

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE LAS
FIBRAS DE LA HOJA DE LA MATA DE PIÑA, PARA LA PRODUCCIÓN DE PAPEL
ORGÁNICO EN EL MUNICIPIO DE LEBRIJA SANTANDER

EDUARD FERNANDO VILLAMIZAR HERRERA
JUAN JOSE CASTRO AMAYA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2024

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE LAS
FIBRAS DE LA HOJA DE LA MATA DE PIÑA, PARA LA PRODUCCIÓN DE PAPEL
ORGÁNICO EN EL MUNICIPIO DE LEBRIJA SANTANDER

EDUARD FERNANDO VILLAMIZAR HERRERA
JUAN JOSE CASTRO AMAYA

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

DIRECTOR
ISNARDO GONZÁLEZ JAIMES
INGENIERO MECÁNICO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2024

DEDICATORIA

A Dios por transmitirme su sabiduría para poder entender los retos alcanzados en el desarrollo de mi trabajo de grado, la fortaleza para poder enfrentar este reto y resolverlo de una manera ordenada y efectiva, y por su amor para afrontar este proyecto con éxito.

A mis padres, por su total apoyo en el transcurso de desarrollo de mi carrera profesional, por su confianza, en creer en mis capacidades como estudiante y como persona, por su sacrificio durante estos años de carrera, en donde siempre estuvieron pendientes de mí.

A mis padrinos, por su apoyo en el tiempo de realización y culminación de mi carrera profesional, por brindarme un espacio en su hogar, permitirme estar allí con ellos y tener un espacio, donde pude descansar y realizar mis actividades académicas.

A todos mis familiares, amigos y personas que de alguna u otra manera estuvieron pendientes y que aportaron cosas buenas para el desarrollo de este proyecto.

EDUARD FERNANDO VILLAMIZAR HERRERA

En primera medida a Dios por permitirme cumplir este último paso de realizar este proyecto de grado.

A mis padres por haberme transmitido ese mensaje que en la vida nada es gratis y que los sacrificios serán bien recompensados porque lo fácil todos lo hacen, lo difícil algunos pocos pues es lo que realmente marca la diferencia.

A los amigos del municipio de Ocamonte que me eligieron concejal durante el desarrollo del proyecto, ya que es una experiencia que aportó mayor compromiso.

Al tiempo, siempre se decir “no hay que afanarnos” y si escribo esta dedicatoria es porque se entregó el proyecto.

JUAN JOSE CASTRO AMAYA

AGRADECIMIENTOS

A los señores Alfredo Acuña Diaz y Daniel Acuña Diaz, por brindarnos su apoyo, colaboración y confianza para realizar este proyecto, quienes nos transmitieron por medio de su experiencia en el área de manufactura y ensamble de maquinaria, conocimientos de gran valor, para llevar a cabo la ejecución de este trabajo de investigación.

A nuestro director del proyecto Isnardo González Jaimes, por su apoyo a lo largo del desarrollo de este proyecto, quién nos asesoró de la mejor manera posible y cómo debíamos de abarcar cada uno de los temas de este trabajo de investigación.

A nuestros compañeros y amigos, por sus aportes, colaboraciones y apoyo dirigido a la ejecución de este trabajo de grado.

Eduard Fernando Villamizar Herrera

Juan Jose Castro Amaya

CONTENIDO

pág.

INTRODUCCIÓN	17
1. GENERALIDADES	18
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	18
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	20
2. OBJETIVOS	21
2.1 OBJETIVO GENERAL.....	21
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	21
3. MARCO TEÓRICO.....	22
3.1 ANTECEDENTES DE INVESTIGACIÓN	22
3.2 REFERENTES TEÓRICOS	24
3.2.1 Generalidades de la mata de piña.....	24
3.2.1.1 Historia.....	24
3.2.1.2 Tipos de mata de piña	24
3.2.1.3 Cultivo de piña en Colombia	27
3.2.2 Proceso de producción y transformación de la mata de piña	28
3.2.2.1 Recolección.....	29
3.2.2.2 Picado o desfibrado.....	29
3.2.2.3 Humectación Preparada la materia prima, se lleva a un proceso.....	30
3.2.2.4 Digestión	30
3.2.2.5 Macerado.....	30
3.2.2.6 Moldeado	30
3.2.2.7 Secado	30
3.2.2.8 Planchado.....	31
3.2.3 Factibilidad del proyecto en relación a la adquisición de la hoja de piña.....	31
3.2.4 Propiedades de la hoja de piña.....	32
3.2.4.1 Cristalinidad.....	35

3.2.4.2 Índices de resistencias	36
3.2.5 Ecuaciones para el diseño de molinos.....	36
3.2.5.1 Método de Bond.....	36
3.2.5.2 Energía para la reducción del tamaño	38
3.3 ANÁLISIS PRACTICO.....	42
3.3.1 Datos preliminares	44
3.3.2 Datos adicionales	45
3.3.2.1 Características del motor utilizado para el prototipo de trituración.....	45
3.3.2.2 Características técnicas de prototipo de molino de trituración	45
4. DISEÑO CONCEPTUAL.....	47
4.1 CARACTERÍSTICAS DE LA OPERACIÓN.....	47
4.2 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN DE CALIDAD (QFD).....	47
4.2.1 Requerimientos de diseño	47
4.2.2 Criterios de diseño (subsistemas).....	48
4.3 ESPECIFICACIONES DE LA ALTERNATIVA GANADORA.....	48
5. DISEÑO EN DETALLE DEL EQUIPO	50
5.1 CÁLCULO DE CAPACIDAD DE TRITURACIÓN Y NÚMERO DE CUCHILLAS.....	50
5.2 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD TANGENCIAL DE LA CUCHILLA	54
5.2.1 Coeficiente de fluctuación	54
5.2.2 Radio de giro.....	55
5.2.3 Movimiento angular desacelerado	56
5.3 DISEÑO GEOMÉTRICO DE LAS CUCHILLAS	57
5.3.1 Cálculo de esfuerzos en las cuchillas	60
5.4 DISEÑO DEL ROTOR PORTA CUCHILLAS	62
5.5 DISEÑO DE LAS ARANDELAS SEPARADORAS.....	67
5.6 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	70
5.7 SELECCIÓN DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA PARA EL EJE DEL ROTOR.....	72
5.7.1 Cálculo de fuerzas en la transmisión de potencia	74
5.8 DISEÑO DEL EJE PORTA CUCHILLAS	75
5.9 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL O ROTOR.....	79
5.10 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL TORNILLO DE FIJACIÓN	83

5.11 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	84
5.12 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS (CAE) DE LOS ELEMENTOS QUE COMPONEN LA MÁQUINA	87
5.12.1 Análisis CAE del eje porta cuchillas.....	87
5.12.2 Análisis CAE de las cuchillas	91
5.12.3 Análisis CAE del rotor porta ángulos	95
5.12.4 Análisis de CAE del eje principal	98
5.13 CÁLCULO DE SOLDADURA PARA UNIÓN PERMANENTE ÁNGULO-ROTOR.....	101
6. CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL PROTOTIPO	104
6.1 CONSTRUCCIÓN DEL MOLINO DE TRITURACIÓN	104
6.1.1 Caja y tapa de trituración y, rotor porta ángulos.....	104
6.1.2 Eje del rotor, cuchillas y los ejes porta cuchillas	105
6.1.3 Montaje de las chumaceras de pared.....	106
6.1.4 Sistema de transmisión de potencia y tolva de entrada.....	107
6.1.5 Bastidor del molino de trituración	107
6.1.6 Pintada del molino de trituración	109
6.2 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL PROTOTIPO DE MOLINO DE TRITURACIÓN .	109
7. EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO	113
7.1 COSTOS DEL PROTOTIPO.....	113
7.2 COSTO DE PRODUCCIÓN PAPEL	114
7.2.1 Ingredientes	114
7.2.2 Operadores	114
7.2.3 Energía	115
7.3 INGRESOS	115
7.4 CRITERIOS QUE MIDEN LOS RESULTADOS, VALOR PRESENTE NETO (VPN) Y TASA DE RETORNO (TIR).....	115
8. CONCLUSIONES	117
BIBLIOGRAFÍA	118

LISTA DE CUADROS

pág.

Cuadro 1. Comportamiento del cultivo de piña en Colombia, entre los años 2014 y 2019.....	27
Cuadro 2. Comparativo del cultivo de piña en los departamentos que presentan estos cultivos.....	28
Cuadro 3. Comparación de la extracción de fibras.	35
Cuadro 4. Materiales de construcción del prototipo.	45
Cuadro 5. Características del prototipo.....	46
Cuadro 6. Matriz de calidad para la evaluación de los subsistemas presentes.	49
Cuadro 7. Ponderaciones de resultados para subsistemas de mayor relevancia.	49
Cuadro 8. Nomenclatura de parámetros de diseño.	53
Cuadro 9. Coeficiente de variación de velocidad.	54
Cuadro 10. Ecuaciones y resultados de velocidades angulares, tangenciales y movimiento angular desacelerado.	57
Cuadro 11. Dimensiones y cálculos geométricos de la cuchilla.	59
Cuadro 12. Ecuaciones, resultados de esfuerzos y factores de seguridad en las cuchillas.	61
Cuadro 13. Ecuaciones y definición de parámetros para el rotor.	65
Cuadro 14. Cálculos geométricos para la arandela (geometría uno).	69
Cuadro 15. Cálculos geométricos para la arandela (geometría dos) en mm.	69
Cuadro 16. Tiempos de aceleración, en función de la carga y método de arranque.....	71
Cuadro 17. Cálculos de potencia del motor.	71
Cuadro 18. Parámetros para cálculo y selección de correa.....	72
Cuadro 19. Ecuaciones y cálculos de la transmisión de potencia.....	73
Cuadro 20. Ecuaciones y cálculo de la fuerza en la transmisión de potencia.....	74
Cuadro 21. Cálculo del factor de seguridad para el perno.	78
Cuadro 22. Cálculo del factor de seguridad por fatiga.	79
Cuadro 23. Ecuaciones y cálculos para el factor de seguridad por fatiga.....	82
Cuadro 24. Propiedades para el análisis del eje porta cuchillas.....	88
Cuadro 25. Propiedades para el análisis de la cuchilla.	91
Cuadro 26. Propiedades para el análisis del rotor.....	96
Cuadro 27. Propiedades para el análisis del eje principal.....	98
Cuadro 28. Ecuaciones y cálculos para el espesor de soldadura.	102

Cuadro 29. Costo final de diseño y construcción de máquina diseñada.	113
Cuadro 30. Costo de diseño y construcción de prototipo.	113
Cuadro 31. Variables de costos de producción y operacionales.	114
Cuadro 32. Costos debido a los ingredientes.	114
Cuadro 33. Costos debidos a mano de obra.	114
Cuadro 34. Costos debido a la energía.	115
Cuadro 35. Costos debido a los ingresos.	115
Cuadro 36. Cálculo de la tasa interna de retorno.	116
Cuadro 37. Tiempo de recuperación de la inversión.	116

LISTA DE FIGURAS

pág.

Figura 1. Fibra de la hoja de la mata de piña.	18
Figura 2. Hoja de pulpa de celulosa.	19
Figura 3. Piña Cayena Lisa.	25
Figura 4. Piña Perolera.	25
Figura 5. Piña manzana.	26
Figura 6. Piña Gold MD2 (Oromiel).	26
Figura 7. Partes principales de una mata de piña.	29
Figura 8. Fibra de piña.	33
Figura 9. Energía consumida, en función de los diferentes tipos de molinos.	39
Figura 10. Prototipo final para la trituración de la hoja de la mata de piña.	43
Figura 11. Proceso de recolección de la hoja de la mata de piña.	43
Figura 12. Fibra de la hoja de la piña triturada.	44
Figura 13. Características del motor utilizado en el prototipo.	45
Figura 14. Prototipo del molino de trituración.	50
Figura 15. Ubicación de las cuchillas en los ángulos.	53
Figura 16. Montaje rotor-cuchilla para determinación de radio de giro.	55
Figura 17. Posición de las cuchillas en la etapa de funcionamiento.	56
Figura 18. Representación geométrica de las cuchillas en mm.	58
Figura 19. Momentos de inercia para una placa rectangular delgada y disco delgado.	59
Figura 20. Representación de las fuerzas actuantes sobre la cuchilla.	60
Figura 21. Gráfica de factores teóricos de concentración de esfuerzos.	62
Figura 22. Conjunto rotor-buje con sus respectivas partes.	63
Figura 23. Posición de las cuchillas en su estado de reposo.	63
Figura 24. Geometría del rotor en mm.	64
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del rotor.	64
Figura 26. Geometría de los ángulos en mm.	66
Figura 27. Análisis de las fuerzas para el rotor.	67
Figura 28. Geometría uno (1) de las arandelas separadoras en mm.	68
Figura 29. Geometría dos (2) de las arandelas separadoras en mm.	68

Figura 30. Sistema de transmisión de potencia.....	72
Figura 31. Representación de las fuerzas actuantes sobre la polea conducida.	74
Figura 32. Montaje del eje porta cuchillas, cuchillas, separadores y elementos de apoyos.	76
Figura 33. Representaciones gráficas de la fuerza cortante y el momento flector aplicados al eje porta cuchillas.	77
Figura 34. Diagrama de cuerpo libre para la sección del eje analizada.	78
Figura 35. Rotor del molino, eje principal, ángulos y cuchillas.	80
Figura 36. Análisis de fuerzas de reacción en el rotor.	80
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre para el eje.	81
Figura 38. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.....	81
Figura 39. Selección del tornillo de fijación.	83
Figura 40. Rodamiento fijado con un anillo de fijación excéntrico.....	85
Figura 41. Insumos necesarios para realizar el cálculo de la duración estimada del rodamiento.....	86
Figura 42. Resultados para la vida del rodamiento.....	86
Figura 43. Soporte de pared seleccionado.	87
Figura 44. Ubicación de las sujeciones fijas y cargas en el eje porta cuchillas.	88
Figura 45. Resultados de tensiones para el eje de cuchillas.....	89
Figura 46. Resultados de desplazamientos para el eje de cuchillas.	90
Figura 47. Resultados del factor de seguridad para el eje porta cuchillas.	91
Figura 48. Ubicación de la sujeciones fijas y cargas en la cuchilla.	92
Figura 49. Resultados de tensión para la cuchilla.....	93
Figura 50. Resultado de deformaciones de la cuchilla.....	93
Figura 51. Análisis del factor de seguridad para la cuchilla.	94
Figura 52. Sujeciones fijas y aplicación de cargas en el rotor.	95
Figura 53. Resultados de tensiones en el rotor.....	96
Figura 54. Resultados de desplazamientos en el rotor.	97
Figura 55. Análisis del factor de seguridad para el rotor.	98
Figura 56. Análisis de tensiones para el eje principal.....	99
Figura 57. Resultados de desplazamientos para el eje principal.....	99
Figura 58. Resultados para el factor de diseño del eje principal.....	100
Figura 59. Diagrama de cuerpo libre, cálculo de centroide y fuerzas en la sección para soldadura.....	101
Figura 60. Diagrama de dirección del esfuerzo cortante producido por M_z respecto al centroide.	103
Figura 61. Instalación del taller.....	104

Figura 62. Caja, tapa de la caja y conjunto rotor con ángulos.	105
Figura 63. Eje del rotor, cuchillas para el corte y montaje del eje porta cuchillas.	106
Figura 64. Perforaciones en la caja de trituración y montaje del elemento triturador.	107
Figura 65. Transmisión de potencia por correas y tolva de ingreso de materia prima.	108
Figura 66. Estructura del molino de trituración con ubicación del motor.	108
Figura 67. Pintada del molino de trituración.....	109
Figura 68. Puesta en marcha del prototipo y revisión de la materia prima triturada.	110
Figura 69. Prototipo de molino de trituración en funcionamiento sin carga.....	110
Figura 70. Funcionamiento con carga del molino de trituración.	111
Figura 71. Producto terminado, después de la trituración.....	112

LISTA DE TABLAS

pág.

Tabla 1. Principales características de las Ananas Comosus.	31
Tabla 2. Estructura química de las fibras.	34
Tabla 3. Composición química de la fibra de la hoja de la mata de piña.	34
Tabla 4. Confrontación de las propiedades de resistencia de la piña y el algodón.	36
Tabla 5. Índices de trabajo para el método de Bond.	38
Tabla 6. Propiedades para los diferentes electrodos para soldadura.	101

LISTA DE ANEXOS

(Ver anexos adjuntos)

Anexo A. Modelo de prototipo que se construyó

Anexo B. Matriz de calidad de la máquina (QFD)

Anexo C. Matriz de calidad de los subsistemas

Anexo D. Propiedades mecánicas de algunos metales

Anexo E. Selección de motor eléctrico para el molino de trituración

Anexo F. Catálogo y tablas para el diseño y selección de la transmisión de potencia

Anexo G. Tablas para el diseño de ejes

Anexo H. Tablas para la selección de rodamientos

Anexo I. Planos correspondientes a la máquina calculada

Anexo J. Costos de compras de materia prima, para la construcción del prototipo

Anexo K. Tabla de precios para distintas presentaciones de papel

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE LAS FIBRAS DE LA HOJA DE LA MATA DE PIÑA, PARA LA PRODUCCIÓN DE PAPEL ORGÁNICO EN EL MUNICIPIO DE LEBRIJA SANTANDER*

AUTOR: EDUARD FERNANDO VILLAMIZAR HERRERA, JUAN JOSE CASTRO AMAYA**

PALABRAS CLAVE: Hoja de la mata de piña, molino de cuchillas, celulosa, hoja de celulosa de la piña.

DESCRIPCIÓN:

La urgencia de satisfacer las considerables demandas anuales de papel conlleva a la explotación de recursos naturales, como la deforestación para la obtención de celulosa, resultando en una significativa contaminación ambiental y la devastación de los bosques. Esto repercute, en que todos los sectores productores de papel, busquen alternativas con el fin de acabar con la explotación de nuestros bosques e implementen una economía circular, en la reutilización de desechos de recursos naturales y que se les pueda aplicar una serie de procedimientos para poder obtener un producto terminado, como es una hoja de papel.

Por la alta demanda de papel y la contaminación que se genera por la eliminación de los desechos naturales, se plantea la reutilización de la hoja de la mata de piña, en la producción de celulosa y a su vez el diseño de una máquina que permita brindar una transformación a este recurso natural.

Este proyecto conceptualiza y construye un modelo de molino de cuchillas, una herramienta destinada a facilitar la trituración y corte de las hojas de piña. Este prototipo surge como una alternativa para abordar los desafíos en la obtención de materia prima para la fabricación de papel de celulosa, con el objetivo de suministrar a los fabricantes de papel. Por lo tanto, el diseño innovador de esta máquina busca mejorar la eficiencia en la producción de papel a partir de hojas de piña, con la aspiración de obtener un producto ecológico y de calidad superior.

Este diseño esta soportado por el cálculo ingenieril y un análisis CAE de los componentes fundamentales de la máquina, que realiza una validación de los cálculos realizados de manera teórica. Además, esta máquina no deja de ser un diseño que garantiza funcionalidad y previene los riesgos laborales para los operarios.

*Trabajo de grado

**Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ingeniería Mecánica. Director: Isnardo González Jaimes. Ingeniero Mecánico.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A PROTOTYPE OF A CRUSHING MACHINE FOR THE FIBERS OF THE PINEAPPLE LEAF, FOR THE PRODUCTION OF ORGANIC PAPER IN THE MUNICIPALITY OF LEBRIJA SANTANDER*

AUTHOR: EDUARD FERNANDO VILLAMIZAR HERRERA, JUAN JOSE CASTRO AMAYA**

KEY WORDS: Pineapple bush leaf, knife mill, cellulose, pineapple cellulose leaf.

DESCRIPTION:

The need to supply the high quantities of paper demanded per year forces the exploitation of natural resources, such as the felling of trees to obtain cellulose, which results in high environmental pollution and destruction of forests. This has an impact on all paper producing sectors looking for alternatives in order to end the exploitation of our forests and implementing a circular economy, in the reuse of waste natural resources and that a series of procedures can be applied to them to be able to obtain a finished product, such as a sheet of paper.

Due to the high demand for paper and the pollution generated by the elimination of natural waste, the reuse of the pineapple leaf is proposed in the production of cellulose and at the same time the design of a machine that allows providing transformation to this natural resource.

This project designs and builds a prototype of a blade mill, a machine that helps crush and cut the pineapple leaf, which emerges as an alternative to solve the problems of obtaining, for the manufacture of cellulose paper and thus supply of this to the paper producers. This is why this innovative machine design seeks to increase performance in the production of paper based on pineapple leaves and thus be able to obtain an ecological and higher quality product.

This design will be supported by the engineering calculation and a CAE analysis of the fundamental components of the machine, which validates the calculations carried out theoretically. Furthermore, this machine is still a design that guarantees functionality and eliminates occupational risks for operators.

*Degree work

**Faculty of Physical Mechanical Engineering. School of mechanical Engineering. Director: Isnardo González Jaimes. Mechanical Engineer.

INTRODUCCIÓN

A lo largo del tiempo, ha sido evidente el aumento significativo de la contaminación, resultado de la deforestación indiscriminada y quemas no reguladas. Estas prácticas se llevan a cabo con la intención de transformar este recurso en hojas de papel, las cuales son empleadas en la vida cotidiana.

En Lebrija Santander, municipio ubicado a tan solo 15 kilómetros de la ciudad de Bucaramanga, es una región que se destaca por la alta producción y comercialización del cultivo de la piña, el cual se constituye por ser una de las principales actividades agrícolas del municipio. Sin embargo, una vez finalizada la cosecha, los restos que quedan de ella son incinerados, con el propósito de dar limpieza al terreno para realizar nuevamente la siembra del mismo u otro producto agrícola. Con esto, se puede ver evidenciada la alta contaminación que se produce por estas malas prácticas agrícolas que son poco amigables con el medio ambiente.

Según lo mencionado anteriormente, se plantea la reutilización de este recurso natural, con el fin de poder darles una transformación útil y poder así obtener, por medio de una serie de procedimientos ya definidos, una hoja de papel utilizable y amigable con el medio ambiente. En consecuencia, en este proyecto de investigación se propone el desarrollo y construcción de una máquina diseñada para transformar este residuo, desempeñando la tarea de triturarlo y convertirlo en un material adecuado para la creación de la pulpa de celulosa.

Para dar desarrollo al proyecto de investigación, se pretende la investigación de bases teóricas, como lo son libros de diseño de máquinas que contienen información suficiente del paso a paso que se debe seguir, para afrontar el diseño de los elementos comunes de una máquina. También, se plantea la revisión de catálogos para la selección de componentes y artículos de investigación que brindaran información detallada acerca de la materia prima que será utilizada.

1. GENERALIDADES

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El aumento de las cantidades de papel demandadas por año obliga a buscar nuevas materias primas para la producción de este, con el propósito de prevenir altos impactos de contaminación en el medio ambiente y catástrofes ambientales por consecuencia de las quemas no controladas y del aumento de la tala de árboles.

La reutilización de un recurso natural como es la fibra de la hoja de piña (Figura 1), siempre ha sido material de desecho y que en muchas ocasiones se realizan quemas con el propósito de eliminarlo, impactando de manera muy grave nuestro medio ambiente por la alta contaminación que se produce.

Figura 1. Fibra de la hoja de la mata de piña.



Fuente: Jornaleando la fibra de piña. “Papel de Piña Lebrija”. (2023). Disponible en: <https://www.facebook.com/JornaleandolaFibradePina/photos>.

En Lebrija – Santander, “La superficie dedicada al cultivo de piña abarca alrededor de 5.074 hectáreas, generando una producción de aproximadamente 140.800 toneladas al año, con un valor cercano a los 40.000 millones de pesos. La piña representa la actividad agrícola predominante en el municipio”¹, estos

¹Alcaldía de Lebrija Santander. “Mi Municipio”. (2023). Disponible en: <https://www.lebrija-santander.gov.co/MiMunicipio/Paginas/Economia.aspx>.

datos dimensionan la cantidad de materia orgánica que es quemada, producto de las malas prácticas agrícolas, centrando este proyecto en este municipio de Santander con mayor producción.

Empresas de producción de papel a base de este material orgánico (Figura 2), ubicadas en este sector del departamento, realizan la transformación de esta materia por medio de procesos poco convencionales, donde la producción de papel es baja. Por tanto, este proyecto se enfocará en diseñar y construir una máquina trituradora de la hoja de piña que permita automatizar y completar un proceso ecológico en la producción de papel a base de esta materia orgánica, que permita el ingreso de esta, para que se cumpla la función de triturarlas y ablandarlas de una forma óptima para continuar con el proceso de producción y obtención de la hoja de papel.

Figura 2. Hoja de pulpa de celulosa.



Fuente: Jornaleando la fibra de piña. “Papel de Piña Lebrija”. (2022). Disponible en: <https://www.facebook.com/photo.php?fbid=529724459207493&set=pb.100065098296350.-2207520000.&type=3>.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

En la actualidad, la creciente necesidad de productos fabricados con papel afecta de manera global, siendo una actividad que genera un impacto ambiental significativo. Este proceso implica la sobreexplotación de recursos naturales y la deforestación, ya que se obtiene celulosa a partir de la madera de los árboles. Por tanto, para disminuir este impacto, se requiere la búsqueda de nuevas materias primas como alternativa de producción, basándonos en una economía circular.

Según la revista Forbes², Empresas como la Hemp Plastic Company, de Colorado, Estados Unidos, en la búsqueda de materias alternativas, genera casi 500 toneladas de plástico de cáñamo a la semana, ventaja que a través del tiempo es aún mayor, ya que una cosecha de cáñamo se tiene en tan solo 4 meses, mientras un bosque tarda 20 años en crecer al punto de ser explotable para la producción de papel o cartón.

En Barichara, municipio ubicado en el departamento de Santander, “existe un taller donde maceran las fibras del fique, que es una planta muy popular en esta región y que es convertida en pliegos de papel suave, el cual con esto se ofrecen diversas posibilidades estéticas y gráficas, donde la producción va desde pliegos de papel hasta bolsas para obsequios”³.

La ingeniería mecánica desempeñaría un papel clave en este proyecto al concebir el diseño de una máquina revolucionaria. Esta máquina tiene como objetivo mejorar la eficiencia en la producción de papel de pulpa de celulosa a partir de hojas de piña, con la meta de obtener un producto ecológico y de alta calidad. A diferencia de las plantas de producción de papel convencionales, esta innovación se caracterizará por su uso de un recurso natural de fácil acceso.

² NIETO, Guillermo. “Papel, cartón y plástico de cáñamo”. Revista Forbes. 2020.

³ PINILLA, Luis. Fundación San Lorenzo. Disponible en: Vanguardia, 2012.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un prototipo de una máquina trituradora de las fibras de la hoja de la mata de piña, para la producción de papel orgánico en el municipio de Lebrija, Santander.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Evaluar la influencia de las propiedades físicas de la fibra de hoja de la piña en el proceso productivo de la hoja de pulpa de celulosa (hoja de papel).

Diseñar una máquina para la trituración de las fibras de la hoja de la mata de piña, para la producción de papel orgánico, teniendo en cuenta los sistemas de transmisión de potencia, trituración, estructura de la máquina y control, realizando la simulación por medio de un programa CAD/CAE.

Construir el prototipo de la máquina trituradora, teniendo en cuenta los cálculos determinados para que permita obtener fibras trituradas en adecuadas condiciones para la producción de papel.

Efectuar un análisis de costos, para llevar el desarrollo de este proyecto y la respectiva construcción del prototipo.

3. MARCO TEÓRICO

A continuación, se llevará a cabo la presentación de los diferentes antecedentes investigativos del proyecto, donde en primera instancia se revisarán proyectos similares que se han desarrollado, con el propósito de brindarnos información relevante, acerca de su aplicación y viabilidad, para así aplicarla en el desarrollo de nuestro proyecto investigativo; en segunda instancia, se llevará a cabo la exposición de los fundamentos teóricos esenciales para la ejecución de este proyecto y para lograr los objetivos establecidos en la fase inicial del mismo. Dentro de los referentes teóricos, se destacan la historia, tipos y cultivo de piña en Colombia; también se abarcará el tema del proceso de transformación que actualmente se le realiza a la mata de piña (información proporcionada por la empresa Fibrense S.A.S, productora de papel en el municipio de Lebrija) hasta obtener la hoja de pulpa de celulosa. Se realizará un análisis de la viabilidad del proyecto en cuanto a la obtención de la materia prima, necesaria para la producción del papel; información de las propiedades de la hoja de la piña con el propósito de dar cumplimiento a los objetivos específicos planteados en la parte preliminar del proyecto, asimismo, se presentarán las diferentes leyes aplicadas en el diseño de molinos de trituración, se hablara de la ejecución, construcción, preparación de la materia prima a triturar y puesta en marcha del prototipo utilizado.

3.1 ANTECEDENTES DE INVESTIGACIÓN

Tras realizar una breve revisión documental tanto a nivel nacional como internacional, sobre un sistema que realizará la trituración y machaqueo de la hoja de la piña, se encontraron cuatro (5) aproximaciones de tesis de grado, las cuales se mencionaran a continuación, incluyendo el aporte a nuestro proyecto de investigación.

Gámez Torres, Andres Felipe y Monrroy Rivas, Kevin Francesco. Diseño y construcción de una planta productora de pellets para peces, etapa de molienda. Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2017.

Es una buena guía para el trabajo de investigación en la manera en cómo abarca la parte del diseño, cálculo y selección de los diferentes componentes que contiene un molino de martillos, que sea capaz de suplir la capacidad de trituración proporcionada y pueda cumplir con las expectativas de los clientes. Asimismo, el paso a paso de cada uno de los cálculos, de una manera clara, entendible y organizada.

Cuadrado Moncayo, Iván Rafael y Rueda Castillo, José Luis. Diseño y construcción de un molino de martillos. 2009. Tesis de Licenciatura. Quito. Universidad San Francisco de Quito (USFQ). 2009.

De manera similar, este trabajo de grado proporciona información crucial en la sección de diseño, cálculos y elección de los distintos elementos de un molino de martillos, detallando el proceso paso a paso que debe seguirse para llevar a cabo los cálculos. Además, presenta un formato para el informe de la tesis de grado, destacando todo el aspecto constructivo de la máquina.

Guayllas Poma, Luis Fernando y Montero Vargas, José Vicente. Diseño y Construcción de un Molino de Martillos con Tamiz Intercambiable para Pulverizar Yeso Crudo. 2012. Tesis de Licenciatura. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Recopila información sobre las diferentes leyes aplicadas en el diseño de molinos de trituración, como es la ley de Rittinger, la ley de Kick y la ley de Bond e índice de trabajo, el cual son aplicadas en los diferentes cálculos para el diseño de los ya mencionados. También brinda información importante, acerca de la puesta en marcha de la máquina, desde su etapa constructiva, preparación de la materia prima y análisis con toma de datos de las diferentes variables de funcionamiento de la máquina.

González Aguilar, Marcela. Empleo de la fibra de piña en el campo textil. 2004. Tesis Doctoral. Bogotá. Universidad de los Andes.

Describe información general sobre la hoja de la mata de piña, como son las partes de una mata de piña, las diferentes variedades de piña que existen; brindan soporte para realizar un análisis de cuanta materia prima es posible obtener por hectárea de piña sembrada y así determinar qué tan viable es la realización de este proyecto. Asimismo, presenta datos de la mata de piña, como son el número y longitud de las hojas que son útiles para obtener fibras en perfecto estado, las etapas del proceso productivo del cultivo de piña y por último, las propiedades físicas y químicas de las hojas de mata de piña.

3.2 REFERENTES TEÓRICOS

3.2.1 Generalidades de la mata de piña

3.2.1.1 Historia La mata de piña, con nombre científico *Ananas comosus*, es una de las frutas más producidas a nivel global y es originaria de América tropical⁴. De acuerdo con Ventura et al.⁵, Para determinar el lugar de origen de esta fruta, es necesario ubicarse en América del Sur, en particular en la región amazónica, entre Brasil y Paraguay. La domesticación de la planta tuvo lugar en Las Guyanas antes de la llegada de los europeos, pero fue gracias a estos últimos que adquirió reconocimiento a nivel mundial. Podemos reconocer dos vías de distribución: la primera se dio entre las comunidades indígenas o aldeas en el continente americano, y la segunda fue su conexión con el viejo continente, desde donde se expandió a otros países.

3.2.1.2 Tipos de mata de piña Existen distintas variedades de piña que se emplean en los cultivos de nuestro país, pero dentro de las más importantes están: Cayena Lisa, Perolera, Manzana y Gold MD2, las cuales se definen a continuación:

- **Cayena Lisa:** Se distinguen por ser plantas de tamaño medio con hojas largas y anchas de color verde oscuro y bordes lisos. El fruto tiene una forma tubular, con cáscara anaranjada y pulpa de tono amarillo claro. Los ojos son superficiales y hexagonales, y esta variedad es la más utilizada en la industria.

⁴ CRESTANI, M., Barbieri, R., Hawerth, F., Carvalho, F. y Oliveira, A. Das Américas para o mundo – origen, domesticação e dispersão do abacaxizeiro, Citado por VENTURA, Ricardo Borjas, et al. Origen de la piña: Una muy breve Historia. 2010.

⁵ Leal, F. y Coppens d'Eekenbrugge, G. History, Distribution and World production. En The Pineapple. Botany, production and uses, Citado por Ibid. 2018. p. 1.

Figura 3. Piña Cayena Lisa.



Fuente: Departamento Administrativo Nacional de Estadística (DANE). “Principales características del cultivo de piña (Ananas comosus)”. Disponible en:

https://www.dane.gov.co/files/investigaciones/agropecuario/sipsa/Bol_Insumos_dic_2016.pdf

- **Perolera:** Es la variante más frecuente, caracterizada por ser una planta de gran tamaño con hojas cortas y medianas de tono verde oscuro y bordes lisos. El fruto tiene una forma cúbica, con pulpa y cáscara de color amarillo. Esta variedad es ampliamente utilizada en la agroindustria debido a su alto contenido de jugo.

Figura 4. Piña Perolera.



Fuente: Departamento Administrativo Nacional de Estadística (DANE). “Principales características del cultivo de piña (Ananas comosus)”. Disponible en:

https://www.dane.gov.co/files/investigaciones/agropecuario/sipsa/Bol_Insumos_dic_2016.pdf

- **Manzana:** Se trata de una adaptación de la variante Perolera que carece de espinas en sus hojas. La cáscara del fruto presenta un tono rojo oscuro y posee ojos menos profundos en comparación con la variedad Perolera. Además, muestra una menor tolerancia a la manipulación y al transporte.

Figura 5. Piña manzana.



Fuente: Departamento Administrativo Nacional de Estadística (DANE). “Principales características del cultivo de piña (Ananas comosus)”. Disponible en:

https://www.dane.gov.co/files/investigaciones/agropecuario/sipsa/Bol_Insumos_dic_2016.pdf

- **Gold MD2:** Conocida también como piña Oromiel, esta fruta se distingue por tener un mayor contenido de azúcares en comparación con otras variedades, lo que le confiere un agradable sabor y aroma. A pesar de ser más pequeño que algunos otros tipos, goza de una amplia aceptación a nivel mundial para el consumo. Su forma es más simétrica y uniforme, y su pulpa de color amarillo brillante destaca, otorgándole una característica muy atractiva en el mercado.

Figura 6. Piña Gold MD2 (Oromiel).



Fuente: Departamento Administrativo Nacional de Estadística (DANE). “Principales características del cultivo de piña (Ananas comosus)”. Disponible en:

https://www.dane.gov.co/files/investigaciones/agropecuario/sipsa/Bol_Insumos_dic_2016.pdf

3.2.1.3 Cultivo de piña en Colombia Como dice Cristancho, et al⁶, dentro de la agricultura colombiana, uno de los productos que ha tenido bastante auge, que se adapta fácilmente a condiciones ásperas de clima y suelos, e inclusive resiste grandes períodos de sequía es la piña.

Según el Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural⁷, Se estima que en Colombia hay aproximadamente 32.700 hectáreas dedicadas al cultivo de piña, utilizando variedades como MD2 (Oromiel), Manzana, Perolera y Cayena lisa. En los últimos cinco años, la extensión de tierra destinada a estos cultivos ha experimentado un aumento del 49%, pasando de alrededor de 22.000 hectáreas en 2014 a 32.736 hectáreas en 2018. Además, la producción en ese mismo período ha crecido un 62%, principalmente debido a la implementación de tecnologías en algunas regiones del país que han tenido un impacto positivo en la producción. En el cuadro 1, se presenta el comportamiento del área sembrada en Ha, área cosechada en Ha, producción en Ton y el rendimiento evaluado en Ton/Ha, entre los años 2014 y 2019.

Los departamentos de Santander, Meta y Valle del Cauca representan el 65% del total del área sembrada con el 37%, 18% y 10% respectivamente. Igualmente, en estos departamentos se concentra la mayor producción siendo Santander el primer productor con una participación del 43%, seguido por Valle del Cauca con el 14% y Meta con el 12%, esto se evidencia con más detalle en el cuadro 2.

Cuadro 1. Comportamiento del cultivo de piña en Colombia, entre los años 2014 y 2019.

Valores	2014	2015	2016	2017	2018	2019*
Área Sembrada (Ha)	21.927	25.755	27.241	30.380	32.736	36.205
Área Cosechada (Ha)	15.121	19.299	18.340	22.312	25.093	28.183
Producción (Ton)	652.759	776.893	755.471	944.210	1.058.109	1.174.995
Rendimiento (Ton/Ha)	43,2	40,3	41,2	42,3	42,2	46,5

Fuente: Evaluaciones Agropecuarias – EVAS, referenciado por Ministerios de Agricultura y Desarrollo Rural.

⁶ CRISTANCHO, Victor Julio; BUITRAGO, Alirio A.; CORREDOR, Luis Roberto. Cultivo de piña. 1991.

⁷ Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural. Cadena de la piña. En: Dirección de Cadenas Agrícolas y Forestales. 2019. p. 7-8.

Cuadro 2. Comparativo del cultivo de piña en los departamentos que presentan estos cultivos.

DEPARTAMENTO	ÁREA SEMBRADA (ha)				ÁREA COSECHADA (ha)				PRODUCCIÓN (t)				RENDIMIENTO (t/ha)			
	2016	2017	2018	2019*	2016	2017	2018	2019*	2016	2017	2018	2019*	2016	2017	2018	2019*
SANTANDER	11.444	11.364	12.000	13.272	7.571	9.402	11.085	12.450	277.217	406.040	455.700	506.040	36,6	43,2	41,1	40,6
VALLE DEL CAUCA	2.742	3.078	3.170	3.506	2.259	2.285	2.343	2.632	139.688	142.373	145.162	161.198	61,8	62,3	62,0	61,3
META	3.832	5.455	6.053	6.694	1.824	2.871	3.065	3.442	90.199	112.396	126.800	140.807	49,5	39,1	41,4	40,9
CAUCA	1.168	1.376	1.435	1.587	976	1138	1.155	1.297	61.528	72.186	72.987	81.050	63,0	63,4	63,2	62,5
ANTIOQUIA	814	1198	1.213	1.342	414	467	855	960	32.137	39.115	72.849	80.896	77,6	83,8	85,2	84,2
QUINDIO	1.327	1.444	1.315	1.454	1.154	1.301	1.246	1.399	51.237	54.773	53.070	58.932	44,4	42,1	42,6	42,1
CASANARE	816	629	752	832	527	471	529	594	25.832	28.078	31.978	35.511	49,0	59,6	60,4	59,8
TOLIMA	145	154	159	176	121	153	148	166	9.567	12.162	11.609	12.891	79,1	79,5	78,4	77,6
NTE. SANTANDER	308	265	287	317	282	251	253	284	11.295	9.510	9.555	10.611	40,1	37,9	37,8	37,3
HUILA	645	664	629	696	555	537	571	641	9.240	8.865	9.125	10.133	16,6	16,5	16,0	15,8
CUNDINAMARCA	268	241	269	298	117	140	217	244	4.176	4.955	7.733	8.587	35,7	35,4	35,6	35,2
CHOCO	516	669	838	927	439	462	557	626	7.107	5.182	6.901	7.663	16,2	11,2	12,4	12,2
OTROS	3.216	3.843	4.616	5.105	2.101	2.834	3.069	3.447	36.247	48.575	54.640	60.676	17,3	17,1	17,8	17,6
TOTAL	27.241	30.380	32.736	36.205	18.340	22.312	25.093	28.183	755.470	944.210	1.058.109	1.174.995	41,2	42,3	42,2	41,7

Fuente: Evaluaciones Agropecuarias – EVAS, referenciado por Ministerios de Agricultura y Desarrollo Rural.

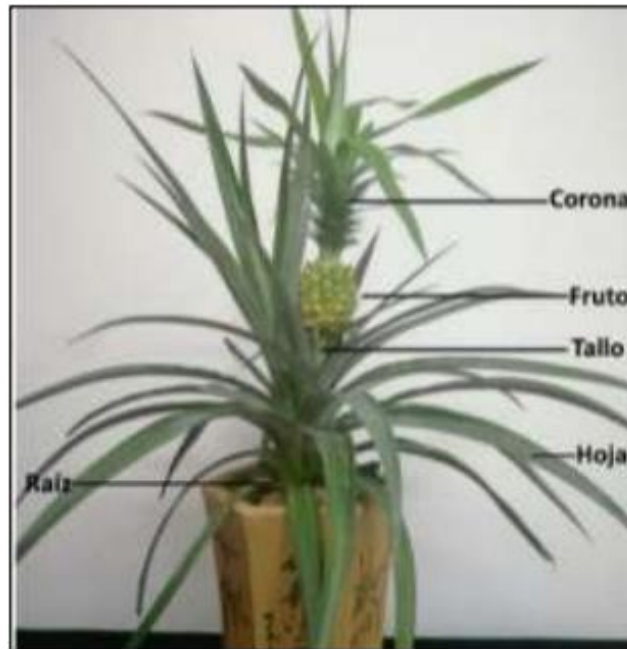
3.2.2 Proceso de producción y transformación de la mata de piña En el proceso productivo de la mata de piña se pueden considerar dos importantes momentos: el primero corresponde a la parte agrícola, que va desde la siembra hasta su respectiva cosecha, el cual se consideran también otros procesos como es la recolección de la semilla o también llamado hijuelo basal, paso siguiente es la respectiva siembra del mismo, el control de arvenses que se puede realizar de dos maneras, ya sea por medio de la aplicación de herbicidas o deshierbes que se realizan de manera manual, la fertilización para dar un adecuado crecimiento y desarrollo de la mata, el control de plagas y enfermedades, el cual se realiza por medio de fungicidas; la inducción floral, que tiene como función dar floración al cultivo de piña, se encuentra también la protección del fruto ya sea contra los rayos del sol o contra hongos y por último se encuentra la cosecha, que por lo general se realizan dos cosechas por cada semilla de piña sembrada.

El segundo momento del proceso productivo de la mata de piña, corresponde al proceso de recepción de la hoja de la mata de piña (Figura 7) en la planta de procesamiento, para su respectiva transformación y así obtener la hoja de papel. Según Aguilar⁸, Las hojas que son extremadamente jóvenes o demasiado viejas no son adecuadas para obtener fibras de calidad. Por otro lado, las hojas que han alcanzado la madurez adecuada contienen fibras fuertes y flexibles.

⁸ AGUILAR, Marcela González. *Empleo de la fibra de piña en el campo textil*. 2004. Tesis Doctoral. Uniandes. p. 46.

Por tanto, se profundizará únicamente en el proceso de transformación, que se muestra a continuación y que actualmente se le realiza a la hoja de la mata de piña, ya que el primer momento no es relevante para los objetivos de este proyecto.

Figura 7. Partes principales de una mata de piña.



Fuente: Cheng, Bartholomew y Qin⁹, Citado por RUILOVA RUIZ, Jonathan Joel y Zambrano Solórzano, Isacc Andrés. Extracción y caracterización de la fibra de la hoja de Ananás comosus (piña) por métodos químicos. 2022. Tesis Doctoral. Universidad de Guayaquil. Facultad de Ciencias Químicas.

3.2.2.1 Recolección Se realiza el respectivo corte y recolección de las hojas de la mata de piña, estas mismas deben ser transportadas hasta la planta, para realizar su respectivo procesamiento. La recolección se realiza una vez terminada la cosecha, donde las hojas tienen una mayor madurez y son más resistentes. Las hojas deben de cortarse lo más largas posible, que no sean maltratadas durante el corte de las mismas y su transporte hasta su lugar de procesamiento.

3.2.2.2 Picado o desfibrado Para el caso de preparación de la materia prima, esta se puede realizar por medio de dos métodos: la primera hace referencia al picado de la hoja de piña, el cual se realiza en cuadrados de 1 cm de lado y la segunda hace referencia al desfibrado, el cual se realiza por medio de

⁹ Cheng Y, Bartholomew D, Qin Y. Biology of the Pineapple Plant. En: Ming R, editor. Genetics and Genomics of Pineapple, Plant Genetics and Genomics: Crops and Models [Internet]. Springer Nature Switzerland. 2018. p. 27.

una máquina desfibradora en donde se obtienen los hilos o fibras de la hoja. La aplicación de estos dos métodos, depende de la calidad de la hoja de celulosa que se desea fabricar. Cabe resaltar que, “No se recomienda dejar las hojas cortadas por más de dos semanas, ya que después de este periodo, la fibra resultante adquiere un tono más oscuro y se vuelve más difícil de blanquear”¹⁰.

3.2.2.3 Humectación Preparada la materia prima, se lleva a un proceso de humectación, donde esta se deposita en un balde con agua durante un lapso de 8 días. Esto se realiza, con el propósito de dar un ablandamiento, para una fácil separación de la celulosa de los residuos no aprovechables.

3.2.2.4 Digestión Una vez pasados los 8 días, esta mezcla de agua y fibras de piña, se vierten en un recipiente para iniciar un proceso de cocción a alta temperatura. Ya en el recipiente, se le agrega una cantidad de legía (ceniza), el cual debe de ser colada antes de su aplicación y esta mezcla se debe de hervir por un transcurso de 3 horas a fuego medio. Ya cumplido este tiempo se baja del fuego y se deja enfriar en el mismo recipiente. Completado el proceso de enfriamiento, se lavan las fibras para desechar la ceniza.

3.2.2.5 Macerado En este proceso de macerado o también llamado proceso de trituración, se trituran las fibras en conjunto con CMC (carboximetilcelulosa Sódica), que es un compuesto orgánico que se disuelve en el agua y se va realizando un proceso de inspección de que tan triturada se encuentra la fibra. Una vez la fibra se encuentre en su punto óptimo de trituración, este triturado o pulpa de celulosa se deposita en un nuevo recipiente.

3.2.2.6 Moldeado Con la ayuda de un marco o moldes que tienen medidas para papel tamaño carta, tamaño oficio, 1/8 de pliego, 1/4 de pliego y 1/2 pliego, se realiza el colado de las fibras en estos moldes, con el fin de llevar a cabo la formación de la hoja de pulpa de celulosa.

3.2.2.7 Secado Para el proceso de secado, se llevan los papeles de pulpa de celulosa ya moldeados a prensado, en donde se apilan las telas absorbentes una sobre la otra en la superficie en donde se realizará

¹⁰ ANTOLINEZ, Julio César, RUEDA, Gabriel, BRICEÑO, Carlos. Obtención y caracterización de fibras aptas para textiles a partir de la hoja de fibra de piña, Citado por AGUILAR, Marcela González. *Empleo de la fibra de piña en el campo textil*. 2004. Tesis Doctoral. Uniandes. p. 46.

el prensado. Este proceso de prensado tiene como fin eliminar el exceso de agua en la hoja de pulpa y una vez realizado esto, se extienden en una superficie para secado al aire libre.

3.2.2.8 Planchado Realizado el proceso de eliminación del exceso de agua, un día desde se realiza el planchado, que es el último paso para completar su secado, en donde se llevan nuevamente a la prensa y una vez completado este planchado se almacenan las hojas de fibra de piña terminadas en un lugar fresco, lejos de la humedad.

3.2.3 Factibilidad del proyecto en relación a la adquisición de la hoja de piña Santander tiene ventajas comparativas respecto a otros departamentos de Colombia en la producción continua de piña a lo largo del año. Esto garantiza la disponibilidad del producto en todos los mercados, tanto a nivel nacional como internacional.

Basándose en las estadísticas del Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural para el año 2019 y “considerando que la densidad de siembra en Santander oscila entre 25.000 y 35.000 plantas por hectárea, se estimaría un promedio anual de 398’160.000 plantas de piña sembradas”¹¹. A continuación, en la tabla 1 se pueden evidenciar las principales características de las hojas de la mata de piña.

Tabla 1. Principales características de las Ananas Comosus.

Número de hojas por mata	50
Número de hojas útiles por mata	30
Peso promedio de las hojas	75 gr
Longitud promedio de las hojas	73.5 cm
Ancho promedio de la hoja	7 cm
Espesor promedio de la hoja	0.5 cm
Porcentaje de fibra por hoja	3%
Humedad de las hojas	80%
Cenizas	5.4%
Solubilidad en agua fría	45.3%
Solubilidad en agua caliente	37.8%

¹¹ AGUILAR, Marcela González. Empleo de la fibra de piña en el campo textil. 2004. Tesis Doctoral. Universidad de los Andes.

Fuente: ANTOLINEZ, Julio César, RUEDA, Gabriel, BRICEÑO, Carlos. Obtención y caracterización de fibras aptas para textiles a partir de la hoja de fibra de piña, Citado por AGUILAR, Marcela González. *Empleo de la fibra de piña en el campo textil*. 2004. Tesis Doctoral. Uniandes.

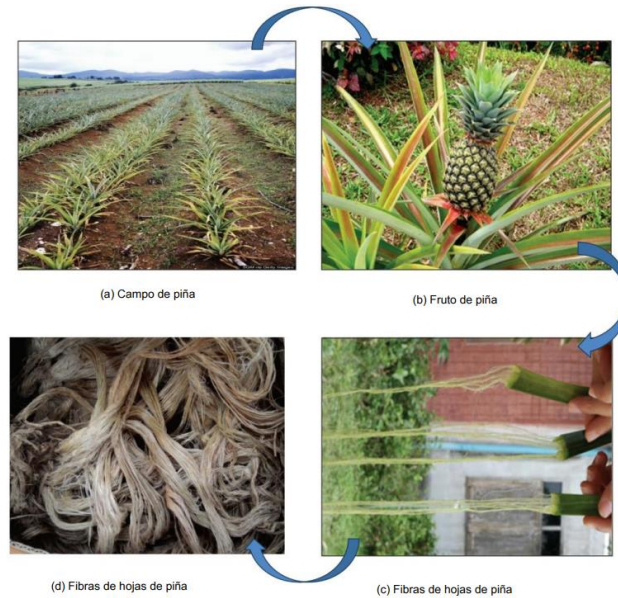
A partir de la información suministrada anteriormente (tabla 1), del recuento de hojas aprovechables por mata, se puede obtener así un promedio de 11.944'800.000 hojas útiles en el año; para el caso del porcentaje de fibra por hoja, se puede obtener que por cada hoja de piña se obtienen 2,25 gr de fibra útil y con esto se obtendría alrededor de 26'875.8000 kg de fibra de piña anuales en todo Santander.

Para el caso de Lebrija, municipio de Santander y lugar de implementación del proyecto, cuenta con un área sembrada de 5.074 hectáreas de piña, el cual se puede obtener así un promedio 4.566'600.000 hojas útiles en el año y para el caso del porcentaje de fibra por hoja, se obtendrían alrededor de 10'274.850 kg de fibra de piña anuales o también de este modo 856.237 kg de fibra de piña al mes.

3.2.4 Propiedades de la hoja de piña La producción de fibra de la hoja de piña (PALF), exhibe propiedades físicas y mecánicas admirables, utilizada como una fuente de materia prima por las industrias, interesadas en reforzar compuestos poliméricos, textiles o para la producción de papel¹². Aunque son pocos los estudios de la fibra de hoja de la piña, las extracciones de las fibras se pueden obtener de forma manual o de forma mecánica (figura 8), ya sea a través de agua, tratamiento químico o de forma mecánica con una máquina de raspado o descortezado constituida por rodillos. Por tanto, el presente trabajo de grado se basará únicamente en la recolección de dos tipos de mata de piña, que son la perolera y la Gold MD2 (oro miel).

¹² ASIM, M., et al. A Review on Pineapple Leaves Fibre and Its Composites. En: *International Journal of Polymer Science* [en línea]. 2015. vol. 2015 [consultado el 4, noviembre, 2023], p. 1-16. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1155/2015/950567>>. ISSN 1687-9430.

Figura 8. Fibra de piña.



Fuente: ASIM, M., *et al.* A Review on Pineapple Leaves Fibre and Its Composites. En: International Journal of Polymer Science [en línea]. 2015. Vol. 2015 [consultado el 4, noviembre, 2023], p. 1-16. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1155/2015/950567>>. ISSN 1687-9430.

Cumpliendo con los estándares de la asociación técnica de la industria de pulpa y papel (TAPPI) informa que los componentes químicos y el contenido de holocecelulosa, celulosa, lignina y cenizas de la fibra de la hoja de piña analizadas a partir de diferentes condiciones climáticas, edad, procedimiento de extracción evidenciado en la tabla 2. La fibra de piña tiene una gran cantidad de celulosa, aproximadamente entre el 70 y 80%¹³ (tabla 3).

¹³ MISHRA, S., *et al.* Potentiality of Pineapple Leaf Fibre as Reinforcement in PALF-Polyester Composite: Surface Modification and Mechanical Performance. En: Journal of Reinforced Plastics and Composites [en línea]. Marzo, 2001. vol. 20, no. 4 [consultado el 14, noviembre, 2023], p. 321-334. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1177/073168401772678779>>. ISSN 1530-7964

Tabla 2. Estructura química de las fibras.

Fiber	Width or dia. (μm)	Density (kg m^{-3})	Cell length to dia. ratio	Volume resistivity at 100 V at 65% RH ($\text{cm} \times 10^5$)	Cellulose (%)	Lignin (%)	Microfibrillar angle, E (degrees)	Initial modulus (GN/m^2)	UTS (MN/m^2)	Elongation (%)
Coir	100–450	1150	35	9–14	43.00	45.00	30–49	4–6	106–175	17–47
Bark of petiole	250–550	690	—	5.52–26.3	46.00	12.00	21 + 1	15.09	185.52	2.10
Rachis	350–400	610	—	1.34–3.06	42.75	26.00	33 + 5	2.31	74.26	13.50
Rachilla	200–400	650	—	2.87–13.6	42.00	16.00	37 + 2	2.34	61.36	8.10
Spathe	150–400	590	—	5.25–30.5	42.00	23.00	26 + 3	3.14	75.66	6.00
Root	100–650	1150	—	—	39.00	29.00	38 + 1	6.20	157.00	3.00
Banana	80–250	1350	150	6.5–7.0	65.00	5.00	10 + 1	7.7–20.00	54–754	10.3.5
Sisal	50–200	1450	100	0.47–0.52	67.00	12.00	10–22	9.4–15.8	568–640	3–7
Pineapple leaf	20–80	1440	450	0.71–0.84	81.00	12.00	8–14	34.5–82.5	413–1627	0.8–1.6
Palmyra	70–1300	1090	43	0.90–1.10	40–52	42–43	29–32	4.4–6.1	180–215	7–15
Talipot	200–700	890	47	—	67–68	28–29	23–26	9.3–13.3	143–263	2.7–5.2

Fuente: SATYANARAYANA, K. G., *et al.* Materials science of some lignocellulosic fibers. *En: Metallography* [en línea]. Noviembre, 1986. Vol. 19, no. 4 [consultado el 14, noviembre, 2023], p. 389-400. Disponible en Internet: <[https://doi.org/10.1016/0026-0800\(86\)90073-x](https://doi.org/10.1016/0026-0800(86)90073-x)>. ISSN 0026-0800.

En Colombia son muy limitados las investigaciones en torno a la fibra de piña a pesar de que es un cultivo de alta producción en el país. En el municipio de Girón departamento de Santander, el cual comparte límites con el municipio de Lebrija, se realizaron estudios de laboratorio en su trabajo de grado Penagos Santana, Y A. (2020).

Tabla 3. Composición química de la fibra de la hoja de la mata de piña.

Cenizas	1.06%
Solubilidad en alcohol	1.02%
Solubilidad en alcohol-benceno	3.06%
Solubilidad en agua caliente	3.04%
Lignina	4.5%
Celulosa	70%
Humedad	9%
Pentosanos	8.32%

Fuente: ANTOLINEZ, Julio César, RUEDA, Gabriel, BRICEÑO, Carlos. Obtención y caracterización de fibras aptas para textiles a partir de la hoja de fibra de piña, Citado por AGUILAR, Marcela González. *Empleo de la fibra de piña en el campo textil*. 2004. Tesis Doctoral. Uniandes.

En su investigación Penagos, las propiedades de la fibra fueron determinadas mediante la técnica de Microscopía Electrónica de Barrido (SEM, por sus siglas en inglés), lo que permitió identificar las

características morfológicas de las fibras. Se observó un grosor aproximado de 160-170 micrómetros para la variedad Oromiel y de 60-70 micrómetros para la variedad Perolera. La estructura físico-mecánica de las fibras en las hojas de piña de la variedad Perolera mostró una resistencia de 198,944 MPa, una fuerza máxima de 25 N y una deformación de 0,74 mm¹⁴.

Cuadro 3. Comparación de la extracción de fibras.

Método de producción	Esfuerzo de tensión (MPa)	Módulo de Young (GPa)	Deformación de ruptura (%)
PALF Máquina	613,7	1379500	7
PALF Manual	393,7	7254	3

Fuente: YUSOF, Yusri; YAHYA, Siti Asia y ADAM, Anbia. A New Approach for PALF Productions and Spinning System: The Role of Surface Treatments. En: Journal of Advanced Agricultural.

3.2.4.1 Cristalinidad Según Aguilar¹⁵, la prueba de difracción de rayos X, determinó que la fibra posee un nivel de cristalinidad del 63%, lo cual, al ser significativamente elevado, contribuye a la resistencia de la fibra. Por otro lado, el 37% restante corresponde a regiones amorfas, proporcionando a la fibra cierta flexibilidad y evitando que se vuelva quebradiza. Esta composición también favorece la capacidad de hinchamiento y alargamiento de las fibras, facilitando la absorción efectiva de los colorantes asociados a la celulosa.

¹⁴ Penagos Santana, Y A. (2020). Caracterización fisicoquímica y funcionalidad tecnológica de la fibra de piña (Ananas Comosus), cultivada en la vereda Acapulco- Girón (Santander). [Tesis de Pregrado]. Universidad Santo Tomás, Bucaramanga, Colombia

¹⁵ ANTOLINEZ, Julio César, RUEDA, Gabriel, BRICEÑO, Carlos. Obtención y caracterización de fibras aptas para textiles a partir de la hoja de fibra de piña, Citado por AGUILAR, Marcela González. *Empleo de la fibra de piña en el campo textil*. 2004. Tesis Doctoral. Uniandes.

3.2.4.2 Índices de resistencias

Tabla 4. Confrontación de las propiedades de resistencia de la piña y el algodón.

Parámetro	Piña	Algodón
Longitud lineal (cm)	45	0.15 - 0.60
Densidad lineal (tex)	6.16	0.10 - 0.30
Carga de rotura (g)	192.5	--
Tenacidad (g/tex)	30.6	20 - 45
Elongación a la rotura (%)	2.4	65 - 75
Recuperación de humedad (%)	10.1	7.0

Fuente: ANTOLINEZ, Julio César, RUEDA, Gabriel, BRICEÑO, Carlos. Obtención y caracterización de fibras aptas para textiles a partir de la hoja de fibra de piña, Citado por AGUILAR, Marcela González. *Empleo de la fibra de piña en el campo textil*. 2004. Tesis Doctoral. Uniandes.

En forma dada por Aguilar, “Es importante considerar que estos valores fueron derivados para la fibra en su estado bruto, la cual fue lavada con detergente y enjuagada, sin haber sido sometida a ningún tratamiento que pudiera modificar de manera sustancial sus propiedades físicas o químicas”¹⁶.

3.2.5 Ecuaciones para el diseño de molinos Como dice Concha et al¹⁷ en su libro, es factible anticipar las dimensiones que debe tener un molino para alcanzar una capacidad específica. Sin embargo, en la práctica, lograr una similitud exacta entre el molino industrial y el de laboratorio resulta desafiante, y la realización de los ensayos se vuelve complicada. Además, cuando se opta por un molino de laboratorio lo suficientemente grande para lograr una similitud efectiva, la prueba se convierte en una escala piloto.

3.2.5.1 Método de Bond El método de Bond Posee dos beneficios significativos desde una perspectiva de ingeniería. En primer lugar, su simplicidad, y en segundo lugar, la experiencia ha demostrado su eficacia en muchas situaciones, aunque no en todas.

¹⁶ AGUILAR, Marcela González. *Empleo de la fibra de piña en el campo textil*. 2004. Tesis Doctoral. Uniandes.

¹⁷ CONCHA, Fernando; AUSTIN, Leonard. Diseño y Simulación de Circuitos de Molienda y Clasificación. *Universidad Técnica Federico Santa María Ediciones*, 1994. p. 45-48.

El propósito de esta técnica es determinar el diámetro y la longitud óptimos de un molino para producir una cantidad Q de toneladas por hora de un material. También es necesario especificar el tamaño de los martillos y la potencia del molino. El método se compone de seis etapas esenciales:

1. Un ensayo de “moliendabilidad” normalizado para el material.
2. Una fórmula empírica que transforma los resultados de los ensayos de moliendabilidad para reflejar los que se obtendrían en un molino continuo con descarga.
3. Proporciones de escalamiento que posibilitan anticipar los resultados en molinos de mayor tamaño.
4. Establecer secuencias de ajustes (factores de corrección) basados en la práctica, que posibilitan describir diferentes condiciones operativas.
5. Una fórmula empírica que facilita el cálculo de la energía específica consumida para una razón de reducción específica.
6. Una fórmula empírica que posibilita el cálculo de la potencia requerida para operar un molino en relación con la masa de medios de molienda.

Por comparación de ensayos realizados con resultados experimentales de molienda a escala piloto, Bond concluyó que el material se podía caracterizar mediante un parámetro que denominó índice de trabajo (W_i) y que relacionó con la moliendabilidad del ensayo normalizado según la ecuación empírica:

$$Wi_T = \frac{(1.1)(44.5)}{p_1^{0.23} * Gbp^{0.82} * \left(\frac{10}{\sqrt{X_{QT}}} - \frac{10}{\sqrt{X_{GT}}} \right)}, \text{ kWh/ton métrico} \quad (1)$$

Donde Wi_T es en índice de trabajo expresado en kWh/ton métricas, p_i es el tamaño en micrómetros de la malla de separación, Gbp es la moliendabilidad, X_{QT} es el tamaño del 80% en el producto y X_{GT} es el tamaño del 80% en la alimentación fresca (cerca a 2000 μm), todos determinados en el ensayo de Bond. Se debe destacar que el número 10 en la ecuación (1) corresponde a $\sqrt{100}$ μm , por lo que $10/\sqrt{X}$ es adimensional. EL factor 1.1 convierte el índice de trabajo de Bond de kWh/tonelada corta a kWh/tonelada métrica. Algunos valores del índice de trabajo de Bond para diferentes materiales se ven a continuación:

Tabla 5. Índices de trabajo para el método de Bond.

Material	Indice de Trabajo W_{IT} , kWh/ton métrica *
Arena de Zirconio	28
Bauxita	11
Carburo de Silicio	32
Clinker de cemento	16
Cuarzo	16
Corundo	33
Dolomita	14
Feldespato	13
Ferrosilicio	12
Pedernal	32
Fluorespato	11
Granito	12
Roca de yeso	8
Hematita	15
Caliza	15
Magnetita	12
Mineral de Cobre	13
Roca de fosfato	12
Pirita	11

Fuente: CONCHA, Fernando; AUSTIN, Leonard. Diseño y Simulación de Circuitos de Molienda y Clasificación. *Universidad Técnica Federico Santa María Ediciones*, 1994. P. 48.

3.2.5.2 Energía para la reducción del tamaño Reducción de tamaño se aplica a todas las formas en las que las partículas de sólidos se pueden cortar o romper en piezas más pequeñas. Los sólidos pueden romperse de muy diferentes formas, pero solamente cuatro de ellas se utilizan habitualmente en los equipos de reducción de tamaño: (1) compresión, (2) impacto, (3) frotación o rozamiento, y (4) corte. Por tanto, el objetivo de la trituración y molienda es producir pequeñas partículas a partir de otras más grandes. Una de las primeras investigaciones sobre la distribución de la energía suministrada en un molino fue realizada por Owen, quien llegó a la conclusión de que dicha energía se emplea para generar lo siguiente:

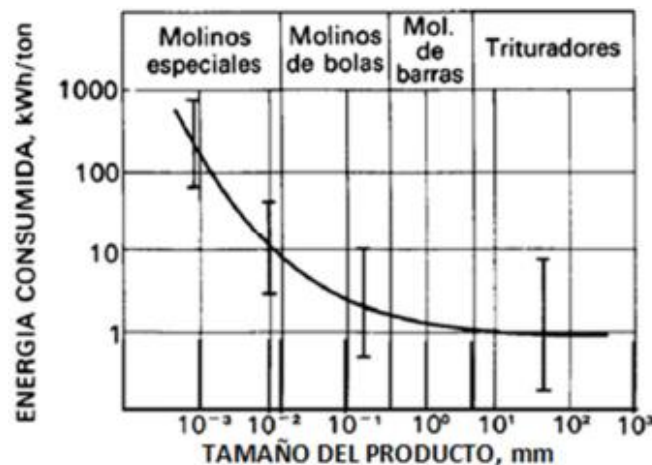
1. Induciendo deformación elástica en las partículas previo al momento de la fractura.
2. Generando una deformación no elástica que se traduce en una disminución de tamaño.
3. Inducir deformación elástica en el equipo.

4. Fricción entre las partículas, así como entre las partículas y las máquinas.
5. En el ruido, calor y vibraciones en el equipo, y
6. En la fricción perdida del equipo.

En la figura 9, se puede observar la comparación de los diferentes tipos de molinos con su energía necesaria para la reducción de tamaño de las partículas sólidas.

El costo energético es el aspecto más crucial en los procesos de trituración y molienda, por lo que resulta de gran interés comprender los factores que influyen en este costo. Durante la reducción de tamaño, las partículas del material de alimentación experimentan inicialmente deformación y compresión. La energía necesaria para este proceso se almacena temporalmente en el sólido como energía mecánica de tensión, de manera similar a cómo la energía mecánica puede almacenarse en un muelle. Al aplicar una fuerza adicional a las partículas tensionadas, estas se deforman más allá de su resistencia final y se rompen bruscamente en fragmentos, generando nuevas superficies. Dado que una unidad de área sólida tiene una cantidad definida de energía superficial, la creación de nuevas superficies implica un trabajo, el cual es suministrado por la liberación de energía de tensión cuando la partícula se fractura. De acuerdo con el principio de conservación de la energía, cualquier energía en exceso con respecto a la energía de la nueva superficie creada debe manifestarse en forma de calor¹⁸.

Figura 9. Energía consumida, en función de los diferentes tipos de molinos.



¹⁸ HARRIOTT, Peter; MCCABE, Warren L.; SMITH, Julian C. *Operaciones unitarias en ingeniería química*. 1991. p. 892.

Fuente: GUAYLLAS POMA, Luis Fernando; MONTERO VARGAS, José Vicente. *Diseño y Construcción de un Molino de Martillos con Tamiz Intercambiable para Pulverizar Yeso Crudo*. 2012. Tesis de Licenciatura. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. p. 49.

- **Ley de Rittinger** Aunque es difícil calcular la cantidad exacta de energía necesaria para llevar a cabo una reducción de tamaño en un material específico, se han propuesto varias leyes empíricas. Las dos primeras leyes provienen de Kick y Von Rittinger, y una tercera ley, conocida como la ley de Bond, también ha sido sugerida. Estas tres leyes pueden deducirse de la ecuación diferencial fundamental:

$$\frac{dE}{dL} = -CL^P \quad (2)$$

En este caso, los estados de energía dE necesarios para realizar un cambio pequeño dL en el tamaño de la unidad de masa del material forman una función sencilla de la energía en función del tamaño. Si $p=-2$, la integración resulta en:

$$E = C * \left(\frac{1}{L_2} - \frac{1}{L_1} \right) \quad (3)$$

Escribiendo $C = k_R * f_C$, donde f_C es la fuerza cortante del material, y k_R es la constante del molino, luego la ley de Rittinger, primer postulado en 1867, es obtenida por:

$$E = k_R * f_C * \left(\frac{1}{L_2} - \frac{1}{L_1} \right) \quad (4)$$

Debido a que la superficie de la unidad de masa del material es inversamente proporcional a $1/L$, la explicación de esta ley indica que la energía necesaria para la reducción de tamaño es directamente proporcional al aumento en la superficie.

- **Ley de Kick** Si en la ecuación 2, $p=-1$, entonces:

$$E = C * \ln\left(\frac{L_1}{L_2}\right) \quad (5)$$

Y, escribiendo $C = k_K * f_C$, se obtiene lo siguiente:

$$E = k_K * f_C * \ln\left(\frac{L_1}{L_2}\right) \quad (6)$$

Relacionando la ecuación en términos de potencia, tenemos:

$$\frac{P}{m} = k_K * f_C * \ln\left(\frac{L_1}{L_2}\right) \quad (7)$$

La ecuación 7, fue propuesta por Kick en 1885, basándose en el análisis de los esfuerzos de deformación plástica dentro del límite de elasticidad. Establece que el trabajo necesario para triturar una masa determinada de material permanece constante para una misma relación de reducción, es decir, la relación entre el tamaño inicial y final de las partículas. Esto implica que la energía requerida está directamente relacionada con la relación de reducción $\frac{L_1}{L_2}$. En las ecuaciones previas, K_R y K_K son conocidas respectivamente como la constante de Rittinger y la constante de Kick.

- **Ley de Bond e índice de trabajo** Una aproximación más práctica para calcular la energía necesaria en el proceso de trituración y molienda fue presentada por Bond en 1952. Bond sugirió que el esfuerzo necesario para crear partículas de un tamaño D_{pb} a partir de una alimentación extensa es proporcional a la raíz cuadrada de la relación entre la superficie y el volumen del producto, lo que resulta en que:

$$\frac{P}{m} = k_b * \left(\frac{1}{D_{pb}^{1/2}} - \frac{1}{D_{pa}^{1/2}} \right) \quad (8)$$

Siendo k_b una constante que depende del tipo de máquina y del material que se tritura. Esto es equivalente a la solución de la ecuación 2 propuesta anteriormente para $p=1,5$ y una alimentación de tamaño infinito. Para utilizar la ecuación 8 se define un índice de trabajo Wi_T , en la práctica como la energía total, en kilovatios-hora por 2000 libras de alimentación, que se necesita para reducir una

alimentación muy grande hasta un tamaño tal que el 80% del 100% del producto pase a través de un tamiz de 100 μm . Esta definición conduce a una relación de k_b y W_{iT} . Si D_p está en milímetros, P en kilovatios y m en toneladas (2000 lb) por hora.

$$k_b = \sqrt{100 * 10^{-3}} * W_i = 0,3162 * W_{iT} \quad (9)$$

Si el 80% del 100% de la alimentación pasa a través de un tamaño de malla de D_{pa} en mm y el 80% del 100% del producto a través de un tamaño de mala de D_{pb} en mm, a partir de las 2 ecuaciones anteriores se deduce que:

$$\frac{P}{m} = 0,3162 * W_{iT} * \left(\frac{1}{\sqrt{D_{pb}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{pa}}} \right) \quad (10)$$

El índice de trabajo incluye la fricción en el triturador, y la potencia dada por la ecuación 10 es potencia bruta.

En la tabla 5, se presentan índices de trabajo típicos para algunos materiales comunes. Estos datos no varían demasiado para diferentes máquinas del mismo tipo general y son aplicables a la trituración seca o a la molienda húmeda.

3.3 ANÁLISIS PRACTICO

Los métodos utilizados para la planificación y edificación del prototipo se fundamentan en sugerencias proporcionadas por especialistas en el ámbito del diseño, construcción y ensamblaje de maquinaria. Se optó por un molino de cuchillas con las características fundamentales de un dispositivo de molienda. En este contexto, dado que el prototipo está destinado a triturar hojas de piña, se llevó a cabo la sustitución de los martillos por cuchillas (figura 10).

Este prototipo consta de una tolva de alimentación, donde el control del flujo de materia prima se realiza por intervención humana, consta también de un sistema de cuchillas, los cuales tienen la posibilidad de rotar alrededor de un eje, que se encuentra anclado a unos ángulos y a un rotor al que van soldados estos

últimos. Asimismo, también se encuentra un sistema de poleas que permitieron aumentar la velocidad en el eje central del rotor y así permitir de manera efectiva la trituración de la hoja de la piña.

Figura 10. Prototipo final para la trituración de la hoja de la mata de piña.



Para realizar las pruebas experimentales de trituración, se emplearon hojas de piña de diferente tamaño y de dos tipos diferentes (Golden MD2 y Perolera), el cual la recolección de las mismas se realizó en un lugar cercano (figura 11), en donde se encontraba la máquina (Vereda La Aguirre – municipio de Lebrija), donde allí se puede observar una alta producción del cultivo de piña.

Figura 11. Proceso de recolección de la hoja de la mata de piña.



3.3.1 Datos preliminares

En el contexto de este proyecto, se llevó a cabo una colaboración en equipo, por las personas encargadas del desarrollo del proyecto de investigación y profesionales en el área de manufactura y ensamble de maquinaria. Primero, se inició con la búsqueda de información de fuentes, tanto teóricas como experimentales, relacionadas con la construcción y funcionamiento de máquinas muy parecida a la construida.

Por tanto, para llevar a cabo las pruebas experimentales se utilizó un modelo de molino que utiliza cuchillas, junto con un sistema integrado para la extracción de la fibra triturada. Este sistema contribuye a obtener una fibra eficiente para la fabricación de hojas de papel (figura 12). Una vez, obtenida la fibra triturada, se logró evidenciar que es adecuada para la fabricación de hojas de papel, donde fue inspeccionada por la empresa productora de papel, ubicada en el municipio de Lebrija. Con lo anterior se pudo definir, una velocidad de rotación óptima de trituración, el cual fue de 2875 RPM, donde por medio de una transmisión de potencia se aumentó la velocidad de 1725 RPM (velocidad de rotación del motor utilizado) hasta 2875 RPM. En el anexo A, se presenta el modelo de prototipo que fue construido y también a continuación se muestran datos especiales para el desarrollo y construcción de la máquina.

Figura 12. Fibra de la hoja de la piña triturada.



3.3.2 Datos adicionales

3.3.2.1 Características del motor utilizado para el prototipo de trituración

Figura 13. Características del motor utilizado en el prototipo.



3.3.2.2 Características técnicas de prototipo de molino de trituración

Cuadro 4. Materiales de construcción del prototipo.

Estructura	material de construcción
caja de trituración	Acero inoxidable
Eje	Acero 1020
Rotor	Acero 1045
Cuchillas	Acero templado
Base	Hierro maleable
Poleas	Aluminio

Cuadro 5. Características del prototipo.

Sección del molino	características	Unidad	Valor
Motor eléctrico	Potencia de trabajo	HP	0.5
		KW	0.373
Sistema de transmisión	Velocidades de rotación	RPM - Motor	1725 RPM
		RPM - Rotor	2875 RPM
	Diámetros de poleas	mm	127
		mm	76.2
Caja de trituración	Ancho	mm	370
	Alto	mm	300
	Profundidad	mm	180
Cuchillas	Nº de cuchillas	No aplica	48
	Espesor	mm	2.5
	Longitud	mm	80
	Ancho	mm	27
Eje central del rotor	Diámetro	mm	19.05
	Longitud	mm	300
Eje porta cuchillas	Diámetro	mm	9.525
	Longitud	mm	139.7

4. DISEÑO CONCEPTUAL

4.1 CARACTERÍSTICAS DE LA OPERACIÓN

La persona encargada de la operación de la máquina, inicia su labor ubicando de manera adecuada las hojas de la mata de piña, donde por medio de una tolva ingresan al espacio correspondiente de trituración y corte, donde allí se van a encontrar con el elemento triturador que se encargará de triturarlas y cortarlas.

El respectivo espacio para el depósito de las hojas de piña, se constituirá de una carcasa de forma rectangular, donde se depositará dicha materia prima que se hará pasar por el elemento triturador, que estará en constante movimiento por medio de una transmisión de potencia, esta última será accionada por medio de un motor eléctrico.

Una vez, esté en movimiento dicho elemento triturador, empezará el respectivo procedimiento de trituración y corte de la materia prima, donde por influencia de la alta velocidad rotacional a la que se encontrará girando, hará que la materia prima se desplace por todo el espacio, haciendo que en cada pasada esta se triture mucho más.

Cabe resaltar que este proceso, aumentará de manera considerable la producción de fibra triturada, y a su vez, esta se utilizará en la producción de la hoja de papel. También, es importante resaltar que el diseño de esta máquina mejorará las condiciones laborales del personal encargado y a su vez disminuirá el peligro al que se somete.

Para hallar el dispositivo mecánico adecuado, este debe cumplir con los requerimientos de diseño que se presentarán a continuación, el cual se realizó por medio de la implementación del despliegue de la función de calidad (QFD).

4.2 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN DE CALIDAD (QFD)

4.2.1 Requerimientos de diseño A continuación, se muestran los principales requerimientos de las empresas productoras de papel a base de materia orgánica.

- Capacidad de producción
- Resistente a la corrosión

- Bajos costos de producción
- Confiabilidad
- Velocidad de producción
- Facilidad de manejo
- Ergonomía
- Facilidad de mantenimiento

4.2.2 Criterios de diseño (subsistemas) Para facilitar el proceso de diseño, se procedió a realizar la división de la máquina por subsistemas, donde dará una mejor idea de las alternativas factibles para cada uno de ellos.

- Subsistema de transmisión de potencia
- Subsistema de ingreso de las fibras
- Subsistema de trituración y compactado
- Subsistema de estructura de la máquina
- Subsistema eléctrico y control

4.3 ESPECIFICACIONES DE LA ALTERNATIVA GANADORA

Como primer paso, se procedió a realizar la evaluación de los diferentes subsistemas con el fin de poder clasificarlos y obtener así los más importantes (Anexo B). Después de la respectiva evaluación de los subsistemas se procedió a realizar la evaluación de las diferentes opciones para cada uno de ellos (Anexo C), donde se obtuvieron las alternativas ganadoras, en función de los criterios señalados por el usuario y diseñadores.

La alternativa ganadora para el subsistema de transmisión de potencia fue la número 3, el cual se constituye de una polea conductora y una polea conducida conectadas por medio de una correa, donde esta última permite transmitir el movimiento de rotación al elemento encargado de la trituración de la hoja de piña.

Para el subsistema de trituración, la alternativa ganadora fue la número 3 que consiste de un elemento que se encargara de realizar la respectiva trituración de las fibras, el cual se constituyen de unas cuchillas que se encuentran pivotados y que rotan libremente, consiguiendo una trayectoria circular alrededor de

un punto. Estos se encuentran conectados a un rotor, por medio de un eje secundario que a su vez actúa como un elemento pivotante.

Para el subsistema eléctrico y control, la alternativa ganadora fue la número 3, el cual consiste de un sistema eléctrico ON/OFF activado de forma manual, no tiene ningún control sobre el sistema, aunque sus costos son relativamente bajos y de fácil acceso para el operador.

Para el subsistema de estructura de la máquina, la alternativa ganadora fue la número 1, que consiste de un bastidor con empotramiento a piso, esto con el propósito de que al momento del funcionamiento de la máquina, permanezca en un lugar establecido sin que se mueva de un lugar a otro. A modo de ejemplo, a continuación se muestra el QFD para la selección de los subsistemas de mayor relevancia en la máquina.

Cuadro 6. Matriz de calidad para la evaluación de los subsistemas presentes.

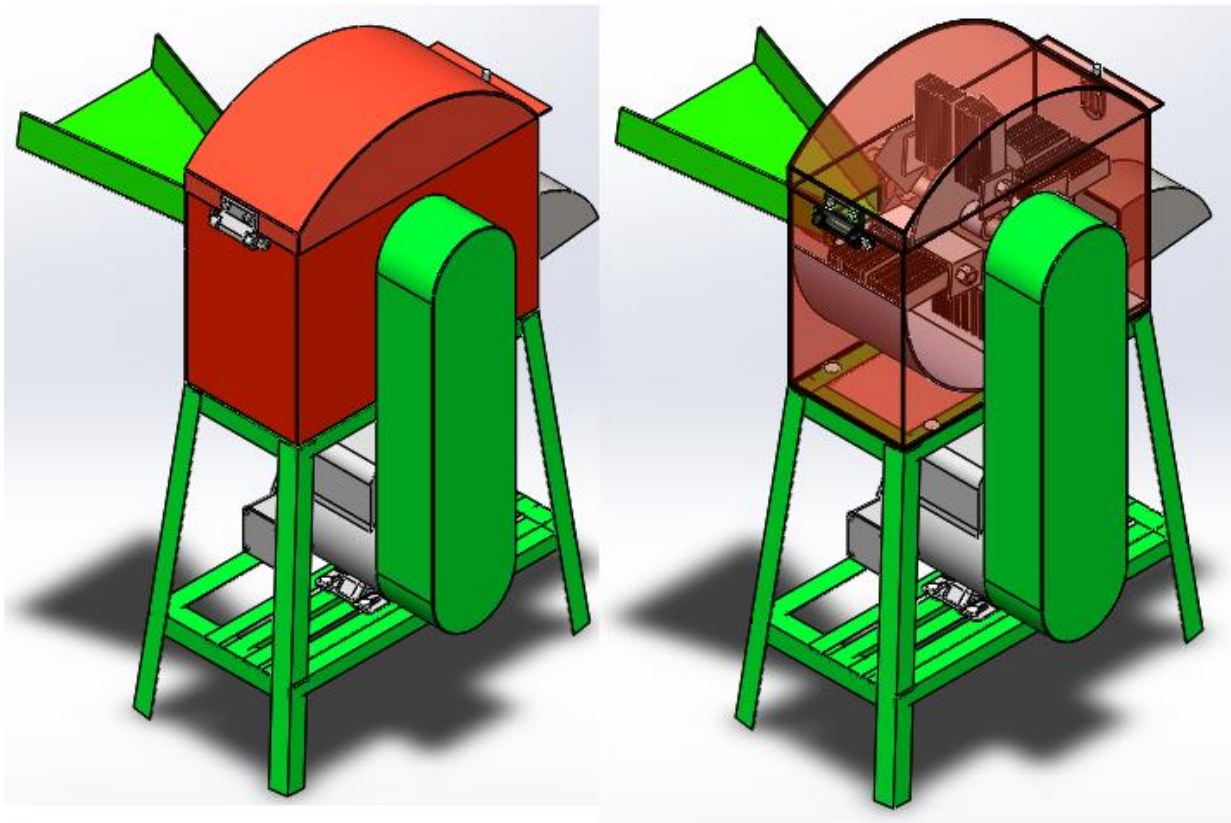
Requerimientos		SUBSISTEMAS									
		Transmisión de potencia		Ingreso de las fibras		Trituración y compactado		Estructura de la máquina		Eléctrico	
Criterio	Peso	Clasif	Puntaje	Clasif	Puntaje	Clasif	Puntaje	Clasif	Puntaje	Clasif	Puntaje
Capacidad de producción	8	4	32	4	32	4	32	4	32	3	24
Resistente a la corrosión	7	3	21	3	21	4	28	4	28	4	28
Bajos costos	6	2	12	1	6	3	18	3	18	3	18
Confiable	5	4	20	4	20	4	20	3	15	4	20
Velocidad de producción	4	4	16	4	16	4	16	3	12	3	12
Facilidad de manejo	3	2	6	1	3	3	9	4	12	3	9
Ergonomía	2	2	4	1	2	4	8	3	6	3	6
Facilidad de mantenimiento	1	3	3	3	3	2	2	4	4	1	1
Total	36	24	114	21	103	28	133	28	127	24	118

Cuadro 7. Ponderaciones de resultados para subsistemas de mayor relevancia.

	Subsistemas				Total
	Trituración y compactado	Estructura de la máquina	Eléctrico	Transmisión de potencia	
Puntaje	133	127	118	114	492
Porcentaje	27%	26%	24%	23%	100%

5. DISEÑO EN DETALLE DEL EQUIPO

Figura 14. Prototipo del molino de trituración.



5.1 CÁLCULO DE CAPACIDAD DE TRITURACIÓN Y NÚMERO DE CUCHILLAS

La capacidad de trituración de la máquina es el primer requerimiento para realizar el diseño de la misma. Este valor (proporcionado por la empresa Fibrense S.A.S, productora de papel a base de la hoja de piña), es de 3000 hojas de papel por semana, el cual corresponde a la demanda que tiene actualmente la empresa.

Si se parte de la siguiente conversión de unidades, se puede obtener aproximadamente cuantas matas de piña se deberán de triturar por hora, para cumplir la capacidad requerida de molienda. El cálculo de la conversión se muestra a continuación:

$$3000 \frac{\text{hojas de papel}}{\text{semana}} * \frac{1 \text{ semana}}{5 \text{ días}} * \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ hrs}} * \frac{40 \text{ gr de fibra}}{1 \text{ hoja de papel}} * \frac{1 \text{ hoja de piña}}{2,25 \text{ gr de fibra}} * \frac{1 \text{ mata de piña}}{30 \text{ hojas de piña}} \cong 45 \frac{\text{matas de piña}}{\text{hr}}$$

Como se puede apreciar y teniendo en cuenta que una hoja de papel seca ya producida pesa alrededor de 40 gr, que es la misma cantidad en peso de fibra que se necesita para fabricarla; la cifra obtenida anteriormente de 45 matas de piña por hora no es tan elevada. Considerando las especificaciones y recomendaciones de productores americanos y brasileños¹⁹, las cuales sostienen que la velocidad angular para un molino de martillos se encuentra en un rango entre 2500 y 3600 RPM. Por tanto, mediante la puesta en marcha del prototipo, el cual trabaja a una velocidad de rotación de 2875 RPM, se logró obtener que es la velocidad óptima de trituración para la hoja de piña, ya que se encuentra dentro del rango de funcionamiento de un molino de martillos.

Para determinar el número de cuchillas, será necesario el uso de la longitud promedio de una hoja de piña (740 mm) y la que debe de tener una fibrilla ya triturada (2,5 mm). Se va a considerar que el tamaño de la fibrilla ya triturada, corresponde al mismo valor del grosor de la cuchilla, es decir, que se supone un grosor de cuchilla de 2,5 mm. A continuación, se determina el número de cuchillas que se necesitan para triturar una hoja de piña:

$$740 \text{ mm de fibra} * \frac{1 \text{ cuchilla}}{2,5 \text{ mm de fibra}} = \mathbf{296 \text{ cuchillas}}$$

Anteriormente, por medio de la matriz de calidad (QFD), se definió la alternativa ganadora para el subsistema de trituración, el cual se constituye de un rotor y 4 pares de ángulos, donde en estos últimos se encuentran soportadas las cuchillas por medio de unos pernos. Como en total, se tiene 8 ángulos, se puede determinar el número de cuchillas que van a estar instaladas en cada uno de ellos:

$$\frac{296 \text{ cuchillas}}{8 \text{ angulos}} = \mathbf{37 \text{ cuchillas/ángulo}}$$

Con el valor determinado anteriormente se define, que para triturar una hoja de piña en una revolución, pasando esta por los 4 pares de ángulos, se necesitan 37 cuchillas en cada ángulo para poder cortarla en trozos de una longitud de 2,5 mm. Como se puede apreciar, este valor es muy alto. Por cuestiones de

¹⁹ ELIMINATOR. Molino de martillos Eliminator. [en línea]. Disponible en: <http://www.bliss-industries.com/>. [citado 09/12/2023].

dimensión y costos, se va a considerar que la trituración de una hoja de piña ya no se realice en una revolución sino en cuatro (4) revoluciones, con esto, se pretende disminuir el número de cuchillas en cada uno de los ángulos. Por tanto, si dividimos el número de cuchillas/ángulos obtenidos anteriormente entre cuatro (4) revoluciones, se obtendrá un número de aproximadamente 10 cuchillas/ángulo, el cual van a estar separadas por medio de arandelas. En la figura 15 se puede ver el montaje de las cuchillas en los ángulos. Quiere decir, que por cada par de ángulos existirán 20 cuchillas y, por lo tanto, un total de 80 cuchillas que realizarán la función de trituración y corte. De esta manera, se logra disminuir el número de cuchillas de 296, hasta un valor 80, y se define lo siguiente:

$$\frac{80 \text{ cuchillas}}{1 \text{ revolución}} * \frac{2,5 \text{ mm de fibra}}{1 \text{ cuchilla}} * 4 \text{ revoluciones} = \mathbf{800 \text{ mm de fibra}}$$

Con el resultado anterior, se puede evidenciar que por medio de 80 cuchillas se puede triturar hasta una fibra de una longitud de 800 mm en cuatro (4) revoluciones, que a su vez corresponde a una hoja de piña. Como una hoja de piña contiene 2,25 gr de fibra útil y la velocidad de rotación del molino de cuchillas es de 2875 RPM, se puede obtener la capacidad de trituración de la máquina:

$$\frac{1 \text{ hoja de piña}}{4 \text{ revoluciones}} = \frac{2,5 \text{ gr de fibra}}{4 \text{ revoluciones}} * 2875 \frac{\text{Revoluciones}}{\text{minuto}} = 1796,875 \frac{\text{gr de fibra}}{\text{min}}$$

$$\approx \mathbf{1.8 \frac{\text{kg de fibra}}{\text{min}}}$$

A su vez, se puede definir el número de matas que se necesitan para cumplir con la capacidad de trituración, obtenida anteriormente y también el número de hojas de papel que se llegaran a producir:

$$1796,875 \frac{\text{gr de fibra}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ hoja de piña}}{2,5 \text{ gr de fibra}} * \frac{1 \text{ mata de piña}}{30 \text{ hojas de piña}} = \mathbf{23.95 \frac{\text{matas de piña}}{\text{min}}}$$

$$1796,875 \frac{\text{gr de fibra}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ hoja de papel}}{40 \text{ gr de fibra}} = \mathbf{44.922 \frac{\text{hojas de papel}}{\text{min}}}$$

Figura 15. Ubicación de las cuchillas en los ángulos.



En el cuadro 8, presentado a continuación, se presenta un resumen de los parámetros de diseño del molino de trituración, como es el número de ángulos, número de cuchillas, capacidad de molienda, masa de fibra por hoja de piña y la velocidad angular sin carga.

Cuadro 8. Nomenclatura de parámetros de diseño.

PARÁMETRO	SIMBOLO	VALOR
Número de ángulos	N_A	8 ángulos
Número total de cuchillas	N_{TC}	80 cuchillas
Número de cuchillas por ángulo	N_{AC}	10 cuchillas
Capacidad de molienda	C_m	$1,8 \frac{Kg}{min}$
Masa de fibra por hoja	M_f	2,25 gr
Velocidad angular de vacío	V_{AV}	2875 RPM

5.2 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD TANGENCIAL DE LA CUCHILLA

Para determinar la velocidad tangencial de la cuchilla, que a su vez se puede traducir como la velocidad de la fibra al momento del contacto con la cuchilla, se debe conocer la relación que existe entre la velocidad al vacío o sin carga ($V_{TA,Vacío}$) y la velocidad de carga ($V_{TA,Carga}$), donde esta última, es por consecuencia del golpe entre las cuchillas y las hojas de la piña, el cual produce una disminución en la misma. El cálculo de estas se muestra en el cuadro 10.

5.2.1 Coeficiente de fluctuación Para el cálculo de la velocidad de carga, se va a considerar a las cuchillas, rotor, ejes y demás componentes, como un solo cuerpo que gira, el cual recibe el nombre de volante²⁰. En proyectos donde se utiliza volantes se considera un coeficiente de variación de velocidad, el cual se define en el cuadro 10, que para nuestro fin corresponde a maquinaria de corte, el cual corresponde un valor de 0.03 que es el más crítico para este caso.

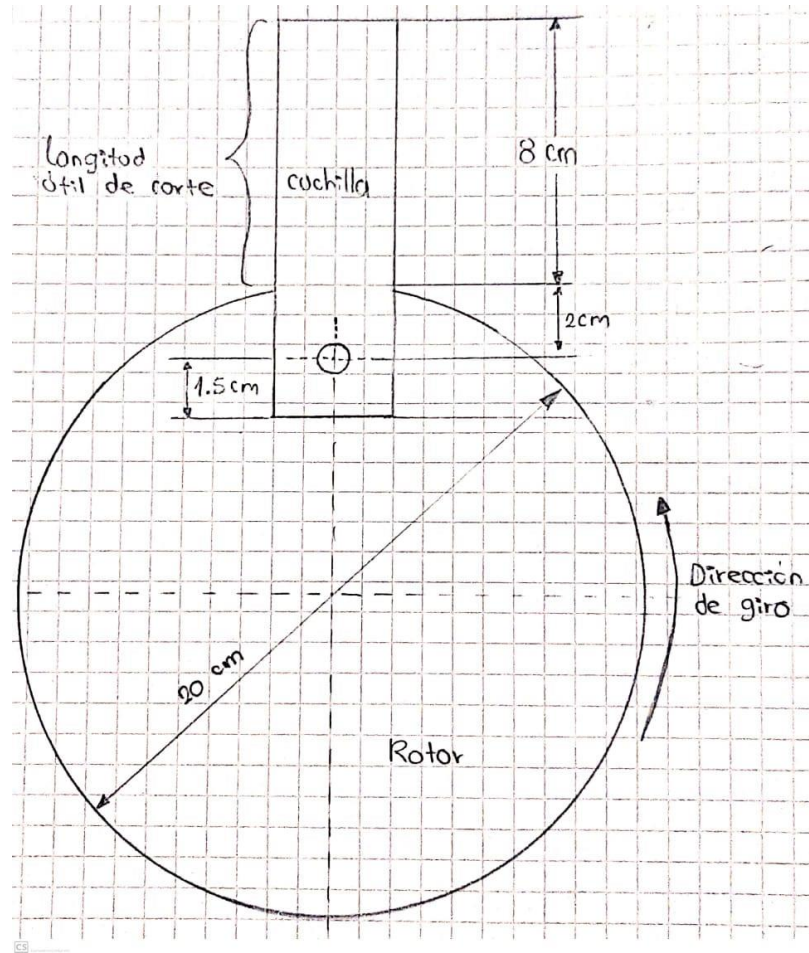
Cuadro 9. Coeficiente de variación de velocidad.

COEFICIENTE DE FLUCTUACIÓN	
Tipo de máquina	C_s
Maquinaria de machaqueo	0,2
Maquinaria eléctrica	0,003
Maquinaria eléctrica, transmisión directa	0,002
Motores con transmisión por correas	0,03
Maquinaria para molinos harineros	0,02
Transmisión rueda dentada	0,02
Martillos	0,2
Maquinas herramientas	0,03
Maquinaria para fabricación de papel	0,025
Bombas	0,03 - 0,05
Maquinaria de corte	0,03 - 0,05
Maquinaria de hilanderas	0,01 - 0,02
Maquinaria textil	0,025

²⁰ CUADRADO MONCAYO, Iván Rafael, et al. *Diseño y construcción de un molino de martillos*. 2009. Tesis de Licenciatura. Quito: USFQ, 2009. p. 35.

5.2.2 Radio de giro Es necesario conocer el valor de radio de giro, para poder obtener la velocidad angular, tanto de vacío como de carga, a la que va a operar el molino de trituración. Este valor se obtuvo, teniendo como base el modelo utilizado para el prototipo, el cual se puede observar en la figura 16.

Figura 16. Montaje rotor-cuchilla para determinación de radio de giro.



Como se puede apreciar, la rapidez tangencial de carga es menor a la de vacío (ver cuadro 10), esto por la influencia de la materia prima que se va a triturar. Por tanto, el movimiento giratorio del molino es desacelerado, lo que ocasiona que el sistema cede energía²¹. Obtenido el valor de la velocidad tangencial de carga, es posible obtener la velocidad angular final en RPM a la que se encuentra girando el molino durante el trabajo de trituración (ver cuadro 10).

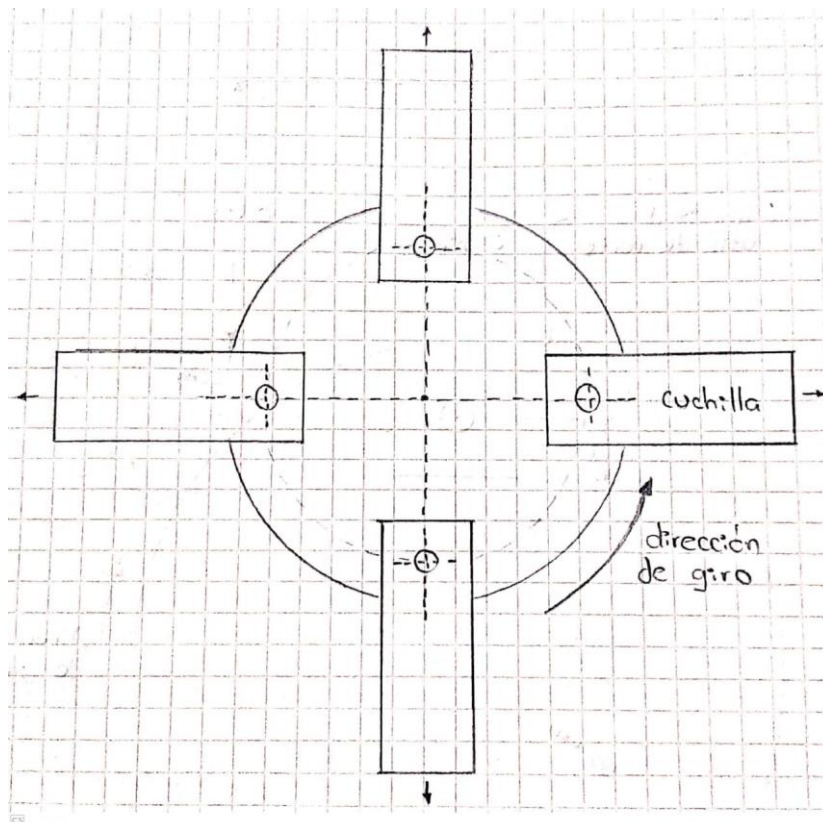
²¹ CUADRADO MONCAYO, Iván Rafael, et al. *Diseño y construcción de un molino de martillos*. 2009. Tesis de Licenciatura. Quito: USFQ, 2009. p. 36.

La carcasa o caja de trituración, debe de estar por los costados y caras frontales, lo más cerca posible a las cuchillas, esto con el propósito de que sea aprovechable todo el espacio de rotación de las mismas, evitando que la materia prima a triturar se acumule en este espacio, para que así, el proceso sea altamente eficiente y sin ninguna interrupción. Las medidas geométricas de la caja de trituración, van a estar en función del valor del radio de giro (ver cuadro 10) y del número de cuchillas por ángulo (ver cuadro 8).

5.2.3 Movimiento angular desacelerado Una vez determinadas las velocidades angulares de vacío y de carga, es posible determinar la aceleración angular del sistema (ver cuadro 10), esto con el propósito de analizar el momento de inercia y el valor de la fuerza de corte que producen las cuchillas.

Una vez en movimiento el sistema de trituración, gracias a la fuerza centrífuga producida por la rotación, las cuchillas se acomodarán en una posición perpendicular al eje de rotación del rotor (figura 17). Se puede observar, que las cuchillas van a estar posicionadas de manera ortogonal, separadas a un ángulo de 90° una de la otra, y por este motivo, se define que el espacio que recorre cada cuchilla va ser el mismo de separación (90°).

Figura 17. Posición de las cuchillas en la etapa de funcionamiento.



Cuadro 10. Ecuaciones y resultados de velocidades angulares, tangenciales y movimiento angular desacelerado.

PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Velocidad angular de vacío	$\omega_{AN,vacío}$	$\omega_{AN,vacío} = V_{AV} * \frac{2\pi}{60}$	$301.1 \frac{rad}{seg}$
Velocidad tangencial de vacío	$V_{TA,vacío}$	$V_{TA,vacío} = \omega_{AN,vacío} * R_{giro}$	$54.2 \frac{m}{seg}$
Coefficiente de fluctuación	C_s	No aplica	0.030
Velocidad tangencial de carga	$V_{TA,carga}$	$C_s = \frac{2 * (V_{TA,vacío} - V_{TA,carga})}{V_{TA,vacío} + V_{TA,carga}}$	$52.6 \frac{m}{seg}$
Radio de giro	R_{giro}	No aplica	0.18 mts
Velocidad angular de carga	$\omega_{AN,carga}$	$\omega_{AN,carga} = \frac{V_{TA,carga}}{R_{giro}}$	$292.2 \frac{rad}{seg}$
Velocidad angular de carga (RPM)	$\omega_{AN,carga}(RPM)$	$\omega_{AN,carga}(RPM) = \omega_{AN,carga} * \frac{60}{2\pi}$	2790.3 RPM
Aceleración angular	α	$\alpha = \frac{\omega_{AN,vacío}^2 - \omega_{AN,carga}^2}{2 * \theta}$	$1680.8 \frac{rad}{seg^2}$
Ángulo de separación entre cuchillas	θ	$\theta = 90 * \frac{\pi}{180}$	1.5708 rad

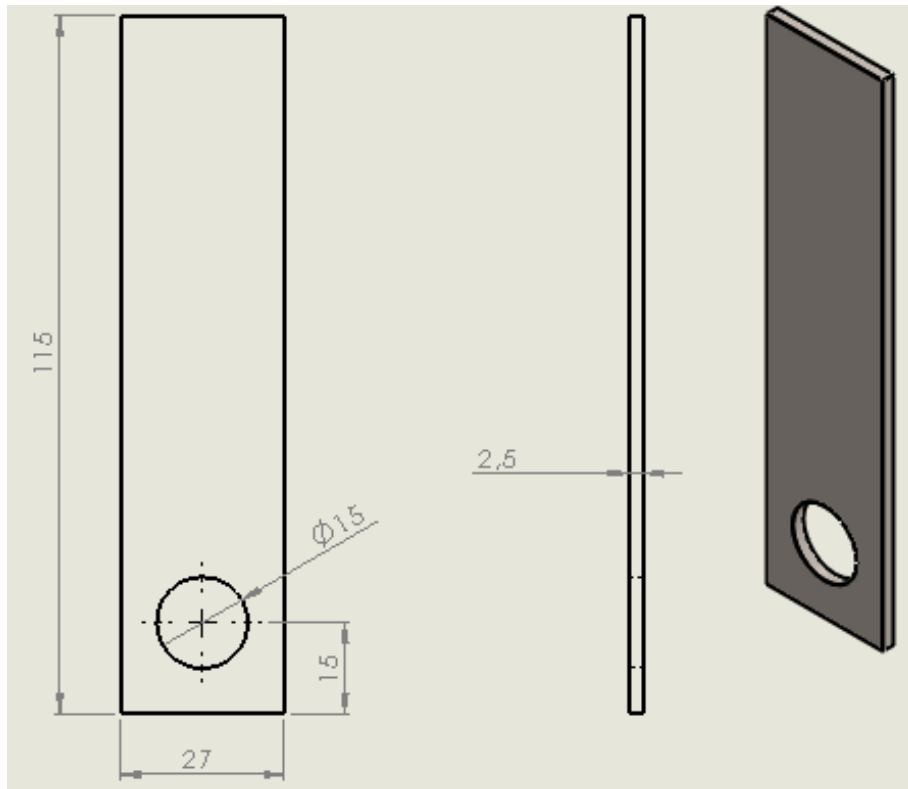
5.3 DISEÑO GEOMÉTRICO DE LAS CUCHILLAS

El diseño de las cuchillas, que en este caso tendrán una forma rectangular, es muy fundamental en el molino, ya que esta pieza será la encargada de producir el corte en la fibra, al momento en que estas se encuentren. Estas tendrán una perforación por donde pasara el eje porta cuchillas. Esta perforación se realiza, con el objetivo de poder reemplazarla por una nueva, cuando está se encuentre totalmente desgastada.

El contacto entre la cuchilla cuando está girando y la fibra es mayoritariamente de forma frontal. Como ya anteriormente se había dicho, que la fibrilla ya triturada debe de tener una longitud de 2.5 mm, de aquí se puede obtener la primera consideración de diseño de las cuchillas: el espesor de las cuchillas debe ser igual a la longitud de la fibra triturada, quiere decir, que el espesor de la cuchilla será de 2.5 mm (ver figura 18).

La segunda consideración de diseño de las cuchillas tiene que ver con su largo. Como se sabe, que el contacto entre la cuchilla y la fibra es de manera frontal y teniendo en cuenta la información presentada en la tabla 1, que el ancho promedio de una hoja de piña es de 7 cm, se puede definir lo siguiente: el largo de la cuchilla debe ser igual o mayor al ancho de la hoja de piña, para que se pueda cumplir el corte de la hoja en una sola pasada, por este motivo, se define una longitud útil de corte de cuchilla de 8 cm (ver figura 16). Los cálculos para las cuchillas se muestran en el cuadro 11.

Figura 18. Representación geométrica de las cuchillas en mm.

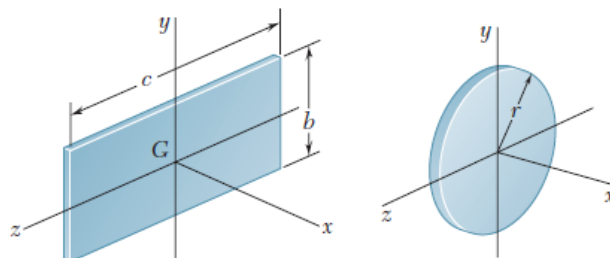


Ahora bien, mediante la puesta en marcha del prototipo y realizando un análisis de la materia prima ya triturada, la cual se realiza a una velocidad angular de 2875 RPM, se puede concluir que este valor de velocidad es aceptable para el desarrollo de los demás cálculos de la máquina que se quiere diseñar, respetando el modelo utilizado para el prototipo.

Cuadro 11. Dimensiones y cálculos geométricos de la cuchilla.

PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Espesor de la cuchilla	t	No aplica	0.0025 mts
Ancho de cara	A_N	No aplica	0.027 mts
Longitud del martillo	L_M	No aplica	0.115 mts
Diámetro de perforación	D_P	No aplica	0.015 mts
Volumen macizo	V_M	$V_M = L_M * A_N * t$	$7.7625 * 10^{-6} m^3$
Volumen de perforación	V_P	$V_P = \pi * \frac{D_P^2}{4} * t$	$4.42 * 10^{-7} m^3$
Volumen total	V_T	$V_T = V_M - V_P$	$7.321 * 10^{-6} m^3$
Densidad del acero	ρ_{acero}	No aplica	$8000 \frac{Kg}{m^3}$
Masa de cuchilla maciza	$M_{CU,MA}$	$M_{CU,MA} = \rho_{acero} * V_M$	0.062 Kg
Masa de perforación	$M_{CU,PER}$	$M_{CU,PER} = \rho_{acero} * V_P$	0.00354 Kg
Masa total de cuchilla	$M_{CU,T}$	$M_{CU,T} = M_{CU,MA} - M_{CU,PER}$	0.0585 Kg
Distancia desde el centro del eje principal hasta el centro de masa de la cuchilla	d_{CU}	Ver figura 16	0.1225 mts
Momento de inercia macizo	$I_{CU,MA}$	$I_{CU,MA} = \frac{1}{12} * M_{CU,MA} * (L_M^2 + A_N^2) + M_{CU,MA} * d_{CU}^2$	$0.0010025 Kg * m^2$
Distancia desde el centro del eje principal hasta el centro de la perforación de la cuchilla	$d_{CU,PER}$	Ver figura 16	0.08 mts
Momento de inercia de la perforación	$I_{CU,PER}$	$I_{CU,PER} = \frac{1}{2} * M_{CU,PER} * \left(\frac{D_P}{2}\right)^2 + M_{CU,PER} * d_{CU,PER}^2$	$0.00002276 Kg * m^2$
Momento de inercia total	$I_{CU,T}$	$I_{CU,T} = I_{CU,MA} - I_{CU,PER}$	$0.0009797 Kg * m^2$

Figura 19. Momentos de inercia para una placa rectangular delgada y disco delgado.

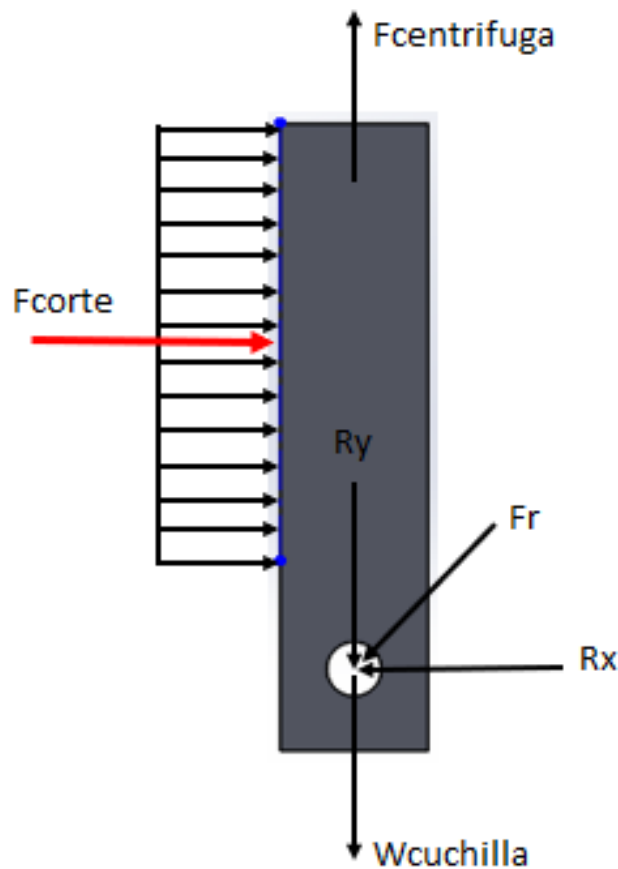


Fuente: JOHNSTON, E. Russell, et al. Mecánica vectorial para ingenieros: Dinámica. 2010.

5.3.1 Cálculo de esfuerzos en las cuchillas Según Gámez et al²², Las principales consideraciones de fallas se generan debido a la tracción que se genera en las zonas críticas de la cuchilla; un tipo de falla que se genera es por cizalladura en el área de contacto entre el perno y la cuchilla, por lo tanto, es necesario calcular el factor de seguridad para esfuerzo normal y para esfuerzo cortante.

En el cuadro 12 se llevará a cabo el cálculo de los parámetros anteriormente mencionados. Además, en la figura 20 se muestra la cuchilla con sus respectivas fuerzas y reacciones.

Figura 20. Representación de las fuerzas actuantes sobre la cuchilla.

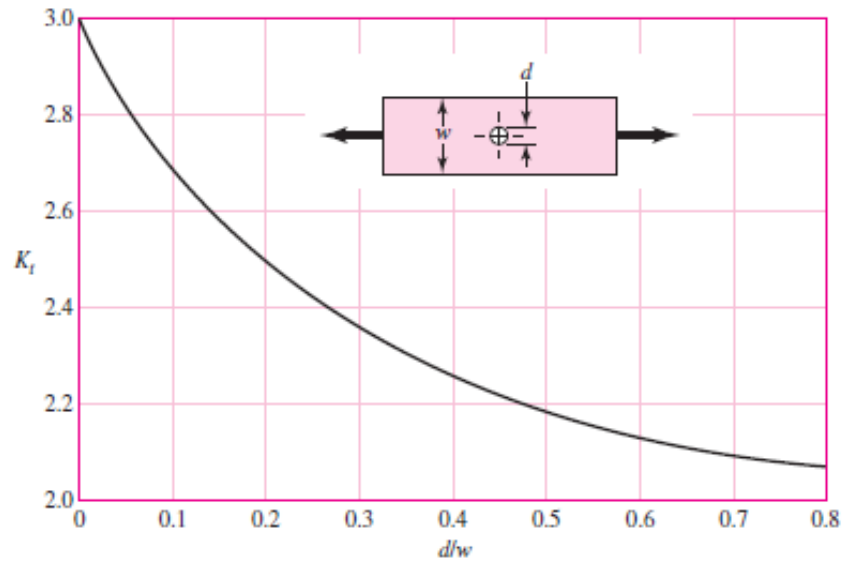


²² Gámez Torres, Andres Felipe y Monrroy Rivas, Kevin Francesco. Diseño y construcción de una planta productora de pellets para peces, etapa de molienda. Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2017. p. 58.

Cuadro 12. Ecuaciones, resultados de esfuerzos y factores de seguridad en las cuchillas.

PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Momento de la fuerza de corte	$M_{O,CU}$	$M_{O,CU} = I_{CU,T} * \alpha$	1.65 N * m
Fuerza de corte	F_{corte}	$F_{corte} = \frac{M_{O,CU}}{L_M}$	14.35 N
Peso específico	$\gamma_{Especifico}$	$\gamma_{Especifico} = \rho_{acero} * g$	78480 $\frac{N}{m^3}$
Peso de la cuchilla	W_{CU}	$W_{CU} = V_T * \gamma_{Especifico}$	0.574 N
Área de desgarre	A_{DES}	$A_{DES} = d_b * t * 2$	7.5 * 10 ⁻⁵ m ²
Distancia de la base de la cuchilla al centro del agujero (figura 11)	d_b	No aplica	0.015 mts
Fuerza centrífuga	F_{CENTRI}	$F_{CENTRI} = M_{CU,T} * \omega_{AN,Vacio}^2 * R_{giro}$	955 N
Esfuerzo cortante	τ_{COR}	$\tau_{COR} = \frac{F_{CENTRI}}{A_{DES}}$	12.7 Mpa
Factor de seguridad por esfuerzo cortante	N_{COR}	$N_{COR} = \frac{S_{YS}}{\tau_{COR}}$	12.5
Resistencia de fluencia al corte	S_{YS}	$S_{YS} = \frac{S_Y}{\sqrt{3}}$	159.35 Mpa
Resistencia de fluencia a la tensión	S_Y	Ver Anexo D	276 Mpa
Esfuerzo normal máximo	$\sigma_{m\acute{a}x}$	$\sigma_{m\acute{a}x} = k * \frac{F_{CENTRI}}{A_{ST,CU}}$	32.5 Mpa
Área de sección transversal de la cuchilla	$A_{ST,CU}$	$A_{ST,CU} = A_N * t$	6.75 * 10 ⁻⁵ m ²
Constante de concentración de esfuerzos	k	Ver figura 21	2.3
Factor de seguridad por esfuerzo normal	$N_{m\acute{a}x}$	$N_{m\acute{a}x} = \frac{S_Y}{\sigma_{m\acute{a}x}}$	8.5

Figura 21. Gráfica de factores teóricos de concentración de esfuerzos.



Fuente: Budynas, Richard G., et al. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 2012.

Según el diseño geométrico de las cuchillas y material escogido para las mismas en acero inoxidable 304 con un esfuerzo de fluencia de 276 MPa (Ver anexo D), se determinó un resultado del factor de seguridad por esfuerzo cortante de 12.5, lo cual garantiza que no se presentara falla por desgarramiento y un factor de seguridad por esfuerzo normal de 8.5, que también garantiza que no se visualizara falla por tracción debido a la fuerza centrífuga que se produce. La validación del cálculo realizado anteriormente, se realiza por medio del método de elementos finitos, que se encuentra en la sección 5.12.2.

5.4 DISEÑO DEL ROTOR PORTA CUCHILLAS

El diseño del rotor o disco porta cuchillas es muy importante, debido a la posición que ocuparan estas últimas. Para este caso, se realizarán cuatro perforaciones por donde pasará el eje porta cuchillas y una perforación principal que será atravesada por un buje que estará soldado al rotor (figura 22), donde por este último pasará el eje central de movimiento. El ensamble del conjunto rotor-buje al eje central, se realizará por medio de tornillos de fijación, donde en el eje se realizarán unas leves perforaciones, iguales al diámetro de estos mismos, con el fin de brindar un mayor agarre entre el rotor y el eje central. En la figura 23 se puede observar la posición de las cuchillas cuando el sistema se encuentra en reposo.

La forma geométrica del rotor es circular teniendo como ventaja un balanceo dinámico del mismo. El cual consta de un diámetro de 200 mm (7 - 7/8 in), 4 perforación de 15 mm (5/8 in), una perforación

central para el buje de 25.4 mm (1 in) y se definió un espesor del rotor de 4.7625 mm (3/16 in) (figura 24).

Figura 22. Conjunto rotor-buje con sus respectivas partes.

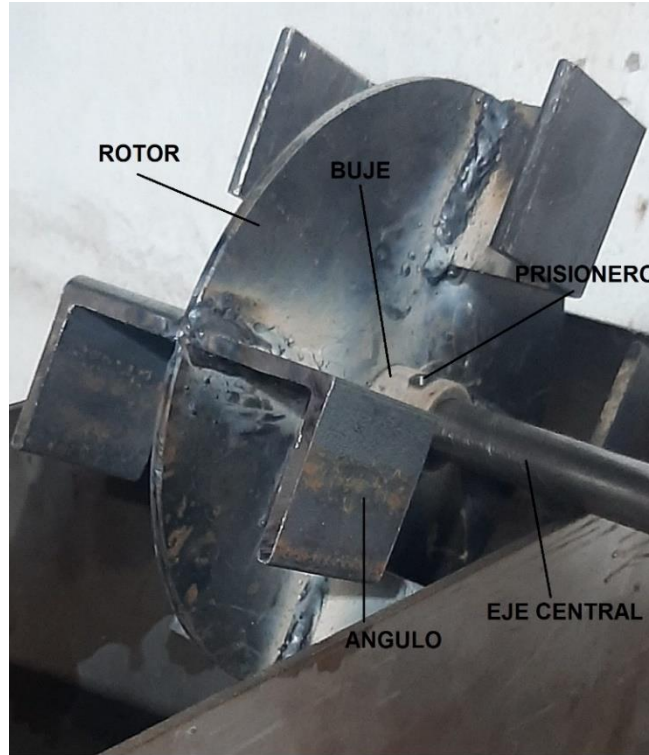


Figura 23. Posición de las cuchillas en su estado de reposo.

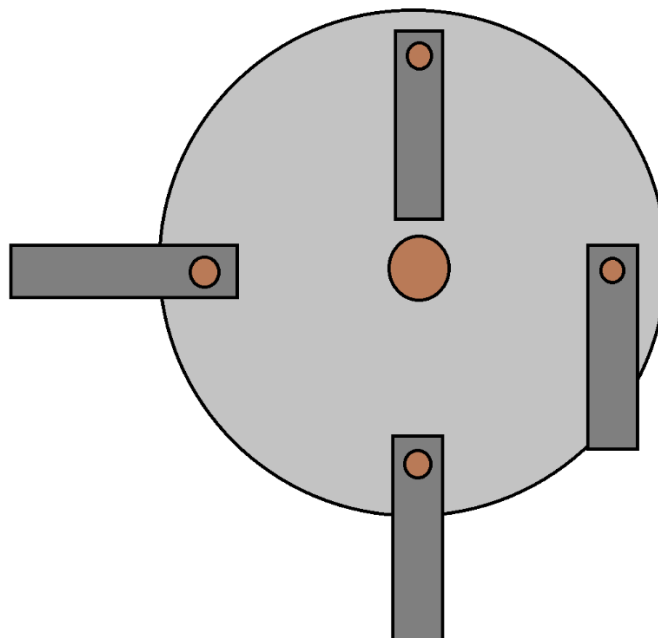
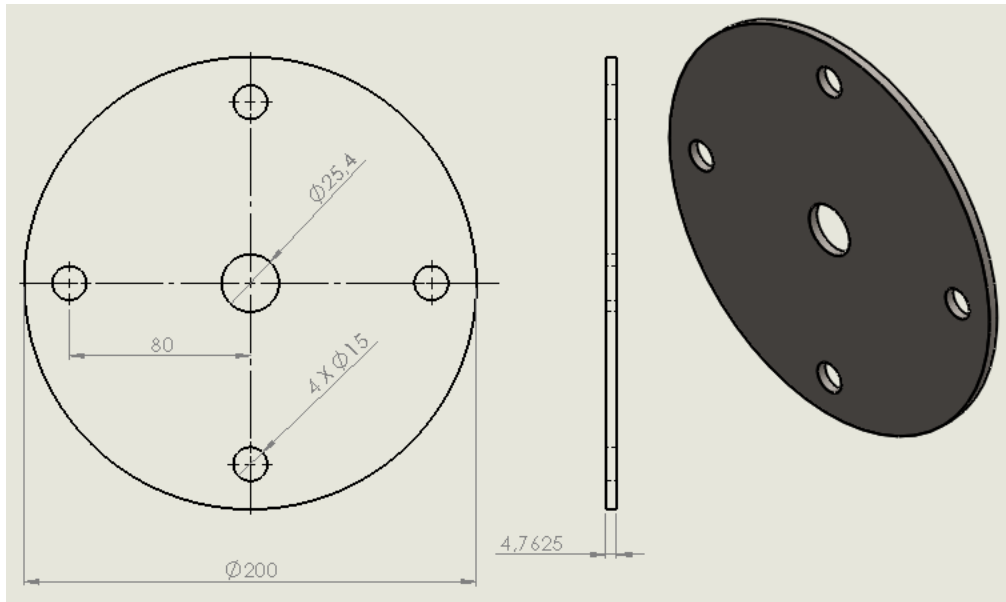


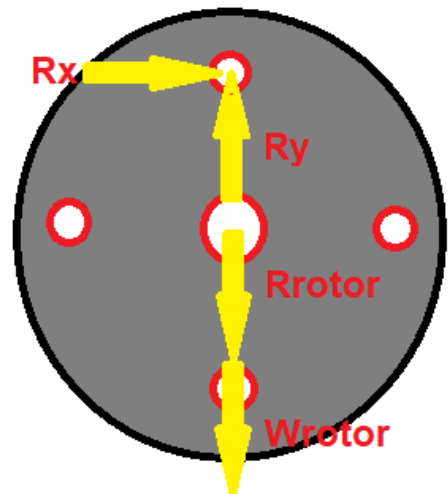
Figura 24. Geometría del rotor en mm.



En la figura 23 se puede observar que la cuchilla del lado izquierdo, toma una postura diferente a las demás (posición horizontal), esto ocurre por la posición en como estará soldado el ángulo porta cuchillas en el rotor. Asimismo, esto no traerá ninguna consecuencia en el óptimo funcionamiento de la máquina.

Los cálculos correspondientes de la geometría del rotor, de esfuerzo cortante y factor de seguridad, se pueden observar en el cuadro 13 y en la figura 25 se indican las fuerzas de reacción que produce la cuchilla en el rotor.

Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del rotor.



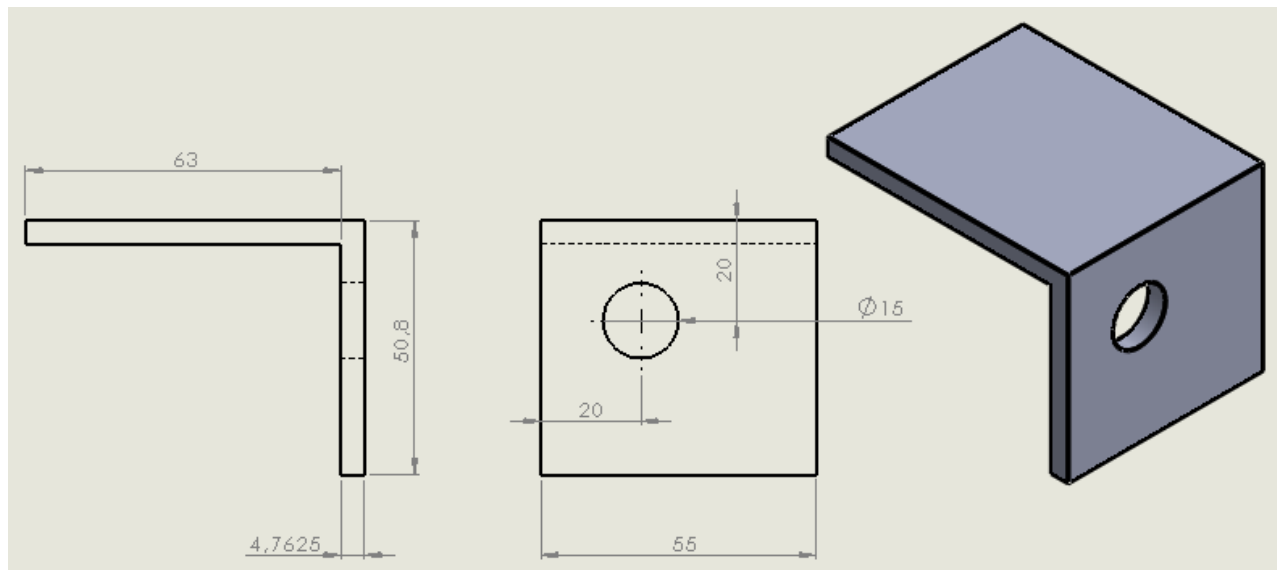
Cuadro 13. Ecuaciones y definición de parámetros para el rotor.

PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Factor de seguridad del rotor	N_{ROTOR}	$N_{ROTOR} = \frac{2 * S_{YS}}{\tau_{CO,RO}}$	9.16
Esfuerzo cortante del rotor	$\tau_{CO,RO}$	$\tau_{CO,RO} = \frac{F_{RE,RO}}{A_{DES,RO}}$	66.8 MPa
Fuerza de reacción, producto de la fuerza centrífuga	$F_{RE,RO}$	Ver figura 27	6366,7 N
Área de desgarre del disco	$A_{DES,RO}$	$A_{DES,RO} = t_{RO} * d_{PER,RO}$	$9.525 * 10^{-5} m^2$
Espesor del rotor	t_{RO}	No aplica	0.0047625 mts
Distancia del exterior del rotor al centro de la perforación	$d_{PER,RO}$	No aplica	0.02 mts
Volumen macizo del rotor	$V_{M,RO}$	$V_{M,RO} = \pi * \frac{D_{ROTOR}^2}{4} * t_{RO}$	$1.5 * 10^{-4} m^3$
Diámetro del rotor	D_{ROTOR}	No aplica	0.2 mts
Volumen de perforaciones pequeñas	$V_{PER,PE,RO}$	$V_{PER,PE,RO} = 4 * \pi * \frac{D_{PER,PE,RO}^2}{4} * t_{RO}$	$3.37 * 10^{-6} m^3$
Diámetro de perforaciones pequeñas	$D_{PER,PE,RO}$	No aplica	0.015 mts
Diámetro de perforación grande	$D_{PER,GR,RO}$	No aplica	0.0254 mts
Volumen final rotor	$V_{F,RO}$	$V_{F,RO} = V_{M,RO} - V_{PER,PE,RO} - V_{PER,GR,RO}$	$1.44 * 10^{-4} m^3$
Volumen de un ángulo	V_{AN}	Ver figura 26	$2.981 * 10^{-5} m^3$
Volumen total de ángulos	$V_{T,AN}$	$V_{T,AN} = 8 * V_{AN}$	$2.4 * 10^{-4} m^3$
Volumen de perforaciones en los ángulos	$V_{PER,AN}$	$V_{PER,AN} = 8 * \left(\pi * \frac{D_{PER,PE,RO}^2}{4} * t_{AN} \right)$	$6.733 * 10^{-6} m^3$
Espesor del ángulo	t_{AN}	Ver figura 26	0.0047625 mts
Volumen final de los ángulos	$V_{F,AN}$	$V_{F,AN} = V_{T,AN} - V_{PER,AN}$	$2.333 * 10^{-4} m^3$
Masa de rotor macizo	$M_{RO,MA}$	$M_{RO,MA} = \rho_{acero} * V_{M,RO}$	1.18 Kg

Cuadro 14. (continuación).

Masa de perforaciones pequeñas	$M_{PER,PE}$	$M_{PER,PE} = \rho_{acero} * V_{PER,PE,RO}$	0.0264 Kg
Masa de perforación grande	$M_{PER,GR}$	$M_{PER,GR} = \rho_{acero} * V_{PER,GR,RO}$	0.0188 Kg
Masa total de ángulos	$M_{T,AN}$	$M_{T,AN} = \rho_{acero} * V_{F,AN}$	1.83 Kg
Densidad del acero (AISI 1045)	ρ_{acero}	No aplica	$7850 \frac{Kg}{m^3}$
Masa total del rotor	$M_{T,RO}$	$M_{T,RO} = M_{RO,MA} - M_{PER,PE} - M_{PER,GR}$	1.135 Kg
Masa total conjunto rotor-ángulo	$M_{T,RO-AN}$	$M_{T,RO-AN} = M_{T,AN} + M_{T,RO}$	2.965 Kg
Peso del conjunto rotor-ángulo	$W_{RO,AN}$	$W_{RO,AN} = (V_{F,AN} + V_{F,RO}) * \gamma_{Especifico}$	29.05 N
Momento de Inercia del rotor	I_{ROTOR}	$I_{ROTOR} = \frac{1}{2} * M_{T,RO-AN} * \frac{D_{ROTOR}^2}{4}$	$0.015 Kg * m^2$

Figura 26. Geometría de los ángulos en mm.

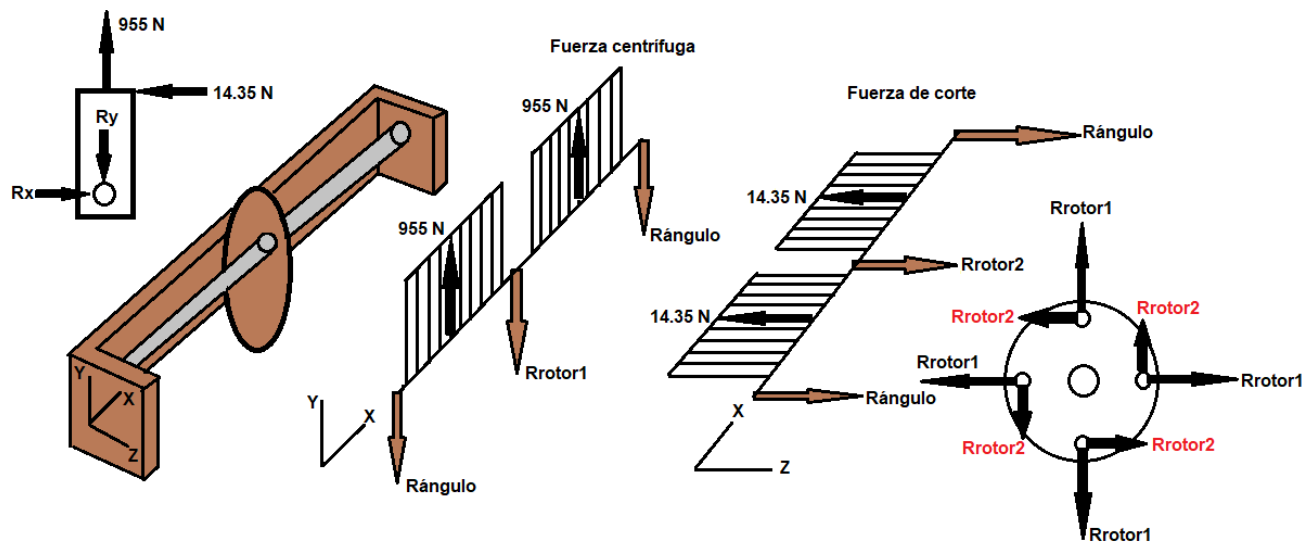


Una vez realizados los respectivos cálculos para el rotor, se logra determinar un valor de factor de seguridad por esfuerzo cortante de 2.3, el cual garantiza que no se presentara falla por desgarramiento, teniendo como generadora la fuerza de reacción en el rotor producida por la influencia de la fuerza centrífuga de las cuchillas.

Cabe resaltar, que para la realización de los respectivos cálculos para el rotor y los ángulos, se definió para cada uno de ellos un material, el cual viene siendo el AISI 1045 acero estirado en frío (ver Anexo D) con un esfuerzo de fluencia de 530 MPa y un esfuerzo al corte (S_{YS}) igual a 306 MPa.

A continuación, en la figura 27 se presenta el análisis de fuerzas para el rotor, realizado con el propósito de dar validación al cálculo teórico realizado anteriormente, por medio de un análisis de elementos finitos que se encuentra en la sección 5.12.3.

Figura 27. Análisis de las fuerzas para el rotor.



5.5 DISEÑO DE LAS ARANDELAS SEPARADORAS

Este elemento de la máquina, se encargará de dar la separación entre las cuchillas, con el propósito que durante el funcionamiento no se choquen entre ellas. Asimismo, esta separación produce durante la puesta en marcha de la máquina una fibrilla triturada de 4 mm de longitud, el cual también resulta óptima para la producción de la hoja de papel.

Para este molino de trituración, se utilizarán dos (2) arandelas de aluminio de diferente espesor, pero con diámetro exterior e interior iguales. En total será una suma de ochenta (80) arandelas, ocho (8) por la geometría uno (1) (figura 28) y setenta y dos (72) por la geometría dos (2) (figura 29).

Figura 28. Geometría uno (1) de las arandelas separadoras en mm.

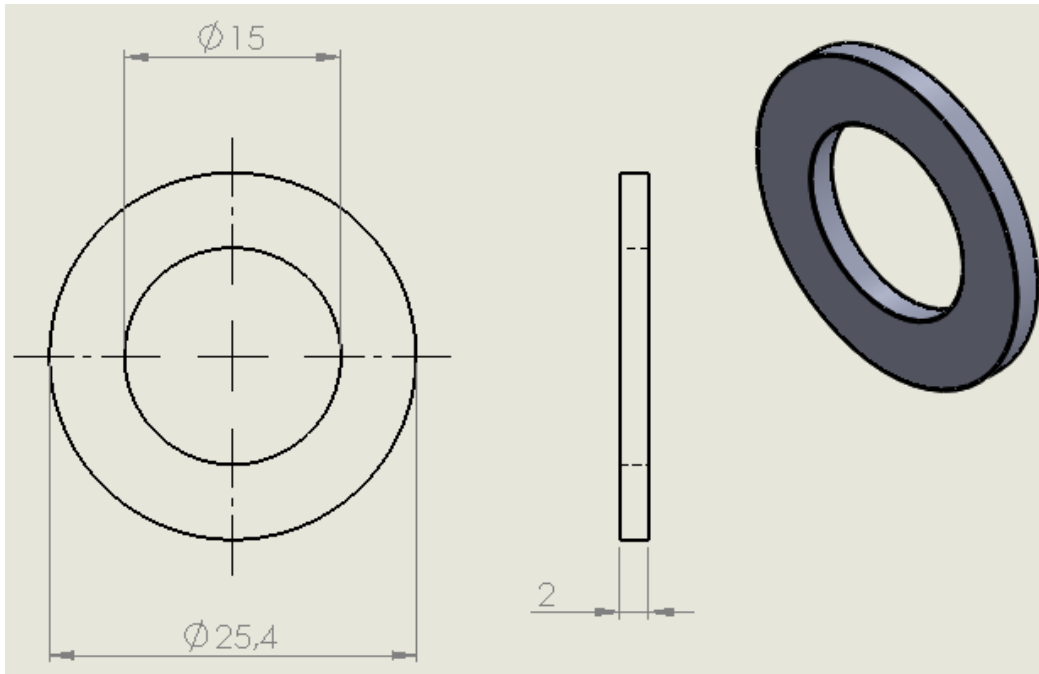
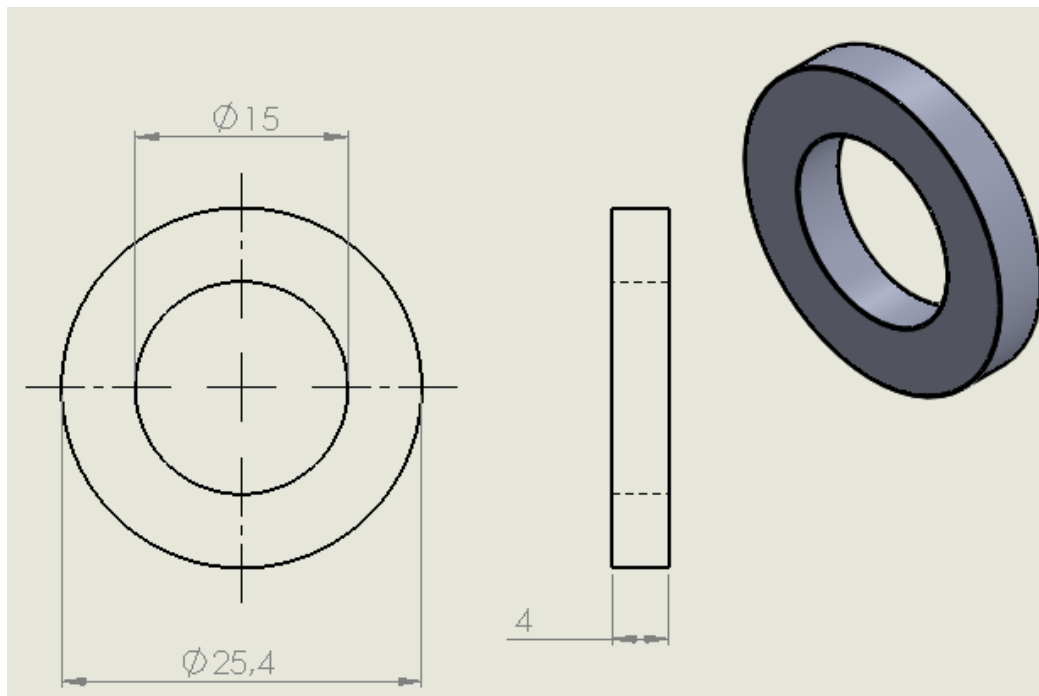


Figura 29. Geometría dos (2) de las arandelas separadoras en mm.



Los cálculos geométricos para la geometría uno (1) se pueden observar en el cuadro 14 y para la geometría dos (2) en el cuadro 15.

Cuadro 14. Cálculos geométricos para la arandela (geometría uno).

PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Cantidad de arandelas	No aplica	No aplica	8
Diámetro exterior	$D_{EXT,1}$	No aplica	0.0254 mts
Diámetro interior	$D_{INT,1}$	No aplica	0.015 mts
Espesor de la arandela	$t_{AR,1}$	No aplica	0.002 mts
Volumen de la arandela	$V_{AR,1}$	$V_{AR,1} = \pi * \left(\frac{D_{EXT,1}^2}{4} - \frac{D_{INT,1}^2}{4} \right) * t_{AR,1}$	$6.6 * 10^{-7} m^3$
Masa de la arandela	$M_{AR,1}$	$M_{AR,1} = \rho_{ALUMINIO} * V_{AR,1}$	0.00183 Kg
Densidad del aluminio	$\rho_{ALUMINIO}$	No aplica	$2770 \frac{Kg}{m^3}$
Momento de inercia de la arandela	$I_{AR,1}$	$I_{AR,1} = \frac{1}{2} * M_{AR,1} * \left(\frac{D_{EXT,1}^2}{4} + \frac{D_{INT,1}^2}{4} \right) + M_{AR,1} * d_{AR,EC}^2$	$1.2 * 10^{-5} Kg * m^2$
Distancia desde el centro del eje hasta el centro de la perforación de la arandela	$d_{AR,EC}$	No aplica	0.08 mts

Cuadro 15. Cálculos geométricos para la arandela (geometría dos) en mm.

PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Cantidad de arandelas	No aplica	No aplica	72
Diámetro exterior	$D_{EXT,2}$	No aplica	0.0254 mts
Diámetro interior	$D_{INT,2}$	No aplica	0.015 mts
Espesor de la arandela	$t_{AR,2}$	No aplica	0.004 mts
Volumen de la arandela	$V_{AR,2}$	$V_{AR,2} = \pi * \left(\frac{D_{EXT,2}^2}{4} - \frac{D_{INT,2}^2}{4} \right) * t_{AR,2}$	$1.32 * 10^{-6} m^3$
Masa de la arandela	$M_{AR,2}$	$M_{AR,2} = \rho_{ALUMINIO} * V_{AR,2}$	0.00365 Kg
Densidad del aluminio	$\rho_{ALUMINIO}$	No aplica	$2770 \frac{Kg}{m^3}$
Momento de inercia de la arandela	$I_{AR,2}$	$I_{AR,2} = \frac{1}{2} * M_{AR,2} * \left(\frac{D_{EXT,2}^2}{4} + \frac{D_{INT,2}^2}{4} \right) + M_{AR,2} * d_{AR,EC}^2$	$2.376 * 10^{-5} Kg * m^2$
Distancia desde el centro del eje hasta el centro de la perforación de la arandela	$d_{AR,EC}$	No aplica	0.08 mts

5.6 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR ELÉCTRICO

Según WEG²³, empresa brasileña productora de motores eléctricos a nivel mundial, el final del período de arranque de un motor eléctrico, Ajustable generalmente en un rango de 2 a 30 segundos, la tensión alcanza su valor máximo mediante una aceleración gradual o una rampa ascendente, en lugar de experimentar aumentos o cambios bruscos. De esta manera, se consigue mantener la corriente de arranque cerca del valor nominal y con una variación suave.

El momento de inercia de la carga accionada es una característica esencial para evaluar, a través del tiempo de aceleración, si el motor puede activar la carga dentro de los parámetros establecidos por el entorno o la estabilidad térmica del material aislante. El momento de inercia mide la resistencia que un objeto presenta ante un cambio en su movimiento de rotación alrededor de un eje específico. Su valor depende del eje alrededor del cual está rotando y de la forma del objeto, así como se distribuye su masa.

Como dice Caputo²⁴, El torque de la carga es una fuerza que se manifiesta en el eje del motor y tiende a frenarlo. Para lograr la aceleración, el motor debe ser más potente que la carga. La discrepancia entre el torque disponible del motor y el torque de la carga se conoce como torque de aceleración, y determina la capacidad del motor para iniciar o no. Varios métodos de arranque disminuyen el torque del motor y, por ende, el torque de aceleración, lo que resulta en un aumento en el tiempo necesario para el arranque.

Comúnmente, se hace referencia a las aplicaciones con un bajo momento de inercia como "arranque normal", mientras que aquellas con un momento de inercia elevado se denominan "arranque pesado". En nuestro caso, dado que se trata de un arranque normal, el momento de inercia de la carga es bajo y el tiempo que el motor requiere para alcanzar su velocidad nominal es breve, generalmente inferior a los 10 segundos. Por esta razón, el autor presenta un cuadro (Cuadro 16) que muestra diferentes tiempos de arranque según el estado de carga y el método de arranque utilizado. Para motivos del cálculo de la potencia del motor del molino de trituración, que se presentan en el cuadro 18, su aplicación está basada en un arranque normal y suave, donde se obtiene un tiempo de aceleración de 6 seg.

²³ WEG. Guía de Especificación de Motores Eléctricos. Brasil. p. 25.

²⁴ CAPUTO, Rafael. Motores, conceptos básicos y métodos de arranque. Parte 1. EN. *Revista Ingeniería Eléctrica* [en línea]. Argentina, 2015, nro. 296. [Consultado 18 enero 2024]. pp. 52.54. Disponible en: https://www.editores-srl.com.ar/revistas/ie/296/caputo_motores_conceptos_basicos_y_metodos_de_arranque.

Cuadro 16. Tiempos de aceleración, en función de la carga y método de arranque.

	Arranque directo	Estrella triángulo	Arranque suave
Motor sin carga	0,2 a 0,5 seg.	0,4 seg.	1 seg.
Arranque normal	2 a 4 seg.	3 a 6 seg.	6 seg.
Arranque pesado	6 a 8 seg.	8 a 12 seg.	12 seg.

Fuente: CAPUTO, Rafael. Motores, conceptos básicos y métodos de arranque. Parte 1. EN. *Revista Ingeniería Eléctrica* [en línea]. Argentina, 2015, nro. 296. [Consultado 18 enero 2024]. pp. 52.54. Disponible en: https://www.editores-srl.com.ar/revistas/ie/296/caputo_motores_conceptos_basicos_y_metodos_de_arranque.

Cuadro 17. Cálculos de potencia del motor.

PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Aceleración angular	α_{MOTOR}	$\alpha = \frac{\omega}{t_{ACE}}$	$50.2 \frac{rad}{seg^2}$
Velocidad angular	ω	$\omega = \frac{2\pi}{60} * N_{vacío}$	$301.1 \frac{rad}{seg}$
RPM	$N_{vacío}$	No aplica	2875 RPM
Tiempo de aceleración	t_{ACE}	No aplica	6 seg
Torque de arranque	$T_{arranque}$	$T_{arranque} = \alpha * I_{TOTAL}$	5.02 N * m
Inercia total	I_{TOTAL}	$I_{TOTAL} = I_{SEP} + I_{RO,AN} + I_{CU} + I_{EJ,CU} + I_{EJ,RO}$	0.1 Kg * m ²
Inercia de los separadores	I_{SEP}	No aplica	$1.806 * 10^{-3} Kg * m^2$
Inercia del rotor con ángulos	$I_{RO,AN}$	No aplica	0.015 Kg * m ²
Inercia de cuchillas	I_{CU}	No aplica	0.0784 Kg * m ²
Inercia de eje porta cuchillas	$I_{EJ,CU}$	No aplica	$5.452 * 10^{-3} Kg * m^2$
Inercia del eje rotor	$I_{EJ,RO}$	No aplica	$3.846 * 10^{-5} Kg * m^2$
Potencia de arranque	$POT_{arranque}$	$POT_{arranque} = T_{arranque} * \frac{\omega}{745.7}$	2.03 HP

Anteriormente se realizó el cálculo de la potencia para el molino de trituración, con un valor de 2.03 Hp. Con este valor de la potencia para la trituración, se continua con la selección del motor, el cual se resuelve emplear un motor de 3 Hp que gira a 2870 rpm. Las demás especificaciones se pueden observar en el anexo E.

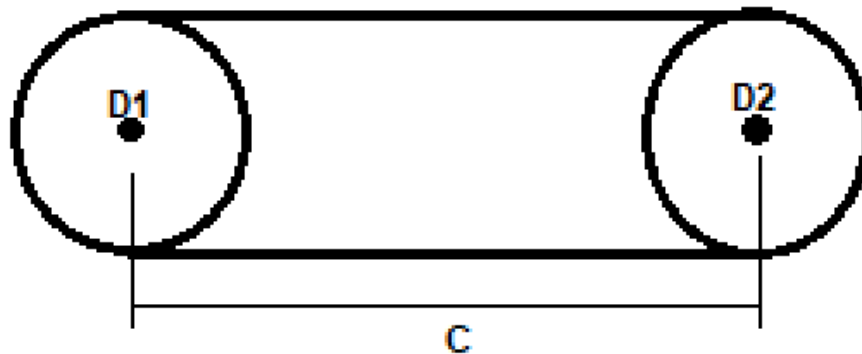
5.7 SELECCIÓN DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA PARA EL EJE DEL ROTOR

Con el fin de transferir la potencia necesaria de 3 Hp, se cuenta con una polea conductora y una polea conducida, las cuales tendrán el mismo diámetro (ver figura 30), además se seleccionará una banda en V de sección tipo A, tal como se muestra en las tablas específicas. Para la selección de la transmisión de potencia por correas se utilizará el manual de correas de transmisión industrial DUNLOP, donde en él se puede observar una serie de pasos para la selección, el cual se podrá observar en el anexo F. Para el cálculo de valor de tensiones y constantes referentes se toma como guía el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, que muestra las tablas con el valor de las constantes, el cual se encuentran también en el anexo F.

Cuadro 18. Parámetros para cálculo y selección de correa.

Máquina conducida	Horas de trabajo: 8 horas/día
	Revoluciones por minuto: 2870 rpm
	i=1
Máquina conductora	Motor eléctrico nominal= 3 Hp
	Revoluciones por minuto: 2870 rpm
	C=465 mm

Figura 30. Sistema de transmisión de potencia.



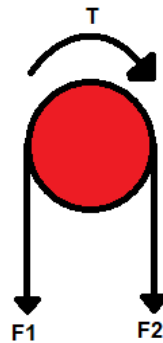
Cuadro 19. Ecuaciones y cálculos de la transmisión de potencia.

PARAMETROS	SÍMBOLO	ECUACIÓN	CANTIDAD
Potencia corregida	P_{COR}	$P_{COR} = F_{CP} * P_{NOM}$	3.9 Hp
Potencia nominal	P_{NOM}	No aplica	3 Hp
Factor de servicio	F_{CP}	Anexo F	1.3
Tipo de polea	No aplica	Anexo F – Tabla selección perfil correa	Tipo A
Relación de transmisión	i	$i = \frac{N_{CONDUCTORA}}{N_{CONDUCTADA}} = \frac{D_{CONDUCTADA}}{D_{CONDUCTORA}}$	1
RPM polea conducida	$N_{CONDUCTADA}$	No aplica	2870 rpm
RPM polea conductora	$N_{CONDUCTORA}$	No aplica	2870 rpm
Diametro Primitivo Conductora	$D_{CONDUCTORA}$	Anexo F	4" = 101.6 mm
Diametro Primitivo Conducida	$D_{CONDUCTADA}$	$i = \frac{D}{d}$	4" = 101.6 mm
Distancia mínima entre centros	C_{min}	$C_{min} = \frac{D_{CONDUCTORA} + D_{CONDUCTADA}}{2} + D_{CONDUCTADA}$	203.2 mm
Distancia entre centros asumida	$C_{asumido}$	$D_{CONDUCTORA} \leq C \leq 3 * \left(\frac{D_{CONDUCTORA} + D_{CONDUCTADA}}{2} \right)$	101.6 ≤ 465 ≤ 609.6
Velocidad optima	V_{optima}	$V_{optima} = \pi * d * \frac{N_{CONDUCTORA}}{60 * 1000}$	15.3 $\frac{m}{seg}$
Longitud de paso de banda	L_{banda}	$L_{banda} = 1.57 * (D_{CONDUCTADA} + D_{CONDUCTORA}) + 2C + \frac{(D_{CONDUCTORA} - D_{CONDUCTADA})^2}{4C}$	1249 mm >> 1262 mm = 48 in
Correa de sección	No aplica	Anexo F	A48
Potencia tabulada	POT_{TAB}	$POT_{TAB} = P_{BASE} + A_{RE,TR}$	2.9 Hp
Prestación en base	P_{BASE}	Anexo F – Tabla N°2	2.9 Hp
Adicionales por relación de transmisión	$A_{RE,TR}$	Anexo F – Tabla N°2	0 Hp
Potencia de banda	P_{BANDA}	$P_{BANDA} = K_1 * K_2 * POT_{TAB}$	2.7 Hp
Factor de corrección de longitud de correa	K_1	Anexo F – Tabla N°4	0.92
Factor de corrección del arco de contacto	K_2	$\alpha = 180 - (57 * \frac{D-d}{c})$ Anexo F	1
Numero de Correas	N_c	$N_c = \frac{P_{COR}}{P_{BANDA}}$	1.44

Anteriormente se definió el cálculo para el número de correas utilizadas en la transmisión de potencia, el cual se obtuvo un valor de 1.44 correas, por tanto, se resuelve para un número de correas de 2.

5.7.1 Cálculo de fuerzas en la transmisión de potencia

Figura 31. Representación de las fuerzas actuantes sobre la p Polea conducida.



Cuadro 20. Ecuaciones y cálculo de la fuerza en la transmisión de potencia.

PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Parámetro de banda en V	K_C	<i>Anexo F – Tabla 17 – 16</i>	0.561
Tensión centrífuga	F_C	$F_C = K_C * \left(\frac{V}{1000}\right)^2$	5.1 Lbf
Velocidad tangencial de la banda	V_{TAN}	No aplica	3012 $\frac{ft}{min}$
Diferencia de fuerzas en la banda	ΔF	$\Delta F = \frac{63025 * \left(\frac{H_d}{N_c}\right)}{N * \left(\frac{D_{MENOR}}{2}\right)}$	19.76 Lbf
Potencia de diseño	H_d	$H_d = P_{NOM} * K_S * n_d$	3.6 Hp
Factor de servicio	K_S	<i>Anexo F – Tabla 17 – 15</i>	1.2
factor de diseño	n_d	No aplica	1
Tensión mayor	F_1	$F_1 = F_C + \frac{\Delta F * (e^{f*\theta})}{e^{f*\theta} - 1}$	29.8 Lbf
Ángulo de contacto	θ_{CON}	$\theta_{CON} = \theta_{MENOR} = \pi - 2 * \sin^{-1}\left(\frac{D_{MAYOR} - D_{MENOR}}{2 * C}\right)$	π rad
Coefficiente de fricción efectivo	$e^{f*\theta}$	$e^{0.5123*\theta}$	5

Cuadro 21. (continuación).

Tensión menor	F_2	$F_2 = F_1 - \Delta F$	10.04 Lbf
Factor de seguridad	N_{FS}	$N_{FS} = \frac{P_{BANDA} * N_C}{P_{NOM} * K_S}$	1.5
Tensión uno	T_1	$T_1 = F_1 + \frac{K_B}{D_{MENOR}}$	84.8 Lbf
Tensión dos	T_2	$T_2 = F_1 + \frac{K_B}{D_{MAYOR}}$	84.8 Lbf
Parámetro de banda en V	K_B	Anexo F – Tabla 17 – 16	220
Número de pasadas	N_P	$N_P = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1}$	$4.8 * 10^9$ Pasadas
Picos de fuerza	K	Anexo F – Tabla 17 – 17	674
Picos de fuerza	b	Anexo F – Tabla 17 – 17	11.089
Tiempo de vida en horas	t	$t > \frac{N_P * L_{BANDA}}{720 * V_{TAN}}$	22134 Hrs

Según el libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, para el cálculo del tiempo de vida en horas para la correa, las constantes K y b tienen sus intervalos de validez. Por tanto, como se obtuvo un valor de $N_P > 10^9$, se debe de realizar un ajuste en este mismo, ya que se encuentra fuera del intervalo de validez de la ecuación para el cálculo del número de pasadas. Es por esto, que se define un $N_P = 10^9$ y una ecuación para el cálculo del tiempo de vida, la cual se muestra anteriormente en el cuadro 21.

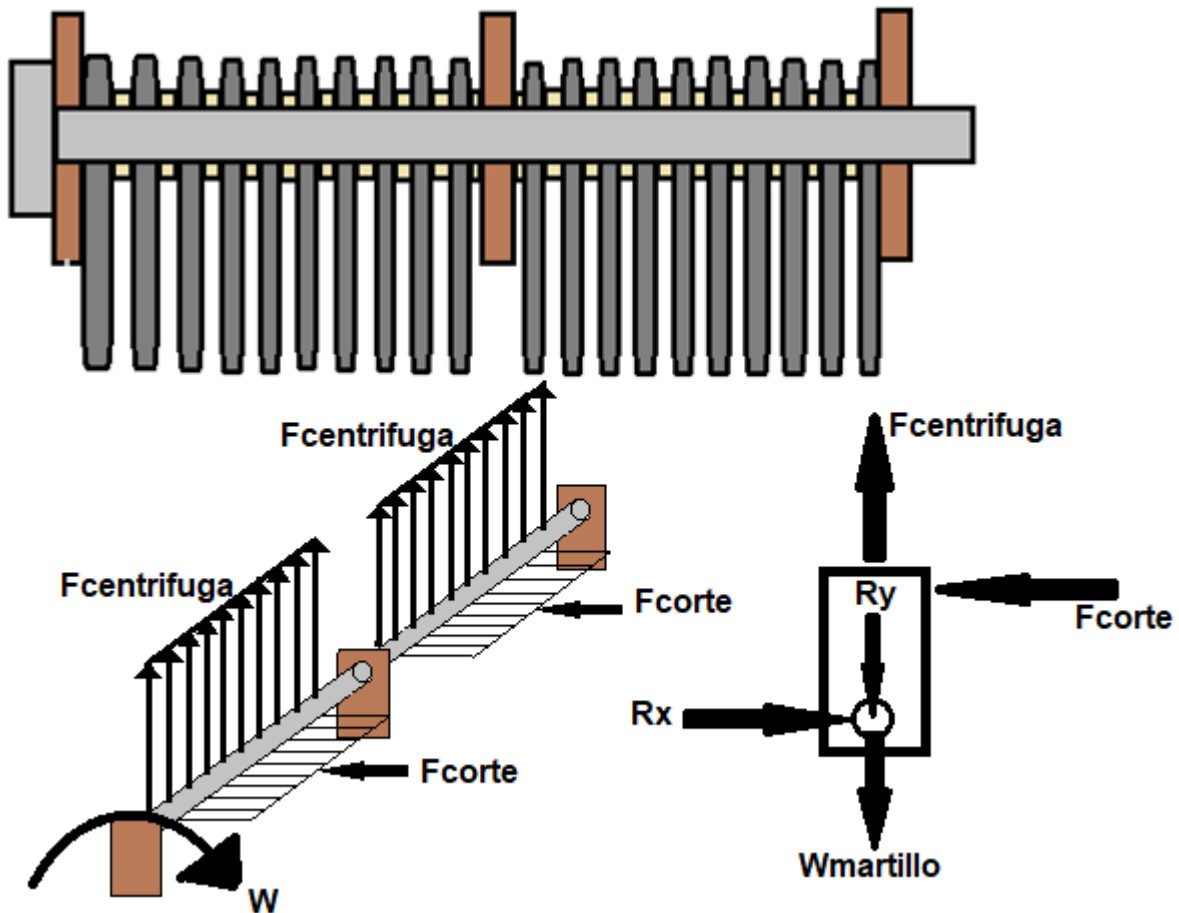
5.8 DISEÑO DEL EJE PORTA CUCHILLAS

En la figura 32 se presenta el montaje que tiene el eje porta cuchillas en el rotor, el cual está directamente en contacto con las cuchillas, las cuales producen una fuerza centrífuga y de corte y también con los ángulos y el rotor, que producen las reacciones en el eje, originando así un sistema de fácil solución. En la figura se observan diferentes colores, los cuales el color marrón hace relación al rotor y a los ángulos, el color gris oscuro hace referencia a las cuchillas, el color gris claro hace referencia al eje porta cuchillas y el color restante hace referencia a los elementos separadores.

Cabe mencionar, que cada una de las cuchillas en el eje, tienen la libertad de girar sobre sus agujeros, esto con el propósito que durante cargas altas de materia prima, la fuerza de impacto no sea alta y así se

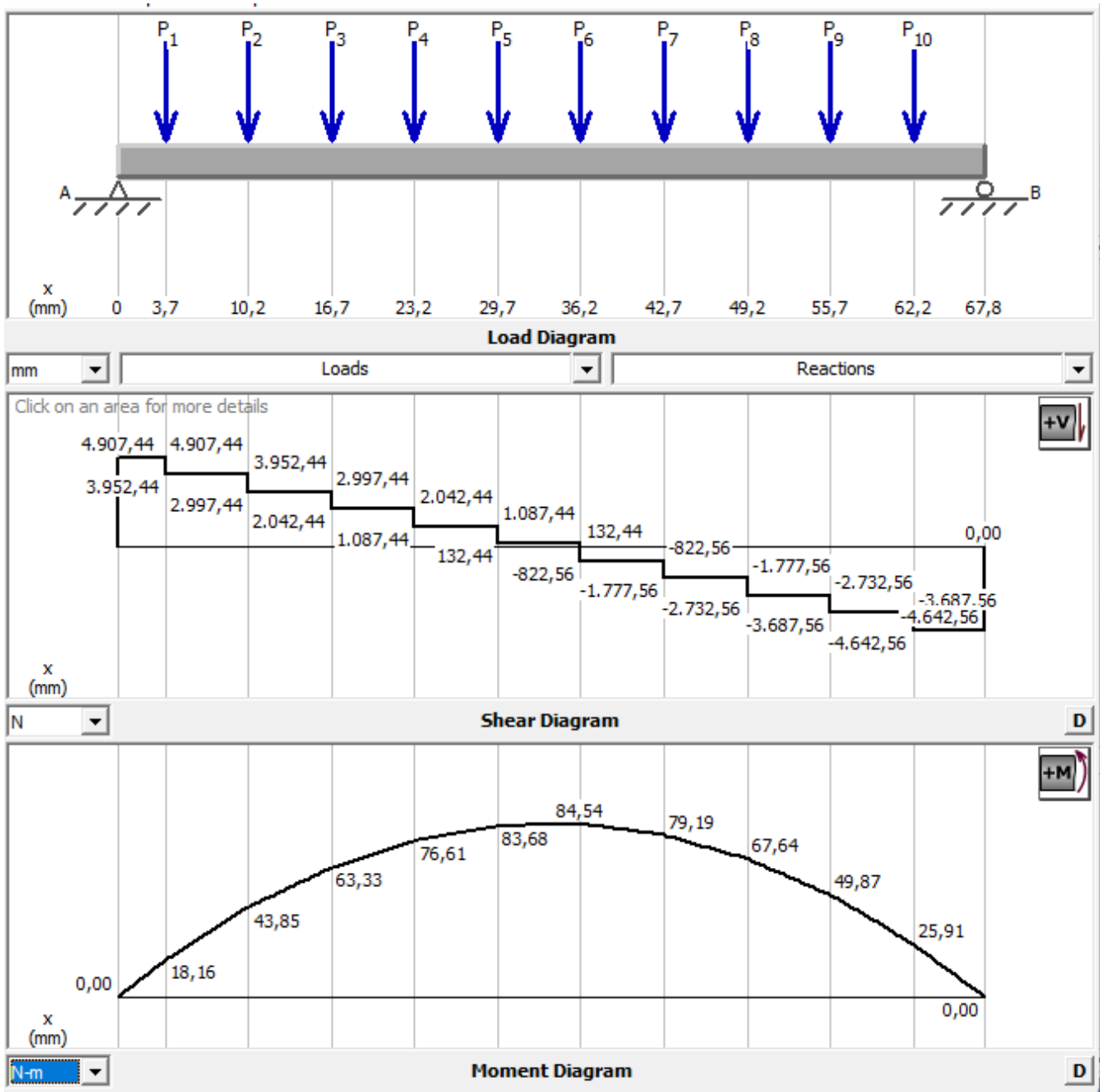
puedan evitar daños en los demás componentes. En la figura 33, se pueden observar los respectivos diagramas de fuerza cortante y momento flector para una sección del eje porta cuchillas, el cual fueron obtenidos por medio del programa MDSolids. Cabe resaltar, que solo se realiza el análisis estático con la influencia de la fuerza centrífuga, por ser la de mayor valor, con respecto a las fuerzas de corte.

Figura 32. Montaje del eje porta cuchillas, cuchillas, separadores y elementos de apoyos.



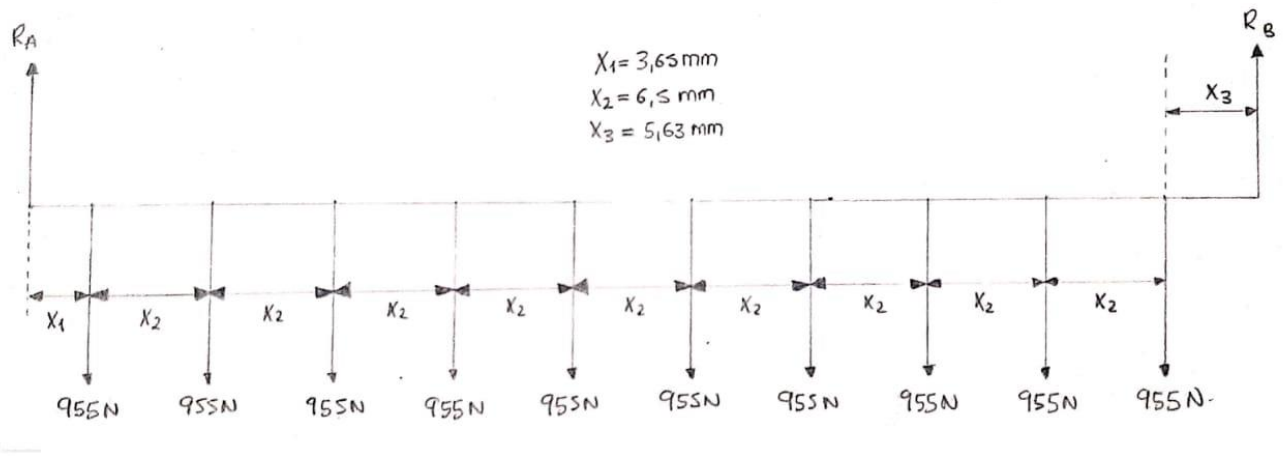
En el diseño geométrico de las cuchillas, se definió un agujero por donde pasará el eje porta cuchillas de 15 mm de diámetro, por tanto este corresponde al diámetro del eje porta cuchillas. Se define un material, el acero AISI 4340 para el eje porta cuchillas que se caracteriza por poseer un límite de tracción de 1110 MPa y un límite elástico de 710 MPa (ver anexo G). En el cuadro 21 se puede observar el cálculo de las reacciones en equilibrio estático, con el fin de poder determinar el factor de seguridad del eje porta cuchillas.

Figura 33. Representaciones gráficas de la fuerza cortante y el momento flector aplicados al eje porta cuchillas.



Fuente: MDSolids.

Figura 34. Diagrama de cuerpo libre para la sección del eje analizada.



Cuadro 21. Cálculo del factor de seguridad para el perno.

PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Sumatoria de fuerzas en Y	$\sum F_y = 0$	$R_A + R_B = 10 * F_{CENTRI}$	No aplica
Sumatoria de momentos en A	$\sum M_A = 0$	$R_B * (X_1 + 9X_2 + X_3) = 955 * X_1 +$ $955 * (X_1 + X_2) + 955 * (X_1 + 2X_2) +$ $955 * (X_1 + 3X_2) + 955 * (X_1 + 4X_2) +$ $955 * (X_1 + 5X_2) + 955 * (X_1 + 6X_2) +$ $955 * (X_1 + 7X_2) + 955 * (X_1 + 8X_2) +$ $955 * (X_1 + 9X_2)$	$R_A = 4914,5 \text{ N}$ $R_B = 4635,5 \text{ N}$
Esfuerzo normal por flexión	$\sigma_{m\acute{a}x}$	$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} * C}{I_{PERNO}}$	255.2 Mpa
Momento máximo flexionante	$M_{m\acute{a}x}$	Ver figura 33	84.54 N * m
Distancia desde el eje neutro a la fibra más lejana	C	$C = \frac{D_{EJE}}{2}$	0.0075 mts
Diametro del perno	D_{EJE}	No aplica	0.015 mts
Momento de inercia del perno	I_{EJE}	$I_{EJE} = \frac{\pi * D_{PERNO}^4}{64}$	$2.485 * 10^{-9} \text{ m}^4$
Factor de seguridad	N_{PERNO}	$N_{PERNO} = \frac{S_Y}{\sigma_{m\acute{a}x}}$	2.78

Como se observa en los cálculos anteriores para el factor de seguridad estático del eje, con un valor de N=2.78, se concluye que el eje no fallará por carga estática. Asimismo, en el cuadro 22 se presenta el cálculo del factor de seguridad por fatiga para el eje porta cuchillas. La validación del cálculo realizado

anteriormente para el factor de seguridad, se realiza por medio del método de elementos finitos, que se encuentra en la sección 5.12.1.

Cuadro 22. Cálculo del factor de seguridad por fatiga.

PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Factor de seguridad por fatiga	N_{FA}	$D_{EJE} = \left[\frac{32 * N_{FA}}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{K_t * M_{m\acute{a}x}}{S_n'} \right]^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{T_{m\acute{a}x}}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$	1.624
Resistencia a la fatiga real	S_n'	$S_n' = C_m * C_{st} * C_R * C_s * S_n$	414.315 <i>Mpa</i>
Factor de material	C_m	Ver anexo G (Acero forjado)	1
Factor de esfuerzo	C_{st}	Ver anexo G (Esfuerzo flexionante)	1
Factor de confiabilidad	C_R	Ver anexo G (Para una confiabilidad del 99%)	0.81
Factor de tamaño	C_s	$C_s = \left(\frac{D_{EJE}(mm)}{7.62} \right)^{-0.11}$	0.93
Resistencia a la fatiga modificada	S_n	Ver anexo G	550 <i>Mpa</i>
Momento máximo flexionante	$M_{m\acute{a}x}$	No aplica	84.54 <i>N * m</i>
Factor de concentradores de esfuerzos	K_t	No aplica	1

Una vez realizados los cálculos del factor de seguridad, tanto por carga estática como por fatiga, con valores de 2.78 y 1.624 respectivamente, se puede concluir que la pieza no fallará por carga estática ni por fatiga. Asimismo, el procedimiento que se debe de seguir para el cálculo del factor de seguridad por fatiga, se presenta a más detalle en el anexo G (tablas para el diseño de ejes).

5.9 DISEÑO DEL EJE PRINCIPAL O ROTOR

Este eje es el encargado de producir el movimiento en el molino de cuchillas, soporta el peso de todos elementos que componen el rotor y absorber los impactos que generan las cuchillas al momento de su funcionamiento y las fuerzas centrífugas producidas por las cuchillas. En el diseño geométrico del rotor y cálculo del momento de inercia, para determinar la potencia del motor eléctrico, se definió un diámetro de eje de 25.4 mm (1 in) de diámetro y también se define un material que es el acero AISI 4340, que se caracteriza por poseer un límite de tracción de 1110 MPa y un límite elástico de 710 MPa (ver anexo G).

Una vez realizado el análisis de fuerzas para el molino de trituración, que se muestra en la figura 36, se obtienen las reacciones en los agujeros del rotor, producto de la fuerza centrífuga y las fuerzas de corte. Como se puede observar, las fuerzas de reacción debido a la fuerza centrífuga se van a cancelar y las reacciones debidas a la fuerza de corte, van a producir un momento en sentido contrario al de rotación del molino de trituración.

Figura 35. Rotor del molino, eje principal, ángulos y cuchillas.

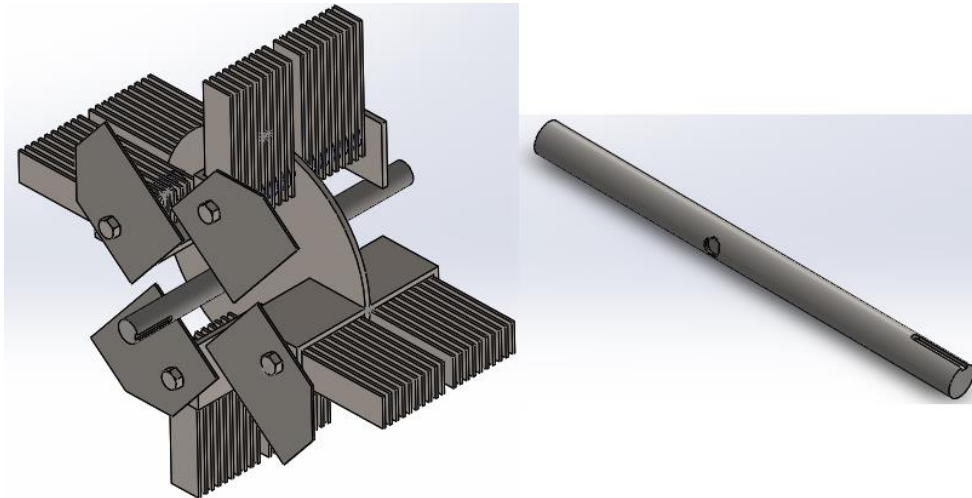
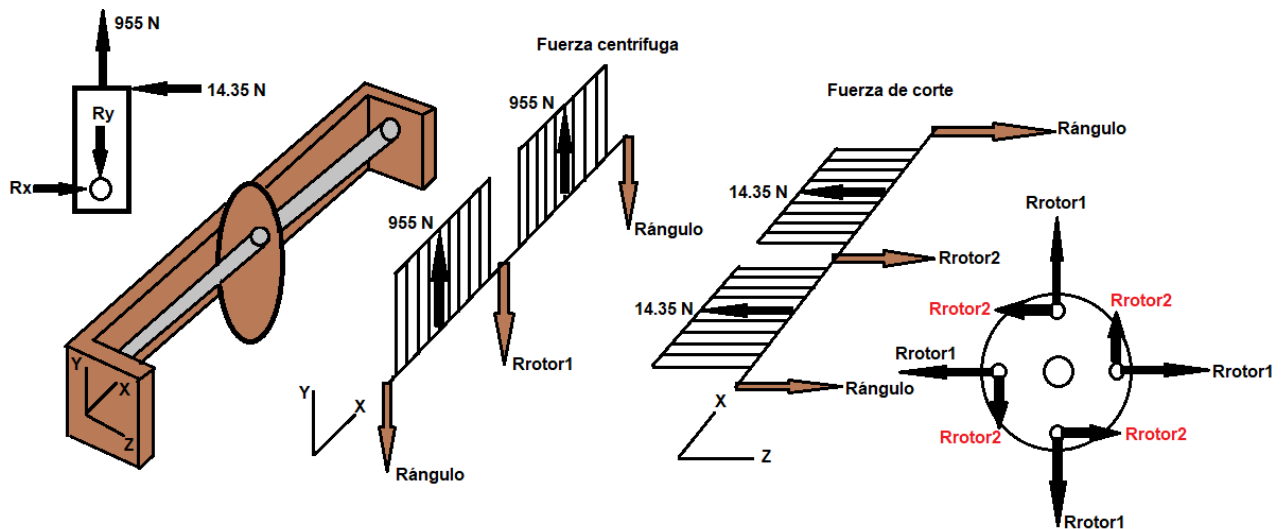


Figura 36. Análisis de fuerzas de reacción en el rotor.



A continuación, en la figura 37, se muestra el diagrama de cuerpo libre para el eje, en donde este soportará el peso de todos los elementos y el momento producido por las fuerzas de corte. Asimismo, el peso de todos los elementos se dispondrá como una carga distribuida constante. Y por último, en la

figura 37 se muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector para el eje. En el cuadro 23 se presentan las ecuaciones y cálculo del factor de seguridad por fatiga.

Figura 37. Diagrama de cuerpo libre para el eje.

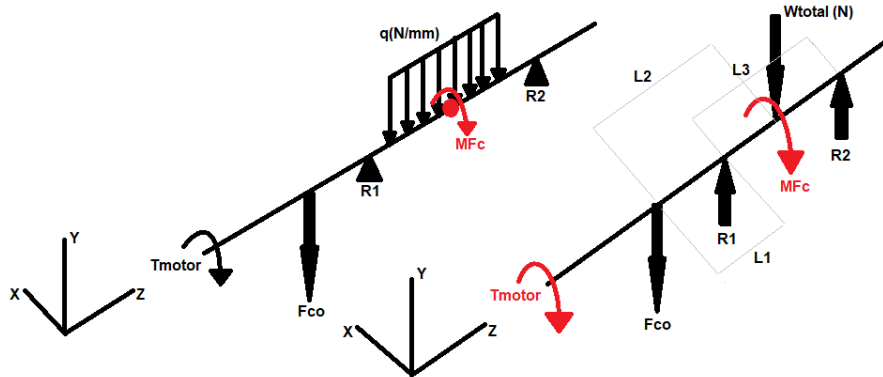
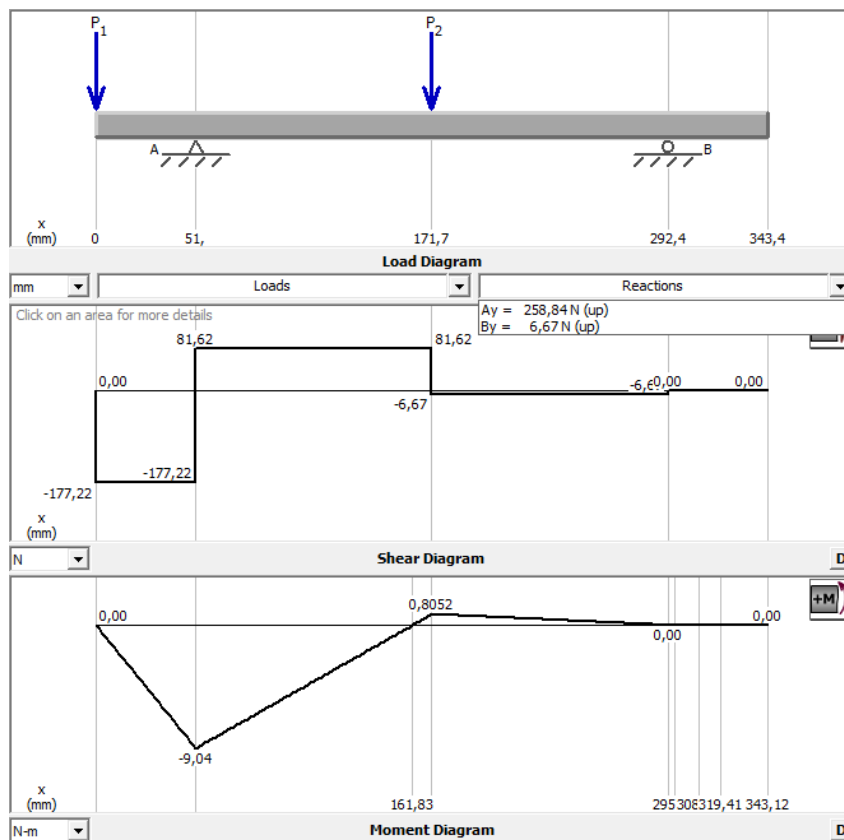


Figura 38. Diagramas de fuerza cortante y momento flector.



Fuente: MDSolids.

Cuadro 23. Ecuaciones y cálculos para el factor de seguridad por fatiga.

PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Masa total de elementos	$M_{T,ELE}$	$M_{T,ELE} = M_{T,CU} + M_{T,RO} + M_{T,AN} + M_{T,ARA,PE} + M_{T,ARA,GR} + M_{T,EJE,CU}$	9 Kg
Masa total de cuchillas	$M_{T,CU}$	$M_{T,CU} = 80 * M_{CU,T}$	4.68 Kg
Masa total del rotor	$M_{T,RO}$	No aplica	1.135 Kg
Masa total de ángulos	$M_{T,AN}$	No aplica	1.83 Kg
Masa total de arandelas pequeñas	$M_{T,ARA,PE}$	$M_{T,ARA,PE} = 8 * M_{AR,1}$	0.015 Kg
Masa total de arandelas grandes	$M_{T,ARA,GR}$	$M_{T,ARA,GR} = 72 * M_{AR,2}$	0.263 Kg
Masa total de eje porta cuchillas	$M_{T,EJE,CU}$	$M_{T,EJE,CU} = 4 * M_{EJE,CU}$	0.85 Kg
Longitud de análisis L1	L_1	No aplica	51.03 mm
Longitud de análisis L2	L_2	No aplica	171.71 mm
Longitud de análisis L3	L_3	No aplica	241.35 mm
Longitud de aplicación carga distribuida	L_4	No aplica	168.8 mm
Carga distribuida	q	$q = \frac{M_{T,ELE} * g}{L_4}$	0.52 $\frac{N}{mm}$
Fuerza producto de la transmisión de potencia	F_{CO}	$F_{CO} = F_1 + F_2$	177.22 N
Sumatoria de momentos	$\sum M_{R1} = 0$	$177.22 * L_1 + R_2 * L_3 = 88.29 * \frac{L_3}{2}$	$R_2 = 6.67 N$

Sumatoria de fuerzas en Y	$\sum F_Y = 0$	$R_1 + R_2 = 177.22 + 88.29$	$R_1 = 258.84 N$
Momento producido por las fuerzas de corte	M_{FC}	$M_{FC} = 4 * 0.08 m * F_{CORTE}$	4.6 N * m
Par nominal del motor	$T_{m\acute{a}x}$	Ver anexo E	7.32 N * m
Momento máximo flexionante	$M_{m\acute{a}x}$	No aplica	9.04 N * m
Factor de seguridad por fatiga	N_{FA}	$D_{EJE} = \left[\frac{32 * N_{FA}}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{K_t * M_{m\acute{a}x}}{S_n'} \right]^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{T_{m\acute{a}x}}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$	43.3
Resistencia a la fatiga real	S_n'	$S_n' = C_m * C_{st} * C_R * C_s * S_n$	401 Mpa
Factor de material	C_m	Ver anexo G (Acero forjado)	1
Factor de esfuerzo	C_{st}	Ver anexo G (Esfuerzo flexionante)	1
Factor de confiabilidad	C_R	Ver anexo G (Para una confiabilidad del 99%)	0.81
Factor de tamaño	C_s	$C_s = \left(\frac{D_{EJE}(mm)}{7.62} \right)^{-0.11}$	0.9
Resistencia a la fatiga modificada	S_n	Ver anexo G	550 Mpa
Factor de concentradores de esfuerzos	K_t	No aplica	1.6

Anteriormente se presentó el cálculo del factor de seguridad por fatiga para el eje principal del molino de trituración, donde se obtuvo un valor de 43.3 respectivamente. Según esto, se puede concluir que la pieza no fallará por fatiga. Asimismo, el procedimiento que se debe de seguir para el cálculo del factor de seguridad por fatiga, se presenta a más detalle en el anexo G (tablas para el diseño de ejes). La validación del cálculo realizado anteriormente, se realiza por medio del método de elementos finitos, que se encuentra en la sección 5.12.4.

5.10 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL TORNILLO DE FIJACIÓN

Los tornillos de fijación tienen la función de transferir el movimiento desde el motor al eje principal, que a su vez lo transmite al rotor donde se ubican las cuchillas. Estos tornillos proporcionan resistencia al movimiento de una masa con respecto al eje, y esta resistencia se denomina capacidad de sujeción. La capacidad de sujeción, que es esencialmente una fuerza de resistencia, se origina debido a la fricción entre las partes en contacto con el eje, así como a cualquier penetración mínima del tornillo de fijación en el eje.

En función del torque nominal del motor seleccionado, que se muestra en el anexo E, donde se obtiene un valor de 7.32 N*m (64.8 Lb*in), se puede seleccionar el tamaño (diámetro) del tornillo de fijación, por medio de la figura 39.

Figura 39. Selección del tornillo de fijación.

Tamaño, pulg	Par de torsión del asiento, lbf · pulg	Potencia de sujeción, lbf
#0	1.0	50
#1	1.8	65
#2	1.8	85
#3	5	120
#4	5	160
#5	10	200
#6	10	250
#8	20	385
#10	36	540
$\frac{1}{4}$	87	1 000
$\frac{5}{16}$	165	1 500
$\frac{3}{8}$	290	2 000
$\frac{7}{16}$	430	2 500
$\frac{1}{2}$	620	3 000

Fuente: BUDYNAS, Richard G., et al. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 2012.

Con lo anterior se obtiene un diámetro para el tornillo de fijación de 1/4 in (6.35 mm). La ubicación de los tornillos de fijación será entre el buje que va soldado al rotor y el eje central o eje conducido. Por recomendación del libro BUDYNAS, los tornillos de fijación deben tener una longitud de casi la mitad del diámetro del eje, por tanto, se define una longitud de tornillo de fijación de 1/2 in (12.7 mm) diámetro con punta plana.

5.11 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

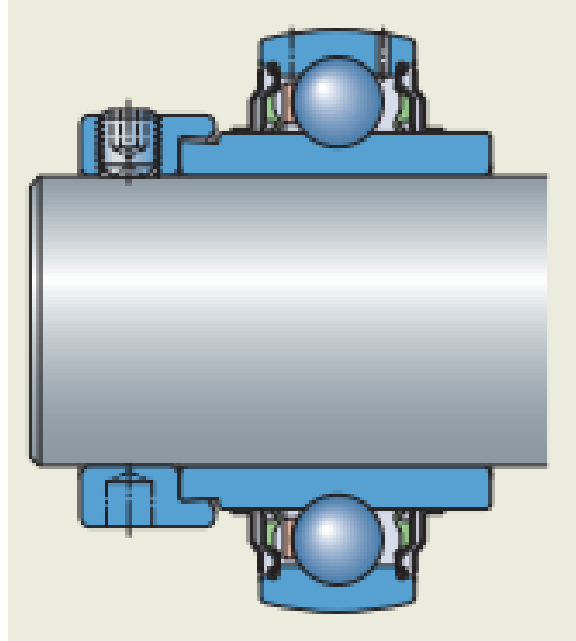
Para realizar una buena selección del rodamiento, se tiene en cuenta parámetros operativos como es la carga que deben de soportar, la velocidad de rotación del eje, temperatura de funcionamiento, el tipo de lubricante y su limpieza. Asimismo, durante el funcionamiento de la máquina, se generan cargas radiales, debido a los componentes que se encuentra soportando el eje. Es por esto, que se selecciona un rodamiento rígido de bolas, capaces de soportar cargas radiales y altas velocidades, contienen una larga vida útil de la carga y trabajan a baja fricción.

Para facilitar el montaje se emplearán rodamientos fijados con un anillo de fijación excéntrico (figura 40) de inserción con prisioneros hexagonales de pivote corto, según lo que indica la norma ISO 4028, pero con una rosca fina para soportar el desplazamiento axial, el cual se obtiene un montaje rápido y sencillo, soportan la desalineación inicial, vida útil prolongada y menores niveles de ruido y vibración.

Para calcular la vida útil esperada del rodamiento, puede utilizar la vida nominal básica, L_{10} , o la vida nominal SKF, L_{10m} . La vida útil del rodamiento se define como la cantidad de revoluciones o la cantidad de horas de funcionamiento que el rodamiento puede soportar a una determinada velocidad antes de que aparezca el primer indicio de fatiga metal en el camino de rodadura del aro interior o exterior, o en un elemento rodante. Si considera únicamente la carga y la velocidad, puede utilizar la vida nominal básica, L_{10} . La vida nominal básica de un rodamiento según la norma ISO 281²⁵, se puede calcular por medio de las ecuaciones mostradas en el anexo H.

²⁵ INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. Rolling bearings: Dynamic load ratings and rating life. Second edition. ISO, 2007.

Figura 40. Rodamiento fijado con un anillo de fijación excéntrico.



Fuente: SKF. Catálogo de rodamientos.

A través del catálogo de SKF se elige el rodamiento con designación YEL 205-100-2F (ver anexo H), que posteriormente se hace la verificación de la vida útil por medio del software que ofrece la página de internet, para ello se ingresa la carga radial que es igual a 258.84 N (ver cuadro 23), siendo la mayor de los dos (2) apoyos del eje principal. Para la verificación de la vida útil se tienen en cuenta parámetros, como es la velocidad de rotación, la temperatura de operación, factor de contaminación y el tipo de grasa.

Para asegurar un funcionamiento fiable de los rodamientos, es esencial llevar a cabo una lubricación adecuada. El lubricante desempeña un papel fundamental en la reducción de la fricción, prevención del desgaste, protección contra la corrosión de las superficies del rodamiento y, en algunos casos, brindar refrigeración. Por lo tanto, la elección entre grasa y aceite, así como la selección de un lubricante apropiado, son decisiones cruciales. Para estos tipos de rodamientos se utilizan grasas, que en este caso se utilizará la grasa estándar VT307 (ver anexo H). También se puede resaltar, el factor de contaminación utilizado para el cálculo de la vida útil del rodamiento, con un valor de 0.7, que corresponde a gran limpieza (ver anexo H). A continuación se presenta el resultado obtenido para la vida útil del rodamiento.

Figura 41. Insumos necesarios para realizar el cálculo de la duración estimada del rodamiento.

Designation	Bearing type	Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	
		d (mm)	D (mm)	B (mm)	Dynamic	Static		Reference	Limiting
		C (kN)	C_0 (kN)	P_u (kN)	n_{ref} (r/min)	n_{lim} (r/min)			
YEL 205-100-2F	Insert bearing (Y-bearing)	25.4	52.0	34.9	14.0	7.8	0.335		7000.0

2.2. Loads, Speed and Temperature

	Forces		Speed	Temperature		Case weight
	Radial (F_r) (kN)	Axial (F_a) (kN)	(r/min)	Inner ring (°C)	Outer ring (°C)	
LC1	0.26	0.0	2870.0	70	70	1

Maximum temperature is used for calculating the actual viscosity, κ , a_{skf} and SKF rating life.

Mean temperature is used for calculating bearing friction and power loss.

2.3. Lubrication

Designation	Lubricant	Effective EP additives	Contamination	
	Name		Method	Cleanliness / Factor
YEL 205-100-2F	VT307	False	Simplified guidelines	High cleanliness

Fuente: <https://www.skf.com/co/support/engineering-tools/bearing-select>.

Figura 42. Resultados para la vida del rodamiento.

3.1. Bearing loads

Designation	Load ratio	Equivalent dynamic load
	C/P	P (kN)
YEL 205-100-2F	53.85	0.26

3.2. Lubrication conditions

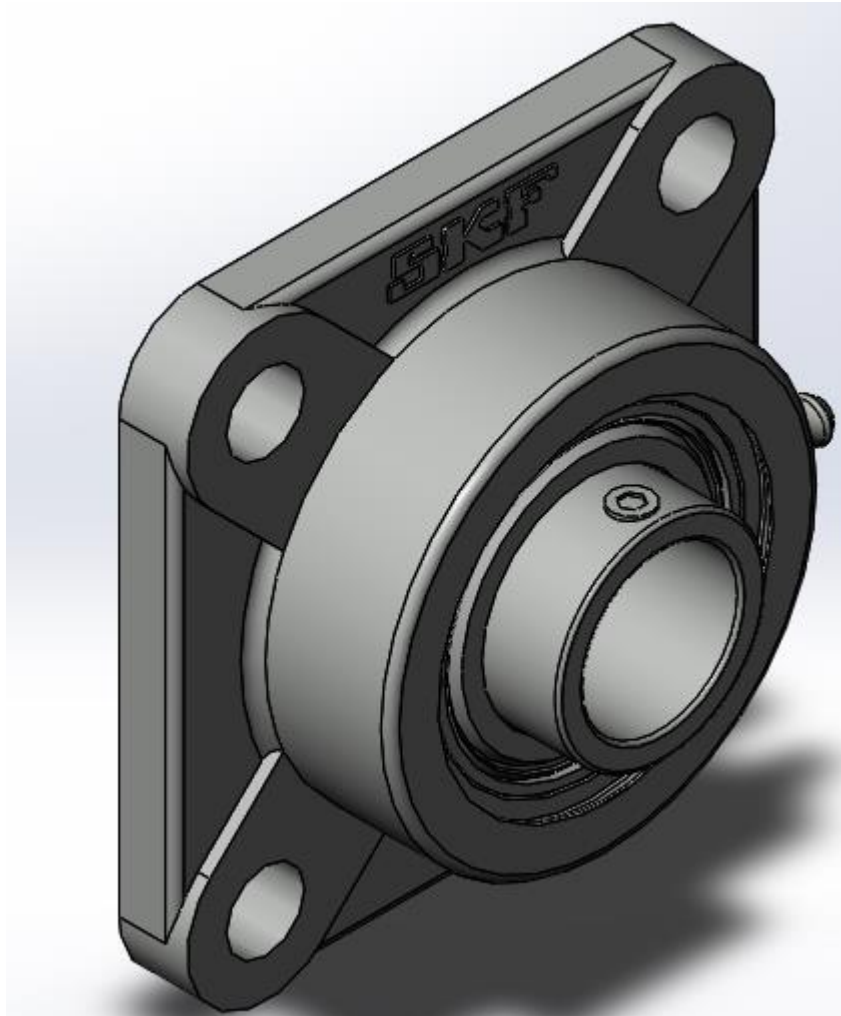
Designation	Operating viscosity			Viscosity ratio
	Actual	Rated	Rated @ 40 °C	
	ν (mm ² /s)	ν_l (mm ² /s)	ν_{ref} (mm ² /s)	κ
YEL 205-100-2F	41.8	11.2	33.0	3.7

3.3. Bearing rating life

Designation	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
	Basic	SKF	a_{skf}	η_c
	L_{10h} (h)	L_{10mh} (h)		
YEL 205-100-2F	> 2x10 ⁵	> 2x10 ⁵	50.0	0.7

Fuente: <https://www.skf.com/co/support/engineering-tools/bearing-select>.

Figura 43. Soporte de pared seleccionado.



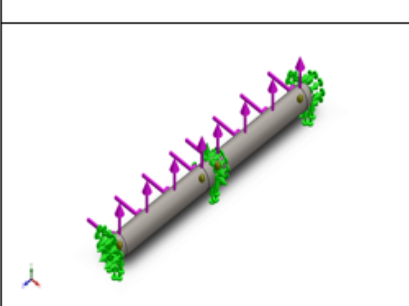
Fuente: <https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units>.

5.12 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS (CAE) DE LOS ELEMENTOS QUE COMPONEN LA MÁQUINA

5.12.1 Análisis CAE del eje porta cuchillas Se realiza el análisis de elementos finitos (CAE) por medio de la herramienta SolidWorks, en el cual se va a evaluar una sección del eje y se realizará la sujeción en sus extremos (ubicación de ángulo y rotor) e igualmente se colocan las cargas donde están ubicadas las cuchillas (figura 32). Para la ubicación de las cargas, los segmentos en donde van a estar ubicadas se trataron como vigas, para que fuera más fácil la ubicación de las mismas. Lo anteriormente mencionado, se puede observar en la figura 44.

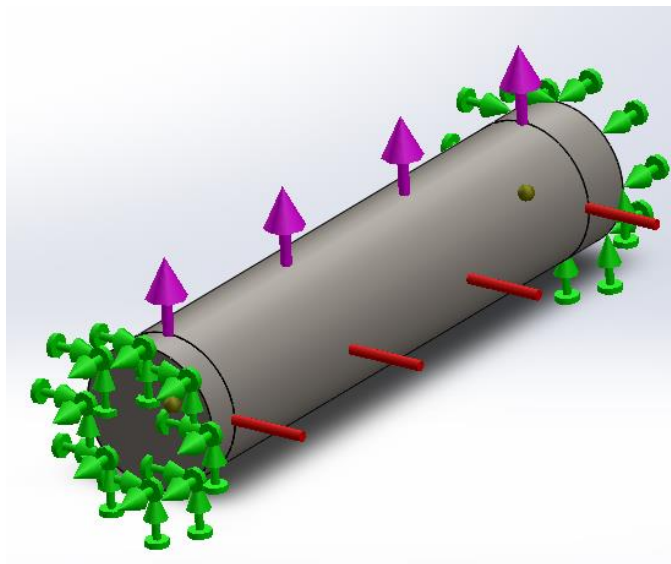
Cabe mencionar, que posterior a lo comunicado anteriormente, se debe definir el material de la pieza (AISI 4340), para que permita ejecutar el análisis de elementos finitos.

Cuadro 24. Propiedades para el análisis del eje porta cuchillas.

PROPIEDADES	
	Nombre: AISI 4340 Acero
	Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal
	Criterio de error predeterminado: Tensión de Von Mises máx
	Límite elástico: 7.1e+08 N/m ²
	Límite de tracción: 1.11e+09 N/m ²
	Módulo elástico: 2.05e+11 N/m ²
	Coefficiente de Poisson: 0.32
	Densidad: 7850 Kg/m ³
	Módulo cortante: 8e+10 N/m ²
	Coefficiente de dilatación térmica: 1.2e-05 /Kelvin

Fuente: SolidWorks.

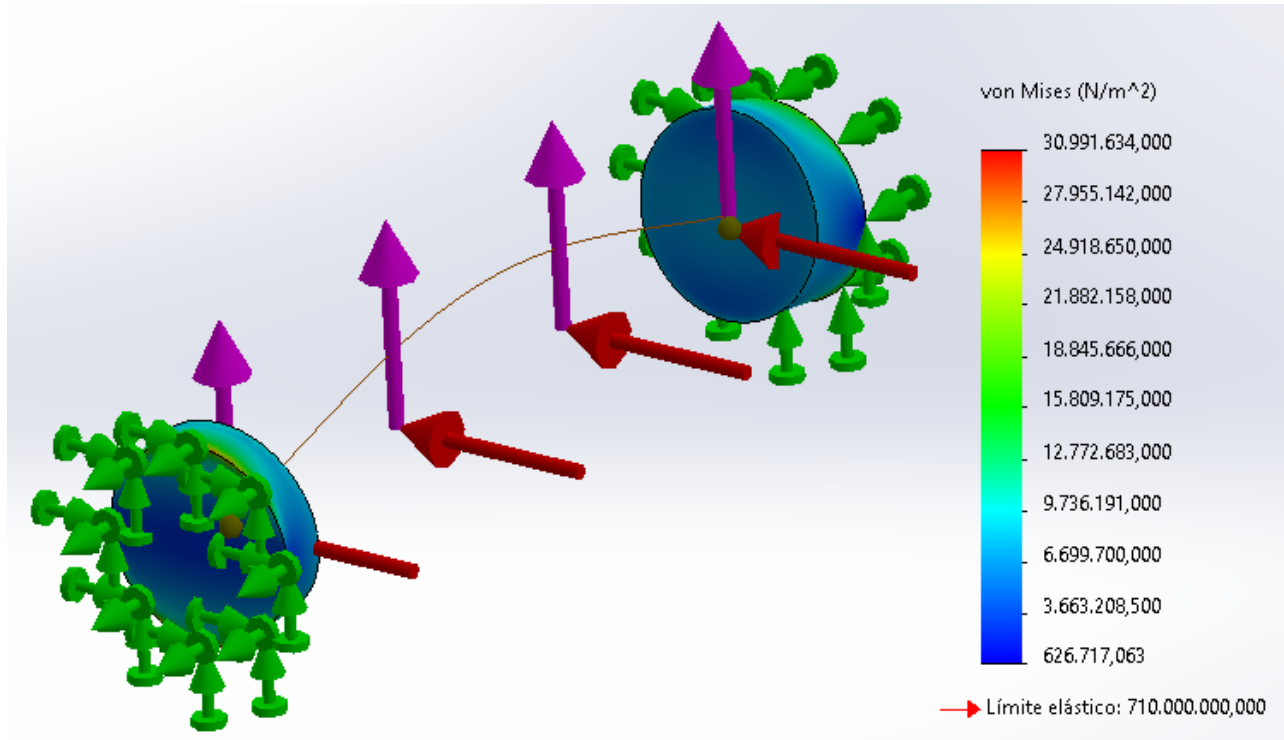
Figura 44. Ubicación de las sujeciones fijas y cargas en el eje porta cuchillas.



Fuente: SolidWorks.

Posterior a la definición del material, la puesta de las sujeciones fijas y las cargas producidas por la fuerza centrífuga y la fuerza de corte, se crea el enmallado de la pieza y se ejecuta el modelo, el cual se pudo obtener así los resultados de tensiones, desplazamientos y factor de seguridad.

Figura 45. Resultados de tensiones para el eje de cuchillas.

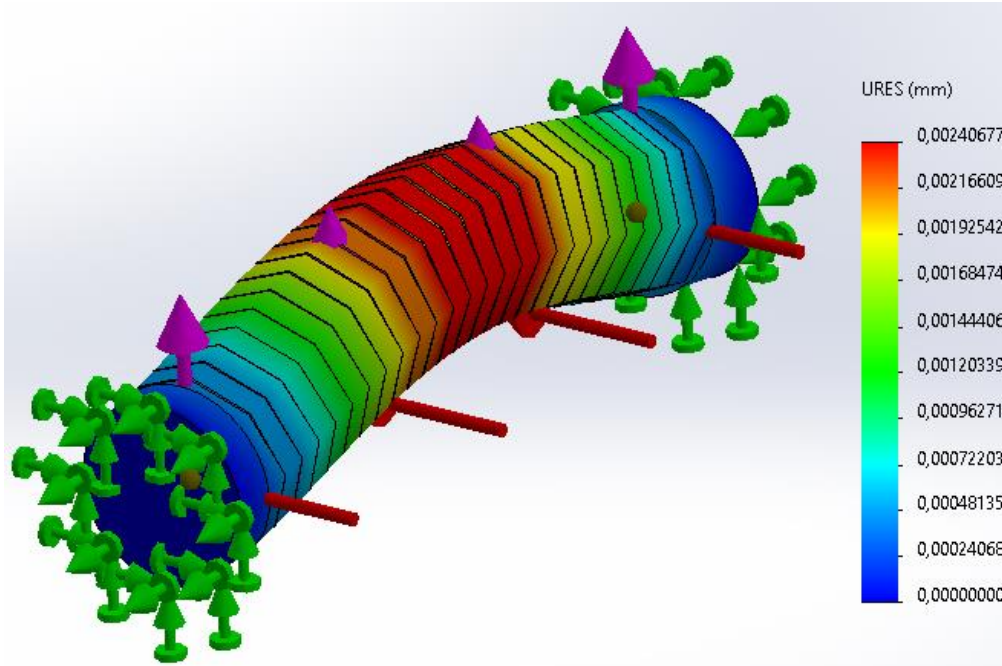


Fuente: SolidWorks.

La Figura 45 presenta los resultados de tensiones para el eje que sostiene las cuchillas. Utilizando el criterio de tensión de Von Mises, se obtiene un valor mínimo de 0.627 MPa y un valor máximo de 30.99 MPa. Como criterio óptimo de diseño, se considera que la pieza no debe exceder el límite elástico del material de fabricación, que es de 710 MPa. Por lo tanto, se puede concluir que la pieza no experimentará fallos.

Los valores mencionados son el producto de un análisis estático. La teoría establece que un material dúctil comienza a ceder en un punto cuando los esfuerzos alcanzan el límite elástico. En este caso, no se observa fallo, ya que la tensión máxima y el límite elástico no llegan a igualarse ($S_y \gg \sigma_{m\acute{a}x}$).

Figura 46. Resultados de desplazamientos para el eje de cuchillas.

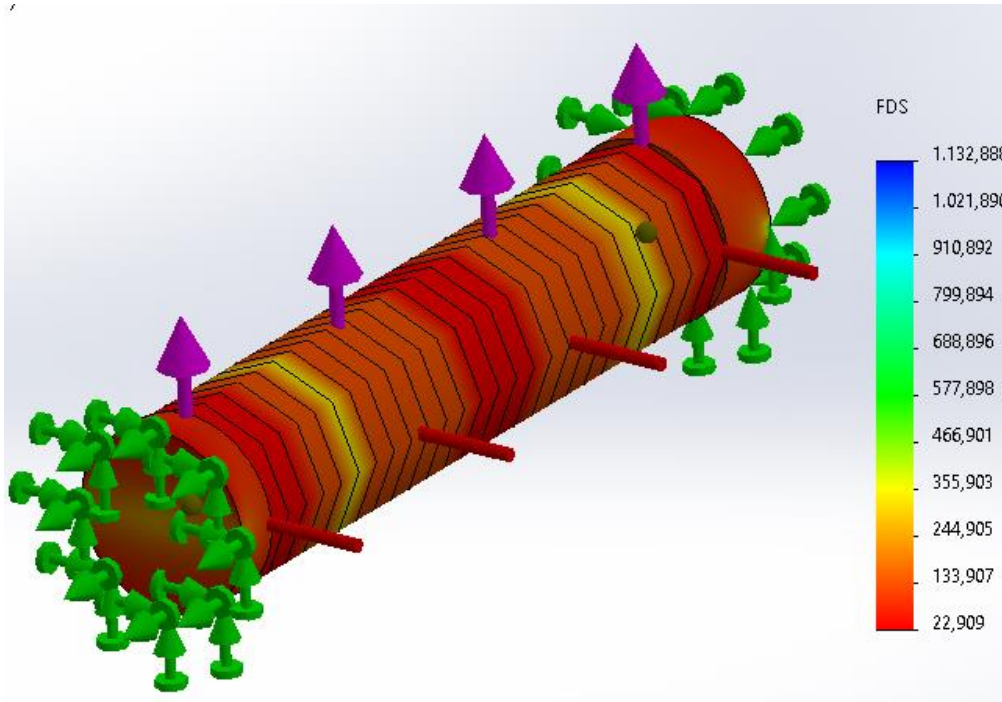


Fuente: SolidWorks.

En la figura 46, se muestra el análisis de desplazamientos para el eje porta cuchillas, en el que se obtienen un valor mínimo de 0 mm y un valor máximo de 0.00240677 mm, siendo este muy pequeño, lo cual es despreciable y se asegura que el eje no presentará desplazamientos considerables.

Como se dijo anteriormente, la elección del material para el eje es adecuado, ya que es poco probable que la pieza experimente fallos por ruptura, ya que para el análisis del factor de seguridad se obtienen resultados bastante altos, en el que se obtiene un factor de seguridad estático mínimo de 23 y que se puede observar en la figura 47.

Figura 47. Resultados del factor de seguridad para el eje porta cuchillas.



Fuente: SolidWorks.

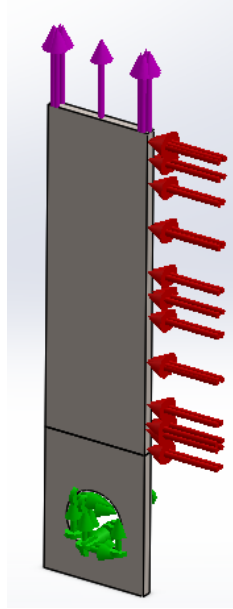
5.12.2 Análisis CAE de las cuchillas Las cuchillas son las encargadas de triturar la hoja de la piña, el cual giran a gran velocidad produciendo una fuerza centrífuga sobre sí misma y una carga de impacto al chocar con las hojas de la piña que son trituradas. Para este análisis se sujeta la cuchilla por el agujero por donde pasa el eje porta cuchillas y para el caso de las cargas, se aplica la fuerza centrífuga a la que está sometido y la fuerza de corte (figura 48). El material utilizado para la cuchilla es el acero inoxidable 304.

Cuadro 25. Propiedades para el análisis de la cuchilla.

PROPIEDADES	
Nombre:	AISI 304 Acero inoxidable Recocido
Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión de Von Mises máx
Límite elástico:	2.75e+08 N/m ²
Límite de tracción:	6.55e+08 N/m ²
Módulo elástico:	1.95e+11 N/m ²
Coefficiente de Poisson:	0.27
Densidad:	8000 Kg/m ³
Módulo cortante:	7.7e+10 N/m ²
Coefficiente de dilatación térmica:	1.7e-05 /Kelvin

Fuente: SolidWorks.

Figura 48. Ubicación de la sujeciones fijas y cargas en la cuchilla.



Fuente: SolidWorks.

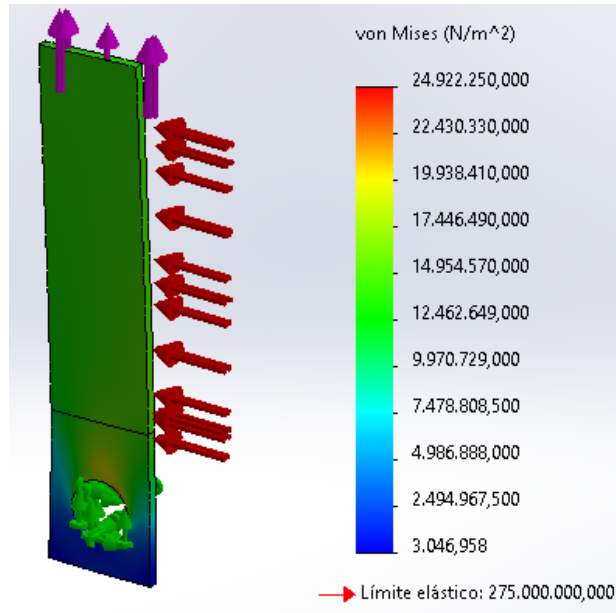
La teoría de la falla de Von Mises es una medida física proporcional a la energía de distorsión, también conocida como la teoría de la energía de corte máximo. En el campo de la ingeniería estructural, se emplea en el marco de las teorías de fallo como un indicador para evaluar el diseño eficaz de materiales dúctiles. Es por esta razón que el software SolidWorks utiliza la tensión de Von Mises como su principal criterio de falla²⁶.

En la figura 49 se puede observar los resultados de tensión para la cuchilla, donde por medio del criterio de tensión de Von Mises se obtiene un valor mínimo de 0.003046 Mpa y un valor máximo de 24.92 Mpa. En términos de diseño óptimo para la pieza, es fundamental que no supere el límite elástico del material de fabricación, establecido en 275 MPa. Por lo tanto, se puede afirmar que la pieza no experimentará fallos, ya que la tensión máxima no igualará al límite elástico.

Del análisis de tensiones también se puede observar que la sección crítica de la cuchilla está en el agujero por donde pasará el eje, lo cual es lógico ya que este agujero actúa como un concentrador de esfuerzos y por este motivo, es alta la probabilidad de que la cuchilla falle en dicha sección.

²⁶ Gámez Torres, Andres Felipe y Monrroy Rivas, Kevin Francesco. Diseño y construcción de una planta productora de pellets para peces, etapa de molienda. Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2017.

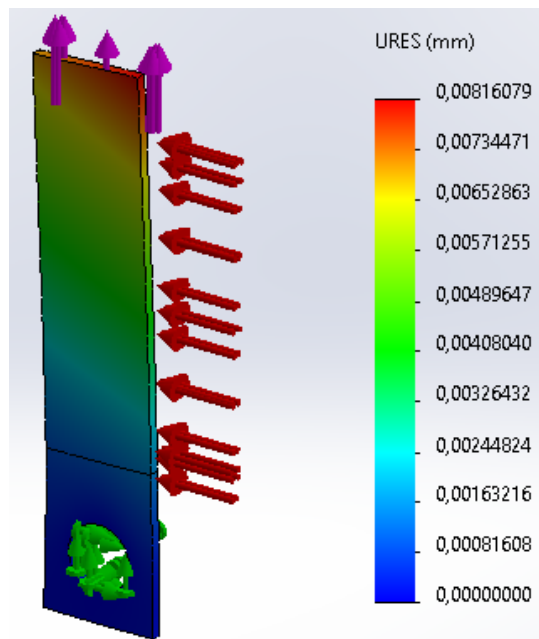
Figura 49. Resultados de tensión para la cuchilla.



Fuente: SolidWorks.

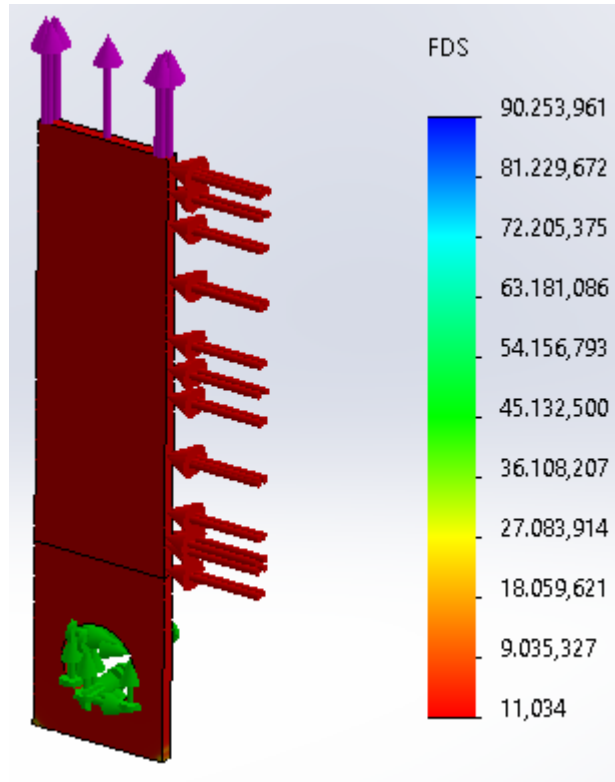
Para el caso de los desplazamientos (figura 50), se pudo obtener un valor máximo de 0.00816079 mm, que sigue siendo muy pequeño y por lo tanto es despreciable. Es por lo anterior que se puede asegurar que no se presentaran desplazamientos de consideración.

Figura 50. Resultado de deformaciones de la cuchilla.



Fuente: SolidWorks.

Figura 51. Análisis del factor de seguridad para la cuchilla.



Fuente: SolidWorks.

Para el análisis del factor de seguridad, el material seleccionado para la cuchilla es adecuado ya que es poco probable que la pieza experimente un fallo debido a ruptura, ya que se obtuvieron resultados bastante altos, en el que se obtiene un factor de seguridad estático mínimo de 11.034 y que se puede observar en la figura 51. A continuación, se compara el valor anteriormente encontrado con el valor teórico:

$$N = \frac{S_Y}{\sigma_{m\acute{a}x}}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K * \frac{F_{CENTRI}}{A_T} \approx K = 2.3$$

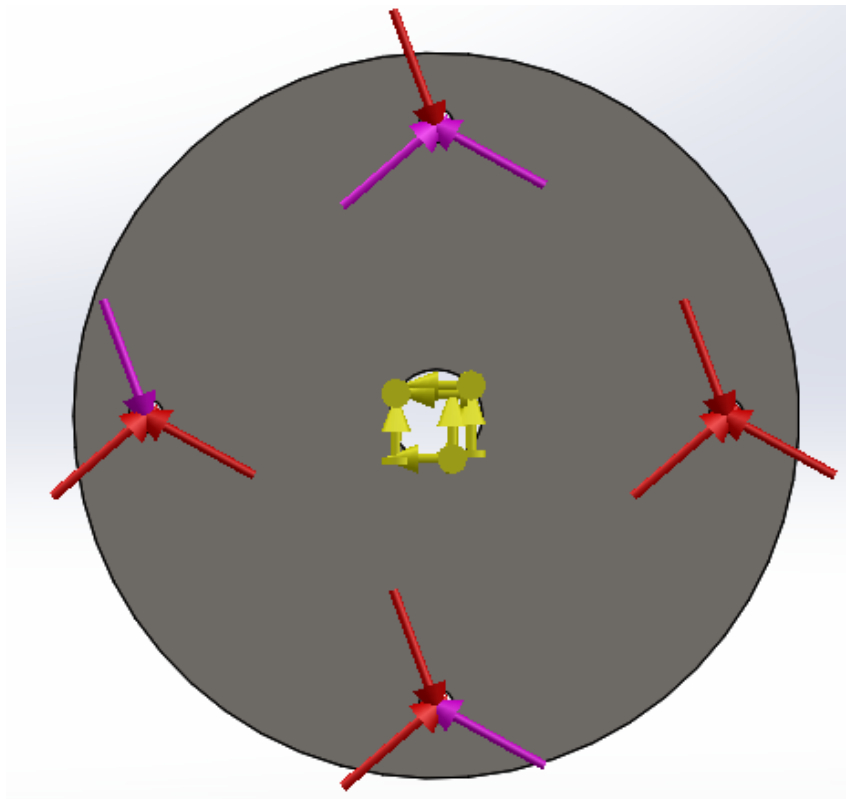
Donde K es la constante de concentración de esfuerzos, para una placa plana con orificio central.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 2.3 * \frac{955}{6.75 * 10^{-5}} = 32.5 \text{ Mpa} \approx N = \frac{275}{32.5} = 8.5$$

5.12.3 Análisis CAE del rotor porta ángulos El rotor se encarga de sostener los ángulos y los ejes porta cuchillas, estos ejes reciben la fuerza centrífuga y de corte de las cuchillas y las transmiten a los agujeros del rotor, produciendo reacciones diferentes en cada uno.

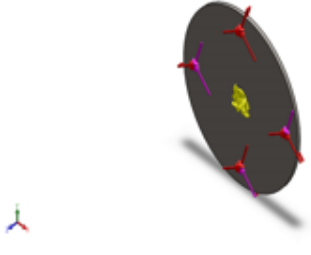
Para este análisis, el rotor va a ser sujetado por el centro (color amarillo) y se le aplican las reacciones por fuerza centrífuga (color morado) y fuerza de corte (color rojo) en cada uno de los agujeros con el fin de obtener los resultados para las tensiones, desplazamiento y factor de seguridad (figura 53, 54 y 55). Asimismo, para llevar a cabo este análisis de elementos finitos se define el material para el rotor, el cual es el AISI 1045 acero estirado en frío.

Figura 52. Sujeciones fijas y aplicación de cargas en el rotor.



Fuente: SolidWorks.

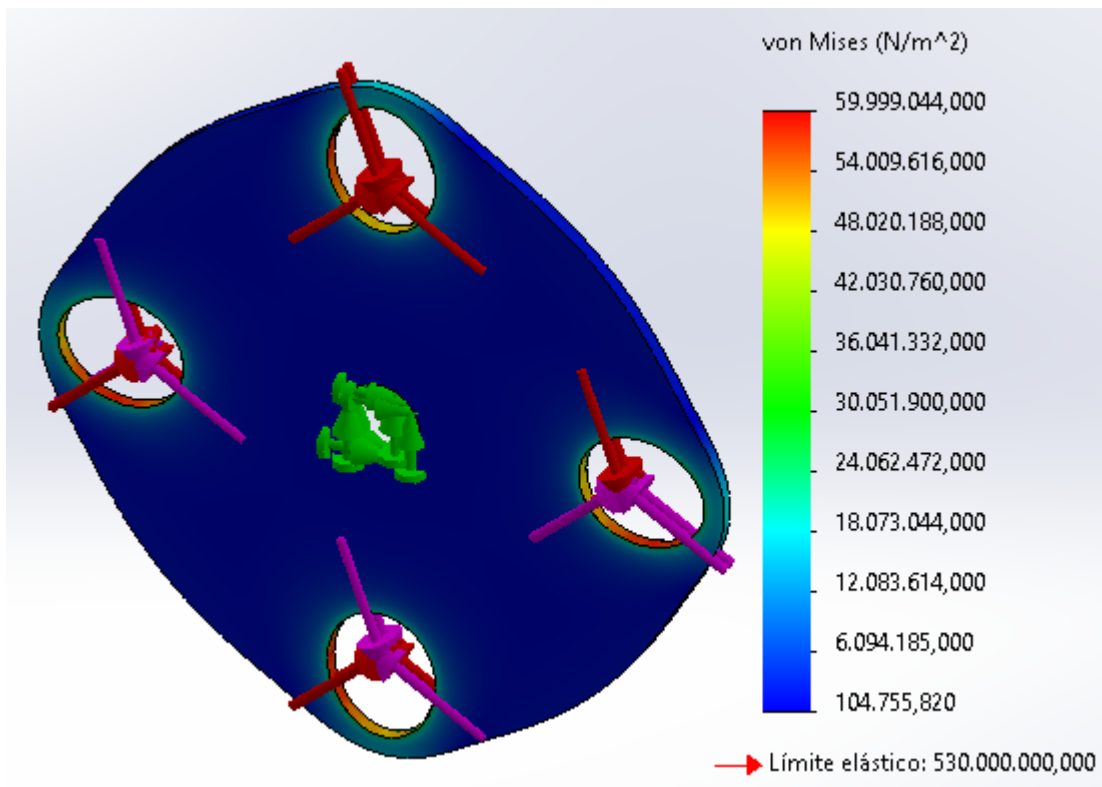
Cuadro 26. Propiedades para el análisis del rotor.

PROPIEDADES		
	Nombre:	AISI 1045 Acero estirado en frío
	Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal
	Criterio de error predeterminado:	Tensión de Von Mises máx
	Límite elástico:	5.3e+08 N/m ²
	Límite de tracción:	6.25e+08 N/m ²
	Módulo elástico:	2.05e+11 N/m ²
	Coefficiente de Poisson:	0.29
	Densidad:	7850 Kg/m ³
	Módulo cortante:	8e+10 N/m ²
	Coefficiente de dilatación térmica:	1.2e-05 /Kelvin

Fuente: SolidWorks.

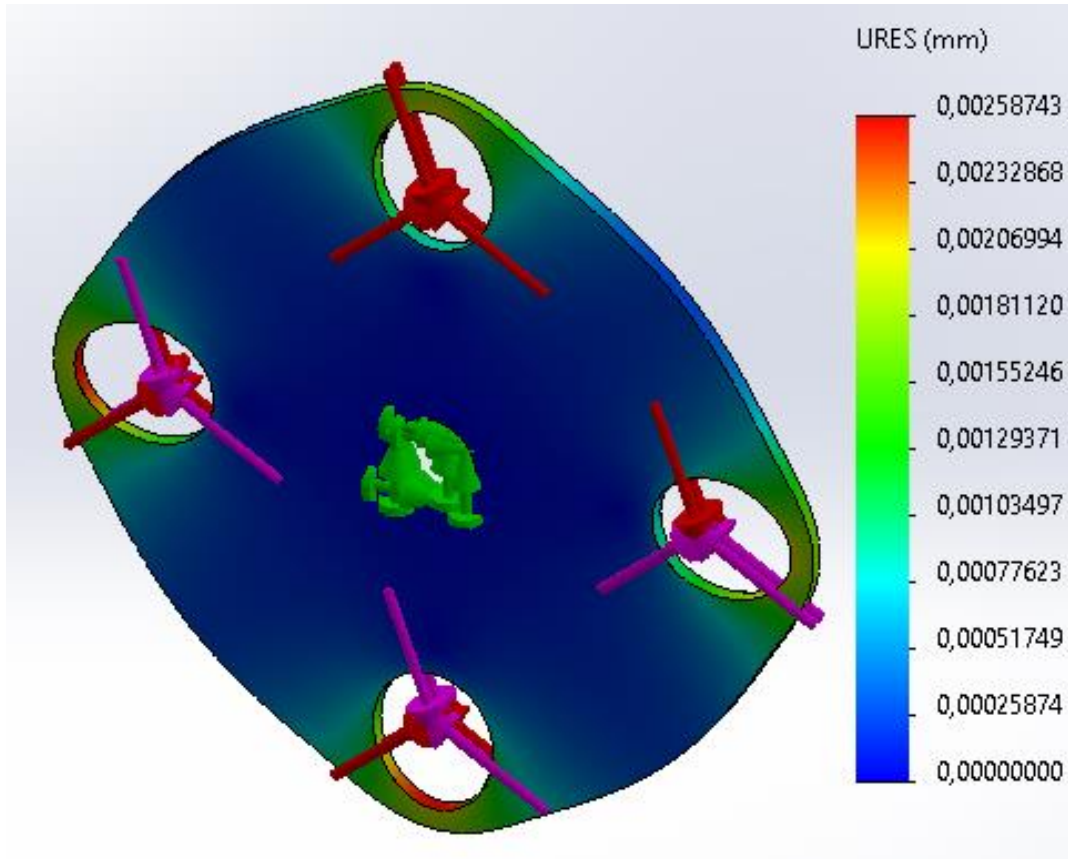
Como parámetro para un diseño eficaz, es crucial que la pieza no supere el límite elástico del material de construcción, que en este caso es de 530 MPa. Como se muestra en la figura 53, no se prevé ningún fallo, ya que la tensión máxima es de alrededor de 60 MPa y no alcanzará a igualar el límite elástico.

Figura 53. Resultados de tensiones en el rotor.



Fuente: SolidWorks.

Figura 54. Resultados de desplazamientos en el rotor.

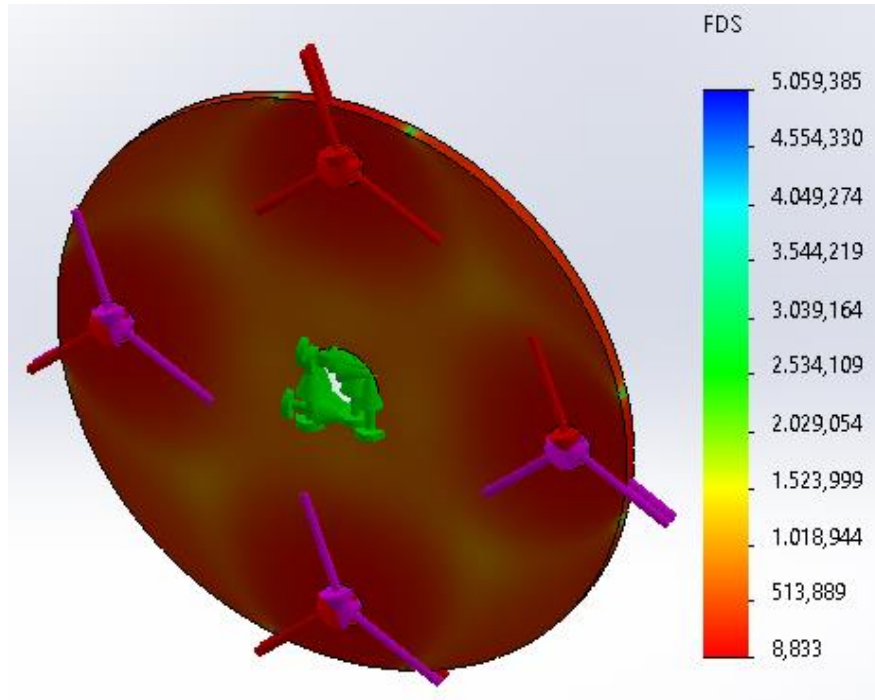


Fuente: SolidWorks.

Como se puede observar en la figura 54, los desplazamientos son muy pequeños, que van de un valor mínimo de 0 hasta un valor máximo de 0.00258743 mm, el cual se pueden definir como valores despreciables. Por tanto se puede concluir, que estos valores de desplazamiento no son de consideración en el sistema y se puede despreciar.

Por último, para el análisis del factor de seguridad, se obtuvo un valor mínimo de 8.833, el cual comparado con el determinado en el cuadro 14 que fue de 2.3, se conserva la conclusión de que la pieza no va a fallar. Por consiguiente, con base en lo expuesto, se verifica que el material elegido para la construcción del rotor es el más adecuado, ya que es poco probable que falle debido a ruptura. Esto se evidencia en la figura 55, donde los factores de seguridad son considerablemente altos.

Figura 55. Análisis del factor de seguridad para el rotor.



Fuente: SolidWorks.

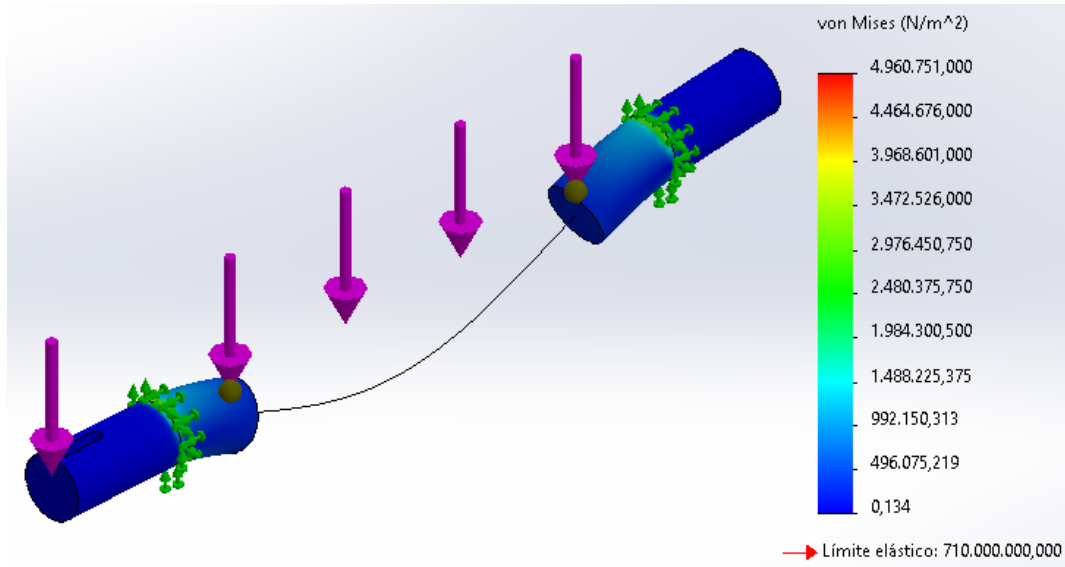
5.12.4 Análisis de CAE del eje principal El rotor es el corazón de la máquina, ya que sobre él descansan los ángulos, las cuchillas y los ejes porta cuchillas. Este es accionado por medio del eje principal o eje conducido, y es por esto, que la verificación del diseño del eje mediante el análisis de métodos finitos resulta de vital importancia. Para el análisis se tienen en cuenta las fuerzas producidas por la transmisión de potencia por correas y el peso del conjunto o molino triturador. En el cuadro 28, se presentan las propiedades del material utilizado para la pieza.

Cuadro 27. Propiedades para el análisis del eje principal.

PROPIEDADES		
	Nombre:	AISI 4340 Acero normalizado
	Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal
	Criterio de error predeterminado:	Tensión de Von Mises máx
	Límite elástico:	7.1e+08 N/m ²
	Límite de tracción:	1.11e+09 N/m ²
	Módulo elástico:	2.05e+11 N/m ²
	Coefficiente de Poisson:	0.32
	Densidad:	7850 Kg/m ³
	Módulo cortante:	8e+10 N/m ²
	Coefficiente de dilatación térmica:	1.2e-05 /Kelvin

Fuente: SolidWorks.

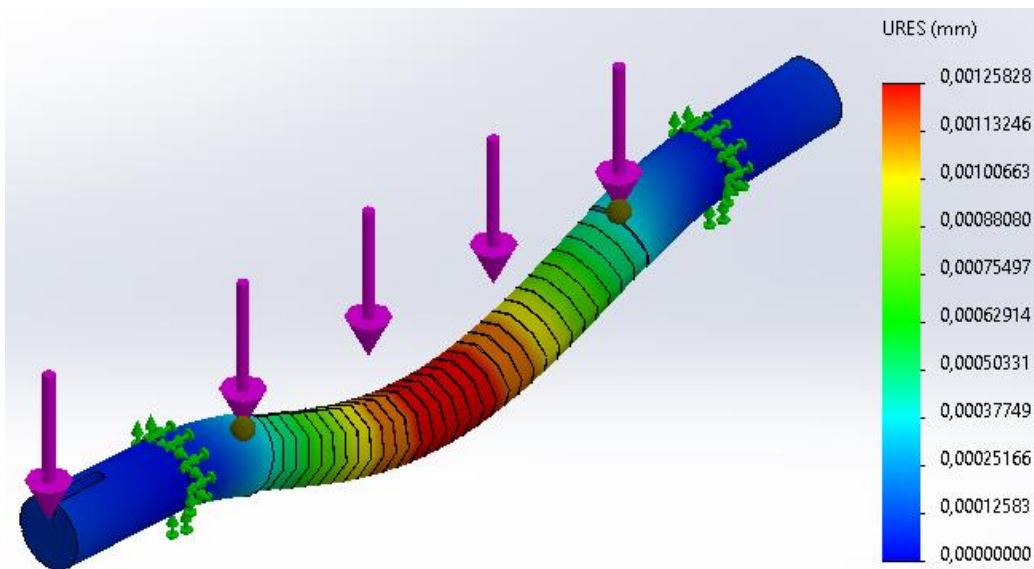
Figura 56. Análisis de tensiones para el eje principal.



Fuente: SolidWorks.

Según el criterio de diseño óptimo, es esencial que la pieza no supere el límite elástico del material de construcción, establecido en 710 MPa en este caso. Como se determinó previamente, la tensión máxima alcanzada fue de 4.96 MPa. Además, la teoría establece que un material dúctil comienza a ceder cuando los esfuerzos igualan el límite elástico. Por lo tanto, se puede concluir que no habrá fallo, ya que la tensión máxima está considerablemente lejos de igualar el límite elástico del material.

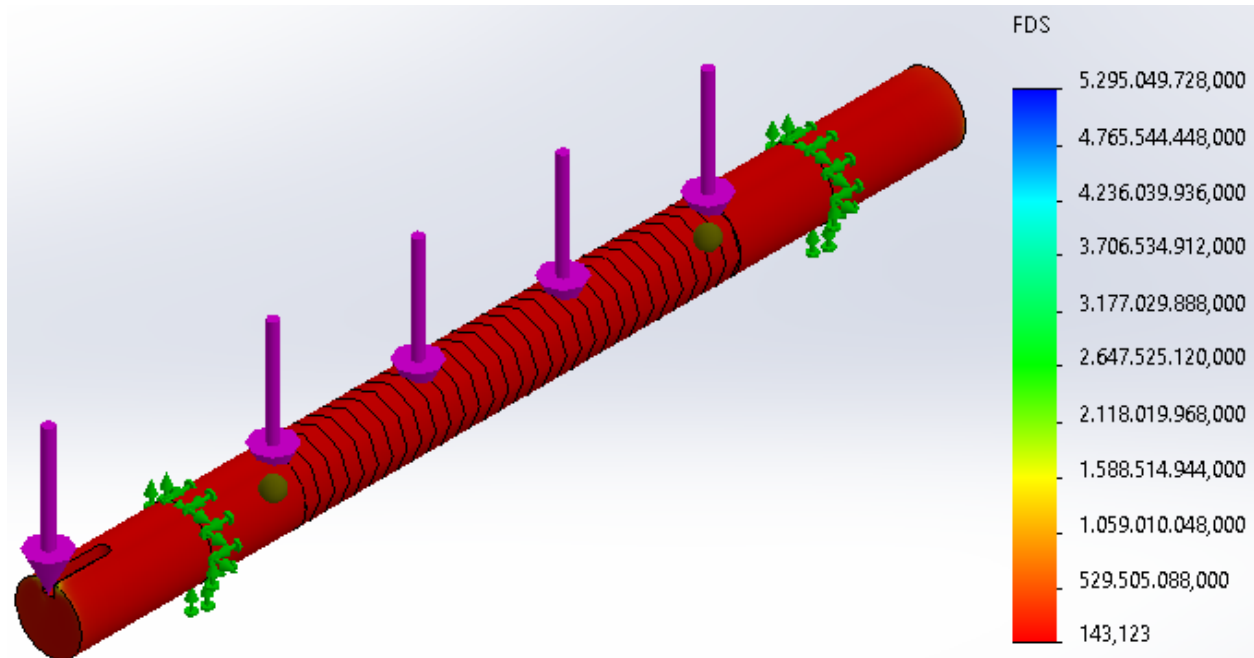
Figura 57. Resultados de desplazamientos para el eje principal.



Fuente: SolidWorks.

En la figura 57 se muestran los desplazamientos obtenidos mediante el método de elementos finitos para el eje principal, se obtiene así un valor máximo de 0.001258 mm, siendo este muy pequeño, lo cual se puede despreciar y se puede concluir que el eje no presentara desplazamientos de mayor consideración.

Figura 58. Resultados para el factor de diseño del eje principal.



Fuente: SolidWorks.

El material seleccionado para el eje es óptimo debido a que es poco probable que fallen por ruptura dando como resultado factores de seguridad altos y con esto un valor de factor de seguridad mínimo de 143, el cual es bastante alto y se asegura que la pieza no fallará. Asimismo, mediante el análisis de fatiga, se determinó un factor de seguridad de 43.3, siendo un valor aceptable para asegurar el buen diseño del eje.

Importante: En el anexo I, se pueden observar los planos correspondientes a la máquina que ha sido calculada, el cual se evidencian planos en isométrica, de explosionado, de piezas y de vistas en detalle.

5.13 CÁLCULO DE SOLDADURA PARA UNIÓN PERMANENTE ÁNGULO-ROTOR

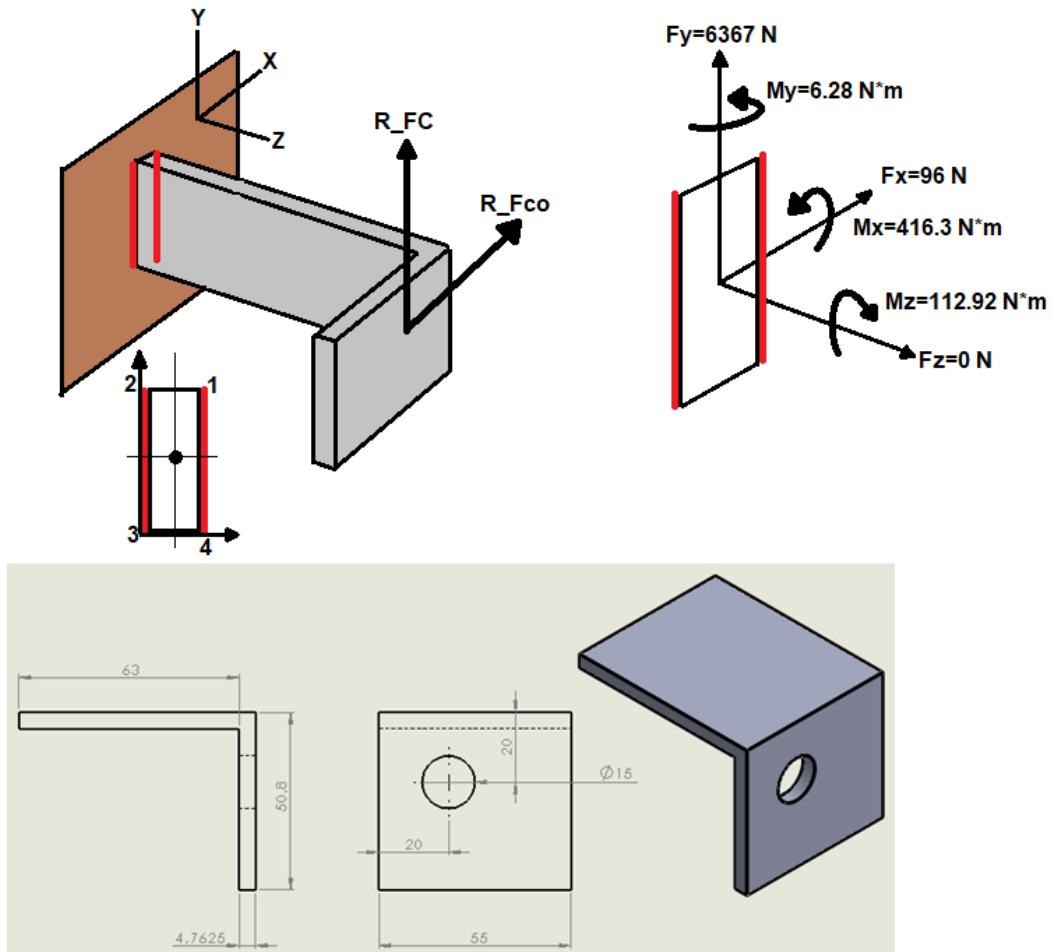
Para el cálculo del espesor del cordón de soldadura para la unión entre el rotor y los ángulos, se va a considerar el electrodo 6013 y un factor de seguridad de $N=3$. En la tabla 6 se muestra las propiedades para el electrodo seleccionado, para el cálculo del espesor de soldadura, que se muestra en el cuadro 28.

Tabla 6. Propiedades para los diferentes electrodos para soldadura.

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Fuente: BUDYNAS, Richard G., et al. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 2012.

Figura 59. Diagrama de cuerpo libre, cálculo de centroide y fuerzas en la sección para soldadura.



Cuadro 28. Ecuaciones y cálculos para el espesor de soldadura.

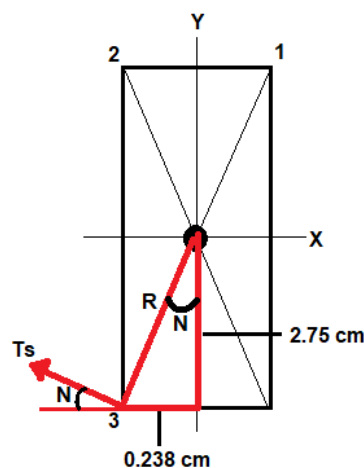
PARÁMETRO	SIMBOLO	ECUACIÓN	VALOR
Centroide en X	\bar{X}	$\bar{X} = \frac{\sum X_i A_i}{\sum A_i} = \frac{\sum X_i L_i}{\sum L_i}$	$\bar{X} = 0.238 \text{ cm}$
Centroide en Y	\bar{Y}	$\bar{Y} = \frac{\sum Y_i A_i}{\sum A_i} = \frac{\sum Y_i L_i}{\sum L_i}$	$\bar{Y} = 2.75 \text{ cm}$
Fuerzas actuantes	\vec{F}	Ver figura 36	$\vec{F} = 96i + 6367j \text{ [N]}$
Distancia del centroide a la aplicación de las fuerzas	\vec{R}	Ver figura 59	$\vec{R} = -0.01762i + 0.0075j + 0.06538k \text{ [m]}$
Momentos actuantes	\vec{M}	$\vec{M} = \vec{R} \times \vec{F}$	$\vec{M} = -416.3i + 6.28j - 112.92k \text{ [N * m]}$
Área de soldadura	A_t	$A_t = 0.707a * L_{T,SOLDADURA}$	$A_t = 0.078a \text{ [m}^2\text{]}$
Cortante debido a la fuerza en X	τ_X	$\tau_X = \frac{F_x}{A_t}$	$\tau_X = \frac{1230.8}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Cortante debido a la fuerza en Y	τ_Y	$\tau_Y = \frac{F_Y}{A_t}$	$\tau_Y = \frac{81628}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Ixx para la soldadura 2-3	I_{XX}	$I_{XX} = I_{XX}' + A_{2-3} * d_y^2$	$I_{XX} = 9.8 * 10^{-6} a \text{ m}^4$
Ixx' para la soldadura 2-3	I_{XX}'	$I_{XX}' = \frac{1}{12} b h^3$	$I_{XX}' = 9.8 * 10^{-6} a \text{ m}^4$
Iyy para la soldadura 2-3	I_{YY}	$I_{YY} = I_{YY}' + A_{2-3} * d_x^2$	$I_{YY} = 2.2 * 10^{-7} a \text{ m}^4$
Iyy' para la soldadura 2-3	I_{YY}'	$I_{YY}' = \frac{1}{12} h b^3$	$I_{YY}' = 1.62 * 10^{-3} * a^3 \text{ m}^4$
Ixx total	$I_{XXTOTAL}$	$I_{XXTOTAL} = 2 * I_{XX}$	$I_{XXTOTAL} = 1.96 * 10^{-5} a \text{ [m}^4\text{]}$
Iyy total	$I_{YYTOTAL}$	$I_{YYTOTAL} = 2 * I_{YY}$	$I_{YYTOTAL} = 4.4 * 10^{-7} a \text{ [m}^4\text{]}$
Momento polar total	J	$J = I_{XXTOTAL} + I_{YYTOTAL}$	$J = 2 * 10^{-5} \text{ [m}^4\text{]}$
Esfuerzo debido al Momento flector en X	σ_{fX}	$\sigma_{fX} = \frac{M_X * \bar{Y} \text{ [m]}}{I_{XXTOTAL}}$	$\sigma_{fX} = \frac{584094}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Esfuerzo debido al momento flector en 1 y 2	σ_{fX1}	$\sigma_{fX1} = \sigma_{fX2} = -\sigma_{fX}$	$\sigma_{fX1} = -\frac{584094}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Esfuerzo debido al momento flector en 3 y 4	σ_{fX3}	$\sigma_{fX3} = \sigma_{fX4} = \sigma_{fX}$	$\sigma_{fX3} = \frac{584094}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Esfuerzo debido al momento flector en Y	σ_{fY}	$\sigma_{fY} = \frac{M_Y * \bar{X} \text{ [m]}}{I_{YYTOTAL}}$	$\sigma_{fY} = \frac{33969}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Esfuerzo debido al momento flector en 1 y 4	σ_{fY1}	$\sigma_{fY1} = \sigma_{fY4} = -\sigma_{fY}$	$\sigma_{fY1} = -\frac{33969}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Esfuerzo debido al momento flector en 2 y 3	σ_{fY2}	$\sigma_{fY2} = \sigma_{fY3} = \sigma_{fY}$	$\sigma_{fY2} = \frac{33969}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Esfuerzo resultante en 1	σ_1	$\sigma_1 = \sigma_{fY1} + \sigma_{fX1}$	$\sigma_1 = -\frac{618063}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$

Cuadro 28. (continuación).

Esfuerzo resultante en 2	σ_2	$\sigma_2 = \sigma_{f_{y2}} + \sigma_{f_{x2}}$	$\sigma_2 = -\frac{550125}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Esfuerzo resultante en 3	σ_3	$\sigma_3 = \sigma_{f_{y3}} + \sigma_{f_{x3}}$	$\sigma_3 = \frac{618063}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Esfuerzo resultante en 4	σ_4	$\sigma_4 = \sigma_{f_{y4}} + \sigma_{f_{x4}}$	$\sigma_4 = \frac{550125}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Cortante generado por el momento en Z	τ_S	$\tau_S = \frac{M_Z * R[m]}{J}$	$\tau_S = \frac{155829.6}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Distancia del centroide al punto 3 (crítico)	R	$R = \sqrt{(2.75)^2 + (0.238)^2}$	$R = 2.76 \text{ cm}$
Cortante resultante	τ_R	$\tau_R = (\tau_X - \tau_S * \cos(\theta))i + (\tau_Y + \tau_S * \sin(\theta))j$	$\tau_R = -\frac{154017.6}{a}i + \frac{95074}{a}j \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Posición angular de cortante generado	θ	$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{0.238}{2.75}\right)$	$\theta = 4.95^\circ$
Magnitud del cortante resultante	τ_{XY}	$\tau_{XY} = \sqrt{\left(\frac{154017.6}{a}\right)^2 + \left(\frac{95074}{a}\right)^2}$	$\tau_{XY} = \frac{180998.6}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Esfuerzo cortante máximo	$\tau_{MÁX}$	$\tau_{MÁX} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_X - \sigma_Y}{2}\right)^2 + \tau_{XY}^2}$	$\tau_{MÁX} = \frac{358135.4}{a} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Para carga estática por cortante	τ_{ad}	$\tau_{MÁX} = \frac{S_{YS}}{N} = \tau_{ad}$	$\tau_{MÁX} = 57.5 * 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Resistencia de fluencia al corte	S_{YS}	$S_{YS} = 0.5 * S_Y$	$S_{YS} = 172.5 * 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Resistencia a la fluencia	S_Y	Ver tabla 6	$S_Y = 345 * 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$
Factor de seguridad definido	N	No aplica	$N = 3$
Espesor de soldadura	a	$\frac{358135.4}{a} = 57.5 * 10^6$	$a = 0.00623 \text{ m} = 6.23 \text{ mm}$

Anteriormente se presentaron los respectivos cálculos, para el espesor del cordón de soldadura, donde se obtuvo un valor de 6.23 mm, que se redondea a 6 mm para un factor de seguridad de N=3.

Figura 60. Diagrama de dirección del esfuerzo cortante producido por Mz respecto al centroide.



6. CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL PROTOTIPO

El proceso de construcción del prototipo para la trituración de la hoja de la piña, se llevó a cabo en un pequeño taller, ubicado en el municipio de Girón - Santander, donde allí se pudo contar con los señores Alfredo Acuña Diaz y Daniel Acuña Diaz, personas expertas en el área de manufactura y ensamble de maquinaria, que con su total disposición se logró realizar la respectiva construcción.

Figura 61. Instalación del taller.



6.1 CONSTRUCCIÓN DEL MOLINO DE TRITURACIÓN

6.1.1 Caja y tapa de trituración y, rotor porta ángulos Para el caso de la caja de trituración, se fabricó en lámina de acero inoxidable calibre 10 (espesor de 3.5 mm), el cual fue fácil de conseguir en el mercado. Esta se constituye de dos (2) recortes de 300 x 370 mm, dos recortes de 180 x 300 mm y uno de 180 x 370 mm, que respectivamente cada uno de estos recortes se soldaron para dar forma a la caja. Para el caso de la tapa, esta se fabricó en hierro maleable, donde a una lámina rectangular se le realizo

un pequeño doblado, con el fin de darle la curvatura deseada. Esta se fijó a la caja por medio de unos goznes; para el caso del rotor porta ángulos, este se fabricó en acero AISI 1045, posee un diámetro de 200 mm y un espesor de 3/16 in, donde se le soldó un buje de 1 in de diámetro, y por último, los ángulos con perfil en L que van soldados al rotor, se fabricaron en hierro maleable, que para nuestro caso se utilizaron ochos (8) ángulo de 2x2x3/16 in.

Figura 62. Caja, tapa de la caja y conjunto rotor con ángulos.



6.1.2 Eje del rotor, cuchillas y los ejes porta cuchillas El eje del rotor, que es una barra sólida en acero 1020, con un diámetro de $\frac{3}{4}$ in (19.05 mm) y una longitud de 300 mm, se encargará de dar movimiento al conjunto triturador, por medio de una transmisión de potencia. Las cuchillas o también llamados martillos, separadas con arandelas de aluminio, se consiguieron en acero templado, se constituyeron de una lámina larga perforada en sus extremos, donde se realizó un corte por la mitad de ella, con el fin de obtener dos cuchillas útiles. Una vez realizado el corte, se obtuvieron cuchillas de 2.7x8 cm, con un espesor de 2 mm y una perforación de 3/8 in.

Y para el caso del eje porta cuchillas, se utilizaron 4 tornillos en acero de 3/8 in de diámetro por 5 in de largo de cabeza hexagonal y tuerca de seguridad, donde primero se realizaron las perforaciones por donde iban a pasar los tornillos que iban a sostener las cuchillas.

Figura 63. Eje del rotor, cuchillas para el corte y montaje del eje porta cuchillas.



6.1.3 Montaje de las chumaceras de pared Antes de realizar el montaje de las chumaceras en la caja de trituración (soporte con pestaña cuadrada), se procedió a realizar por medio de un taladro, los agujeros en la caja de trituración para dar fijación a la chumacera y también una perforación más grande, por donde pasará el eje principal o eje del rotor. Asimismo, se le realizaron unas leves perforaciones al eje del rotor, con el propósito de que los prisioneros de las chumaceras y del buje del rotor, encajar bien en él y así brinden un mejor agarre. Antes del montaje, se realizó un rectificado de los agujeros hechos, esto con el propósito de poder dar un ajuste efectivo durante el montaje y así evitar que se produzcan defectos en el funcionamiento de la máquina. Cabe resaltar, que para obtener un mejor corte en la hoja de la piña, se colocaron recortes de una cuchilla de acero templado, con dimensiones 80x100x2 mm con una perforación de 3/8 in, realizados con una cortadora de laser.

Figura 64. Perforaciones en la caja de trituración y montaje del elemento triturador.



6.1.4 Sistema de transmisión de potencia y tolva de entrada La transmisión de potencia se constituye de un motor eléctrico de $\frac{1}{2}$ hp que gira a 1725 rpm, una polea conductora de 5 in y la conducida de 3 in, con el propósito de aumentar la velocidad en el molino de trituración a 2875 rpm. Las poleas son de un canal con tornillo prisionero de $\frac{1}{4}$ in, las correas son en tipo V de referencia A43 y los rodamientos que son fijados en los soportes de pared con pestaña cuadrada, que a su vez van fijados al exterior de la caja de trituración. Asimismo, para la tolva de alimentación, consta de una lámina en acero galvanizado, de forma acanalada, que va reduciendo su ancho, para una mayor fijación a la caja de trituración (figura 65).

6.1.5 Bastidor del molino de trituración El bastidor es la estructura que soporta el molino de trituración, se elaboró con perfil en L en hierro maleable, se compraron los perfiles ya con sus dimensiones asignadas y se soldaron formando una estructura que corresponde al bastidor. Se destaca, los perfiles inferiores soldados de manera horizontal, para brindar un soporte para la colocación del motor eléctrico (figura 66).

Figura 65. Transmisión de potencia por correas y tolva de ingreso de materia prima.

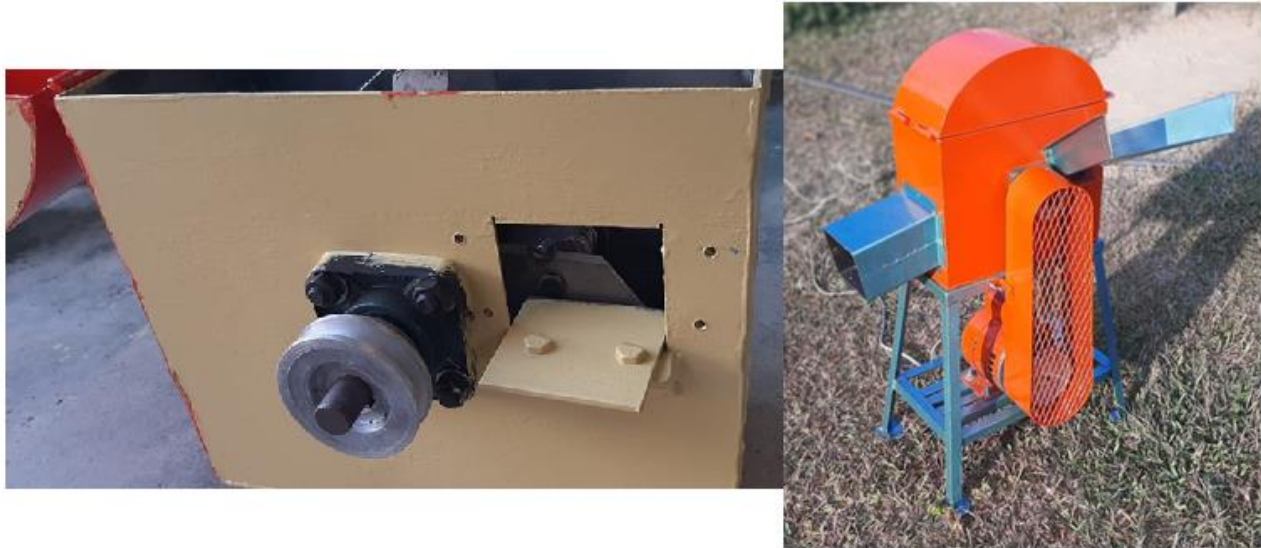


Figura 66. Estructura del molino de trituración con ubicación del motor.



6.1.6 Pintada del molino de trituración Una vez construido el prototipo de molino de trituración, se procedió a realizar la pintada del mismo, una primera pasada para toda la máquina, fue la aplicación de un anticorrosivo de color amarillo, esto para evitar la oxidación de las partes. La segunda y pasada final, fue la aplicación del color seleccionado para cada una de las partes, la caja de trituración con el motor se pintó de color naranja y la estructura con la tolva de alimentación se pintaron de color verde.

Figura 67. Pintada del molino de trituración.



6.2 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL PROTOTIPO DE MOLINO DE TRITURACIÓN

Para el diseño del prototipo de molino de trituración fue necesario partir de la revisión bibliográfica, sobre máquinas que tuvieran como función principal, la trituración de materia prima para la reducción de su tamaño, para este caso la longitud. Durante la búsqueda, se evidenciaron varios tipos de máquinas que realizan esta trituración, donde por medio de un análisis de las mismas, se pudo concluir que el diseño adecuado para nuestro fin, es la implementación de un molino de cuchillas, ya que se necesita de triturar y cortar las hojas de la piña. Definido esto, se procedió a realizar los respectivos bosquejos de la máquina que se quería construir y se llevaron a personas expertas en el área de manufactura y ensamble de máquina, para realizar una evaluación de los mismos y construir esta máquina para ese fin. Dicho esto y dado el aval de estas personas, se procedió a realizar la respectiva construcción del prototipo, como se evidencio anteriormente (figura 67).

Figura 68. Puesta en marcha del prototipo y revisión de la materia prima triturada.



Para la realización de las pruebas del prototipo, se ensambló la máquina y se realizaron los respectivos ajustes de cada una de las partes. Se conectó el motor a la electricidad y se puso a girar el molino de trituración en vacío y así se pudo evidenciar un correcto funcionamiento del mismo (figura 69).

Figura 69. Prototipo de molino de trituración en funcionamiento sin carga.



Una vez evidenciado, un correcto funcionamiento en vacío de la máquina, se procedió a cargar el molino con las hojas de la piña para moler y así realizar las respectivas pruebas de funcionamiento con carga, donde se evaluarán parámetros como capacidad de trituración, velocidad óptima y obtención del producto, después de la trituración (figura 70). Con la realización de las pruebas de funcionamiento se determinó una capacidad de trituración de 1 kg/min, velocidad de trituración óptima de 2875 rpm y por medio de un elemento de medición, se midieron fibras trituradas de máximo 1 cm de longitud.

Figura 70. Funcionamiento con carga del molino de trituración.



Durante la realización de las pruebas del prototipo, se deben de analizar aspectos a tener en cuenta durante la puesta de funcionamiento de la máquina, como lo son seguridad, funcionalidad y rendimiento. En aspectos de seguridad, como la alimentación de la máquina se realizará de manera manual, como prevención no se debe de acercar la mano a la entrada de la caja de trituración, para evitar cortes con las cuchillas que se encuentran girando a alta velocidad. Asimismo, durante la alimentación de la máquina, la persona debe evitar posicionarse frente a la máquina, en donde se encuentra todo el sistema de transmisión de potencia y más bien ubicarse a un costado de la misma.

En aspectos de funcionalidad de la máquina, su puesta en marcha será por medio de un motor eléctrico que funciona a una tensión de 110 V y una velocidad de rotación de 1725 rpm. Para el control de su funcionamiento, se realizará por medio de una conexión directa a la corriente, para controlar el encendido y apagado de la máquina. Con esto, se consigue un óptimo funcionamiento y cumplimiento con el fin para el cual se construyó.

Y por último, en el aspecto de rendimiento, durante la puesta en marcha y alimentación de la máquina, se cargó el molino de trituración y se pudo obtener una molienda de 1 Kg de hojas de piña por minuto, donde por medio de una transmisión de potencia mecánica del motor hacia el molino de cuchillas, se logró realizar la trituración y corte de las hojas de la piña y así obtener una fibra óptima para la producción de papel orgánico. En la figura 69, se presenta el antes y el después de las hojas de la piña.

Figura 71. Producto terminado, después de la trituración.



Antes



Después

7. EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO

Se abordó el análisis de costos general de la máquina diseñada, a partir del costo total de la construcción del prototipo, alterado porcentualmente por la capacidad de producción sumado al costo del motor seleccionado de 3 Hp, ya que estructuralmente conserva cierta similitud el diseño de la máquina y el prototipo construido.

Cuadro 29. Costo final de diseño y construcción de máquina diseñada.

CONCEPTO	RELACIÓN PORCENTUAL DE PRODUCCIÓN	VALOR
Construcción de prototipo	1,00	\$ 2.394.000
Diseño y construcción máquina final	1,80	\$ 4.309.200
Motor de 3 hp		\$ 2.135.000
Total		\$ 6.444.200

7.1 COSTOS DEL PROTOTIPO

Todos los costos asociados a materiales y servicios utilizados durante la construcción del prototipo fueron asumidos por los integrantes del proyecto. La etapa de diseño se evaluó a partir de la resolución 5341 de 28 de diciembre de 2022 expedida por el ministerio del trabajo “por la cual se adopta la fijación de honorarios y valoración de requisitos para los contratos de prestación de servicios profesionales y de apoyo a la gestión para la vigencia 2023”. En el anexo J se muestran los costos relacionados con la compra de materia prima, para la construcción del prototipo.

Cuadro 30. Costo de diseño y construcción de prototipo.

CONCEPTO	VALOR
Materia prima	\$ 930.000
Manufactura	\$ 350.000
Ensamble	\$ 175.000
Diseño	\$ 825.000
Subtotal	\$ 2.280.000
Imprevistos y otras 5% del subtotal	\$ 114.000
Total	\$ 2.394.000

7.2 COSTO DE PRODUCCIÓN PAPEL

La empresa productora de papel en Lebrija-Santander FIBRENSE S.A.S proporcionó los costos directos de producción y operacionales de la empresa.

Cuadro 31. Variables de costos de producción y operacionales.

COSTOS DE PRODUCCIÓN	INGREDIENTES
	ENERGÍA
	OPERADORES
COSTOS OPERACIONALES	ALMACENAMIENTO
	MANTENIMIENTO

7.2.1 Ingredientes Según los datos proporcionados por la empresa Fibrense S.A.S, se consideró la producción del mes de diciembre de 2023 para poder sacar un estimado del costo directo por hoja de papel ya que para la empresa plantea a futuro producir semanalmente 3000 hojas de papel, para los ingredientes se consideró el costo de la goma celulosa, carboximetilcelulosa (CMC) y materia prima.

Cuadro 32. Costos debido a los ingredientes.

Hojas de papel producidas	Ingredientes
1200	\$ 435.000

7.2.2 Operadores El proceso de transformación ocurre desde la recolección de las hojas de piña en el cultivo, su debida adecuación y transformación, en este apartado las hojas de piña son picadas manualmente lo que conlleva mayor mano de obra vinculada por prestación de servicios.

Cuadro 33. Costos debidos a mano de obra.

	Mano de obra
Hojas de papel producidas	Recolección y producción de hojas
1200	\$ 2.600.000

7.2.3 Energía Se considero el valor del kilovatio hora para zona de estrato 3, y con un máximo de trabajo de 2 horas mensuales.

Cuadro 34. Costos debido a la energía.

COSTO ENERGÉTICO					
MÁQUINA	POTENCIA(KW)	HORAS DE TRABAJO MENSUAL	VALOR KW-H	VALOR TOTAL MENSUAL	VALOR TOTAL AÑO
MOTOR	2,2371	2	945,7724	\$ 4.232	\$ 50.779

7.3 INGRESOS

El análisis se ha hecho para un promedio de ventas de 1200 hojas producidas mensuales en todas sus presentaciones. Según el **catálogo de productos FIBRENSE S.A.S**, para papel tamaño carta, tamaño oficio, 1/8 de pliego, 1/4 de pliego y 1/2 pliego. En el anexo k, se muestran los precios de venta para cada uno de los tamaños nombrados anteriormente. Cabe resaltar que sus ventas tienen un efecto de crecimiento en la producción de un 10% mensual.

Cuadro 35. Costos debido a los ingresos.

Hojas de papel producidas	Tipo de presentación	Venta unidad	Total
240	Tamaño carta	\$ 1.080,00	\$ 259.200,00
240	Tamaño oficio	\$ 1.260,00	\$ 302.400,00
240	1/8 de pliego	\$ 1.350,00	\$ 324.000,00
240	1/4 de pliego	\$ 2.700,00	\$ 648.000,00
240	1/2 pliego	\$ 5.400,00	\$ 1.296.000,00
1200		Ingresos	\$ 2.829.600,00

7.4 CRITERIOS QUE MIDEN LOS RESULTADOS, VALOR PRESENTE NETO (VPN) Y TASA DE RETORNO (TIR)

El proyecto se analizó con una tasa de interés efectiva anual del 39,2% según la resolución 2331 del 29 de diciembre de 2023 por la superintendencia financiera para un periodo de 12 meses.

Definido el valor presente neto (VPN) positivo, permite establecer que el proyecto es rentable, así como también la evaluación de la tasa interna de retorno de acuerdo con el ministerio de industria y comercio, es viable el proyecto ya que la TIR del 17% es mayor al 12%; el tiempo de recuperación de la inversión ocurre hasta el mes 8 teniendo en cuenta una tasa de oportunidad de 2,7945% mensual.

Cuadro 36. Cálculo de la tasa interna de retorno.

	PROYECTO		0	1	2	3	4
	inv. Inicial		\$ 6.444.200				
10%	ingresos netos			\$2.829.600	\$3.112.560	\$3.423.816	\$3.766.198
	costo energía						
	egresos			\$3.035.000	\$3.035.000	\$3.035.000	\$3.035.000
	FCL		-\$6.444.200	-\$205.400	\$77.560	\$388.816	\$731.198
FLUJO DE CAJA PRESENTE			-\$6.444.200	-\$199.816	\$73.400	\$357.960	\$654.870
VPN_SUMA	\$12.203.917						
VPN	\$12.203.917	FACTIBLE					
TIR	16%	FACTIBLE					
R	2,89						

5	6	7	8	9	10	11	12
\$4.142.817	\$4.557.099	\$5.012.809	\$5.514.090	\$6.065.499	\$6.672.049	\$7.339.254	\$8.073.179
							\$ 50.779
\$3.035.000	\$3.035.000	\$3.035.000	\$3.035.000	\$3.035.000	\$3.035.000	\$3.035.000	\$3.035.000
\$1.107.817	\$1.522.099	\$1.977.809	\$2.479.090	\$3.030.499	\$3.637.049	\$4.304.254	\$4.987.400
\$965.203	\$1.290.100	\$1.630.778	\$1.988.533	\$2.364.747	\$2.760.894	\$3.178.546	\$3.582.902

Cuadro 37. Tiempo de recuperación de la inversión.

6	7	8	9	11	12
\$1.522.099	\$1.977.809	\$2.479.090	\$3.030.499	\$4.304.254	\$4.987.400
-\$ 5.418.470	-\$ 4.005.256	-\$ 2.084.104	\$ 406.024	\$ 7.369.961	\$ 12.000.453
-\$3.896.371	-\$2.027.447	\$394.986	\$3.436.523	\$11.674.215	\$16.987.853

8. CONCLUSIONES

- El presente proyecto cumplió a cabalidad su objetivo general, en diseñar y construcción un prototipo de máquina trituradora y corte de las fibras de las hojas de la mata de piña, cumpliendo los requerimientos necesarios para la fabricación de papel, que no solo representa un avance tecnológico, sino también un modelo innovador con un diseño de molino, que permite que las hojas de piña sean trituradas y cortadas. Sumado a esto, ocurre el proceso de aplastamiento por parte de los martillos, el cual contribuye al desfibrado para dar forma a la pulpa de celulosa y continuar la producción sostenible de papel.
- La correcta aplicación de las diferentes teorías de diseño mecánico y mediante la implementación de un análisis y simulación por el método de elementos finitos, avalaron el diseño de la máquina trituradora y a su vez, para el proceso de selección de los componentes de transmisión de fuerza (rodamientos, correas, etc.), fue necesario recurrir a catálogos de información de ingeniería, siguiendo sus recomendaciones en torno al proceso de selección del componente adecuado para esta aplicación.
- Las propiedades de las fibras de hoja de piña permiten establecer sus bondades, cuantificar sus características físicas frente a otras fibras naturales, como su resistencia a la ruptura, porcentaje de celulosa, esfuerzos de tensión; capacidades del material que a pesar de ser favorables y genera ventajas sobre fibras como el fique, nailon, bambú entre otras, no se le ha dado la importancia necesaria en el ámbito industrial por su desconocimiento.
- A través de este proyecto hemos demostrado la viabilidad técnica y la eficiencia de la máquina diseñada para procesar y aprovechar la hoja de piña, convirtiéndola en un recurso útil en lugar de un residuo, fomentando la economía circular haciendo aporte a los objetivos de desarrollo sostenible. Este proyecto sienta las bases para futuras investigaciones y mejoras del diseño.
- La actualidad apunta a hábitos de consumo de productos biodegradables, aunque su fabricación sea de elevado costo a diferencia de los no biodegradables, así como ocurre con las hojas de papel procesadas a partir de la hoja de piña, estas alteraciones en los costos hacen que la inversión en estos proyectos sea rentable, en este proyecto se estima que la inversión se recupere al cabo de los 8 meses consolidando un proyecto ampliamente factible.

BIBLIOGRAFÍA

AGUILAR, Marcela González. Empleo de la fibra de piña en el campo textil. 2004. Tesis Doctoral. Universidad de los Andes.

Alcaldía de Lebrija Santander. “Mi Municipio”. (2023). Disponible en: <https://www.lebrija-santander.gov.co/MiMunicipio/Paginas/Economia.aspx>.

ANTOLINEZ, Julio César, RUEDA, Gabriel, BRICEÑO, Carlos. Obtención y caracterización de fibras aptas para textiles a partir de la hoja de fibra de piña, Citado por AGUILAR, Marcela González. *Empleo de la fibra de piña en el campo textil*. 2004. Tesis Doctoral. Uniandes.

ASIM, M., *et al.* A Review on Pineapple Leaves Fibre and Its Composites. En: International Journal of Polymer Science [en línea]. 2015. vol. 2015 [consultado el 4, noviembre, 2023], p. 1-16. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1155/2015/950567>>. ISSN 1687-9430.

BUDYNAS, Richard G., *et al.* Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 2012.

Cañavate, J. O. (2003). Las máquinas agrícolas y su aplicación. España, Citado por FREIRE ALBERTO, Lalbay Antonio; LALBAY FUENTES, Marco Antonio. *Implementación de un molino de martillos para el proceso de harina de trigo*. 2022. Tesis de Licenciatura.

Cheng Y, Bartholomew D, Qin Y. Biology of the Pineapple Plant. En: Ming R, editor. Genetics and Genomics of Pineapple, Plant Genetics and Genomics: Crops and Models [Internet]. Springer Nature Switzerland. 2018. p. 27–40.

CONCHA, Fernando; AUSTIN, Leonard. Diseño y Simulación de Circuitos de Molienda y Clasificación. *Universidad Técnica Federico Santa María Ediciones*, 1994.

Crestani, M., Barbieri, R., Hawerth, F., Carvalho, F. y Oliveira, A. 2010. Das Américas para o mundo – origen, domesticação e dispersão do abacaxizeiro, Citado por VENTURA, Ricardo Borjas, *et al.* Origen de la piña: Una muy breve Historia.

CRISTANCHO, Victor Julio; BUITRAGO, Alirio A.; CORREDOR, Luis Roberto. Cultivo de piña. 1991.

CUADRADO MONCAYO, Iván Rafael, et al. *Diseño y construcción de un molino de martillos*. 2009. Tesis de Licenciatura. Quito: USFQ, 2009.

Departamento Administrativo Nacional de Estadística (DANE). “Principales características del cultivo de piña (Ananas comosus)”. Disponible en:

https://www.dane.gov.co/files/investigaciones/agropecuario/sipsa/Bol_Insumos_dic_2016.pdf

Departamento Administrativo Nacional de Estadística (DANE). Principales características del cultivo de la piña (Ananas comosus). Insumos y factores asociados a la producción agropecuaria, Boletín mensual Núm. 54, 2016. p. 1-4.

Gámez Torres, Andres Felipe y Monrroy Rivas, Kevin Francesco. Diseño y construcción de una planta productora de pellets para peces, etapa de molienda. Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2017.

GUAYLLAS POMA, Luis Fernando; MONTERO VARGAS, José Vicente. *Diseño y Construcción de un Molino de Martillos con Tamiz Intercambiable para Pulverizar Yeso Crudo*. 2012. Tesis de Licenciatura. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

HIBBELER, R. C. Ingeniería Mecánica – Dinámica. Decimosegunda edición. PEARSON EDUCACIÓN, México, 2010. ISBN: 978-607-442-560-4

Jornaleando la fibra de piña, (2022). “Papel de Piña Lebrija”. Disponible en: <https://www.facebook.com/photo.php?fbid=529724459207493&set=pb.100065098296350.-2207520000.&type=3>

Jornaleando la fibra de piña, (2023). “Papel de Piña Lebrija”. Disponible en: <https://www.facebook.com/JornaleandolaFibradePina/photos>

Leal, F. y Coppens d'Eekenbrugge, G. History, Distribution and World production. En The Pineapple. Botany, production and uses, Citado por Ibid. 2018. p. 1.

Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural. Cadena de la piña. En: Dirección de Cadenas Agrícolas y Forestales. 2019. p. 7-8.

MISHRA, S., et al. Potentiality of Pineapple Leaf Fibre as Reinforcement in PALF-Polyester Composite: Surface Modification and Mechanical Performance. En: Journal of Reinforced Plastics and Composites [en línea]. Marzo, 2001. vol. 20, no. 4 [consultado el 14, noviembre, 2023], p. 321-334. Disponible en Internet: <<https://doi.org/10.1177/073168401772678779>>. ISSN 1530-7964.

Nieto, Guillermo (2020). “Papel, cartón y plástico de cáñamo”. Revista Forbes.

Penagos Santana, Y A. Caracterización fisicoquímica y funcionalidad tecnológica de la fibra de piña (Ananas Comosus), cultivada en la vereda Acapulco- Girón (Santander). 2020. [Tesis de Pregrado]. Universidad Santo Tomás, Bucaramanga, Colombia.

Pinilla, Luis. Fundación San Lorenzo. Disponible en: Vanguardia, 2012.

Raymond A. Serway y John W. Jewett, Jr. Física para ciencias e ingeniería. Volumen 1. Séptima edición
RUILOVA RUIZ, Jonathan Joel y ZAMBRANO SOLÓRZANO, Isacc Andrés. Extracción y caracterización de la fibra de la hoja de Ananás comosus (piña) por métodos químicos. 2022. Tesis Doctoral. Universidad de Guayaquil. Facultad de Ciencias Químicas.

SATYANARAYANA, K. G., *et al.* Materials science of some lignocellulosic fibers. En: Metallography [en línea]. Noviembre, 1986. vol. 19, no. 4 [consultado el 14, noviembre, 2023], p. 389-400. Disponible en Internet: <[https://doi.org/10.1016/0026-0800\(86\)90073-x](https://doi.org/10.1016/0026-0800(86)90073-x)>. ISSN 0026-0800.

VENTURA, Ricardo Borjas, et al. Origen de la piña: Una muy breve Historia.