

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE DESRAQUITIZADOR DEL
RACIMO DE FRUTA FRESCA DE PALMA AFRICANA

ANDRÉS FELIPE GÓMEZ HERRERA

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

2019

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE DESRAQUITIZADOR DEL
RACIMO DE FRUTA FRESCA DE PALMA AFRICANA

ANDRÉS FELIPE GÓMEZ HERRERA

Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico

DIRECTOR:
ISNARDO GONZALEZ JAIMES
Ingeniero Mecánico

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

2019

DEDICATORIA

A mi madre, mi abuela y mi hermano, por haberme dado todo su cariño, sabiduría y apoyo a lo largo de mi vida y de este proyecto.

A mi padre, por su apoyo y sus consejos.

A mi pareja, por siempre estar a mi lado, por su compañía, su comprensión y su amor.

AGRADECIMIENTOS

A ISNARDO GONZALEZ JAIMES, profesor y director de este proyecto, por toda su orientación y respaldo a lo largo de todo el proyecto.

A todos los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS, quienes siempre estuvieron dispuestos a ayudar y guiar a sus alumnos para convertirse en excelentes profesionales.

A RAMÓN HERRERA, por su compañía y amistad, y por su colaboración en la fabricación del prototipo.

A mi familia, amigos y demás personas que de una u otra forma me ayudaron en el transcurso de mi vida y de mi carrera para poder alcanzar este gran logro.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN.....	19
1. DESPERDICIOS EN LA PRODUCCIÓN DE ACEITE DE PALMA	21
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	21
1.2. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA.....	25
1.3. OBJETIVOS.....	26
1.3.1. Objetivo general	26
1.3.2. Objetivos específicos	26
2. MARCO TEÓRICO	27
2.1. ANTECEDENTES DE INVESTIGACIÓN	27
2.1.1. Proceso de extracción del aceite de palma desarrollado por Industrias INAL.....	27
2.2. REFERENTES TEÓRICOS	29
2.2.1. Generalidades de la palma africana.....	29
2.2.2. Proceso de producción de la palma de aceite.....	31
2.2.3. Propiedades físicas y químicas de la palma africana y sus derivados.....	37
3. DISEÑO CONCEPTUAL DEL EQUIPO	43
3.1. REQUERIMIENTOS DEL FUTURO USUARIO	43
3.2. ORGANIZACIÓN DE REQUERIMIENTOS	43
3.3. MATRIZ DE CALIDAD	45
3.4. PONDERACIÓN DE RESULTADOS	46
3.5. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	46
3.5.1. Alternativa 1.....	46
3.5.2. Alternativa 2.....	48
3.5.3. Alternativa 3.....	49
3.5.4. Alternativa 4.....	50
3.6. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	51
4. DISEÑO EN DETALLE DEL EQUIPO.....	52
4.1. CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DEL EQUIPO	52
4.1.1. Rango de dimensiones de racimos a desfrutar.	53
4.1.2. Dimensiones de los brazos del equipo.....	54

4.1.3. Fuerza aplicada sobre los brazos.	55
4.2. ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL EQUIPO.....	56
4.3. DISEÑO MECÁNICO DE LOS COMPONENTES	57
4.3.1. Brazo..	57
4.3.2. Eje.....	61
4.3.3. Tambor	72
4.3.4. Soportes del tambor.....	76
4.3.5. Soportes de rodamientos	82
4.3.6. Tolva...	87
4.3.7. Bastidor	88
4.4. CÁLCULO DE POTENCIA Y SELECCIÓN DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN	91
4.4.1. Potencia requerida.....	91
4.4.2. Selección de motorreductor.	91
4.4.3. Selección de rodamientos.....	96
4.4.4. Datos finales de operación del equipo	99
5. PROCESO DE MANUFACTURA Y PRESUPUESTO.....	100
5.1. HOJAS DE RUTA	100
5.2. MONTAJE	103
5.2.1. Eje con brazos y aletas	104
5.2.2. Tambor con brazos	105
5.2.3. Ensamble general	106
5.3. PRESUPUESTO.....	108
6. ANÁLISIS DE VIABILIDAD ECONÓMICA	109
6.1. CÁLCULO Y ANÁLISIS DE EGRESOS E INGRESOS	109
6.1.1. Egreso: Compra del equipo.	109
6.1.2. Egreso: Operación del equipo.....	109
6.1.3. Egreso: Mantenimiento del equipo.....	110
6.1.4. Egreso: Operario auxiliar	110
6.1.5. Ingreso: Ahorro de consumo de vapor	110
6.1.6. Egresos e ingresos obtenidos.....	112
6.1.7. Tasa de inflación y de rentabilidad	112
6.2. HERRAMIENTAS PARA EL ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD ECONÓMICA	113
6.2.1. Valor presente neto (VPN)	113

6.2.2. Tasa interna de retorno (TIR).....	115
6.2.3. Recuperación de la inversión (PAY BACK)	116
7. DISEÑO EN DETALLE DEL PROTOTIPO A ESCALA	117
7.1. CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DEL EQUIPO	118
7.1.1. Rango de dimensiones de racimos a desfrutar	119
7.1.2. Dimensiones de los brazos del equipo.....	119
7.1.3. Fuerza aplicada sobre los brazos	120
7.2. ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL EQUIPO.....	120
7.3. DISEÑO MECÁNICO DE LOS COMPONENTES	121
7.3.1. Brazo.....	122
7.3.2. Eje.....	124
7.3.3. Tambor	127
7.3.4. Soporte del tambor	127
7.3.5. Soporte de rodamientos.....	130
7.3.6. Bastidor	132
7.4. CÁLCULO DE POTENCIA Y SELECCIÓN DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN	134
7.4.1. Potencia requerida.....	134
7.4.2. Selección de motorreductor	135
7.4.3. Selección de rodamientos.....	138
7.4.4. Datos finales de operación del prototipo	141
7.5. PRESUPUESTO DE CONSTRUCCIÓN	142
8. CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL PROTOTIPO.....	143
8.1. FABRICACIÓN DEL BASTIDOR	143
8.2. FABRICACIÓN DEL EJE	144
8.3. FABRICACIÓN DEL TAMBOR	145
8.4. ENSAMBLE GENERAL	146
8.5. PRUEBAS DEL PROTOTIPO.....	148
9. CONCLUSIONES	151
10. RECOMENDACIONES.....	153
BIBLIOGRAFÍA.....	154

LISTA DE TABLAS

pág.

Tabla 1. Consumo de vapor: Esterilización vs. Digestión	23
Tabla 2. Datos generales de la palma de aceite	37
Tabla 3. Propiedades fisicoquímicas del aceite de palma	37
Tabla 4. Composición del aceite crudo de palma	38
Tabla 5. Propiedades físicas de racimos de palma.....	38
Tabla 6. Propiedades físicas del fruto de palma	39
Tabla 7. Fuerza de retención de los frutos de palma	40
Tabla 8. Propiedades físicas y mecánicas del fruto de la palma tipo Tenera	42
Tabla 9. Matriz de calidad	45
Tabla 10. Ponderación de resultados de la matriz de calidad.....	46
Tabla 11. Evaluación de alternativas	51
Tabla 12. Análisis dinámico del equipo	56
Tabla 13. Cálculo por carga estática del brazo	59
Tabla 14. Cálculo por carga dinámica del brazo	60
Tabla 15. Cálculos por carga estática del eje en D=70mm – Primer caso.....	63
Tabla 16. Cálculos por carga dinámica del eje en D=70mm – Primer caso.....	63
Tabla 17. Cálculos por carga estática del eje en D=60mm – Primer caso.....	64
Tabla 18. Cálculos por carga dinámica del eje en D=60mm – Primer caso.....	64
Tabla 19. Cálculos por carga estática del eje en D=70mm – Segundo caso.....	67
Tabla 20 Cálculos por carga dinámica del eje en D=70mm – Segundo caso.....	68
Tabla 21. Cálculos por carga estática del eje en D=60mm – Segundo caso.....	69
Tabla 22. Cálculos por carga dinámica del eje en D=60mm – Segundo caso	70
Tabla 23. Centroides de los tornillos del soporte del tambor	80
Tabla 24. Momentos de inercia de los tornillos del soporte del tambor	80
Tabla 25. Esfuerzos y factor de seguridad en tornillos del soporte del tambor	81
Tabla 26. Centroides de los tornillos del soporte de rodamiento	85

Tabla 27. Momentos de inercia de los tornillos del soporte de rodamiento	86
Tabla 28. Esfuerzos y factor de seguridad en tornillos del soporte de rodamiento	86
Tabla 29. Naturaleza de carga de motorreductor.....	91
Tabla 30. Dimensiones del motorreductor	95
Tabla 31. Hoja de ruta del eje	100
Tabla 32. Hoja de ruta de aleta del eje	100
Tabla 33. Hoja de ruta del brazo.....	101
Tabla 34. Hoja de ruta del tambor.....	101
Tabla 35. Hoja de ruta del soporte del tambor	102
Tabla 36. Hoja de ruta del soporte del tambor	102
Tabla 37. Hoja de ruta de la tolva	103
Tabla 38. Hoja de ruta del bastidor	103
Tabla 39. Hoja de montaje del eje con los brazos y aletas	104
Tabla 40. Hoja de montaje del tambor con brazos.....	105
Tabla 41. Hoja de montaje para el ensamblaje general.....	107
Tabla 42. Resumen del presupuesto del equipo desraquitizador	108
Tabla 43. Costos de generación de vapor	111
Tabla 44. Egresos generados por el equipo desraquitizador.....	112
Tabla 45. Ingresos generados por el equipo desraquitizador	112
Tabla 46. Variables para cálculo de viabilidad económica.....	113
Tabla 47. Valor presente neto del proyecto	114
Tabla 48. Análisis dinámico del prototipo.....	121
Tabla 49. Cálculo por carga estática del brazo del prototipo	123
Tabla 50. Cálculos por carga estática del eje del prototipo.....	126
Tabla 51. Naturaleza de carga de motorreductor del prototipo	135
Tabla 52. Dimensiones del motorreductor del prototipo.....	138
Tabla 53. Resumen del presupuesto del prototipo.....	142

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Cultivo de palma de aceite.....	21
Figura 2. Consumos específicos de vapor [kg de vapor/ton RFF]	22
Figura 3. Partes del RFF y del fruto de palma africana.....	24
Figura 4. Porcentaje de fruto y raquis por racimo	24
Figura 5. Esterilizador Dinámico AVATAR	28
Figura 6. Recepción de RFF	31
Figura 7. Autoclave para esterilización de RFF	32
Figura 8. Sección de digestión y prensado	34
Figura 9. Esquema sección de digestión y prensado.....	34
Figura 10. Proceso planta de beneficio de palma africana	36
Figura 11. Esfuerzos de corte por carga estática y dinámica para tallos de arroz: carga estática (izquierda) y carga dinámica (derecha)	41
Figura 12. Organización de requerimientos	44
Figura 13. Esquema Alternativa 1.....	47
Figura 14. Esquema Alternativa 2.....	48
Figura 15. Producto esperado con la Alternativa 2	48
Figura 16. Esquema Alternativa 3.....	49
Figura 17. Prototipo de Alternativa 3.....	50
Figura 18. Esquema de Alternativa 4.....	50
Figura 19. Isométrica del equipo desraquitizador	52
Figura 20. Brazos del eje y del tambor	57
Figura 21. Diagrama de cortante para el brazo	59
Figura 22. Diagrama de momento flector para el brazo.....	59
Figura 23. Eje del equipo desraquitizador.....	61
Figura 24. Cargas aplicadas al eje – Primer caso.....	62
Figura 25. Cargas aplicadas al eje – Segundo caso.....	65

Figura 26. Diagrama de cortante para el eje.....	66
Figura 27. Diagrama de momento flector para el eje	66
Figura 28. Cargas aplicadas para simulación – Segundo caso	71
Figura 29. Deformaciones del eje para carga estática – Segundo caso	71
Figura 30. Factores de seguridad del eje para carga estática – Segundo caso	72
Figura 31. Tambor	73
Figura 32. Carga de torsión en el tambor	74
Figura 33. Factor de seguridad en el tambor	75
Figura 34. Deformaciones en el tambor	75
Figura 35. Soporte del tambor	76
Figura 36. Cargas sobre el soporte del tambor	77
Figura 37. Esfuerzos sobre el soporte del tambor	78
Figura 38. Deformaciones sobre el soporte del tambor	78
Figura 39. Distribución de tornillos del soporte del tambor	79
Figura 40. Soporte de rodamientos.....	82
Figura 41. Cargas sobre soporte de rodamientos.....	83
Figura 42. Deformaciones del soporte de rodamientos	84
Figura 43. Factor de seguridad del soporte de rodamientos.....	84
Figura 44. Distribución de tornillos del soporte de rodamiento	85
Figura 45. Tolva	87
Figura 46. Bastidor.....	88
Figura 47. Cargas sobre el bastidor	89
Figura 48. Deformaciones en el bastidor	89
Figura 49. Esfuerzos sobre el bastidor	90
Figura 50. Factor de servicio para motorreductor	92
Figura 51. Selección inicial del motorreductor	93
Figura 52. Designación de motorreductores RAMFE.....	94
Figura 53. Cotas del motorreductor	95
Figura 54. Dimensiones normalizadas en los ejes huecos de los reductores	96
Figura 55. Aplicaciones en maquinaria y vida requerida.....	97

Figura 56. Montaje de eje con brazos y aletas	105
Figura 57. Montaje de tambor con brazos	106
Figura 58. Montaje del ensamblaje general	107
Figura 59. Concepto del Design Thinking	117
Figura 60. Isométrica del prototipo a escala	118
Figura 61. Brazos del eje y del tambor del prototipo.....	122
Figura 62. Diagrama de cortante para el brazo del prototipo.....	123
Figura 63. Diagrama de momento flector para el brazo del prototipo	123
Figura 64. Eje del prototipo	124
Figura 65. Cargas aplicadas al eje del prototipo	125
Figura 66. Diagrama de cortante para el eje del prototipo	125
Figura 67. Diagrama de momento flector para el eje del prototipo	126
Figura 68. Tambor del prototipo.....	127
Figura 69. Soporte del tambor del prototipo.....	128
Figura 70. Cargas sobre el soporte del tambor del prototipo	128
Figura 71. Deformaciones sobre el soporte del tambor del prototipo.....	129
Figura 72. Factor de seguridad del soporte del tambor del prototipo	129
Figura 73. Soporte de rodamientos del prototipo	130
Figura 74. Cargas sobre soporte de rodamientos del prototipo	131
Figura 75. Deformaciones del soporte de rodamientos del prototipo.....	131
Figura 76. Factor de seguridad del soporte de rodamientos del prototipo	131
Figura 77. Bastidor del prototipo	132
Figura 78. Cargas sobre el bastidor del prototipo	133
Figura 79. Deformaciones del bastidor del prototipo.....	133
Figura 80. Factor de seguridad del bastidor del prototipo	134
Figura 81. Factor de servicio para motorreductor del prototipo	135
Figura 82. Selección inicial del motorreductor del prototipo.....	136
Figura 83. Cotas del motorreductor	137
Figura 84. Dimensiones normalizadas en los ejes huecos de los reductores	138
Figura 85. Montaje de rodamientos del prototipo.....	139

Figura 86. Aplicaciones en maquinaria y vida requerida.....	140
Figura 87. Bastidor del prototipo ensamblado	143
Figura 88. Eje del prototipo antes del taladrado.....	144
Figura 89. Eje del prototipo ensamblado	144
Figura 90. Tambor del prototipo ensamblado	145
Figura 91. Ensamble general inicial	146
Figura 92. Ensamble general del prototipo	147
Figura 93. Racimos seleccionados para las pruebas.....	148
Figura 94. RFF situado entre el eje y el tambor	149
Figura 95. Demostración del principio de funcionamiento del equipo	149
Figura 96. RFF vacío junto a sus frutos desprendidos.....	150
Figura 97. RFF vacío luego de pasar por el equipo	150

LISTA DE ANEXOS

(Ver anexos adjuntos en el CD y pueden visualizarlos en la Base de Datos de la Biblioteca UIS)

- Anexo A. Catálogo de rodamientos del equipo
- Anexo B. Catálogo de rodamientos del prototipo
- Anexo C. Costo de materiales del equipo
- Anexo D. Recursos necesarios y costo final del equipo
- Anexo E. Diagrama de egresos e ingresos
- Anexo F. Costo de materiales del prototipo
- Anexo G. Recursos necesarios y costo final del prototipo
- Anexo H. Planos del equipo desraquitizador
- Anexo I. Planos del prototipo

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE DESRAQUITIZADOR DEL RACIMO DE FRUTA FRESCA DE PALMA AFRICANA*.

AUTOR: ANDRÉS FELIPE GÓMEZ HERRERA**

PALABRAS CLAVE: Aceite de palma, Agrícola, Diseño mecánico, Palma africana.

DESCRIPCIÓN:

En el presente trabajo de grado se realizó el diseño de un *Equipo desraquitizador*, el cual logrará separar los frutos de la palma africana de sus racimos, con lo cual se ahorrarán cantidades significativas de vapor en el proceso de esterilización, lo que se traduce en menos gasto de dinero y menos contaminación ambiental.

Una vez se ha planteado el diseño conceptual del equipo, se comienza haciendo un análisis dinámico del mismo; luego, tras haber recopilado datos relevantes sobre los racimos de palma africana y sus frutos, se procede a realizar el diseño mecánico de todos los componentes, realizando cálculos de esfuerzos con métodos tradicionales de ingeniería y luego verificando los resultados por medio de un software CAD/CAE. Una vez teniendo todos los componentes y ensamblajes diseñados, se procede a realizar la selección de los componentes que deben ser adquiridos en el mercado. Luego, se especifican las hojas de ruta y de montaje para la fabricación del equipo.

El diseño anterior debe ser capaz de remover los frutos de cualquier racimo que pase por el equipo. Posteriormente, se repite el proceso de diseño para un prototipo a escala y que solo pueda procesar los racimos más pequeños; una vez diseñado, se procede a construir el prototipo. Con el prototipo fabricado, se realizan pruebas de funcionamiento con racimos entre 7 y 12kg, las cuales muestran resultados satisfactorios, y permite evidenciar varias oportunidades de mejora en el equipo diseñado.

* Proyecto de Grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Isnardo Gonzalez Jaimes

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A SPINE-REMOVAL PROTOTYPE FOR THE FRESH FRUIT BUNCH OF THE AFRICAN PALM*.

AUTHOR: ANDRÉS FELIPE GÓMEZ HERRERA**

KEYWORDS: Palm oil, Agriculture, Mechanical design, African palm

DESCRIPTION:

In this Degree Project was designed a *Spine-removal machine*, which will be able to separate the African palm fruits from their bunches, and it will lead to save significant quantities of steam during the sterilization process, which translates into less money spent and less environmental contamination.

Once the conceptual design has been planted, a dynamic analysis of the equipment is started; then, after gathering relevant information about the African palm bunches and its fruits, the mechanical design of every component is initiated, and this is done through traditional engineering methods and then checking the results using a CAD/CAE software. When all the components and assemblies are designed, the selection of the components that must be acquired in the market is carried out. After that, the fabrication sheet and the assembly sheet are made.

The previous design must be capable of removing the fruits of any bunch that goes through the machine. Then, the design process is repeated for a scale prototype and that only can process the smaller bunches; once it's designed, the fabrication of the prototype is started. With the prototype manufactured, performance tests are carried out with bunches between 7 and 12kg, which show satisfactory results, and allows to show several opportunities for improvement in the designed equipment.

* Degree Project

** Physicomechanical Engineering Faculty. School of Mechanical Engineering. Director: Eng. Isnardo Gonzalez Jaimes

INTRODUCCIÓN

Con el constante crecimiento de los cultivos de palma africana, junto con sus plantas de beneficio, se vuelve imprescindible reducir las pérdidas de estas, tanto por impulsar el crecimiento de las empresas como para disminuir el impacto ambiental generado por las mismas; una de las mayores pérdidas de las plantas de beneficio es el vapor utilizado en el proceso de esterilización, el cual debería de inyectarse únicamente en los frutos de la palma más no en el raquis.

Se comienza con una búsqueda de antecedentes de investigación o de equipos que busquen disminuir las pérdidas por vapor en la esterilización, sin obtener resultados provechosos. Se comenta *grosso modo* las generalidades del cultivo de palma africana, tanto a nivel nacional como internacional, así como los distintos procesos que se encuentran en las plantas de beneficio de palma africana. Se citan distintas investigaciones, las cuales aportan datos fundamentales para el desarrollo del proyecto, los cuales consisten, principalmente, en las propiedades físicas y químicas de los racimos y frutos de la palma de aceite.

Se procede a realizar el diseño conceptual del equipo, mediante la herramienta QFD (*Quality Function Deployment*), planteando una serie de alternativas para solucionar el problema y, por medio de una matriz de calidad, se escoge la alternativa más viable. Una vez seleccionada la alternativa ganadora, se procede a realizar el diseño en detalle del equipo, junto con sus respectivos cálculos y simulaciones por medio de herramientas CAD/CAE; de igual manera, se procede a seleccionar los componentes del equipo que se deberán adquirir en el mercado local, tales como rodamientos o el motorreductor. Una vez concluido el diseño en detalle de todos sus componentes y ensamblajes, se crean las respectivas hojas de ruta y de montaje para la fabricación y ensamblaje de cada uno de los componentes y subsistemas del equipo, y se calcula un estimado del costo del equipo diseñado.

Teniendo el diseño final del equipo, junto con su presupuesto de fabricación, se procede a realizar el análisis de viabilidad económica de este, utilizando las herramientas de VPN (Valor Presente Neto), TIR (Tasa Interna de Retorno) y el PAY BACK (recuperación de la inversión), para determinar si el proyecto es viable a nivel industrial.

Al igual que con el equipo a escala real, se procede a realizar el diseño en detalle del prototipo, de tal manera que se pueda realizar una prueba de concepto. Una vez terminado el diseño del prototipo junto con la selección de sus componentes, se inicia la fabricación de este. Concluida la fabricación, se procede a realizar las pruebas con racimos de palma africana, seleccionando los más pequeños o fracturando los más grandes, de tal manera que puedan ingresar en el equipo y sean acordes a la capacidad del motorreductor seleccionado. Finalizadas las pruebas, se estima que más del 80% de los frutos fueron removidos del racimo, menos del 5% de los frutos fueron dañados en alguna forma y menos del 1% de los frutos sufrieron pérdida total (aplastados o triturados, lo que implica pérdida total de aceite en los mismos).

1. DESPERDICIOS EN LA PRODUCCIÓN DE ACEITE DE PALMA

1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

La producción de aceite de palma ha aumentado considerablemente, pasando de los 15,2 millones de toneladas en 1995 a 62,6 millones de toneladas en 2015, superando por más de 10 millones de toneladas al segundo aceite vegetal más producido en el mundo, el aceite de soja¹. Los mayores productores a nivel mundial son Indonesia y Malasia, con un 53% y un 32% de la producción total, respectivamente². En Colombia, se estima que el área cultivada destinada a la palma africana es de unas 175.000 hectáreas, la cual está dividida en 13 departamentos y más de 54 municipios; si se considera una producción de 10 toneladas de fruta por hectárea en un año, esto equivaldría aproximadamente a 1,8 millones de toneladas anuales de **RFF** (Racimos de Fruta Fresca)³.

Figura 1. Cultivo de palma de aceite



Fuente: FEDEPALMA. Palma de aceite concentra más CO2. Colombia. 2016. [Consultado: 24 de septiembre de 2018]. Disponible en Internet: <http://web.fedepalma.org/palma-de-aceite-captura-co2-un>

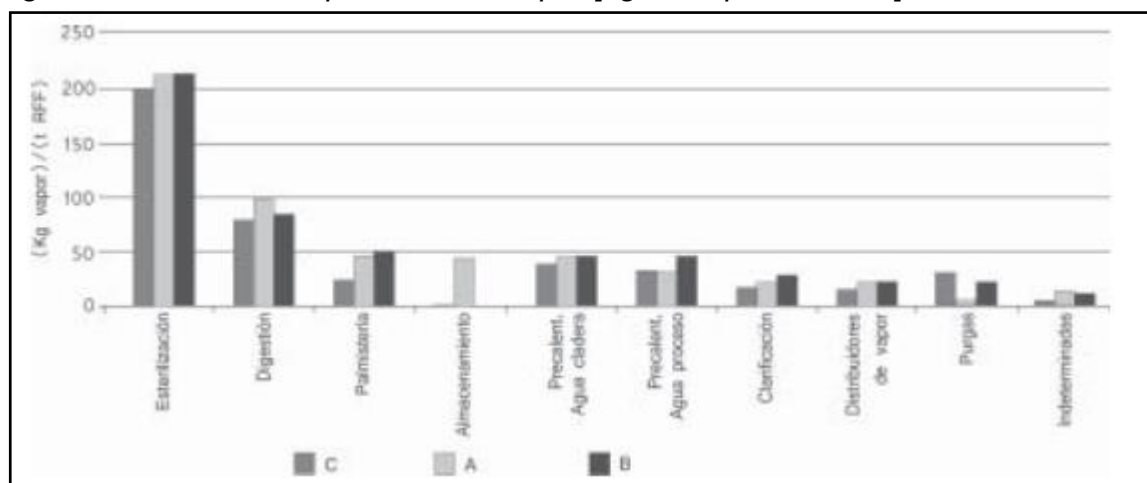
¹ PALM OIL AND FOOD. Producción del aceite de palma. [En línea] [revisado 3 de septiembre de 2018]. Disponible en Internet: <https://www.palmoilandfood.eu/es/producci%C3%B3n-del-aceite-de-palma>

² *Ibid.*

³ SANTOS, Gloria. Diagnóstico y propuesta de gestión de los residuos sólidos generados por el proceso de extracción de aceite crudo de palma africana en Palmas Oleaginosas Bucarelia S.A. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Especialización en Ingeniería Química, 2007. p.17.

El proceso de extracción del aceite de palma se puede dividir en dos etapas: la etapa de siembra, más relacionada con la agricultura, y la etapa de producción, más afín con la industrialización, y esta segunda etapa será la de interés para el presente proyecto. Primeramente, se deben recibir los frutos provenientes de las plantaciones; luego de esto, se da paso al proceso de **esterilización**, el cual consiste en introducir los RFF en varias autoclaves, a los cuales se introduce vapor de agua saturada a presiones bajas durante aproximadamente 90 minutos. Esto se realiza para acelerar el ablandamiento de la unión de los frutos, además de facilitar la posterior separación, extracción del aceite y desprendimiento de la almendra. Sin embargo, como se dijo anteriormente, este proceso es realizado al RFF y no solo a los frutos, que es el interés principal de este proceso productivo; y, al hacer esto, se está gastando una cantidad considerable de vapor en el raquis, el cual, si bien se utiliza posteriormente como abono, es, en esencia, un desecho del proceso. En el artículo “Integración energética del proceso de extracción de palma de aceite”⁴, Castillo detalla el consumo de vapor en tres plantas extractores de aceite de palma africana, el cual se puede observar en la Figura 2.

Figura 2. Consumos específicos de vapor [kg de vapor/ton RFF]



Fuente: CASTILLO, Edgar. Integración energética del proceso de extracción de palma de aceite. En: Revista PALMAS. 2007. Vol. 28, No. Especial, Tomo 2.

⁴ CASTILLO, Edgar. Integración energética del proceso de extracción de palma de aceite. En: Revista PALMAS. 2007. Vol. 28, No. Especial, Tomo 2.

En la gráfica se observa que el proceso de esterilización es el que consume la mayor cantidad de vapor dentro de las instalaciones, y el que le sigue, con aproximadamente la mitad del consumo, es el de digestión, el cual es el proceso principal de toda la planta extractora; por ende, estos datos reflejan la gran cantidad de vapor desperdiciado en el raquis del RFF, lo que indica que la separación del raquis no se debe realizar en el proceso de esterilización, sino que se debe realizar previo a este. En la Tabla 1, a continuación, se puede observar el contraste entre el consumo de vapor en la esterilización y en la digestión.

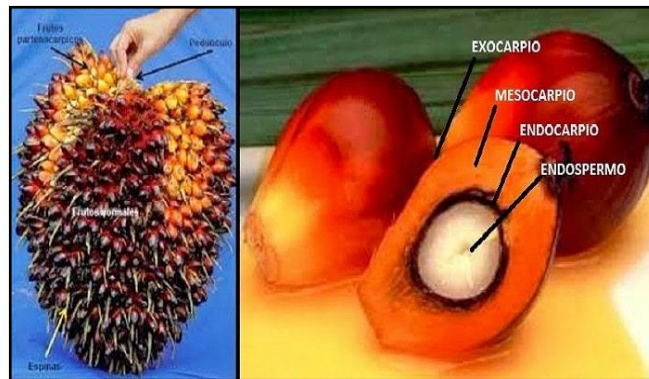
Tabla 1. Consumo de vapor: Esterilización vs. Digestión

	CONSUMO DE VAPOR [kg vapor/ton RFF]	
	Esterilización	Digestión
PLANTA A	219,01	102,82
PLANTA B	213,37	88,04
PLANTA C	204,15	81,51

Sin embargo, a pesar de invertir todo este vapor en el proceso de esterilización, con el objetivo principal de poder separar las frutas del raquis, este proceso sigue siendo bastante ineficiente, ya que el número de racimos sin desfrutar, incluso después del proceso de desfrutado, sigue siendo bastante alto, tal como lo afirma la *Malaysian Palm Oil Board* en su artículo “*Fully stripped bunches in palm oil mills*”⁵; esto, nuevamente, muestra que una de las mayores pérdidas en el proceso de extracción del aceite de palma es realizar la separación del raquis y el fruto mediante la aplicación de vapor (esto es, el proceso de esterilización). Esta ineficiencia del proceso, la cual se ve reflejada en mayores pérdidas de aceite y de almendras, forzó a la *Malaysian Palm Oil Board* a diseñar una máquina que reprocese los RFF que contienen una cantidad considerable de frutos, a pesar de haber pasado por los procesos de esterilización y desfrutado.

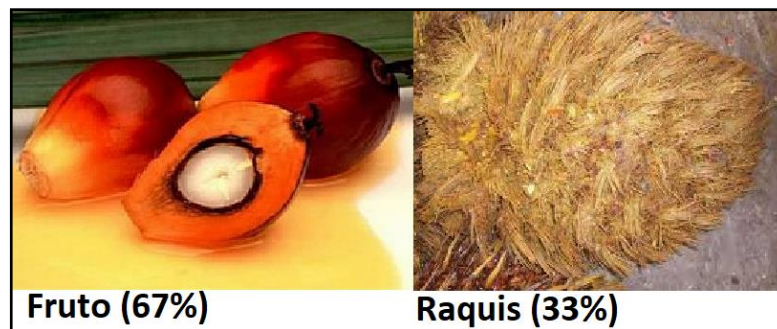
⁵ RAHMAN, Zulkifli y MAMAT, Ropandi. Fully stripped bunches in palm oil mills. Malasia, 2001, 2 p. ISSN 1511-7871.

Figura 3. Partes del RFF y del fruto de palma africana



Fuente: AGRONOMASTER. La Palma Aceitera Africana Y Su Importantísimo Uso: El Aceite De Cocina. Colombia. 2017. [Consultado: 24 de septiembre de 2018]. Disponible en Internet: <http://agronomaster.com/palma-aceitera/>

Figura 4. Porcentaje de fruto y raquis por racimo



Luego, se hace evidente la ineficiencia de la combinación de los procesos de esterilización y desfrutado, usados ampliamente a nivel mundial, ya que se desperdicia una cantidad considerable de vapor en el primero y, además, se tiene que hacer un reprocesamiento en el segundo. Esto, junto con los datos anteriormente expuestos, sigue indicando que el problema radica en insistir en separar el raquis del fruto mediante el uso de vapor, en vez de realizarlo inmediatamente después de la recepción de los RFF en la planta extractora. Lo anterior da pie a proponer alternativas al método usado actualmente.

1.2. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA

La existencia de un equipo capaz de desfrutar los RFF sin la necesidad del proceso de esterilización impactará positivamente tanto la economía de las empresas procesadoras de la palma africana como el medio ambiente. Lo primero, debido a que no será necesario gastar enormes cantidades de vapor para el proceso de esterilización (aproximadamente 212 [kg de vapor/ton RFF]), ya que previamente el raquis y el fruto habrán sido separados, reduciendo así las pérdidas en el proceso; adicionalmente, al haber separado el raquis y el fruto desde el comienzo, también se reducirá el consumo de vapor y de energía en el proceso de digestión, ya que ahora solamente entrará el fruto sin el raquis, y, además, facilitará la posterior separación y clasificación de las nueces después de la digestión. Ahora, lo segundo, será debido a la misma disminución de consumo de vapor, reduciendo así la contaminación térmica del vapor después de realizar el proceso, el uso de combustibles (ya sean fósiles o biológicos) y, por consiguiente, sus emisiones de CO₂ y otros gases contaminantes a la atmosfera, además de una reducción en el consumo de energía eléctrica dentro de la planta.

Luego, en un nicho tan amplio, y además en constante crecimiento, como lo es el cultivo de palma africana y su posterior extracción de aceite y otros derivados, es fundamental presentar innovaciones en tecnología que beneficien a los cultivadores y productores, para de esta manera incentivar aún más el crecimiento de este sector, generando, así, más empleos, tanto en los involucrados directamente con la palma africana como en aquellas empresas o personas involucradas indirectamente (fabricantes de maquinaria, gestores de planes de mantenimiento, etc.).

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo general

Desarrollar un sistema mecánico capaz de realizar la separación del raquis y del fruto de los racimos de fruta fresca de palma africana sin la necesidad de la esterilización, para así optimizar el proceso de extracción de aceite de palma africana, y de esta manera mejorar e incentivar el sector palmero a nivel local, nacional e internacional.

1.3.2. Objetivos específicos

- Diseñar una máquina *desraquitizadora** de palma africana, que además cumpla los siguientes requerimientos:
 - Tipo de fruto: Racimos de fruta fresca de palma africana tipo tenera**.
 - Rango de operación: Racimos de 7-30 [kg].
 - Capacidad: 3 [ton/h].
- Diseñar un prototipo de una máquina desraquitizadora que cumpla los siguientes requerimientos:
 - Tipo de fruto: Racimos de fruta fresca de palma africana tipo tenera.
 - Rango de operación: Racimos de 7-30 [kg].
 - Capacidad: 25 a 50 [kg/h].
- Construir el prototipo diseñado anteriormente teniendo en cuenta los siguientes aspectos:
 - Utilizar materiales fácilmente asequibles en el mercado local.

* Término acuñado por el autor: hace referencia a una máquina con la capacidad de separar el raquis y los frutos de un racimo de fruta fresca, sin la necesidad de utilizar vapor para su ablandamiento previo.

** Tipo de palma resultante de la mezcla entre las palmas pisífera y dura; es la cultivada actualmente para la extracción masiva de aceite de palma.

2. MARCO TEÓRICO

En esta sección se comenzará presentando los antecedentes investigativos del proyecto, con el propósito de dar cuenta de los proyectos similares que se han desarrollado, su relevancia en distintos escenarios y su viabilidad en cada uno de ellos; en segunda instancia, se presentarán todos los referentes teóricos necesarios para el desarrollo de este proyecto, los cuales van desde información de las propiedades físicas y químicas de los RFF hasta curvas y ecuaciones de los distintos mecanismos que tendrá la máquina; y, por último, se presentará el marco conceptual, con el cual se podrán aclarar los conceptos utilizados en este proyecto.

2.1. ANTECEDENTES DE INVESTIGACIÓN

Tras realizar una revisión documental tanto a nivel nacional como internacional sobre un sistema que separara los frutos del raquis en la RFF de palma africana, solo se encontró una coincidencia aproximada, la cual corresponde a una patente de la empresa INAL, ubicada en la ciudad de Bucaramanga, Colombia. Sin embargo, a pesar de tener una idea similar, la planta AVATAR de INAL no cumple con el mismo objetivo que tiene el presente proyecto. Igualmente, será expuesta a continuación.

2.1.1. Proceso de extracción del aceite de palma desarrollado por Industrias INAL. Este sistema⁶, desarrollado por industrias INAL, tiene el propósito de reducir el consumo de vapor en la extracción de aceite de palma, haciendo uso de lo que ellos llaman “esterilización dinámica”, la cual abarca tanto la esterilización como la digestión en un mismo proceso simultaneo. Sin embargo, antes de realizar la esterilización dinámica, los RFF deben pasar por un “desfrutado en frío”, lo cual consiste en hacerlos pasar por una trituradora, la cual rompe el raquis sin dañar los

⁶ ACUÑA, Angel. System and process for palm oil extraction by cracking, threshing and dynamic sterilization of the fresh fruit [Patente]. Bucaramanga, Colombia, 2016. Patente #US20160201008A1.

frutos, y después de esto las frutas y el raquis triturado entran al esterilizador dinámico. Dado que a la máquina entran frutos sueltos y porciones más pequeñas de raquis, y adicional la esterilización y digestión se realizan simultáneamente, resulta más eficiente en cuanto a consumo de vapor, por lo que cumple los objetivos planteados.

Figura 5. Esterilizador Dinámico AVATAR



Fuente: Industrias Acuña LTDA – INAL

A pesar de aumentar la eficiencia del proceso, igualmente sigue teniendo desventajas: la primera, y quizás la más evidente, es que al realizar la esterilización y la digestión simultáneamente, sin haber separado los frutos desprendidos del raquis triturado, sigue forzando al sistema a utilizar vapor en exceso para poder extraer apropiadamente el aceite presente en los frutos, ya que toda la fibra del RFF sigue siendo un obstáculo, así se haya fracturado previamente (con el proceso de desfrutado en frío). La segunda desventaja es el esfuerzo extra que debe realizar el sistema para poder separar el aceite de la torta formada en la esterilización dinámica (fibra + raquis picado + nueces), lo que implica que se debe sobredimensionar la prensa para poder compactar toda la torta y así no perjudicar la eficiencia de extracción de aceite.

Con la alternativa que se propondrá en el presente proyecto, se pretende realizar un desfrutado en frío previo al proceso de esterilización y de digestión, pero dicho desfrutado no consistirá en fracturar los RFF con una trituradora, sino separar los frutos del RFF e inmediatamente después separar los frutos del raquis, para así poder llevar solo los frutos a los procesos siguientes, aumentando la eficiencia del sistema, tanto en consumo de vapor como en porcentaje de aceite recuperado.

2.2. REFERENTES TEÓRICOS

2.2.1. Generalidades de la palma africana

➤ **Historia:** La palma de aceite, o palma africana, es una planta tropical, la cual crece en climas cálidos y en tierras por debajo de los 500msnm. Su origen data en África Occidental, más puntualmente en el golfo de Nueva Guinea, lo que explica su nombre científico *Elaeis guineensis* Jacq. La introducción de la palma de aceite a la América tropical es atribuida a los colonizadores y comerciantes de esclavos portugueses, quienes hacían uso de esta como parte de la dieta de los esclavos en Brasil⁷.

➤ **Tipos de palma:** Si bien hay una gran cantidad de tipos de palma, los más relevantes se clasifican según el grosor del cuesco o endocarpio del fruto, característica que está íntimamente ligada a la extracción de aceite de este. En este orden de ideas, se pueden clasificar 3 tipos de palma:

- **Pinífera:** Carecen de cualquier interés para todo cultivo comercial, ya que el cuesco de sus frutos es prácticamente inexistente, y en vez de esto poseen un cartílago blando.

⁷ SANTOS. Op. cit., p. 16.

- Dura: A pesar de que fue el cultivo predominante en todo el mundo hasta finales de los años 60, es un cultivo poco rentable y competitivo. Esto se debe a que posee un gran huesco, de 2 a 8 milímetros de espesor, lo que disminuye considerablemente el porcentaje de pulpa en cada fruto, y, por ende, también se disminuye la cantidad de aceite que se puede extraer.
- Tenera: Es un híbrido que se obtiene al cruzar la palma pinífera y dura, lo que da como resultado es un fruto con un huesco delgado y mayor porcentaje de pulpa, lo que implica que se puede extraer una cantidad de aceite mucho mayor; esto hizo que la tenera llegara a convertirse en el tipo de palma de aceite más cultivado en el mundo en la actualidad.

➤ **Cultivo de palma en Colombia:** Fue Florentino Claes, para el año de 1932, quien introdujo a Colombia las primeras plantas de palma africana; inicialmente fueron sembradas con fines ornamentales, en la Estación Agrícola de Palmira, Valle del Cauca. Sin embargo, no fue hasta 1945 que dichos cultivos tuvieron intenciones comerciales, cuando la *United Fruit Company* estableció la primera plantación en la zona bananera del departamento del Magdalena.

El cultivo de palma de aceite ha mostrado un incremento constante desde sus primeras plantaciones: a mediados de 1960 existían unas 18.000 hectáreas en Colombia, y a la fecha hay más de 150.000 hectáreas distribuidas en 54 municipios, las cuales se pueden igualmente acoplar en 4 zonas productivas: la zona Norte (Magdalena, Norte del César, Atlántico, Guajira), la zona Central (Santander, Norte de Santander, Sur del César, Bolívar), la zona Oriental (Meta, Cundinamarca, Casanare, Caquetá) y la zona Occidental (Nariño). Esto hace que Colombia sea el primer productor de palma de aceite en América Latina y el cuarto productor a nivel mundial⁸.

⁸ SANTOS. Op. cit., p. 17.

2.2.2. Proceso de producción de la palma de aceite. El proceso productivo de la palma de aceite se puede dividir en dos: el primero corresponde a la parte agrícola, en el cual entre todo lo relacionado con siembra, podas, control de plagas, cosecha, etc., y el segundo corresponde a la planta de beneficio, el cual comienza con la recepción de los RFF y culmina en la extracción del aceite de palma (cabe resaltar que, normalmente, las plantas de beneficio van más allá de la extracción del aceite, y también se encargan de todo lo relacionado con palmistería, es decir, la separación y empaque de las almendras de la palma africana. Aquí se profundizará únicamente en la planta de beneficio, dado que se considera que la parte agrícola no es relevante para los objetivos de este proyecto.

➤ **Recepción del fruto:** En las plantaciones se cargan los camiones o remolques con los RFF; luego, a la entrada de la planta, estos son pesados antes y después del descargue para poder mantener un control de la cantidad de aceite extraído en relación con el peso de los RFF procesados. Una vez se ha registrado el peso de la carga, los RFF son descargados en unas vagonetas de 5, 7 o 10 toneladas métricas cada una, por medio de una tolva inclinada. Estas vagonetas están sobre un sistema de rieles para poderlas desplazar fácilmente a la zona de esterilización.

Figura 6. Recepción de RFF



Fuente: SANTOS, Gloria. Diagnóstico y propuesta de gestión de los residuos sólidos generados por el proceso de extracción de aceite crudo de palma africana en Palmas Oleaginosas Bucarelia S.A. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Especialización en Ingeniería Química, 2007.

➤ **Esterilización:** Una vez los RFF han sido recibidos en la planta de beneficio, y ya se encuentran en las vagonetas, lo siguiente es llevar dichas vagonetas a unas autoclaves en las cuales se realizará la esterilización. La esterilización se realiza con el propósito de acelerar el ablandamiento de la unión de los frutos con el raquis, lo cual facilita la separación de estos; además, también facilita la extracción del aceite y el posterior desprendimiento de la almendra. Adicional a esto, el proceso de esterilización inactiva la enzima lipasa de los frutos, lo cual permite controlar los ácidos grasos libres presente en los mismos⁹.

Figura 7. Autoclave para esterilización de RFF



Fuente: CENIPALMA. Capacitaciones al personal técnico de las plantas de beneficio. Colombia. [Consultado: 24 de septiembre de 2018]. Disponible en Internet: <http://www.cenipalma.org/capacitaciones-al-personal-tecnico-de-las-plantas-de-beneficio>

Si bien para el proceso de esterilización se suelen usar distintos tiempos y presiones, dependiendo de cada equipo y de cada planta, Martínez *et al.* realizaron el estudio de con qué tiempo y qué presión resulta más eficiente el proceso de esterilización: tras varios ensayos concluyen que el ciclo que presenta menores pérdidas es aquel en el que la presión se sostiene a 30psig durante un tiempo de 40 minutos¹⁰. Las autoclaves deben contar con líneas de salida para los

⁹ SANTOS. Op. cit., p. 33.

¹⁰ MARTÍNEZ, Lina; DÍAZ, Oscar y GARCÍA, Jesús. Condiciones de esterilización para racimos de fruta de palma desgarrados. En: Revista PALMAS. Julio-agosto, 2011, vol. 32, no. 3, p. 64-76.

condensados, ya que aquí se generan los primeros efluentes que contienen aceite, impurezas y materia orgánica. A estos efluentes luego se les hará una recuperación considerable del aceite que contienen.

➤ **Desfrutamiento:** El proceso convencional para desfrutar los RFF consiste en introducirlos, después de que han salido del proceso de esterilización, en un tambor giratorio el cual, mediante vibración y golpes a los RFF, permite que los frutos se separen del raquis. Sin embargo, como ya se ha mencionado previamente, este proceso es poco eficiente, lo que implica que un mismo RFF deba ser reprocesado muchas veces para poder extraer de él un número aceptable de frutos. Una vez se ha separado el fruto del raquis, este es transportado mediante sinfines o elevadores a los digestores.

➤ **Digestión y prensado:** Los frutos ya sueltos, aunque no completamente libres de otros contaminantes, pasan inicialmente por los digestores, los cuales completan el rompimiento de las celdas de aceite con ayuda de brazos mecánicos y vapor inyectado¹¹. Luego de esto, los frutos son macerados hasta haber logrado una masa blanda y homogénea, la cual luego pasa a unas prensas que se encargan de extraer el aceite contenido en dicha masa. Después de haber extraído la mayor cantidad posible de aceite crudo, queda una mezcla compuesta por fibra, cuesco y nueces, además de aceite que no pudo ser extraído, y dicha mezcla se conoce como “torta”.

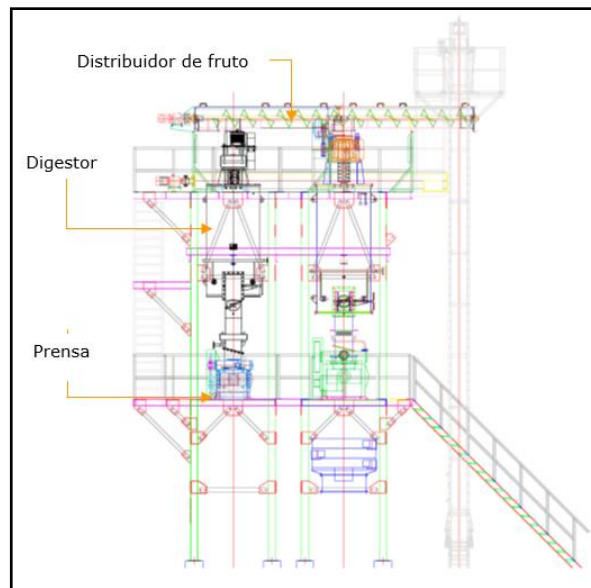
¹¹ ACUÑA, Victor. Diseño y construcción de un prototipo de rompedor de nuez de palma africana. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Ingeniería Mecánica, 2009. p. 37.

Figura 8. Sección de digestión y prensado



Fuente: SANTOS, Gloria. Diagnóstico y propuesta de gestión de los residuos sólidos generados por el proceso de extracción de aceite crudo de palma africana en Palmas Oleaginosas Bucarelia S.A. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Especialización en Ingeniería Química, 2007.

Figura 9. Esquema sección de digestión y prensado



Fuente: ACUÑA, Victor. Diseño y construcción de un prototipo de rompedor de nuez de palma africana. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Ingeniería Mecánica, 2009.

➤ **Desludado:** Todas las aguas aceitosas provenientes de los distintos puntos de la planta de beneficio son llevadas a esta sección, para que puedan ser tamizadas y pasar por centrífugas tamizadoras, con el propósito de recuperar todo el aceite posible y separarlo de las aguas efluentes. Una vez en este punto, el aceite

de las aguas efluentes ya no es recuperable, por lo que pasa a las piscinas de desaceitado para continuar con el tratamiento de aguas residuales. Por otra parte, el aceite que si se pudo recuperar pasa a clarificación, junto con el que se extrajo en la sección de digestión y prensado.

➤ **Clarificación:** La clarificación es necesaria para recuperar y purificar el aceite de palma, tomando como parámetros el mínimo calentamiento y el menor tiempo de exposición al aire. Para realizar este proceso se puede hacer uso de sistemas estáticos, tales como tanques circulares verticales o tanques cuadrangulares horizontales, o también mediante sistemas dinámicos, tales como centrífugas o *decanter*s; luego del proceso de clarificación, se terminará en un enfriador y de aceite y el producto obtenido será aceite terminado crudo de palma, o APC, con un contenido de impurezas de 0.0009% y un contenido de humedad de 0.09%¹².

➤ **Secado:** Luego de la clarificación, es común que el aceite deba pasar a secado para disminuir aún más su humedad. Esto se logra por calentamiento en un tanque o con un sistema de secamiento atmosférico o al vacío.

➤ **Almacenamiento:** Una vez realizados todos los controles de calidad necesarios, el aceite pasa a los tanques de almacenamiento para luego ser distribuido entre las empresas procesadoras que lo requieran.

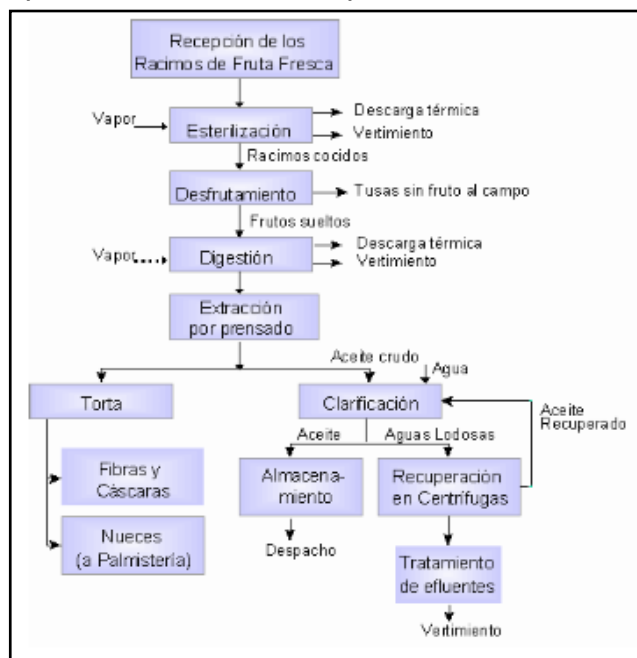
➤ **Desfibración y trituración:** La torta, la cual está compuesta de fibra y nueces, es primeramente secada a una humedad requerida, para después conducirla mediante sinfines hasta la zona de separación. La separación se lleva a cabo neumáticamente, donde un flujo de aire pasa a través de una columna vertical, dentro de la cual cae la torta, y la fibra, a causa del flujo de aire, sube, mientras que

¹² *Ibid.*, p. 40.

las nueces caen al fondo de la columna. Una vez separadas las nueces de la fibra, estas pasan por un tambor pulidor para remover todas las impurezas que puedan contener, y después son llevadas al silo de almacenamiento, donde se secan para facilitar el rompimiento de la cascara. Las fibras que resultan de este proceso se suelen usar como combustible para las calderas y como abono para las plantaciones.

➤ **Palmistería:** Las nueces secas son pasadas por unos tambores clasificadores, para separar las nueces por tamaños antes de ser enviadas a las rompedoras. Luego, mediante separación neumática y fuerzas centrífugas la almendra es separada de la cáscara, la cual pasa al silo de secado y empaque. Los cuescos que quedan se suelen usar como combustible o para adecuación de vías en la plantación.

Figura 10. Proceso planta de beneficio de palma africana



Fuente: SANTOS, Gloria. Diagnóstico y propuesta de gestión de los residuos sólidos generados por el proceso de extracción de aceite crudo de palma africana en Palmas Oleaginosas Bucarelia S.A. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Especialización en Ingeniería Química, 2007.

2.2.3. Propiedades físicas y químicas de la palma africana y sus derivados

➤ **Palma africana: generalidades**

Tabla 2. Datos generales de la palma de aceite

Producción de hojas	24- 30 / palma
Producción de racimos	12 / año / palma
Peso del racimo	20 - 30 kg
Peso del fruto.	10 gramos
Semilla (nuez) fruto	5 - 8 % (1 - 1.6 ton / ha)
Aceite de almendra	0.50 ton / ha
Torta de almendra	0.45 ton. / ha
Producción de cáscaras (de semilla)	5 %
Pericarpio / fruto	85 - 92 %
Aceite / racimo	20 - 25 %
Producción de aceite	5 - 8 ton /ha / año
Producción de fibras / racimo	13 %
Producción de raquis (estopas) / racimo	22 %

Fuente: TECHNOSERVE. Manual Técnico de Palma Africana. Honduras, 2009.

➤ **Aceite de palma:** A continuación, se presentan dos tablas que contienen tanto la composición del aceite de palma como algunas propiedades fisicoquímicas del mismo:

Tabla 3. Propiedades fisicoquímicas del aceite de palma

Densidad (50°C)	0,893 [g/ml]
Indice Refracción (60°C)	1,451
Indice Yodo	196,4 - 206
Indice Saponificación	34,2 - 58,5

Fuente: SANTOS, Gloria. Diagnóstico y propuesta de gestión de los residuos sólidos generados por el proceso de extracción de aceite crudo de palma africana en Palmas Oleaginosas Bucarelia S.A. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Especialización en Ingeniería Química, 2007.

Tabla 4. Composición del aceite crudo de palma

PORCENTAJE	ACIDO	SATURACIÓN
40%	Acido palmítico	Saturado
5%	Acido esteárico	Saturado
42,50%	Acido oleico	Monoinsaturado
11%	Acido Linoléico	Poliinsaturado
1%	Acido Linolénico	Poliinsaturado

Fuente: SANTOS, Gloria. Diagnóstico y propuesta de gestión de los residuos sólidos generados por el proceso de extracción de aceite crudo de palma africana en Palmas Oleaginosas Bucarelia S.A. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Especialización en Ingeniería Química, 2007.

➤ **Racimos de palma africana:** Una investigación realizada por Hazir *et al*¹³ muestra los valores promedio de distintas propiedades físicas de los racimos de palma africana, tales como masa, ancho, largo, entre otras, junto con sus respectivos rangos, para dos variedades de palma africana: *Porim Series 1 nigrescens* (PS1 *nigrescens*), *Porim Series 1 virescens* (PS1 *virescens*) y *Porim Series 2* (PS2). Dichas propiedades se enuncian en la Tabla 5:

Tabla 5. Propiedades físicas de racimos de palma

Propiedades	PS1 (<i>nigrescens</i>)	PS1 (<i>virescens</i>)	PS2
Peso (kg)	20,45±4,84	20,91±5,0	41,9±4,9
Longitud (cm)	47,6±5,95	44,10±6,35	48,3±4,16
Ancho (cm)	38,20±4,18	37,20±4,09	36,40±2,59
Espesor (cm)	30,70±3,02	31,20±2,28	29,00±3,02
Circunferencia (cm)	110,8±10,68	110,5±8,3	107,1±8,05
Esfericidad (%)	80,64±6,49	84,77±6,76	76,87±3,82
Relación de aspecto (%)	80,93±10	85,54±12,43	75,62±5,19

Fuente: HAZIR, Mohd y MOHAMED, Abdul. Oil palm physical and optical characteristics from two different plating materials. En: Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. Septiembre-octubre, 2011, vol. 3, no. 9, p. 953-962.

¹³ HAZIR, Mohd y MOHAMED, Abdul. Oil palm physical and optical characteristics from two different plating materials. En: Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. Septiembre-octubre, 2011, vol. 3, no. 9, p. 953-962.

Según Gunawan *et al*¹⁴, quienes analizaron las propiedades mecánicas de la fibra del racimo vacío de palma africana, las fibras de EFB (*empty fruit bunches*) poseen distintas longitudes y diámetros de un extremo al otro del racimo, con el diámetro mayor ubicado en el centro de este.; sin embargo, para los distintos especímenes, se fijó una longitud promedio de 10mm. Tras realizar los ensayos de laboratorio, se encontró que la fibra de EFB, con un diámetro promedio de 0.44mm, posee una resistencia a la tracción de **254 [Mpa]** y un módulo de elasticidad de **16 [Gpa]**, ambos valores promedio.

➤ **Frutos de palma:** En ensayos y mediciones previas realizados por Davies¹⁵ respecto a los frutos sueltos de palma africana, se encontró que un fruto promedio posee las siguientes características, tal como se evidencia en la Tabla 6:

Tabla 6. Propiedades físicas del fruto de palma

Propiedades físicas	Máximo	Mínimo	Promedio
Longitud [mm]	42,32	28,04	34,99
Ancho [mm]	25,37	20,01	22,05
Espesor [mm]	20,01	16,03	17,87
Promedio aritmético del diámetro Da [mm]	29,23	21,36	24,97
Promedio geométrico del diámetro Dg [mm]	27,8	20,8	23,98
Esfericidad [%]	65,7	74,2	68,5
Area superficial [mm^2]	2428,26	1359,35	1806,78
Relación de aspeto [%]	59,94	71,36	63,02
Masa unitaria [g]	12,791	5,78	8,451
Volumen [cm^3]	11,25	4,709	7,22

Fuente: DAVIES, R.M. Physical and mechanical properties of palm fruit, kernel and nut. En: Journal of Agricultural Technology. Julio-agosto, 2012, vol. 8, no. 7, p. 2147-2156.

¹⁴ GUNAWAN, Fergyanto. et al. Mechanical properties of oil palm empty fruit bunch fiber. En: Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering. Marzo-abril, 2009, vol. 3, no. 7, p. 943-951.

¹⁵ DAVIES, R.M. Physical and mechanical properties of palm fruit, kernel and nut. En: Journal of Agricultural Technology. Julio-agosto, 2012, vol. 8, no. 7, p. 2147-2156.

Para el presente proyecto, es de vital importancia conocer la fuerza necesaria para separar cada fruto de su pedicelo, el cual es la parte que une el fruto al racimo. Para conocer esta fuerza se recurre a la investigación realizada por Nualwijit *et al*¹⁶, quien analiza el efecto de distintas concentraciones de etileno en la fuerza de retención de los frutos de palma; para el presente propósito, solo se tomará el valor de referencia, el cual usa una concentración de 0% de etileno, y se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 7. Fuerza de retención de los frutos de palma

Tratamiento	Fuerza de retención (N)			
	Días después del tratamiento			
	1	2	3	4
0 [ml/L] C ₂ H ₄	239,9±9,6	188,2±10,8	176,1±11,7	164,8±14,5

Fuente: NUALWIJIT, Narumol y LERSLERWONG, Ladawan. Post harvest ripening of oil palm fruit is accelerated by application of exogenous ethylene. En: Songklanakarin Journal of Science and Technology. Mayo-junio, 2014, vol. 36, no. 3, p. 255-259.

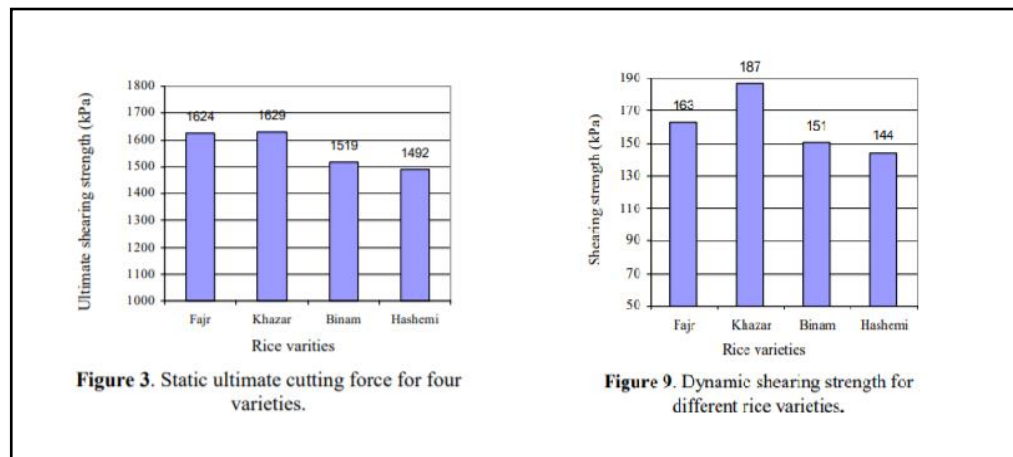
Como era de esperarse, a medida que pasan los días, así el racimo no haya sido sometido a ningún tratamiento, este se comienza a descomponer, disminuyendo así sus propiedades mecánicas, entre ellas, la fuerza de retención de los frutos. Para poder realizar el diseño, se contempla la situación más crítica, la cual es en el primer día, por lo cual se asumirá que para remover cada fruto se necesitará de una fuerza de 250 [N].

Sin embargo, esta fuerza de retención fue determinada bajo una carga estática (con velocidad cero), y el equipo desraquitizador aplicará la fuerza con una velocidad igual a la velocidad de giro de su eje, por lo que se espera que la fuerza de retención para el presente caso sea menor. Y tras revisar el estudio realizado por Tabatabae

¹⁶ NUALWIJIT, Narumol y LERSLERWONG, Ladawan. Post harvest ripening of oil palm fruit is accelerated by application of exogenous ethylene. En: Songklanakarin Journal of Science and Technology. Mayo-junio, 2014, vol. 36, no. 3, p. 255-259.

Koloor y Borgheie¹⁷ se confirma que la suposición anterior era la correcta: para los tallos de arroz, el esfuerzo de corte por carga dinámica es alrededor de 10 veces menor que el requerido por carga estática, como se puede observar en la siguiente figura:

Figura 11. Esfuerzos de corte por carga estática y dinámica para tallos de arroz: carga estática (izquierda) y carga dinámica (derecha)



Fuente: TABATABAE KOLOOR, R. y BORGHEIE, A. Measuring the static and dynamic cutting force of stems for Iranian rice varieties. En: Journal of Agricultural Science and Technology. 2006, vol. 8, p. 193-198.

Sin embargo, para ser más conservativos, y además teniendo en cuenta que este estudio no se ha desarrollado para la palma africana, se opta por escoger una **relación de 4:1**, lo que significa que la fuerza de retención de los frutos bajo carga dinámica será de **62.5 [N]**.

Ahora, al revisar el estudio realizado por Akinoso *et al*¹⁸, se puede identificar fácilmente la fuerza requerida para romper los frutos de palma tipo Tenera, al igual que la deformación y la energía que conlleva dicha fuerza, para distintos contenidos

¹⁷ TABATABAE KOLOOR, R. y BORGHEIE, A. Measuring the static and dynamic cutting force of stems for Iranian rice varieties. En: Journal of Agricultural Science and Technology. 2006, vol. 8, p. 193-198.

¹⁸ AKINOSO, R y RAJI, A.O. Physical properties of fruit, nut and kernel of oil palm. En: International Agrophysics. Marzo-abril, 2011, vol. 25, p. 85-88.

de humedad en base húmeda y de temperatura. Estos resultados se pueden identificar en la Tabla 8, a continuación:

Tabla 8. Propiedades físicas y mecánicas del fruto de la palma tipo Tenera

Contenido de humedad [% w.b.]	Temperatura [°C]	Masa [g]	Esfericidad [%]	Fuerza [N]	Deformación [mm]	Energía [Nm]
5	40	19,1	52,9	806,1	11,7	4,2
5	60	19,4	70,1	763,4	12,4	3,7
5	80	18,3	58,3	684	13,6	3,2
8	40	22,8	64	754,2	12,6	3,1
8	60	21,7	61,7	716,9	13,1	3
8	80	17,6	69,6	671,1	13,9	2,8
11	40	26,6	70,3	699,7	12,9	3,9
11	60	22,7	59,9	683,2	13,2	3,5
11	80	18,3	60	643,5	14,3	2,6

Fuente: AKINOSO, R y RAJI, A.O. Physical properties of fruit, nut and kernel of oil palm. En: International Agrophysics. Marzo-abril, 2011, vol. 25, p. 85-88.

Dado que, para todos los casos presentados en la Tabla 8, la fuerza de retención es menor que la fuerza de rotura de los frutos de palma africana, entonces se espera que los frutos no se vean afectados de manera negativa durante el proceso de desfrutado, lo que implica que, en teoría, no debería haber pérdidas de aceite durante este proceso.

3. DISEÑO CONCEPTUAL DEL EQUIPO

3.1. REQUERIMIENTOS DEL FUTURO USUARIO

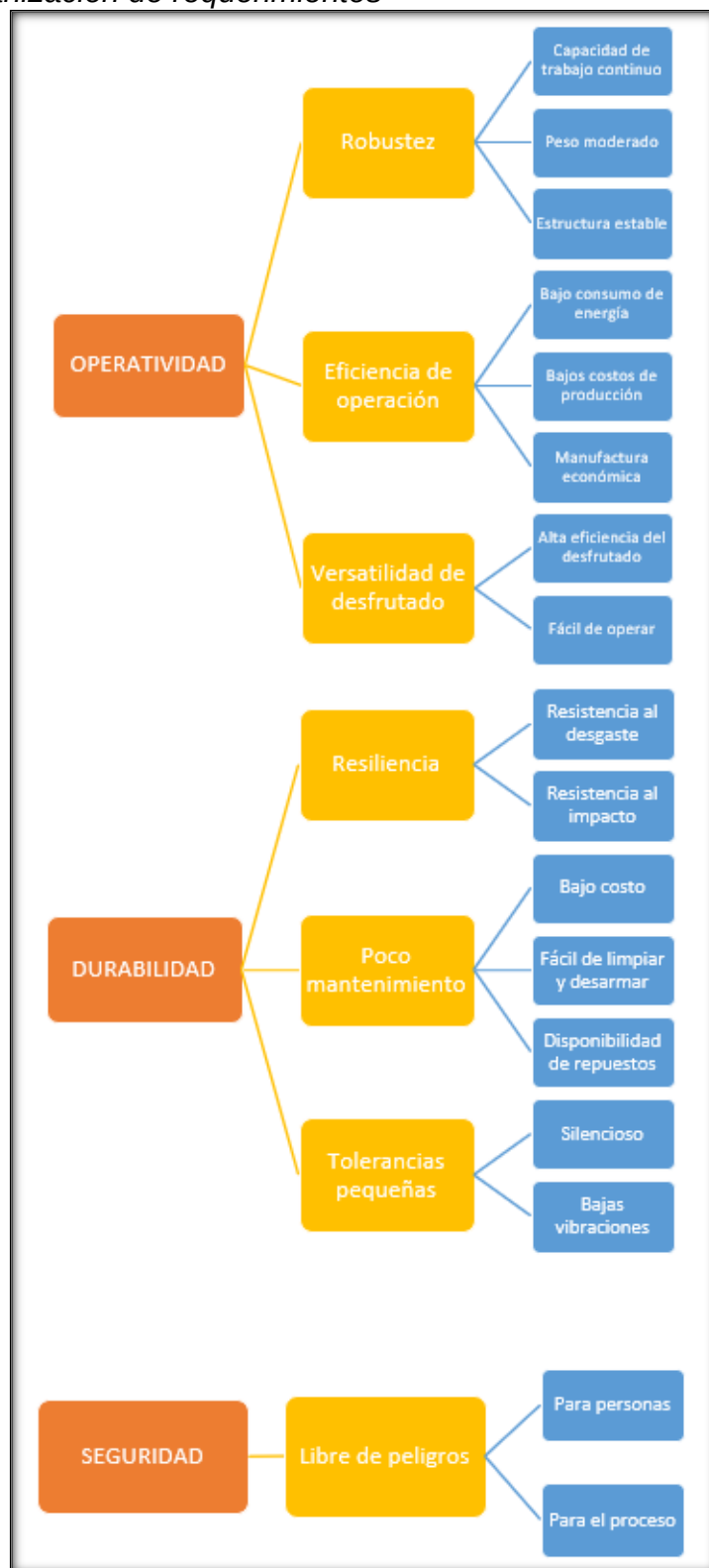
Se presenta una lista con los requerimientos de los futuros usuarios del equipo:

- Bajo consumo de energía
- Manufactura económica
- Bajos costos de producción
- Larga vida útil
- Bajo costo de mantenimiento (fácil de limpiar, fácil de desarmar, disponibilidad de repuestos)
- Bajos ruidos vibratorios
- Sencillez y rapidez en la operación
- Peso moderado
- Alta eficiencia del desfrutado
- Alta resistencia al desgaste
- Libre de peligros durante su funcionamiento

3.2. ORGANIZACIÓN DE REQUERIMIENTOS

Con el uso de un método asociativo, se organizan los requerimientos en subgrupos de criterios de evaluación cualitativos, como se muestra en la Figura 12. Ahora, con esta organización, se procede a realizar la matriz de calidad. En dicha matriz se le debe asignar un factor de importancia a cada necesidad, y dichas necesidades serán comparadas con las variables de ingeniería requeridas para llevar a cabo la realización del presente proyecto.

Figura 12. Organización de requerimientos



3.3. MATRIZ DE CALIDAD

A continuación, se presenta la matriz de calidad, en función de los requerimientos del consumidor y de los medios necesarios para lograrlos:

Tabla 9. Matriz de calidad

					Materiales	Capacidad del equipo	Potencia requerida	Mecanismo desfrutador	Número de componentes	Piezas normalizadas	Diseño modular	Calidad de mecanizado	Guardas de seguridad	Estructura resistente	Dimensiones	Costo de materiales	Disponibilidad de repuestos
			IMPORTANCIA	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
OPERATIVIDAD	Robustez	Trabajo continuo	9	1	10	0	3	1	0	0	1	0	3	0	0	0	
		Peso moderado	3	10	3	0	3	3	0	1	0	10	10	10	0	0	
		Estructura estable	5	10	0	0	3	1	0	0	1	1	10	3	0	0	
	Eficiencia de operación	Bajo consumo de energía	9	10	10	10	10	1	0	0	1	0	0	0	0	0	
		Bajos costos de producción	9	0	10	10	10	0	1	1	0	0	0	0	0	0	
		Manufactura económica	7	10	3	0	10	10	10	10	10	10	10	10	10	0	
	Versatilidad del desfrutado	Alta eficiencia del desfrutado	9	1	3	3	10	0	0	0	3	0	0	0	0	0	
		Fácil de operar	5	0	0	0	10	3	0	1	0	0	0	0	0	0	
DURABILIDAD	Resiliencia	Resistencia al desgaste	7	10	0	0	0	0	0	0	3	0	10	0	0	0	
		Resistencia al impacto	5	10	0	0	0	0	0	0	3	0	10	0	0	0	
	Poco mantenimiento	Bajo costo	5	10	1	0	3	10	0	1	0	1	0	3	10	0	
		Fácil de limpiar	3	0	0	0	10	3	0	3	0	3	0	3	0	0	
		Fácil de desarmar	3	0	0	0	10	3	0	10	0	3	0	3	0	0	
		Disponibilidad de repuestos	7	10	0	0	3	0	10	0	0	0	0	0	0	10	
	Tolerancias pequeñas	Silencioso	3	3	0	0	3	0	0	0	3	0	0	0	0	0	
		Bajas vibraciones	3	3	0	0	3	3	0	0	3	0	3	0	0	0	
SEGURIDAD	Libre de peligros	Para personas	9	0	0	0	3	0	0	0	0	10	10	0	0	0	
		Para el proceso	9	10	0	0	3	0	0	1	3	10	10	0	0	0	
TOTALES				606	332	207	609	194	149	140	201	308	486	148	120	70	

3.4. PONDERACIÓN DE RESULTADOS

Luego de haber completado la matriz de calidad, se procede a analizar los resultados obtenidos en la misma; para esto, se ponderan los totales de los requerimientos, y con esto se logrará establecer la relevancia de cada una en la máquina por escoger. A continuación, se presenta la ponderación de los resultados:

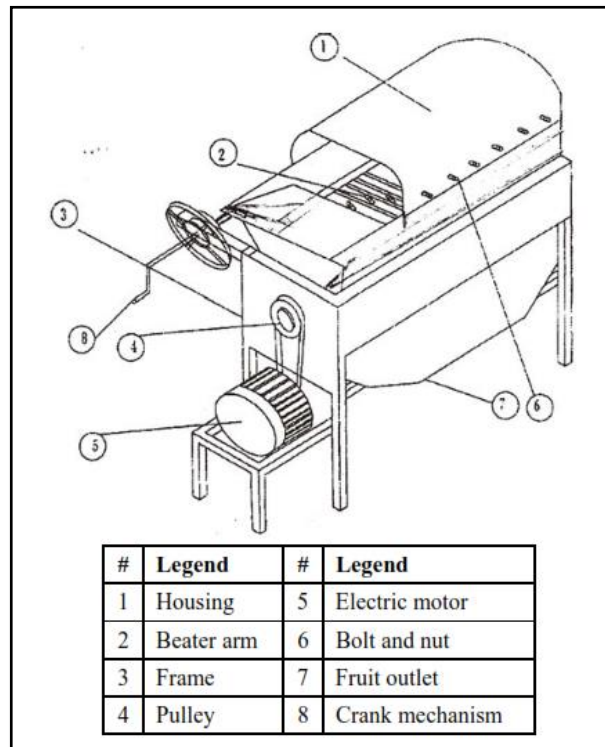
Tabla 10. Ponderación de resultados de la matriz de calidad

Criterios de Evaluación	Peso [%]
Mecanismo desfrutador	17,06
Materiales	16,97
Estructura resistente	13,61
Capacidad del equipo	9,30
Guardas de seguridad	8,63
Potencia requerida	5,80
Calidad de mecanizado	5,63
Número de componentes	5,43
Piezas normalizadas	4,17
Dimensiones	4,15
Diseño modular	3,92
Costo de materiales	3,36
Disponibilidad de repuestos	1,96

3.5. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

3.5.1. Alternativa 1. Consiste en una estructura hecha por lámina y acero estructural, la cual soporta una unidad trituradora, conformada por un eje y los brazos trituradores soldados al eje; los brazos trituradores cumplen la función de romper el RFF (disminuir su tamaño) para así poder separar los frutos del raquis, o que al menos el RFF sea dividido en partes más pequeñas, y de esta manera volverlo más manejable. Los frutos que son exitosamente separados del raquis son los que se llevan en los procesos posteriores.

Figura 13. Esquema Alternativa 1

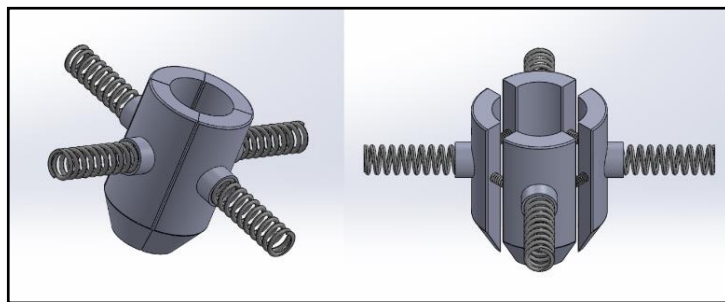


Fuente: OJOMO, A.O.; OLOGUNAGBA, F.O. y ALAGHA, S.A. Performance evaluation of a palm fruit bunch stripper. En: ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences. Septiembre-octubre, 2010, vol. 5, no.9, p. 29-33.

Esta máquina, a pesar de presentar eficiencias de desfrutado relativamente altas (entre 70-90%), poseen el inconveniente de tener capacidades bastante bajas (para el caso de OJOMO *et al*, la máquina tenía una capacidad apenas de 22[kg/h]), lo cual es un gran impedimento para incorporar estas máquinas a las grandes plantas de producción de aceite de palma. La otra gran desventaja, es que en muchos casos los frutos no se desprenden del raquis, sino que los brazos trituradores fracturan el RFF y quedan partes más reducidas de raquis con frutos adheridos, lo que implica que en la esterilización y digestión se deba de gastar, de manera innecesaria, vapor a la fibra, la cual es posteriormente desechada a usos secundarios (tales como abonos para los cultivos o biocombustibles para calderas).

3.5.2. Alternativa 2. Esta alternativa consiste en un sistema capaz de cortar el tronco del RFF, y de esta manera separar los frutos de este. El sistema consta de una cuchilla de forma circular, dividida en varias secciones, la cual se ajustaría al tronco mediante un sistema de resortes para poderse ajustar al diámetro de cada racimo. Ahora, para poder llevar a cabo el corte, el tronco se debe sujetar a una cadena o a una guaya, la cual estará unida a un sistema de transmisión de potencia, lo que forzaría al racimo a intentar pasar a través de la cuchilla, realizando de esta manera el corte alrededor del tronco del RFF. El esquema de la presente alternativa se muestra en la Figura 14:

Figura 14. Esquema Alternativa 2



La Figura 15 muestra el producto que se obtendría en caso de implementar a cabo esta alternativa:

Figura 15. Producto esperado con la Alternativa 2

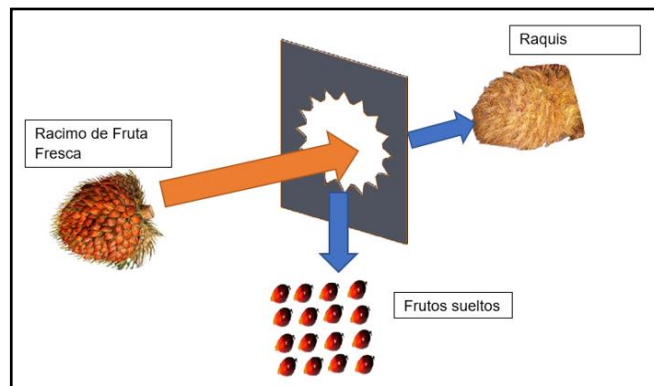


Fuente: PRIMER CONGRESO LATINOAMERICANO DE PALMA DE ACEITE. Innovaciones en el proceso de extracción de aceite de palma. Guatemala, 2013.

El problema con esta alternativa es que los frutos no quedarán completamente libres, sino que quedan adheridos en fragmentos, lo que implica que, si son llevados a la esterilización o digestión, igualmente se tendrá que gastar vapor a la fibra, así sea en un menor porcentaje.

3.5.3. Alternativa 3. Esta alternativa se basa en un sistema por lotes, en el cual se deben sujetar los troncos de varios racimos para mantenerlos fijos, y luego, por medio de una matriz de dos partes (la cual es cerrada por el accionamiento de cilindros hidráulicos), se fuerza a los racimos a pasar a través de ella (nuevamente, con la acción de cilindros hidráulicos), y luego de esto los frutos se quedarán en la parte superior de la matriz y luego cayendo en un almacenador, mientras que el raquis se quedará en la parte inferior, y luego será retirado del sistema para usarlo posteriormente como abono o biocombustible.

Figura 16. Esquema Alternativa 3



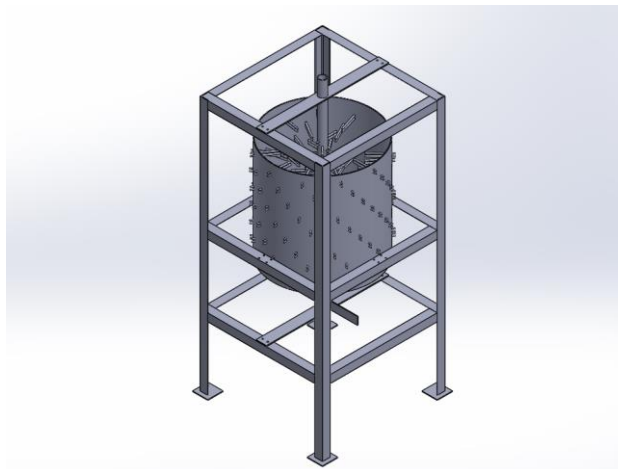
Este sistema presenta la enorme ventaja de poseer grandes eficiencias de desgranado; sin embargo, la mayor desventaja es la discontinuidad en el proceso de extracción de aceite, ya que este tendría que ser trabajo por lotes, en el cuál será necesaria la supervisión constante de un operario frente a esta máquina. Un prototipo realizado para descartar esta alternativa se presenta en la siguiente figura:

Figura 17. Prototipo de Alternativa 3



3.5.4. Alternativa 4. La alternativa 4 se pensó para que fuese un sistema continuo, que se pudiera integrar con facilidad a las plantas extractoras de aceite de palma actualmente constituidas. Con esto en mente, se buscó un sistema que fuera capaz de remover los frutos de los racimos de palma sin necesidad de detener la operación (es decir, que no sea por lotes) ni de mantener un operario permanente en esta parte del proceso. La siguiente figura refleja la idea concebida con estas condiciones:

Figura 18. Esquema de Alternativa 4



Cómo se observa en la figura anterior, el equipo consiste en un tambor vertical con eje concéntrico, y tanto el eje como el tambor poseen varillas de acero dobladas en una forma predeterminada, para que así, a lo que estas entren en contacto con el racimo, arranquen los frutos de este dejando solo el raquis, y paralelamente, este racimo debe ser impulsado hacia abajo para poder realizar una rápida separación de raquis y frutos.

3.6. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Nuevamente, se hace uso de una ponderación para evaluar cada una de las alternativas planteadas, y en base a esto se escogerá la mejor alternativa para cumplir con los objetivos planteados.

Tabla 11. Evaluación de alternativas

Criterios de Evaluación	Peso [%]	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3		Alternativa 4	
		Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación
Mecanismo desfrutador	17,06	2,50	0,43	2,50	0,43	3,50	0,60	4,00	0,68
Materiales	16,97	3,50	0,59	3,00	0,51	3,00	0,51	3,50	0,59
Estructura resistente	13,61	4,00	0,54	3,50	0,48	3,00	0,41	4,00	0,54
Capacidad del equipo	9,30	2,00	0,19	4,00	0,37	2,00	0,19	4,00	0,37
Guardas de seguridad	8,63	3,00	0,26	4,00	0,35	3,50	0,30	3,50	0,30
Potencia requerida	5,80	3,00	0,17	4,00	0,23	3,50	0,20	4,50	0,26
Calidad de mecanizado	5,63	4,00	0,23	3,50	0,20	3,00	0,17	4,00	0,23
Número de componentes	5,43	4,50	0,24	3,50	0,19	3,00	0,16	3,50	0,19
Piezas normalizadas	4,17	4,50	0,19	3,00	0,13	3,00	0,13	3,00	0,13
Dimensiones	4,15	4,00	0,17	3,50	0,15	3,00	0,12	3,50	0,15
Diseño modular	3,92	4,50	0,18	4,00	0,16	3,00	0,12	4,50	0,18
Costo de materiales	3,36	4,50	0,15	4,00	0,13	4,00	0,13	3,50	0,12
Disponibilidad de repuestos	1,96	4,50	0,09	3,50	0,07	3,00	0,06	3,00	0,06
TOTALES		3,42		3,38		3,10		3,79	

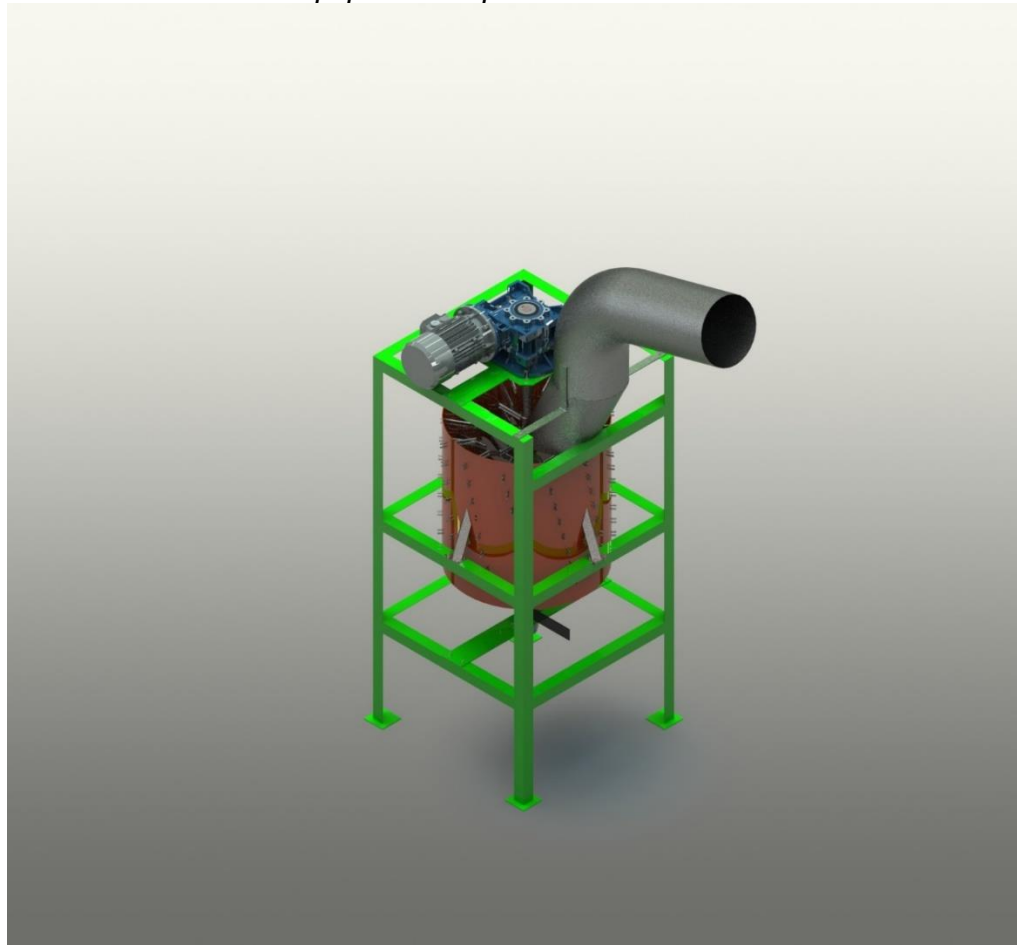
En la Tabla 11 se observa que la Alternativa 4 fue la ganadora. Ahora, con estos resultados es posible comenzar el proceso de diseño para que, al finalizar, se entregue al cliente una máquina que satisfaga a plenitud sus necesidades en cuanto al proceso productivo del aceite de palma.

4. DISEÑO EN DETALLE DEL EQUIPO

4.1. CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DEL EQUIPO

El equipo desraquitizador debe tener la capacidad de remover los frutos de un RFF de palma africana, separando por completo el raquis de estos para así evitar desperdiciar vapor en un desecho del proceso. El corazón del equipo consiste en un eje con brazos y un tambor con brazos, los cuales realizarán el trabajo de remoción del raquis por medio de un movimiento relativo que existirá entre los brazos del eje, el RFF y los brazos del tambor.

Figura 19. Isométrica del equipo desraquitizador



4.1.1. Rango de dimensiones de racimos a desfrutar. La intención del presente equipo es que posea la capacidad de remover los frutos de todos los racimos que pasen por este, en toda su amplia gama de tamaños y formas. Para lograr esto, se debe determinar el rango de las dimensiones de los racimos, y de qué forma se evitará una caída abrupta en la eficiencia del equipo cuando este tenga que desfrutar los racimos con valores dimensionales situados en los extremos del rango (tanto los más grandes como los más pequeños).

Dada la versatilidad del equipo de tratar con los distintos tamaños de racimos, se determina que la condición crítica del equipo será la de los racimos más grandes, tanto en largo como en ancho, ya que si se obvia esta dimensión dichos racimos no podrán siquiera ingresar al equipo; entonces, lo primero a determinar son las dimensiones de los racimos más grandes, y dichas dimensiones ya están enunciadas en la Tabla 5: **535.5 [mm] de largo y 423.8 [mm] de ancho**, usando el valor extremo para la variedad de palma con racimos más grandes. Estas dos dimensiones serán las que definirán el largo y el ancho del tambor del equipo.

Ahora, como criterio del diseñador se asumirá inicialmente que el eje central tendrá un diámetro externo de 70 [mm], se tomará el ancho de 423.8 [mm] de los racimos. Entonces, el diámetro interno del tambor se calcula así:

$$D_{\text{intTambor}} = 2 \cdot (423.8) + 70 = 917.6 \text{ [mm]}$$

Conocido el valor nominal del diámetro interno del tambor, se procede a añadir un factor de seguridad a este, con lo que se obtiene:

$$D_{\text{intTambor}} = 950 \text{ [mm]}$$

Finalmente, se debe determinar cuál será la altura del tambor; para esto se toma el largo de los racimos de 535.5 [mm], y a criterio propio se define una altura lo suficientemente grande para asegurar la mayor eficiencia en el desfrutado:

$$H_{\text{Tambor}}=1000 \text{ [mm]}$$

4.1.2. Dimensiones de los brazos del equipo. Los brazos del equipo son el componente encargado de sujetar los frutos y separarlos del resto del racimo, para evitar enviar el raquis junto con los frutos a la esterilización, y en vez de esto enviar únicamente los frutos, lo cual es el objetivo principal del presente proyecto. Luego, se deben seleccionar las dimensiones adecuadas de dichos brazos, para así lograr la mayor eficiencia de desfrutado, procurando también la integridad de los frutos de palma, y dichas dimensiones son: la separación entre cada brazo, la cual determina si un fruto pasa o no pasa a través de estos, y el largo del brazo, lo que determina que tan adentro de cada racimo puede llegar el brazo para así lograr su labor desfrutadora, esto sin llegar a romper el tronco de este, lo que implicaría enviar cantidades indeseables de raquis a la esterilización.

La separación entre brazos es determinada por el ancho o espesor de los frutos (el que sea menor), y esta medida se encuentra en la Tabla 6; luego, como el ancho del pedúnculo es mucho más pequeño que el ancho del fruto basta utilizar el ancho más pequeño de los frutos, que sería el espesor de 16.03 [mm]. Entonces, para dar un factor de seguridad para que los frutos no lleguen a pasar, y también que el espacio sea lo suficiente para no interferir en el camino de los pedúnculos, se escoge que los brazos deben tener una **separación de 10 [mm]**.

$$h_{\text{Brazo}}=10 \text{ [mm]}$$

Ahora, la otra dimensión a determinar es el largo de los brazos. Para esto se considerará que todos los racimos tienen un **tronco con diámetro de 80 [mm]**, por lo que el largo efectivo del brazo (es decir, el que está en contacto con los racimos, ya que hay otra parte de su longitud que está empotrada dentro del eje), se calcula de la siguiente forma:

$$L_{\text{efBrazo}} = \frac{D_{\text{intTambor}} - D_{\text{Eje}}}{4} - \frac{D_{\text{Tronco}}}{2}$$

$$L_{\text{efBrazo}} = \frac{950-70}{4} - \frac{80}{2} = 180 \text{ [mm]}$$

4.1.3. Fuerza aplicada sobre los brazos. Uno de los datos más cruciales para este proyecto es la fuerza que se debe generar para poder desprender los frutos del racimo, y este dato ya se ha obtenido de la Tabla 7 y Figura 11; ahora, se debe estimar cuantos frutos está desprendiendo cada brazo en un instante de tiempo; para esto, se asumirá que los brazos están trabajando bajo la condición crítica, que sería cuando está desprendiendo el mayor número posible de frutos que permite la geometría de los brazos: para esto, se usa el ancho mínimo de los frutos, que sería de 20 [mm] según la Tabla 5, y la longitud efectiva del brazo, de tal manera que:

$$n_{\text{Frutos}} = \frac{180}{20} = 9 \text{ [frutos]}$$

Luego, la fuerza total aplicada en cada brazo, teniendo en cuenta que cada brazo se divide en dos partes y, por ende, la fuerza se divide en dos, sería:

$$F_{\text{TotalBrazo}} = \frac{F_{\text{ret}} * n_{\text{Frutos}}}{2} = \frac{62.5 * 9}{2}$$

$$F_{\text{TotalBrazo}} = 281.25 \text{ [N]}$$

En la realidad, los brazos también estarán sometidos a una fuerza vertical, la cual corresponde al peso del racimo, que sería de 30 [kg] en la situación crítica, pero ya que están trabajando al tiempo 7 pares de brazos, esto resultaría en que cada brazo debe soportar 2.14 [kg] o 21 [N], lo que es menor al 10% de la fuerza principal que debe ejercer cada brazo, por lo que es correcto omitir el aporte del peso del racimo al sistema sin que esto represente un riesgo para el mismo.

4.2. ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL EQUIPO

Si bien ya son conocidos la mayoría de los requerimientos del equipo, en función de las propiedades mecánicas de los racimos de palma junto con sus frutos, hace falta un dato que debe ser definido por el diseñador, bien sea por medio de cálculos o siguiendo normas ya establecidas: este dato es la velocidad de rotación del eje.

Se realizará el análisis considerando el trabajo realizado por un par de brazos, a los cuales se les debe determinar la masa, y el espacio que transcurre al realizar el trabajo. La fuerza aplicada sería entonces la total aplicada por dos brazos. En la Tabla 12 se observan los cálculos realizados para determinar las RPM del eje del equipo:

Tabla 12. Análisis dinámico del equipo

Análisis Dinámico del Equipo			
$KE = \frac{m \cdot V^2}{2} \quad W = KE \quad \omega = \frac{V}{r}$ $W = F \cdot d \quad RPM = \frac{\omega \cdot 60}{2\pi}$			
Variables de entrada			
m	0,4529	kg	Masa del par de brazos
d	1	mm	Distancia en la que se realiza trabajo
F	281	N	Fuerza por brazo
r	216,5	mm	Distancia del eje a la fuerza
Variables de salida			
W	0,28125	J	Trabajo realizado
KE	0,28125	J	Energía cinética
V	1,114448754	m/s	Velocidad tangencial
ω	5,147569303	rad/s	Velocidad angular del eje
RPM	49,15566597	rpm	RPM del eje

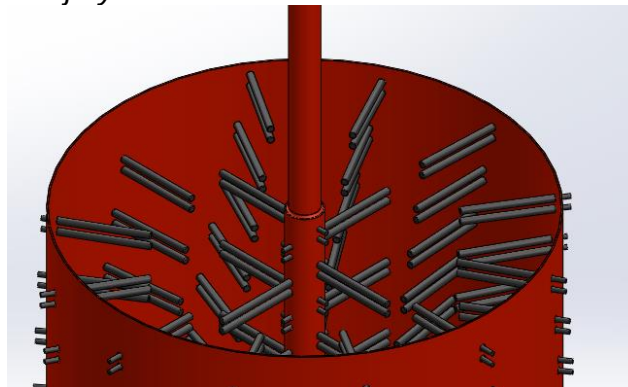
Luego, en base a los cálculos, se selecciona una velocidad de 50 [rpm] para el eje del equipo, y, por la naturaleza del equipo, esta velocidad se encuentra dentro del rango esperado para una operación adecuada.

4.3. DISEÑO MECÁNICO DE LOS COMPONENTES

En esta sección se hará uso de distintas normas y ecuaciones de cálculo concernientes al diseño ingenieril, y en algunos casos se usará el criterio propio del diseñador en base a sus conocimientos o asesoría de terceros con experiencia en el área en el que se desarrolla el presente proyecto, para así seleccionar las dimensiones y características más adecuadas para el equipo; una herramienta adicional que se usará en esta sección será el diseño por medio del CAE (*Computer Aided Engineering*), el cual simplificará el proceso de evaluación de cargas en los distintos componentes y así determinar si la elección que se hizo fue la correcta.

4.3.1. Brazo. Ya se definió previamente que la longitud efectiva del brazo será de 180 [mm], tanto para el eje como para el tambor, y el material será un acero SAE 1045, por su alta resistencia y buena maquinabilidad; sin embargo, la sección que une el brazo al eje y al tambor es distinta para cada caso. En la Figura 20 se observa el diseño de los brazos, tanto del eje como del tambor:

Figura 20. Brazos del eje y del tambor



Según Hamrock¹⁹, usualmente para roscas en pulgadas se tiene que la longitud roscada, para longitudes de perno menores a 6 pulgadas, debe ser:

$$L_t = 2 \cdot d_c + 0.25 \text{ [in]}$$

Aquí d_c es el diámetro de cresta, que para el presente caso es de 3/8"; luego, la longitud roscada será:

$$L_t = 2 \cdot \frac{3}{8} + 0.25 = 1 \text{ [in]} = 25.4 \text{ [mm]}$$

El diámetro de cresta es el diámetro de la porción del brazo que atraviesa el eje; ahora, se debe estimar el diámetro de la sección que realizará el trabajo de desfrutado, y para esto se recurre nuevamente a Hamrock²⁰, quien muestra que:

$$D_{\text{efBrazo}} = 1.5 \cdot d_c$$

$$D_{\text{efBrazo}} = 1.5 \cdot \frac{3}{8} = \frac{9}{16} \text{ [in]} = 14.2875 \text{ [mm]}$$

Habiendo seleccionado las dimensiones del brazo, se procede a realizar el análisis de esfuerzos sobre este; el brazo se considerará como una viga en voladizo. Se grafican, entonces, los diagramas de momento cortante y momento flector, los cuales se pueden observar en las Figuras 21 y 22; en dichas figuras se observa que la fuerza cortante y el momento flector son máximos en el empotramiento, que sería la sección donde el brazo y el eje se unen.

¹⁹ HAMROCK, Bernard. *et al.* Elementos de máquinas. 1 ed. México: McGraw-Hill Interamericana. 1999, p. 683.

²⁰ *Ibid.*, p. 685.

Figura 21. Diagrama de cortante para el brazo

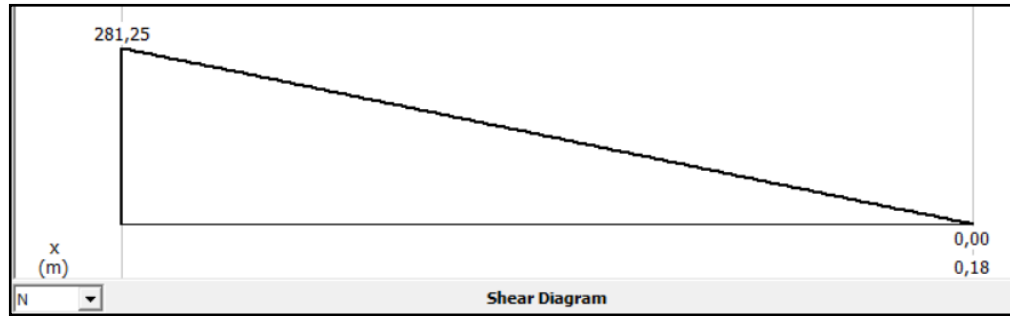
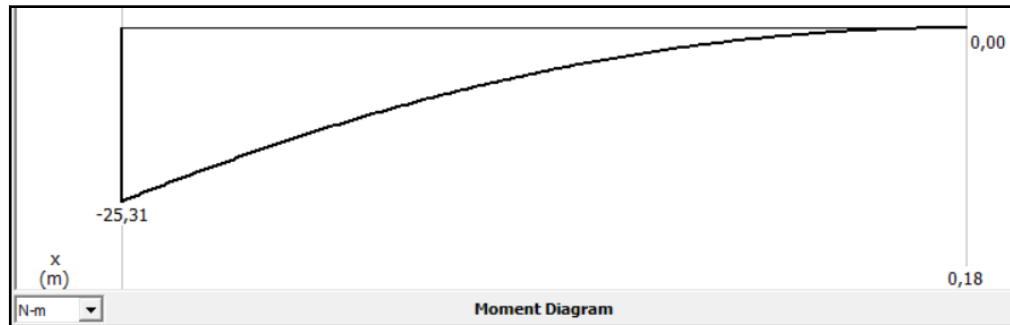


Figura 22. Diagrama de momento flector para el brazo



Con estos datos, se procede a realizar el cálculo de esfuerzos sobre el brazo:

Tabla 13. Cálculo por carga estática del brazo

$$\sigma = \frac{K_t \cdot M \cdot c}{I}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$c = \frac{d}{2}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

Variables de entrada			
M	25,31	N-m	Momento flector
d	14,2875	mm	Diámetro del brazo
Sy	4,13E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
K_t	1,684	-	Concentrador de esfuerzos
Variables de salida			
c	7,14375	mm	Distancia del eje neutro
I	2,04548E-09	m^4	Inercia del brazo
σ	148855747,4	Pa	Esfuerzo flector
N	2,774	-	Factor de seguridad

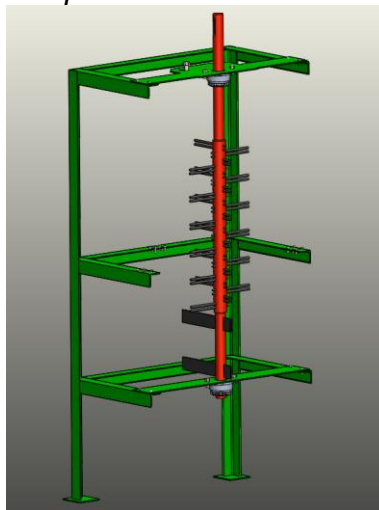
Tabla 14. Cálculo por carga dinámica del brazo

Carga Cíclica en Brazo			
$N = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot S_y}{32 \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_f \cdot M_a \right)^2}}$			
$M_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} \quad M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2}$			
$S_e = 0.5 \cdot S_{ut} \cdot C_s \cdot C_l \cdot C_{\text{sup}} \cdot C_c$			
$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$			
Variables de entrada			
M_max	25,31	N-m	Momento máximo
M_min	0	N-m	Momento mínimo
d	14,2875	mm	Diámetro del brazo
Sy	4,13E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
Sut	6,55E+08	Pa	Esfuerzo último
C_s	0,918652157	-	Factor de tamaño
C_l	1	-	Factor de carga
C_sup	0,8089	-	Factor de superficie
C_c	1	-	Factor de confiabilidad
K_t	1,684	-	Concentrador de esfuerzos estático
q	0,819	-	Sensibilidad a la entalla
Variables de salida			
Mm	12,655	N-m	Momento medio
Ma	12,655	N-m	Momento alterno
K_f	1,560196	-	Concentrador de esfuerzos dinámico
S_e	2,43E+08	Pa	Resistencia a la fatiga
N	2,562	-	Factor de seguridad

En las Tablas 13 y 14 están los resultados del cálculo del esfuerzo por flexión de uno de los brazos del equipo: lo de mayor importancia aquí es el factor de seguridad de 2.7 y 2.5 que resulta al haber escogido un diámetro de 9/16", el cual se considera que es admisible, puesto que los brazos, primero que todo, fueron analizados bajo el peor de los escenarios, y segundo, que un brazo por sí solo no representa un mayor riesgo para la seguridad de la operación ni para la operación en sí misma, ya que, si uno falla, el equipo puede seguir trabajando con normalidad, hasta que se realice el cambio del brazo. Para el detalle de los brazos, referirse a los planos 01-05-02 y 01-07-02.

4.3.2. Eje. Por medio del proceso iterativo, probando con varios materiales y distintos diámetros, se llega a la elección de un acero SAE 4340 de $2\frac{7}{8}$ " de diámetro (el cual debe ser mecanizado posteriormente), debido a su excelente resistencia y fácil maquinabilidad, razón por la cual es uno de los aceros más comunes para fabricación de ejes. El eje, además, debe tener una serie de taladrados, los cuales tienen un diámetro de 9/16", para permitir el paso de los brazos a través de este, para poder sujetarlos con una tuerca en su extremo, lo que implicaría una serie de concentradores de esfuerzos sobre el mismo.

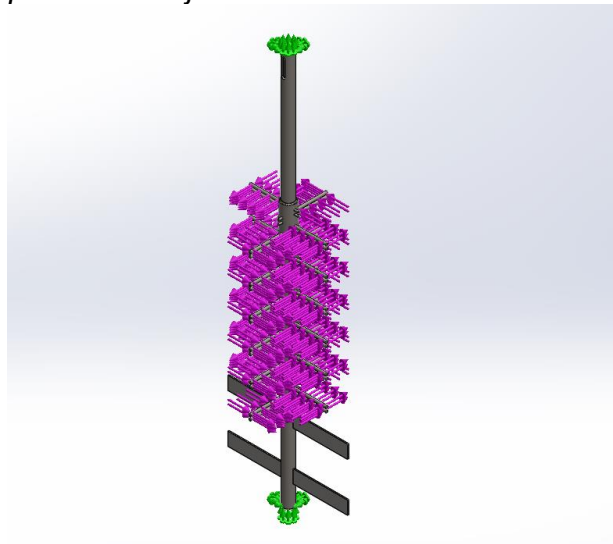
Figura 23. Eje del equipo desraquitizador



Ahora, se deben determinar las cargas presentes, lo cual depende de la fuerza que soporta cada brazo y el número de brazos que, en la condición crítica, están bajo efecto de carga; para conocer el número de brazos que actúan en un instante de tiempo se debe considerar el alto de los racimos, cuyo máximo valor es de 535.5 [mm], y el alto de la sección del eje que tiene los taladrados para los brazos, el cuál es de 1000 [mm], con lo que se obtiene que están trabajando **7 pares de brazos en cada lado del eje**. Para realizar los cálculos, se plantearán dos escenarios distintos, los cuales se describen a continuación.

- **Primer caso.** Se asume la condición crítica en la que dentro del tambor hay 4 RFF en un mismo instante de tiempo, con lo que se obtiene un **total de 28 pares de brazos trabajando simultáneamente**.

Figura 24. Cargas aplicadas al eje – Primer caso



En la Figura 24 se observa que, bajo la condición más crítica, el eje está sometido a una carga puramente torsional. Conociendo el valor de esta carga, se procede a realizar el cálculo de esfuerzos por carga estática y carga dinámica, tanto en la sección central del eje como en el área donde hay un cambio de sección:

Tabla 15. Cálculos por carga estática del eje en D=70mm – Primer caso

Carga Estática en Eje en D=70mm			
$\tau = \frac{K_{ts} \cdot T \cdot r}{J}$ $N = \frac{0.5 \cdot S_y}{\tau}$ $r = \frac{D}{2}$ $J = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$			
Variables de entrada			
T	1418	N-m	Torque
D	70	mm	Diámetro externo
Sy	6,89E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
K _{ts}	2,72	-	Concentrador de esfuerzos
Variables de salida			
r	35	mm	Radio externo
J	2,35718E-06	m ⁴	Momento polar de inercia
τ	57269201,1	Pa	Esfuerzo por torsión
N	12,031	-	Factor de seguridad

Tabla 16. Cálculos por carga dinámica del eje en D=70mm – Primer caso

Carga Dinámica en Eje en D=70mm			
$N = \frac{\pi \cdot D^3 \cdot S_y}{32 \sqrt{\frac{3}{4} (T_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_{fs} \cdot T_a)^2}}$ $T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2}$ $T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2}$ $S_e = 0.5 \cdot S_{ut} \cdot C_s \cdot C_l \cdot C_{\sup} \cdot C_c$ $K_{fs} = 1 + q \cdot (K_{ts} - 1)$			
Variables de entrada			
T _{max}	1418	N-m	Torque máximo
T _{min}	0	N-m	Torque mínimo
D	70	mm	Diámetro externo
Sy	6,89E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
S _{ut}	1,23E+09	Pa	Esfuerzo último
C _s	0,787421638	-	Factor de tamaño
C _l	0,58	-	Factor de carga
C _{sup}	0,6849	-	Factor de superficie
C _c	1	-	Factor de confiabilidad
K _{ts}	2,72	-	Concentrador de esfuerzos estático
q	0,9229	-	Sensibilidad a la entalla
Variables de salida			
T _m	709	N-m	Torque medio
T _a	709	N-m	Torque alterno
K _{fs}	2,587388	-	Concentrador de esfuerzos dinámico
S _e	1,92E+08	Pa	Resistencia a la fatiga
N	3,672	-	Factor de seguridad

Tabla 17. Cálculos por carga estática del eje en D=60mm – Primer caso

Carga Estática en Eje en D=60mm			
$\tau = \frac{K_{ts} \cdot T \cdot r}{J}$ $N = \frac{0.5 \cdot S_y}{\tau}$ $r = \frac{D}{2}$ $J = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$			
Variables de entrada			
T	1418	N-m	Torque
D	60	mm	Diámetro externo
Sy	6,89E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
K _{ts}	1,38	-	Concentrador de esfuerzos
Variables de salida			
r	30	mm	Radio externo
J	1,27235E-06	m ⁴	Momento polar de inercia
τ	46139371,68	Pa	Esfuerzo por torsión
N	14,933	-	Factor de seguridad

Tabla 18. Cálculos por carga dinámica del eje en D=60mm – Primer caso

Carga Dinámica en Eje en D=60mm			
$N = \frac{\pi \cdot D^3 \cdot S_y}{32 \sqrt{\frac{3}{4} (T_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot K_{fs} \cdot T_a)^2}}$ $T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2}$ $T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2}$ $S_e = 0.5 \cdot S_{ut} \cdot C_s \cdot C_l \cdot C_{sup} \cdot C_c$ $K_{fs} = 1 + q \cdot (K_{ts} - 1)$			
Variables de entrada			
T _{max}	1418	N-m	Torque máximo
T _{min}	0	N-m	Torque mínimo
D	60	mm	Diámetro externo
Sy	6,89E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
S _{ut}	1,23E+09	Pa	Esfuerzo último
C _s	0,799284118	-	Factor de tamaño
C _l	0,58	-	Factor de carga
C _{sup}	0,6849	-	Factor de superficie
C _c	0,897	-	Factor de confiabilidad
K _{ts}	1,38	-	Concentrador de esfuerzos estático
q	0,8774	-	Sensibilidad a la entalla
Variables de salida			
T _m	709	N-m	Torque medio
T _a	709	N-m	Torque alterno
K _{fs}	1,333412	-	Concentrador de esfuerzos dinámico
S _e	1,75E+08	Pa	Resistencia a la fatiga
N	3,802	-	Factor de seguridad

Tras observar los resultados obtenidos en ambos cálculos del primer caso se observa que, para las dimensiones y material del eje seleccionados, los factores de seguridad de 14.9 y 3.8 son aceptables para el primer caso de carga, por lo que se considera válida la selección.

➤ **Segundo caso.** En este caso se busca analizar los esfuerzos a los que estaría sometido al eje si la carga no fuera puramente torsional, es decir, que las fuerzas ejercidas por los brazos no se cancelen mutuamente. Para esto, solo se considera que hay 2 RFF en el equipo, por lo que solamente dos hileras de brazos estarían realizando trabajo, y dichas hileras están separadas 90°, lo que da un total de **14 pares de brazos trabajando al tiempo**. Ahora, se calculan las fuerzas, torques y momentos que afectan al eje:

$$F_{\text{Brazo}} = 281.25 \text{ [N]}$$

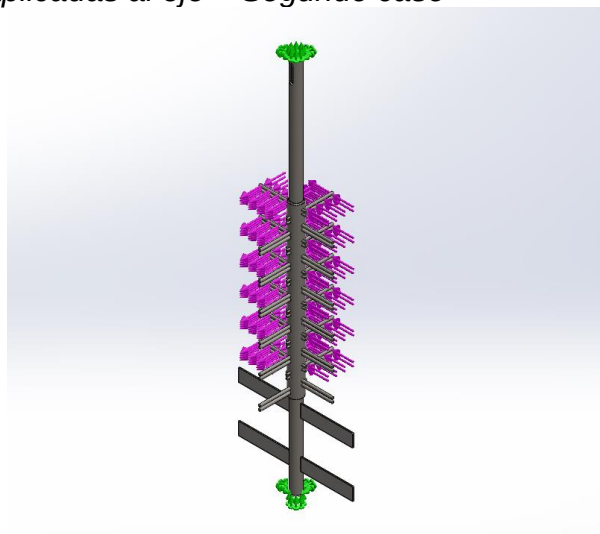
$$M_{\text{Brazo}} = 25.31 \text{ [N-m]}$$

$$T_{\text{TotalEje}} = M_{\text{Brazo}} * 28 = 709 \text{ [N-m]}$$

$$F_{\text{EjeX}} = F_{\text{Brazo}} * 14 = 3937.5 \text{ [N]}$$

$$F_{\text{EjeY}} = F_{\text{Brazo}} * 14 = 3937.5 \text{ [N]}$$

Figura 25. Cargas aplicadas al eje – Segundo caso



Ahora, habiendo obtenido las fuerzas totales en X y en Y del eje, se procede a realizar los diagramas de cortante y momento flector:

Figura 26. Diagrama de cortante para el eje

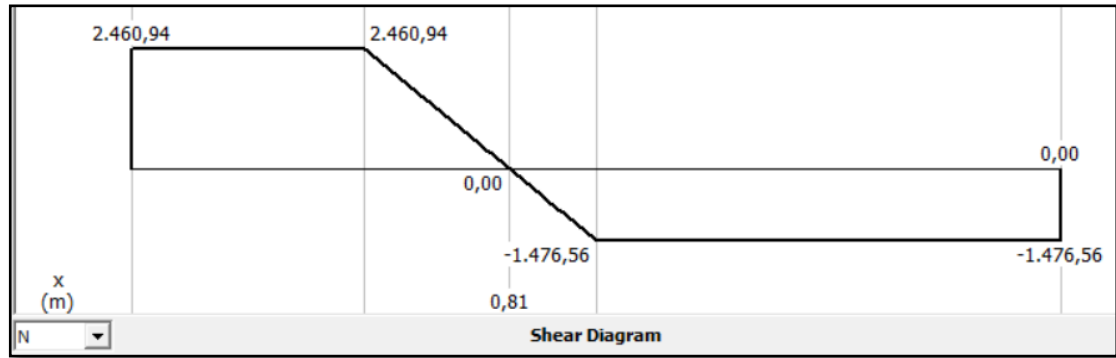
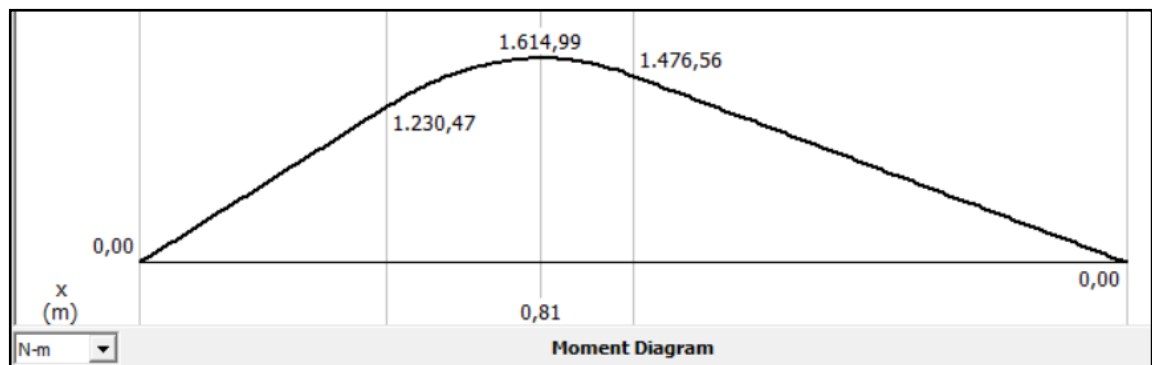


Figura 27. Diagrama de momento flector para el eje



Ahora, en este caso, si bien se sigue presentando carga torsional, también se encuentra que el eje estará sometido a unas fuerzas en X y en Y, intercalándose estas cada 90° , lo que generará, eventualmente, un efecto de fatiga. Los cálculos realizados son los siguientes:

Tabla 19. Cálculos por carga estática del eje en D=70mm – Segundo caso

Carga Estática en Eje en D=70mm			
$\tau = \frac{K_{ts} \cdot T \cdot r}{J}$ $r = \frac{D}{2}$ $I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$ $J = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$ $\sigma_x = \frac{K_t \cdot M_x \cdot c}{I}$ $\sigma_y = \frac{K_t \cdot M_y \cdot c}{I}$ $c = \frac{D}{2}$ $N = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$ $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$			
Variables de entrada			
T	709	N-m	Torque
Mx	1615	N-m	Momento flector en X
My	1615	N-m	Momento flector en Y
D	70	mm	Diámetro externo
Sy	6,89E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
K _t	2,04	-	Concentrador de esfuerzo flector
K _{ts}	2,72	-	Concentrador de esfuerzos de corte
Variables de salida			
r	35	mm	Radio externo
c	35	mm	Distancia del eje neutro
I	1,17859E-06	m ⁴	Inercia del brazo
J	2,35718E-06	m ⁴	Momento polar de inercia
τ	28634600,55	Pa	Esfuerzo por torsión
σ _x	97838250,82	Pa	Esfuerzo flector en X
σ _y	97838250,82	Pa	Esfuerzo flector en Y
σ _{eq}	109691131,7	Pa	Esfuerzo flector equivalente
N	6,281	-	Factor de seguridad

Tabla 20 Cálculos por carga dinámica del eje en D=70mm – Segundo caso

Carga Dinámica en Eje en D=70mm			
$N = \frac{\pi \cdot D^3 \cdot Sy}{32 \sqrt{(M_m + \frac{Sy}{Se} \cdot K_f \cdot M_a)^2 + \frac{3}{4} (T_m + \frac{Sy}{Se} \cdot K_{fs} \cdot T_a)^2}}$			
$T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2}$		$T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2}$	
$M_{eq} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$		$M_{eq} = M_{\max} = -M_{\min}$	
$Mm = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2}$		$Ma = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2}$	
$S_e = 0.5 \cdot S_{ut} \cdot C_s \cdot C_l \cdot C_{sup} \cdot C_c$			
$K_{fs} = 1 + q \cdot (K_{ts} - 1)$			
Variables de entrada			
T_max	709	N-m	Torque máximo
T_min	0	N-m	Torque mínimo
M_x	1615	N-m	Momento en X
M_y	1615	N-m	Momento en Y
D	75	mm	Diámetro externo
Sy	6,89E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
Sut	1,23E+09	Pa	Esfuerzo último
C_s	0,782169563	-	Factor de tamaño
C_l	1	-	Factor de carga
C_sup	0,6849	-	Factor de superficie
C_c	0,897	-	Factor de confiabilidad
K_t	2,04	-	Concentrador de esfuerzo estático flector
K_ts	2,72	-	Concentrador de esfuerzo estático de corte
q	0,9229	-	Sensibilidad a la entalla
Variables de salida			
Tm	354,5	N-m	Torque medio
Ta	354,5	N-m	Torque alterno
M_eq	2283,954903	N-m	Momento equivalente
M_max	2283,954903	N-m	Momento máximo
M_min	-2283,954903	N-m	Momento mínimo
Mm	0	N-m	Momento medio
Ma	2283,954903	N-m	Momento alterno
K_f	1,959816	-	Concentrador de esfuerzos dinámico
K_fs	2,587388	-	Concentrador de esfuerzos dinámico de corte
S_e	2,95E+08	Pa	Resistencia a la fatiga
N	2,671328153	-	Factor de seguridad

Tabla 21. Cálculos por carga estática del eje en D=60mm – Segundo caso

Carga Estática en Eje en D=60mm			
$\tau = \frac{K_{ts} \cdot T \cdot r}{J}$ $r = \frac{D}{2}$ $I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$ $J = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$ $\sigma_x = \frac{K_t \cdot M_x \cdot c}{I}$ $\sigma_y = \frac{K_t \cdot M_y \cdot c}{I}$ $c = \frac{D}{2}$ $N = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$ $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$			
Variables de entrada			
T	709	N-m	Torque
Mx	1231	N-m	Momento flector en X
My	1231	N-m	Momento flector en Y
D	60	mm	Diámetro externo
Sy	6,89E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
K _t	1,63	-	Concentrador de esfuerzo flector
K _{ts}	1,38	-	Concentrador de esfuerzos de corte
Variables de salida			
r	30	mm	Radio externo
c	30	mm	Distancia del eje neutro
I	6,36173E-07	m ⁴	Inercia del brazo
J	1,27235E-06	m ⁴	Momento polar de inercia
τ	23069685,84	Pa	Esfuerzo por torsión
σ _x	94621975,69	Pa	Esfuerzo flector en X
σ _y	94621975,69	Pa	Esfuerzo flector en Y
σ _{eq}	102712947,1	Pa	Esfuerzo flector equivalente
N	6,708	-	Factor de seguridad

Tabla 22. Cálculos por carga dinámica del eje en D=60mm – Segundo caso

Carga Dinámica en Eje en D=60mm			
$N = \frac{\pi \cdot D^3 \cdot Sy}{32 \sqrt{(M_m + \frac{Sy}{Se} \cdot K_f \cdot M_a)^2 + \frac{3}{4} (T_m + \frac{Sy}{Se} \cdot K_{fs} \cdot T_a)^2}}$			
$T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2}$		$T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2}$	
$M_{eq} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$		$M_{eq} = M_{\max} = -M_{\min}$	
$Mm = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2}$		$Ma = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2}$	
$S_e = 0.5 \cdot S_{ut} \cdot C_s \cdot C_l \cdot C_{sup} \cdot C_c$			
$K_{fs} = 1 + q \cdot (K_{ts} - 1)$			
Variables de entrada			
T_max	709	N-m	Torque máximo
T_min	0	N-m	Torque mínimo
M_x	1231	N-m	Momento en X
M_y	1231	N-m	Momento en Y
D	60	mm	Diámetro externo
Sy	6,89E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
Sut	1,23E+09	Pa	Esfuerzo último
C_s	0,799284118	-	Factor de tamaño
C_l	1	-	Factor de carga
C_sup	0,6849	-	Factor de superficie
C_c	0,897	-	Factor de confiabilidad
K_t	1,63	-	Concentrador de esfuerzo estático flector
K_ts	1,38	-	Concentrador de esfuerzo estático de corte
q	0,8774	-	Sensibilidad a la entalla
Variables de salida			
Tm	354,5	N-m	Torque medio
Ta	354,5	N-m	Torque alterno
M_eq	1740,896895	N-m	Momento equivalente
M_max	1740,896895	N-m	Momento máximo
M_min	-1740,896895	N-m	Momento mínimo
Mm	0	N-m	Momento medio
Ma	1740,896895	N-m	Momento alterno
K_f	1,552762	-	Concentrador de esfuerzos dinámico
K_fs	1,333412	-	Concentrador de esfuerzos dinámico de corte
S_e	3,01E+08	Pa	Resistencia a la fatiga
N	2,316904977	-	Factor de seguridad

Dado que, bajo el segundo escenario, se hallan resultados que son bastante diferentes al del primer escenario y además podrían llegar a tener consecuencias indeseadas, se procede a realizar una simulación en Solidworks para verificar la validez de los resultados anteriores:

Figura 28. Cargas aplicadas para simulación – Segundo caso

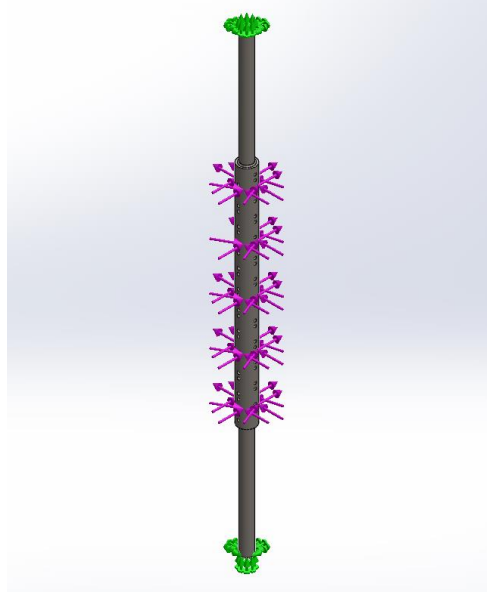


Figura 29. Deformaciones del eje para carga estática – Segundo caso

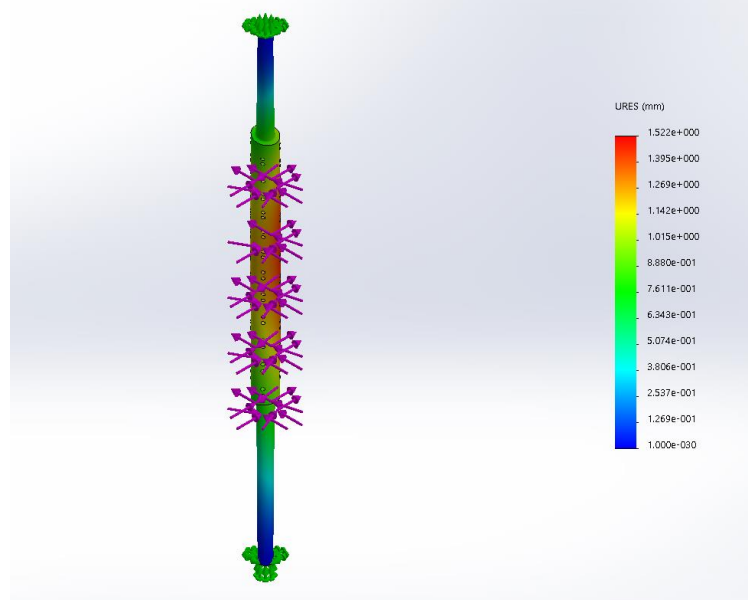
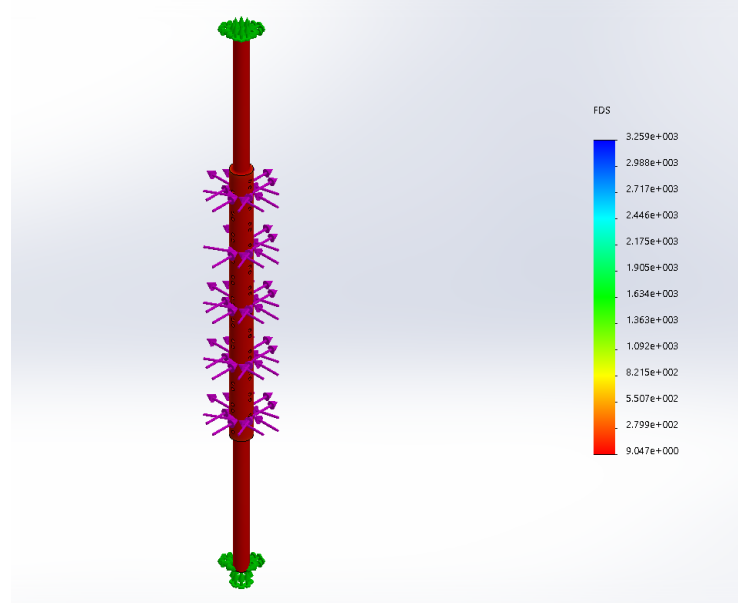


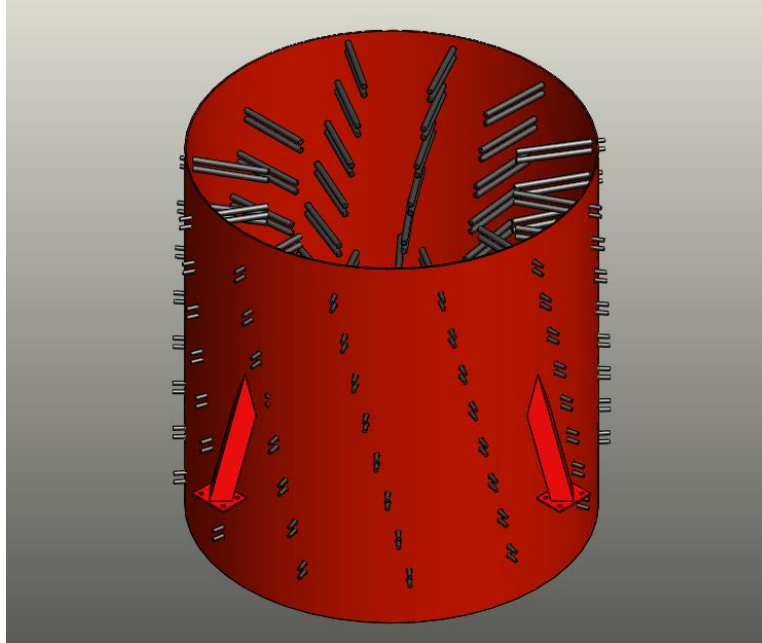
Figura 30. Factores de seguridad del eje para carga estática – Segundo caso



Tras analizar los resultados de tanto el método analítico como del método de elementos finitos, con factores de seguridad de 2.3 y 9, respectivamente, se llega a la conclusión que el material y las dimensiones seleccionadas para el eje son las adecuadas para el óptimo funcionamiento del equipo. Además, basándose en la simulación realizada en SolidWorks, se observa que el eje entregaría más rigidez al equipo para así tener una mejor operación de este. Para el detalle del eje, referirse al plano 01-07-01.

4.3.3. Tambor. El tambor posee dos funciones principales: la primera es la de contribuir al proceso de desfrutado del racimo, por lo que este también tiene brazos apernados a lo largo de su circunferencia, lo que implica que, al igual que el eje, debe tener agujeros de 9/16" para el paso de los brazos; y la segunda es la de encargarse de arrastrar los racimos a la salida del tambor, razón por la cual se distribuyen los brazos del tambor de forma helicoidal.

Figura 31. Tambor



Cómo se mencionó previamente, el tambor solamente estaría sometido a una carga torsional por parte de la acción de los brazos desfrutadores y del peso de estos; luego, se considera que la acción de estas cargas no son críticas para la integridad del tambor, por lo que la labor de este sería meramente estructural, razón por la cual se escoge un **espesor de lámina de 1/8 [in]**. Además, bajo este mismo razonamiento, se procede a escoger el material del tambor, el cual, por las bajas exigencias de carga, se procede a escoger un **acero SAE 1020**. Tanto la selección del material como del espesor serán verificadas a continuación.

Para establecer las cargas a las que está sometido el tambor, se debe realizar un proceso similar al del eje: con la longitud y ancho máximo de un racimo, determinar el número de brazos que realizan trabajo en un instante de tiempo. Si el racimo mide 535.5 [mm] de largo y 423.8 [mm] de ancho, tomando una medición directa del modelo CAD del tambor se establece que en un instante de tiempo hay 6 pares de brazos realizando trabajo, y si además se supone que hay 4 racimos dentro del tambor, se tendría un **total de 48 brazos realizando trabajo simultáneamente**.

El tambor solo se verá afectado por un efecto torsor, el cual le transmitirán los 48 brazos; para establecer el valor del momento torsor para cada brazo, se usa el diagrama de momento flector, lo que resulta en:

$$T_{\text{brazo}} = 25.31 \text{ [N-m]}$$
$$T_{\text{total}} = 48 * T_{\text{brazo}} = 1214.88 \text{ [N-m]}$$

Este torque es el que se debe simular en Solidworks, para así determinar las deformaciones y esfuerzos resultantes en el tambor. Luego de haber realizado la simulación, se obtiene lo siguiente:

Figura 32. Carga de torsión en el tambor

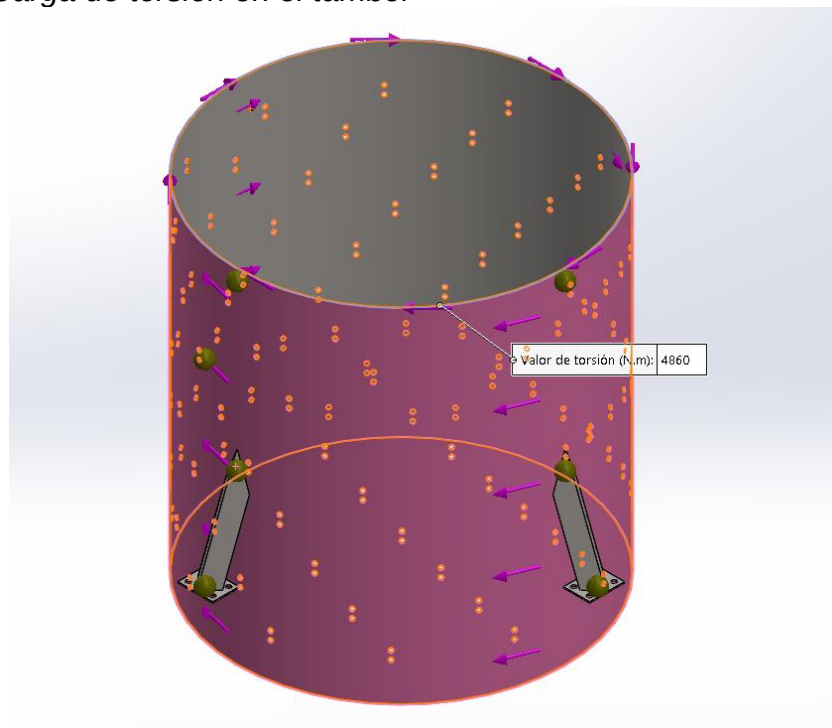


Figura 33. Factor de seguridad en el tambor

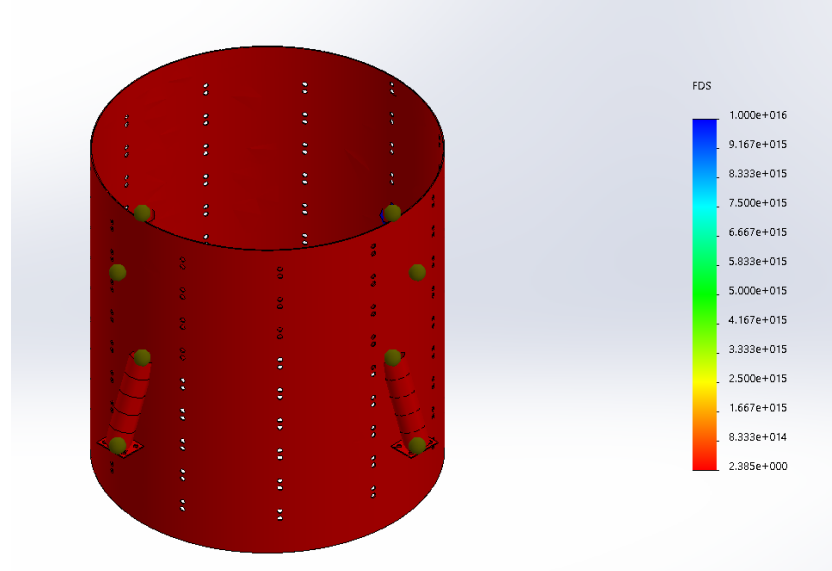
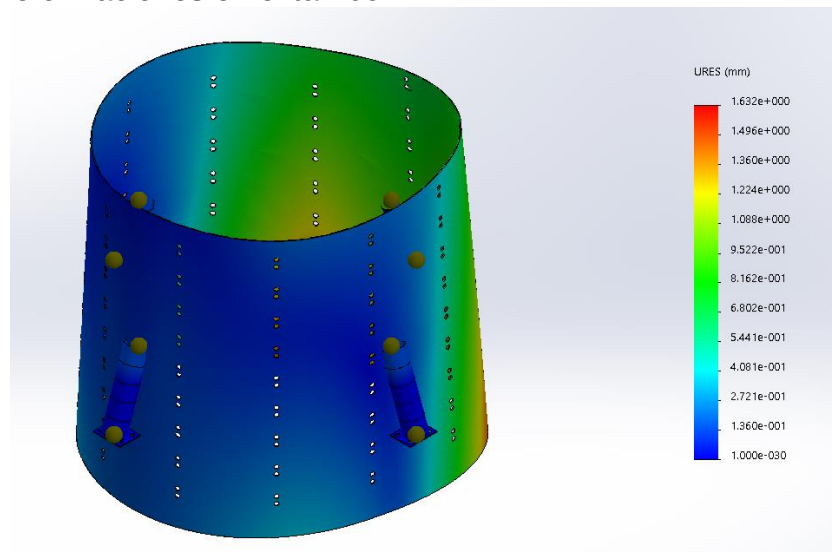


Figura 34. Deformaciones en el tambor

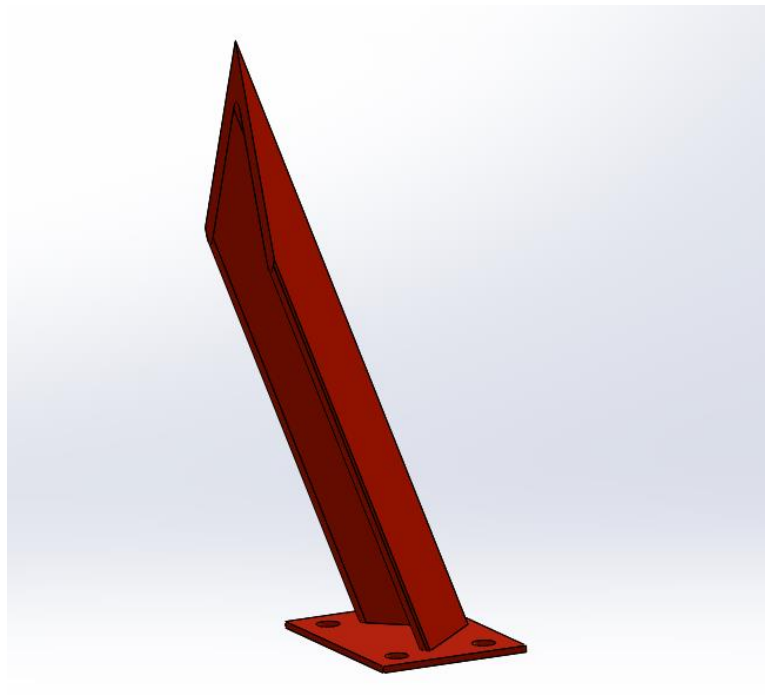


En la Figura 33 se puede observar que el factor de seguridad mínimo en el tambor está por encima de 2.3, por lo que se considera entonces que el espesor y el material seleccionados para el tambor son adecuados para que el equipo desempeñe su función de manera satisfactoria. Ahora, en la Figura 34 se pueden observar las deformaciones absolutas presentes en el tambor, y por más

escandalosa que parezca la imagen, al observar el rango de deformaciones se puede detallar fácilmente que la mayor deformación presentada en el tambor es de 1.632 [mm], por lo que nuevamente se considera que las características del tambor son las adecuadas. Para el detalle del tambor, referirse al plano 01-05-01.

4.3.4. Soportes del tambor. La única función de estos soportes es el de darle el apoyo requerido por el tambor para así unirlo al bastidor. Para el diseño de este soporte se seleccionó un ángulo de 2"x2"x1/4", de acero ASTM A36, el cual irá soldado al tambor, y una base rectangular de 3"x4"x1/8", también de acero ASTM A36, la cual posee los agujeros para los pernos.

Figura 35. Soporte del tambor



Para determinar las cargas a las que estará sometido el soporte se necesita el peso del tambor junto con todos los brazos, el cual se determina con ayuda de Solidworks, y el número de brazos del tambor que realizan trabajo en un instante de tiempo, el cual ya se determinó y resultó en 7 pares por racimo para un total de 48

brazos, suponiendo 4 racimos simultáneos; sin embargo, si se supone esta condición para los soportes, entonces al realizar la sumatoria de fuerzas estas se cancelarían, debido a la simetría de las cargas, por lo que solo se asumirán 2 racimos simultáneos separados 90 grados, lo que significa que cada racimo distribuirá su fuerza en un eje distinto. La sumatoria de fuerzas resultaría como sigue:

$$W_z = 1200 \text{ [N]}$$

$$F_{x\text{Total}} = 7 \cdot 2 \cdot 281.25 = 3937.5 \text{ [N]}$$

$$F_{x\text{Soporte}} = \frac{F_{x\text{Total}}}{4} = 985 \text{ [N]}$$

$$F_{y\text{Total}} = 7 \cdot 2 \cdot 281.25 = 3937.5 \text{ [N]}$$

$$F_{y\text{Soporte}} = \frac{F_{y\text{Total}}}{4} = 985 \text{ [N]}$$

Figura 36. Cargas sobre el soporte del tambor

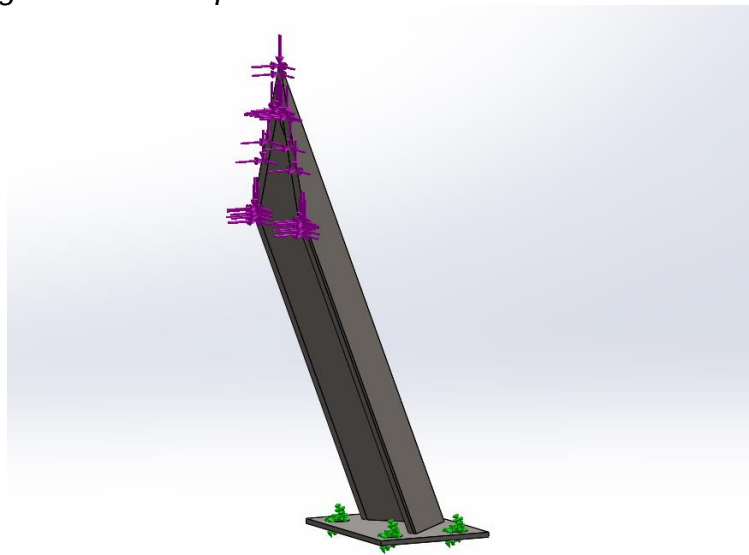


Figura 37. Esfuerzos sobre el soporte del tambor

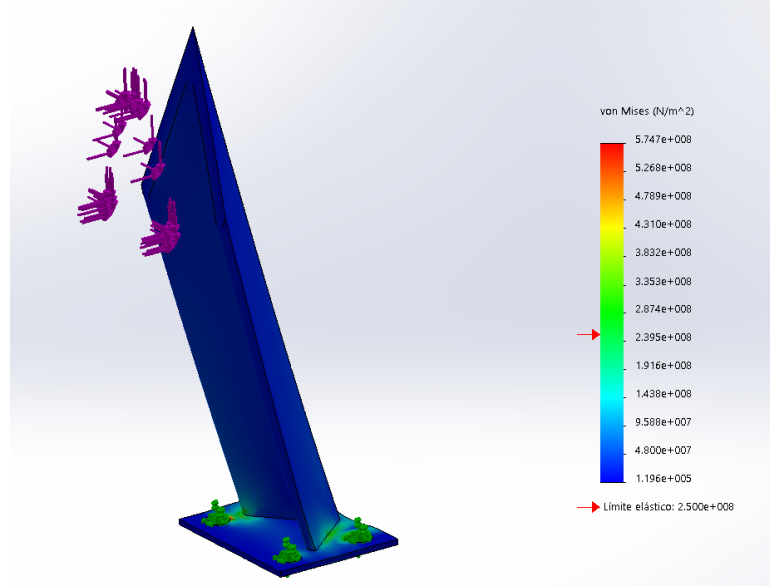
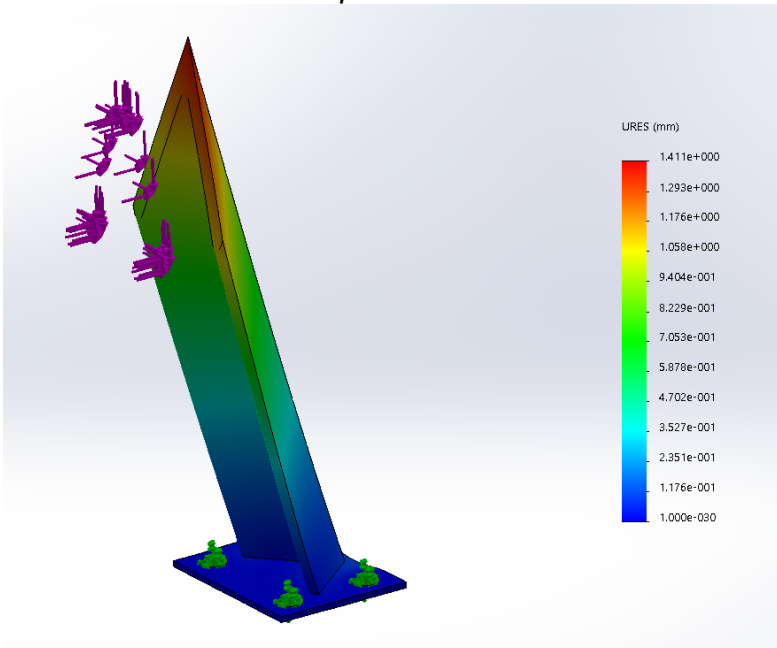


Figura 38. Deformaciones sobre el soporte del tambor

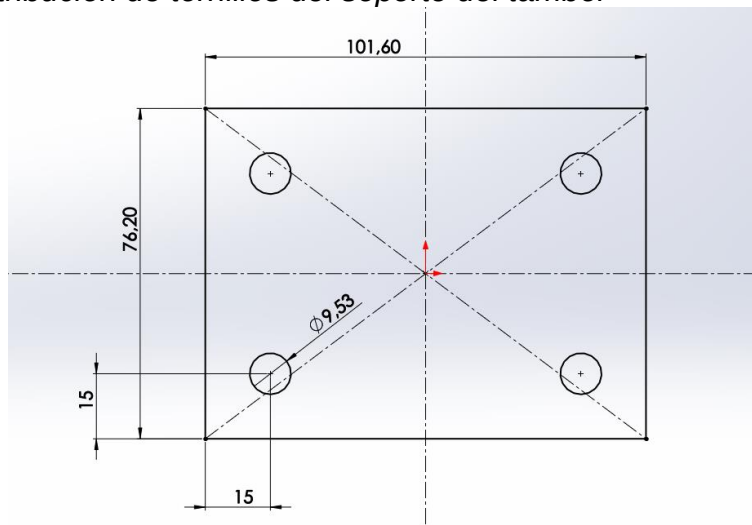


La gráfica de esfuerzos muestra que el ángulo está sometido a esfuerzos por debajo del máximo permisible, por lo que no se ve comprometida su integridad como miembro estructural, y los máximos esfuerzos se encuentran en los agujeros para

los pernos de la placa rectangular. La otra gráfica es la de deformaciones absolutas, la cual muestra de igual manera que la placa permanece prácticamente fija, que es lo que se esperaba debido al tipo de unión que esta tiene, y el ángulo en su extremo superior tiene una deformación de 1.411 [mm], lo cual tiene sentido ya que es bastante similar a la deformación presente en el tambor al cual está unido el ángulo; luego, se puede decir que el material y las dimensiones seleccionadas son admisibles. Para el detalle del soporte del tambor, referirse a los planos 01-06-00, 01-06-01 y 01-06-02.

Ahora, habiendo verificado la selección y diseño del soporte del tambor, se procede a realizar el cálculo de los tornillos necesarios para realizar la unión de este soporte junto con la estructura. Se supone que se usarán 4 tornillos de 3/8" de grado 5 SAE, distribuidos de la siguiente manera en la placa del soporte:

Figura 39. Distribución de tornillos del soporte del tambor



Con estos datos, y conociendo la dirección de las cargas y las dimensiones del ángulo, se procede a hallar, primero, el centroide de los tornillos, y luego el vector dirección del centroide al punto de aplicación de la fuerza, el cual se supone que es el punto del extremo del ángulo del soporte.

Tabla 23. Centroide de los tornillos del soporte del tambor

Centroide de tornillos			
$\bar{x} = \frac{\sum x_i \cdot A_i}{\sum A_i} \quad \bar{y} = \frac{\sum y_i \cdot A_i}{\sum A_i}$ $A=A_1=A_2=A_3=A_4$			
Variables de entrada			
x1	15	mm	
y1	15	mm	
x2	86,6	mm	
y2	15	mm	
x3	15	mm	
y3	61,2	mm	
x4	86,6	mm	
y4	61,2	mm	
A T	71,256	mm ²	Area de cada tornillo
A Total	285,024	mm ²	Area total de tornillos
Variables de salida			
X	50,8	mm	Centroide en X
Y	38,1	mm	Centroide en Y

$$\vec{r}_{C-F} = -83.7\hat{j} + 304.32\hat{k} \text{ [mm]}$$

$$\vec{F} = 3375\hat{i} + 3375\hat{j} - 1200\hat{k} \text{ [N]}$$

$$\vec{M} = \vec{r}_{C-F} \times \vec{F} = -926.64\hat{i} + 1027.08\hat{j} + 282.5\hat{k} \text{ [N-m]}$$

Tabla 24. Momentos de inercia de los tornillos del soporte del tambor

Momentos de inercia			
$I_{x-x} = 4 \cdot \left[\frac{\pi \cdot D^4}{64} + A_T \cdot y_o^2 \right]$ $I_{y-y} = 4 \cdot \left[\frac{\pi \cdot D^4}{64} + A_T \cdot x_o^2 \right]$			
Variables de entrada			
D	9,53E-03	m	Diámetro de tornillo
x_o	3,58E-02	m	Distancia al eje Y
y_o	2,31E-02	m	Distancia al eje X
A T	7,13E-05	m ²	Area de cada tornillo
A Total	2,85E-04	m ²	Area total de tornillos
Variables de salida			
Ixx	1,54E-07	m ⁴	Inercia en X
Iyy	3,67E-07	m ⁴	Inercia en Y

Ahora, conociendo estos datos, se procede a calcular los esfuerzos flectores y cortantes en los tornillos supuestos, además de sus esfuerzos totales y máximos y su respectivo factor de seguridad:

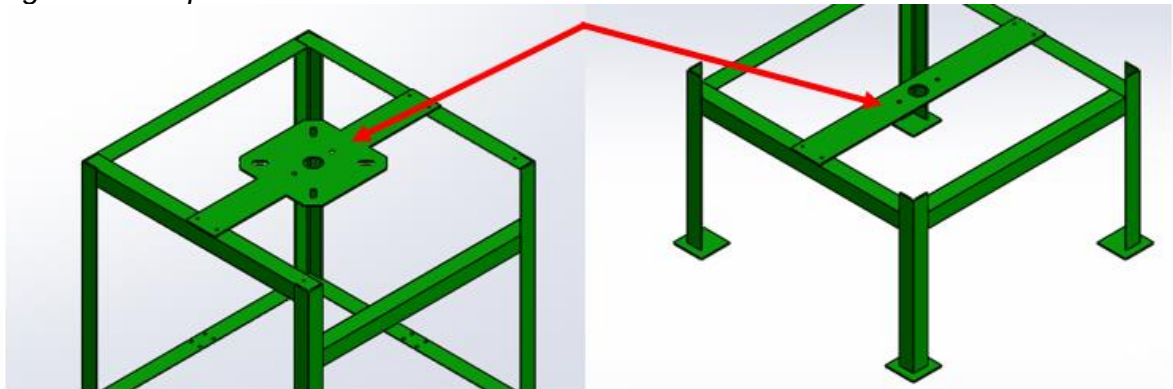
Tabla 25. Esfuerzos y factor de seguridad en tornillos del soporte del tambor

Esfuerzos en tornillos y Factor de seguridad			
$\sigma_x = \frac{M_x \cdot y_o}{I_{xx}} \quad \sigma_y = \frac{M_y \cdot x_o}{I_{yy}}$ $\sigma_T = \sigma_x + \sigma_y$ $\tau_x = \frac{F_x}{A_{Total}} \quad \tau_y = \frac{F_y}{A_{Total}}$ $\tau_{xy} = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2}$ $\sigma_{max} = \sigma_T + \sqrt{\frac{\sigma_T^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad N = \frac{Sy}{\sigma_{max}}$			
Variables de entrada			
x_o	3,58E-02	m	Distancia al eje Y
y_o	2,31E-02	m	Distancia al eje X
Ixx	1,54E-07	m ⁴	Inercia en X
Iyy	3,67E-07	m ⁴	Inercia en Y
Fx	985	N	Fuerza en X
Fy	985	N	Fuerza en Y
Mx	199,32	N-m	Momento en X
My	299,76	N-m	Momento en Y
A_T	7,13E-05	m ²	Area de cada tornillo
A_Total	2,85E-04	m ²	Area total de tornillos
Sy	634	Mpa	Esfuerzo de fluencia
Variables de salida			
σ_x	29,95	Mpa	Esfuerzo flector en X
σ_y	29,25	Mpa	Esfuerzo flector en Y
τ_x	3,46	Mpa	Esfuerzo cortante en X
τ_y	3,46	Mpa	Esfuerzo cortante en Y
σ_T	59,20	Mpa	Esfuerzo total por flexión
τ_xy	4,89	Mpa	Esfuerzo cortante en XY
σ_max	89,20	Mpa	Esfuerzo máximo
N	7,107	-	Factor de seguridad

Cómo se observa en la tabla anterior, se obtiene un factor de seguridad de 7.107, lo cual confirma que la selección del diámetro y grado de los tornillos es el apropiado para las cargas aplicadas. Se podría considerar reducir el tamaño de los tornillos utilizados, más no se considera apropiado ya que entonces serían demasiado desproporcionados comparados con el tamaño de la estructura, y además este factor de seguridad adicional permite eliminar casi que por completo cualquier posible escenario de cargas imprevistas sobre los soportes del tambor.

4.3.5. Soportes de rodamientos. Este soporte, el cual va unido al bastidor, es un componente necesario para el montaje de los rodamientos que servirán como apoyo al eje de la máquina. Dicho soporte deberá de soportar las cargas ocasionadas por las reacciones en los apoyos del eje y por el peso del eje junto con la totalidad de brazos unidos a este. Sin embargo, como se puede observar hay dos soportes de rodamientos: dado que el soporte inferior es el que posee una menor área, sobre este se realizará el análisis de esfuerzos.

Figura 40. Soporte de rodamientos



Se seleccionó, por medio de varias iteraciones y considerando principalmente el tamaño de los rodamientos, un ancho de 180 [mm], el cual es escogió basándose en las chumaceras seleccionadas, y un espesor de 1/4", y el largo es el ancho total del bastidor; el material es un **acero ASTM A36**. Conociendo el peso del eje junto con los brazos, esto con ayuda de Solidworks, y ya conocidas las reacciones en los

apoyos del eje, las cuales serían las fuerzas en X y en Y del eje para el segundo caso (divididas en dos, dado que hay dos soportes), se procede a calcular los esfuerzos y deformaciones presentes en el soporte, junto con su respectivo factor de seguridad:

$$F_x = \frac{3937.5}{2} = 1968.75 \text{ [N]}$$

$$F_y = \frac{3937.5}{2} = 1968.75 \text{ [N]}$$

$$W_z = \frac{709}{2} = 354.5 \text{ [N]}$$

La simulación se realizará con ayuda de Solidworks, y los datos de entrada y resultados obtenidos se observan a continuación:

Figura 41. Cargas sobre soporte de rodamientos

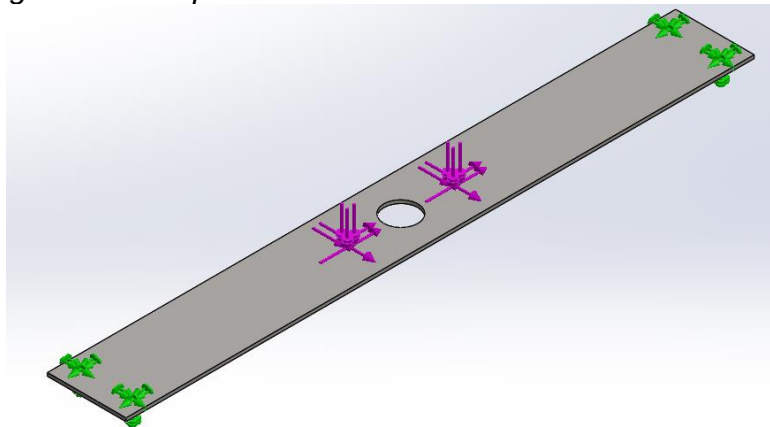


Figura 42. Deformaciones del soporte de rodamientos

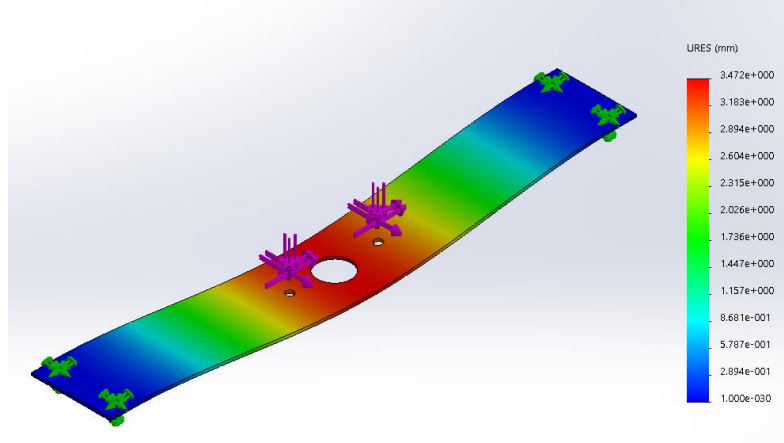
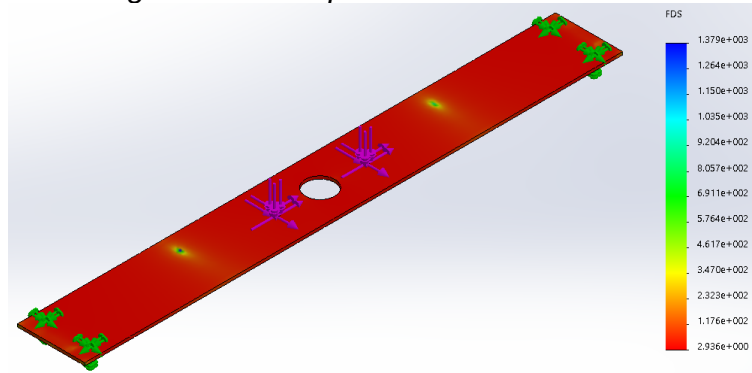


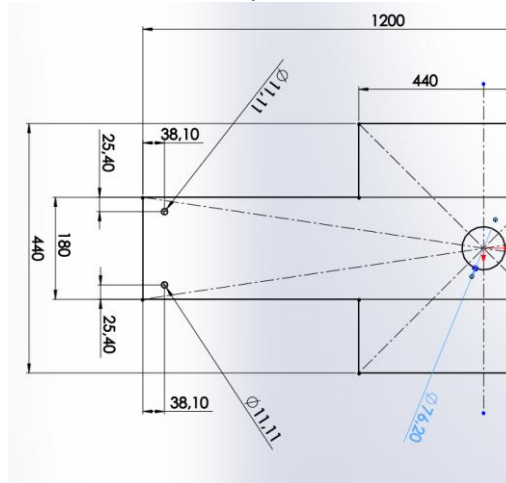
Figura 43. Factor de seguridad del soporte de rodamientos



Cómo se puede observar en los resultados obtenidos, la máxima deformación fue de 3.4mm y el factor de seguridad es de 2.9, los cuales son valores aceptables y por lo tanto se considera que el diseño del soporte de los rodamientos es adecuado. Para el detalle de los soportes de los rodamientos, referirse a los planos 01-01-02 y 01-01-03.

Ahora, se debe realizar el cálculo de los tornillos que unirán el soporte al bastidor. Se supone que serán usados tornillos de 3/8" de grado 5 SAE. Como hay simetría tanto de las cargas como de la geometría, solo se analizará la mitad del soporte; la distribución de los tornillos es la siguiente:

Figura 44. Distribución de tornillos del soporte de rodamiento



Ahora, conociendo la geometría del soporte y la dirección de las cargas, se procede a hallar el centroide de los tornillos, junto con sus momentos de inercia y el vector dirección del centroide a la carga, y finalmente se obtiene el vector de momentos:

Tabla 26. Centroide de los tornillos del soporte de rodamiento

Centroide de tornillos			
$\bar{x} = \frac{\sum x_i \cdot A_i}{\sum A_i}$		$\bar{y} = \frac{\sum y_i \cdot A_i}{\sum A_i}$	
$A=A_1=A_2=A_3=A_4$			
Variables de entrada			
x1	38,1	mm	
y1	25,4	mm	
x2	38,1	mm	
y2	124,6	mm	
A T	71,256	mm^2	Area de cada tornillo
A_Total	142,512	mm^2	Area total de tornillos
Variables de salida			
X	38,1	mm	Centroide en X
Y	75	mm	Centroide en Y

$$\vec{r}_{C-F}=460.9\hat{i} \text{ [mm]}$$

$$\vec{F}=984.4\hat{i} + 984.4\hat{j} - 177.25\hat{k} \text{ [N]}$$

$$\vec{M}=\vec{r}_{C-F} \times \vec{F}=81.7\hat{j}+453.7\hat{k} \text{ [N-m]}$$

Luego, en los tornillos existirá un esfuerzo por flexión y un esfuerzo de corte por torsión. Ahora se procede a calcular los momentos de inercia, junto con los esfuerzos y factores de seguridad:

Tabla 27. Momentos de inercia de los tornillos del soporte de rodamiento

Momentos de inercia			
$I_{x-x} = 2 \cdot \left[\frac{\pi \cdot D^4}{64} + A_T \cdot y_o^2 \right]$ $I_{y-y} = 2 \cdot \left[\frac{\pi \cdot D^4}{64} + A_T \cdot x_o^2 \right]$ $J_z = I_{x-x} + I_{y-y}$			
Variables de entrada			
D	9,53E-03	m	Diámetro de tornillo
x_o	4,61E-01	m	Distancia al eje Y
y_o	4,96E-02	m	Distancia al eje X
A_T	7,13E-05	m ²	Area de cada tornillo
A_Total	1,43E-04	m ²	Area total de tornillos
Variables de salida			
Ixx	3,51E-07	m ⁴	Inercia en X
Iyy	3,03E-05	m ⁴	Inercia en Y
Jz	3,06E-05	m ⁴	Momento polar de inercia

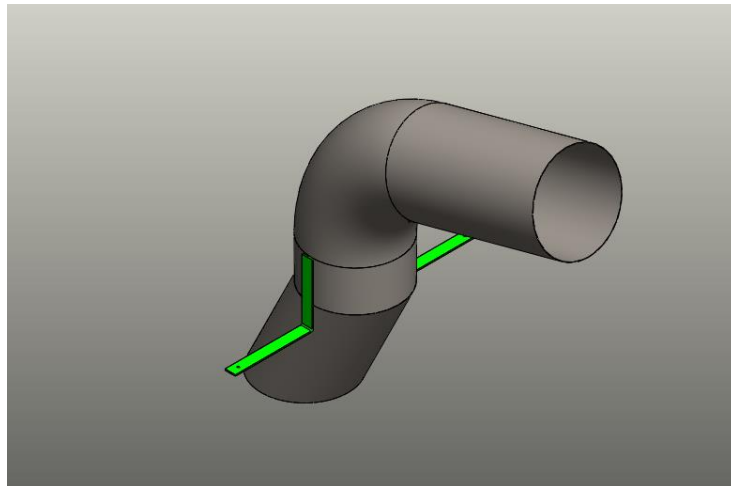
Tabla 28. Esfuerzos y factor de seguridad en tornillos del soporte de rodamiento

Esfuerzos en tornillos y Factor de seguridad			
$\sigma_y = \frac{M_y \cdot x_o}{I_{yy}}$ $\tau_s = \frac{T \cdot \rho}{J_z}$ $\tau_x = \frac{F_x}{A_{Total}}$ $\tau_y = \frac{F_y}{A_{Total}}$ $\tau_d = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2}$ $\tau_T = \sqrt{\tau_s^2 + \tau_d^2}$ $\sigma_{max} = \sigma_y + \sqrt{\frac{\sigma_y^2}{4} + \tau_T^2}$ $N = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$			
Variables de entrada			
x_o	4,61E-01	m	Distancia al eje Y
y_o	4,96E-02	m	Distancia al eje X
p	4,96E-02	m	Distancia del tornillo al centroide
Ixx	3,51E-07	m ⁴	Inercia en X
Iyy	3,03E-05	m ⁴	Inercia en Y
Jz	3,06E-05	m ⁴	Momento polar de inercia
Fx	984,4	N	Fuerza en X
Fy	984,4	N	Fuerza en Y
My	81,7	N-m	Momento en Y
T	453,7	N-m	Torque en Z
A_T	7,13E-05	m ²	Area de cada tornillo
A_Total	1,43E-04	m ²	Area total de tornillos
Sy	634	Mpa	Esfuerzo de fluencia
Variables de salida			
σ_y	1,24	Mpa	Esfuerzo flexor en Y
τ_s	0,73	Mpa	Esfuerzo cortante por torsión
τ_x	6,91	Mpa	Esfuerzo cortante en X
τ_y	6,91	Mpa	Esfuerzo cortante en Y
τ_d	9,77	Mpa	Esfuerzo cortante directo
τ_T	9,80	Mpa	Esfuerzo total por corte
σ_max	11,06	Mpa	Esfuerzo máximo
N	57,325	-	Factor de seguridad

Con el factor de seguridad de 57.3 obtenido, se demuestra que los tornillos seleccionados son más que capaces de soportar las cargas a las que están sometidos, y también casi cualquier carga inesperada.

4.3.6. Tolva. La tolva es la parte del sistema que va a permitir que el proceso se pueda desarrollar de manera continua y sin interrupciones, al recibir los RFF de la banda transportadora e introduciéndolos en el equipo. Se seleccionó que la tolva fuera circular, con un diámetro interno de 425 [mm], el cuál es lo suficientemente grande para que todos los RFF puedan ingresar sin inconvenientes, pero tampoco demasiado grande como para que se puedan orientar de manera horizontal (lo cual dificultaría el funcionamiento del equipo).

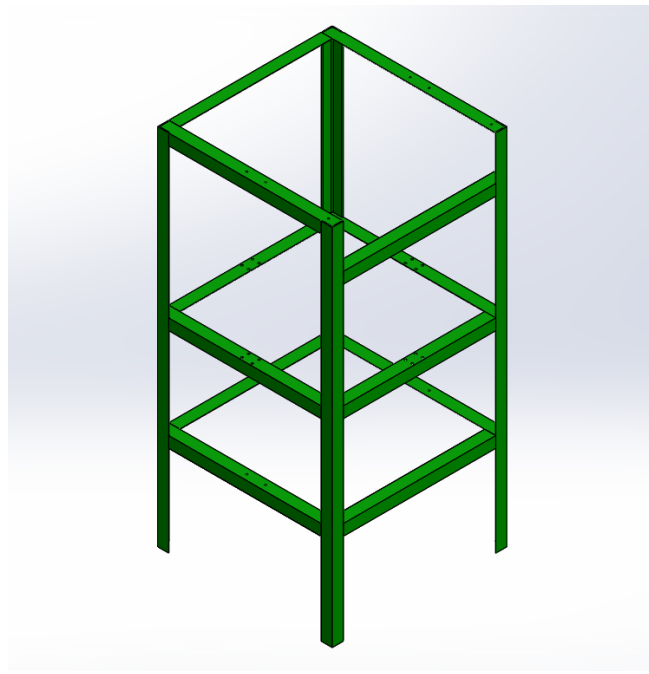
Figura 45. Tolva



Para la construcción de la tolva se seleccionó un acero SAE 1020 en lámina calibre 16 (1.52mm). Además, esta tendrá dos soportes en sus costados los cuales estarán apernados al bastidor y soldados a la tolva; se seleccionó una platina de 2"x0.25" para los soportes, soldadura 6013 para unirlos a la tolva y tornillos de 3/8" grado 5 para unirlos al bastidor. Para el detalle de la tolva, referirse a los planos 01-01-05 y 01-01-06.

4.3.7. Bastidor. El bastidor es el componente encargado de soportar, principalmente, el conjunto eje-tambor junto con la totalidad de los brazos desfrutadores, procurando siempre garantizar la estabilidad de todo el equipo para una operación silenciosa y segura. Las dimensiones del bastidor dependen, como es usual, de los componentes principales de la máquina (eje y tambor), lo cual resultó en un bastidor con dimensiones 1200x1200x2500 [mm]. El bastidor será fabricado con ángulo de 3"x3"x1/4" y de acero estructural ASTM A36, y como bases para aumentar su estabilidad se utilizó lamina de 1/4" y dimensiones 150x150 [mm], también de acero ASTM A36. Para el detalle del bastidor y la estructura, referirse a los planos 01-01-00, 01-01-01 y 01-01-04.

Figura 46. Bastidor



El bastidor por sí solo no está sometido a ninguna carga, pero ya que en este está soportado tanto el tambor como el eje por medio de los rodamientos, cargas de estos componentes son reflejadas sobre el bastidor, y dichas cargas estarán aplicadas en todos los puntos donde haya unión entre el bastidor y los demás componentes, ya sea en uniones apernadas o soldadas —para este caso solo serán

uniones apernadas. A continuación, se observan las cargas aplicadas sobre el bastidor y el efecto de estas sobre el mismo:

Figura 47. Cargas sobre el bastidor

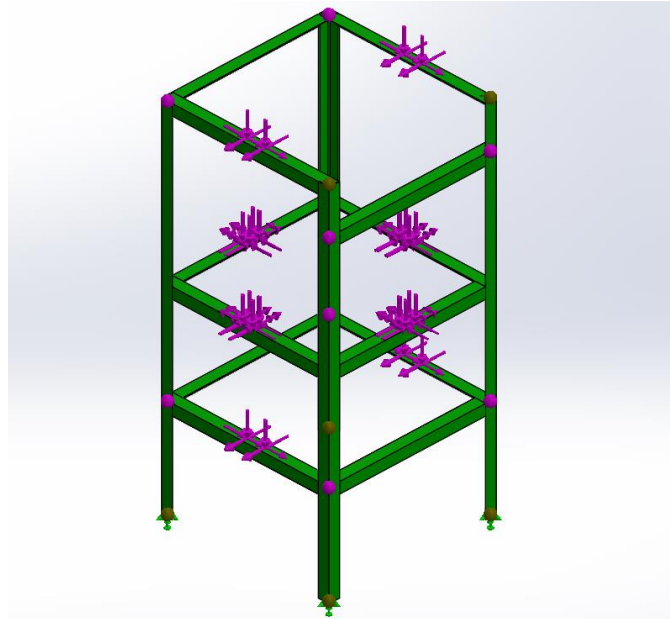


Figura 48. Deformaciones en el bastidor

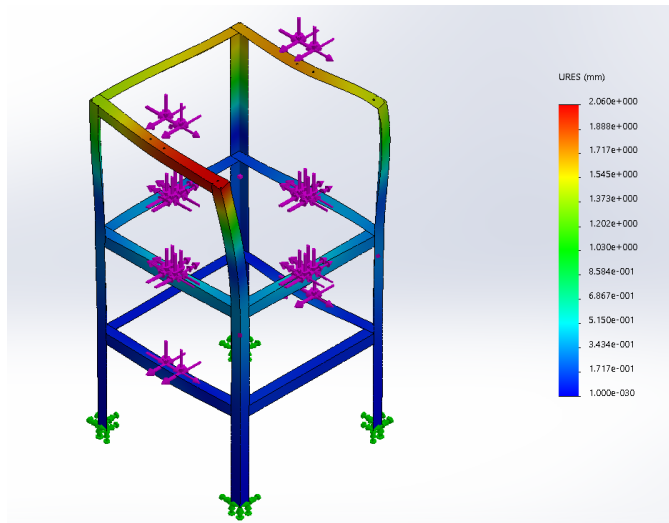
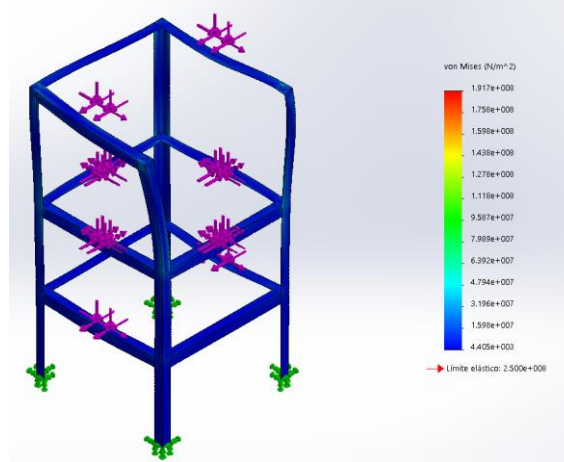


Figura 49. Esfuerzos sobre el bastidor



Se observa que la máxima deformación fue de 2mm y el máximo esfuerzo de 191Mpa, por lo que se puede concluir que la selección del material y el tipo de perfil fue la apropiada para el equipo. Del mismo análisis se obtuvo un factor de seguridad de 1.3, pero se opta por usar los resultados de Von Mises para determinar el correcto diseño del equipo.

Para la simulación se consideró que todos los componentes estaban sometidos a una unión rígida entre ellos, pero esto no es del todo cierto. Los distintos componentes del bastidor estarán soldados entre ellos, al igual que otros componentes del equipo (como las aletas al eje), para así garantizar que el sistema sea estable y tenga cierto grado de rigidez. Para la selección de la soldadura se utilizó como referencia el catálogo de soldadura de Lincoln Electric²¹, y también se consultó a un soldador con experiencia en el sector. Con base en el catálogo y la recomendación del soldador experto, se seleccionó que para todas las soldaduras aplicadas al equipo desraquitizador se utilizarían **electrodos revestidos E6013, aplicados por el método SMAW**, los cuales son recomendados para aplicaciones en lámina, perfiles, solera, placa y tubo para estructuras.

²¹ LINCOLN ELECTRIC. Catálogo de soldadura. [En línea]. México, 2019. [Consultado: 4 de septiembre de 2019]. Disponible en: <https://www.lincolnelectric.com/es-mx/support/Documents/catalogo-2019.pdf>

4.4. CÁLCULO DE POTENCIA Y SELECCIÓN DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN

4.4.1. Potencia requerida. La potencia que se requiere para cumplir la función de desfrutado, omitiendo las distintas perdidas en el sistema, se obtiene con el torque al que se somete el eje en el primer caso de análisis, junto con su velocidad angular, así:

$$POT_{req} = T \cdot \omega = 1418 \cdot 5.24$$
$$POT_{req} = 7.425 \text{ [kW]} = 9.96 \text{ [HP]}$$

4.4.2. Selección de motorreductor. Usando como guía el catálogo general de selección de RAMFE22, se procede a realizar los cálculos necesarios para poder seleccionar el motorreductor adecuado para el equipo.

➤ Naturaleza de carga según el tipo de aplicación: En la página A3 del catálogo de RAMFE se observan las distintas naturalezas de carga, y se selecciona la de molinos como que más se asemeja al tipo de operación del presente equipo.

Tabla 29. Naturaleza de carga de motorreductor

MOLINOS: DE MARTILLOS, PÉNDULOS, PELDAÑOS	
Referencia de carga	3 a 10 horas
P (Pesada)	II

➤ Factor de servicio para obtener el factor de servicio se requieren de distintos factores para el motorreductor, En la siguiente figura se observan los factores seleccionados:

²² RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE>

Figura 50. Factor de servicio para motorreductor

3.5.1 Factor de servicio para reductores Sinfin corona:

Factor s_1

TABLA No.2

NATURALEZA DE LA CARGA DE LA MAQUINA ACCIONADA		DURACION DEL FUNCIONAMIENTO horas / día (h / d)				
REF	DESCRIPCION	2	4	8	16	24
U	UNIFORME	0.67	0.85	1	1.25	1.6
M	MEDIA	0.85	1.06	1.25	1.6	2
P	PESADA	1	1.25	1.5	1.9	2.36

Factor s_2

TABLA No.3

NATURALEZA DE LA CARGA DE LA MAQUINA ACCIONADA		FRECUENCIA DE ARRANQUES arranques / hora (arr / h)							
REF	DESCRIPCION	4	8	16	32	63	125	250	500
U	UNIFORME	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4	1.5
M	MEDIA	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4
P	PESADA	1	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32

Factor por temperatura para reductores sinfin corona:

Factor f_t

TABLA No.4

Temperatura ambiente °C	Duración del funcionamiento por hora [%]				
	100	80	60	40	20
40	1.35	1.25	1.15	1	0.76
50	1.6	1.5	1.4	1.2	0.9
60	1.85	1.73	1.62	1.38	1.04
70	2.13	2	1.88	1.6	1.21

Fuente: RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCION-DE-REDUCTORES-SINFIN-CORONA-RAMFE>

Con estos factores, se procede a determinar el factor de servicio y el factor de temperatura:

$$f_s = s_1 * s_2 = 1.5 * 1$$

$$f_s = 1.5$$

$$f_t = 1.35$$

Luego, como el factor de servicio es mayor que el de temperatura, entonces será el primero el que se use para escoger el motorreductor. Ahora, se busca en el catálogo un motorreductor Sinfín-corona que entregue un torque mínimo 1418 [N-m] y tenga una salida de alrededor de 50 [rpm] y un factor de servicio igual a 1.5 o superior. El motorreductor seleccionado fue el siguiente:

Figura 51. Selección inicial del motorreductor

Kw / Hp 11.2 / 15 - Frame - Polos 132 - 4																				
SG05	89.01	973.31	81	19.66	1.4	2305 D0C A23														
	80.39	1077.77	81	21.77	1.2	2305 D0D A23														
	71.99	1203.52	81	24.31	1.1	2305 D0E A23														
	64.29	1347.59	81	27.22	1.0	2305 D0F A23														
SG06	122.81	757.74	87	14.25	2.9	2306 C0C A23														
	102.40	908.75	87	17.09	2.4	2306 C0D A23														
	95.47	974.69	87	18.33	2.3	2306 C0E A23														
	86.16	1079.97	87	20.31	2.1	2306 C0F A23														
	78.37	1187.38	87	22.33	1.9	2306 C0G A23														
	71.17	1307.56	87	24.59	1.8	2306 C0H A23														
	64.41	1444.75	87	27.17	1.6	2306 C0I A23														
	51.79	1590.24	77	33.79	1.4	2306 G0C A23														
	43.19	1906.97	77	40.52	1.2	2306 G0D A23														
	40.26	2045.80	77	43.47	1.1	2306 G0E A23														
	36.34	2266.53	77	48.16	1.0	2306 G0F A23														
	70.94	1326.89	88	24.67	2.9	2307 C0G A23														
SG07	60.47	1432.74	81	28.94	2.7	2307 G0C A23														
	44.96	1926.82	81	38.92	2.0	2307 G0D A23														
	40.12	2159.50	81	43.62	1.8	2307 G0E A23														
	34.11	2540.21	81	51.31	1.5	2307 G0F A23														
	31.88	2717.95	81	54.90	1.4	2307 G0G A23														
	29.03	2984.29	81	60.28	1.3	2307 G0H A23														
	26.50	3268.96	81	66.03	1.2	2307 G0I A23														
	24.25	3572.93	81	72.17	1.1	2307 G0J A23														
	22.09	3921.96	81	79.22	1.0	2307 G0K A23														
	20.06	3625.83	68	87.24	1.0	2307 K0E A23														
<table> <tr> <td>n_2</td><td>M_2</td><td>η</td><td>$i_{trans.}$</td><td>F_s</td><td colspan="2">Codigo</td></tr> <tr> <td>[1/min]</td><td>[Nm]</td><td>[-]</td><td>[-]</td><td>[-]</td><td colspan="2">Equipo</td></tr> </table>							n_2	M_2	η	$i_{trans.}$	F_s	Codigo		[1/min]	[Nm]	[-]	[-]	[-]	Equipo	
n_2	M_2	η	$i_{trans.}$	F_s	Codigo															
[1/min]	[Nm]	[-]	[-]	[-]	Equipo															

Fuente: RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCION-RAMFE>

Ahora, se procede a verificar el factor de servicio de operación del motorreductor seleccionado:

$$f_{sop} = \frac{M_{admisible}}{M_{aplicación}} = \frac{M_2 \cdot f_{sgm}}{M_{aplicación}}$$

$$f_{sop} = \frac{1444.75 \cdot 1.6}{1418} = 1.63$$

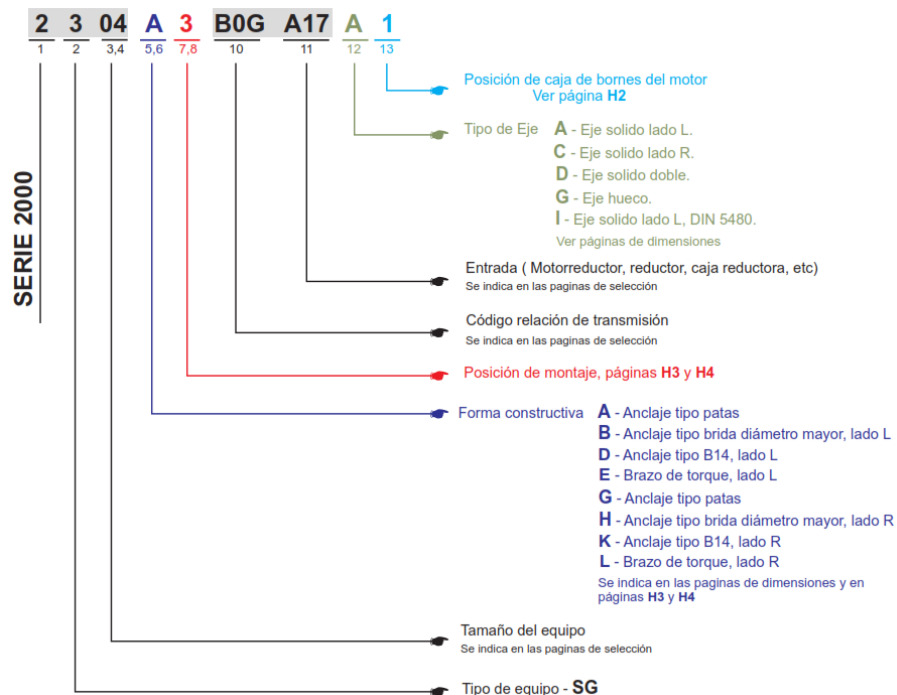
$$f_{sop} > f_s$$

Dado que el factor de servicio de operación es mayor al factor de servicio requerido por la aplicación, entonces el motorreductor seleccionado operará de manera satisfactoria.

➤ Motorreductor seleccionado

RAMFE 2306 B3 C0I A23 G 2

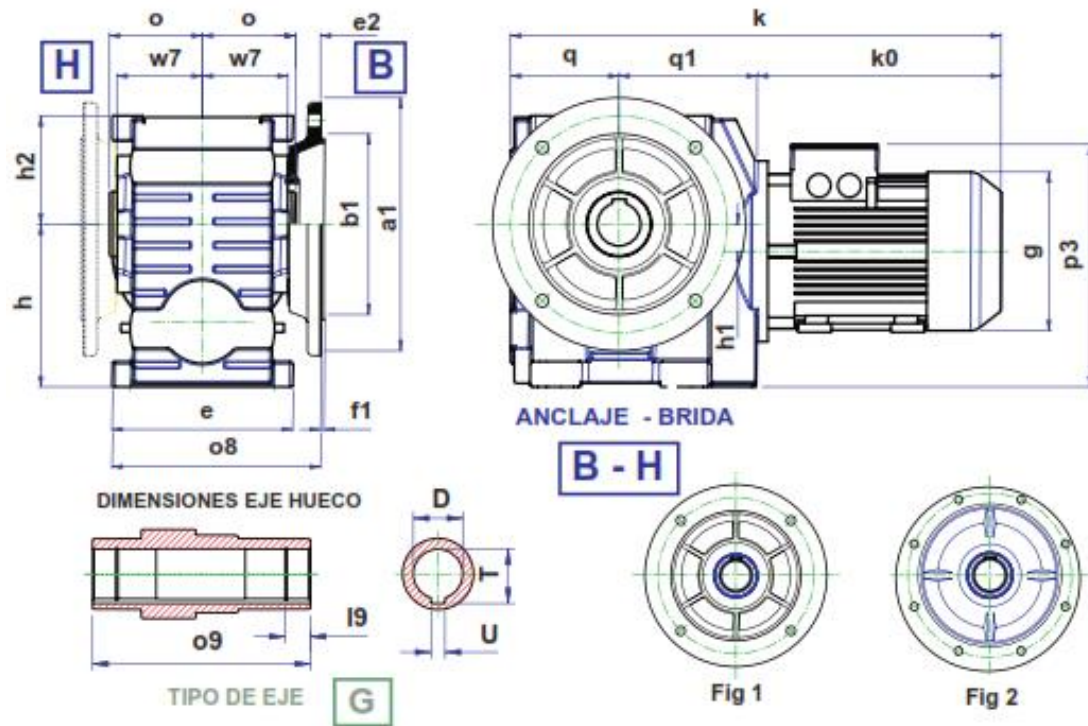
Figura 52. Designación de motorreductores RAMFE



Fuente: RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE>

En la siguiente figura se muestra el motorreductor seleccionado junto con sus cotas y las del eje hueco:

Figura 53. Cotas del motorreductor



Fuente: RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE>

Tabla 30. Dimensiones del motorreductor

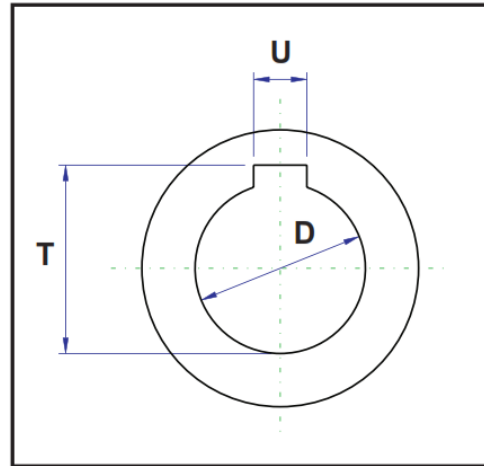
TAMANO	Motor	a1	b1 f1	D o9	e	e1	e2	g	h h2	h1	k	k0	I9	o	o8	p3	q	q1	s1	T U	w7
SG06	90	360	250	60	250	300 Fig1	36	181	225	38	626	281	30	129	289	384	150	195	19	64.6	119
	112							227			678	333				411					
	132							266			756	411				446					
	160		4	257				320	150		864	519				469			460	18	

Fuente: RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE>

Figura 54. Dimensiones normalizadas en los ejes huecos de los reductores

D (H7)	T	U
20	22.5	1/4"
28	31.3	5/16"
30	33.5	5/16"
35	38.5	3/8"
38	41.3	3/8"
40	43.3	3/8"
42	45.5	1 / 2"
45	48.5	9 / 16"
48	52	9 / 16"
50	54	9 / 16"
55	59.5	5/8"
60	64.4	3 / 4"
65	69.5	3 / 4"
70	74.9	7 / 8"
75	79.9	7 / 8"
85	91	1"
90	95.5	1"
95	101	1 – 1/8"
100	105.5	1 – 1/8"

Nota : Para eje diferenciado MRS 112 (42 – 45), U = 1/2" y T = 48.5.



Fuente: RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE>

Ya entonces se tiene la caracterización completa del motorreductor escogido, y además se tiene la información necesaria para realizar el chavetero en el eje principal del equipo.

4.4.3. Selección de rodamientos. Ya teniendo las dimensiones del eje junto con las cargas a las que estará sometido, se procede a realizar la selección de los rodamientos que servirán de apoyo al eje. Las siguientes fórmulas son utilizadas, las cuales fueron obtenidas del catálogo de selección de rodamientos de SNR²³:

$$L_{10h} = 500 * f_h^p$$

$$f_h = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{p}}$$

$$P = V * R$$

$$C = P * \frac{f_h}{f_n}$$

²³ SNR. Catálogo general de industria [Catálogo]. México, 2009. 695 p.

Donde,

L_{10h} : Vida en horas del rodamiento

f_h : Factor de vida, obtenido por catálogo

f_n : Factor de velocidad

p : 3 para rodamiento de bolas y $\frac{10}{3}$ para rodamiento de rodillos

n : RPM

V : Carga radial

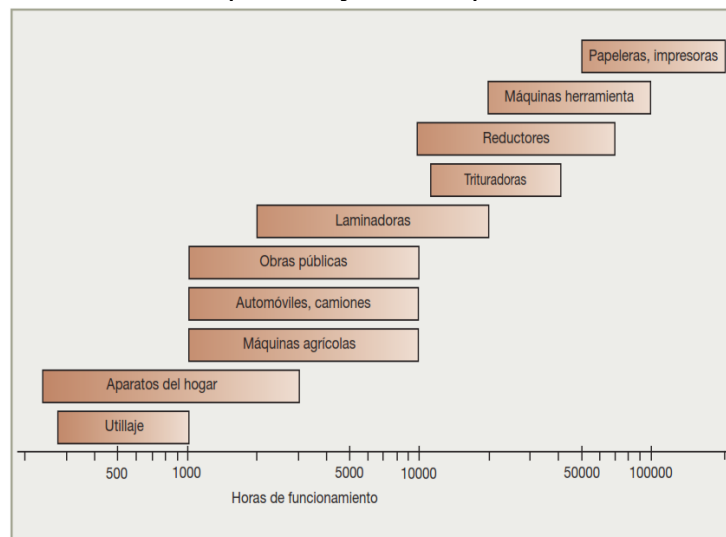
R : Constante de la pista (1 para pista interna, 1.2 para pista externa)

P : Carga dinámica equivalente

C : Carga dinámica

Lo primero es determinar la vida requerida según las condiciones de operación a las cuales estará sometido el rodamiento. En la Figura 55 se observa la selección, lo que conlleva a una selección de 12000 horas como vida requerida para el rodamiento:

Figura 55. Aplicaciones en maquinaria y vida requerida



Fuente: SNR. Catálogo general de industria [Catálogo]. México, 2009, p. 67.

Primero, se obtienen los factores de vida y de velocidad:

$$\rho=3$$

$$L_{10h}=500*f_h^\rho$$

$$12000=500*f_h^3$$

$$f_h=2.8845$$

$$f_n=\left(\frac{33,3}{n}\right)^{\frac{1}{\rho}}=\left(\frac{33,3}{64.41}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$f_n=0.8026$$

Ahora se calcula la carga dinámica equivalente, la cual depende de las fuerzas a las que se somete el eje en el segundo caso:

$$V=\sqrt{F_x^2+F_y^2}=\sqrt{2461^2+2461^2}$$

$$V=3480 \text{ [N]}$$

$$R=1$$

$$P=V*R=3480 \text{ [N]}$$

$$C=P*\frac{f_h}{f_n}=3480*\frac{2.8845}{0.8026}$$

$$C=12507 \text{ [N]}$$

Habiendo obtenido la carga dinámica, se procede al catálogo para buscar que rodamiento junto con su respectivo soporte autoalineante de tipo pared, con diámetro interno de 60 [mm] y carga dinámica de 12507 [N], está disponible. La selección realizada fue la siguiente:

- Conjunto soporte-rodamiento: **SNR UCFLE212**
- Cuerpos de soportes: **SNR FLE212**
- Rodamiento inserto: **SNR UC212G2**

Las características del rodamiento seleccionado se pueden verificar en el Anexo A.

4.4.4. Datos finales de operación del equipo. Ya previamente se habían calculado los parámetros esperados de operación del equipo, más sin embargo tras haber realizado la selección de todos los componentes, estos parámetros iniciales deben ser modificados levemente ya que de lo contrario no se adaptarían a los materiales, componentes y equipos que están disponibles en el mercado, y que son necesarios para la presente máquina. Los datos finales de operación son, entonces, recalculados.

➤ RPM del eje. Las RPM fueron calculadas inicialmente por el método de energías, lo cual dio un valor inicial de 50 [RPM]; sin embargo, luego de realizar la selección del motorreductor, el valor final de las RPM del eje será de **64.41 [RPM]**.

➤ Potencia requerida. Con el nuevo valor de las RPM del eje se debe recalcular la potencia requerida por el sistema, el cual tendrá el mismo torque que en el cálculo anterior; entonces:

$$\begin{aligned} \text{POT}_{\text{req}} &= T \cdot \omega = 1418 \cdot 6.745 \\ \text{POT}_{\text{req}} &= 9.56 \text{ [kW]} = 12.82 \text{ [HP]} \end{aligned}$$

Ahora, como la nueva potencia requerida es menor a la máxima potencia que puede suministrar el motorreductor seleccionado, entonces queda confirmado que el motorreductor seleccionado es el adecuado para el presente equipo.

5. PROCESO DE MANUFACTURA Y PRESUPUESTO

En el presente capítulo se presentarán las hojas de ruta necesarias para la fabricación de cada componente y su posterior ensamble dentro de subsistemas y finalmente del equipo final. Además del proceso de fabricación y ensamble, también se presentará un presupuesto estimado para la fabricación del equipo desraquitizador.

5.1. HOJAS DE RUTA

➤ Eje

Tabla 31. Hoja de ruta del eje

 Universidad Industrial de Santander		HOJA DE RUTA				Hoja 01/08	
Entidad:	UIS	Operario:	Ramón Herrera	Producto:	Eje	Fecha:	26/07/2019
N° Plano	01-07-01	Supervisor:	Andrés Gómez	Material:	Eje acero 4340 de 2-7/8"	Cantidad	1
FASE	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN	CANTIDAD DE OPERACIONES	MÁQUINA	PREPARACIÓN DE HERRAMIENTAS	T. Preparación [min]	T. Operación [min]
1	Refrentado	Garantizar perpendicularidad en ambas caras del eje	2	Torno	Situar eje en el torno, preparar el inserto y el portaherramienta	5	2
2	Marcado	Medir y marcar puntos donde el eje debe tener agujeros	48	Manual	Preparar martillo y centropunto	1	0,5
3	Cilindrado externo	Definir medidas del plano	1	Torno	Situar eje en el torno, preparar el inserto y el portaherramienta	5	15
4	Taladrado	Agujeros de 1/4", 3/8" y 9/16"	48	Taladro de árbol	Alistar brocas de 1/4", 3/8" y 9/16". Preparar taladrina y apoyo para el eje	2	2
5	Fresado	Chavetero	1	Fresa	Situar eje en la fresa y preparar herramienta de corte	5	10
TOTAL						18	149
OBSERVACIONES		El tiempo de operación es por cada operación, no por el total					

➤ Aleta eje

Tabla 32. Hoja de ruta de aleta del eje

 Universidad Industrial de Santander		HOJA DE RUTA				Hoja 02/08	
Entidad:	UIS	Operario:	Ramón Herrera	Producto:	Aleta del eje	Fecha:	26/07/2019
N° Plano	01-07-03	Supervisor:	Andrés Gómez	Material:	Platina de 3"x1/4"	Cantidad	4
FASE	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN	CANTIDAD DE OPERACIONES	MÁQUINA	PREPARACIÓN DE HERRAMIENTAS	T. Preparación [min]	T. Operación [min]
1	Corte	Cortar la platina de las dimensiones indicadas	1	Plasma	Conectar el equipo al compresor y montar la platina	2	1
2	Pulido	Remover rebabas en los extremos de la platina	2	Pulidora	Sujetar la platina, alistar disco abrasivo	1	2
TOTAL						3	5
OBSERVACIONES		El tiempo de operación es por cada operación, no por el total					

➤ Brazo

Tabla 33. Hoja de ruta del brazo

 Universidad Industrial de Santander		HOJA DE RUTA				Hoja 03/08	
Entidad:	UIS	Operario:	Ramón Herrera	Producto:	Brazo	Fecha:	26/07/2019
N° Plano	01-05-02 01-07-02	Supervisor:	Andrés Gómez	Material:	Varilla 3/4"-SAE 1045	Cantidad	248
FASE	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN	CANTIDAD DE OPERACIONES	MÁQUINA	PREPARACIÓN DE HERRAMIENTAS	T. Preparación [min]	T. Operación [min]
1	Cilindrado externo	Diámetro de 3/4" a 1/2"	1	Torno	Situar la varilla, preparar el inserto y el portaherramienta	2	2
2	Chaflanado	45°x1mm	2	Torno	Situar la varilla, preparar el inserto y el portaherramienta	2	1
3	Roscado	UN-C-1/2"-13	1	Rodillos de roscado	Escoger los rodillos según el diámetro y paso de rosca	1	0,2
4	Doblado	Bajar el extremo 2mm, con punto de dobléz a 30mm	1	Prensa hidráulica	Situar la varilla y el molde para el dobléz	1	1
TOTAL						6	5,2
OBSERVACIONES		El tiempo de operación es por cada operación, no por el total					

➤ Tambor

Tabla 34. Hoja de ruta del tambor

 Universidad Industrial de Santander		HOJA DE RUTA				Hoja 04/08	
Entidad:	UIS	Operario:	Ramón Herrera	Producto:	Tambor	Fecha:	26/07/2019
N° Plano	01-05-01	Supervisor:	Andrés Gómez	Material:	Lámina 1/8" SAE 1020	Cantidad	1
FASE	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN	CANTIDAD DE OPERACIONES	MÁQUINA	PREPARACIÓN DE HERRAMIENTAS	T. Preparación [min]	T. Operación [min]
1	Corte	Obtener dimensiones 1x2,9845m	1	Plasma	Conectar el equipo y montar archivo DXF	5	5
2	Punzonado	Agujeros 9/16"	200	Punzón CNC	Conectar el equipo y montar archivo DXF	5	0,1
3	Doblado	Doblez cilíndrico	1	Dobladora	Situar la lámina en el centro de la dobladora	1	15
4	Soldado	Soldar los dos extremos resultantes del doblado	1	Soldador MIG	Conectar electrodo, conectar masa a la lámina y dar paso a gas protector	5	30
TOTAL						16	70
OBSERVACIONES		El tiempo de operación es por cada operación, no por el total					

➤ Soporte tambor

Tabla 35. Hoja de ruta del soporte del tambor

 Universidad Industrial de Santander		HOJA DE RUTA				Hoja 05/08	
Entidad:	UIS	Operario:	Ramón Herrera	Producto:	Soporte del tambor	Fecha:	26/07/2019
N° Plano	01-06-00	Supervisor:	Andrés Gómez	Material:	Ángulo de 2" - ASTM A36	Cantidad	4
FASE	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN	CANTIDAD DE OPERACIONES	MÁQUINA	PREPARACIÓN DE HERRAMIENTAS	T. Preparación [min]	T. Operación [min]
1	Corte	Cortar el ángulo de las dimensiones indicadas	1	Plasma	Conectar el equipo al compresor y montar el ángulo	5	5
2	Corte	Cortar la base de las dimensiones indicadas	1	Plasma	Conectar el equipo al compresor y montar la platina	5	2
3	Pulido	Remover rebabas en ángulo y base	2	Pulidora	Sujetar la pieza, alistar disco abrasivo	1	2
4	Taladrado	Agujeros de 7/16"	4	Taladro de árbol	Alistar brocas. Preparar taladrina y apoyo para la platina	2	2
5	Soldado	Soldar el ángulo con la base	1	Soldador MIG	Conectar electrodo, conectar masa a la lámina y dar paso a gas protector	5	10
TOTAL						18	29
OBSERVACIONES		El tiempo de operación es por cada operación, no por el total					

➤ Soporte rodamientos

Tabla 36. Hoja de ruta del soporte del tambor

 Universidad Industrial de Santander		HOJA DE RUTA				Hoja 06/08	
Entidad:	UIS	Operario:	Ramón Herrera	Producto:	Soporte del rodamiento	Fecha:	26/07/2019
N° Plano	01-01-02 01-01-03	Supervisor:	Andrés Gómez	Material:	Platina de 1/4"	Cantidad	2
FASE	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN	CANTIDAD DE OPERACIONES	MÁQUINA	PREPARACIÓN DE HERRAMIENTAS	T. Preparación [min]	T. Operación [min]
1	Corte	Cortar la platina de las dimensiones indicadas	1	Plasma	Conectar el equipo al compresor y montar la platina	2	3
2	Pulido	Remover rebabas en los extremos de la platina	2	Pulidora	Sujetar la platina, alistar disco abrasivo	1	2
3	Taladrado	Agujeros de 7/16"	4	Taladro de árbol	Alistar brocas. Preparar taladrina y apoyo para la platina	2	2
4	Taladrado	Agujero del eje de 3-1/4"	1	Taladro de árbol	Alistar copa-sierra de 3-1/4". Preparar taladrina y apoyo para la platina	2	2
TOTAL						7	17
OBSERVACIONES		El tiempo de operación es por cada operación, no por el total					

➤ Tolva

Tabla 37. Hoja de ruta de la tolva

 Universidad Industrial de Santander		HOJA DE RUTA				Hoja 07/08	
Entidad:	UIS	Operario:	Ramón Herrera	Producto:	Tolva	Fecha:	26/07/2019
N° Plano	01-01-05	Supervisor:	Andrés Gómez	Material:	Lámina Cal. 16 - SAE 1020	Cantidad	1
FASE	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN	CANTIDAD DE OPERACIONES	MÁQUINA	PREPARACIÓN DE HERRAMIENTAS	T. Preparación [min]	T. Operación [min]
1	Corte	Cortar cada sección desplegada	4	Guillotina	Ajustar guías de la guillotina	5	1
2	Doblado	Doble cilíndrico	4	Dobladora	Situar la lámina en el centro de la dobladora	4	10
3	Soldado	Soldar cada sección por separado	4	Soldador MIG	Conectar electrodo, conectar masa a la pieza y dar paso a gas protector	4	5
4	Soldado	Soldar todas las secciones entre sí	4	Soldador MIG	Conectar electrodo, conectar masa a la pieza y dar paso a gas protector	4	10
TOTAL						17	104
OBSERVACIONES		El tiempo de operación es por cada operación, no por el total					

➤ Bastidor

Tabla 38. Hoja de ruta del bastidor

 Universidad Industrial de Santander		HOJA DE RUTA					Hoja 08/08	
Entidad:	UIS	Operario:	Ramón Herrera	Producto:	Bastidor	Fecha:	26/07/2019	
Nº Plano	01-01-01	Supervisor:	Andrés Gómez	Material:	Ángulo de 3" - ASTM A36	Cantidad	1	
FASE	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN	CANTIDAD DE OPERACIONES	MÁQUINA	PREPARACIÓN DE HERRAMIENTAS	T. Preparación [min]	T. Operación [min]	
1	Corte	Cortar los ángulos de las dimensiones indicadas	16	Plasma	Conectar el equipo al compresor y montar el ángulo	2	1	
2	Corte	Cortar la base de las dimensiones indicadas	4	Plasma	Conectar el equipo al compresor y montar la lámina	2	1	
3	Pulido	Remover rebabas. Preparar ángulo para soldadura	16	Pulidora	Sujetar la pieza, alistar disco abrasivo	2	5	
4	Soldado	Soldar los ángulos según planos. Soldar las bases	28	Soldador MIG	Conectar electrodo, conectar masa a la pieza y dar paso a gas protector	4	5	
TOTAL						10	240	
OBSERVACIONES		El tiempo de operación es por cada operación, no por el total						

5.2. MONTAJE

Ya habiendo fabricado todos los componentes individuales del equipo, o habiéndolos comprado si fuese el caso, se procede a realizar el montaje de estos componentes individuales para llegar al resultado final: el equipo desraquitizador de racimos de palma africana. Para mayor facilidad y una mejor organización, se

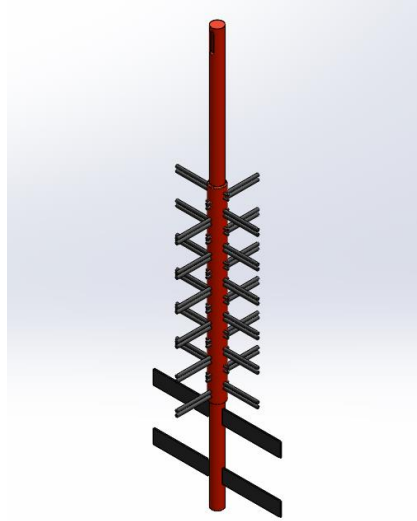
dividirá esta sección en varios sub-ensamblajes y, al final, se hablará de cómo realizar el ensamblaje final. Es de importancia resaltar que en esta sección se dan las instrucciones y observaciones pertinentes para el montaje del equipo, más sin embargo no se podrá realizar sin revisar de manera paralela los planos suministrados.

5.2.1. Eje con brazos y aletas. Teniendo el eje con sus respectivos agujeros, se procede a situar cada par de brazos en estos agujeros y se sujetan con un ajuste suficiente para mantener dicha inclinación; cabe recordar que los brazos irán intercalados cada 90°. Ahora, las aletas deben ir alineadas con el eje central del eje y deben de ser ubicadas a las distancias indicadas por los planos. Una vez en esta posición, se procede a puntearlas, luego se verifica que estén perpendiculares con el eje, y luego se les aplica soldadura en todo su contorno.

Tabla 39. Hoja de montaje del eje con los brazos y aletas

		HOJA DE MONTAJE				Hoja 01/03	
Entidad:	UIS	Operario:	Ramón Herrera	Montaje:	Eje con brazos y aletas	Fecha:	5/08/2019
N° Plano	01-07-00	Supervisor:	Andrés Gómez	Material:	Varios	Cantidad	1
FASE	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN	CANTIDAD DE OPERACIONES	MÁQUINA	PREPARACIÓN DE HERRAMIENTAS	T. Preparación [min]	T. Operación [min]
1	Ubicación	Ubicar cada brazo en su agujero respectivo	48	Manual	-	2	0,2
2	Ajuste de tuerca	Dar a cada tuerca el ajuste necesario	48	Manual	Alistar llave para apretar las tuercas	1	0,5
3	Ubicación	Ubicar cada aleta en el centro del eje	4	Manual	-	2	3
4	Soldado	Soldar cada aleta una vez esté ubicada	4	Soldador MIG	Conectar electrodo, conectar masa a la pieza y dar paso a gas protector	4	5
TOTAL						9	65,6
OBSERVACIONES		El tiempo de operación es por cada operación, no por el total					

Figura 56. Montaje de eje con brazos y aletas



5.2.2. Tambor con brazos. Una vez el tambor se haya soldado, se procede, al igual que con el eje, a situar cada par de brazos en los agujeros realizados previamente, dándole suficiente ajuste al apriete para que estos mantengan su posición. Ahora, lo siguiente es soldar los soportes al tambor: para esto, se toman los soportes ya armados y se ubican cada uno del otro a una separación de 90°, y que el centroide de la cara del ángulo que va soldada al tambor coincida exactamente en la mitad de la altura del tambor.

Tabla 40. Hoja de montaje del tambor con brazos

 Universidad Industrial de Santander		HOJA DE MONTAJE				Hoja 02/03	
Entidad:	UIS	Operario:	Ramón Herrera	Montaje:	Tambor con brazos	Fecha:	5/08/2019
N° Plano	01-05-00	Supervisor:	Andrés Gómez	Material:	Varios	Cantidad	1
FASE	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN	CANTIDAD DE OPERACIONES	MÁQUINA	PREPARACIÓN DE HERRAMIENTAS	T. Preparación [min]	T. Operación [min]
1	Ubicación	Ubicar cada brazo en su agujero respectivo	200	Manual	-	2	0,2
2	Ajuste de tuerca	Dar a cada tuerca el ajuste necesario	200	Manual	Alistar llave para apretar las tuercas	1	0,5
3	Ubicación	Ubicar cada soporte a 90° uno del otro	4	Manual	-	2	2
4	Soldado	Soldar cada soporte una vez se encuentren ubicados en el centro del tambor	4	Soldador MIG	Conectar electrodo, conectar masa a la pieza y dar paso a gas protector	4	8
TOTAL						9	180
OBSERVACIONES		El tiempo de operación es por cada operación, no por el total					

Figura 57. Montaje de tambor con brazos

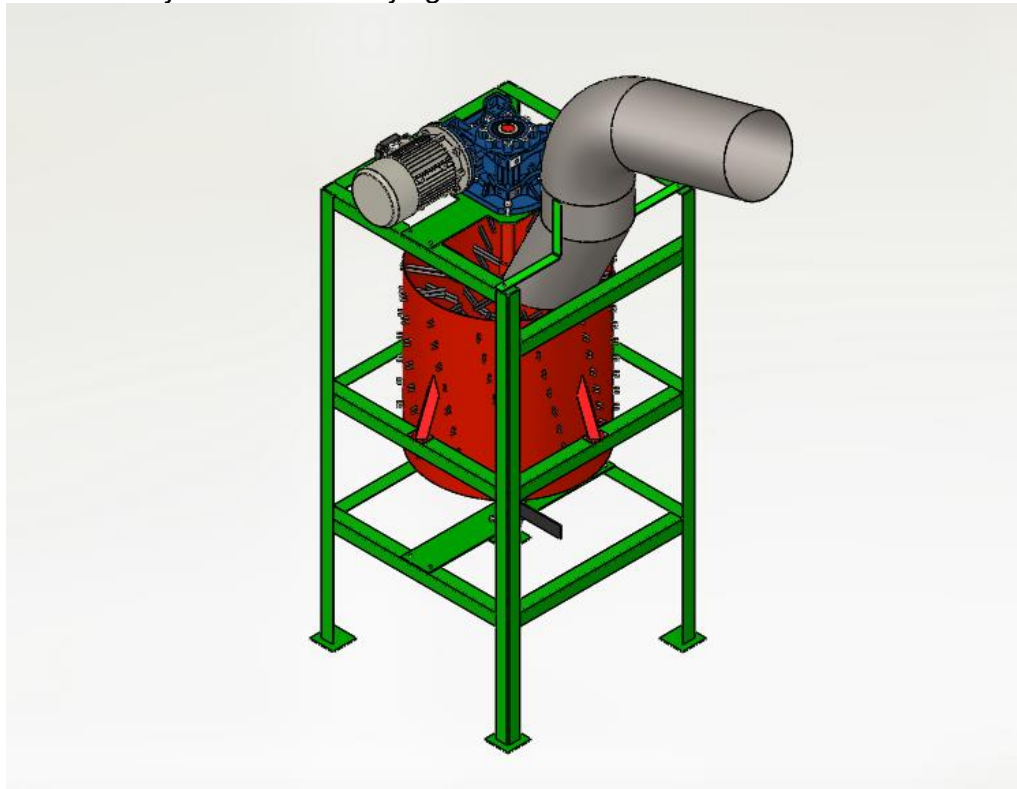


5.2.3. Ensamble general. Ya teniendo los dos subsistemas principales ensamblados, se procede ahora a ensamblar el equipo desraquitizador. Para esto, lo primero es ubicar todo en torno al bastidor: se ubica, primero que todo, el soporte de rodamiento inferior junto con su respectivo rodamiento ya apernado; luego, se monta el subsistema del tambor con los brazos en el bastidor, apernando sus soportes a este; una vez esté ubicado el tambor, se procede a ubicar el eje, introduciéndolo en el rodamiento inferior; una vez el eje se encuentre centrado respecto al tambor, se ubica el soporte de rodamiento superior junto con su respectivo rodamiento y se pone concéntrico al eje; una vez el eje se encuentre ubicado entre los rodamiento, se procede a montar el motorreductor sobre este, asegurándolo con la chaveta; finalmente, se realiza el montaje de la tolva junto con sus soportes, apernándolos al bastidor.

Tabla 41. Hoja de montaje para el ensamblaje general

		HOJA DE MONTAJE				Hoja 03/03	
Entidad:	UIS	Operario:	Ramón Herrera	Montaje:	Ensamblaje general	Fecha:	5/08/2019
N° Plano	01-00-00	Supervisor:	Andrés Gómez	Material:	Varios	Cantidad	1
FASE	OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN DE OPERACIÓN	CANTIDAD DE OPERACIONES	MÁQUINA	PREPARACIÓN DE HERRAMIENTAS	T. Preparación [min]	T. Operación [min]
1	Montaje y ajuste	Ubicar el soporte de rodamiento inferior en el bastidor y atornillarlo	1	Manual	Alistar llave para apretar las tuercas	2	6
2	Montaje y ajuste	Ubicar los soportes del tambor en el bastidor y atornillarlos	4	Manual	Alistar llave para apretar las tuercas	2	6
3	Ubicación	Ubicar el eje concéntrico al rodamiento inferior	1	Manual	-	1	4
4	Montaje y ajuste	Ubicar el soporte de rodamiento superior en el bastidor y atornillarlo	1	Manual	Alistar llave para apretar las tuercas	2	6
5	Montaje y ajuste	Ubicar el motorreductor concéntrico con el eje e introducir la chaveta; atornillarlo	1	Manual	Alistar llave para apretar las tuercas	2	10
4	Montaje y ajuste	Ubicar la tolva con sus soportes en el bastidor y atornillarlo	1	Manual	Alistar llave para apretar las tuercas	2	5
TOTAL						11	55
OBSERVACIONES		El tiempo de operación es por cada operación, no por el total					

Figura 58. Montaje del ensamblaje general



5.3. PRESUPUESTO

Ya teniendo conocimiento de todos los componentes, accesorios y equipos que van a confirmar el equipo desraquitizador, se puede calcular un presupuesto previo a la compra de todos los insumos para su posterior fabricación. Primeramente, se debe obtener el valor de todas las materias primas y componentes que pueden ser adquiridos en el mercado (láminas, ángulos, tornillería, motores, etc.); luego, con las materias primas ya adquiridas, se debe hacer un estimado del tiempo que tardará la fabricación total del equipo junto con los recursos necesarios para su fabricación (operarios, arriendo, servicios, etc.). Ya habiendo realizado lo anterior, se puede realizar un cálculo aproximado del costo total del equipo desraquitizador. El costo de las materias primas y el estimado de los recursos necesarios, junto con el valor final del equipo desraquitizador, se muestran en los Anexos C y D.

Tabla 42. Resumen del presupuesto del equipo desraquitizador

PRESUPUESTO DEL EQUIPO DESRAQUITIZADOR	
Materiales	\$ 9.000.000
Mano de obra	\$ 5.044.000
Costos fijos	\$ 795.000
Utilidad e Imprevistos	\$ 2.225.850
IVA	\$ 3.242.322
TOTAL	\$ 20.307.172
PRECIO DE VENTA	\$ 20.300.000

6. ANÁLISIS DE VIABILIDAD ECONÓMICA

Un análisis financiero es una herramienta que le brinda a una empresa o a una persona los datos económicos, en términos de egresos e ingresos, de una inversión que se planea realizar, y así se puede analizar dicha información para poder tomar la decisión de si la inversión es viable o no.

6.1. CÁLCULO Y ANÁLISIS DE EGRESOS E INGRESOS

Para poder analizar los gastos y las ganancias que genera el equipo se debe, primero, establecer un periodo de análisis: para el presente caso, se considera un periodo de **dos (2) años** desde la adquisición del equipo. Luego, se deben calcular los valores de los egresos e ingresos, usando valores concretos del presente equipo o tomando como referencia estudios previos; se recalca que **todos los egresos e ingresos considerados serán mensuales**.

6.1.1. Egreso: Compra del equipo. Corresponde al valor del presupuesto, el cual fue calculador previamente.

$$\text{Costo}_{\text{Equipo}} = \$20'300.000$$

6.1.2. Egreso: Operación del equipo. Es el valor que se debe gastar mensualmente para mantener al equipo en operación durante el tiempo requerido por la empresa. Este valor se calcula con la potencia que consume el sistema y el tiempo que opera mensualmente.

$$\begin{aligned}\text{Costo}_{\text{Operación}} &= \text{POT}_{\text{req}} * \text{Horas} * \text{Días} * \text{Costo}_{\text{Energía}} \\ \text{Costo}_{\text{Operación}} &= 9.56 \text{ [kW]} * 8 \text{ [h]} * 25 \left[\frac{\text{días}}{\text{mes}} \right] * 440 \left[\frac{\$}{\text{kWh}} \right] = \$841280\end{aligned}$$

6.1.3. Egreso: Mantenimiento del equipo. Corresponde al valor mensual de todos los mantenimientos realizados al equipo (tanto programados como no programados), el cual se supone equivale al 10% (5% de mantenimiento correctivo y 5% de mantenimiento preventivo) anual del costo inicial del equipo.

$$\text{Costo}_{\text{MTTO}} = \text{Costo}_{\text{Equipo}} * 10\%$$

$$\text{Costo}_{\text{MTTO}} = \frac{\$20'300.000 * 10\%}{12} = \$169200$$

6.1.4. Egreso: Operario auxiliar. El hecho de que el equipo desraquitizador sea un proceso continuo no significa que haya una ausencia total de un operario, sino que el operario no tendrá que dedicar su jornada completa a garantizar el funcionamiento del equipo. En este orden de ideas, y conociendo la distribución y el orden de los procesos de una planta extractora de aceite de palma, se concluye que deberá existir un operario para los tres procesos iniciales de la planta: el transporte inicial de los RFF en banda transportadora, el equipo desraquitizador y el ingreso de los frutos ya desgranados a las autoclaves. Luego, el costo del operario será:

$$\text{Costo}_{\text{Operario}} = \frac{\text{Salario}_{\text{Base}} * \text{Prestaciones}}{3}$$

$$\text{Costo}_{\text{Operario}} = \frac{\$900000 * 1.56}{3} = \$468000$$

6.1.5. Ingreso: Ahorro de consumo de vapor. Con el equipo desraquitizador se eliminará la necesidad de introducir en las autoclaves los racimos enteros, y en vez de esto solo serán introducidos los frutos de palma. Cabe mencionar que los frutos, al estar separados del racimo, solo tendrán que ser esterilizados por una fracción del tiempo del proceso original. Para realizar este cálculo, se debe conocer el costo del combustible utilizado para generar el vapor para la esterilización, al igual que su

cantidad requerida. Para esto, se usan los datos suministrados por URUETA²⁴, los cuales se reflejan en la siguiente tabla:

Tabla 43. Costos de generación de vapor

COMBUSTIBLE	CONSUMO	COSTO
Carbón	155 [kg/h]	160 [\$/kg]
Gas Natural	105,26 [m3/h]	300 [\$/m3]

Para el equipo diseñado, el cual es para una planta mediana, que se supone trabaja 8 horas diarias y 25 días al mes, se obtienen los siguientes costos de combustible para generación de vapor:

$$\text{Costo}_{\text{Carbón}} = 155 \cdot 8 \cdot 25 \cdot 160 = \$4'960.000$$

$$\text{Costo}_{\text{GN}} = 105.26 \cdot 8 \cdot 25 \cdot 300 = \$6'315.600$$

Para el análisis de egresos e ingresos solo se considerará el costo del carbón, ya que, si el análisis resulta viable para este tipo de combustible, será viable para los demás. Como se mostraba en la Figura 4, el raquis representa aproximadamente el 33% del RFF en peso, por lo que se espera usar por lo menos 33% menos vapor; a su vez, dado que ahora la esterilización solo se usará para ablandar los frutos, se estima que esto se logre con el 50% del vapor que se destinaría para los frutos, es decir, 33.5%; luego, se estima que **se ahorrará a lo menos un 66.5% de vapor** en el proceso de esterilización. Cabe mencionar que estos valores son estimados, y para obtener valores más exactos del porcentaje de vapor ahorrado en el proceso de esterilización, y siquiera si sigue siendo necesario el proceso de esterilización, es necesario llevar a cabo nuevos estudios, los cuales se salen del alcance del presente proyecto. Finalmente, el ahorro obtenido, cuando se usa como combustible el carbón, es el siguiente:

²⁴ URUETA, Juan Carlos. Agroindustria de la palma de aceite en Colombia: intensificación y adaptación al cambio climático. Aprovechamiento energético del vapor residual de la esterilización. En: XII REUNIÓN TÉCNICA NACIONAL DE PALMA DE ACEITE. Septiembre 30 del 2014.

$$\text{Ahorro}_{\text{Carbón}} = \text{Costo}_{\text{Carbón}} * 66.5\%$$

$$\text{Ahorro}_{\text{Carbón}} = \$4'960.000 * 66.5\% = \$3'298.400$$

6.1.6. Egresos e ingresos obtenidos. Tras realizar los respectivos cálculos, en las siguientes tablas se muestran todos los egresos e ingresos que genera el equipo desraquitizador:

Tabla 44. Egresos generados por el equipo desraquitizador

EGRESOS DEL EQUIPO DESRAQUITIZADOR		
EGRESO	PERIODO [MES]	VALOR UNITARIO
Compra del equipo	0	\$ 20.300.000
Operación del equipo	1 al 24	\$ 841.280
Mantenimiento del equipo	1 al 24	\$ 169.200
Operario auxiliar	1 al 24	\$ 468.000

Tabla 45. Ingresos generados por el equipo desraquitizador

INGRESOS DEL EQUIPO DESRAQUITIZADOR		
INGRESO	PERIODO [MES]	VALOR UNITARIO
Ahorro consumo de vapor	1 al 24	\$ 3.298.400

El diagrama de los egresos e ingresos obtenidos se puede observar en el Anexo C.

6.1.7. Tasa de inflación y de rentabilidad. Para poder realizar el análisis de viabilidad económica se debe de conocer no solamente los gastos y las ganancias generadas a raíz del equipo desraquitizador, sino también la situación actual de la economía nacional, lo cual se traduce en las tasas actuales de inflación y de rentabilidad. Dichas tasas se enuncian a continuación:

➤ Tasa de inflación: tomando un promedio de la inflación anual registrada en los meses que van del año 2019²⁵, se obtiene que la inflación anual será de **3.307%**.

²⁵ BANCO DE LA REPÚBLICA DE COLOMBIA. Inflación total y meta. [En línea]. Bogotá, 2019. [Consultado: 22 de agosto de 2019]. Disponible en: <http://www.banrep.gov.co/es/estadisticas/inflacion-total-y-meta>

➤ Tasa de rentabilidad: esta tasa se toma como el porcentaje que un banco le pagaría a una persona natural o jurídica por tener su capital en una cuenta dentro del banco. Para este valor se tomará un valor cercano a la media, de tal forma que el análisis no se vaya ni para un extremo ni para el otro (en términos de mucha ganancia o poca ganancia); consultando los datos suministrados por la Superfinanciera²⁶, se determina una tasa de **5.53% efectiva anual**.

6.2. HERRAMIENTAS PARA EL ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD ECONÓMICA

Las herramientas más utilizadas para establecer si un proyecto es viable económicamente o no son el VPN (valor presente neto), la TIR (tasa interna de retorno) y el PAY BACK (recuperación de la inversión). Estos tres indicadores pueden ser calculados con la información previamente especificada. Las variables usadas para realizar estos cálculos son definidas a continuación:

Tabla 46. Variables para cálculo de viabilidad económica

VARIABLE	DESCRIPCIÓN
P	Valor presente
F	Valor futuro
R	Renta
g	Primer valor de un gradiente aritmético
K	Primer valor de un gradiente geométrico
d	Tasa de crecimiento o decrecimiento de los gradientes
i	Tasa de interés por periodo
n	Número de periodos

6.2.1. Valor presente neto (VPN). El VPN es la herramienta más común para determinar la viabilidad económica de un proyecto de inversión: si es positivo, el interés ganado es mayor al deseado; si es negativo, el interés ganado es menor al deseado; y si es cero, el interés ganado es igual al deseado.

²⁶ SUPERINTENDENCIA FINANCIERA DE COLOMBIA. Tasas de interés pasivas. [En línea]. Bogotá, 2019. [Consultado el 22 de agosto de 2019]. Disponible en: <https://www.superfinanciera.gov.co/Superfinanciera-Tasas/generic/passiveInterestRates.seam>

Dada una renta periódica, el valor presente será determinado por:

$$P=R*\frac{(1+i)^n-1}{i*(1+i)^n}$$

La tasa de interés deberá ser superior a la tasa de rentabilidad ofrecida por los bancos, la cual es del 5.53%, para que el proyecto resulte atractivo; luego, esta tasa de interés se tomará del **14% efectivo anual** para los proyectos de inversión relacionados con el sector de la palma africana.

Sin embargo, esta tasa de interés debe coincidir con los periodos de los egresos e ingresos, por lo cual se le debe de realizar una transformación de tasa anual a mensual, como se muestra a continuación:

$$TEM=\left((1+TEA)^{\frac{1}{12}}-1\right)=\left((1+0.14)^{\frac{1}{12}}-1\right)$$

$$TEM=1.098\%$$

Ahora, ya habiendo determinado la tasa efectiva mensual, se pueden calcular los valores presentes de cada uno de los egresos e ingresos generados por el equipo desraquitizador.

Tabla 47. Valor presente neto del proyecto

EGRESO/INGRESO	PERIODOS	VALOR UNITARIO	VALOR PRESENTE
Compra del equipo	0	-\$ 20.300.000	-\$ 20.300.000
Operación del equipo	1 al 24	-\$ 841.280	-\$ 17.664.845
Mantenimiento del equipo	1 al 24	-\$ 169.200	-\$ 3.552.791
Operario auxiliar	1 al 24	-\$ 468.000	-\$ 9.826.868
Ahorro consumo de vapor	1 al 24	\$ 3.298.400	\$ 69.258.422
Valor Presente Neto			\$ 17.913.918

Dado que el valor presente neto calculado es positivo, significa que el proyecto es viable económicamente. Ahora, otro indicador que es importante resaltar es la relación costo-beneficio, el cual se calcula como sigue:

$$R_{C-B} = \frac{VPN_{\text{Ingresos}}}{VPN_{\text{Egresos}}}$$

$$R_{C-B} = \frac{69.258.422}{20.300.000+17.664.845+3.552.791+9.826.868}$$

$$R_{C-B}=1.35$$

6.2.2. Tasa interna de retorno (TIR). La TIR es la tasa de interés que hace que el valor presente neto del proyecto sea cero; en otras palabras, sirve para encontrar el rendimiento del proyecto en cuestión.

$$0 = I_0 + R_1 * \frac{(1+TIR)^n - 1}{TIR * (1+TIR)^n} + R_2 * \frac{(1+TIR)^n - 1}{TIR * (1+TIR)^n} + R_3 * \frac{(1+TIR)^n - 1}{TIR * (1+TIR)^n} + R_4 * \frac{(1+TIR)^n - 1}{TIR * (1+TIR)^n}$$

$$0 = I_0 + (R_1 + R_2 + R_3 + R_4) * \frac{(1+TIR)^{24} - 1}{TIR * (1+TIR)^{24}}$$

$$0 = -20.300.000 + (-841.280 - 169.200 - 468.000 + 3.298.400) * \frac{(1+TIR)^{24} - 1}{TIR * (1+TIR)^{24}}$$

$$0 = -20.300.000 + (1.819.920) * \frac{(1+TIR)^{24} - 1}{TIR * (1+TIR)^{24}}$$

$$TIR = 7.32\% \text{ Mensual}$$

Tras comparar la tasa interna de retorno con la ofrecida por los bancos, la cual es de 5.53% anual, se observa que la tasa de rentabilidad de este proyecto es considerablemente buena; se llega a la misma conclusión si se compara con la tasa de retorno deseada que se seleccionó (14% anual o 1.098% mensual).

6.2.3. Recuperación de la inversión (PAY BACK). El cálculo del PAY BACK se realiza para determinar el tiempo en que la inversión del proyecto es recuperada por completo. El tiempo de recuperación se determina de la siguiente manera:

$$\text{PayBack} = \frac{\text{Inversión inicial}}{\text{Flujo de caja}}$$

$$\text{PayBack} = \frac{20.300.000}{1.819.920}$$

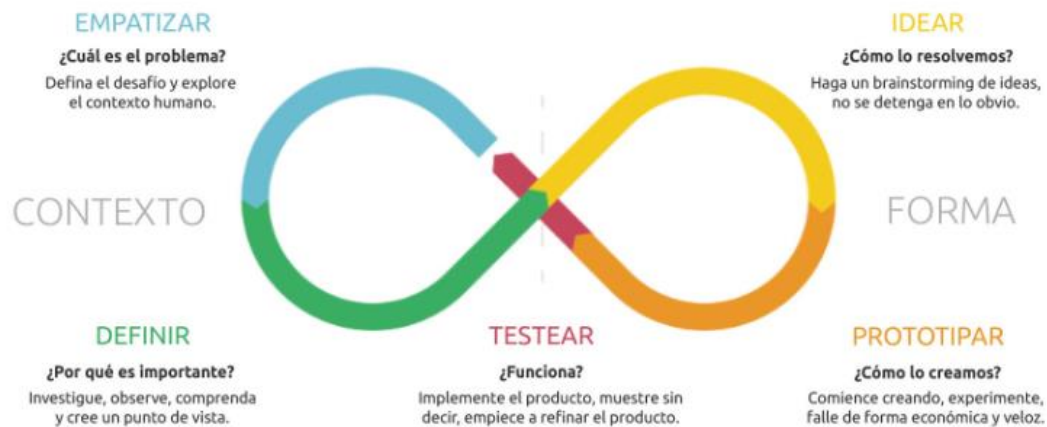
$$\text{PayBack} = 11.15 \text{ [meses]}$$

Este es el tiempo en el que se recuperaría la inversión del proyecto; sin embargo, este cálculo no tuvo en cuenta los factores del interés ni de la inflación, por lo que este tiempo, en la realidad, va a ser diferente al anterior, pero muy ligeramente.

7. DISEÑO EN DETALLE DEL PROTOTIPO A ESCALA

En el proceso de diseño y manufactura de un equipo nuevo, es necesario pasar por varias etapas para garantizar que el equipo, una vez fabricado, vaya a trabajar bajo condiciones óptimas, no presente riesgos para los operarios ni para la materia prima y, además, no debe presentar fallas inesperadas. Para lograr esto, una vez se haya pasado del diseño conceptual y del diseño preliminar, y antes de llegar al diseño definitivo, es imprescindible pasar por una etapa de simulación—aunque no siempre es posible o viable—y otra etapa de prototipado, la cual es la más común de practicar.

Figura 59. Concepto del Design Thinking



Fuente: INTIVE-FDV. Las 5 etapas del Design Thinking y sus técnicas. [En línea]. Argentina, 2018. [Consultado: 23 de julio de 2019]. Disponible en internet: <https://blog.intive-fdv.com.ar/las-5-etapas-del-design-thinking-y-sus-tecnicas/>

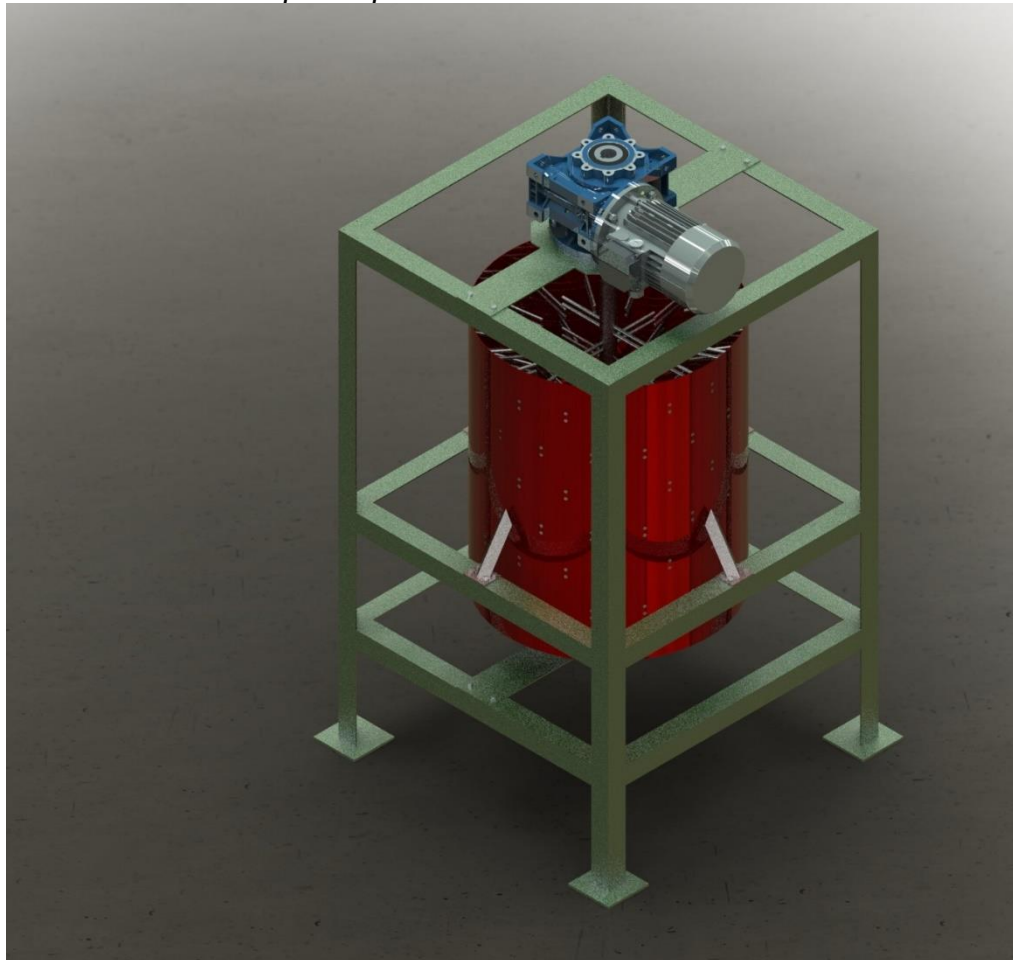
En la etapa de prototipado, se pone a prueba el concepto y la funcionalidad del equipo, se observan posibles mejoras y fallencias que no se habían detectado en el diseño virtual y, una vez se tenga sobre la mesa toda esta información nueva, ya se considera pertinente avanzar al diseño final del equipo y su fabricación; aunque, claro está, siempre habrán posibilidades de mejora, por lo que se espera que tanto el diseño de la máquina como los métodos empleados para su fabricación se

encuentren en constante revisión, que debe ir tanto de la mano de los operarios como de los clientes, para así poder entregar un equipo mucho mejor que el anterior.

7.1. CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DEL EQUIPO

Como se mencionó previamente, el propósito de un prototipo es el de probar el concepto y la funcionalidad del equipo y, por esta misma razón, en la mayoría de los casos, incluyendo este, es completamente válido que el prototipo sea un modelo a escala de lo que sería el equipo real.

Figura 60. Isométrica del prototipo a escala



7.1.1. Rango de dimensiones de racimos a desfrutar. Para la prueba del equipo, y también para disminuir los costos de fabricación del prototipo, solamente se buscará desfrutar los racimos de menor tamaño, los cuales tienen una longitud de 416.5 [mm] y un ancho de 272.8 [mm], según la Tabla 5. Luego, tomando que el eje tendrá un diámetro de 1.5", se obtiene que el tambor debe tener el siguiente diámetro:

$$D_{\text{intTambor}} = 2 \cdot (272.8) + 38.1 = 583.7 \text{ [mm]}$$

Ahora, las dimensiones finales del tambor serían:

$$D_{\text{intTambor}} = 585 \text{ [mm]}$$

$$H_{\text{Tambor}} = 700 \text{ [mm]}$$

7.1.2. Dimensiones de los brazos del equipo. La condición de la separación de los brazos será la misma, ya que esta condición es dada por la geometría de los frutos, independientemente del tamaño del racimo que se vaya a desfrutar. Por otra parte, el largo de los brazos si cambiará, ya que el diámetro del tambor ha cambiado y, además, al escoger solamente los racimos más pequeños, se espera que el diámetro del tronco de los racimos sea ligeramente menor. Ahora, se obtiene la longitud efectiva de los brazos de la siguiente manera:

$$L_{\text{efBrazo}} = \frac{D_{\text{intTambor}} - D_{\text{Eje}}}{4} - \frac{D_{\text{Tronco}}}{2}$$

$$L_{\text{efBrazo}} = \frac{585 - 38.1}{4} - \frac{50}{2} = 111.725 \text{ [mm]}$$

Ahora, las dimensiones finales de los brazos serán las siguientes:

$$h_{\text{Brazo}} = 10 \text{ [mm]}$$

$$L_{efBrazo} = 120 \text{ [mm]}$$

7.1.3. Fuerza aplicada sobre los brazos. Se usa el mismo método para calcular, primero, el número de frutos que cada par de brazos es capaz de desfrutar al tiempo: se usa el diámetro mínimo de los frutos de 20 [mm] y la longitud efectiva del brazo calculada previamente:

$$n_{Frutos} = \frac{120}{20} = 6 \text{ [frutos]}$$

Ahora, con el número de frutos, y conociendo la fuerza de retención de cada fruto, se obtiene la fuerza en cada brazo:

$$F_{TotalBrazo} = \frac{F_{ret} * n_{Frutos}}{2} = \frac{62.5 * 6}{2}$$

$$F_{TotalBrazo} = 187.5 \text{ [N]}$$

En la realidad, los brazos también estarán sometidos a una fuerza vertical, la cual corresponde al peso del racimo, que sería de aproximadamente 15 [kg] en la prueba del prototipo, pero ya que están trabajando al tiempo 6 pares de brazos, esto resultaría en que cada brazo debe soportar 1.25 [kg] o 12 [N], lo que es menor al 10% de la fuerza principal que debe ejercer cada brazo, por lo que es correcto omitir el aporte del peso del racimo al sistema sin que esto represente un riesgo para el mismo.

7.2. ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL EQUIPO

Al modificar el tamaño del equipo y los requerimientos de este, es de esperar que las condiciones cinemáticas y dinámicas del equipo cambien. Por esto, se han calculado con las nuevas condiciones del equipo:

Tabla 48. Análisis dinámico del prototipo

Análisis Dinámico del Equipo			
$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ $W = KE$ $\omega = \frac{V}{r}$ $\sigma = \frac{K_t \cdot M \cdot c}{I}$ $RPM = \frac{\omega \cdot 60}{2\pi}$			
Variables de entrada			
m	0,413	kg	Masa del par de brazos
d	1	mm	Distancia en la que se realiza trabajo
F	188	N	Fuerza por brazo
r	132,7	mm	Distancia del eje a la fuerza
Variables de salida			
W	0,1875	J	Trabajo realizado
KE	0,1875	J	Energía cinética
V	0,9529	m/s	Velocidad tangencial
ω	7,1807	rad/s	Velocidad angular del eje
RPM	68,5711	rpm	RPM del eje

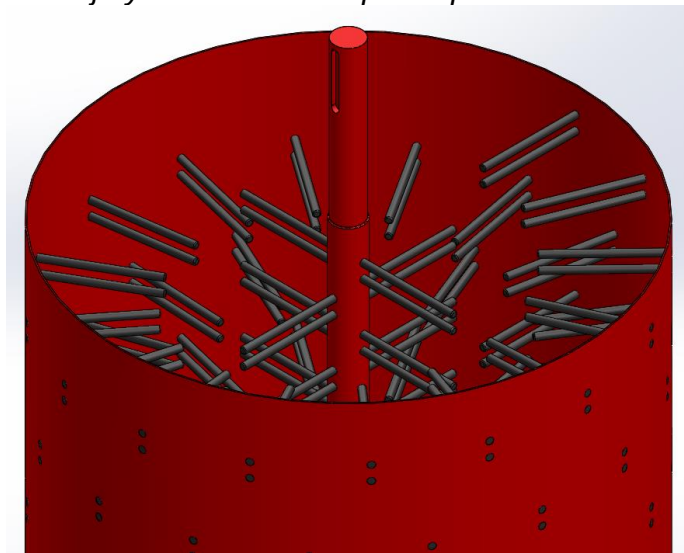
Si bien se obtiene una velocidad del eje de 68.5 [rpm], se considera que cualquier velocidad entre las 40 y 70 [rpm] será un valor aceptable para poder observar el comportamiento del equipo; la velocidad final dependerá del motorreductor seleccionado.

7.3. DISEÑO MECÁNICO DE LOS COMPONENTES

Otro aspecto que diferencia bastante el diseño del prototipo de la máquina real es que, en muchos casos, no es necesario contemplar el fenómeno de la fatiga, ya que las pruebas usualmente son durante periodos cortos de tiempo; ignorar el fenómeno de fatiga implica un ahorro de material, ya que los componentes que bajo condiciones normales tendrían que ser más robustos para soportar la fatiga, en este caso pueden ser más esbeltos.

7.3.1. Brazo. Ya se definió que la **longitud efectiva del brazo será de 120 [mm]**, tanto para el eje como para el tambor, y el material será un **acero SAE 1045**; sin embargo, el largo total será distinto para los brazos del eje y del tambor, ya que en el eje los brazos atravesarán por completo y en el tambor solo debe sobresalir ligeramente de la superficie para poder aplicar soldadura. En la Figura 60 se observa el diseño de los brazos, tanto del eje como del tambor. Para el detalle de los brazos, referirse a los planos 02-05-02 y 02-07-02.

Figura 61. Brazos del eje y del tambor del prototipo



Las dimensiones de los brazos serán:

$$L_{\text{BrazoEje}} = D_{\text{eje}} + 2 * L_{\text{efBrazo}} = 38.1 + 2 * 120 \approx 278 \text{ [mm]}$$

$$L_{\text{BrazoTambor}} = L_{\text{efBrazo}} + e_{\text{Tambor}} = 120 + 1.52 \approx 122 \text{ [mm]}$$

$$D_{\text{Brazo}} = \frac{5}{16}'' = 7.9375 \text{ [mm]}$$

Se procede a realizar el análisis de esfuerzos sobre el brazo, considerándolo como una viga en voladizo:

Figura 62. Diagrama de cortante para el brazo del prototipo

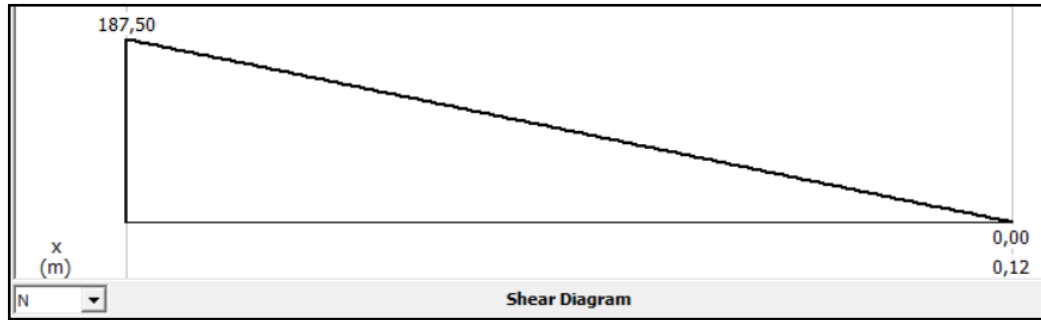


Figura 63. Diagrama de momento flector para el brazo del prototipo

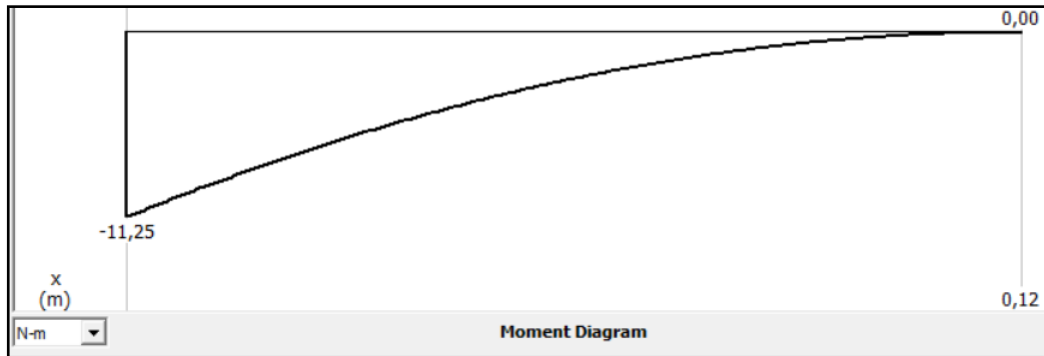


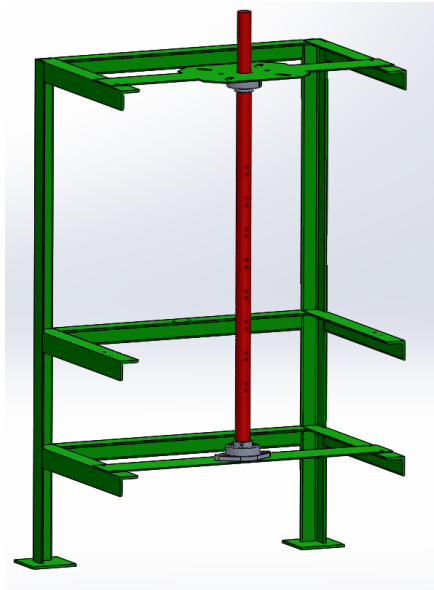
Tabla 49. Cálculo por carga estática del brazo del prototipo

Esfuerzo en Brazo			
$\sigma = \frac{K_t \cdot M \cdot c}{I}$		$N = \frac{Sy}{\sigma}$	
$c = \frac{d}{2}$		$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$	
Variables de entrada			
M	11,25	N-m	Momento flector
d	7,9375	mm	Diámetro del brazo
Sy	4,13E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
K_t	1,684	-	Concentrador de esfuerzos
Variables de salida			
c	3,96875	mm	Distancia del eje neutro
I	1,94852E-10	m^4	Inercia del brazo
σ	385872208,2	Pa	Esfuerzo flector
N	1,070	-	Factor de seguridad

Lo importante en este caso es garantizar que el brazo no vaya a fallar para un número bajo de ciclos de trabajo, para optimizar los costos del prototipo; luego, se considera que la selección del diámetro y material del brazo es el adecuado, ya que el factor de seguridad es mayor a 1.

7.3.2. Eje. Nuevamente, por medio del proceso iterativo, se llega a la selección de un eje de **acero SAE 1045 de 1.5" de diámetro** (el cual debe ser mecanizado posteriormente), debido a su buena resistencia, fácil maquinabilidad y bajo costo. El eje, además, debe tener una serie de taladrados, los cuales tienen un diámetro de 5/16", para permitir el paso de los brazos a través de este y luego aplicarles soldadura en cada lado del eje.

Figura 64. Eje del prototipo



Ahora, se deben determinar las cargas presentes, lo cual depende de la fuerza que soporta cada brazo y el número de brazos que están bajo efecto de carga en la prueba del prototipo; para conocer el número de brazos que actúan en un instante de tiempo se debe considerar el alto de los racimos, cuyo máximo valor es de 416.5 [mm], y el alto de la sección del eje que tiene los taladrados para los brazos, el cuál

es de 700 [mm], con lo que se obtiene que están trabajando **6 pares de brazos en cada lado del eje**. Para la prueba solo se tendrá un racimo dentro del equipo para su desfrutado, lo que genera las siguientes cargas sobre el eje:

$$F_{\text{Brazo}} = 187.5 \text{ [N]}$$

$$M_{\text{Brazo}} = 11.25 \text{ [N-m]}$$

$$T_{\text{TotalEje}} = M_{\text{Brazo}} * 12 = 135 \text{ [N-m]}$$

$$F_{\text{EjeX}} = F_{\text{Brazo}} * 12 = 2250 \text{ [N]}$$

Figura 65. Cargas aplicadas al eje del prototipo

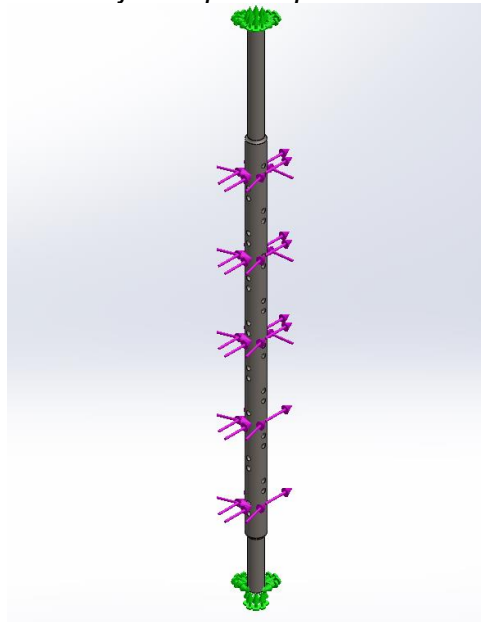


Figura 66. Diagrama de cortante para el eje del prototipo

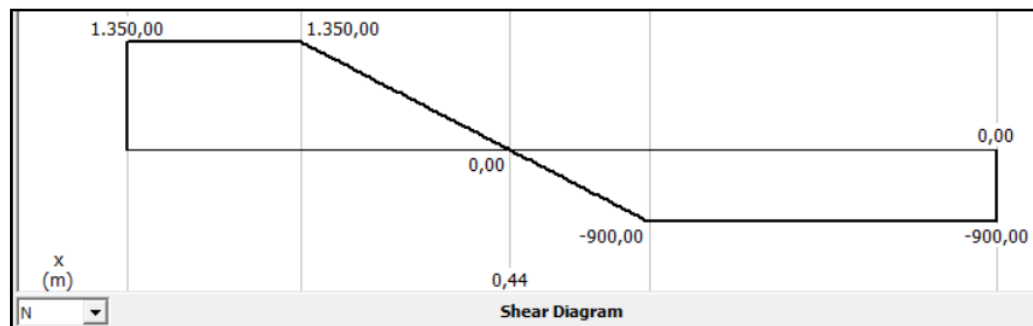
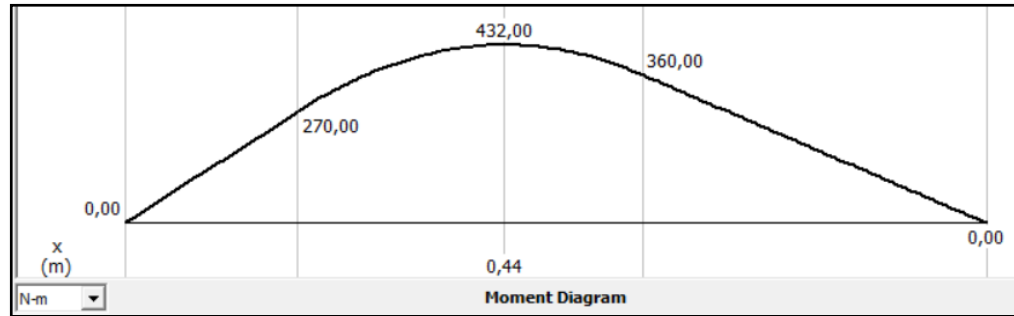


Figura 67. Diagrama de momento flector para el eje del prototipo



Ahora se procede a realizar el análisis de esfuerzos sobre el eje para poder determinar el diámetro apropiado de este:

Tabla 50. Cálculos por carga estática del eje del prototipo

Carga Estática en Eje Prototipo

$$\tau = \frac{K_{ts} \cdot T \cdot r}{J}$$
$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$
$$\sigma_x = \frac{K_t \cdot M_x \cdot c}{I}$$

$$r = \frac{D}{2}$$
$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$$
$$c = \frac{D}{2}$$

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

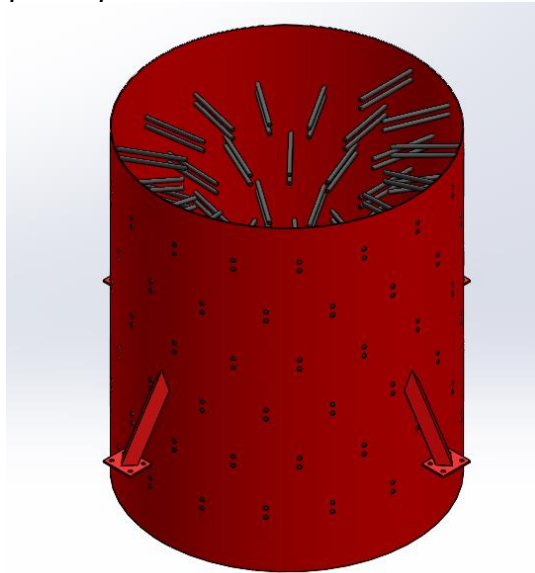
$$N = \frac{Sy}{\sigma_{eq}}$$

Variables de entrada			
T	135	N-m	Torque
Mx	432	N-m	Momento flector en X
D	38,1	mm	Diámetro externo
Sy	4,13E+08	Pa	Esfuerzo de fluencia
K _t	2,04	-	Concentrador de esfuerzo flector
K _{ts}	2,72	-	Concentrador de esfuerzos de corte
Variables de salida			
r	19,05	mm	Radio externo
c	19,05	mm	Distancia del eje neutro
I	1,03436E-07	m ⁴	Inercia del brazo
J	2,06871E-07	m ⁴	Momento polar de inercia
τ	33814101,77	Pa	Esfuerzo por torsión
σ _x	162307688,5	Pa	Esfuerzo flector en X
σ _{eq}	172551343,6	Pa	Esfuerzo flector equivalente
N	2,393	-	Factor de seguridad

Si bien el factor de seguridad permitiría disminuir el diámetro del eje, ya que las condiciones de carga y operación serán muy controladas, no es posible realizar ese cambio ya que el motorreductor seleccionado requiere un diámetro de 35 [mm] para realizar el acople. Para el detalle del eje, referirse al plano 02-07-01.

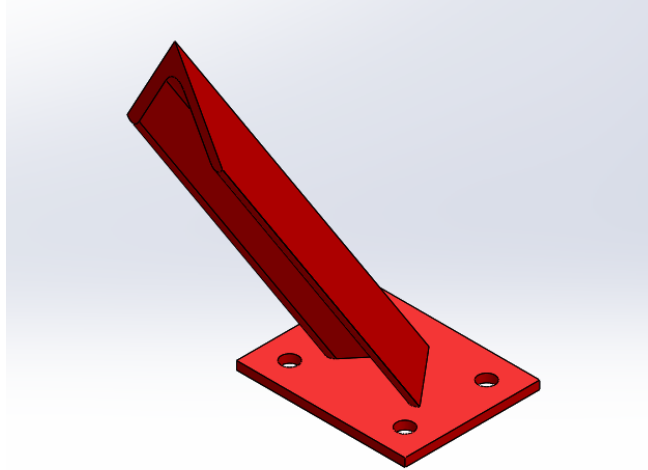
7.3.3. Tambor. Tomando como referencia las suposiciones y simulaciones realizadas para el cálculo y selección del material del tambor del equipo real, se procede a seleccionar el material y espesor del tambor del prototipo: se seleccionar el mismo material, **un acero SAE 1020, y una lámina calibre 16** (1.52 [mm] de espesor). Dado que las cargas son bajas y no se habrá una operación continua, se considera que la selección es válida. Para el detalle del tambor, referirse al plano 02-05-01.

Figura 68. Tambor del prototipo



7.3.4. Soporte del tambor. Para el diseño del soporte del tambor se seleccionó un **ángulo de 1"x1"x1/8"**, de **acero ASTM A36**, el cual irá soldado al tambor, y una **base rectangular de 2"x2.5"x1/8"**, también de **acero ASTM A36**, la cual posee los agujeros para los pernos.

Figura 69. Soporte del tambor del prototipo



Las cargas a las que está sometido el soporte son las siguientes:

$$W_z = \frac{255}{4} = 63.75 \text{ [N]}$$

$$F_{x\text{Total}} = 6 \cdot 2 \cdot 187.5 = 2250 \text{ [N]}$$

$$F_{x\text{Soporte}} = \frac{F_{x\text{Total}}}{4} = 562.5 \text{ [N]}$$

Figura 70. Cargas sobre el soporte del tambor del prototipo

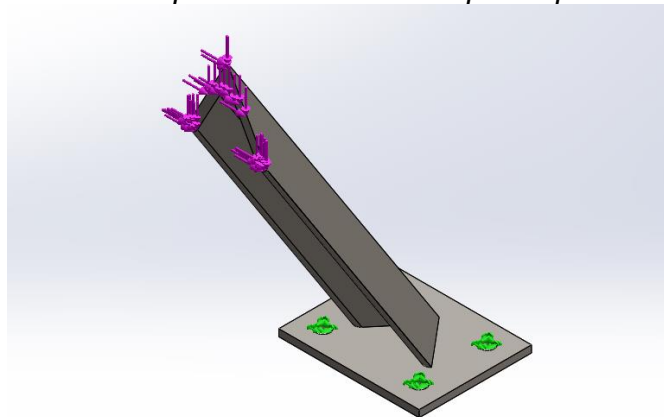


Figura 71. Deformaciones sobre el soporte del tambor del prototipo

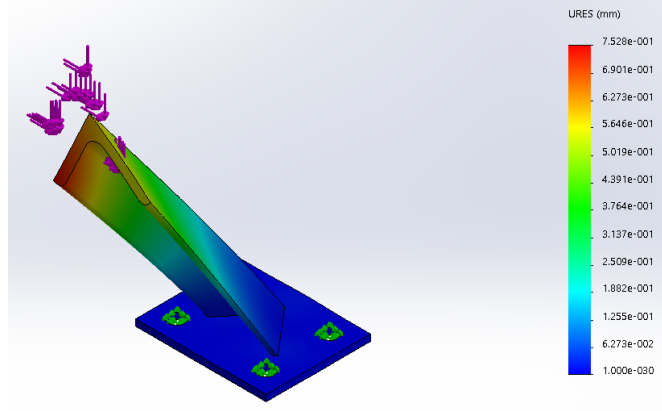
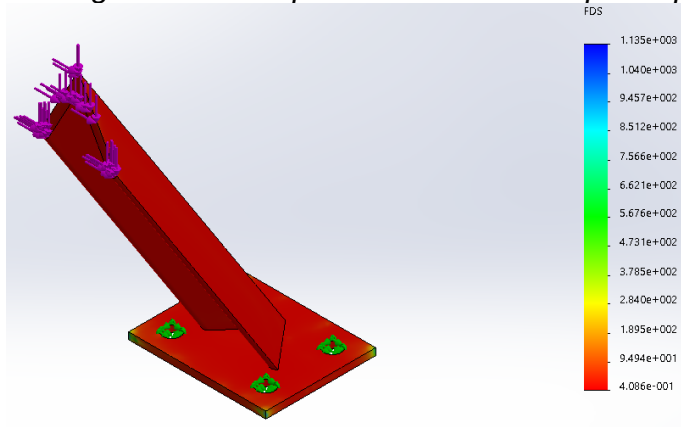


Figura 72. Factor de seguridad del soporte del tambor del prototipo

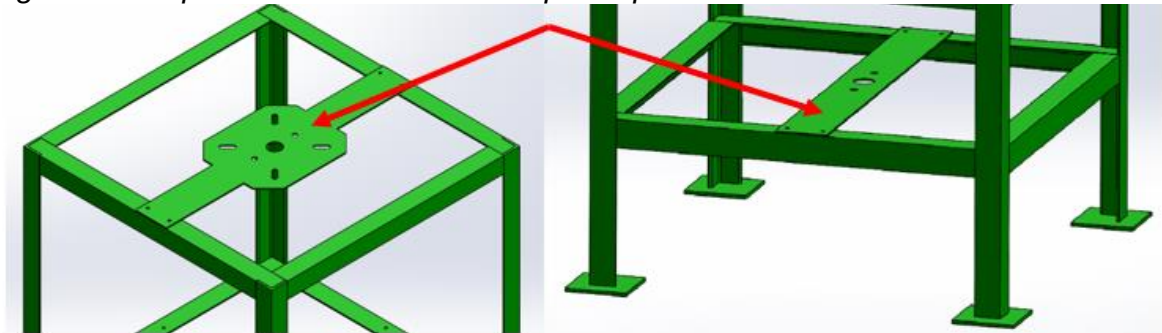


Como se observa en las dos figuras anteriores, las deformaciones presentes en el extremo del soporte son mínimas, y el factor de seguridad, si bien el factor mínimo está por debajo de 1, al realizar una nueva verificación por medio de Solidworks se encuentra que la única parte del soporte que es crítica es la unión entre el ángulo y la base, cuyo efecto será amortiguado por la soldadura aplicada en esta unión; luego, se concluye que las cargas aplicadas no representan un peligro para el soporte. Para el detalle del soporte del tambor, referirse a los planos 02-06-00, 02-06-01 y 02-06-02.

En cuanto a los tornillos que se requieren para el montaje del soporte, se puede evidenciar en los cálculos realizados en la sección 4.3.4. que los factores de seguridad para las cargas aplicadas en la condición crítica del equipo real son muy altos, por lo que no se considera que en este caso las cargas presenten vayan a representar un riesgo para los tornillos seleccionados; sin embargo, con el propósito de ser conservativos, se escogen **cuatro tornillos de 1/4"x3/4" de grado 5 SAE**.

7.3.5. Soporte de rodamientos. Para el soporte de los rodamientos se seleccionó un ancho de 100 [mm], el cual se escogió basándose en las chumaceras seleccionadas, y **un espesor de 1/8"**, y el largo es el ancho total del bastidor; el material es un acero **ASTM A36**.

Figura 73. Soporte de rodamientos del prototipo



Aquí se va a analizar solamente el rodamiento inferior, el cual es crítico por tener menor área: conociendo las cargas a las que está sometido este soporte, se procede a calcular los esfuerzos y deformaciones presentes en el soporte, junto con su respectivo factor de seguridad:

$$F_x = \frac{2250}{2} = 1125 \text{ [N]}$$

$$W_z = \frac{82.4}{2} = 41.2 \text{ [N]}$$

Figura 74. Cargas sobre soporte de rodamientos del prototipo

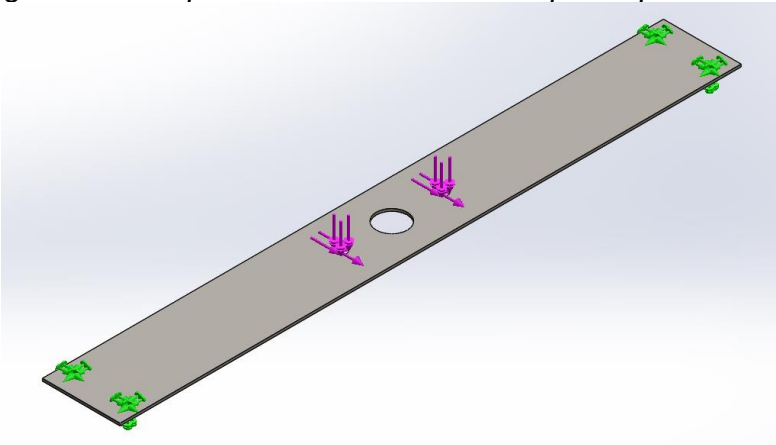


Figura 75. Deformaciones del soporte de rodamientos del prototipo

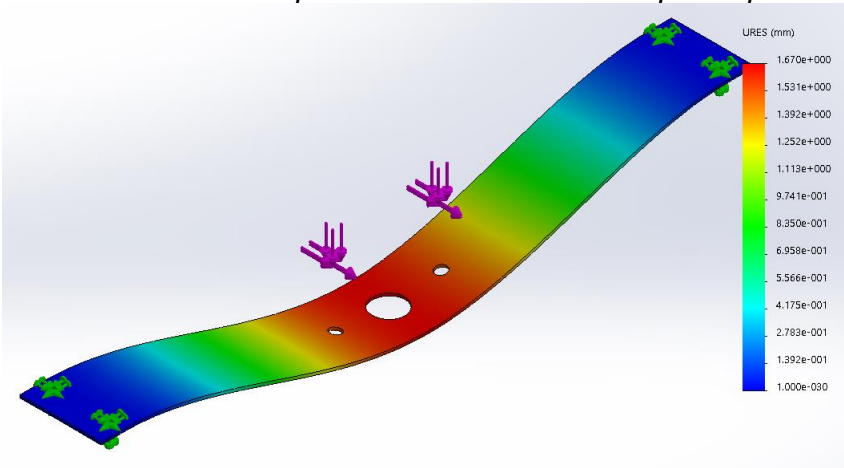
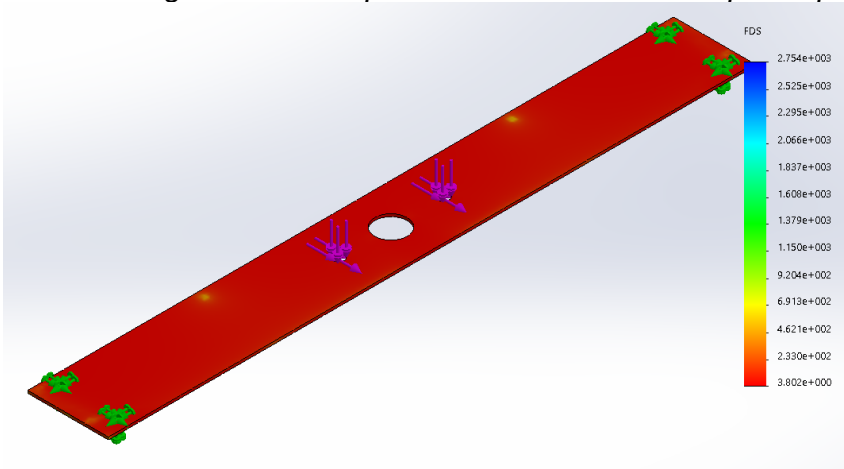


Figura 76. Factor de seguridad del soporte de rodamientos del prototipo

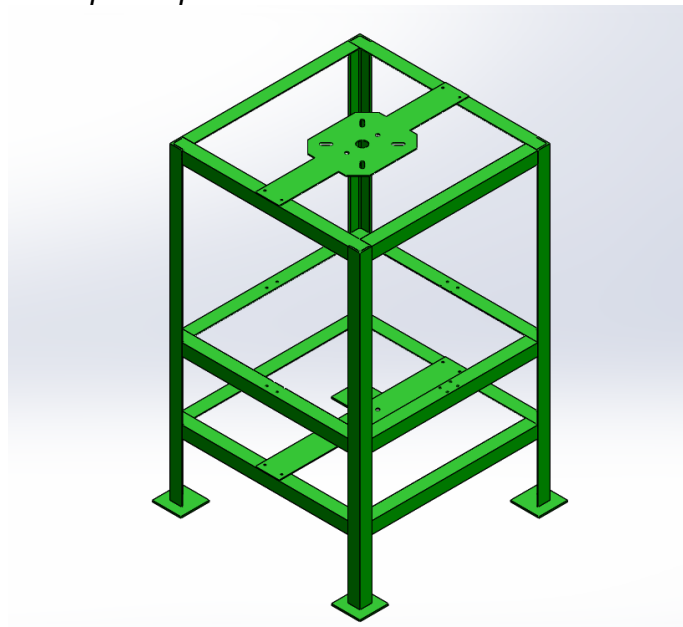


Como se observa en las figuras anteriores, tanto las deformaciones absolutas como el factor de seguridad del elemento tienen valores más que aceptables (1.6mm y 3.8FDS, respectivamente), por lo que se considera que la selección del soporte de los rodamientos para el prototipo es adecuada. Para el detalle de los soportes de los rodamientos, referirse a los planos 02-01-02 y 02-01-03.

Ahora, igual que para el caso de los soportes del tambor, el cálculo de los tornillos resulta innecesario dado que las cargas son muy bajas, por lo que, para ser nuevamente conservativos, se escogen **tornillos de 1/4"x3/4" de grado 5 SAE**.

7.3.6. Bastidor. Las dimensiones del bastidor se seleccionaron en base a los componentes principales de la máquina (eje y tambor), lo cual resultó en un bastidor con **dimensiones 800x800x1300 [mm]**. El bastidor fue fabricado con **ángulo de 2"x2"x1/4"** y de **acero estructural ASTM A36**, y como bases para aumentar su estabilidad se utilizó **lamina de 1/4"** y **dimensiones 120x120 [mm]**, también de **acero ASTM A36**.

Figura 77. Bastidor del prototipo



Las cargas aplicadas sobre el bastidor son las que transmiten los soportes de los rodamientos y los soportes del tambor, las cuales ya se especificaron previamente; dichas cargas se observan a continuación:

Figura 78. Cargas sobre el bastidor del prototipo

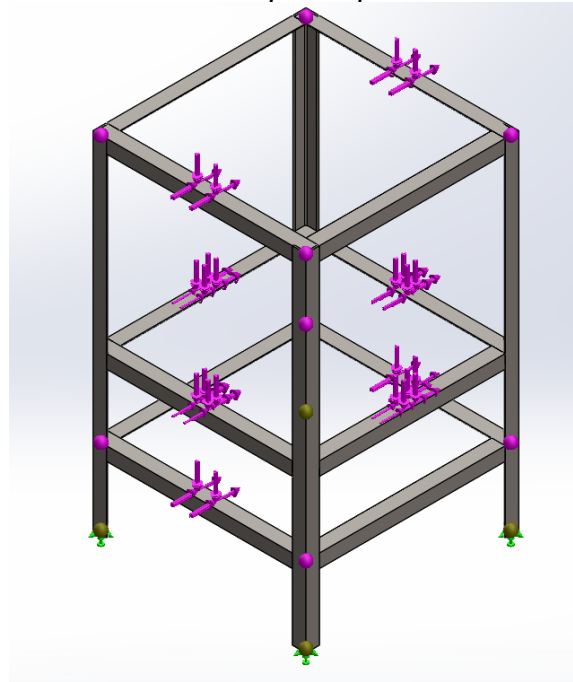


Figura 79. Deformaciones del bastidor del prototipo

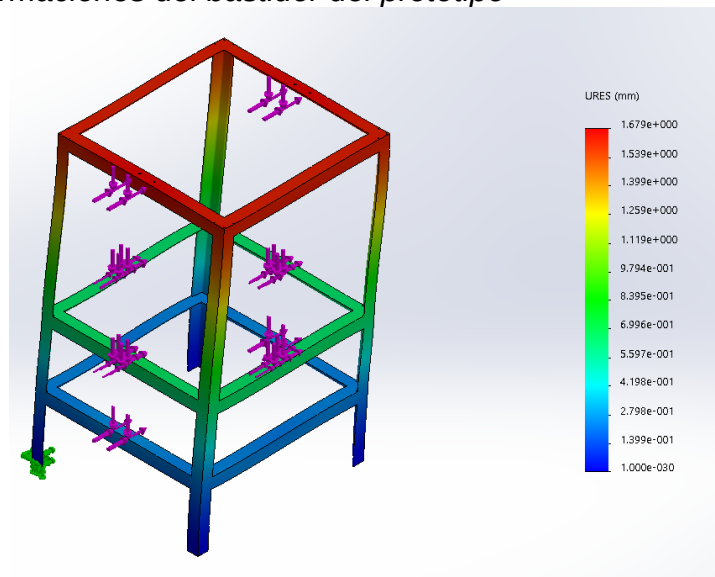
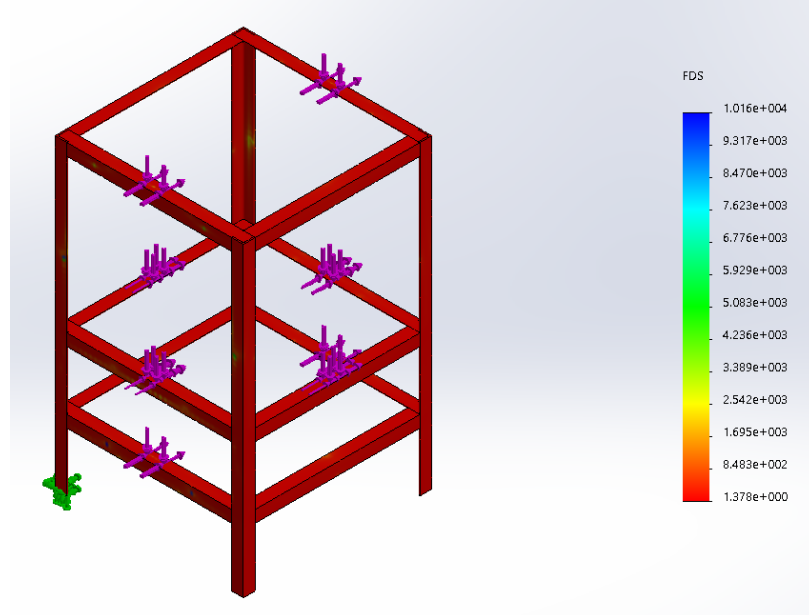


Figura 80. Factor de seguridad del bastidor del prototipo



Tras analizar las figuras anteriores, de las cuales se obtiene una deformación máxima de 1.6mm y un factor de seguridad de 1.3, se concluye que el material y la sección transversal seleccionada para el bastidor es la adecuada. Para el detalle del bastidor y la estructura, referirse a los planos 02-01-00, 02-01-01 y 02-01-04.

Para la soldadura del prototipo, se hizo la misma selección que para el equipo a escala real: **electrodos revestidos E6013 de Lincoln Electric.**

7.4. CÁLCULO DE POTENCIA Y SELECCIÓN DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN

7.4.1. Potencia requerida. La potencia requerida se halla con base en el torque que debe ejercer el eje y la velocidad angular del eje mientras ejerce dicho torque; luego, la potencia es la siguiente:

$$\begin{aligned} \text{POT}_{\text{req}} &= T \cdot \omega = 135 \cdot 6.28 \\ \text{POT}_{\text{req}} &= 0.848 \text{ [kW]} = 1.14 \text{ [HP]} \end{aligned}$$

7.4.2. Selección de motorreductor. Nuevamente, se utiliza el catálogo de selección RAMFE. Primero, se define la naturaleza de la carga del motorreductor del prototipo:

Tabla 51. Naturaleza de carga de motorreductor del prototipo

MOLINOS: DE MARTILLOS, PÉNDULOS, PELDAÑOS	
Referencia de carga	3 a 10 horas
P (Pesada)	II

Ahora, se obtienen los distintos factores de servicio para el motorreductor:

Figura 81. Factor de servicio para motorreductor del prototipo

3.5.1 Factor de servicio para reductores Sinfin corona:

Factor s_1

TABLA No.2

NATURALEZA DE LA CARGA DE LA MAQUINA ACCIONADA		DURACION DEL FUNCIONAMIENTO horas / día (h / d)				
REF	DESCRIPCION	2	4	8	16	24
U	UNIFORME	0.67	0.85	1	1.25	1.6
M	MEDIA	0.85	1.06	1.25	1.6	2
P	PESADA	1	1.25	1.5	1.9	2.36

Factor s_2

TABLA No.3

NATURALEZA DE LA CARGA DE LA MAQUINA ACCIONADA		FRECUENCIA DE ARRANQUES arranques / hora (arr / h)							
REF	DESCRIPCION	4	8	16	32	63	125	250	500
U	UNIFORME	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4	1.5
M	MEDIA	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4
P	PESADA	1	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32

Factor por temperatura para reductores sinfin corona:

Factor f_t

TABLA No.4

Temperatura ambiente °C	Duración del funcionamiento por hora [%]				
	100	80	60	40	20
40	1.35	1.25	1.15	1	0.76
50	1.6	1.5	1.4	1.2	0.9
60	1.85	1.73	1.62	1.38	1.04
70	2.13	2	1.88	1.6	1.21

Fuente: RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE>

Con estos factores, se procede a determinar el factor de servicio y el factor de temperatura:

$$f_s = s_1 * s_2 = 1.25 * 1$$

$$f_s = 1.25$$

$$f_t = 1$$

Luego, como el factor de servicio es mayor que el de temperatura, entonces será el primero el que se use para escoger el motorreductor. Ahora, se busca en el catálogo un motorreductor Sinfin-corona que entregue un torque mínimo 135 [N-m] y tenga una salida de alrededor de 60 [rpm] y un factor de servicio igual a 1.25 o superior. El motorreductor seleccionado fue el siguiente:

Figura 82. Selección inicial del motorreductor del prototipo

TÑO RED	n_2 [1/min]	M_2 [Nm]	η [-]	$i_{trans.}$ [-]	F_s [-]	Codigo Equipo
Kw / Hp 0.9 / 1.2 - Frame - Polos 80 - 4						
SG05	4.02	1046.58	49	416.24	1.3	2305 M0R A10
	3.76	1098.67	48	446.06	1.2	2305 M0S A10
	3.93	1027.40	47	426.00	1.3	2305 N0Q A10
	3.46	1118.69	45	484.47	1.2	2305 N0R A10
	3.23	1172.22	44	519.19	1.1	2305 N0S A10
Kw / Hp 1.12 / 1.5 - Frame - Polos 80 - 4						
SG02	114.98	79.07	85	14.35	2.2	2302 C0C A11
	106.45	77.37	77	15.50	2.2	2302 C0D A11
	98.68	92.13	85	16.72	1.8	2302 C0E A11
	86.25	105.41	85	19.13	1.6	2302 C0F A11
	75.00	121.22	85	22.00	1.4	2302 C0G A11
	64.78	140.34	85	25.47	1.2	2302 C0H A11
	57.89	157.04	85	28.50	1.1	2302 C0I A11
	54.31	165.43	84	30.38	1.0	2302 C0J A11
	51.69	155.19	75	31.92	1.1	2302 F0E A11
	45.18	177.55	75	36.52	1.0	2302 F0F A11
	81.04	110.87	84	20.36	2.9	2303 D0C A11
	65.89	136.35	84	25.04	2.3	2303 D0D A11
SG03	61.32	146.53	84	26.91	2.2	2303 D0E A11
	57.29	156.82	84	28.80	2.0	2303 D0F A11
	50.46	178.06	84	32.70	1.8	2303 D0G A11
	42.66	200.59	80	38.68	1.6	2303 G0E A11
	39.86	214.70	80	41.40	1.5	2303 G0F A11
	35.11	243.74	80	47.00	1.3	2303 G0G A11
	30.74	278.33	80	53.67	1.1	2303 G0H A11
	25.82	290.00	70	63.91	1.1	2303 J0E A11
	24.12	310.38	70	68.40	1.0	2303 J0F A11

Fuente: RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE>

Ahora, se procede a verificar el factor de servicio de operación del motorreductor seleccionado:

$$f_{sop} = \frac{M_{admisible}}{M_{aplicación}} = \frac{M_2 \cdot f_{sgm}}{M_{aplicación}}$$

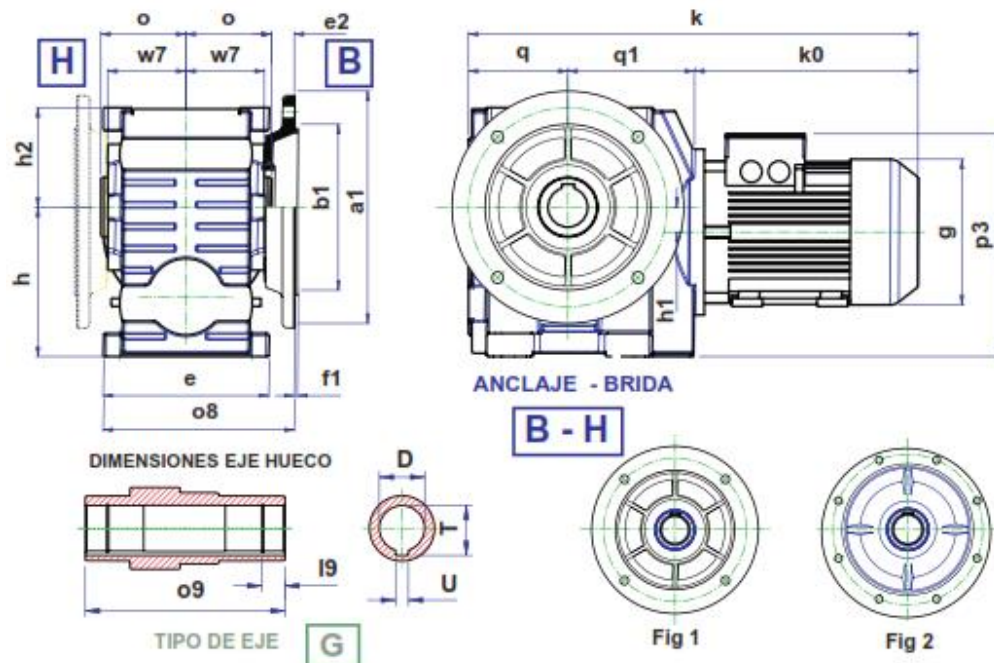
$$f_{sop} = \frac{156.82 \cdot 2}{135} = 2.32$$

$$f_{sop} > f_s$$

Dado que el factor de servicio de operación es mayor al factor de servicio requerido por la aplicación, entonces el motorreductor seleccionado operará de manera satisfactoria.

El motorreductor seleccionado es el siguiente: **RAMFE 2303 B3 D0F A11 G 2.**

Figura 83. Cotas del motorreductor



Fuente: RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCION-RAMFE>

Tabla 52. Dimensiones del motorreductor del prototipo

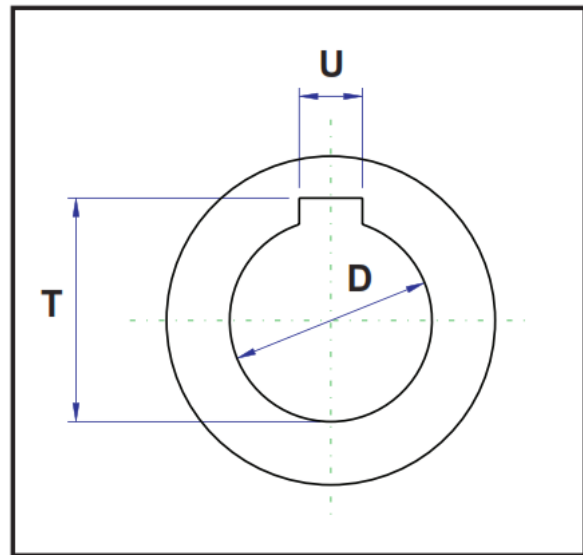
TAMAÑO	Motor	a1	b1 f1	D a9	e	e1	e2	g	h h2	h1	k	k0	l9	o	a8	p3	q	q1	s1	T U	w7	
SG03	71	200	130	35	136	165	Fig1	24	148	120	20	409	210	18	79	171	248	80	119	11	38.5	75
	80								163			433	234				254					
	90								181			480	281				262					
	112		35	157					227	80		532	333				288			4ap	10	

Fuente: RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE>

Figura 84. Dimensiones normalizadas en los ejes huecos de los reductores

D (H7)	T	U
20	22.5	1/4"
28	31.3	5/16"
30	33.5	5/16"
35	38.5	3/8"
38	41.3	3/8"
40	43.3	3/8"
42	45.5	1 / 2"
45	48.5	9 / 16"
48	52	9 / 16"
50	54	9 / 16"
55	59.5	5/8"
60	64.4	3 / 4"
65	69.5	3 / 4"
70	74.9	7 / 8"
75	79.9	7 / 8"
85	91	1"
90	95.5	1"
95	101	1 – 1/8"
100	105.5	1 – 1/8"

Nota : Para eje diferenciado MRS 112 (42 – 45), U = 1/2" y T = 48.5.



Fuente: RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE>

Ya entonces se tiene la caracterización completa del motorreductor escogido, y además se tiene la información necesaria para realizar el chavetero en el eje principal del equipo.

7.4.3. Selección de rodamientos. Ya conociendo las cargas a las que estará sometido el eje del prototipo, se procede a realizar la selección de los rodamientos junto con sus respectivas chumaceras:

$$L_{10h} = 500 * f_h^p$$

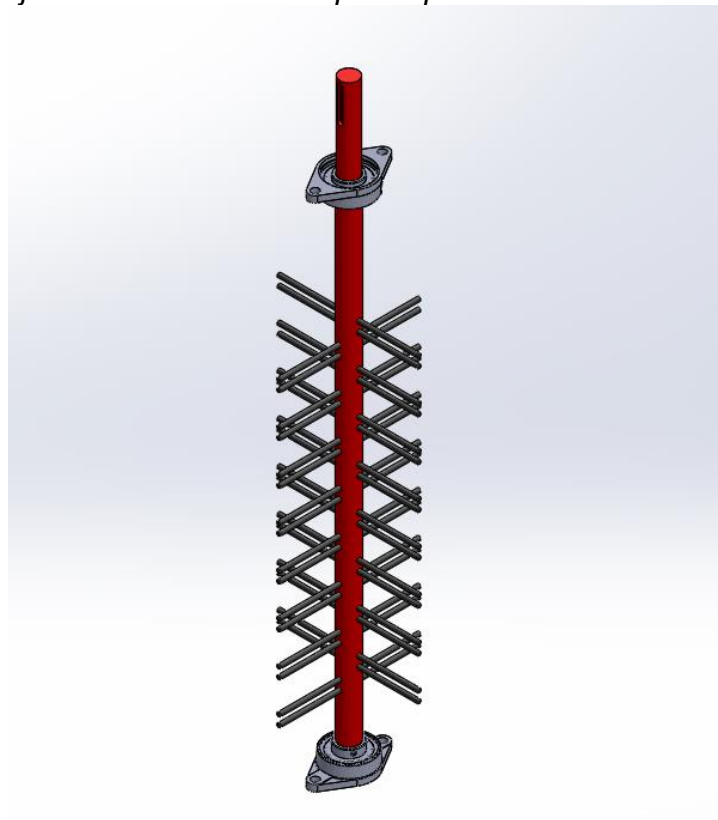
$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{p}}$$

$$P = V * R$$

$$C = P * \frac{f_h}{f_n}$$

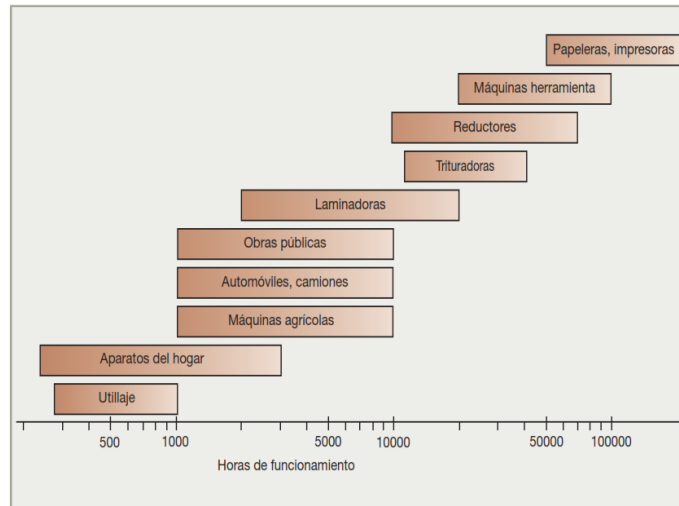
El montaje realizado con los rodamientos es el siguiente:

Figura 85. Montaje de rodamientos del prototipo



Se debe determinar primero la vida requerida de los rodamientos; dado que se trata de un prototipo, se escoge el menor factor para una máquina agrícola, es decir, 1000 horas de vida requerida.

Figura 86. Aplicaciones en maquinaria y vida requerida



Fuente: SNR. Catálogo general de industria [Catálogo]. México, 2009, p. 67.

Ahora, se obtienen los factores de vida y de velocidad:

$$\begin{aligned}
 p &= 3 \\
 L_{10h} &= 500 * f_h^p \\
 1000 &= 500 * f_h^3 \\
 f_h &= 1.2599 \\
 f_n &= \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{p}} = \left(\frac{33,3}{60} \right)^{\frac{1}{3}} \\
 f_n &= 0.8218
 \end{aligned}$$

Ahora, se calcula la carga dinámica equivalente:

$$\begin{aligned}
 V &= 2250 \text{ [N]} \\
 R &= 1 \\
 P &= V * R = 2250 \text{ [N]} \\
 C &= P * \frac{f_h}{f_n} = 2250 * \frac{1.2599}{0.8218} \\
 C &= 3450 \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

Habiendo obtenido la carga dinámica, se procede al catálogo para buscar que rodamiento junto con su respectivo soporte autoalineante de tipo pared, con diámetro interno de 35 [mm] y carga dinámica de 3450 [N], está disponible. La selección realizada fue la siguiente:

- Conjunto soporte-rodamiento: **SNR UCFLE207**
- Cuerpos de soportes: **SNR FLE207**
- Rodamiento inserto: **SNR UC207G2**

Las características del rodamiento seleccionado se pueden verificar en el Anexo B.

7.4.4. Datos finales de operación del prototipo. Los parámetros esperados de operación del equipo ya fueron calculados en un primer momento, más sin embargo tras haber realizado la selección de todos los componentes, estos parámetros iniciales deben ser recalculados, tal como se hizo previamente. Entonces, los datos finales de operación son:

➤ RPM del eje. Las RPM fueron calculadas inicialmente por el método de energías, lo cual dio un valor inicial de 68.5 [RPM]; sin embargo, luego de realizar la selección del motorreductor, el valor final de las RPM del eje será de **57.29 [RPM]**.

➤ Potencia requerida. Con el nuevo valor de las RPM del eje se debe recalcular la potencia requerida por el sistema, el cual tendrá el mismo torque que en el cálculo anterior; entonces:

$$\begin{aligned} \text{POT}_{\text{req}} &= T \cdot \omega = 135 \cdot 6 \\ \text{POT}_{\text{req}} &= 0.81 \text{ [kW]} = 1.086 \text{ [HP]} \end{aligned}$$

Ahora, como la nueva potencia requerida es menor a la máxima potencia que puede suministrar el motorreductor seleccionado, entonces queda confirmado que el motorreductor seleccionado es el adecuado para el presente equipo.

7.5. PRESUPUESTO DE CONSTRUCCIÓN

Al igual que para el equipo a escala 1:1, se debe obtener el valor de cada componente que conformará el prototipo, para poder así realizar el presupuesto de lo que costará fabricar el prototipo. Ya conociendo el valor de todos los materiales y de la mano de obra y otros recursos necesarios para llevar a cabo la fabricación, se puede obtener el costo total del prototipo desraquitizador. El costo de las materias primas y el estimado de los recursos necesarios para la fabricación del prototipo se indican en los Anexos F y G.

Tabla 53. Resumen del presupuesto del prototipo

PRESUPUESTO DEL PROTOTIPO	
Materiales	\$ 1.596.850
Mano de obra	\$ 901.333
Costos fijos	\$ 265.000
Utilidad e Imprevistos	\$ 414.478
IVA	\$ 603.756
TOTAL	\$ 3.781.416

8. CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL PROTOTIPO

En el presente capítulo se presentará cómo fue el proceso de fabricación del prototipo desraquitizador y sus posteriores ensayos utilizando RFF de palma africana. Cabe mencionar que algunos componentes fueron enviados a hacer a terceros, por lo que no se tiene una descripción detallada de su respectivo proceso de fabricación.

8.1. FABRICACIÓN DEL BASTIDOR

El primer paso fue cortar el ángulo con las medidas indicadas en el plano 02-01-01 y realizar los respectivos cortes para poderlos ensamblar; estas dos operaciones se realizaron con tronzadora y pulidora con disco de corte, respectivamente. Una vez se tuvieran los ángulos cortados, se ensamblaban y se punteaban de tal manera que quedaran a escuadra. Una vez se verificaron todas las medidas y la perpendicularidad de todos los ángulos, el bastidor fue soldado por completo.

Figura 87. Bastidor del prototipo ensamblado



8.2. FABRICACIÓN DEL EJE

La punta del eje, la cual posee la función de realizar el acople directo entre este y el motorreductor, fue enviado a hacer a un tercero, dado que era necesario un torno para realizar el cilindrado externo y una fresa para realizar el chavetero. Una vez se tuvo lista la punta del eje, se marcaron los puntos donde pasarían los agujeros para los brazos, y luego se procedió a realizar las operaciones de taladrado.

Figura 88. Eje del prototipo antes del taladrado



Una vez se realizaron los agujeros, se procedió a pasar los brazos —los cuales fueron previamente cortados del largo especificado— a través de estos; se verificó que los brazos sobresalieran la misma distancia a cada lado del eje, y una vez verificado esto, se procedió a soldarlos al eje.

Figura 89. Eje del prototipo ensamblado



8.3. FABRICACIÓN DEL TAMBOR

Para la fabricación del tambor, se comenzó con enviar un archivo DXF a un centro de corte y punzonado CNC, quienes se encargaron de cortar la lámina del tambor desplegada en las dimensiones requeridas y, posteriormente, realizar el punzonado de los agujeros de 5/16" en la distribución especificada en el diseño. Una vez se tuvo la lámina punzonada, se procedió a cilindrarla y a soldarla. Una vez la lámina estaba soldada, se comenzó a insertar los brazos en los agujeros, verificando que estos quedaran a ras de la parte externa del tambor, y se punteaban uno por uno. Una vez todos los brazos estaban punteados y tenían la inclinación adecuada, se soldaban por completo en su parte externa, y luego, a lo que la lámina se hubiera enfriado nuevamente, se reforzaban con soldadura en la parte interna del tambor.

Figura 90. Tambor del prototipo ensamblado



8.4. ENSAMBLE GENERAL

En este punto ya se tiene el sistema del eje con los brazos al igual que el del tambor con los brazos—los cuales son los principales del equipo—, y también se tiene soldado el bastidor; de igual manera, ya se tiene listo el motorreductor y los rodamientos para el eje. Lo primero es ubicar en los ángulos inferiores del bastidor el soporte del rodamiento inferior, el cual fue cortado con oxicorte y taladrado para ensamblarlo al bastidor; una vez ubicado, se procede a atornillarlo al bastidor y luego se atornilla el rodamiento inferior al soporte. Luego, se ubica el eje concéntrico con el rodamiento inferior, y luego se sitúa el tambor concéntrico al eje. Ahora, se procede a atornillar el soporte del rodamiento superior al bastidor, junto con su rodamiento previamente atornillado, y se ubica concéntrico con el eje. Ahora que lo principal está ensamblado, se procede a realizar el acople entre la punta del eje y el motorreductor por medio de la chaveta. Se obtiene lo observado en la Figura 91:

Figura 91. Ensamble general inicial



Como se puede observar, el equipo parece estar listo por completo, pero aún hace falta elevar el tambor de tal manera que el primer par de brazos del eje se encuentren a la misma altura que el primer par de brazos del tambor. Para esto se usa un ángulo de 1" para unir, por medio de soldadura, el tambor al bastidor. Primero, se verificada que el tambor esté concéntrico con el eje y el bastidor, y una vez se ha verificado esto, se cortan 4 ángulos de 1" del largo necesario, junto con su respectivo corte en ángulo en los extremos, para que las caras de este sean perpendiculares al tambor y al ángulo horizontal del bastidor. Ahora, utilizando soportes adicionales se levanta el tambor lo necesario para que los brazos de este y del eje estén a la misma altura; una vez hecho esto, se procede a soldar los ángulos de 1" tanto al tambor como al bastidor. Ahora, el prototipo se encuentra terminado, tal como se observa en la Figura 92:

Figura 92. Ensamble general del prototipo



8.5. PRUEBAS DEL PROTOTIPO

Ya que el prototipo está completamente ensamblado, se pueden realizar las pruebas en este. Dado que este es un prototipo a escala, no está diseñado para ser capaz de procesar RFF demasiado grandes, razón por la cual se deben escoger racimos pequeños, o fracturar los racimos grandes en partes más pequeñas, tal como se observa en la Figura 93.

Figura 93. Racimos seleccionados para las pruebas



Ahora, para realizar las pruebas simplemente hay que encender el motorreductor e introducir un racimo en el tambor (Figura 94). Los brazos del eje forzarán al racimo a desplazarse hacia abajo con la ayuda de la distribución helicoidal de los brazos en el tambor, y al mismo tiempo los brazos, tanto del eje como del tambor, irán desprendiendo los frutos del racimo; este desprendimiento se da debido a que los frutos quedan atrapados entre los brazos, debido a una medida cuidadosamente calculada, tal como se observa en la Figura 95.

Figura 94. RFF situado entre el eje y el tambor



Figura 95. Demostración del principio de funcionamiento del equipo



Sin embargo, si bien se adecuaron los RFF para que quedaran de un tamaño proporcional para el prototipo, en una prueba inicial se encontró que la distancia que quedaba entre los brazos del eje y del tambor era muy pequeña, a pesar de haberse realizado el cálculo de manera correcta. Esto sucede debido a que la proximidad de ambos pares de brazos está forzando el motor a fracturar pequeñas partes del tronco, lo cual se podría hacer en el equipo a escala real, pero, en este caso, el prototipo tiene un motor demasiado pequeño que no es capaz de suministrar la potencia necesaria para realizar esa labor. Por esta razón, se tuvo que incrementar la distancia entre los brazos del eje y del tambor, recortando los brazos del eje aproximadamente 3cm a cada lado.

Ya una vez realizada esta corrección, el racimo pudo circular sin inconveniente alguno a lo largo y ancho del tambor, sin llegar a bloquear el motorreductor, lo que terminó arrojando resultados muy positivos de la prueba del prototipo. En las siguientes figuras se pueden observar los resultados obtenidos tras la prueba del prototipo del equipo desraquitizador.

Figura 96. RFF vacío junto a sus frutos desprendidos



Figura 97. RFF vacío luego de pasar por el equipo



9. CONCLUSIONES

- Se logró desarrollar un sistema mecánico que fuera capaz de realizar la separación en frío, y previo a la esterilización, de los frutos de palma africana del raquis a los que están adheridos, con lo cual se espera reducir las pérdidas de las empresas extractoras de aceite, tanto locales como nacionales e internacionales; y dicha reducción de pérdidas se podría reflejar en la creación de nuevos empleos, la apertura de nuevas plantas extractoras y, también, de un menor impacto ambiental por la disminución del vapor consumido en la planta extractora.
- Se diseñó el equipo desraquitizador, el cual es capaz de procesar todo el rango de tamaños de los RFF de palma africana, que van desde los 7kg hasta los 30kg; esto se logra mediante el movimiento relativo de los brazos del eje y del tambor con respecto a los racimos de palma africana que circulan a través del equipo desraquitizador.
- Fue diseñado el prototipo del equipo desraquitizador, el cual es capaz de probar el concepto de funcionamiento del equipo a escala real. Sin embargo, debido principalmente al tamaño del motorreductor seleccionado, este prototipo solo será capaz de procesar el rango inferior de RFF de palma africana, el cual se considera que irá desde los 7kg hasta los 12kg, aproximadamente.
- Se construyó el prototipo del equipo desraquitizador que fue diseñado en el presente proyecto, haciendo uso de materiales que se consiguen fácilmente en el mercado local y también haciendo uso de materiales que se tenían disponibles previamente, con el propósito de disminuir los costos de fabricación del mismo.
- Tras realizar las pruebas con el prototipo fabricado, se observó que fueron removidos más del 80% de los frutos; además, se estima que menos del 5% de los

frutos fueron dañados de alguna manera, y menos del 1% fueron aplastados o triturados, lo que implicaría una pérdida casi total de aceite en estos frutos.

➤ Con la inclusión de este equipo en el proceso de beneficio de la palma africana, se estima que en el proceso de esterilización se ahorrará 66.5% del vapor utilizado, ya que las vagonetas solo contendrán frutos sueltos. Sin embargo, dado que jamás han sido recolectados datos del consumo de vapor bajo estas condiciones (la condición de tener solo frutos sueltos en las vagonetas), se tiene una nueva ventana de oportunidad para realizar posteriores estudios respecto a este tema.

10. RECOMENDACIONES

- Con el propósito de incrementar la eficiencia del equipo desraquitizador es necesario verificar, por medio del método de prueba y error en el prototipo, la distancia entre un brazo y el otro (la cual es la separación que permite “atrapar” los frutos entre los brazos) y la separación entre los brazos del eje y los brazos del tambor (la cual es la distancia que permite que los RFF circulen a través del equipo sin llegar a fracturar su tronco).
- En ocasiones, durante las pruebas, sucedía que el RFF alcanzaba a desplazarse hasta la pared interna del tambor, debido a que no había suficientes brazos en este. Por esta razón, se debe verificar que la distribución de brazos sobre el tambor sea lo suficientemente densa para garantizar que el racimo siempre se encontrará en el centro de la distancia entre el tambor y el eje. Además, se espera que al incrementar la densidad de los brazos del tambor aumente considerablemente la eficiencia del equipo.
- Para evitar que el ingreso de los RFF al equipo sea, en ocasiones, difícil, se propone que la longitud de los brazos del eje sea variable conforme a su ubicación: para el primer tercio del eje, se sugiere que la longitud efectiva de los brazos sea 80mm más corta; para el segundo tercio, 50mm más corta; y para el último tercio que sea la longitud establecida inicialmente. De esta manera, se facilitará la entrada de los racimos al equipo y, además, el motor tendrá que esforzarse menos ya que los frutos serán desprendidos por capas: la capa externa—la más alejada del tronco—, la capa media y la capa interna—la más cercana al tronco.

BIBLIOGRAFÍA

ACUÑA, Angel. System and process for palm oil extraction by cracking, threshing and dynamic sterilization of the fresh fruit [Patente]. Bucaramanga, Colombia, 2016. Patente #US20160201008A1.

ACUÑA, Victor. Diseño y construcción de un prototipo de rompedor de nuez de palma africana. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Ingeniería Mecánica, 2009.

AGRONOMASTER. La Palma Aceitera Africana Y Su Importantísimo Uso: El Aceite De Cocina. Colombia. 2017. [Consultado: 24 de septiembre de 2018]. Disponible en Internet: <http://agronomaster.com/palma-aceitera/>

AKINOSO, R y RAJI, A.O. Physical properties of fruit, nut and kernel of oil palm. En: International Agrophysics. Marzo-abril, 2011, vol. 25, p. 85-88.

BANCO DE LA REPÚBLICA DE COLOMBIA. Inflación total y meta. [En línea]. Bogotá, 2019. [Consultado: 22 de agosto de 2019]. Disponible en: <http://www.banrep.gov.co/es/estadisticas/inflacion-total-y-meta>

CASTILLO, Edgar. Integración energética del proceso de extracción de palma de aceite. En: Revista PALMAS. 2007. Vol. 28, No. Especial, Tomo 2.

CENIPALMA. Capacitaciones al personal técnico de las plantas de beneficio. Colombia. [Consultado: 24 de septiembre de 2018]. Disponible en Internet: <http://www.cenipalma.org/capacitaciones-al-personal-tecnico-de-las-plantas-de-beneficio>

DAVIES, R.M. Physical and mechanical properties of palm fruit, kernel and nut. En: Journal of Agricultural Technology. Julio-agosto, 2012, vol. 8, no. 7, p. 2147-2156.

GUNAWAN, Fergyanto. et al. Mechanical properties of oil palm empty fruit bunch fiber. En: Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering. Marzo-abril, 2009, vol. 3, no. 7, p. 943-951.

HAMROCK, Bernard. *et al.* Elementos de máquinas. 1 ed. México: McGraw-Hill Interamericana. 1999, 683 p.

HAZIR, Mohd y MOHAMED, Abdul. Oil palm physical and optical characteristics from two different plating materials. En: Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. Septiembre-octubre, 2011, vol. 3, no. 9, p. 953-962.

INTIVE-FDV. Las 5 etapas del Design Thinking y sus técnicas. [En línea]. Argentina, 2018. [Consultado: 23 de julio de 2019]. Disponible en internet: <https://blog.intive-fdv.com.ar/las-5-etapas-del-design-thinking-y-sus-tecnicas/>

LINCOLN ELECTRIC. Catálogo de soldadura. [En línea]. México, 2019. [Consultado: 4 de septiembre de 2019]. Disponible en: <https://www.lincolnelectric.com/es-mx/support/Documents/catalogo-2019.pdf>

MARTÍNEZ, Lina; DÍAZ, Oscar y GARCÍA, Jesús. Condiciones de esterilización para racimos de fruta de palma desgarrados. En: Revista PALMAS. Julio-agosto, 2011, vol. 32, no. 3, p. 64-76.

NUALWIJIT, Narumol y LERSLERWONG, Ladawan. Post harvest ripening of oil palm fruit is accelerated by application of exogenous ethylene. En: Songklanakarin Journal of Science and Technology. Mayo-junio, 2014, vol. 36, no. 3, p. 255-259.

OJOMO, A.O.; OLOGUNAGBA, F.O. y ALAGHA, S.A. Performance evaluation of a palm fruit bunch stripper. En: ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. Septiembre-octubre, 2010, vol. 5, no.9, p. 29-33.

PALM OIL AND FOOD. Producción del aceite de palma. [En línea] [revisado 3 de septiembre de 2018]. Disponible en Internet: <https://www.palmoilandfood.eu/es/producci%C3%B3n-del-aceite-de-palma>

RAHMAN, Zulkifli y MAMAT, Ropandi. Fully stripped bunches in palm oil mills. Malasia, 2001, 2 p. ISSN 1511-7871.

RAMFE. Catálogo general de selección. [En línea]. Bogotá. [Consultado: 26 de julio de 2019]. Disponible en: <https://www.academia.edu/15428962/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE>

SANTOS, Gloria. Diagnóstico y propuesta de gestión de los residuos sólidos generados por el proceso de extracción de aceite crudo de palma africana en Palmas Oleaginosas Bucarelia S.A. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Especialización en Ingeniería Química, 2007.

SNR. Catálogo general de industria [Catálogo]. México, 2009. 695 p.

SUPERINTENDENCIA FINANCIERA DE COLOMBIA. Tasas de interés pasivas. [En línea]. Bogotá, 2019. [Consultado el 22 de agosto de 2019]. Disponible en: <https://www.superfinanciera.gov.co/Superfinanciera-Tasas/generic/passiveInterestRates.seam>

TABATABAE KOLOOR, R. y BORGHEIE, A. Measuring the static and dynamic cutting force of stems for Iranian rice varieties. En: Journal of Agricultural Science and Technology. 2006, vol. 8, p. 193-198.

TECHNOSERVE. Manual Técnico de Palma Africana. Honduras, 2009.

URUETA, Juan Carlos. Agroindustria de la palma de aceite en Colombia: intensificación y adaptación al cambio climático. Aprovechamiento energético del vapor residual de la esterilización. En: XII REUNIÓN TÉCNICA NACIONAL DE PALMA DE ACEITE. Septiembre 30 del 2014.