Para el cálculo del espesor del perfil angular, se tomarán las propiedades mecánicas del acero al carbono AISI/SAE 1020 (Norton L, 2011), ya que posee una composición química similar al acero ASTM A36, que es el material seleccionado para el perfil angular estructural. Por lo tanto, se tiene:

$$S_y: \text{Resistencia a la fluencia} = 207 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 379 \text{ MPa}$$

$$\text{Dureza Brinell: } 111 \text{ HB}$$

Por otra parte, la resistencia límite a la fatiga se puede obtener mediante la ecuación 10:

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

Reemplazando el valor de la resistencia última a la tracción, se tiene:

$$S_e' = 0.5 * 379$$

$$S_e' = 189.5 \text{ MPa}$$

El factor de corrección de carga, dado que se trata de un esfuerzo de flexión, es:

$$C_{carga} = 1$$

El factor de corrección de tamaño, se definirá como 1. Luego este valor será corregido al obtener el espesor del perfil en la primera iteración.

$$C_{tamaño} = 1$$

El factor de corrección debido a la superficie, se puede calcular mediante la ecuación 11 de Shigley y Mischke:

$$C_{sup} = A S_{ut}^b$$

Donde los factores A y b se obtienen de la Tabla 7.

Tabla 7. Coeficientes del factor de superficie

Acabado superficial	Para S_{ut} en MPa se usa		Para S_{ut} en kpsi (no psi) se usa	
	A	b	A	b
Esmerilado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o rolado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Fuente: (Norton L, 2011)

Debido a que el perfil angular se obtiene mediante un proceso de laminado en caliente, el factor de corrección de superficie es:

$$C_{sup} = 57.7 * 379^{-0.718}$$

$$C_{sup} = 0.81$$

Debido a que la temperatura de operación del perfil está por debajo de 450 °C, el factor de corrección de temperatura es:

$$C_{temp} = 1$$

El factor de corrección de confiabilidad se puede obtener de la Tabla 8.

Tabla 8. Factor de confiabilidad

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868

99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Fuente: (Norton L, 2011)

Para un porcentaje de confiabilidad del 99%, el factor de corrección es:

$$C_{conf} = 0.814$$

Definidos los factores de corrección, la resistencia límite a la fatiga es:

$$S_e = 1 * 1 * 0.81 * 1 * 0.814 * 189.5$$

$$S_e = \mathbf{125.30 \text{ MPa}}$$

Finalmente reemplazamos en la ecuación 27 los valores, el espesor del perfil, tomando en cuenta un factor de seguridad de 2.5, es:

$$e = \sqrt{\frac{6 * (125.30 \times 10^6 + 379 \times 10^6) * 2.5 * 21.06}{0.25 * 379 \times 10^6 * 125.30 \times 10^6}}$$

$$e = 0.0036 \text{ m}$$

$$e = \mathbf{3.6 \text{ mm}}$$

Con esta primera aproximación del espesor del perfil, se puede calcular el factor de corrección de tamaño. Para ello, primeramente, se calcula el *área* 95 mediante la siguiente ecuación:

$$A_{95} = 0.05be \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde:

A_{95} : Sección sometida a un esfuerzo arriba del 95% del esfuerzo máximo [mm²]

Reemplazando los valores correspondientes, se tiene:

$$A_{95} = 0.05 * 250 * 3.5$$

$$A_{95} = 45.78 \text{ mm}^2$$

Luego, se obtiene el diámetro equivalente mediante la siguiente ecuación:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$$

d_{eq} : Diámetro equivalente de la sección [mm]

Por lo tanto, el diámetro equivalente es:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{45.78}{0.0766}}$$

$$d_{eq} = \mathbf{24.45 \text{ mm}}$$

Luego, el factor de corrección de tamaño, se puede obtener mediante:

$$C_{\text{tamaño}} = 0.869 d_{eq}^{-0.097}$$

A partir de esta ecuación, se tiene:

$$C_{\text{tamaño}} = 0.869 * 24.45^{-0.097}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 0.637$$

Recalculando la resistencia límite a la fatiga y luego de 4 iteraciones, se tiene que el espesor del ángulo es:

$$e = 4.39 \text{ mm}$$

$$e = \mathbf{5.0 \text{ mm}}$$

6.5. Diseño del cilindro de desfibrado

El cilindro de desfibrado junto con las cuchillas móviles, se puede observar en la **Figura 28**. Además de las cuchillas, se indican dos elementos adicionales que forman parte del cilindro, estos son los discos de soporte y el cubo central. Estas partes permiten el acople del cilindro con el eje principal y al mismo tiempo proporcionan rigidez al conjunto.

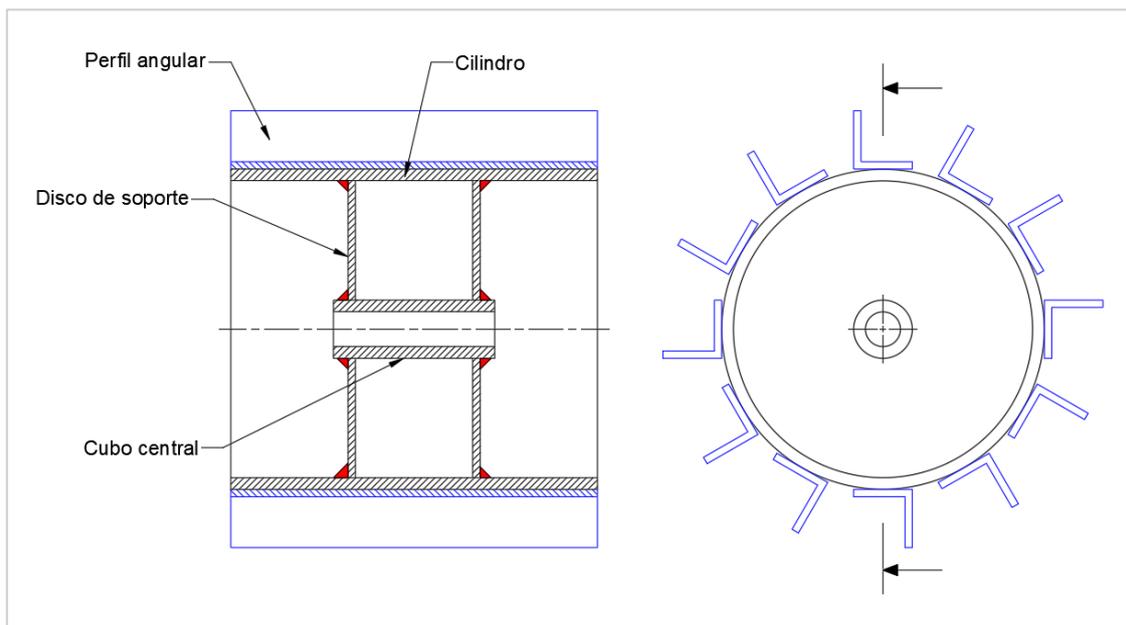


Figura 28. Cilindro de desfibrado junto con las cuchillas móviles

Fuente: Autor

Las dimensiones del cilindro se definen a partir del diámetro total del conjunto cilindro-cuchillas móviles (**Figura 29**)

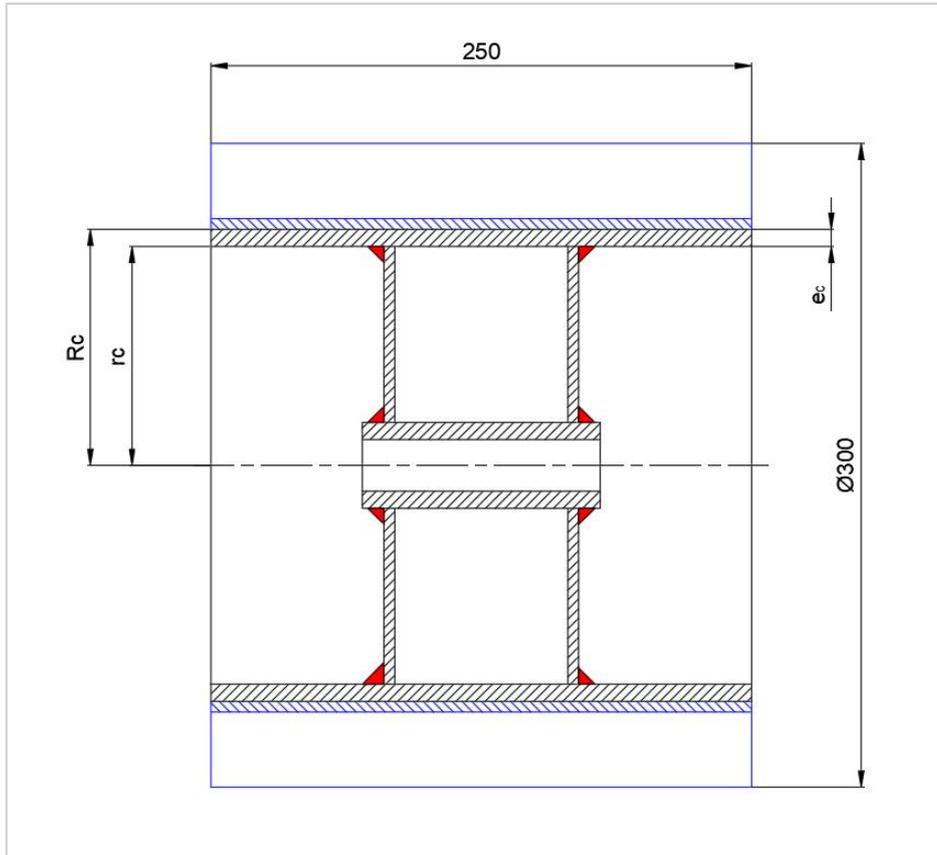


Figura 29. Dimensiones del cilindro conjunto con las cuchillas
Fuente: Autor

El diámetro total del conjunto se establece en el siguiente valor:

$$D_{tc} = 300 \text{ mm}$$

Donde:

D_{tc} : Diámetro total del conjunto cilindro – cuchilla móvil [mm]

El radio mayor del cilindro se obtiene mediante:

$$R_c = \sqrt{\left(\frac{l_{perf}}{2}\right)^2 + 110^2}$$

Ecuación 31

Donde:

R_c : Radio mayor del cilindro de desfibrado [mm]

Reemplazando los valores correspondientes, se tiene:

$$R_c = \sqrt{\left(\frac{40}{2}\right)^2 + 110^2}$$

$$R_c = 111.80 \text{ mm}$$

Este valor se ajusta a:

$$R_c = \mathbf{112 \text{ mm}}$$

6.5.1. Espesor del cilindro de desfibrado

Para obtener el espesor de la pared del cilindro, es necesario conocer la inercia del conjunto en función de la energía absorbida por cada ciclo de desfibrado. Para ello, se plantea la siguiente ecuación:

$$E_{cc,1} = E_{abs,ciclo} + E_{cc,2} \quad \text{Ecuación 32}$$

Donde:

$E_{cc,1}$: Energía cinética rotacional inicial [J]

$E_{abs,ciclo}$: Energía absorbida por cada ciclo de desfibrado [J]

$E_{cc,2}$: Energía cinética rotacional final [J]

La ecuación anterior puede escribirse también de la siguiente manera:

$$\frac{1}{2} I_c \omega_{c,1}^2 = E_{abs,ciclo} + \frac{1}{2} I_c \omega_{c,2}^2$$

Donde:

I_c : Inercia del cilindro de desfibrado [kg – m²]

$\omega_{c,1}$: Velocidad angular inicial del cilindro [rad/s]

$\omega_{c,2}$: Velocidad angular final del cilindro [rad/s]

Despejando la inercia de la ecuación anterior, se tiene:

$$I_c = \frac{2 E_{abs,ciclo}}{\omega_{c,1}^2 - \omega_{c,2}^2} \quad \text{Ecuación 33}$$

La energía absorbida por cada ciclo, debe calcularse teniendo en cuenta los 24 impactos que debe realizar el cilindro de desfibrado. A partir de los ensayos realizados, con una calibración de 0.2 mm y con un espesor máximo de 5.5 mm se obtuvo la siguiente gráfica (**Figura 30**)

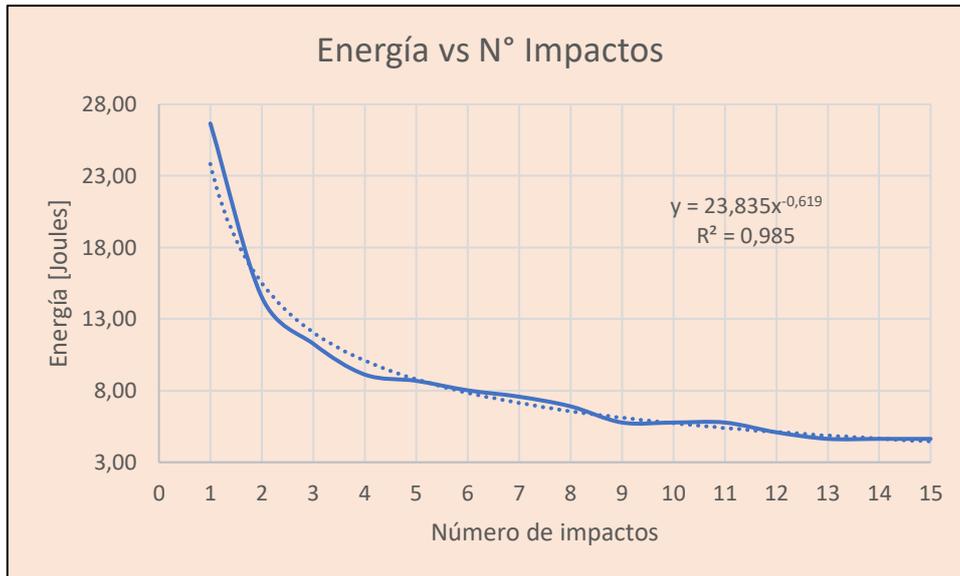


Figura 30. Diagrama de Energía vs N° de impactos

Fuente: Autor

Utilizando esta ecuación de correlación entre el número de impactos y la energía absorbida, se plantea una nueva ecuación teniendo en cuenta la energía máxima de 42.11 Joules. Por lo tanto:

$$E_{abs}(N) = 42.11 N^{-0.619} \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde:

N : Número de impacto

$E_{abs}(N)$: Energía en función del número de impacto [J]

La Tabla 9 indica la energía absorbida para cada impacto.

Tabla 9. Energía absorbida para cada impacto

Impacto	Energía (J)						
1	42,11	7	12,63	13	8,61	19	6,81
2	27,42	8	11,62	14	8,22	20	6,59
3	21,33	9	10,81	15	7,88	21	6,40
4	17,85	10	10,12	16	7,57	22	6,21
5	15,55	11	9,54	17	7,29	23	6,05
6	13,89	12	9,04	18	7,04	24	5,89

Fuente: Autor

La suma total de la energía absorbida en cada impacto, da como resultado la energía absorbida durante cada ciclo de desfibrado:

$$E_{abs,ciclo} = 286.47 \text{ J}$$

Además, suponiendo que la velocidad angular al final del ciclo de desfibrado es igual a la mitad de la velocidad inicial, se tiene:

$$\omega_{c,2} = 250 \text{ rpm} = 26.18 \text{ rad/s}$$

Por lo tanto, la inercia necesaria en el cilindro de desfibrado, es:

$$I_c = \frac{2 * 286.47}{52.36^2 - 26.18^2}$$

$$I_c = 0.278645 \text{ kg/m}^2$$

Omitiendo la inercia de los discos de soporte y del cubo central, la inercia del cilindro de desfibrado, también se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$I_c = I_{cuchillas} + I_{cil} \quad \text{Ecuación 35}$$

Donde:

$I_{cuchillas}$: Inercia de las cuchillas de desfibrado [kg/m²]

I_{cil} : Inercia del cilindro [kg/m²]

Para obtener la inercia de las cuchillas de desfibrado, se tiene en cuenta su ubicación con respecto al cilindro y las dimensiones anteriormente definidas (**Figura 31**)

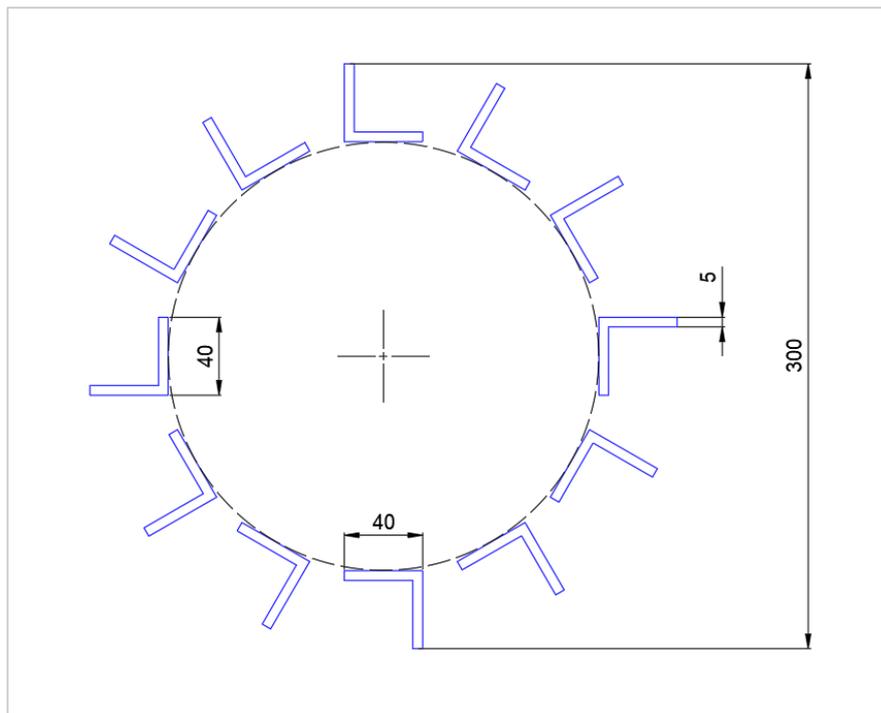


Figura 31. Dimensiones del cilindro y cuchillas
Fuente: Autor

Estableciendo la densidad del acero como 7850 kg/m³ y a través del software Inventor (**Figura 32** y **Figura 33**), se obtiene una inercia de las doce cuchillas de:

$$I_{cuchillas} = 0.134293 \text{ kg} - \text{m}^2$$

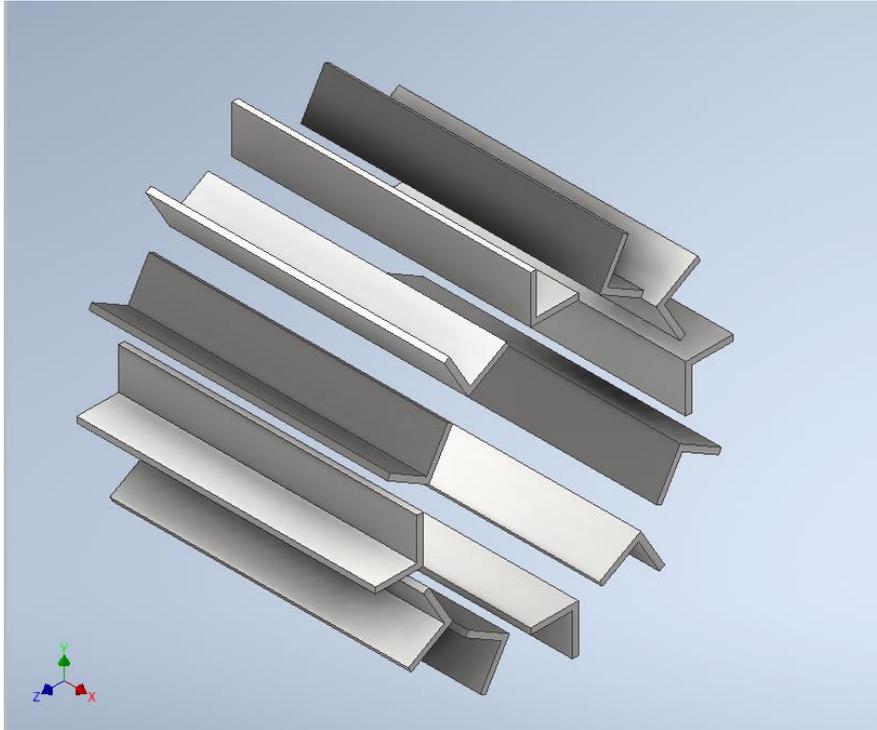


Figura 32. Diseño de las cuchillas mediante el software inventor
Fuente: Autor

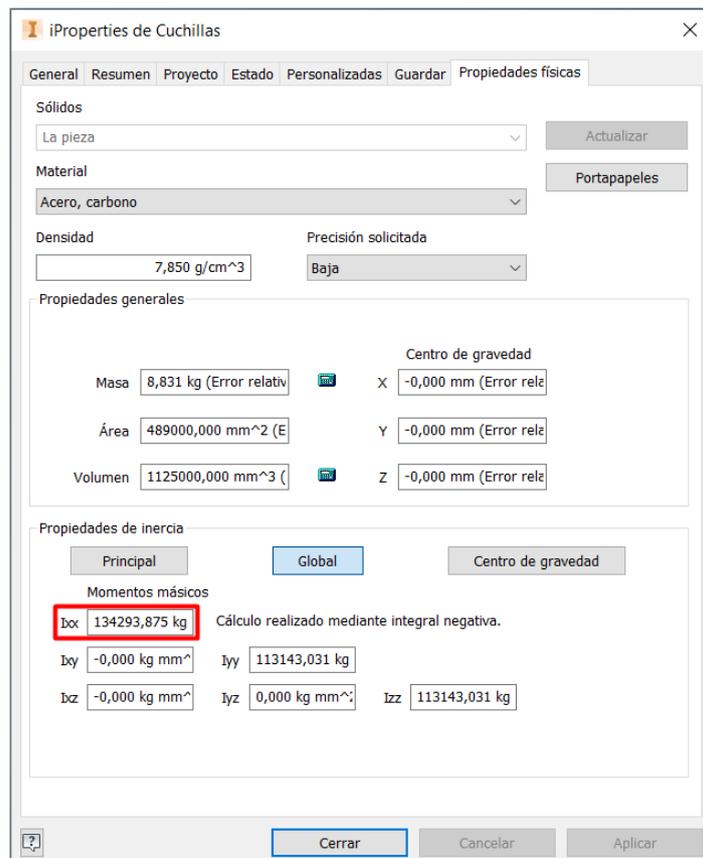


Figura 33. Propiedades obtenidas de las cuchillas mediante software inventor
Fuente: Autor

Obtenida la inercia del conjunto de cuchillas, se puede obtener el valor del radio menor del cilindro, mediante la siguiente ecuación:

$$r_c = \left(R_c^4 - \frac{2(I_c - I_{cuchillas})}{\rho_{acero} \pi L_{cil}} \right)^{1/4} \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde:

ρ_{acero} : Densidad del acero [kg/m³]

L_{cil} : Longitud del cilindro [m]

La longitud del cilindro es:

$$L_{cil} = 0.25 \text{ m}$$

Luego, el radio menor del cilindro es:

$$r_c = \left(0.112^4 - \frac{2(0.278645 - 0.134293)}{7850 * \pi * 0.25} \right)^{1/4}$$

$$r_c = 0.102 \text{ m}$$

$$r_c = \mathbf{102 \text{ mm}}$$

El espesor del cilindro de desfibrado se puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$e_c = R_c - r_c \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde:

e_c : Espesor de la pared del cilindro de desfibrado [mm]

r_c : Radio menor del cilindro de desfibrado [mm]

Finalmente, el espesor de la pared del cilindro es:

$$e_c = 112 - 102$$

$$e_c = \mathbf{10 \text{ mm}}$$

La forma del cilindro y sus dimensiones se muestran en la **Figura 34** y **Figura 35**

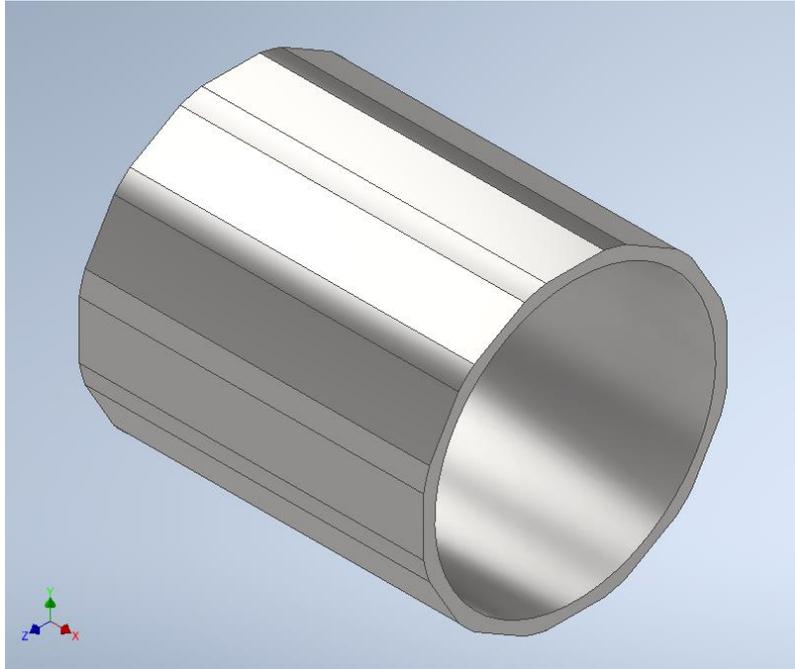


Figura 34. Diseño del cilindro mediante el software inventor
Fuente: Autor

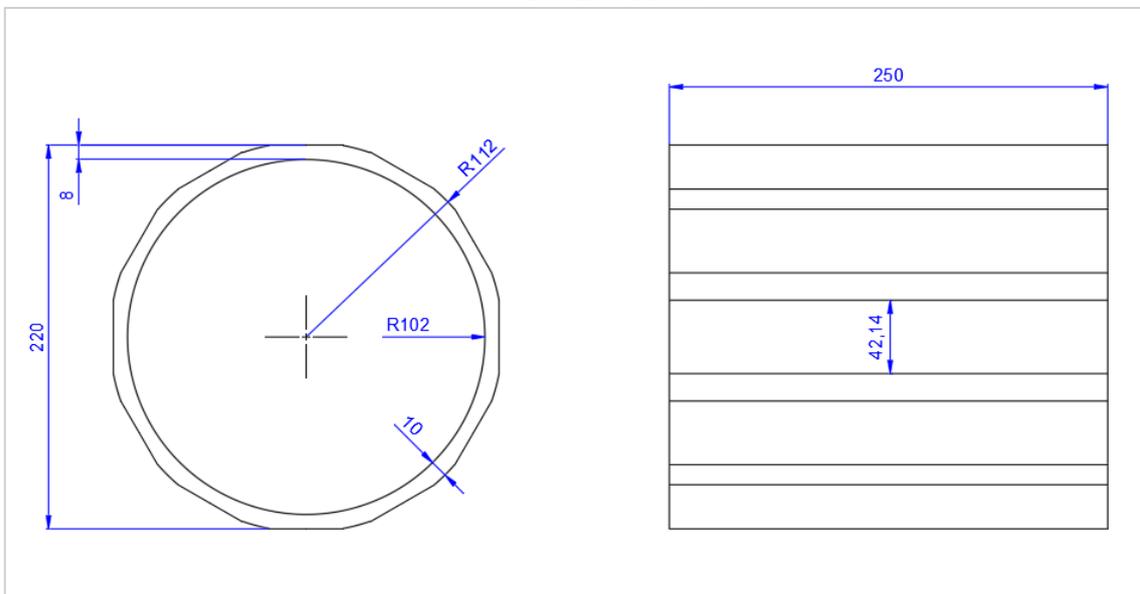


Figura 35. Dimensiones del cilindro de desfibrado
Fuente: Autor

6.5.2. Cálculo de los pernos de las cuchillas móviles

Los pernos que permiten la unión de la cuchilla móvil con el cilindro de desfibrado se dimensionan realizando un análisis estático considerando un factor de seguridad alto. La **Figura 36** muestra un esquema de la configuración del perno con la cuchilla y la pared del cilindro.

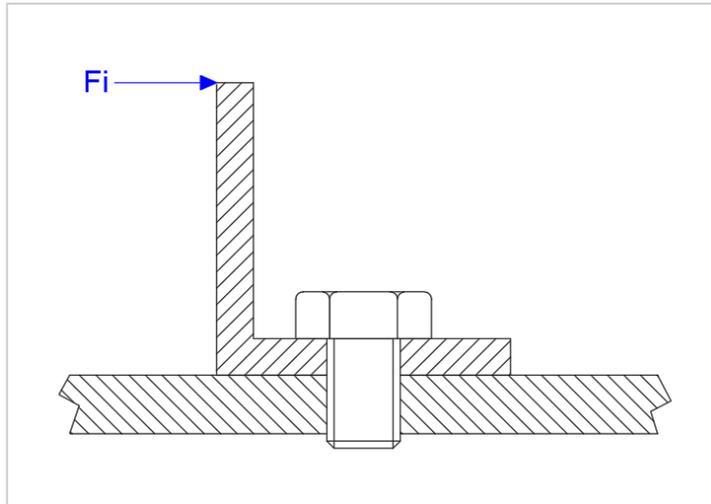


Figura 36. Esquema de la configuración del perno con la cuchilla y la pared del cilindro

Fuente: Autor

La fuerza F_i es la fuerza de impacto que actúa sobre el extremo del perfil angular. Esta fuerza crea sobre el perno una fuerza cortante y un momento de flexión, las cuales se muestran en la **Figura 37.**

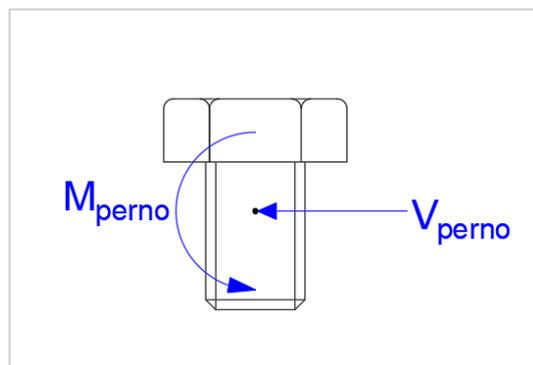


Figura 37. Fuerza cortante (V_{perno}), momento de flexión (M_{perno}) sobre el perno

Fuente: Autor

Donde:

M_{perno} : Momento de flexión sobre el perno [Nm]

V_{perno} : Fuerza cortante sobre el perno [N]

Para el cálculo se asume un diámetro de perno M10 y el número de pernos a lo largo del perfil igual a 3. Al final se verifica el factor de seguridad resultante en el diseño.

El momento sobre el perno es:

$$M_{perno} = \frac{F_i l_{perf}}{3}$$

$$M_{perno} = \frac{1052.75 * 0.04}{3}$$

$$M_{perno} = 14.04 \text{ Nm}$$

También, se tiene que la fuerza cortante sobre el perno es:

$$V_{perno} = \frac{F_i}{3}$$

$$V_{perno} = \frac{1052.75}{3}$$

$$V_{perno} = 350.92 \text{ N}$$

El esfuerzo debido a la flexión se obtiene mediante:

$$\sigma_{f,perno} = \frac{32M_{perno}}{\pi d_{perno}^3} \quad \text{Ecuación 38}$$

Donde:

$\sigma_{f,perno}$: Esfuerzo debido a la flexión sobre el perno [Pa]

d_{perno} : Diámetro nominal del perno [m]

Reemplazando los valores correspondientes, se tiene:

$$\sigma_{f,perno} = \frac{32 * 14.04}{\pi * 0.01^3}$$

$$\sigma_{f,perno} = 142.98 \text{ MPa}$$

Por otra parte, el esfuerzo cortante se puede calcular mediante:

$$\tau_{perno} = \frac{4V_{perno}}{\pi d_{perno}^2} \quad \text{Ecuación 39}$$

Donde:

τ_{perno} : Esfuerzo cortante sobre el perno [Pa]

El esfuerzo cortante, por lo tanto, es:

$$\tau_{perno} = \frac{4 * 350.92}{\pi * 0.01^2}$$

$$\tau_{perno} = 4.47 \text{ MPa}$$

Realizando un análisis de esfuerzos combinados, se tiene que el esfuerzo principal máximo es:

$$\sigma_{m\acute{a}x,perno} = \frac{\sigma_{f,perno}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{f,perno}}{2}\right)^2 + \tau_{perno}^2} \quad \text{Ecuación 40}$$

Donde:

$\sigma_{m\acute{a}x,perno}$: Esfuerzo principal máximo en el perno [Pa]

$$\sigma_{m\acute{a}x,perno} = \frac{142.98}{2} + \sqrt{\left(\frac{142.98}{2}\right)^2 + 4.47^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x,perno} = 143.12 \text{ MPa}$$

Finalmente, se calcula el factor de seguridad que se tiene en el perno con el diámetro definido mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{S_{y,perno}}{\sigma_{m\acute{a}x,perno}} \quad \text{Ecuación 41}$$

Donde:

η : Factor de seguridad

$S_{y,perno}$: Resistencia a la fluencia mínima [MPa]

De la Tabla 10 se selecciona la resistencia a la fluencia mínima del para un acero con número de clase 8.8.

Tabla 10. Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero

Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5–M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6–M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5–M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3–M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6–M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5–M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6–M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Fuente: (Norton L, 2011)

Por lo tanto, el factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{660}{143.12}$$

$$\eta = 4.6$$

Se considera adecuado este factor de seguridad teniendo en cuenta que se trata de un análisis estático. La Tabla 11 resume las características del perno seleccionado.

Tabla 11. Características del perno seleccionado

Características principales del tipo de perno seleccionado	
Diámetro del perno:	M10
Paso:	1.5 mm
Longitud:	20 mm
Número de clase de acero:	Acero grado 8.8
Tipo de perno:	Allen cabeza cilíndrica

6.6. Diseño del eje principal

Para el diseño del eje principal, primeramente, se define una longitud aproximada del mismo, en función de la ubicación de las chumaceras, polea y longitud del cilindro de desfibrado. La **Figura 38** muestra las zonas que constituyen el eje y las partes en consideración.

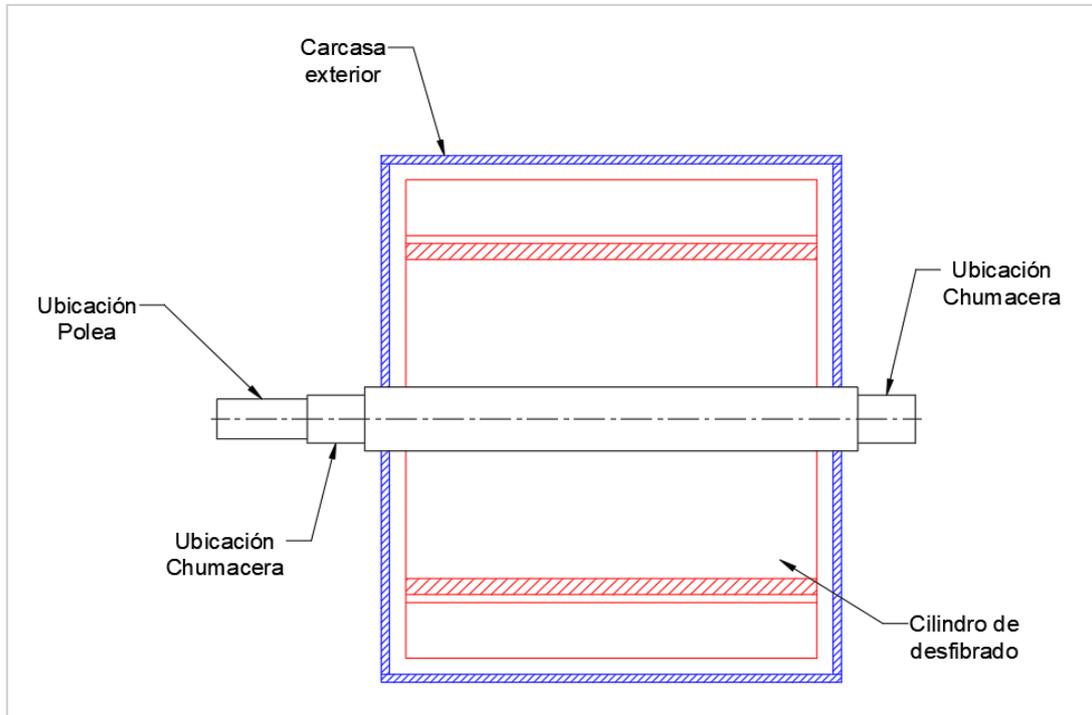


Figura 38. Zonas que constituyen el eje y las partes en consideración.
Fuente: Autor

Las longitudes (en milímetros) definidas para el diseño del eje se muestran en la **Figura 38**.

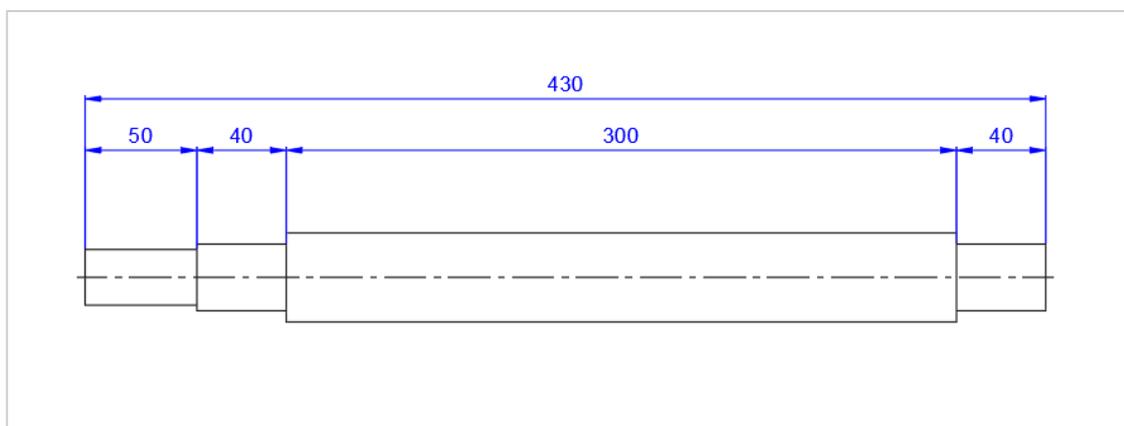


Figura 39. Longitudes definidas para el diseño de eje
Fuente: autor

El siguiente paso consiste en ubicar las cargas y momentos que actúan sobre el eje (**Figura 39**)

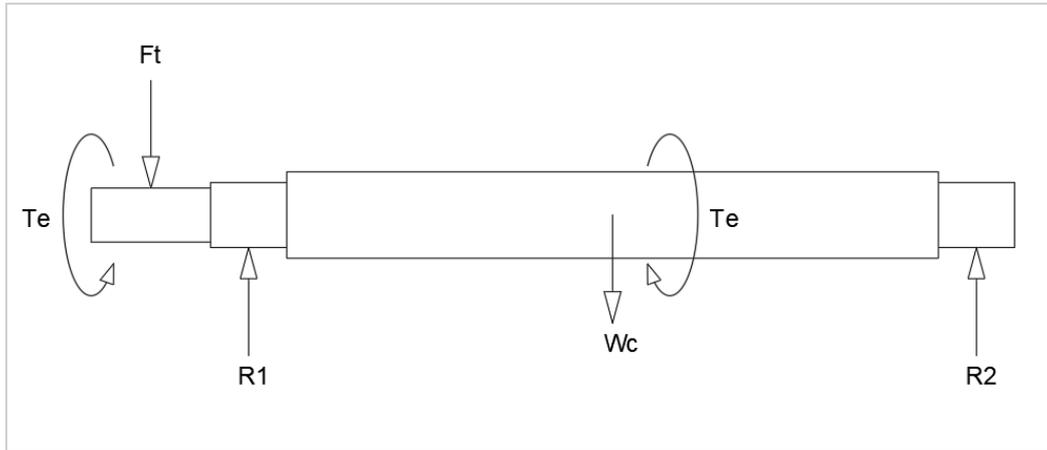


Figura 40. Diagrama de cuerpo libre, con las fuerzas que actúan sobre el eje.
Fuente: Autor

Donde:

F_t : Fuerza de tensión sobre la polea [N]

T_e : Torque ejercido sobre el eje [Nm]

R_1 : Reacción en chumacera 1 [N]

R_2 : Reacción en chumacera 2 [N]

W_c : Peso del cilindro de desfibrado [N]

El peso aproximado del cilindro de desfibrado se calcula al obtener, primeramente, la masa mediante Inventor (no se considera el peso del cubo central y los discos de soporte). Esto se observa en la **Figura 41** y **Figura 42**

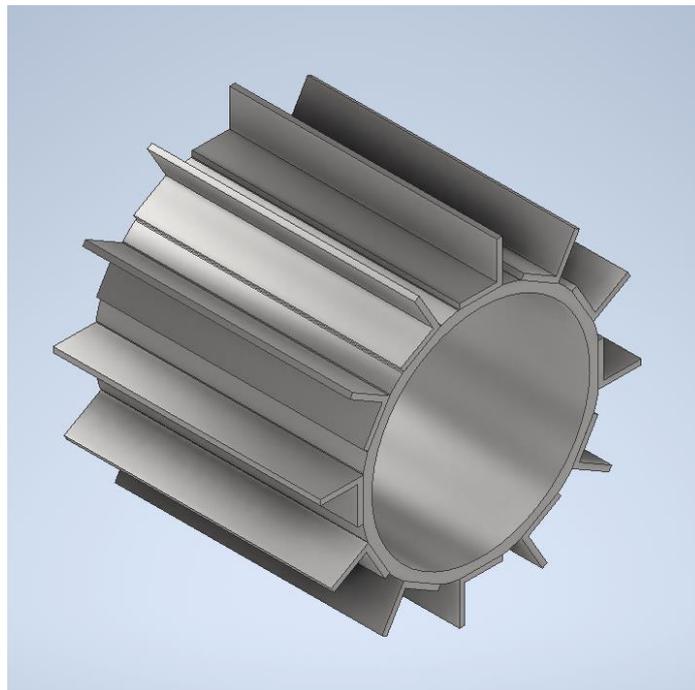


Figura 41. Diseño del cilindro y las cuchillas de la máquina
Fuente: Autor

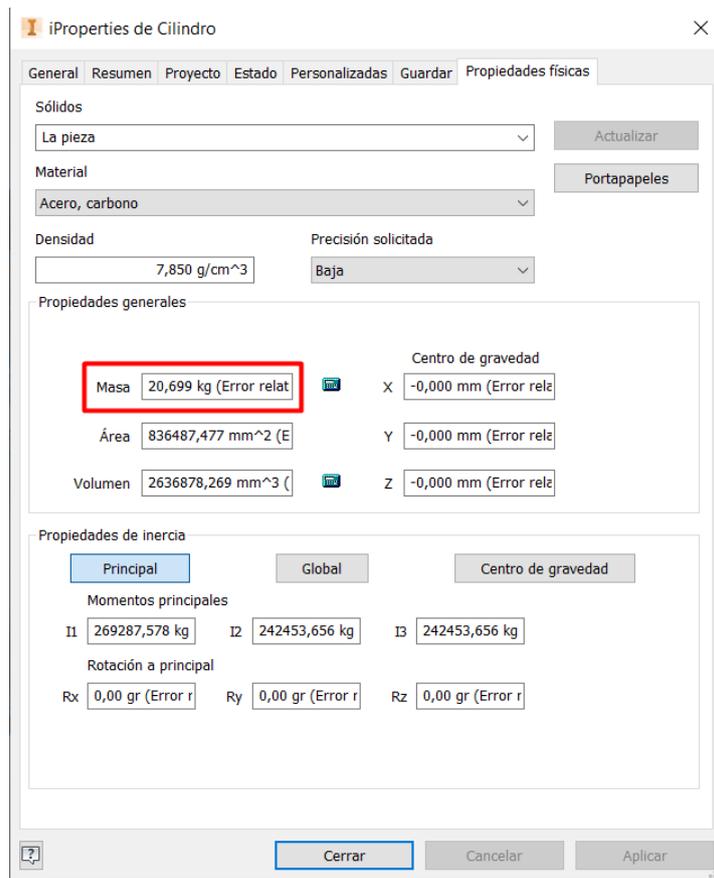


Figura 42. Propiedades del cilindro y las chuchillas mediante el software inventor
Fuente: Autor

El peso del cilindro, por lo tanto, es:

$$W_c = 20.69 * 9.81$$

$$W_c = \mathbf{203.06 \text{ N}}$$

El torque ejercido sobre el eje se puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$T_e = I_c \alpha_c \tag{Ecuación 42}$$

Donde:

α_c : Aceleración angular del cilindro de desfibrado [rad/s²]

La aceleración angular viene dada por:

$$\alpha_c = \frac{\omega_{c,1}^2 - \omega_{c,2}^2}{2\theta_c} \tag{Ecuación 43}$$

Donde:

θ_c : Desplazamiento angular del cilindro [rad]

Teniendo en cuenta que el desfibrado se realiza durante dos revoluciones, se tiene que la aceleración angular es:

$$\alpha_c = \frac{52.36^2 - 26.18^2}{2 * 12.56}$$

$$\alpha_c = 81.81 \text{ rad/s}^2$$

Con ello, el torque en el eje es:

$$T_e = 0.278645 * 81.81$$

$$T_e = 22.80 \text{ Nm}$$

Definido el torque necesario en el eje, se puede calcular la fuerza debido a la tensión de las correas sobre la polea. Primero, se realiza el diagrama de cuerpo libre con las fuerzas que actúan sobre la polea (**Figura 43**)

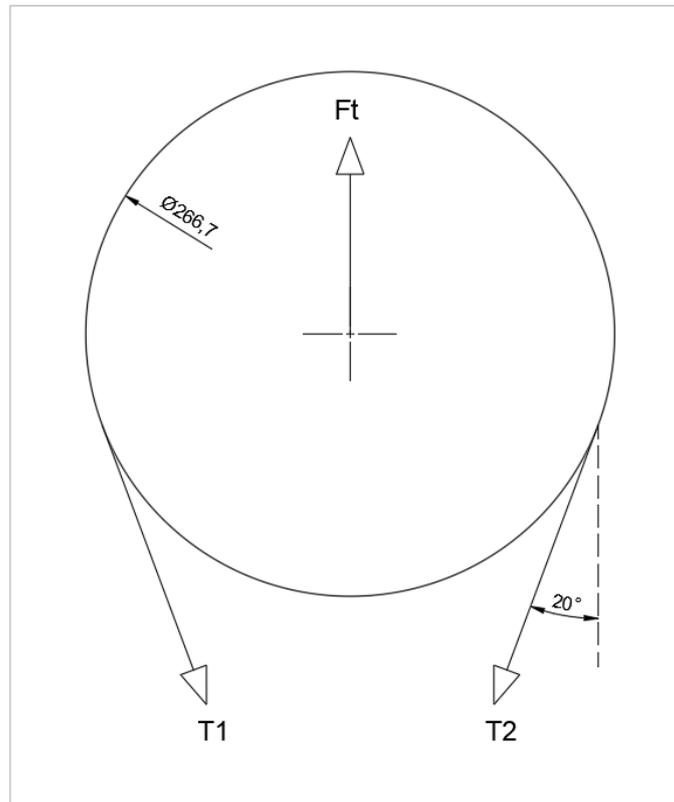


Figura 43. Fuerzas T1 y T2, que actúan sobre la pulea
Fuente: Autor

Se asume un diámetro de pulea conducida de 10.5 pulgadas (226.7 mm), esto teniendo en cuenta una velocidad nominal del motor de 1800 rpm y una pulea conductora de 3 pulgadas. Además, se asume una distancia entre centros de las puleas de 10.8 pulgadas, lo que forma un ángulo de 20° entre la correa y la vertical según las condiciones ya descritas.

El torque en el eje se puede expresar como:

$$T_e = (T_2 - T_1) R_M$$

Donde:

T_1 : Tensión en lado flojo de la correa [N]

T_2 : Tensión en el lado tenso de la correa [N]

R_M : Radio de la pulea mayor [m]

Por otra parte, el lado tenso y flojo de la correa se pueden relacionar mediante la siguiente expresión:

$$T_1 + T_2 = C_c(T_2 - T_1)$$

Donde:

C_c : Constante de transmisión en correas

El valor de la constante de transmisión en correas es igual a 1.5 en correas trapezoidales y 2 en correas planas. Por lo tanto, se tiene:

$$T_1 + T_2 = 1.5(T_2 - T_1)$$

$$T_2 = 5 T_1$$

Establecida la relación, se tiene que el valor de la tensión en el lado flojo de la correa es:

$$T_1 = \frac{22.80}{4 * 0.133}$$

$$T_1 = 42.74 \text{ N}$$

En el lado tenso, se tiene:

$$T_2 = 5 * 42.74 \text{ N}$$

$$T_2 = 213.69 \text{ N}$$

Del diagrama de cuerpo libre de la polea, se puede establecer la ecuación:

$$F_t = (T_1 + T_2) \cos 20^\circ$$

Con ello, la fuerza debido a la tensión de las correas sobre la polea es:

$$F_t = (42.74 + 213.69) \cos 20^\circ$$

$$F_t = 240.96 \text{ N}$$

Para el cálculo de las reacciones, se realiza un análisis estático, considerando las longitudes (mm) definidas para el eje (**Figura 44**)

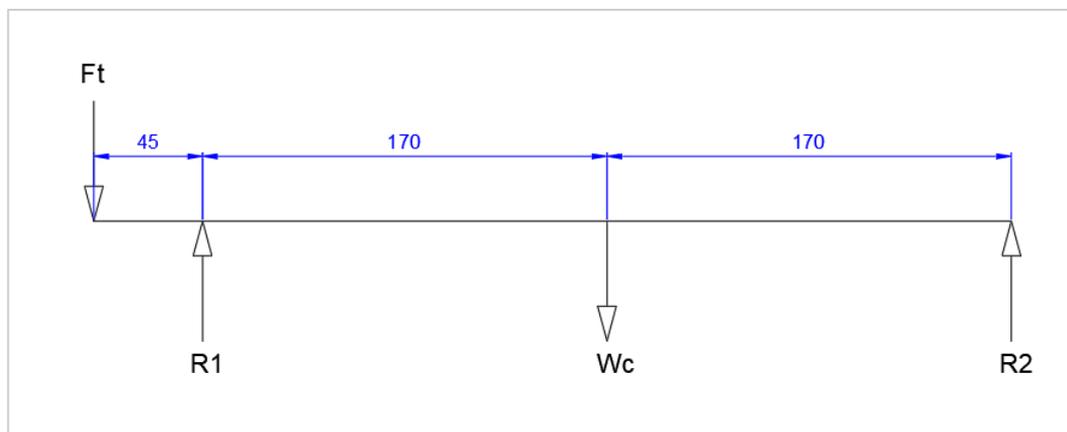


Figura 44. Longitudes de las reacciones que actúan en el eje

Fuente: Autor

Las ecuaciones resultantes del análisis estático son:

$$R_1 + R_2 = F_t + W_c$$

$$W_c * 170 = R_2 * 340 + F_t * 45$$

Resolviendo las ecuaciones, se tienen los valores de las reacciones:

$$R_1 = 374.39 \text{ N}$$

$$R_2 = 69.64 \text{ N}$$

Encontradas las cargas y el torque sobre el eje, se obtienen los diagramas de cortante (V), momento (M) y torsión (T), tal como se muestra en la **Figura 45**

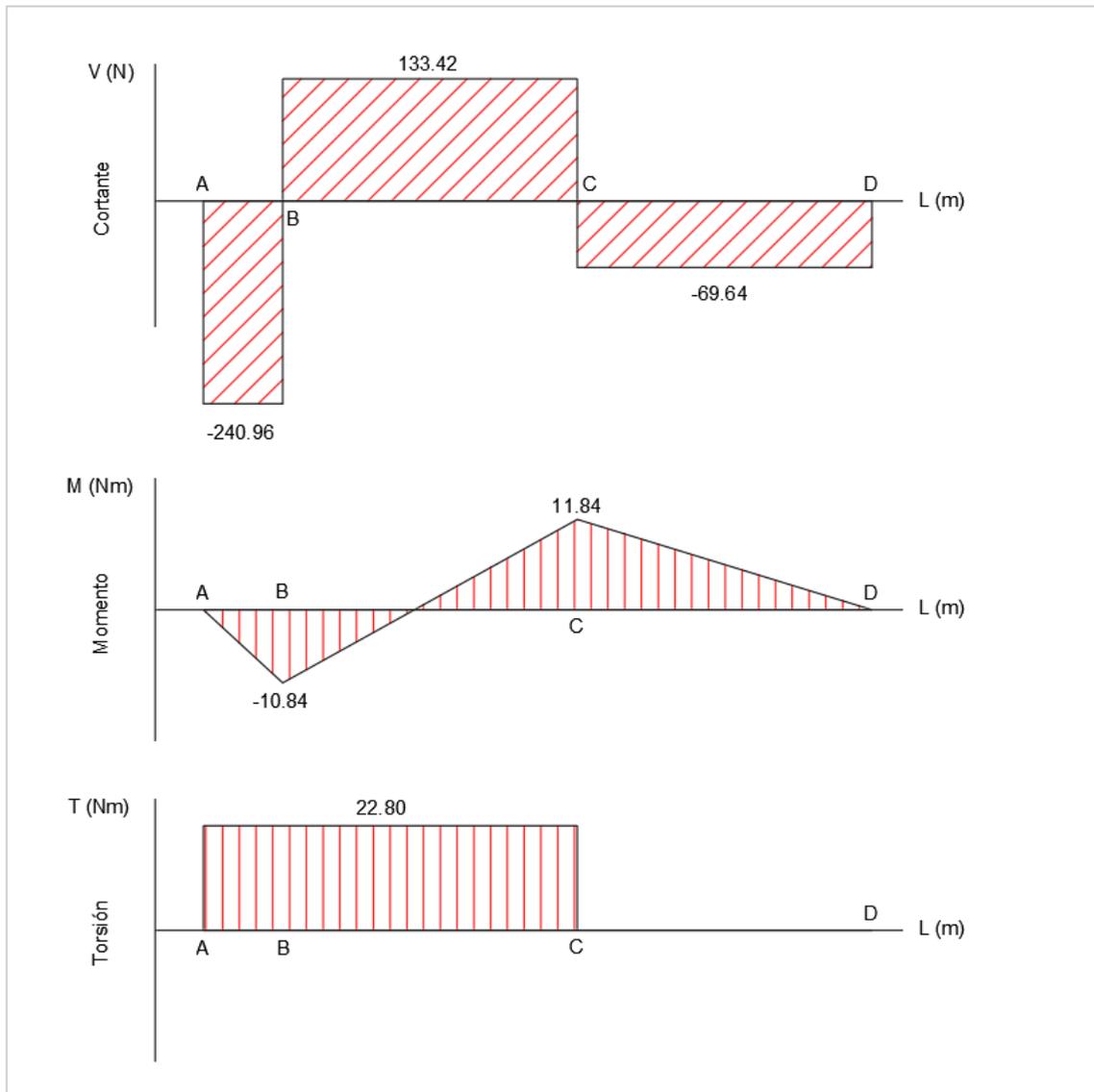


Figura 45. Diagramas de cortante, momento y torsión a lo largo del eje

Fuente: Autor

Se han definido los puntos A, B, C y D a lo largo del eje, y los cuales se pueden observar en los diagramas.

Se tienen dos puntos críticos en el eje para el análisis. Estos corresponden al punto C y punto B.

6.6.1. Diámetro en el punto C

El diámetro del eje para condiciones de carga de flexión invertida y de torsión repetida se puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$d_{ep,c} = \left\{ \frac{32 N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_{a,ep})^2 + \frac{3}{4} (k_{fs} T_{a,ep})^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_{m,ep})^2 + \frac{3}{4} (k_{fsm} T_{m,ep})^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3}$$

Donde:

$d_{ep,c}$: Diámetro del eje principal en el punto C [m]

N_f : Factor de seguridad

k_f : Factor de concentración de esfuerzo alternante por flexión

k_{fs} : Factor de concentración de esfuerzo alternante por torsión

k_{fm} : Factor de concentración de esfuerzo medio por flexión

k_{fsm} : Factor de concentración de esfuerzo medio por torsión

$M_{a,ep}$: Momento alternante en el eje principal [Nm]

$T_{a,ep}$: Torque alternante en el eje principal [Nm]

$M_{m,ep}$: Momento medio en el eje principal [Nm]

S_f : Resistencia a la fatiga [Pa]

S_{ut} : Resistencia última a la tensión [Pa]

El primer paso para el cálculo del diámetro del eje principal, consiste en seleccionar el material y sus propiedades. Se elige el acero SAE 1020 rolando en frío, con las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 469 \text{ MPa}$$

Donde:

S_y : Límite a la fluencia [MPa]

Luego, la resistencia a la fatiga sin corregir se obtiene mediante:

$$S'_e = 0.5 S_{ut}$$

Donde:

S'_e : Límite a la fatiga sin corregir [MPa]

El límite de resistencia a la fatiga, se calcula como sigue:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S'_e$$

De igual manera al cálculo del espesor del perfil de desfibrado, se obtienen los siguientes valores de los factores de corrección:

$$C_{carga} = 1$$

$$C_{tamaño} = 1$$

$$C_{sup} = 0.88$$

$$C_{temp} = 1$$

$$C_{conf} = 0.814$$

El límite de resistencia a la fatiga es:

$$S_e = S_f = 168.69 \text{ MPa}$$

El siguiente paso consiste en obtener los factores de concentración de esfuerzos. Se asumirá que los factores son:

$$k_f = k_{fm}$$

$$k_{fs} = k_{fsm}$$

Los factores de concentración de esfuerzos por flexión y torsión se obtienen mediante las ecuaciones 14 y 15:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + q(k_{ts} - 1)$$

Donde:

k_f : Factor de concentración de esfuerzos por flexión

k_{fs} : Factor de concentración de esfuerzos por torsión

q : Sensibilidad a la muesca

k_t : Factor geométrico de concentración de esfuerzos por flexión

k_{ts} : Factor geométrico de concentración de esfuerzos por torsión

La sensibilidad a la muesca se puede obtener de la **Figura 46**

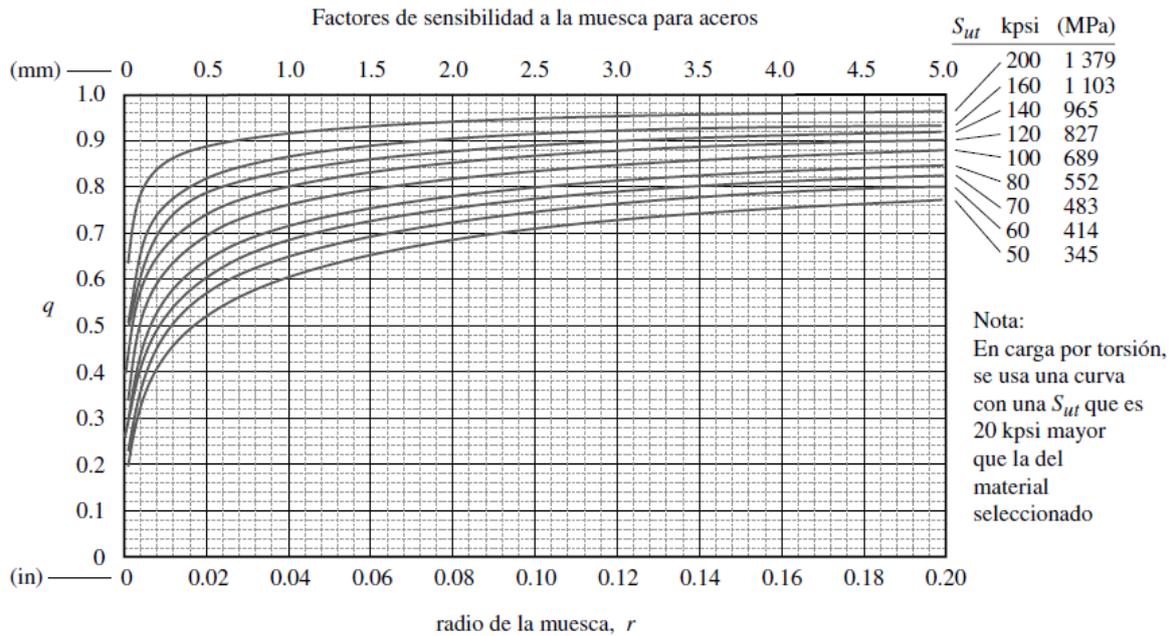


Figura 46. Curvas de sensibilidad a la muesca para aceros.
Fuente: (Norton L, 2011)

Se asume un radio de muesca de 0.5 mm, por lo tanto, el factor de sensibilidad a la muesca en flexión, es:

$$q = 0.60$$

En torsión, la sensibilidad a la muesca es ligeramente mayor:

$$q = 0.64$$

Los factores geométricos de concentración de esfuerzos se pueden hallar a partir de la **Figura 47**.

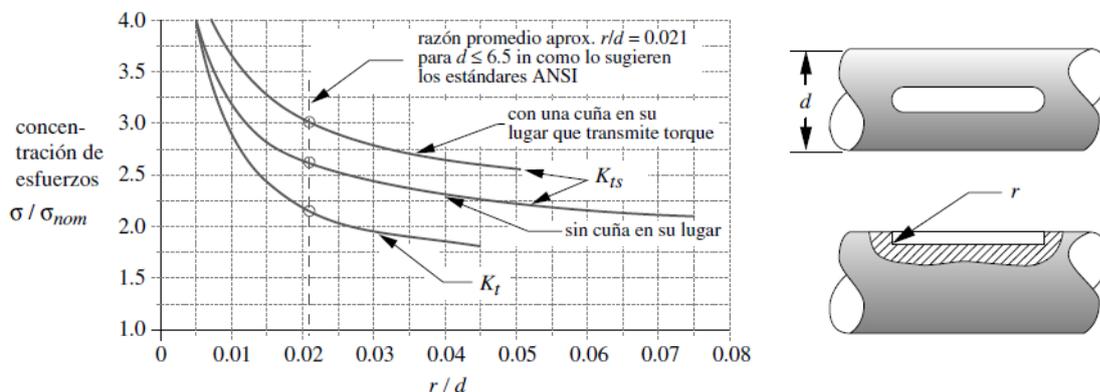


Figura 47. Factores de concentración de esfuerzos de cuñero
Fuente: (Norton L, 2011)

Dado que no se tiene un escalón en esta parte del eje, sino una cuña que transmite torque, se tiene que los factores geométricos de concentración de esfuerzos, son:

$$k_t = 2.2$$

$$k_{ts} = 3$$

Luego, los factores de concentración de esfuerzos por flexión y torsión son

$$k_f = 1 + 0.6 (2.2 - 1) = 1.72$$

$$k_{fs} = 1 + 0.64 (3 - 1) = 2.28$$

Definidas todas las variables de la ecuación para el cálculo del eje y para un factor de seguridad de 2.5, se tiene:

$$d_{ep,c} = \left\{ \frac{32 * 2.5}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(1.72 * 11.84)^2 + \frac{3}{4} (2.28 * 11.40)^2}}{168.69 \times 10^6} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (2.28 * 11.40)^2}}{234.5 \times 10^6} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_{ep,c} = 17.97 \text{ mm}$$

Realizando la corrección del factor de tamaño con el diámetro obtenido y luego de 3 iteraciones, se tiene:

$$d_{ep,c} = 18.50 \text{ mm}$$

6.6.2. Diámetro en el punto B

De manera similar al punto C, se tiene que el diámetro en condiciones de flexión invertida y torsión repetida, es:

$$d_{ep,B} = 18.31 \text{ mm}$$

Con el cálculo de estos diámetros y según la geometría requerida para el eje, se definen las dimensiones mostradas en la **Figura 48**

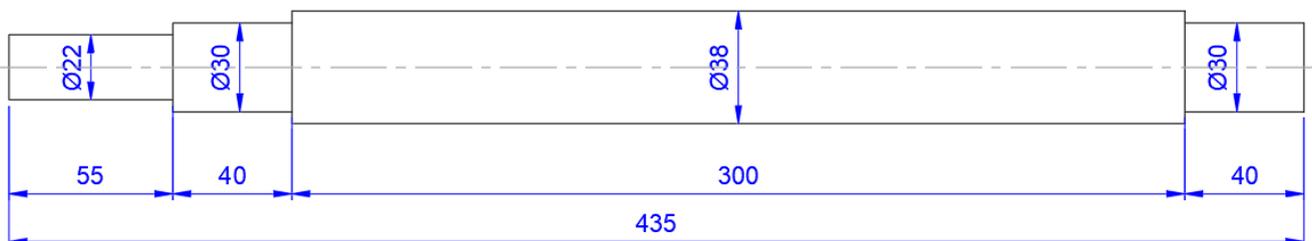


Figura 48. Diámetros y longitudes del eje principal (mm)

Fuente: Autor

6.7. Dimensiones de chaveteros

En base a la norma DIN 6885 se definen las dimensiones de los chaveteros en el eje. El primer chavetero permite el acople entre el cubo central y el eje. En esta zona, el diámetro del

eje es de 38 mm, por lo que las dimensiones del chavetero son las que se indican en la **Figura 49**.

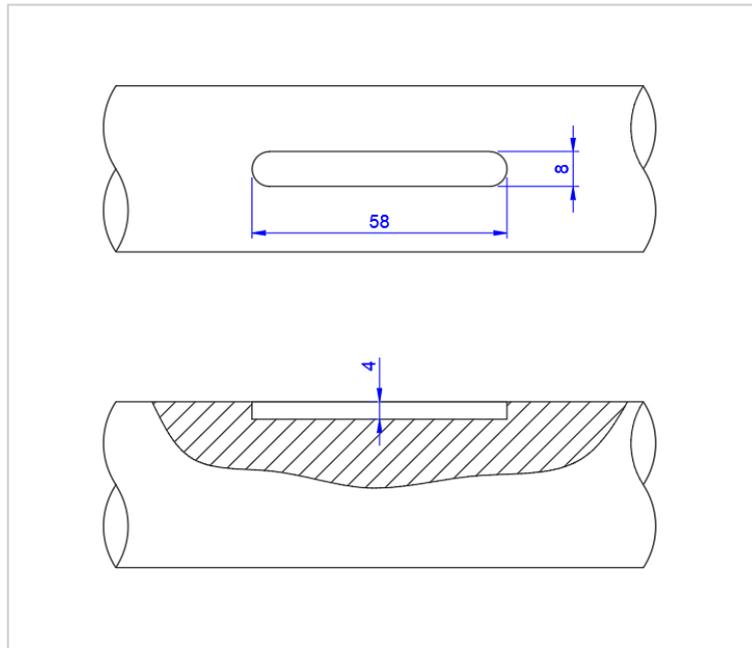


Figura 49. Dimensiones del chavetero entre el cubo central y el eje.

Fuente: Autor

De igual manera, en la zona del acople entre el eje y la polea (diámetro del eje de 22 mm) se definen las dimensiones mostradas en la **Figura 50**

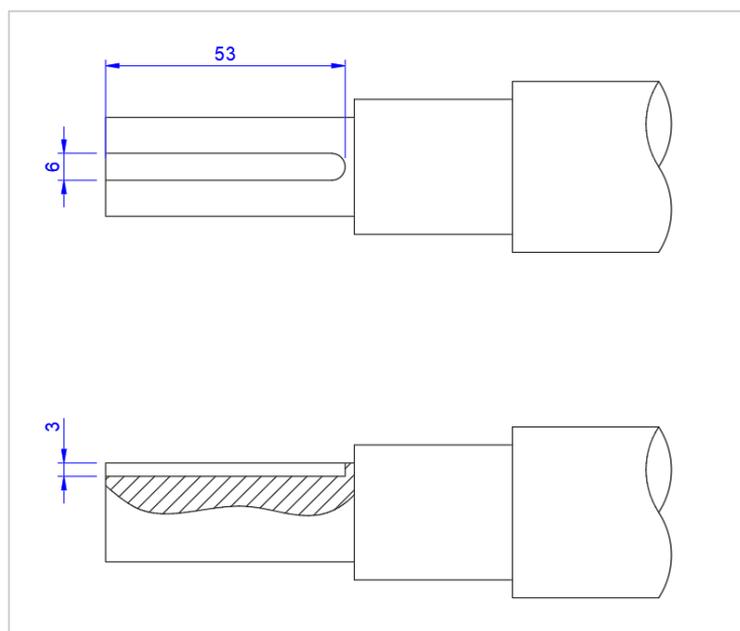


Figura 50. Dimensiones del chavetero entre la polea y el eje

Fuente: Autor

6.8. Cubo central y discos de soporte

Establecidas las medidas del eje central y del cilindro de desfibrado, es posible definir las del cubo central y de los discos de soporte. Las dimensiones propuestas se muestran en la **Figura 51**.

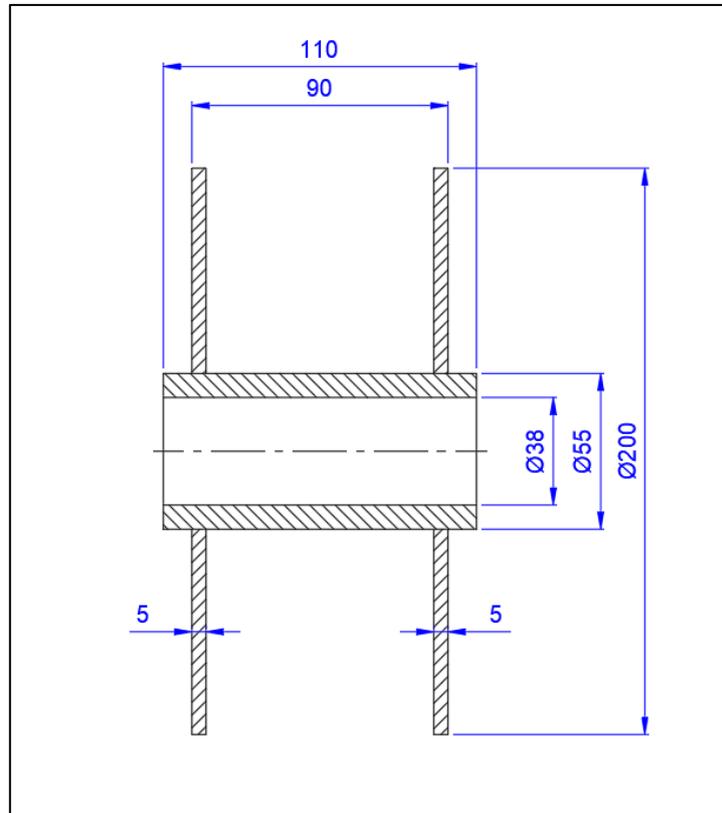


Figura 51. Dimensiones del cubo central y los discos de soporte (mm)

Fuente: Autor.

6.9. Cálculo de la soldadura del cubo central

Para determinar de las dimensiones del cordón de soldadura que une el cubo central a los discos de soporte y, a su vez, los discos de soporte al cilindro de desfibrado, se realiza un cálculo suponiendo que la soldadura es una línea. En primer lugar, se tiene la **Figura 52** donde se muestran los cordones de soldadura que unen las partes mencionadas.

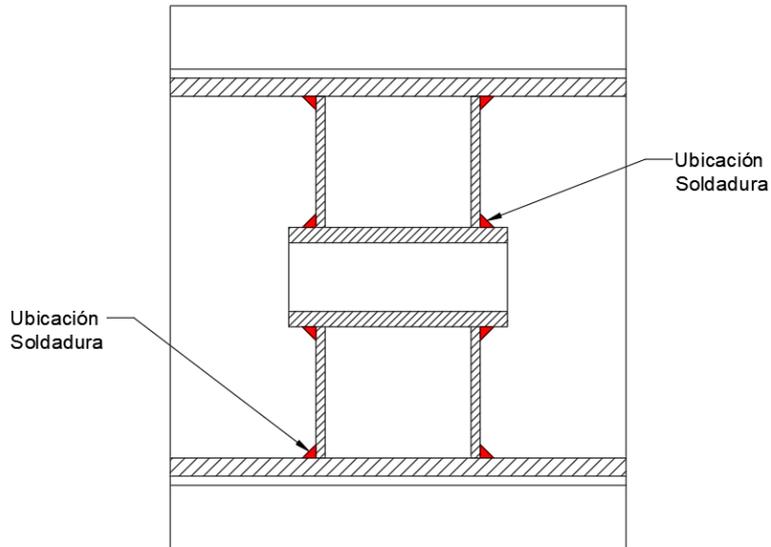


Figura 52. Ubicación de los cordones de soldadura

Fuente: Autor

La sección transversal del cordón de soldadura de filete y las dimensiones para el diseño se muestran en la **Figura 53**.

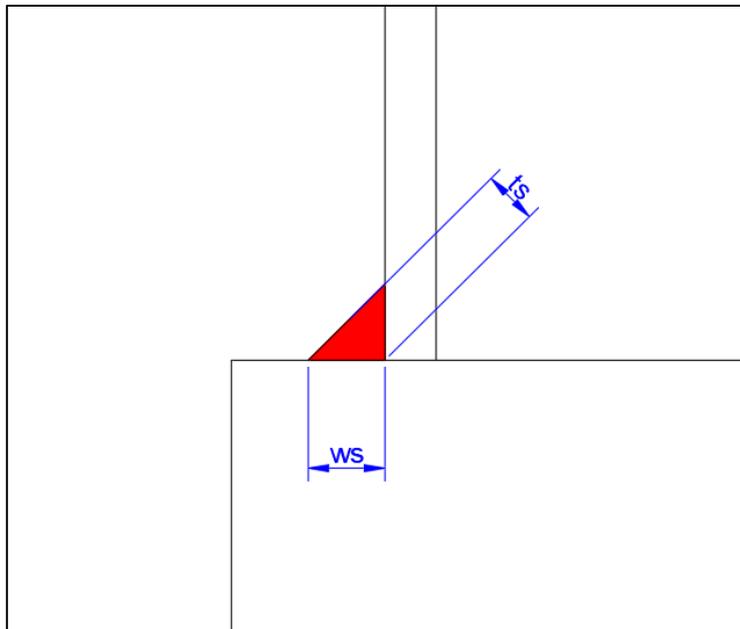


Figura 53. Sección transversal del cordón de la soldadura.

Fuente: Autor

Donde:

t_s : Garganta de la soldadura [mm]

w_s : Ancho de pierna de la soldadura [mm]

La carga entre el cubo central y el disco de soporte se puede asumir con una condición de torsión. Bajo esta condición, se tiene la configuración de ensamble soldado que se muestra en la **Figura 54**.

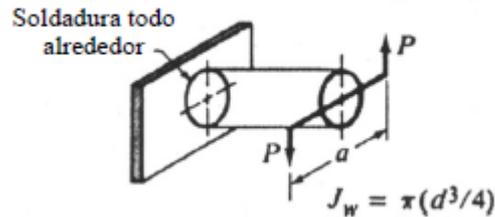


Figura 54. Factores geométricos para analizar la soldadura como una línea
Fuente: (Norton L, 2011)

Con ello se tiene la siguiente ecuación:

$$f_t = \frac{T_{imp} R_{cc}}{J_w}$$

Donde:

f_t : Carga por unidad de longitud de la garganta de la soldadura [N/m]

T_{imp} : Torque debido al impacto de mayor magnitud [Nm]

R_{cc} : Radio exterior del cubo central [m]

J_w : Momento polar de inercia de área [m³]

El momento polar de inercia de área se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$J_w = \pi \left(\frac{D_{cc}^3}{4} \right)$$

Donde:

D_{cc} : Diámetro exterior del cubo central [m]

Dado que se conocen las dimensiones del cubo central, se tiene:

$$J_w = \pi \left(\frac{0.055^3}{4} \right)$$

$$J_w = 1.31 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

El torque debido al mayor impacto es:

$$T_{imp} = F_i \frac{D_{tc}}{2}$$

Reemplazando las variables conocidas se tiene:

$$T_{imp} = 1052.75 * \frac{0.3}{2}$$

$$T_{imp} = 157.91 \text{ Nm}$$

Luego, la carga por unidad de longitud de la garganta de la soldadura es:

$$f_t = \frac{157.91 * 0.0275}{1.31 \times 10^{-4}}$$

$$f_t = 33233.13 \text{ N/m}$$

Debido a que la carga se distribuye en dos discos, ésta se divide y se tiene:

$$f_t = 16616.57 \text{ N/m}$$

Por otra parte, la fuerza unitaria permisible en soldadura de filete se calcula de la siguiente manera:

$$\tau_{perm} = 0.3 E_{xx}$$

Donde:

τ_{perm} : Fuerza unitaria permisible [Pa]

E_{xx} : Resistencia del electrodo [Pa]

Para el presente diseño se selecciona un electrodo E6011 para la soldadura, con una resistencia última a la tracción de:

$$E_{xx} = 60000 \text{ psi} = 414.78 \text{ MPa}$$

El tamaño de la garganta se puede calcular mediante:

$$t_s = \frac{f_t}{\tau_{perm}}$$

Reemplazando los valores conocidos, se tiene:

$$t_s = \frac{16616.57}{0.3 * 414.78 \times 10^6}$$

$$t_s = 0.13 \text{ mm}$$

El ancho de la pierna de la soldadura de filete se puede obtener mediante:

$$w_s = 1.414 t_s$$

El valor de la pierna es:

$$w_s = 1.414 * 0.13$$

$$w_s = 0.18 \text{ mm}$$

Sin embargo, este valor calculado debe ajustarse a lo recomendado por la norma AWS D1.1.

Los valores del tamaño de la soldadura (pierna) recomendados se muestran en la **Figura 55**

Tamaños mínimos de soldadura en filetes*

Esesor del metal base (T)	Tamaño mínimo de la soldadura
<u>tamaño en pulgadas</u>	
$T \leq 1/4$	1/8
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4
$3/4 < T$	5/16
<u>tamaños en mm</u>	
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

* Fuente: tabla 5.8 AWS D1.1

Figura 55. Tamaños mínimos de soldadura en filetes.

Fuente: Autor

Dado que el espesor menor del material base corresponde al espesor del disco de soporte (5 mm), se establece finalmente que las dimensiones de pierna y garganta de la soldadura son:

$$w_s = 3.0 \text{ mm}$$

$$t_s = 2.1 \text{ mm}$$

La soldadura del disco de soporte con el cilindro de desfibrado se calcula de manera similar, estableciendo una soldadura intermitente con 4 cordones distribuidos de manera equidistante en todo el perímetro. Un esquema de la soldadura del disco de soporte con el cilindro de desfibrado y el cubo central, y la representación mediante la simbología de la normativa de AWS A2.4 se muestra en la **Figura 56**.

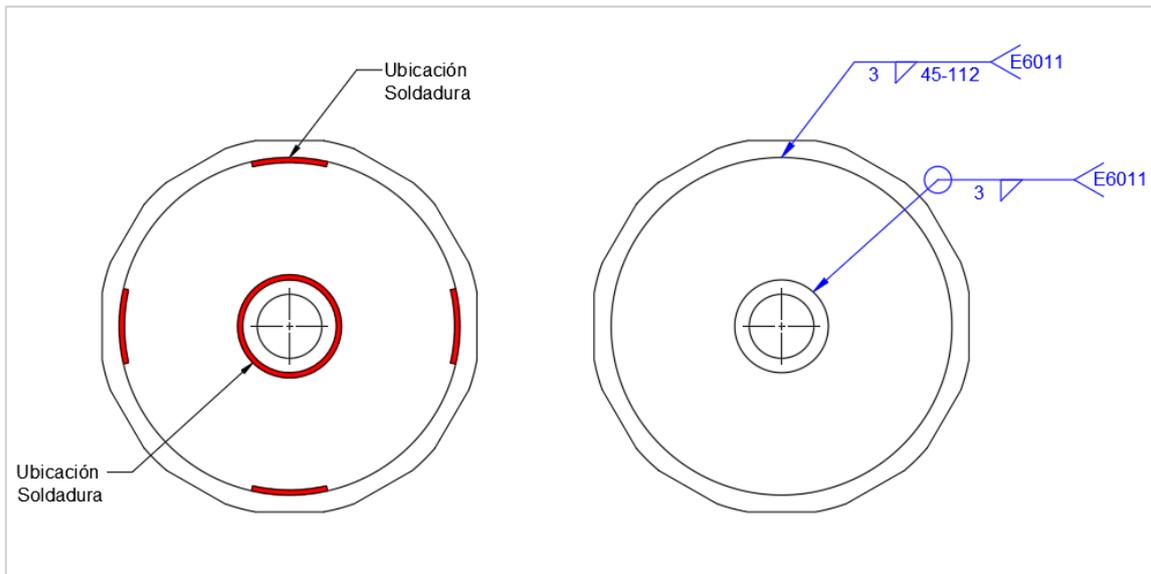


Figura 56. Esquema de la soldadura del disco de soporte con el cilindro de desfibrado y el cubo central, y la representación de la mediante la simbología de la normativa de AWS A2.4.

Fuente: Autor

6.10. Selección de chumaceras

Debido al diseño de forma propuesto, se realiza una selección de chumaceras tipo puente sobre las cuales se monta el eje principal.

En primer lugar, se ubican las cargas que actúan sobre las chumaceras. Como se muestra en la **Figura 57** las cargas que actúan sobre los rodamientos de las chumaceras son del tipo radial. No se tienen fuerzas axiales sobre el eje.

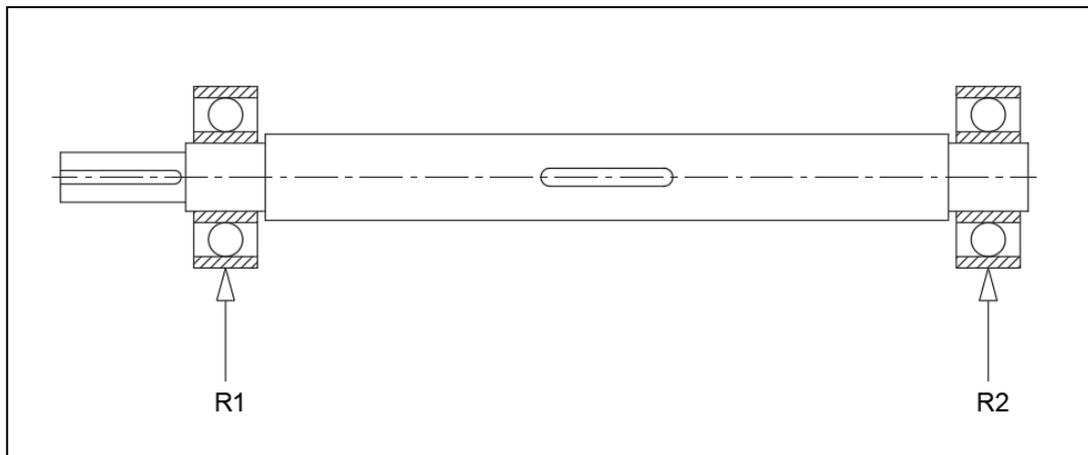


Figura 57. Cargas que actúan sobre las chumaceras

Fuente: Autor

Los valores de las reacciones sobre las chumaceras son:

$$R_1 = 374.86 \text{ N}$$

$$R_2 = 69.16 \text{ N}$$

Se ubicarán dos chumaceras similares en los extremos del eje, por lo que se toma en cuenta la reacción de mayor magnitud para la selección.

Luego de esto, es necesario calcular la carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.

Debido a que no se tiene componente axial, la carga dinámica se obtiene mediante la siguiente ecuación

$$P_r = XVR_1$$

Donde:

P_r : Carga radial dinámica equivalente [N]

X : Factor de carga radial

V : Factor de rotación

De la **Figura 58** se establece un factor de rotación igual a 1 y el factor de carga radial de 0.56 ya que se asume un cojinete de una sola hilera.

$$X = 0.56$$

$$V = 1$$

Tipo de cojinete			En relación con la carga, el anillo interiores		Cojinetes de una hilera 1)		Cojinetes de dos hileras 2)				ϵ
			Giratorio	Estacionario	$\frac{F_a}{VF_r} > \epsilon$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq \epsilon$		$\frac{F_a}{VF_r} > \epsilon$		
					X	Y	X	Y	X	Y	
3)	4) $\frac{F_a}{C_0}$	5) $\frac{F_a}{i Z D_w^2}$	V	V	X	Y	X	Y	X	Y	
Cojinetes de bolas con ranura contacto radial	0.014	25	↑	↑	↑	2.30	↑	↑	↑	2.30	0.19
	0.028	50				1.99				1.99	0.22
	0.056	100				1.71				1.71	0.26
	0.084	150	1	1.2	0.56	1.55	1	0	0.56	1.55	0.28
	0.11	200				1.45				1.45	0.30
	0.17	300				1.31				1.31	0.34
	0.28	500	↓	↓	↓	1.15	↓	↓	↓	1.15	0.38
	0.42	750				1.04				1.04	0.42
	0.56	1000				1.00				1.00	0.44
	20°			↑	↑	0.43	1.00	↑	1.09	0.70	1.63
25°			↑	↑	0.41	0.87	↑	0.92	0.67	1.44	0.68
30°			1	1.2	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24	0.80
35°			↓	↓	0.37	0.66	↓	0.66	0.60	1.07	0.95
40°			↓	↓	0.35	0.57	↓	0.55	0.57	0.93	1.14
Cojinetes de bolas de autoalineación			1	1	0.40	$0.4 \cot \alpha$	1	$0.42 \cot \alpha$	0.65	$0.65 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$
Cojinetes de rodillos cónicos y de autoalineación			1	1.2	0.40	$0.4 \cot \alpha$	1	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$

Figura 58. Factores V, X y Y para cojinetes radiales

Fuente: (Norton L, 2011)

Con ello, la carga radial dinámica equivalente, es:

$$P_r = 0.56 * 1 * 374.86$$

$$P_r = 209.92 \text{ N}$$

Obtenida la carga radial dinámica equivalente, se realiza el cálculo de la capacidad dinámica para el rodamiento que utiliza la chumacera.

Para un rodamiento de bolas, esta capacidad es:

$$C_r = f_w P_r L_{10}^{1/3}$$

Donde:

C_r : Capacidad dinámica del rodamiento [N]

f_w : Factor de carga

L_{10} : Vida del rodamiento [1×10^6 rev]

El factor de carga, se selecciona de la Tabla 12

Tabla 12. Factor de carga f_w

Magnitud de choque	f_w	Aplicación
Muy poco o nada de choque	1.0~1.2	Máquinas eléctricas, máquinas herramientas, instrumentos de medición.
Choque ligero	1.2~1.5	Vehículos ferroviarios, automóviles, molinos de rodillos, máquinas para trabajar metales, máquinas para fabricas papel, máquinas impresoras, aeronaves, máquina para textiles, máquinas eléctricas, máquinas de oficina.
Choque pesado	1.5~3.0	Trituradores, equipo agrícola, equipo de construcción, grúas.

Fuente: (NTN, 2004)

El equipo se puede clasificar como una máquina para textiles de choque ligero, por lo tanto el factor de carga es:

$$f_w = 1.5$$

La vida L_{10} del rodamiento se puede obtener mediante:

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 \left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1.483}}$$

Donde:

R_{rod} : Confiabilidad de vida del rodamiento (95%)

L : Vida del rodamiento [revoluciones]

La **Figura 59** muestra la vida del rodamiento en función de las aplicaciones y los servicios.

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h} $\times 10^3$ h				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcc. ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> ● Máquinas de fabricación de papel ● Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos de abastecimiento de agua ● Bombas de drenaje/ventiladores para minería ● Equipos para generación de potencia

Figura 59. Aplicaciones en maquinarias y vida requerida
Fuente: (NTN, 2004)

El equipo desfibrador se puede clasificar como una máquina agrícola pero que se utiliza durante periodos largos, por lo tanto la vida del rodamiento se establece como:

$$L = 10000 h$$

Esta vida del rodamiento debe convertirse a un número de revoluciones según la velocidad nominal del cilindro, por lo tanto:

$$L = 10000 h * \frac{500 \text{ rev}}{\text{min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 h}$$

$$L = 300 \times 10^6 \text{ rev}$$

Luego, la vida L_{10} es:

$$L_{10} = \frac{300 \times 10^6}{0.02 + 4.439 \left[\ln \left(\frac{1}{0.95} \right) \right]^{1.483}}$$

$$L_{10} = 484.6 \times 10^6 \text{ rev}$$

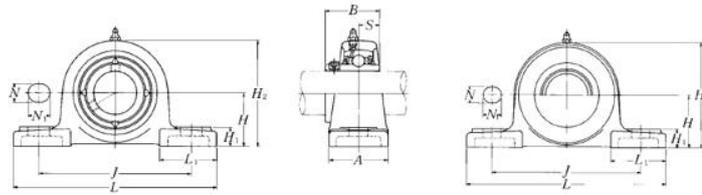
Calculada la vida del rodamiento, se tiene que la capacidad dinámica es:

$$C_r = 1.5 * 209.86 * (484.6)^{1/3}$$

$$C_r = 2.47 \text{ kN}$$

Del catálogo del fabricante de rodamientos NTN, se selecciona una chumacera con el diámetro necesario y una capacidad dinámica igual o mayor (**Figura 60**)

Chumacera tipo puente, alojamiento de acero fundido
Con tornillo de fijación (Prisionero)



Tipo con guardapolvo de acero prensado
Extremo abierto: S-UCP--D1
Extremo cerrado: SM-UCP--D1

Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento	Capacidad básica de carga		Factor ¹⁾ f ₀	Peso	
		H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S			N dinámica C _r	lbf estática C _{0r}		kg	lb
12	UCP201D1	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC201D1	12 800	6 650	13.2	0.21	
1/2	UCP201-008D1	1 3/16	5	3 3/4	1 1/2	1/2	5/8	9/16	2 7/16	1 21/32	1.2205	0.500	3/8	UC201-008D1	2 890	1 500		0.46	
15	UCP202D1	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC202D1	12 800	6 650	13.2	0.20	
9/16	UCP202-009D1	1 3/16	5	3 3/4	1 1/2	1/2	5/8	9/16	2 7/16	1 21/32	1.2205	0.500	3/8	UC202-009D1	2 890	1 500		0.44	
5/8	UCP202-010D1	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC202-010D1	2 890	1 500	0.42		
17	UCP203D1	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC203D1	12 800	6 650	13.2	0.18	
1 1/16	UCP203-011D1	1 3/16	5	3 3/4	1 1/2	1/2	5/8	9/16	2 7/16	1 21/32	1.2205	0.500	3/8	UC203-011D1	2 890	1 500		0.39	
20	UCP204D1	33.3	127	95	38	13	16	14	65	42	31	12.7	M10	UC204D1	12 800	6 650	13.2	0.17	
3/4	UCP204-012D1	1 5/16	5	3 3/4	1 1/2	1/2	5/8	9/16	2 9/16	1 21/32	1.2205	0.500	3/8	UC204-012D1	2 890	1 500		0.39	
25	UCP205D1	36.5	140	105	38	13	16	15	71	42	34.1	14.3	M10	UC205D1	14 000	7 850	13.9	0.20	
1 3/16	UCP205-013D1	1 7/16	5 1/2	4 1/8	1 1/2	1/2	5/8	19/32	2 25/32	1 21/32	1.3425	0.563	3/8	UC205-013D1	3 150	1 770		0.53	
7/8	UCP205-014D1	36.5	140	105	38	13	16	15	71	42	34.1	14.3	M10	UC205-014D1	3 150	1 770		0.51	
15/16	UCP205-015D1	36.5	140	105	38	13	16	15	71	42	34.1	14.3	M10	UC205-015D1	3 150	1 770		0.46	
1	UCP205-100D1	36.5	140	105	38	13	16	15	71	42	34.1	14.3	M10	UC205-100D1	3 150	1 770		0.44	
30	UCP206D1	42.9	165	121	48	17	20	17	83	54	38.1	15.9	M14	UC206D1	19 500	11 300	13.8	0.32	
1 1/16	UCP206-101D1	1 11/16	6 1/2	4 3/4	1 7/8	2 1/32	25/32	2 1/32	3 3/32	2 1/8	1.5000	0.626	1/2	UC206-101D1	4 400	2 540		0.82	
1 1/8	UCP206-102D1	42.9	165	121	48	17	20	17	83	54	38.1	15.9	M14	UC206-102D1	4 400	2 540		0.77	
1 3/16	UCP206-103D1	42.9	165	121	48	17	20	17	83	54	38.1	15.9	M14	UC206-103D1	4 400	2 540		0.73	
1 1/4	UCP206-104D1	42.9	165	121	48	17	20	17	83	54	38.1	15.9	M14	UC206-104D1	4 400	2 540		0.66	

Figura 60. Selección de chumacera tipo puente.
Fuente: (NTN, 2004)

La Tabla 13 resume las características principales de la chumacera seleccionada.

Tabla 13. Características principales de la chumacera

Código de la chumacera	UCP206D1
Diámetro del eje	30 mm
Código del rodamiento	UC206D1
Capacidad básica de carga dinámica	19.5 kN
Capacidad básica de carga estática	11.3 kN

La capacidad básica de carga dinámica del rodamiento seleccionado (19.5 kN) es mucho mayor a la capacidad calculada por la carga radial que existe en el eje (2.47 kN), por lo que se justifica la selección de esta chumacera.

6.11. Diseño del Sistema de Transmisión

6.11.1. Selección del motor eléctrico

La selección del motor eléctrico inicia con el cálculo de la potencia del mismo. La potencia del motor se puede obtener mediante:

$$P_{motor} = \frac{T_e \omega_c}{\eta_{tr}}$$

Donde:

P_{motor} : Potencia requerida en el motor [W]

T_e : Torque ejercido sobre el eje [Nm]

ω_c : Velocidad angular del cilindro de desfibrado [rad/s]

η_{tr} : Eficiencia de la transmisión

Se elige una transmisión por correas para el diseño de la máquina desfibradora, por lo tanto:

$$\eta_{tr} = 0.90$$

Luego, la potencia requerida en el motor es:

$$P_{motor} = \frac{22.80 * 52.36}{0.90}$$

$$P_{motor} = 1326.25 \text{ W} = 1.8 \text{ HP}$$

Debido a las pérdidas por fricción en las chumaceras y al aumento de la inercia por la masa de los discos de soporte, eje principal y pernos, se selecciona un motor con una potencia superior:

$$P_{motor,s} = 3.0 \text{ HP}$$

Donde:

$P_{motor,s}$: Potencia nominal del motor seleccionado [HP]

Del catálogo de motores eléctricos de la marca SIEMENS, se selecciona el siguiente motor (Figura 61)

Referencia	Número de Polos	Potencia nominal	Tensión nominal	Fases	Frecuencia nominal	Tamaño constructivo	Velocidad sincrónica	Velocidad nominal	Eficiencia a plena carga
	Polos	HP	V		Hz		rpm	rpm	%
1LF3030-1BA11-4AA3-Z B09+D80	2	3,0	115/230	1	60	182T	3 600	3 485	78,5
1LF3030-1BA31-6AA3-Z B09+D80	2	5,0	220	1	60	184T	3 600	3 520	82,5
1LF3030-1BB11-4AA3-Z B09+D80	4	3,0	115/230	1	60	182T	1 800	1 740	80,0
1LF3030-1BB31-6AA3-Z B09+D80	4	5,0	220	1	60	184T	1 800	1 750	80,0
1LF3030-2AB11-6AA3-Z B09+D80	4	7,5	220	1	60	213T	1 800	1 760	82,5
1LF3030-2AB21-6AA3-Z B09+D80	4	10,0	220	1	60	215T	1 800	1 760	82,5

Figura 61. Valores eléctricos de motores monofásicos

Fuente: (Siemens, 2019)

En la Tabla 14 se indican las principales características del motor seleccionado y en la Figura 62 las dimensiones.

Tabla 14. Características del motor eléctrico

Características del motor eléctrico	
Marca	SIEMENS
Modelo	1LF3030-1BB11-4AA3-Z B09+D80
Tipo	Monofásico
Serie	1LF3
Potencia nominal	3 HP
Tensión nominal	115/230 V
Frecuencia nominal	60 Hz
Velocidad nominal	1740 rpm
Aislamiento	Clase F
Grado de protección	IP55

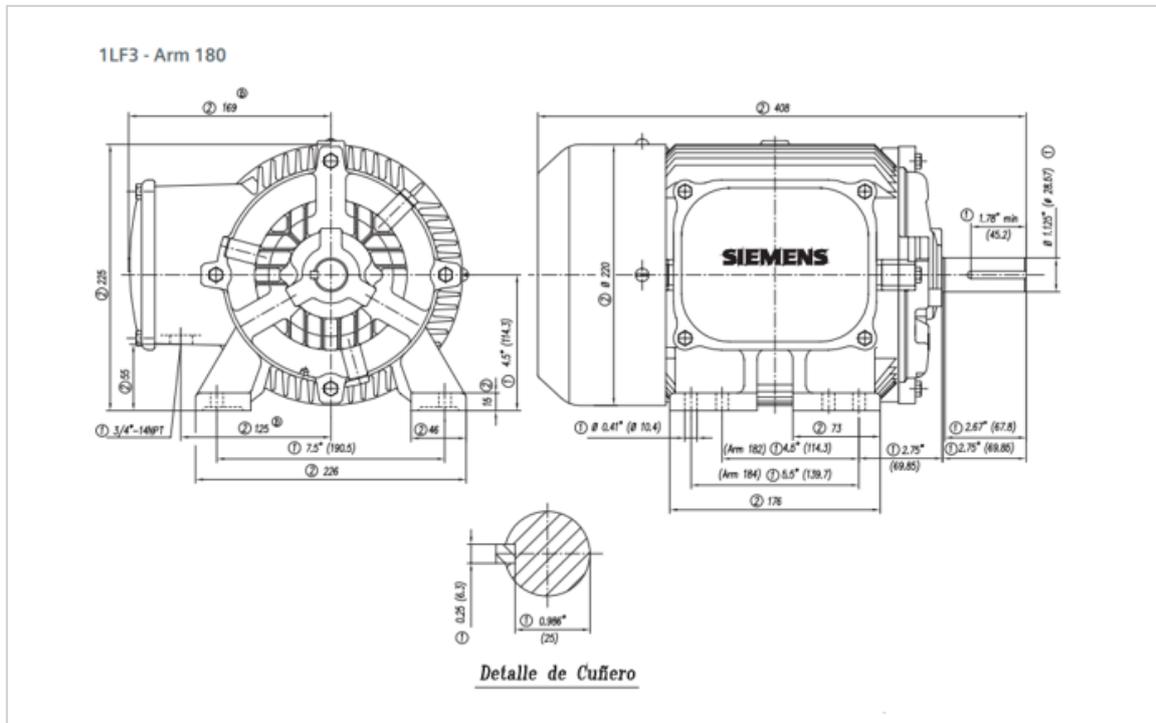


Figura 62. Dimensiones del motor monofásico seleccionado

Fuente: (Siemens, 2019)

6.12. Selección de correas

Para la selección de correas se calcula en primer lugar la relación de transmisión necesaria en el equipo para establecer los diámetros de las poleas.

La relación de transmisión se obtiene mediante:

$$i_t = \frac{\omega_{motor}}{\omega_c}$$

Donde:

i_t : Relación de transmisión de velocidad

ω_{motor} : Velocidad nominal del motor [rpm]

Dado que se conoce la velocidad angular del cilindro de desfibrado, se tiene:

$$i_t = \frac{1740}{500}$$

$$i_t = 3.48$$

Luego de ello, se debe definir el diámetro de la polea conductora. Del catálogo del fabricante de poleas y correas INTERMEC, se tiene la **Tabla 15** donde se indica el diámetro mínimo de la polea conductora en función de la potencia y la velocidad angular del motor.

Tabla 15. Diámetros mínimos de poleas recomendados para motores eléctricos

Diámetros mínimos en mm				
Caballos de fuerza (HP)	RPM de Motor			
	900	1200	1800	3600
0.50	65	-	-	-
0.75	65	65	-	-
1.00	65	65	60	-
1.50	75	65	65	60
2.00	75	65	65	65
3.00	75	75	65	65
5.00	100	75	75	65
7.50	115	100	75	75
10.00	115	115	100	75
15.00	135	115	115	100
20.00	155	135	115	115
25.00	170	155	115	115
30.00	170	170	135	-
40.00	210	170	155	-
50.00	230	210	170	-
60.00	260	230	190	-
75.00	260	260	230	-
100.00	350	350	250	-
125.00	380	350	280	-
150.00	465	350	-	-
200.00	550	-	-	-
250.00	-	-	-	-
300.00	-	-	-	-

Fuente: (Intermec)

Ya que se tiene una velocidad del motor de 1740 rpm y potencia de 3 HP, el diámetro mínimo de la polea conductora es 65 mm. El diámetro establecido finalmente es:

$$d_{pc} = 63.5 \text{ mm} = 2.5''$$

Donde:

d_{pc} : Diámetro de polea conductora [in]

Luego, el diámetro de la polea conducida o del eje principal es:

$$D_{pe} = d_{pc} i_t$$

Donde:

D_{pe} : Diámetro de la polea conducida [in]

$$D_{pe} = 2.5 * 3.48 = 8.7''$$

Ajustando este valor, se tiene:

$$D_{pe} = 215.9 \text{ mm} = 8.5''$$

A continuación, se obtiene la distancia entre centros de las poleas de transmisión. Del catálogo de (Intermec) nos dice que para la distancia entre centros tenemos de 0.7 a 2 (D + d).

Se toma la distancia recomendada, por lo tanto, la distancia entre centros es:

$$l_{dc} = 1.5(D_{pe} + d_{pc})$$

Donde:

l_{dc} : Distancia entre centros de las poleas [mm]

Reemplazando los valores conocidos, se tiene:

$$l_{dc} = 1.5(215.9 + 63.5)$$

$$l_{dc} = 419.1 \text{ mm}$$

El procedimiento restante para la selección de las correas se realiza mediante el catálogo del fabricante MARTIN. En primer lugar, se calcula la potencia de diseño mediante:

$$P_{diseño} = P_{motor,s} f_s$$

Donde:

$P_{diseño}$: Potencia de diseño [HP]

f_s : Factor de servicio

El factor de servicio se obtiene de la **figura 63**

FACTORES DE SERVICIOS TÍPICOS						
TIPOS DE MÁQUINAS DE TRANSMISIÓN	TIPOS DE UNIDADES MOTRICES					
Los tipos de máquinas impulsadas aquí listadas son solo una muestra representativa. Seleccione el equipo que se aproxime más a su aplicación. SI SE UTILIZAN RUEDAS LOCAS, AÑADA LO SIGUIENTE AL FACTOR DE SERVICIO: Rueda Loca en el lado suelto (adentro) Ninguno Rueda Loca en el lado suelto (afuera) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (adentro) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (afuera) 0.2	MOTORES ELÉCTRICOS AC Torque Normal Jaula de Ardilla y Síncrono AC Fase Dividida DC Devanado en Derivación Motores de Combustión Interna			MOTORES ELÉCTRICOS AC Alto Torque AC Hi-Fase Dividida AC Repulsión-Inducción AC Monofásico Devanado en Serie AC Anillo de Deslizamiento DC Devanado Compuesto		
	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para Líquidos Sopladores y Aspiradoras Bombas centrífugas y Compresoras Ventiladores hasta 10 HP Transportadores de Trabajo Ligero	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Transportadores de Banda para arena, grano, etc. Amasadora Ventiladores de más de 10 HP Generadores Ejes de Línea Máquinas de Lavandería Máquinas-Herramientas Taladros, Prensas, Cortadores Máquinas de Imprenta Bombas Rotatorias de Desplazamiento Positivo Cribas Giratorias y Vibratorias	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquinas para Ladrillos Elevadores de Cangilones Excitadores Compresores de Pistones Transportadores (Rastras, Helicoidales, Tablillas) Molinos de Martillos Hidropulper Bombas de Pistones Sopladores de Desplazamiento Positivo Pulverizadores Máquinas para Madera y Sierras Maquinaria Textil	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Quebradoras (Giratorias-Mordaza-Rodillos) Molinos (Bolas, Rodillos) Grúas Calandrias de hule — Extrusoras — Molinos	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6
Equipo con Ahogador	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

Figura 63. Factores de servicios típicos
Fuente: (Martin)

Dado que se trata de un tipo de máquina textil, de servicio normal y que es impulsada con un motor AC monofásico, el factor de servicio es:

$$f_s = 1.5$$

Por lo tanto, la potencia de diseño es:

$$P_{diseño} = 3 * 1.5$$

$$P_{diseño} = 4.5 \text{ HP}$$

A partir de la potencia de diseño, se puede seleccionar el tipo de perfil de la correa. De la **Figura 64** se puede seleccionar el tipo de perfil en correas convencionales.

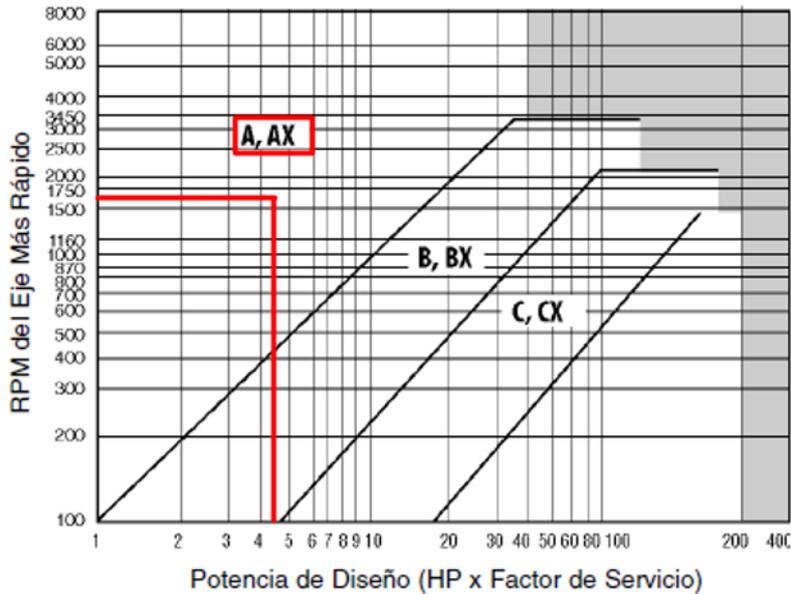


Figura 64. Tipos de perfil de correa, en función de la potencia y la velocidad del motor
Fuente: (Martin)

La velocidad angular del eje más rápido es de 1740 rpm y la potencia de diseño es de 4.5 HP, por lo que el perfil recomendado es:

Tipo de perfil de correa: A

Definido el perfil de la correa, se procede a establecer la potencia transmitida por cada correa. De la **Figura 65** se ubica la relación de transmisión del equipo (según los diámetros de las poleas es 3.4) y la velocidad angular nominal del motor.

Relación de Velocidad		Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda									Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco							
				3600 RPM Motriz			1750 RPM Motriz			1160 RPM Motriz			Designación de Largo de Banda A/AX							
				Motriz D.P.	Impuls. D.P.	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	26	31	35	38	42	46
3.25	4.8	15.6	1077	8.27	9.39	538	5.34	5.76	357	3.87	4.13	—	—	—	—	—	—	—		
3.26	4.6	15.0	1073	7.77	8.85	537	5.00	5.41	356	3.63	3.88	—	—	—	—	—	—	—		
3.27	6.0	19.6	1071	10.88	12.32	536	7.30	7.77	355	5.30	5.57	—	—	—	—	—	—	—		
3.30	4.0	13.2	1061	6.17	7.14	530	3.96	4.36	352	2.88	3.14	—	—	—	—	—	—	11.7		
3.31	3.2	10.6	1057	3.82	4.68	528	2.52	2.91	350	1.87	2.12	—	—	—	—	10.1	12.3	14.9		
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.0	0.0	0.0	0.0	0.77	0.81	0.86			
3.33	3.6	12.0	1050	5.03	5.94	525	3.24	3.64	348	2.38	2.63	—	—	—	—	—	10.6	13.2		
3.33	5.4	18.0	1050	9.66	10.92	525	6.33	6.78	348	4.59	4.86	—	—	—	—	—	—	—		
3.38	5.8	19.6	1036	10.49	11.87	518	6.98	7.44	343	5.07	5.34	—	—	—	—	—	—	—		
3.39	4.6	15.6	1032	7.77	8.85	516	5.00	5.41	342	3.63	3.88	—	—	—	—	—	—	—		
3.41	4.4	15.0	1027	7.26	8.29	513	4.65	5.06	340	3.38	3.64	—	—	—	—	—	—	—		

Figura 65. Características de la banda tipo A (Potencia transmitida, Velocidad, distancia entre centros y factor de corrección)
Fuente: (Martin)

Por lo tanto, la potencia transmitida por cada correa es:

$$P_{correa} = 4.65 \text{ HP}$$

Donde:

P_{banda} : Potencia transmitida por cada correa [HP]

Esta potencia se corrige mediante la siguiente ecuación:

$$P_{c,c} = f_{cla} P_{correa}$$

Donde:

$P_{c,c}$: Potencia transmitida por correa corregida [HP]

f_{cla} : Factor de corrección por longitud y arco

El factor de corrección por longitud y arco se obtiene de la **Figura 66** en función de la distancia entre centros de las poleas.

Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco												Combinación de Poleas		Relación de Velocidad
Designación de Largo de Banda A/AX												Motriz D.P.	Impulsada D.P.	
55	60	68	75	80	85	90	96	105	112	120	128			
—	13.6	17.8	21.4	24.0	26.6	29.1	32.2	36.7	40.3	44.3	48.3	4.8	15.6	3.25
11.6	14.3	18.5	22.1	24.7	27.3	29.8	32.8	37.4	40.9	45.0	49.0	4.6	15.0	3.26
—	—	—	16.7	19.3	22.0	24.6	27.7	32.3	35.9	40.0	44.0	6.0	19.6	3.27
13.9	16.5	20.6	24.2	26.7	29.3	31.8	34.8	39.4	42.9	46.9	50.9	4.0	13.2	3.30
16.9	19.5	23.5	27.1	29.6	32.1	34.6	37.6	42.1	45.7	49.7	53.7	3.2	10.6	3.31
0.88	0.91	0.96	0.99	1.01	1.03	1.04	1.06	1.09	1.11	1.13	1.15			
15.3	17.9	22.0	25.6	28.1	30.6	33.1	36.2	40.7	44.2	48.2	52.2	3.6	12.0	3.33
—	—	14.9	18.7	21.3	23.9	26.5	29.6	34.2	37.7	41.8	45.8	5.4	18.0	3.33
—	—	—	16.8	19.5	22.1	24.7	27.8	32.5	36.0	40.1	44.2	5.8	19.6	3.38
—	13.7	17.9	21.6	24.2	26.7	29.3	32.3	36.9	40.4	44.4	48.5	4.6	15.6	3.39
11.7	14.4	18.7	22.3	24.8	27.4	29.9	33.0	37.5	41.1	45.1	49.1	4.4	15.0	3.41

Figura 66. Distancia nominal entre centro y factor de corrección por longitud

Fuente: (Martin)

La distancia entre centros corresponde a 16.5 pulgadas. Realizando una interpolación lineal, se tiene que el factor de corrección por longitud y arco es:

$$f_{cla} = 0.93$$

Luego, la potencia por correa corregida es:

$$P_{c,c} = 0.93 * 4.65$$

$$P_{c,c} = \mathbf{4.32 \text{ HP}}$$

A partir de la potencia corregida, se puede calcular el número de correas requeridas mediante:

$$N_{correas} = \frac{P_{diseño}}{P_{c,c}}$$

Donde:

$N_{correas}$: Número de correas requeridas

El número de correas necesarias es:

$$N_{correas} = \frac{4.5}{4.32}$$

$$N_{correas} = 1.04$$

Este valor se redondea al inmediato superior:

$$N_{correas} = 2$$

El último paso de la selección de las correas consiste en el cálculo de la longitud de las mismas. Para ello se tiene la siguiente ecuación:

$$L_{correa} = 2l_{dc} + 1.57(D_{pe} + d_{pc}) + \frac{(D_{pe} + d_{pc})^2}{4l_{dc}}$$

Donde:

L_{correa} : Longitud de la correa [in]

$$L_{correa} = 2 * 16.5 + 1.57(8.5 + 2.5) + \frac{(8.5 + 2.5)^2}{4 * 16.5}$$

$$L_{correa} = 52.1 \text{ in}$$

En la Tabla 16 se muestran las características principales del sistema de transmisión de potencia.

Tabla 16. Características del sistema de transmisión de potencia

Características de la transmisión	
Diámetro polea conductora	2.5" (65 mm)
Diámetro polea conducida	8.5" (215.9 mm)
Distancia entre centros	16.5" (419.1 mm)
Relación de transmisión	3.4
Tipo de perfil de correa y poleas	Perfil A
Número de correas y ranuras de polea	2
Designación de correa	A-52

6.13. Diseño de la carcasa exterior

La carcasa exterior que cubre el cilindro de desfibrado se compone de dos partes. Una parte inferior fija y una parte superior móvil que se puede girar para poder realizar mantenimiento y limpieza del equipo. La **Figura 67** muestra una vista en corte con las principales dimensiones de la carcasa y las partes superior e inferior.

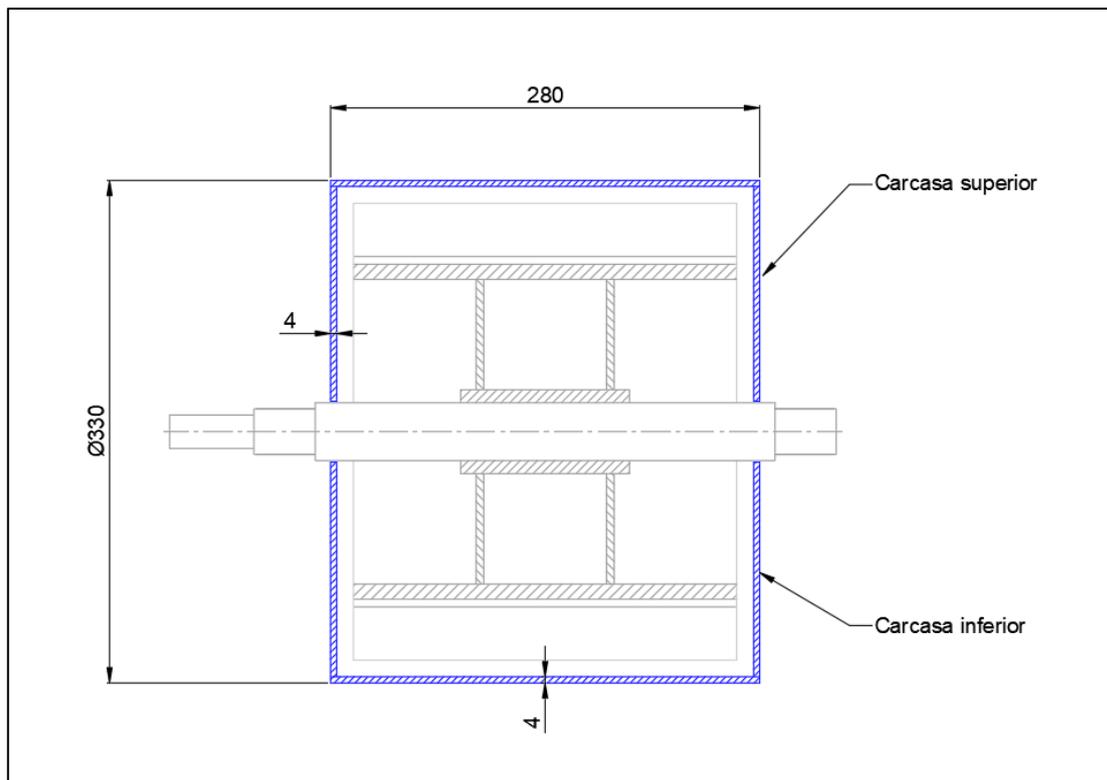


Figura 67. Vista en corte con las principales dimensiones de la carcasa y las partes superior e inferior

Fuente: Autor

La carcasa es más grande que el cilindro de desfibrado para evitar atascamientos de la hoja de agave. La carcasa superior incluye una entrada para el ingreso de las hojas hacia el cilindro de desfibrado, una bisagra para el giro de la misma y un corte lateral para que permita el ensamblaje del eje principal. La **Figura 68** muestra una vista lateral de la carcasa superior.

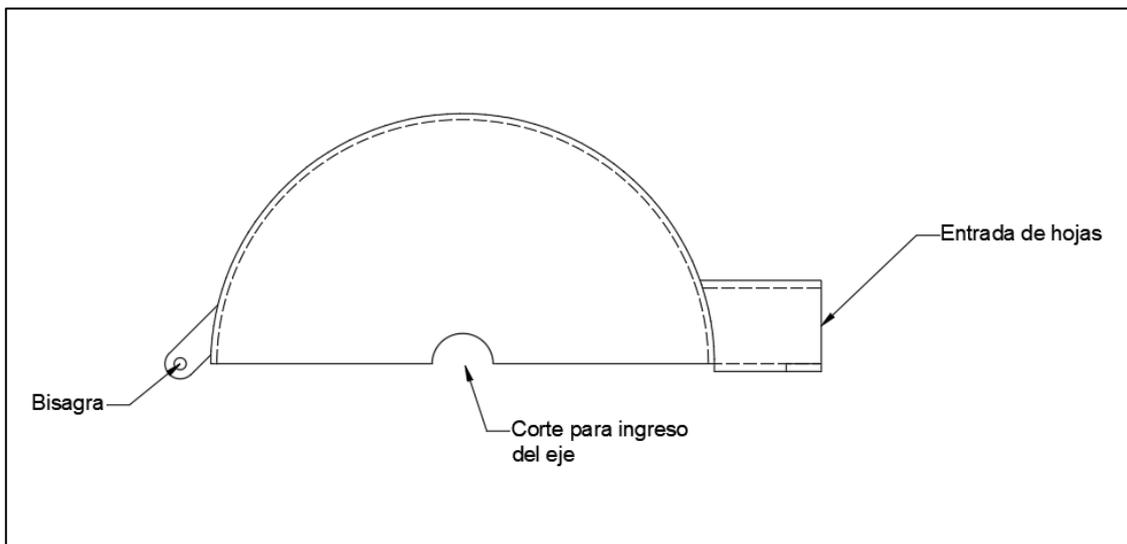


Figura 68. Vista lateral de la carcasa superior.

Fuente: Autor

La carcasa inferior, por su parte, incluye una salida para los residuos del proceso de desfibrado, además de la bisagra y del corte para el montaje del eje (**Figura 69**).

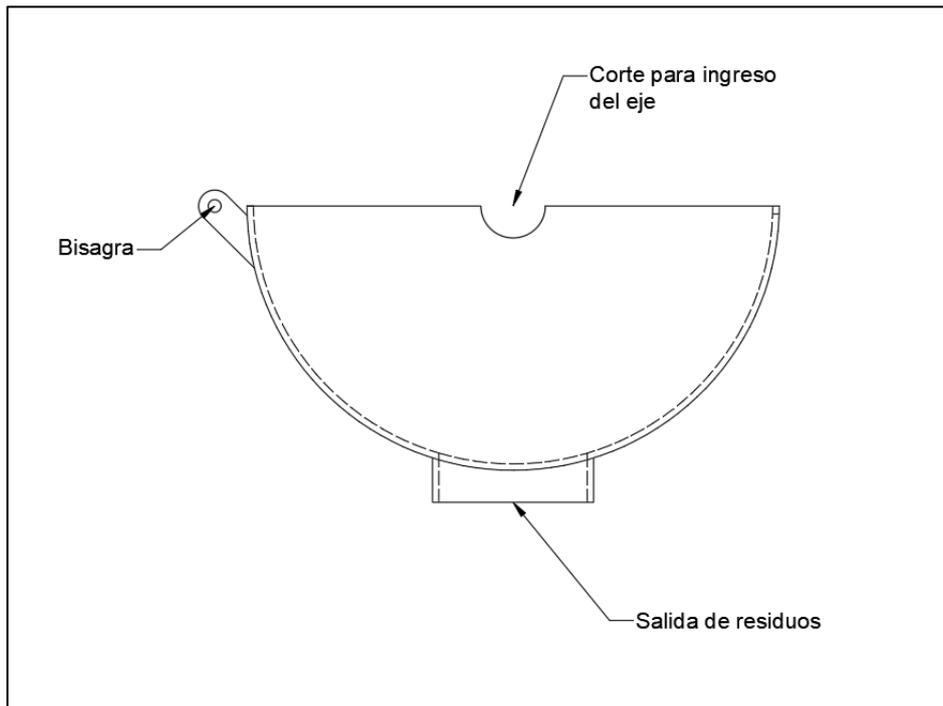


Figura 69. Vista lateral de la carcasa inferior.

Fuente: Autor

El material seleccionado para la construcción de la carcasa es acero ASTM A36.

6.14. Diseño de la base de soporte

La base del equipo de desfibrado se dimensiona teniendo en cuenta que debe soportar elementos de la máquina como: chumaceras y eje, carcasa y motor.

En la **Figura 70** se muestran dos vistas laterales de la estructura con los elementos que soporta de la máquina.

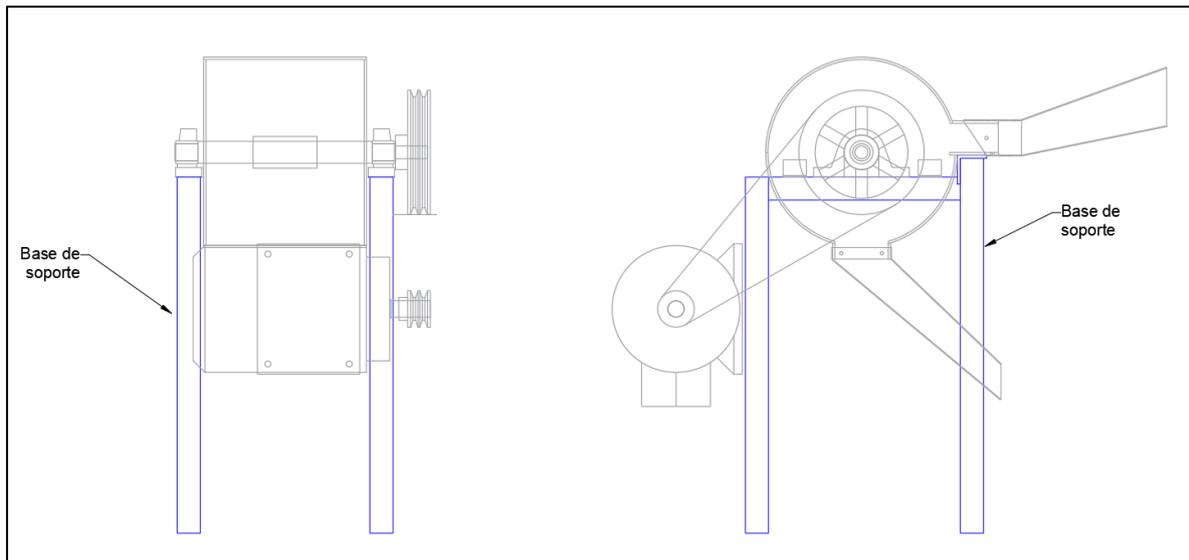


Figura 70. Vistas laterales de la estructura con los elementos que soporta de la máquina
Fuente: Autor

La estructura se compone de (**Figura 71**):

- **Tubo estructural cuadrado:** 40 x 3 [mm]
- **Perfil angular:** 50 x 5 [mm]
- **Placa plana rectangular:** 371.8 x 226 x 5 [mm]

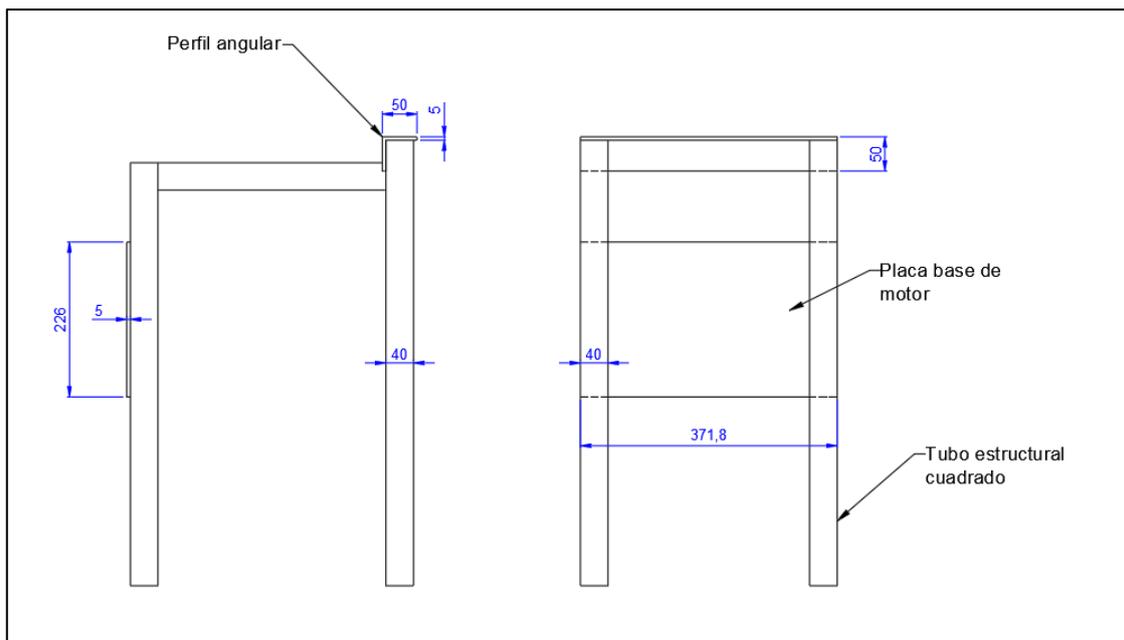


Figura 71. Dimensiones de la estructura de la máquina (mm)
Fuente: Autor

El material de los elementos de la estructura base es acero ASTM A36.

Una vista tridimensional de la base de soporte se puede observar en la **Figura 72**

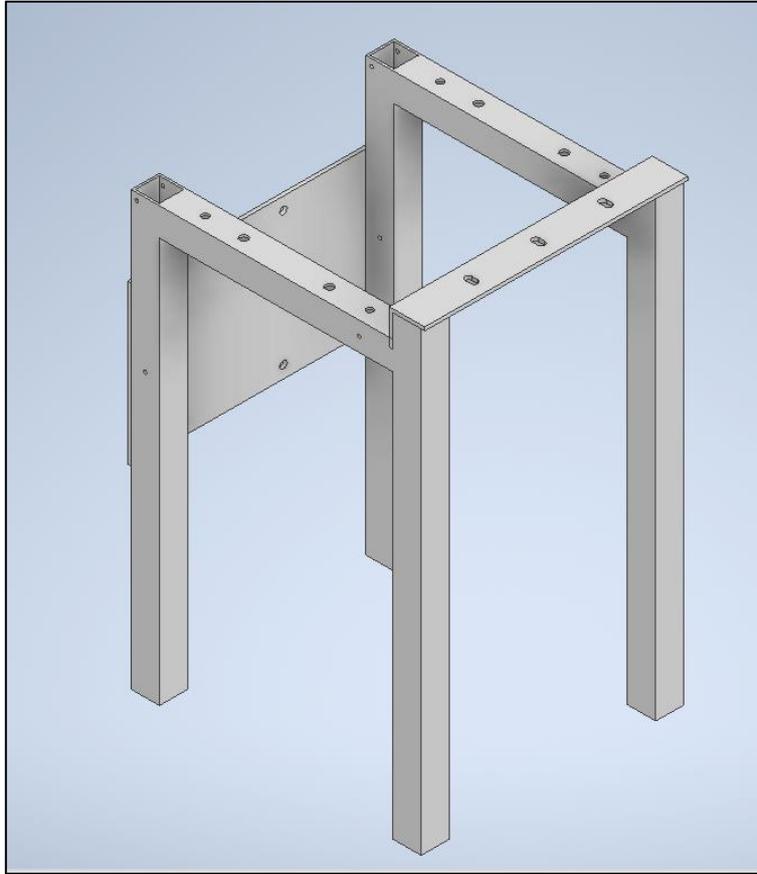


Figura 72. Vista en 3D del bastidor
Fuente: Autor

6.15. Esquema eléctrico

El motor monofásico que se utiliza para el funcionamiento de la máquina tiene una capacidad de 3 hp, en el cual durante su funcionamiento pueden ocurrir diversas alteraciones como sobrecarga o cortocircuito, para evitar estas alteraciones se utilizan diferentes dispositivos de protección.

Dispositivos a utilizar:

- Disyuntor eléctrico
- Contactor
- Relé térmico
- Pulsador normalmente abierto (ON)
- Pulsador normalmente cerrado (OFF)
- Interruptor normalmente cerrado (Emergencia)
- Luces de señalización (verde, roja, amarillo)

Mediante el software Cade Simu v 4.0, se realiza el esquema eléctrico que consta del circuito de fuerza y circuito de control.

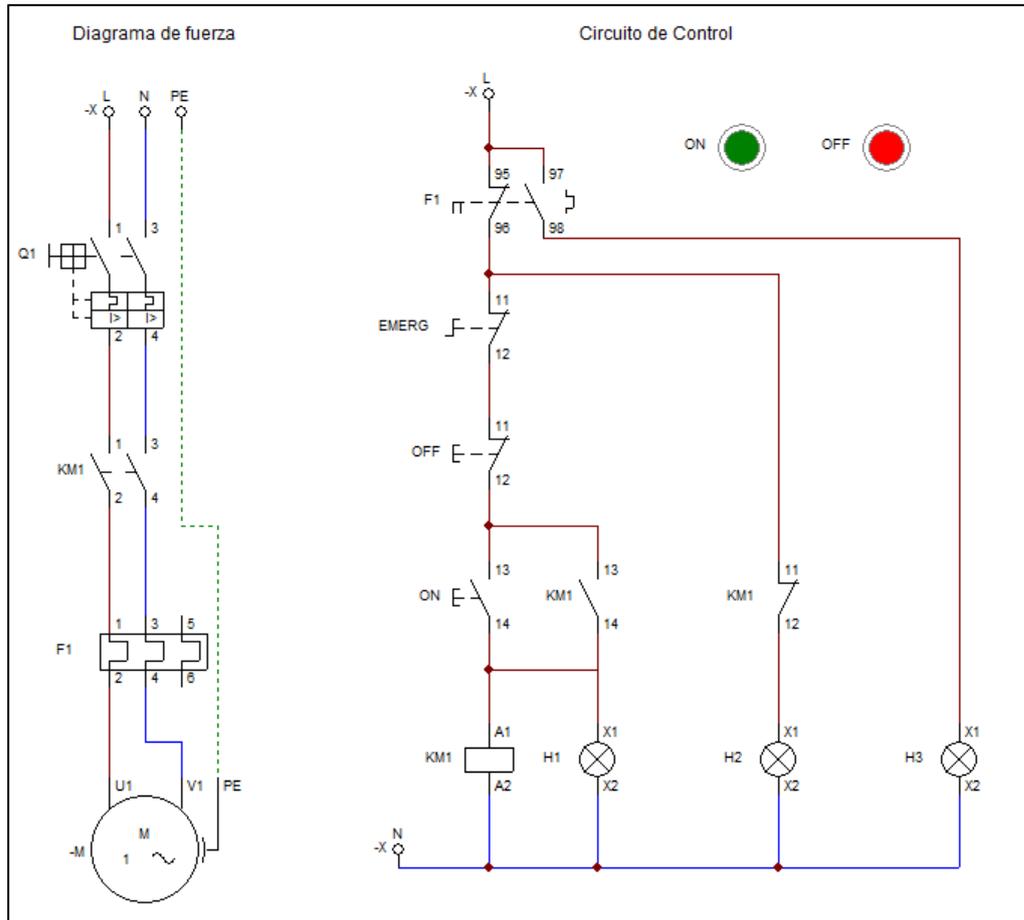


Figura 73. Esquema eléctrico de motor monofásico

Fuente: Autor

El circuito de fuerza está compuesto por un disyuntor eléctrico (Q1), donde se conecta la línea de fase y el neutro, seguido se conecta el dispositivo de control que es el contactor (KM1), cuya función es cerrar o abrir el circuito, los contactos de fuerza del contactor son 1-2, 3-4 y los contactos de mando o control son 13-14 (normalmente abierto), 11-12 (normalmente cerrado), a la salida del contactor se conecta el relé térmico (F1), que es el encargado de proteger al motor (M), y como último apartado se tiene el motor, que va conectado con una protección de puesta a tierra (PE).

En el circuito de mando o control, se observa los terminales del relé térmico (95, 96, 98), también se tiene los pulsadores OFF para apagar el motor y ON encendido del motor, en caso de alguna emergencia está el interruptor (EMERG). También se tiene 3 luces de señalización, que nos permite ver, cuando se enciende el motor (luz verde), cuando se apaga el motor o en

caso de accionar el interruptor de emergencia (luz roja) y en caso de alguna sobrecarga o cortocircuito mediante el relé térmico (luz amarilla).

6.16. Análisis de costos

Para llevar a cabo la construcción de la máquina de desfibra, se toman en consideración los siguientes costos.

- Costos directos
- Costos indirectos
- Costos imprevistos

6.16.1. Costos directos.

Son aquellos que se refieren a costos de materiales para la construcción de la máquina, costos de mano de obra, costos de usos equipos, maquinaria y herramientas, costos de transporte de materiales.

Tabla 17. Costos de materiales

Ítem	Material/Equipo	Cantidad	Costo unitario	Subtotal
1	Eje principal SAE 1020 38mm de diámetro.	0.435 m	\$ 30.00	\$ 13.05
2	Chumaceras Acero fundido 30mm de diámetro.	2	\$ 7.00	\$ 14.00
3	Tubo estructural cuadrado 40 x 3 (mm)	1	\$ 2.00	\$ 30.00
4	Perfil angular 50 x 5 (mm)	1	\$ 20.00	\$ 20.00
5	Placa rectangular 371.8 x 226 x 5(mm)	1.2	\$ 2.00	\$ 2.40
6	Plancha de acero ASTM A36 por 4mm de espesor	1	\$ 30.00	\$ 30.00
7	Barra perforada de diámetro interior de 38 mm y exterior de 55 mm	0.11 m	\$ 20.00	\$ 2.20
8	Tornillería	1	\$ 20.00	\$ 20.00
9	Polea de aluminio dos canales tipo A de 2.5"	1	\$ 5.00	\$ 5.00
10	Polea de aluminio dos canales tipo A de 8.5"	1	\$ 8.00	\$ 8.00
11	Correa trapezoidal A-52	2	\$ 6.00	\$ 12.00
12	Motor monofásico Siemens de 3Hp	1	\$ 400.00	\$ 400.00
13	Disyuntor eléctrico	2	\$ 15.00	\$ 30.00
14	Relé térmico	1	\$ 28.00	\$ 28.00
15	Pulsador	2	\$ 4.00	\$ 8.00
16	Paro de emergencia	1	\$ 8.00	\$ 8.00
17	Luz piloto	3	\$ 4.00	\$ 12.00
18	Gabinete metálico	1	\$ 50.00	\$ 50.00
19	Borneras	4	\$ 2.00	\$ 3.60
20	Conductor AWG 18	3	\$ 0.40	\$ 1.20
20	Conductor AWG 12	4	\$ 0.70	\$ 2.80
21	Contactador	1	\$ 23.00	\$ 23.00
Total				723.25

Tabla 18. Costo de mano de obra

COSTOS DE MANO DE OBRA				
Ítem	Categoría	Horas	Costo/H	Subtotal
1	Mecanizado	3	\$ 20.00	\$ 60.00
2	Soldadura eléctrica convencional	4	\$ 15.00	\$ 60.00
3	torno	2	\$ 30.00	\$ 60.00
4	Corte de material	2	\$ 35.00	\$ 70.00
Total				\$ 250.00

6.16.2. Costos indirectos

Tabla 19. Costos indirectos

COSTOS INDIRECTOS		
Ítem	Descripción	Subtotal
1	Transporté de material	\$ 30.00
2	Otros	\$ 30.00
Total		\$ 60.00

6.16.3. Costo total

Tabla 20. Costo total

COSTO TOTAL		
Ítem	Descripción	Subtotal
Costos Directos		
1	Materiales	\$ 723.25
2	Mano de obra	\$ 250.00
3	Costos indirectos	\$ 60.00
Total		\$ 1,033.25

7. Discusión

El presente proyecto consistió en diseñar una máquina desfibradora de hojas de agave. Para alcanzar los objetivos planteados primero se realizó un levantamiento de información a partir de otras máquinas desfibradoras, donde mediante el método de la matriz de toma de decisiones se permitió ponderar valores para evaluar cada una de las características del mecanismo a diseñar y de esta manera definir la mejor alternativa de diseño.

Para la selección del tipo de mecanismo se propuso 4 alternativas de diseño, resultando como mejor alternativa el desfibrado de hojas mediante impacto con cuchillas, accionada con un motor eléctrico, con tolva horizontal y sin depósito para ubicación de fibras.

Mediante un prototipo de prueba, que emula el funcionamiento del tipo de mecanismo seleccionado, se realizó ensayos con el fin de determinar experimentalmente parámetros importantes como: energía de desfibrado, espesor de desfibrado y número de golpes para desfibrar las pencas, parámetros importantes para configurar y diseñar los diversos componentes de la máquina.

La máquina se divide en las siguientes partes principales: base o bastidor, carcasa, tolva entrada, descarga, cilindro de desfibrado, cuchillas, motor eléctrico y tablero de control. Una vez realizados todos los cálculos y dimensionamientos de las piezas que conforman la máquina, se procedió a elaborar los planos de cada elemento, tomando en cuenta las normativas de dibujo técnico mecánico.

Este es uno de los primeros trabajos en la localidad que incluye un estudio experimental.

Los autores (Espín & Tello, 2015) realizaron ensayos y pruebas en una máquina descortezadora, logrando analizar algunos factores como la calidad de desfibrado, distancia optima de desfibrado que fue de 0.4 y 0.5 mm, mientras que en nuestro estudio experimental que se realizó determinamos una distancia de desfibrado de 0.2 mm obteniendo una buena calidad de desfibrado.

El autor (Mayorga, 2001) propone un diseño de rotor mediante unos clavos que gira a 1720 rpm, cual la limpieza de la fibra no es buena, mientras que nuestro equipo se diseñó con 12 cuchillas que nos da una buena limpieza de la fibra y dando una producción de 10kg/h.

8. Conclusiones

En base a la investigación realizada en los diferentes documentos bibliográficos se analizó el proceso de desfibrado de hojas y de los diferentes modelos de máquinas desfibradoras. Con esta información se comprendió el proceso de desfibrado de hojas.

Para determinar los parámetros para la máquina desfibradora se realizó una fase experimental con la cual se determinó la fuerza de impacto necesaria para el desfibrado que fue de 1052.75N, la velocidad de angular de 500 rpm, la energía absorbida por el agave es de 42.11 J, tomando en cuenta estos parámetros, se diseñó cada elemento de la máquina.

Se calculó, diseñó y seleccionó los elementos constitutivos de la máquina desfibradora, obteniendo la potencia requerida del motor de 3 HP a 1740 rpm, dando una producción de 10kg/h, las cuchillas corresponden a un perfil angular de 40 x 40 x 5 mm y una longitud a lo largo del cilindro de 250mm, la transmisión de potencia es mediante 2 bandas tipo A.

Mediante el Software Inventor se dimensionó la estructura de la máquina que está conformado por: base o bastidor, carcasa, tolva entrada, descarga, cilindro de desfibrado, cuchillas, motor eléctrico.

9. Recomendaciones

Seguir Investigando sobre máquinas desfibradoras que hay en el mercado con el fin de analizar el rendimiento y eficiencia de cada una, proponiendo mejoras en la máquina.

Seguir analizando los diferentes agaves que son susceptibles a desfibrarse para proponer nuevos diseños de máquinas desfibradoras, teniendo en cuenta la seguridad del operario.

Para futuras investigaciones de máquinas desfibradoras aprovechar los residuos que genera el agave, por ejemplo: la elaboración de abono natural o producción de biocombustibles.

10. Bibliografía

- (FUNOF), F. p., & Colombia, A. d. (2014). *Caracterización del Fique (Furcraea andina)*. colombia.
- Budynas, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico: McGraw-Hill.
- Cade Simu . (25 de Agosto de 2023). Obtenido de <https://cade-simu.com/>
- CORTEZ. (1977). *Diseño y construcción de una defibradora de cabuya portátil*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Dominguez, L., Velasco, A., Jacome, P., & García, I. (2022). Alternativa de diseño para automatizar el proceso de desfibrado manual en la obtención de fibras naturales usando SolidWorks . *Ciencia Latina* , 130-144.
- Espín C, L. D., & Tello M, J. P. (2015). *Diseño y construcción de una desfibradora de hojas y pseudotallos para obtener material lignocelulósico utilizar como refuerzo de polímeros*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Espín, C., & Tello, M. (2015). *Diseño y construcción de una desfibradora de hojas y pseudotallos para obtener material lignocelulósico a utilizar como refuerzo de polimeros*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Intermec, S. (s.f.). *Poleas en "V"*. Bogotá.
- Jurado Arturo, F. M., & Checa Gordillo, C. M. (2014). *Mejoramiento de la calidad de la fibra de cabuya y su aplicacion*. Ibarra.
- Kuznetsov, M. (25 de Agosto de 2023). *Relé térmico* . Obtenido de https://www.ecured.cu/Rel%C3%A9_t%C3%A9rmico
- López, L. (s.f.). Estudio sobre el Henequén, Sisal y Cabuya. *Revista de Agricultura*, 449-458.
- Mayorga, E. (2001). Evaluación funcional de una máquina desfibradora de lechugilla. 37.
- Norton L, R. (2011). *Diseño de máquinas* . México: Pearson.
- NTN. (2004). *Rodamientos de Bolas y de Rodillos*.
- Nuñez, M. (25 de Agosto de 2023). *Motor electrico*. Obtenido de <https://blog.generaclatam.com/motor-el%C3%A9ctrico>
- Ortega, Y. (2006). Prueba de impacto: ensayo Charpy. *Revista mexicana de fisica E 52*, 51-57.
- Perez Mejia, J. A. (1974). *El Fique su taxonomia cultivo y tecnologia* . Medellin: Editorial Colina.
- Perez Mejia, J. A. (1974). *EL FIQUE. Su Taxonomia Cultivo y Tecnologia*. Medellin-Colombia: Colina.

- Pérez, J., & Merino, M. (2017). Obtenido de <https://definicion.de/disuntor>
- Ramírez Sánchez, J. (2009). *Manual Inventor* . Cuautitlan.
- Siemens. (2019). *Simotics. El portafolio de motores eléctricos más amplios del mundo* .
- Snyder, B., Bussard, j., Dolak, J., & Weiser. (2006). Descortezadora de sisal portátil para agricultores de Kenia. *Revista internacional para el aprendizaje del servicio en ingeniería*, 92-116.
- Vaello, J. (25 de Agosto de 2023). *Contactador*. Obtenido de <https://automatismoindustrial.com/curso-carnet-instalador-baja-tension/d-automatizacion/1-2-control-de-potencia-aparamenta-electrica/contactadores/>
- Vanegas Useche, L. V. (2018). *Diseño de elementos de máquinas* . Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira.
- Yépez, L., & Esparta, M. (2009). *Perfil de las demas cuerdas y cordajes del género agavve (fibras de cabuya, sisal, etc)*. Ecuador.
- Young, H. D., & Freedman, R. A. (2013). *Física Universitaria* . Mexico: Pearson Educacion de Mexico.

11. Anexos

Anexo 1. Características de chumacera de pared.

**Chumacera tipo puente, alojamiento de acero fundido
Con tornillo de fijación (Prisionero)**

Tipo con guardapolvo de acero prensado
Extremo abierto: S-UCP---D1
Extremo cerrado: SM-UCP---D1

Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento	Capacidad básica de carga		Factor ¹⁾ <i>f₀</i>	Peso	
		<i>H</i>	<i>L</i>	<i>J</i>	<i>A</i>	<i>N</i>	<i>N_i</i>	<i>H₁</i>	<i>H₂</i>	<i>L_i</i>	<i>B</i>	<i>S</i>			<i>N</i> dinámica <i>C_r</i>	<i>lbf</i> estática <i>C_e</i>		<i>kg</i>	<i>lb</i>
12 1/2	UCP201D1 UCP201-008D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 1/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC201D1 UC201-008D1	12 800 2 890	6 650 1 500	13.2	0.21 0.46	
15 9/16 5/8	UCP202D1 UCP202-009D1 UCP202-010D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 1/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1	12 800 2 890	6 650 1 500	13.2	0.20 0.44 0.42	
17 1 1/16	UCP203D1 UCP203-011D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 1/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC203D1 UC203-011D1	12 800 2 890	6 650 1 500	13.2	0.18 0.39	
20 3/4	UCP204D1 UCP204-012D1	33.3 1 5/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	65 2 9/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC204D1 UC204-012D1	12 800 2 890	6 650 1 500	13.2	0.17 0.39	
25 1 3/16 7/8 15/16	UCP205D1 UCP205-013D1 UCP205-014D1 UCP205-015D1 UCP205-100D1	36.5 1 7/16	140 5 1/2	105 4 1/8	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	15 19/32	71 2 25/32	42 1 21/32	34.1 1.3425	14.3 0.563	M10 3/8	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1	14 000 3 150	7 850 1 770	13.9	0.20 0.53 0.51 0.46 0.44	
30 1 1/16	UCP206D1	42.9	165	121	48	17	20	17	83	54	38.1	15.9	M14	UC206D1	19 500	11 300		0.32	
1 1/8 1 3/16 1 1/4	UCP206-101D1 UCP206-102D1 UCP206-103D1 UCP206-104D1	1 1/16	6 1/2	4 3/4	1 7/8	2 1/32	2 5/32	2 1/32	3 9/32	2 1/8	1.5000	0.626	1/2	UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1	4 400	2 540	13.8	0.82 0.77 0.73 0.66	

Figura 74. Selección de chumacera tipo puente.

Fuente: (NTN, 2004)

Anexo 2. Características del motor seleccionado.

Tabla 21. Características del motor eléctrico
Características del motor eléctrico

Marca	SIEMENS
Modelo	1LF3030-1BB11-4AA3-Z B09+D80
Tipo	Monofásico
Serie	1LF3
Potencia nominal	3 HP
Tensión nominal	115/230 V
Frecuencia nominal	60 Hz
Velocidad nominal	1740 rpm
Aislamiento	Clase F
Grado de protección	IP55

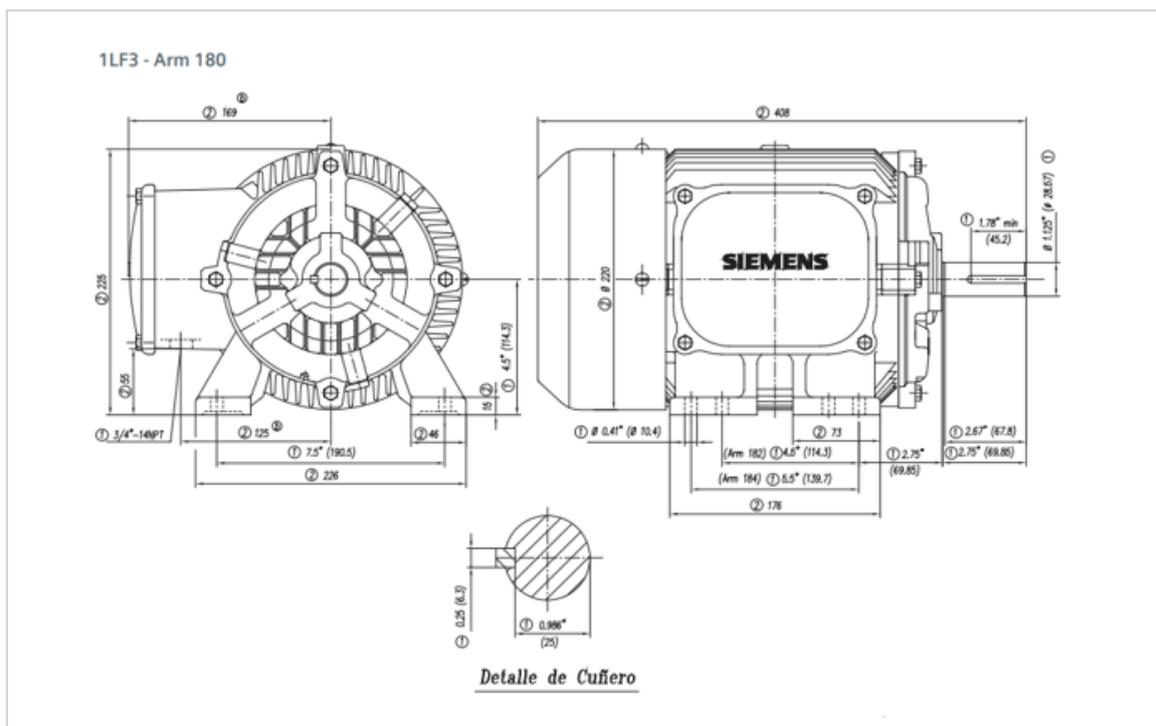


Figura 75. Dimensiones del motor monofásico seleccionado
Fuente: (Siemens, 2019)

Anexo 3. Factores de servicio para motores

FACTORES DE SERVICIOS TÍPICOS						
TIPOS DE MÁQUINAS DE TRANSMISIÓN	TIPOS DE UNIDADES MOTRICES					
Los tipos de máquinas impulsadas aquí listadas son solo una muestra representativa. Seleccione el equipo que se aproxime más a su aplicación. SI SE UTILIZAN RUEDAS LOCAS, AÑADA LO SIGUIENTE AL FACTOR DE SERVICIO: Rueda Loca en el lado suelto (adentro) Ninguno Rueda Loca en el lado suelto (afuera) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (adentro) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (afuera) 0.2	MOTORES ELÉCTRICOS			MOTORES ELÉCTRICOS		
	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para Líquidos Sopladores y Aspiradoras Bombas centrífugas y Compresoras Ventiladores hasta 10 HP Transportadores de Trabajo Ligero	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Transportadores de Banda para arena, grano, etc. Amasadora Ventiladores de más de 10 HP Generadores Ejes de Línea Máquinas de Lavandería Máquinas-Herramientas Taladros, Prensas, Cortadores Máquinas de Imprenta Bombas Rotatorias de Desplazamiento Positivo Cribas Giratorias y Vibratorias	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquinas para Ladrillos Elevadores de Cangilones Excitadores Compresores de Pistones Transportadores (Rastras, Helicoidales, Tablillas) Molinos de Martillos Hidropulper Bombas de Pistones Sopladores de Desplazamiento Positivo Pulverizadores Máquinas para Madera y Sierras Maquinaria Textil	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Quebradoras (Giratorias-Mordaza-Rodillos) Molinos (Bolas, Rodillos) Grúas Calandrias de hule — Extrusoras — Molinos	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6
Equipo con Ahogador	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

Fuente: (Martin)

Anexo 4. Resultados de ensayos de desfibrado.

Tabla 22. Resultados de los ensayos de desfibrado

Descripción del ensayo	Resultado de desfibrado
Calibración: 0.6 mm Espesor de hoja: 5.5 mm Ancho de hoja: 95 mm Número de impactos: 6 Calidad de desfibrado: Pobre	 A cross-section of a leaf after 6 impacts with a 0.6 mm calibration. The fibers are poorly separated, appearing as a dense, somewhat clumpy mass of green and yellowish strands.
Calibración: 0.4 mm Espesor de hoja: 5.5 mm Ancho de hoja: 95 mm Número de impactos: 13 Calidad de desfibrado: Regular	 A cross-section of a leaf after 13 impacts with a 0.4 mm calibration. The fibers are more clearly separated into distinct bundles, showing a regular pattern.
Calibración: 0.2 mm Espesor de hoja: 5.5 mm Ancho de hoja: 95 mm Número de impactos: 15 Calidad de desfibrado: Muy buena	 A cross-section of a leaf after 15 impacts with a 0.2 mm calibration. The fibers are very well separated, appearing as numerous fine, distinct strands.

Anexo 5. Máquina de ensayos



Figura 76. Máquina de impactos
Fuente: Autor

Anexo 6. Planos

(Ubicados en el CD-R N^{RO.} 1)

Anexo 7. Certificado de traducción del resumen



Mg. Yanina Quizhpe Espinoza
Licenciada en Ciencias de Educación mención Inglés
Magister en Traducción y mediación cultural

Celular: 0989805087
Email: yaniges@icloud.com
Loja, Ecuador 110104

Loja, 8 de enero de 2024

Yo, Lic. Yanina Quizhpe Espinoza, con cédula de identidad 1104337553, docente del Instituto de Idiomas de la Universidad Nacional de Loja, y certificada como traductora e interprete en la Senescyt y en el Ministerio de trabajo del Ecuador con registro MDT-3104-CCL-252640, certifico:

Que tengo el conocimiento y dominio de los idiomas español e inglés y que la traducción del resumen del Trabajo de Titulación denominado “DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESFIBRADORA DE HOJAS DE AGAVE”, de autoría de Gabriel Alfredo Eredia Jiménez, con cédula 1105157737 es verdadero y correcto, según mi mejor saber y entender.

Atentamente

YANINA
BELEN
QUIZHPE
ESPINOZA
Firmado digitalmente por
YANINA BELEN
QUIZHPE
ESPINOZA
Fecha:
2024.01.08
10:15:00 -0500

Mg. Yanina Quizhpe Espinoza.
Traductora Freelance

Full text translator: servicios de traducción