

Escuela Superior Politécnica del Litoral
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de un desfrutador de palma africana de 12 t/h considerando
factores de seguridad y factibilidad
INGE-3096

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Bruno Daniel Franco Escudero

Wilson Sebastian Pinzón Farías

Guayaquil-Ecuador

Año: 2025

Declaración Expresa

Nosotros, Bruno Daniel Franco Escudero y Wilson Sebastian Pinzón Fariás, acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

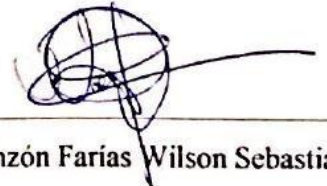
La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 24 de Octubre del 2025.



Bruno Daniel Franco Escudero



Pinzón Fariás Wilson Sebastian

Evaluadores

Miguel Angel

Quilambaqui Jara Ph.D.

Profesor de Materia

Jose Gabriel Martinez

Barre M.sc.

Tutor de proyecto

Resumen

Se diseña un desfrutador de palma africana de 12 t/h para apoyar al sector palmicultor ecuatoriano; el proyecto busca dimensionar los componentes principales, seleccionar el accionamiento, entregar planos de fabricación y estimar costos. La hipótesis sostiene que un diseño adaptado al contexto nacional, con materiales locales, reduce paradas y pérdidas de producto en plantaciones pequeñas y medianas. Se aplicó una metodología de diseño mecánico y se modeló en Inventor/ANSYS; se seleccionaron acero A36 para la estructura y AISI 4340 para el eje, y se realizaron verificaciones por elementos finitos. Se dimensionó un tambor de \varnothing 1,5 m y 4 m de longitud que operó alrededor de 21 rpm, con tiempo de residencia 7,42 min; se obtuvo un torque de diseño de 5,38 kN·m y se seleccionó un motorreductor de 20 HP. Se verificaron Von Mises máx. 79,04 MPa, deformación máx. 0,756 mm, factor de seguridad a fatiga 2,31, y una primera frecuencia modal de 37,18 Hz frente a 29,58 Hz de excitación estimada. El diseño demuestra factibilidad técnica y económica, con costo estimado de USD 17.978,18 lo que permite implementación local y mantenimiento accesible.

Palabras clave: Agroindustria, Diseño mecánico, Sostenibilidad, Análisis por Elementos Finitos, Desfrutador.

Abstract

An African palm fruit thresher with a 12 t/h capacity is designed to support the Ecuadorian palm sector; the project aims to size the main components, select the drive system, deliver detailed manufacturing drawings, and estimate fabrication costs. The hypothesis states that a locally adapted design using available materials can reduce downtime and product losses in small and medium scale plantations. A mechanical design methodology was applied and the system was modeled in Inventor/ANSYS; A36 structural steel was selected for the frame and AISI 4340 for the main shaft, and finite element verifications were performed. A drum of \varnothing 1.5 m and 4 m length was sized to operate at approximately 21 rpm, providing a residence time of 7.42 min; a design torque of 5.38 kN·m was obtained and a 20 HP gearmotor was selected. The main results showed 79.04 MPa maximum von Mises stress, 0.756 mm maximum deformation, a 2.31 fatigue safety factor, and a first modal frequency of 37.18 Hz versus an estimated excitation of 29.58 Hz. The design proves technical and economic feasibility, with an estimated cost of USD 17,978.18 enabling local implementation and accessible maintenance.

Keywords: *Agroindustry, Mechanical Design, Sustainability, Finite Element Analysis, Thresher.*

Índice General

Resumen	I
Abstract	II
Índice de Tablas	VIII
Abreviaturas	IX
Simbología	1
Índice de Figuras	2
Capítulo 1	4
1 Introducción	5
1.1 Descripción del Problema	6
1.2 Justificación del Problema	6
1.3 Objetivos	7
1.3.1 Objetivo general	7
1.3.2 Objetivos específicos	7
1.4 Marco teórico	8
1.4.1 La palma africana (<i>Elaeis guineensis</i> Jacq.): origen, cultivo y distribución en Ecuador	8
1.4.2 Proceso de extracción del aceite de palma.....	10
1.4.3 Principios de separación del fruto: fricción, impacto y rotación	12

1.4.4	Tipos de desfrutadores: de tambor, centrífugos, axiales y de flujo cruzado.	13
1.4.5	Parámetros de diseño relevantes	15
1.4.6	Comportamiento del fruto durante el desfrute: humedad, temperatura y resistencia al desprendimiento	16
1.4.7	Tipos de Tolva	16
1.4.8	Normativas y estándares aplicables.....	17
1.4.9	Bases del modelado estructural por elementos finitos (FEM)	18
1.4.10	Análisis modal y control de vibraciones en maquinaria	20
1.4.11	Consideraciones de mantenimiento, ergonomía y seguridad industrial.....	21
	Capítulo 2.....	23
2	Metodología.	24
2.1	Proceso metodológico: Esquema de Operación.....	24
2.2	Equipos, materiales y fuentes de información empleadas	25
	2.2.1 Recolección de datos físicos del fruto de palma africana (masa, tamaño, humedad) 25	
	2.2.2 Normativas y manuales técnicos consultados.....	28
2.3	Evaluación y Selección de Alternativas de Diseño	28
	2.3.1 Alternativa A.....	29
	2.3.2 Alternativa B	30

2.3.3	Alternativa C	31
2.3.4	Matriz de Decisión Selección de Alternativa.....	32
2.4	Procedimiento de levantamiento de información técnica	33
2.4.1	Registro de parámetros operativos	34
2.4.2	Diseño conceptual del tambor desfrutador y sus componentes principales...	35
2.4.3	Selección de materiales	36
2.5	Dimensionamiento del eje.....	37
2.5.1	Cálculo de volumen geométrico y volumen útil	39
2.5.2	Masa efectiva dentro del tambor.....	39
2.5.3	Velocidad de rotación.....	39
2.5.4	Tiempo de Residencia.....	40
2.5.5	Determinación de masas de elementos.....	40
2.5.6	Determinación del torque suministrado al sistema.....	40
2.5.7	Selección del motorreductor	40
2.5.8	Diagrama de cuerpo libre del eje.....	41
2.5.9	Determinación de diagramas fuerza cortante y momento flector	42
2.5.10	Determinación de diámetro del Eje.....	43
2.5.11	Esfuerzo de Von Mises	44

2.5.12	Análisis de convergencia de malla en Ansys	44
2.6	Selección de componentes auxiliares al eje	45
2.7	Dimensionamiento de estructura Soporte	45
2.7.1	Validación de la estructura por medio de análisis estático y modal	46
Capítulo 3	47
3	Resultados y análisis	48
3.1	Dimensionamiento del proceso	48
3.1.1	Cálculo de potencia y selección del motor	48
3.1.2	Dimensionamiento del tambor rotativo	50
3.1.3	Diseño final del eje a fatiga.....	51
3.2	Validación del modelo por medio de elementos finitos	52
3.3	Selección de Acople	53
3.4	Selección de rodamientos y chumaceras	54
3.5	Estructura Soporte.....	56
3.6	Análisis modal de soporte del motorreductor.....	58
3.7	Tolva de alimentación	59
3.8	Guarda.....	60
3.9	Ensamble Final	61

3.10	Costos.....	62
	Capítulo 4	64
4	Conclusiones y recomendaciones	65
4.1	Conclusiones.....	65
4.2	Recomendaciones	66
	Referencias.....	67
	Apéndice A.....	70
	Apéndice B.....	84

Índice de Tablas

Tabla 1 Propiedades promedio del fruto de palma africana.	9
Tabla 2 Tipos de Desfrutadores.....	15
Tabla 3 Propiedades físicas de la Palma Africana.....	26
Tabla 4 Composición del racimo de fruto de Palma Africana.	27
Tabla 5 Normativas Aplicadas	28
Tabla 6 Matriz de Decisión	33
Tabla 7 Parámetros finales definidos.	35
Tabla 8 Componentes del Desfrutador Conceptual.....	36
Tabla 9 Selección de Materiales.....	37
Tabla 10 Iteraciones realizadas	51
Tabla 11 Validación numérica por elementos finitos en ANSYS	53
Tabla 12 Resultados costo total Desfrutador de Palma Africana.....	62

Abreviaturas

AISI	American Iron and Steel Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
CAD	Diseño asistido por computador
ISO	Organización Internacional de Normalización
INEC	Instituto Nacional de Estadística
NTN	Organización NTN fabricante de rodamiento
RPM	Revoluciones por minuto

Simbología

d Distancia

σ Esfuerzo

gr Gramo

h Hora

HP Horse Power (Caballo de Fuerza)

kg Kilogramo

m Metro

m² Metro Cuadrado

m³ Metro Cúbico

MPa Megapascal

N Newton

% Porcentaje

s Segundos

Ton Tonelada

τ Torque

Índice de Figuras

Figura 1	Fruto de Palma Africana.....	10
Figura 2	Proceso de Extracción del Aceite de Palma Africana.....	11
Figura 3	Desfrutador industrial tipo Centrifugo.....	13
Figura 4	Desfrutador industrial tipo Longitudinal.....	14
Figura 5	Análisis Modal en software Autodesk Inventor.....	21
Figura 6	Diagrama de Flujo de Operación.....	24
Figura 7	Diseño de Forma Sistema de Transmisión por Acople Directo.....	30
Figura 8	Diseño de Forma Sistema de Transmisión por Polea.....	31
Figura 9	Diseño de Forma Sistema de Transmisión por Catarina.....	32
Figura 10	Paletas modeladas en Autodesk Inventor.....	38
Figura 11	Diagrama Cuerpo Libre del Eje.....	41
Figura 12	Diagrama Cuerpo Libre Plano XY.....	42
Figura 13	Diagrama Cuerpo Libre Eje Plano YZ.....	42
Figura 14	Diagrama fuerza de corte obtenido en Autodesk Inventor.....	43
Figura 15	Diagrama momento flector obtenido en Autodesk Inventor.....	43
Figura 16	Selección en Gear ProSelect WEG.....	49
Figura 17	Vista Isométrica del motor reductor de 20 HP.....	50
Figura 18	Factor de Seguridad obtenido con el Fatigue Tool en Ansys.....	52
Figura 19	Esfuerzo de Von Mises obtenido en Ansys.....	53
Figura 20	Acople Directo Dodge Grid 1110T.....	54
Figura 21	Rodamiento de bolas UCP218.....	55

Figura 22 Chumacera con rodamiento UPC218	55
Figura 23 Deformaciones - Entorno análisis estructural en Autodesk Inventor	57
Figura 24 Deformación obtenida de la Viga IPE 120 en Ansys	57
Figura 25 Modos de frecuencia obtenidos base motorreductor en Ansys Modal.....	58
Figura 26 Tolva de Alimentación	59
Figura 27 Guarda	60
Figura 28 Vista Isométrica del Desfrutador.....	61

Capítulo 1

1 Introducción

La industria de palma africana es uno de los pilares del sector de agroindustria ecuatoriano, permitiendo el sustento de varios sectores del Ecuador como en la costa en provincias como Esmeraldas, Los Ríos y Santo Domingo. En estos últimos años el sector palmicultor ha enfrentado varias dificultades, limitaciones en su etapa de procesamiento, en consecuencia, enfrentan una competitividad baja y pérdidas económicas. La dependencia de maquinaria importada condiciona al sector de una manera crítica, ya que tiende al productor a llevar más gastos por mantenimientos complejos, costos elevados de repuestos por ausencia en el país, llevando a la operación tener un rendimiento deficiente en producción. Conociendo el contexto local la inclusión de tecnología adaptada al medio puede fortalecer la cadena de producción del aceite aparte de fomentar y promover la independencia tecnológica del país.

El desarrollo de este equipo propio muestra una respuesta que puede mejorar la tecnología sostenible en el sector palmicultor y suplir las necesidades mencionadas. El desfrutador cumple la etapa de separación de elementos entre el racimo de palma africana y los frutos que crecen en él, en este proceso se obtiene el primer elemento del proceso para obtención del aceite lo que influye en la eficiencia de todo el sistema. El fin del diseño es poder minimizar pérdidas y reducir esperas innecesarias, asegurando un funcionamiento estable bajo condiciones de operación continua o exigentes.

La realización del proyecto se centra a la par de los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS), guiando el mismo según los ODS 2, 8 y 9. Los ODS seleccionados comparte el cero hambre, trabajo decente y crecimiento económico, industrial innovación e infraestructura, esto con el enfoque de impulsar medidas de mejoramiento para la autonomía productiva del sector

palmicultor, fomentando innovación y nuevos métodos de crecimiento económico sostenible. Asimismo, tener un impacto positivo en el mercado de producción de aceite representando el diseño con materiales nacionales y componentes mecánicos que están disponibles en el mercado ecuatoriano.

1.1 Descripción del Problema

En Ecuador, la extracción primaria del aceite de palma se ve afectada por uso de maquinaria importada, esta maquinaria emite varios posibles problemas por ausencia de repuestos en el sector ecuatoriano lo que provoca costos elevados de adquisición, a su vez mantenimientos complejos por desconocimiento del uso correcto de dichos componentes, lo que evocan a producción detenida y pérdidas de tiempo laboral de la etapa de desfrutado.

Adicionalmente, los equipos importados presentan dificultades en la disponibilidad de componentes, largos tiempos de reparación y una alta dependencia tecnológica del exterior. Estas limitaciones generan un impacto negativo tanto económico como operativo, afectando la competitividad del sector palmicultor frente a países vecinos como Colombia y Costa Rica.

Por ello, resulta necesario desarrollar un diseño de desfrutador nacional con capacidad de 12 t/h, que integre criterios de eficiencia, mantenibilidad y seguridad industrial, cumpliendo con las normativas técnicas y garantizando un funcionamiento óptimo en condiciones locales.

1.2 Justificación del Problema

El diseño de un desfrutador de palma africana con capacidad nominal de 12 toneladas por hora constituye una solución tecnológica con alto impacto en el sector agroindustrial ecuatoriano. Este proyecto es importante porque:

- Reduce la dependencia de equipos importados, disminuyendo costos de inversión,

transporte y repuestos.

- Fomenta la sostenibilidad y mantenibilidad, mediante el uso de materiales y componentes fácilmente disponibles en el mercado ecuatoriano.
- Promueve la innovación nacional, impulsando el desarrollo de maquinaria agroindustrial diseñada y fabricada en Ecuador.

El proyecto integra competencias clave de la ingeniería mecánica, como el diseño estructural, la simulación por elementos finitos, la selección de materiales y la validación técnica.

Este cumple con las necesidades del cliente como las necesidades que tienen las plantaciones de pequeña y mediana capacidad, posicionando a dicho sector como puntos de fortalecimiento industrial como generador de empleo técnico y reduciendo impacto ambiental indirecto por reducir la necesidad de equipos importados de otros lugares

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar un desfrutador de palma africana con capacidad nominal de 12 t/h aplicando metodologías de diseño mecánico, simulación y criterios normativos con el fin de potenciar la producción nacional.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Dimensionar los componentes principales del equipo (tambor, eje, paletas, tolva de recepción, y estructura soporte) para garantizar la capacidad requerida y la seguridad operativa.
2. Seleccionar los elementos mecánicos y motrices (motor, rodamientos y sistemas de

transmisión) para asegurar su disponibilidad en el mercado local y su integración adecuada al diseño.

3. Elaborar los planos técnicos de detalle y la lista de materiales para documentar el proceso de fabricación.
4. Estimar los costos de fabricación y montaje para determinar la viabilidad económica del equipo.

1.4 Marco teórico

1.4.1 La palma africana (*Elaeis guineensis* Jacq.): origen, cultivo y distribución en Ecuador

La palma africana (*Elaeis guineensis* Jacq.) es una especie originaria del golfo de Guinea, en África occidental, considerada la oleaginosa más productiva del mundo debido a su elevado rendimiento en aceite por hectárea (FAO, 2022). Su cultivo se introdujo en América Latina a mediados del siglo XX, adaptándose de manera exitosa a las condiciones tropicales húmedas de países como Colombia, Ecuador y Costa Rica (Pérez & Álvarez, 2019).

En Ecuador, el cultivo se concentra principalmente en las provincias de Esmeraldas, Santo Domingo de los Tsáchilas y Los Ríos, donde el clima presenta temperaturas promedio de 26 °C y precipitaciones anuales superiores a 2000 mm, condiciones ideales para su desarrollo (Ministerio de Agricultura y Ganadería [MAG], 2021). Actualmente, el país cuenta con más de 300 000 hectáreas destinadas a la producción de palma africana, de las cuales una parte significativa pertenece a pequeños y medianos productores organizados en cooperativas (INEC, 2023).

Tabla 1

Propiedades promedio del fruto de palma africana.

Propiedad	Valor promedio	Unidad
Diámetro medio del Fruto	25-35	mm
Densidad	600	<i>kg/m³</i>
Humedad promedio	45-55	%
Temperatura Esterilización	120-130	°C
Fuerza de desprendimiento	15-25	N

La Tabla 1 muestra las propiedades físicas promedio del fruto de palma africana, las cuales fueron consideradas como base para el diseño y análisis del desfrutador.

El fruto de la palma africana está compuesto por un pericarpio fibroso rico en aceite, una semilla o almendra que contiene aceite de palmiste y un mesocarpio carnoso, lo que la convierte en una materia prima de alto valor industrial (Suárez, 2020). Su aprovechamiento eficiente depende de la correcta separación de estos componentes durante el proceso de extracción.

Figura 1

Fruto de Palma Africana.



1.4.2 Proceso de extracción del aceite de palma

El proceso industrial para la obtención del aceite de palma involucra una serie de etapas secuenciales que garantizan la eficiencia del sistema y la calidad del producto final: recepción de racimos, pesado y descarga en la tolva de recepción, esterilización con vapor, desfrutado, prensado, clarificación, purificación y almacenamiento de aceite, y tratamiento y recolección de efluentes (Alvarado, 2021).

La esterilización mediante vapor facilita la separación del fruto del racimo y evita la hidrólisis enzimática que puede afectar la calidad del aceite (Mukherjee & Mitra, 2020). Posteriormente, en la etapa de desfrutado, los racimos esterilizados se someten a una acción mecánica que desprende los frutos sin causarles daño significativo. El rendimiento de esta fase incide directamente en la eficiencia de extracción posterior, ya que una separación incompleta reduce la cantidad de aceite recuperable (Díaz, 2019).

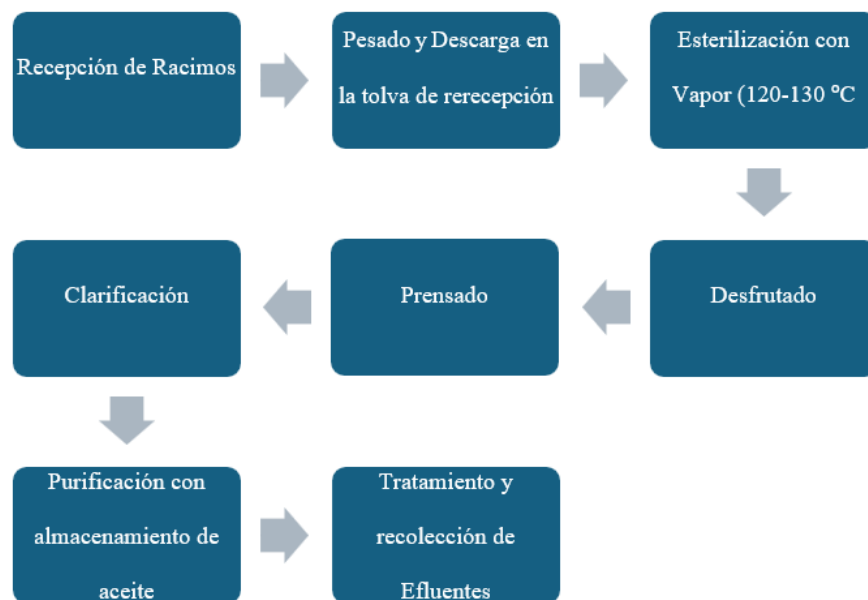
Una vez separados los frutos, estos se conducen hacia la etapa de prensado, donde se extrae el aceite crudo de palma mediante prensas mecánicas. El aceite obtenido se somete luego a

clarificación, proceso en el cual se eliminan impurezas sólidas, restos de fibra y humedad mediante calentamiento y sedimentación. A continuación, la purificación y el almacenamiento del aceite permiten obtener un producto limpio y estable, adecuado para su conservación o refinamiento posterior.

Finalmente, los subproductos líquidos generados en las etapas de clarificación y purificación, denominados efluentes del molino de palma (POME), se recolectan y tratan para reducir su impacto ambiental, cumpliendo con las normativas de sostenibilidad industrial (Ramos, 2021).

Figura 2

Proceso de Extracción del Aceite de Palma Africana.



El desfrutado constituye una de las etapas críticas dentro del proceso de extracción del aceite de palma, ya que de su eficacia depende el porcentaje de frutos recuperados y, en consecuencia, la productividad global del sistema (Sulaiman, 2018). Este proceso se realiza

normalmente en un tambor rotativo o centrífugo, donde los racimos se agitan para provocar el desprendimiento de los frutos por acción combinada de impactos y fricción.

Según Rodríguez y Cabrera (2020), un desfrutador eficiente debe mantener un equilibrio entre velocidad de rotación, ángulo de inclinación y disposición de las paletas internas, a fin de asegurar la completa separación sin deterioro mecánico del fruto. Además, el grado de madurez del racimo y la humedad del fruto son variables determinantes, pues influyen en la fuerza necesaria para el desprendimiento (González, 2021).

1.4.3 Principios de separación del fruto: fricción, impacto y rotación

El proceso de desfrutado se basa en tres principios físicos fundamentales: fricción, impacto y rotación, los cuales interactúan para desprender los frutos del racimo esterilizado. La fricción ocurre cuando las paletas o aspas del tambor ejercen roce sobre la superficie del racimo, generando esfuerzos tangenciales que facilitan el desprendimiento de los frutos maduros (Hernández, 2020).

El impacto, por su parte, resulta del contacto repetitivo entre los racimos y las superficies metálicas del tambor o entre los propios frutos, generando fuerzas normales que superan la resistencia de adhesión peduncular (Abdullah, 2018). Este fenómeno depende de la velocidad angular del tambor y del peso del racimo, por lo que un control adecuado de estos parámetros garantiza la eficiencia sin dañar el fruto (Montoya & Castro, 2021).

Finalmente, la rotación promueve la distribución uniforme de la carga dentro del tambor, asegurando que todos los racimos sean expuestos a las fuerzas mecánicas de separación. La velocidad de rotación debe mantenerse dentro de un rango óptimo para evitar el exceso de fricción y desgaste de los componentes internos (Gómez & Lara, 2022).

1.4.4 Tipos de desfrutadores: de tambor, centrífugos, axiales y de flujo cruzado

Existen diversos diseños de desfrutadores industriales que varían en función de su principio de funcionamiento y capacidad de procesamiento. El desfrutador de tambor rotativo es el más común en la agroindustria de palma africana, debido a su sencillez mecánica y robustez. Este equipo consiste en un cilindro perforado con paletas internas que, rota a velocidades moderadas, permitiendo que los racimos se desintegren progresivamente (Rosales & León, 2020).

Los desfrutadores centrífugos emplean la fuerza centrífuga generada por la rotación de alta velocidad para separar los frutos mediante la diferencia de densidad entre el racimo y las semillas (Yusof, 2021).

Figura 3

Desfrutador industrial tipo Centrifugo.



Por otro lado, los desfrutadores axiales funcionan con un flujo longitudinal del material, utilizando paletas helicoidales o sinfines para avanzar y golpear los racimos simultáneamente. Este tipo es adecuado para operaciones de mediana capacidad y mantenimiento simplificado (Mendoza, 2019). Finalmente, los desfrutadores de flujo cruzado permiten una acción combinada de cizallamiento y arrastre, logrando una separación más homogénea, aunque su fabricación es más

compleja (Rahman, 2020).

Figura 4

Desfrutador industrial tipo Longitudinal.



La selección del tipo de desfrutador depende de la capacidad requerida, las condiciones del fruto, los costos de mantenimiento y el nivel de automatización deseado. Para plantas de mediana a gran escala, el tambor rotativo continúa siendo la alternativa más viable por su confiabilidad y facilidad de diseño (Gutiérrez & Pardo, 2022).

Tabla 2

Tipos de Desfrutadores

Tipo	Principio Funcionamiento	Velocidad (RPM)	Capacidad (t/h)
Tambor Rotativo	Impacto y fricción	18-24	5-20
Centrifugo	Fuerza Centrifuga	150-350	8-18
Axial	Flujo longitudinal con paletas	15-30	5-15
Flujo Cruzado	Cizallamiento	20-40	8-18

1.4.5 Parámetros de diseño relevantes

El diseño de un desfrutador mecánico requiere la definición de parámetros estructurales y operativos que aseguren su eficiencia y durabilidad. Entre los más importantes se encuentran: el diámetro y longitud del tambor, la velocidad de rotación, la cantidad y geometría de las paletas internas, el ángulo de inclinación y la capacidad volumétrica (Torres, 2020).

Según López y Villacís (2021), la relación entre el diámetro del tambor y su longitud influye directamente en el tiempo de residencia de los racimos dentro del sistema. Una longitud insuficiente puede provocar un desfrutado incompleto, mientras que una excesiva aumenta el consumo energético.

La velocidad angular óptima suele encontrarse entre 18 y 24 rpm para equipos de gran capacidad, valor determinado empíricamente mediante pruebas experimentales en plantas

industriales (Ramos, 2022). Las paletas deben disponerse helicoidalmente para promover el desplazamiento axial de los racimos, reduciendo la acumulación de material en el interior.

1.4.6 Comportamiento del fruto durante el desfrute: humedad, temperatura y resistencia al desprendimiento

El comportamiento físico y mecánico del fruto de palma africana durante el desfrutado depende principalmente de su contenido de humedad, la temperatura de esterilización y la resistencia al desprendimiento del pedicelo. Estos factores determinan la fuerza requerida para separar el fruto del racimo y, por tanto, la eficiencia del proceso (Rahim et al., 2021).

La humedad del fruto es un parámetro crítico, pues influye en la cohesión entre el mesocarpio y la estructura fibrosa del racimo. De acuerdo con López y Ruiz (2020), un contenido de humedad superior al 45 % favorece la elasticidad del tejido y reduce la fuerza necesaria para el desprendimiento, mientras que niveles inferiores incrementan la dureza y pueden provocar daño mecánico al fruto.

La temperatura, generalmente entre 120 y 130 °C durante la esterilización con vapor, actúa debilitando las fibras de conexión del racimo. Este tratamiento térmico, además de facilitar la separación, inhibe las enzimas lipolíticas que degradan el aceite, mejorando su calidad final (Chin & Chong, 2019).

En cuanto a la resistencia al desprendimiento, estudios experimentales muestran que los frutos maduros requieren entre 15 y 25 N de fuerza promedio para ser separados del raquis, dependiendo del grado de madurez y el tratamiento térmico previo (Pérez, 2021).

1.4.7 Tipos de Tolva

La tolva constituye el elemento de recepción, acumulación temporal y dosificación por

gravedad del material hacia el sistema de desfrutado, por lo que su geometría influye directamente en la continuidad del proceso y en la probabilidad de atascos. En operaciones industriales de evaluación y manejo de racimos, se reconoce explícitamente esta etapa como condición de operación a considerar dentro del flujo del material previo a su descarga y tratamiento (Caballero Blanco, 2022).

Dado que los racimos presentan geometría irregular, alta tendencia al enclavamiento y variabilidad de fricción superficial, se justifica adoptar una inclinación conservadora ($\geq 50^\circ$ respecto a la horizontal) y validar su desempeño mediante verificación geométrica en CAD y prueba de alimentación en condiciones representativas (Morquecho Sánchez & Herrera Peña, 2024).

1.4.8 Normativas y estándares aplicables

El diseño, construcción y operación de maquinaria destinada al procesamiento agroindustrial debe alinearse con normativas nacionales e internacionales que garanticen seguridad, desempeño y confiabilidad. En el contexto ecuatoriano, el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN) regula los criterios de seguridad en equipos industriales mediante la INEN-ISO 12100:2012, la cual establece los principios generales para la evaluación y reducción de riesgos en maquinaria (INEN, 2012).

La International Organization for Standardization (ISO) complementa este marco regulatorio con estándares orientados a la seguridad de maquinaria agrícola. Entre ellos destaca la ISO 17962:2015, que establece requisitos para equipos rotativos utilizados en cultivos y procesos agrícolas, y la ISO 14120:2015, que define las características de los resguardos físicos y elementos de protección para operarios (ISO, 2015).

En el ámbito de la ingeniería agrícola, la American Society of Agricultural Engineers (ASAE) establece lineamientos esenciales para la fabricación y operación segura de maquinaria mediante la norma ASAE S318.19, la cual regula los requisitos de seguridad para equipos agrícolas con partes móviles, incluyendo criterios para el diseño de resguardos, protección contra atrapamientos, control de proyección de materiales y accesibilidad para mantenimiento.

1.4.9 Bases del modelado estructural por elementos finitos (FEM)

El método de los elementos finitos (FEM, por sus siglas en inglés) constituye una de las herramientas más utilizadas en el análisis y diseño de estructuras mecánicas debido a su capacidad para predecir el comportamiento de los materiales y componentes bajo diferentes condiciones de carga. Este método permite discretizar un modelo continuo en pequeños elementos interconectados denominados “elementos finitos”, sobre los cuales se aplican las ecuaciones que describen el equilibrio mecánico (Cook, 2018).

En el contexto del diseño de maquinaria agroindustrial, el FEM posibilita identificar zonas de concentración de esfuerzos, deformaciones críticas y factores de seguridad, optimizando el peso y la resistencia del equipo (Kumar & Singh, 2020). El proceso de modelado estructural implica etapas bien definidas: creación del modelo geométrico, asignación de materiales, definición de condiciones de frontera, aplicación de cargas, mallado y análisis de resultados. Cada una de estas fases influye directamente en la precisión de los resultados, por lo que deben realizarse bajo criterios de convergencia y validación experimental (Bathe, 2014).

El uso del FEM en el diseño del desfrutador de palma africana permite garantizar que los componentes principales como el eje y estructura soporten las cargas de operación generadas durante la operación. De esta forma, se logra un equilibrio entre la resistencia estructural, la

durabilidad y la eficiencia mecánica del equipo, asegurando la confiabilidad del diseño antes de su fabricación (Fernández, 2022).

Además, el análisis estructural mediante el método de los elementos finitos se fundamenta en las ecuaciones clásicas de la mecánica de materiales, que describen el comportamiento de los cuerpos sometidos a cargas externas. Entre las relaciones más relevantes se encuentran la torsión en ejes, la flexión en vigas y el criterio de Von Mises, empleado para evaluar la falla estática bajo estados combinados de esfuerzo.

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (1.1)$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante por Torsión

T: Torque Aplicado

r: Radio del eje

J: Momento polar de inercia

$$\sigma = \frac{My}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (1.2)$$

Donde:

σ : Esfuerzo normal por flexión

M: Momento Flector

y: Distancia al eje neutro hasta la fibra extrema

I: Momento de inercia

d: Diámetro del Eje

El comportamiento combinado de flexión y torsión se evalúa mediante el esfuerzo equivalente de Von Mises, definido como:

$$\sigma_{Von\ Mises} = \sqrt{(K_f * \sigma_x)^2 + 3 * (K_{fs} * \tau_{xy})^2} \quad (1.3)$$

Este criterio permite determinar si el material experimentará falla por fluencia, comparando el esfuerzo equivalente con el límite elástico del material. En los análisis por elementos finitos, esta ecuación se emplea para generar los mapas de tensiones y definir los factores de seguridad de los componentes críticos del sistema.

1.4.10 Análisis modal y control de vibraciones en maquinaria

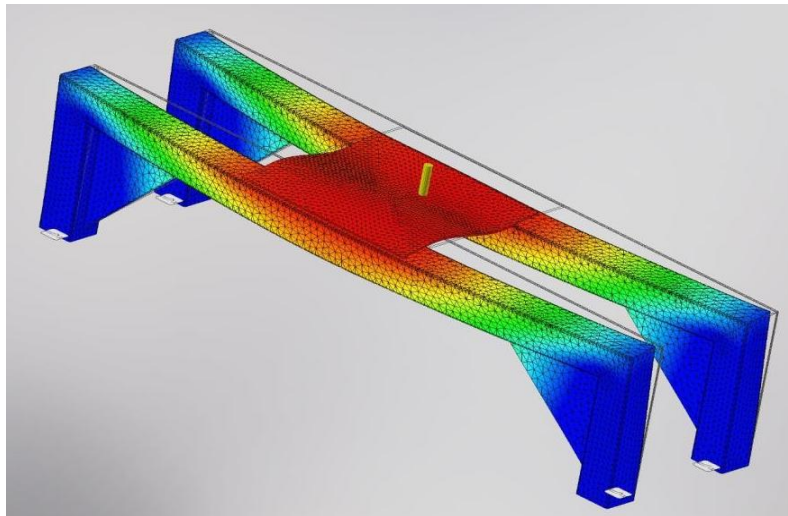
Las vibraciones en maquinaria rotativa constituyen un fenómeno inherente a la operación, originado principalmente por desbalance, desalineación, variaciones de torque y excitaciones periódicas asociadas al giro del motor y del conjunto transmisor. Cuando la frecuencia de excitación se aproxima a una frecuencia natural del sistema estructural, se puede producir resonancia, incrementándose significativamente la amplitud de vibración, el ruido, el desgaste en elementos de unión y la probabilidad de falla por fatiga en componentes y soldaduras (Inman, 2014).

El análisis modal, como parte del enfoque dinámico del método de elementos finitos, permite determinar las frecuencias naturales y las formas modales de una estructura a partir de su matriz de masa y rigidez. A diferencia del análisis estático, el análisis modal no busca calcular esfuerzos por cargas externas, sino caracterizar la respuesta dinámica intrínseca del sistema, identificando modos dominantes y zonas de mayor participación modal (Bathe, 2014).

Una estrategia de diseño empleada consiste en asegurar que la primera frecuencia natural del soporte se mantenga suficientemente alejada de dichas excitaciones, aumentando la rigidez mediante placas base, rigidizadores y configuración estructural adecuada, o reduciendo la flexibilidad del sistema de montaje (Rao, 2017).

Figura 5

Análisis Modal en software Autodesk Inventor



1.4.11 Consideraciones de mantenimiento, ergonomía y seguridad industrial

El respectivo mantenimiento del equipo puede darse catalogándolo en diferentes etapas de tiempo, en el cual tenemos en cuenta el cuidado diario, semanal, mensual, trimestral y anual del mismo.

Mantenimiento diario: En el cual se lleva a cabo limpiezas por residuos de fruto que son fácil visualización ya que por lo general están esparcidas en la superficie del desfrutador.

Mantenimiento semanal: Diagnostico de ruidos, vibraciones no comunes en los componentes de motor, tomando en cuenta también los posibles contaminantes que queden en la zona de trabajo principal del desfrutador.

Mantenimiento Mensual: Priorizar la limpieza profunda debido al aceite residual, evitando clarificación del elemento de producción, revisar equipo de emergencias, que este trabajando para evitar situaciones no deseadas.

Mantenimiento Trimestral: Implica la consideración de ser necesaria, reemplazos y calibración de componentes que contengan alto desgaste.

Mantenimiento Anual: Revisión general de todo el sistema para determinar componentes críticos, de tal manera que se registre el estado de cada uno y uno integral del sistema.

El diseño del mismo puede presentar complicaciones en busca de la comodidad que esta le puede brindar al entorno de trabajo, ya que es una máquina de gran capacidad, los potenciales puntos a considerar es la cantidad de vibración que esta puede surtir al momento de operar, evidentemente esto genera incomodidad por lo que es un factor potencial de disminuimiento de eficiencia.

Se antepondrán aspectos ergonómicos y de seguridad que consideren el espacio del operador, postura del mismo, peso de la máquina, manejo y accesibilidad a los controles del mismo, aspectos los cuales conllevarán a una herramienta de trabajo eficiente y amigable al entorno.

Capítulo 2

2 Metodología.

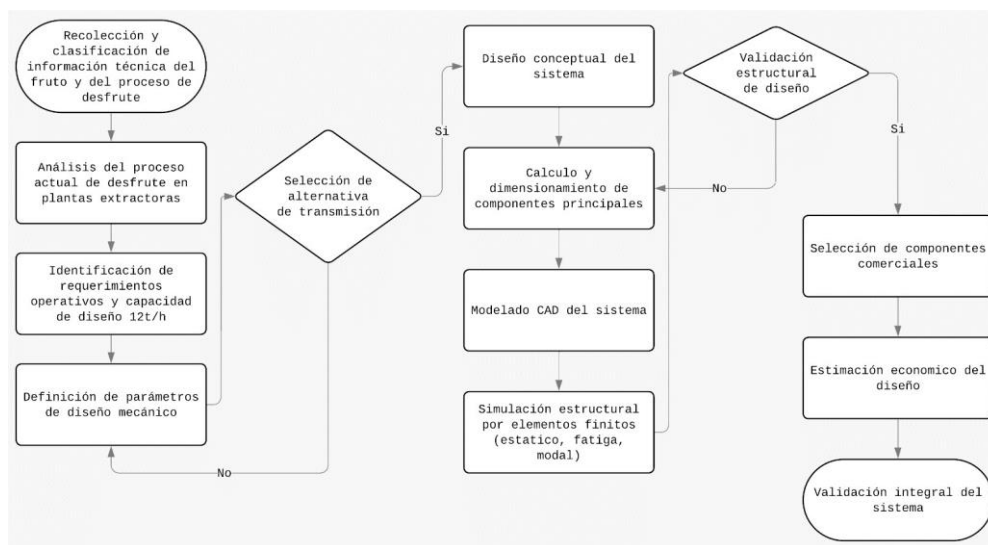
La metodología a utilizar se basa en el diseño mecánico del desfrutador de palma africana. Los procedimientos para aplicar se basan en diseños CAD de los componentes principales, realizar debida investigación para selección de elementos mecánicos y motrices, levantamiento de planos técnicos a detalle para últimamente poder entregar una descripción detallada de la estimación de costos del mismo proyecto.

2.1 Proceso metodológico: Esquema de Operación

Para detallar el proceso a seguir para obtener el diseño final se tomará en cuenta una serie de etapas necesarias para garantizar su obtención. El siguiente diagrama de flujo comprende la explicación desde el inicio del proceso hasta la validación final del mismo.

Figura 6

Diagrama de Flujo de Operación



Este diagrama de flujo se puede entender por 3 fases distintas ya que podemos clasificar el mismo por etapa de recolección de datos, etapa de definición de parámetros iniciales a la vez que

cálculos preliminares y por último validación mediante simulación mediante software de diseño, junto con la estimación final de costos del mismo.

En la primera etapa se consultó sistemas similares para poder entender funcionamiento y parámetros de diseño principales, los sistemas pueden ser de diferentes capacidades, pero se puede acoplar a nuestro diseño ya que ocupa el proceso similar. Luego de procesar e iterar dichos parámetros obtenemos los resultados finales teóricos de cada proceso realizado la mayoría de los resultados pueden ser validados mediante software el cual asegura que los cálculos realizados sean correctos.

2.2 Equipos, materiales y fuentes de información empleadas

La metodología de resolución fue separada en diferentes ramas utilizando conceptos de diseño mecánico, en el caso de determinación de diámetro del árbol de transmisión, análisis estático, análisis de fatiga, de la misma manera para la selección de componentes motrices y mecánicas se involucran criterios de vida útil, como se había mencionado aparte de los criterios teóricos se utilizaron software de diseño como lo son Inventor y Ansys, con la finalidad de corroborar la precisión y exactitud de cálculos realizados.

2.2.1 Recolección de datos físicos del fruto de palma africana (masa, tamaño, humedad)

Como parámetro importante antes de realizar alguna asunción del sistema se estudia el comportamiento del fruto a procesar. Este objeto entra al sistema del tambor rotatorio condicionando a varios aspectos los cuales hay que tener en cuenta en el cálculo de diseño del mismo, esta información se obtiene debido a varios estudios de la palma africana como se puede observar en la siguiente tabla.

Tabla 3

Propiedades físicas de la Palma Africana

Propiedades	Variedad Dura	Variedad Tenera
Longitud [mm]	30.25 (± 5.07)	35.96 (± 4.08)
Anchura [mm]	19.94 (± 2.64)	20.15 (± 3.79)
Espesor [mm]	15.66 (± 2.25)	17.11 (± 1.91)
Esfericidad [%]	70.67 (± 9.27)	64.23 (± 6.58)
Relación de aspecto [%]	67.78 (± 15.29)	56.77 (± 9.47)
Masa de Fruto [g]	7.66 (± 2.04)	8.50 (± 2.00)
Porosidad [%]	40.67 (± 2.21)	38.55 (± 4.01)

Tabla 4

Composición del racimo de fruto de Palma Africana.

Peso del racimo	23–27 kg
Fruto por racimo	60–65 %
Aceite por racimo	21–23 %
Kernel por racimo	5–7 %
Mesocarpio por racimo	44–46 %
Mesocarpio por fruto	71–76 %
Almendra por fruto	21–22
Cáscara por fruto	10–11

2.2.2 Normativas y manuales técnicos consultados

Las normativas seleccionadas se enfocan en el diseño estructural, a la ergonomía para el operador con respecto al sistema y por último normativas de seguridad necesarios para este tipo de máquinas.

Tabla 5

Normativas Aplicadas

Norma	Descripción	Aplicación
ASME Sección VIII	Diseño de componentes	Calculo estructural
ASME B31.3	Sistemas mecánicos	Elementos rotativos
ASTM A36/A36M	Propiedades mecánicas de acero	Material estructural
INEN-ISO 12100:2012	Diseño seguro de maquinaria	Ergonomía y seguridad
ASAE S318.19	Diseño de protecciones	Seguridad
ISO 14122-3	Diseño de guarda en estructura	Seguridad

2.3 Evaluación y Selección de Alternativas de Diseño

Se necesitaron varias opciones para el cual sería el método de transmisión de potencia del mismo, ya que hay varias opciones a las que podemos acoplar el sistema, se estipularon 3 formas diferentes para la transmisión, estas son, por acople directo, utilizando banda, polea y por último cadena y catarina integrando al tambor rodillos laterales los cuales aportan a su rotación.

Las tres opciones fueron elegidas en base a 5 criterios los cuales se escogieron en base a aspectos necesarios que, a tomar en cuenta al momento de la adquisición del mismo,

disponibilidad, a la vez el montaje y la sinergia con el sistema. Los criterios fueron los siguientes:

- Eficiencia de transmisión de potencia
- Resistencia al desgaste
- Mantenibilidad
- Costo
- Seguridad Operativo

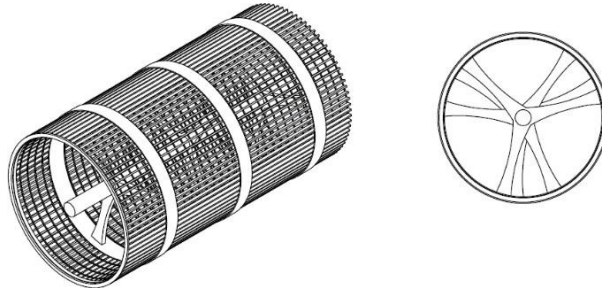
Cada alternativa presentada fue analizada tomando en cuenta dichos parámetros, de tal manera que se pudieran relacionar sus propiedades, características, ventajas y limitaciones, y verificar si eran acordes a lo que se especificó.

2.3.1 Alternativa A

La primera alternativa fue seleccionada el acople directo, en el que consiste en conectar el generador de movimiento directo al árbol de transmisión, esta opción ocupa adquirir un acople que trabaje en este contexto, lo que ofrece esta alternativa es un diseño simplificado del mismo ya que reduce la cantidad de componentes auxiliares a conseguir y adaptar al sistema.

Figura 7

Diseño de Forma Sistema de Transmisión por Acople Directo



Ventajas:

- Alta eficiencia debido a la mínima pérdida de energía al no existir elementos intermedios.
- Construcción simple y compacta; requiere poco espacio.
- Menor mantenimiento por la ausencia de correas o cadenas.

Desventajas:

- Requiere una alineación muy precisa entre ejes para evitar fallas prematuras.
- Transmite directamente vibraciones y choques entre equipos.
- No permite variación de velocidad si los diámetros o velocidades de los ejes ya están definidos.

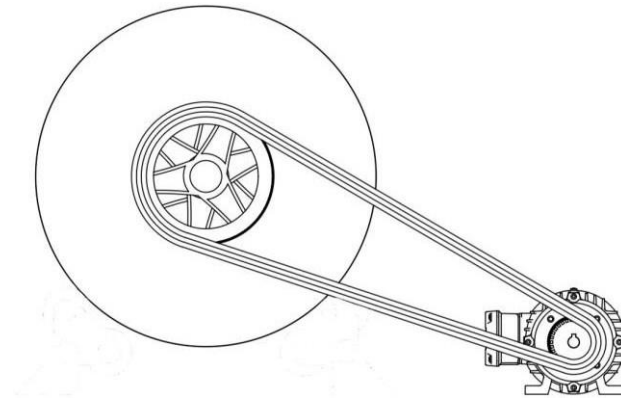
2.3.2 Alternativa B

La segunda alternativa muestra un sistema de transmisión por polea y bandas. Este tipo de mecanismo permite ajustar relaciones de velocidad, puede haber reducción de movimiento o incremento del mismo, este tipo de sistema puede ser versátil al momento de operar, este tipo de transmisión al ser una banda suele absorber de mejor manera las vibraciones del sistema

reduciendo riesgos de deformación bruscas.

Figura 8

Diseño de Forma Sistema de Transmisión por Polea



Ventajas:

- Permite variar la velocidad y la relación de transmisión fácilmente cambiando diámetros.
- Actúa como mecanismo de amortiguación frente a vibraciones y sobrecargas.
- Menor requerimiento de alineamiento estricto entre ejes.

Desventajas:

- Menor eficiencia que el acople directo debido al deslizamiento.
- Requiere mantenimiento en bandas (tensión, desgaste, alineación).
- Ocupa más espacio en comparación con el acople directo.

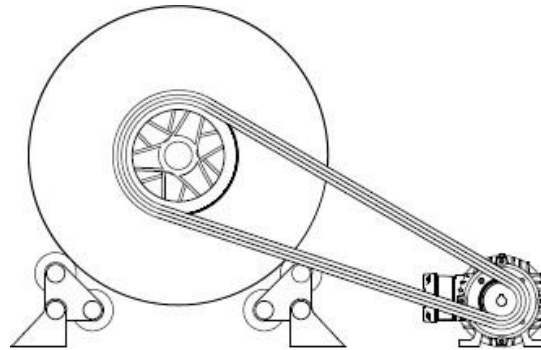
2.3.3 Alternativa C

La tercera alternativa se trata de un sistema de transmisión mediante catarina y cadena, este mecanismo se combina con rodillos laterales al tambor rotatorio para aportar movimiento al mismo. Destaca su capacidad para transmitir fuerzas elevadas sin deslizamientos, este ofrece

buena entrega de movimiento desde el generador.

Figura 9

Diseño de Forma Sistema de Transmisión por Catarina



Ventajas:

- Alta capacidad para transmitir potencia a distancias moderadas.
- Buena eficiencia con deslizamiento prácticamente nulo.
- Relación de transmisión fija y estable.

Desventajas:

- Requiere lubricación y mantenimiento frecuente para evitar desgaste.
- Produce ruido y vibraciones mayores que las poleas.
- Mayor peso y costo que un sistema de bandas.

2.3.4 Matriz de Decisión Selección de Alternativa

Para escoger la alternativa ganadora la cual determinara parte del diseño inicial del desfrutador se realizó una matriz decisión escogiendo de manera estratégica el nivel de significancia de cada parámetro para poder analizar la opción o alternativa más relevante, la significancia de cada parámetro está colocada como porcentaje y las evaluaciones que se dará para

cada alternativa serán según una escala del 1 al 5, siendo 1 (desempeño deficiente) y 5 (desempeño favorable).

Tabla 6

Matriz de Decisión

Criterio	Ponderación	A1: Directo	A2: Polea	A3: Catarina
Eficiencia de Transmisión	30%	5	3	4
Resistencia al Desgaste	25%	4	3	5
Mantenibilidad	20%	3	4	3
Costo	10%	4	3	3
Seguridad Operativa	15%	5	3	2
	Total	4.2	3.2	3.4

La alternativa ganadora fue el acople directo, adecuándose a las necesidades y aspectos más importantes que se habían establecido.

2.4 Procedimiento de levantamiento de información técnica

En esta etapa se busca definir los parámetros de inicio con respecto al diseño del desfrutador, ya habiendo recolectado toda la información necesaria se pueden iterar varias variables iniciales. Este proceso inicial de diseño permite identificar las características del proceso de desfrute, como este va a actuar inicialmente según los parámetros dichos, estos parámetros serán suficientes para el requerimiento.

2.4.1 Registro de parámetros operativos

Los parámetros iniciales establecidas formaron parte del primer calculo mecánico, el cual es dirigido para la selección del motor, en este caso la selección del motorreductor, se lo hace de esta manera para poder obtener un torque inicial el cual tiene que ser suficiente para poder romper la inercia de todo el sistema.

El análisis partió de los requerimientos del cliente con asunciones en base a parámetros de operación de desfrutadores existentes en el mercado, a partir del modelado 3D se obtuvo la inercia del sistema y su aceleración angular para posteriormente obtener el torque requerido del sistema y la potencia del motor.

Para la determinación del diámetro óptimo del eje se realizaron varias iteraciones sucesivas en Autodesk Inventor, variando la masa de las paletas, material del eje, factor de llenado del tambor y la velocidad de rotación. Cabe aclarar que el factor de llenado es de los parámetros más relevantes del diseño ya que esta afecta el volumen efectivo del tambor asegurando un rendimiento optimo sin estancamientos.

En cada iteración se aplicó el torque correspondiente en el extremo del eje y se incorporaron las cargas provenientes del peso del tambor, fruto contenido, masa del eje y masa de las paletas.

Tabla 7

Parámetros finales definidos.

Parámetro	Valor
Diámetro del tambor [m]	1,5
Longitud del tambor [m]	4
Velocidad de rotación [m]	20
Factor de llenado interno	0,35
Potencia del motor [HP]	20
Densidad aparente del fruto [kg/m ³]	600
Masa del eje [kg]	700
Masa de cada paleta [kg]	146,198
Numero de Paletas	4

2.4.2 Diseño conceptual del tambor desfrutador y sus componentes principales

En esta primera instancia se pudo definir componentes principales, como estos se diseñan y según qué criterio. Entre los componentes principales y secundarios tenemos los siguientes:

Tabla 8

Componentes del Desfrutador Conceptual

Componente	Función	Principio de diseño	Observación
Tambor	Aloja y rota el racimo	Volumen	4 m longitud
Eje	Soporta cargas	Flexión y Torsión	5.5 m
Paletas	Desprenden el Fruto	Impacto, fricción	4 unidades
Tolva	Recepción y alimentación de racimos	Flujo	12 ton/hora
Chumaceras	Soporte radial/axial	Selección por Carga	2 unidades
Transmisión	Entrega movimiento	Acople Directo	-
Estructura	Soporte del sistema	ASME	A36

2.4.3 Selección de materiales

Para la selección de materiales necesarios para el sistema se utilizaron criterios de diseño y normativas para adecuar el material suficiente para el trabajo. Al ser un proceso netamente de desfrute en donde el racimo se ve golpeado para recién poder obtener el fruto en sí, esta etapa no necesita materiales de grado alimenticio ya que esta etapa no involucra ningún proceso de procesado del fruto, únicamente recolección del mismo y descarte de racimo.

Los materiales utilizados son los siguientes:

Tabla 9

Selección de Materiales

Componente	Material	Norma	Motivo Selección
Eje	AISI 4340	ASTM A29	Buena Resistencia a torsión
Paletas	A36	ASTM A36	Impacto y Desgaste
Tambor	A36	ASTM A36	Soldabilidad
Estructura	A36	ASTM A36	Rigidez

2.5 Dimensionamiento del eje

El dimensionamiento del eje se realizó a partir de los parámetros operativos definidos para el equipo. Se partió de una capacidad nominal de 12 t/h, un tambor de 1.5 m de diámetro y 4 m de longitud, y un eje principal de 5.5 m fabricado en acero AISI 4340 con un diámetro preliminar de 155,6. La densidad aparente del racimo fresco se consideró como 600 kg/m³.

Para asegurar que el mecanismo tuviese impactos efectivos, se verifico que la velocidad seleccionada cumpliera con el criterio de la fuerza centrífuga que debe permanecer por debajo del peso del fruto, de esta manera se garantiza que los racimos caigan y puedan golpear dentro del tambor de no serlo, una velocidad alta mantendría los racimos ligados al margen del tambor el cual no ayudaría a tener impactos entre los racimos y el tambor.

Sabiendo esto, se procedió a calcular el volumen geométrico del tambor y a la vez su volumen útil, este volumen útil fue tomado según el factor de llenado previamente seleccionado ya que es el volumen máximo al que estará lleno de capacidad el tambor por racimos.

Posteriormente, se calculó el volumen geométrico del tambor y el volumen útil equivalente al 35% del volumen total. A partir de ese valor se estimó la masa de racimo contenida dentro del tambor y se determinó el tiempo de residencia, el cual resultó cercano a 7,42 minutos.

Figura 10

Paletas modeladas en Autodesk Inventor



2.5.1 Cálculo de volumen geométrico y volumen útil

Volumen geométrico del tambor y el volumen útil del mismo, comprende que tantos racimos ocupo el tambor considerando un disfrute seguro sin atascamiento

$$V_{geometrico} = \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 L \quad (2.1)$$

$$V_{util} = V_{geometrico} * \text{Factor de llenado} \quad (2.2)$$

2.5.2 Masa efectiva dentro del tambor

La masa efectiva dentro del tambor involucra según el factor de llenado la cantidad de racimo a su vez de fruto.

$$m_{efectiva} = V_{util} * \rho \quad (2.3)$$

2.5.3 Velocidad de rotación

La velocidad de rotación del tambor siguiendo el criterio de la fuerza centrífuga según los racimos que ingresan al tambor.

$$F_c < W_B \quad (2.4)$$

$$mrw^2 < W_B$$

$$\left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2 < \frac{W_B}{mr}$$

$$n < \frac{30}{\pi} \frac{\sqrt{W_B}}{mr} \quad (2.5)$$

2.5.4 *Tiempo de Residencia*

Tiempo requerido para desfrutar los racimos de palma en base a la masa efectiva de los mismos.

$$t = \frac{m_{efectiva}}{\dot{m}} \quad (2.6)$$

2.5.5 *Determinación de masas de elementos*

Para saber la masa total del ensamble se consideró la sumatoria de todos los componentes a utilizar en el proceso de diseño, eso involucra a los componentes principales y secundarios, ya que todos se ven soportados por una misma estructura.

$$m_{ensamble} = m_{tambor} + m_{efectiva} + m_{eje} + m_{motorreductor} + m_{estructura} + m_{chumaceras} + m_{tolva} \quad (2.7)$$

2.5.6 *Determinación del torque suministrado al sistema*

$$I_{total} = I_{Tambor} + I_{eje} + I_{Paletas} \quad (2.8)$$

$$\alpha = \frac{W_2 - W_1}{t_{estabilizacion}}$$

$$\tau = I_{Total} * \alpha \quad (2.9)$$

2.5.7 *Selección del motorreductor*

Para la selección del motorreductor se tomó como punto de partida el torque requerido en el eje de trabajo, el cual se obtuvo a partir de las condiciones de carga y del régimen de operación

del sistema, este torque se toma según la necesidad a la cual requiere el mismo tener que romper la inercia del sistema. Con este valor se determinó la potencia mecánica necesaria de acuerdo con la velocidad de rotación de trabajo, considerando las pérdidas propias de la transmisión y de los elementos de acople. Adicionalmente, se aplicaron factores de servicio según el tipo de carga y las condiciones de operación. Como resultado de este proceso, se seleccionó un motorreductor de 20 HP marca WEG.

2.5.8 Diagrama de cuerpo libre del eje

Los diagramas fueron realizados tomando en consideración las cargas ejercidas al eje por las paletas, los racimos y su propio peso.

Figura 11

Diagrama Cuerpo Libre del Eje

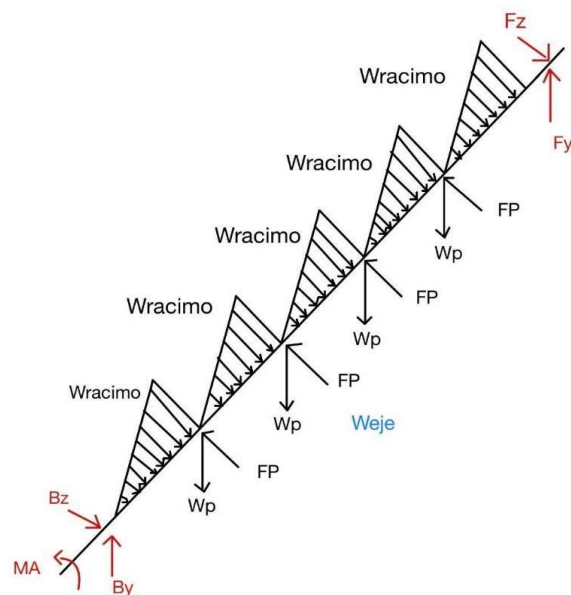
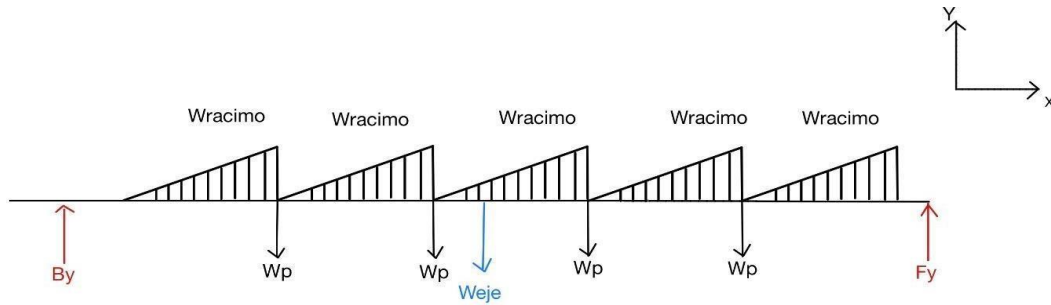


Figura 12

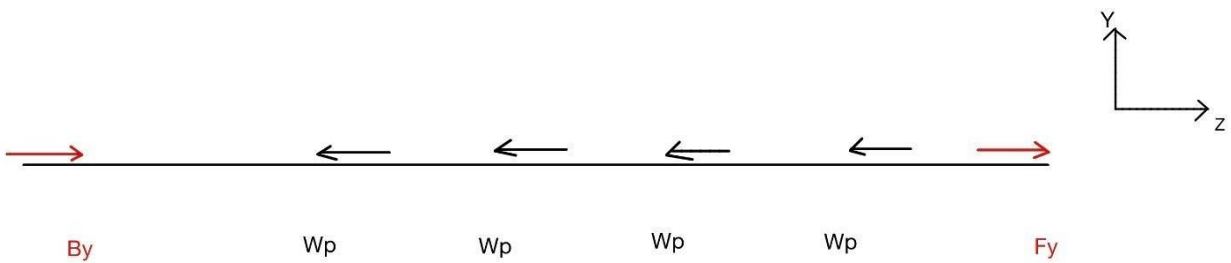
Diagrama Cuerpo Libre Plano XY



PLANO YZ:

Figura 13

Diagrama Cuerpo Libre Eje Plano YZ



2.5.9 Determinación de diagramas fuerza cortante y momento flector

Se hizo uso del apartado Design Accelerator de Autodesk Inventor para determinar los diagramas de fuerza cortante y momento flector del Eje del desfrutador y compararlos con los obtenidos teóricamente para determinar los valores máximos y poder determinar el diámetro del eje a fatiga.

Figura 14

Diagrama fuerza de corte obtenido en Autodesk Inventor

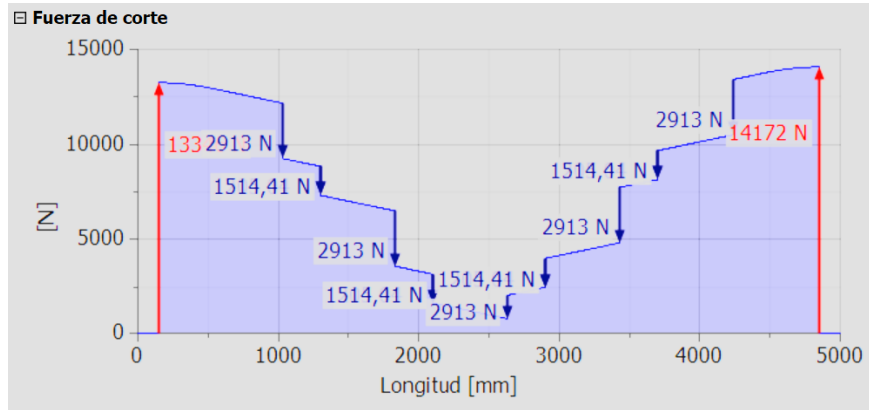
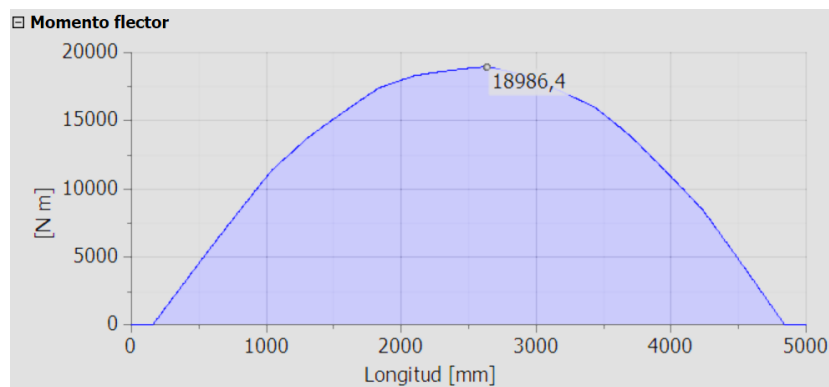


Figura 15

Diagrama momento flector obtenido en Autodesk Inventor



2.5.10 Determinación de diámetro del Eje

Se estimó el diámetro del eje usando el criterio de Goodman modificado tomando asunciones en base al requerimiento del cliente para que el diseño del eje sea robusto y confiable considerando los respectivos concentradores de esfuerzo.

$$d = \left[\frac{32 * N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f * M_a)^2 + \frac{3}{4} (k_{fs} * T_a)^2}}{S_f} \right] + \left[\frac{\sqrt{(k_{fm} * M_m)^2 + \frac{3}{4} (k_{fsm} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right]^{1/3} \quad (2.10)$$

Asunciones:

$$M_{flector\ max} = M_a$$

$$M_m = 0$$

$$T_{motor} = T_m$$

$$T_a = 0$$

Se usará un factor de seguridad de 2,2 debido al requerimiento del cliente.

2.5.11 Esfuerzo de Von Mises

El comportamiento combinado de flexión y torsión se evalúa mediante el esfuerzo equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{Von\ Mises} = \sqrt{(K_f * \sigma_x)^2 + 3(K_{fs} * \tau_{xy})^2} \quad (2.11)$$

2.5.12 Análisis de convergencia de malla en Ansys

Se modeló el eje como un sólido tridimensional (3D) y se generó la malla mediante elementos sólidos en el software Ansys. Para asegurar la convergencia de malla, se realizaron refinamientos progresivos, ajustando el sizing y el tipo de elemento, manteniendo la misma configuración de condiciones de frontera y cargas en cada iteración. En cada refinamiento se revisaron los indicadores geométricos de calidad del elemento, como Element Quality, Aspect Ratio y Skewness, con el fin de verificar que la discretización representara adecuadamente la

geometría y evitara distorsiones numéricas.

2.6 Selección de componentes auxiliares al eje

La selección de los componentes auxiliares, correspondientes a las chumaceras y chaveteros del eje, se realizó en base a la geometría del mismo y a la capacidad de soportar las cargas ejercidas durante la operación. Con ello, se garantizó la compatibilidad geométrica, tomando en cuenta el diámetro, la longitud útil y las condiciones de trabajo a las que se ve sometido el eje.

- 1) Selección de chumaceras
- 2) Selección de chavetero

$$C = P * \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.13)$$

Donde:

C: Capacidad carga dinámica

P: Carga ejercida sobre el rodamiento

K: Factor

L_d : *Tiempo de Vida*

2.7 Dimensionamiento de estructura Soporte

Se definieron las vigas portantes encargadas de alojar y rigidizar los apoyos de las chumaceras, así como el cuerpo estructural principal encargado de transmitir las cargas hacia los puntos de anclaje. Adicionalmente, se diseñó e incorporó una guarda de seguridad, contemplando holguras operativas y accesos para inspección.

2.7.1 Validación de la estructura por medio de análisis estático y modal

Se validó la estructura mediante análisis estático y modal, con el propósito de verificar su comportamiento mecánico bajo condiciones de operación y descartar fenómenos de resonancia asociados a la excitación del motorreductor. En primera instancia, la estructura completa se modeló en Autodesk Inventor y, mediante el módulo de análisis estructural, se estimaron las deformaciones globales y la distribución de esfuerzos en los elementos principales del bastidor. Posteriormente, las vigas de soporte de las chumaceras, responsables de recibir y transmitir la mayor parte del peso del sistema, se evaluaron de forma independiente en ANSYS, aplicando condiciones de frontera equivalentes a las del ensamblaje.

Adicionalmente, el soporte del motorreductor se analizó de manera específica en ANSYS, ejecutando un estudio modal para identificar sus frecuencias naturales y modos de vibración dominantes. Con base en dichas frecuencias, se comprobó que el conjunto no presentó resonancia.

$$f = \frac{RPM}{60} \quad (2.14)$$

Capítulo 3

3 Resultados y análisis

Se presenta el diseño del desfrutador conformado por su eje, motorreductor, estructura, acople, guarda y tolva.

3.1 Dimensionamiento del proceso

Se presentan los resultados del balance volumétrico del tambor considerando el factor de llenado óptimo para obtener las condiciones de trabajo.

3.1.1 Cálculo de potencia y selección del motor

El torque necesario para poner en movimiento el tambor se obtuvo a partir del momento de inercia del sistema y la aceleración angular asociada al tiempo de arranque seleccionado, la entrega un valor de $\tau = 5379.58 \text{ N} \cdot \text{m}$. Con base en este torque y en la velocidad angular de operación, la potencia mecánica requerida para accionar el desfrutador fue determinada.

Para garantizar un margen adecuado ante variaciones de carga y pérdidas mecánicas, se aplicaron factores de seguridad y eficiencia, obteniendo así la potencia nominal de selección del motor.

$$P = \frac{P * SF}{n} = \frac{15 * 1,2}{0,956} = 18,82 \cong 20 \text{ HP}$$

Con base en la potencia nominal requerida y la velocidad de salida necesaria, se evaluaron opciones comerciales de motorreductores del fabricante WEG mediante el catálogo técnico y la herramienta Gear ProSelect. Como resultado, se seleccionó un motorreductor que cumple con los requerimientos de potencia, torque y velocidad establecidos, asegurando un funcionamiento confiable y compatible con el diseño del sistema.

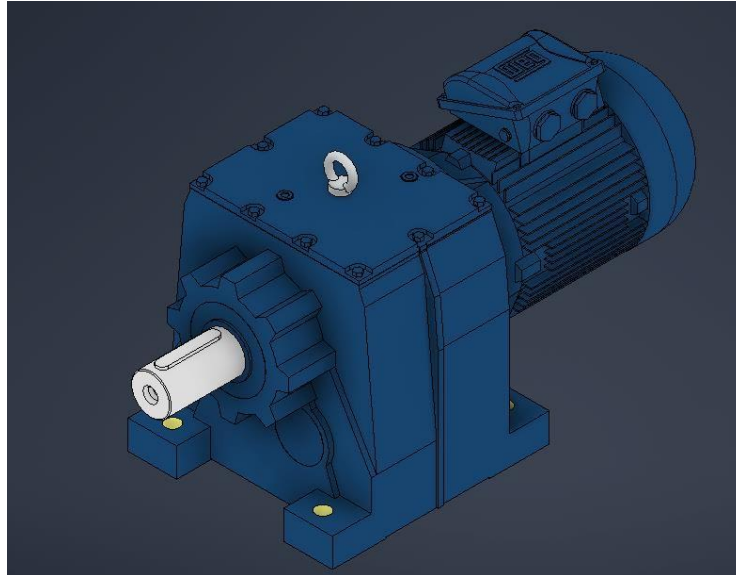
Figura 16

Selección en Gear ProSelect WEG

The image shows a screenshot of the WEG Gear ProSelect configuration tool. At the top left is the WEG logo. The navigation bar includes 'Home | Restart configuration'. Below this, there are two status indicators: 'Product Selection' with a checkmark and 'Product' with a checkmark. The main section is titled 'Product Configuration' and has five tabs: 'GENERAL' (selected), 'GEAR UNIT', 'MOTOR', 'BRAKE / ENCODER', and 'YOUR PRODUCT'. Under the 'GENERAL' tab, there is a 'Type code' field containing 'WCG20 C13 3 GS 160 15kW 4P W22 84.82'. Below that is the 'Execution' section with a dropdown menu showing 'GS .. Foot type with output shaft' and a small image of the motor. The 'Mounting position' section displays six options (M1 to M6) with corresponding motor images. The 'Output flange' dropdown is set to 'Without'. The 'Solid output shaft' dropdown is set to 'Ø 90 m6 x 170'. At the bottom, there is a label 'Position of the terminal box - Cable entry' with a help icon.

Figura 17

Vista Isométrica del motor reductor de 20 HP



3.1.2 Dimensionamiento del tambor rotativo

El volumen del tambor se determinó a partir de la geometría de un cilindro, considerando el diámetro y la longitud seleccionados en función de la capacidad requerida y las restricciones de espacio del diseño. Con estas dimensiones se calculó el volumen útil del tambor y se aplicó un factor de llenado que representa el porcentaje real de ocupación por los racimos durante la operación, buscando un balance entre la eficiencia de desfrutado y la carga mecánica del sistema.

La velocidad de rotación del tambor se definió considerando criterios de eficiencia de desfrutado y referencias de operación en equipos similares. A partir de esta velocidad se determinó el tiempo de residencia de los racimos dentro del tambor, asegurando que sea suficiente para lograr el desprendimiento adecuado de los frutos.

Asimismo, se calculó el flujo másico del sistema a partir de la capacidad establecida y se estimó la masa de frutos sueltos generados durante el proceso, lo que permitió evaluar el

desempeño funcional del desfrutador.

3.1.3 *Diseño final del eje a fatiga*

Se realizaron un total de 3 iteraciones hasta obtener un diámetro de 155,6mm y un esfuerzo de Von mises de 80,97 MPa, valores que luego se corroboraron por medio del software Ansys en un análisis de elementos finitos.

$$\sigma_x = \frac{32 * (18986,4)}{\pi * 0,16^3} = 47,21MPa$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * (6865)}{\pi * 0,16^3} = 8.13 MPa$$

$$\sigma_{alt} = 80.97 MPa$$

Tabla 10

Iteraciones realizadas

Iteración	Material	Masa Paletas [kg]	Velocidad [rpm]	Diámetro Requerido [mm]
1	AISI 1045	227,325	24	169,38
2	AISI 4140	146,198	23	160,2
3	AISI4340	146,198	22	155,6

3.2 Validación del modelo por medio de elementos finitos

La validación numérica se ejecutó mediante un análisis por elementos finitos en ANSYS, refinando la malla hasta alcanzar convergencia en la zona de mayor sollicitación. Los resultados de esfuerzo equivalente de Von Mises obtenidos por ambos enfoques se compararon en la Tabla 10, evidenciándose consistencia entre el modelo teórico y el modelo tridimensional. Con la malla convergida, el esfuerzo máximo en ANSYS fue 79,043 MPa, mientras que el esfuerzo teórico alcanzó 80,97 MPa. Adicionalmente, el análisis numérico entregó una deformación máxima de 0,756 mm y un factor de seguridad a fatiga de 2.31, superando el criterio mínimo adoptado.

Figura 18

Factor de Seguridad obtenido con el Fatigue Tool en Ansys

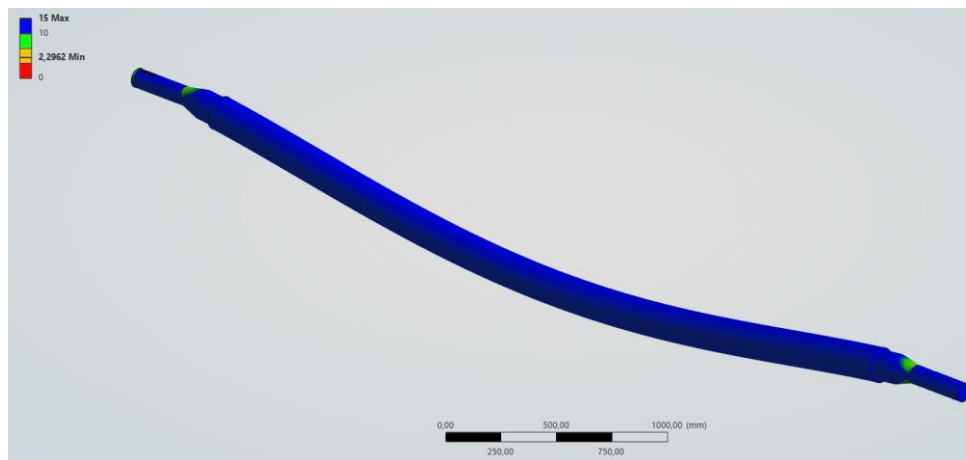


Figura 19

Esfuerzo de Von Mises obtenido en Ansys

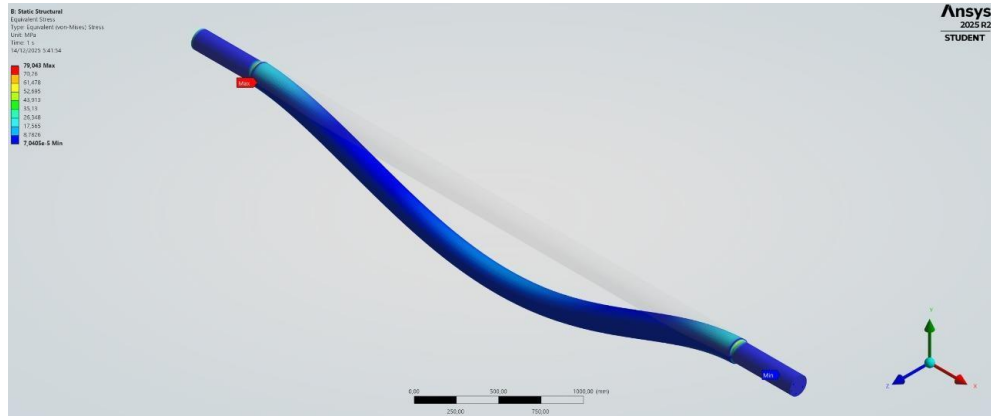


Tabla 11

Validación numérica por elementos finitos en ANSYS

Iteración	Von Mises	Von Mises Teórico	%Error	Factor de Seguridad	Factor de Seguridad Diseño	%Error
1	45,34	80,97	44	3,98	2,2	81
6	79,04	80,97	0,24	2,29	2,2	5

3.3 Selección de Acople

Para el acoplamiento entre el eje de salida del motorreductor y el eje del tambor se seleccionó un acople directo flexible tipo rejilla. Esta elección se basó en que el acople permitió transmitir el torque requerido incorporando un efecto de amortiguamiento torsional, lo cual resultó conveniente para condiciones de operación con variaciones de carga y vibración. A partir del torque de diseño obtenido en el dimensionamiento, se verificó que la capacidad nominal del acople

fue compatible con el régimen de trabajo y con los márgenes establecidos para servicio, por lo que la selección se consideró adecuada para la operación prevista.

Figura 20

Acople Directo Dodge Grid 1110T



3.4 Selección de rodamientos y chumaceras

Para la selección del tipo de rodamiento a escoger se utilizó el criterio de capacidad de carga dinámica, para ello se consideró el punto que entrega mayor reacción, siendo el valor de reacción 14 439 N.

Empleando la fórmula se obtiene una capacidad requerida de 83 kN; a partir de este dato obtenido se realizó la búsqueda del componente que cumpla con este requisito.

Como selección se dio el componente SKF UCP218, el cual contiene la chumacera y el rodamiento, facilitando el acople.

Este componente contiene un rodamiento con una capacidad de carga dinámica de 96.1 kN, lo cual se adapta al requerimiento.

$$C = 14439 \left(\frac{173448000}{10^6} \right)^{1/3} = 80.41 \text{ kN}$$

Figura 21

Rodamiento de bolas UCP218



Figura 22

Chumacera con rodamiento UPC218

Specifications
(Boundary dimensions ...etc)

d	90 mm	N1	40 mm
H	101.6 mm	H1	33 mm
L	327 mm	H2	198 mm
A	88 mm	L1	94 mm
J	262 mm	B	96 mm
N	27 mm	S	39.7 mm
		Bolt size	M22
		Basic load ratings : Cr	96.1 kN
		Basic load ratings : COr	71.5 kN
		Fatigue load limit : Cu	2.91 kN
		factor : f0	14.5
		Nipple size	R1/8

3.5 Estructura Soporte

Para la estructura soporte se seleccionaron perfiles tubulares cuadrados $100 \times 100 \times 3$ mm como elementos predominantes del bastidor, debido a su disponibilidad comercial, facilidad de fabricación y adecuada relación rigidez–peso para conformar el armazón principal. Adicionalmente, se incorporaron dos perfiles IPE 120 en la zona de apoyo de las chumaceras, con el objetivo de incrementar la rigidez local y limitar la deformación en el tramo donde se concentran las cargas transmitidas por el eje y los elementos rotativos.

La validación estructural se ejecutó inicialmente en el entorno de análisis de estructura de Autodesk Inventor, donde se aplicaron las cargas representativas del sistema y las restricciones correspondientes a los puntos de anclaje. Con esta configuración se evaluaron las deformaciones máximas tanto en las vigas IPE 120 como en el resto del bastidor, verificando que los desplazamientos se mantuvieron dentro de un comportamiento estable para la condición de operación considerada. Posteriormente, se realizó una verificación adicional en ANSYS, implementando un análisis más riguroso mediante control de discretización y revisión de criterios de convergencia de malla, a fin de asegurar independencia numérica de los resultados. La comparación entre ambos entornos mostró concordancia en la respuesta estructural obtenida, confirmándose que las deformaciones estimadas fueron equivalentes y que el comportamiento del soporte no dependió del software utilizado, sino de la configuración mecánica modelada.

Figura 23

Deformaciones - Entorno análisis estructural en Autodesk Inventor

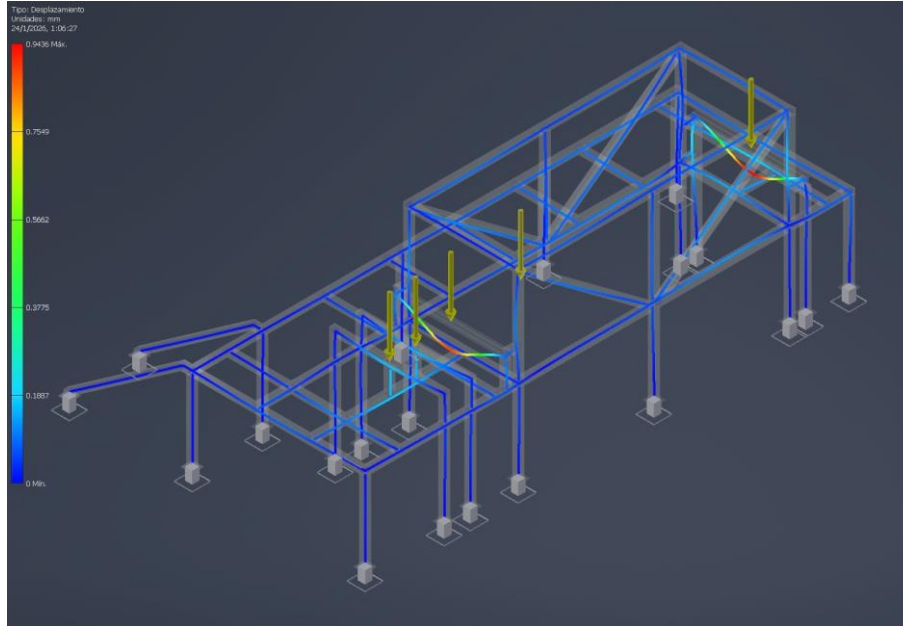
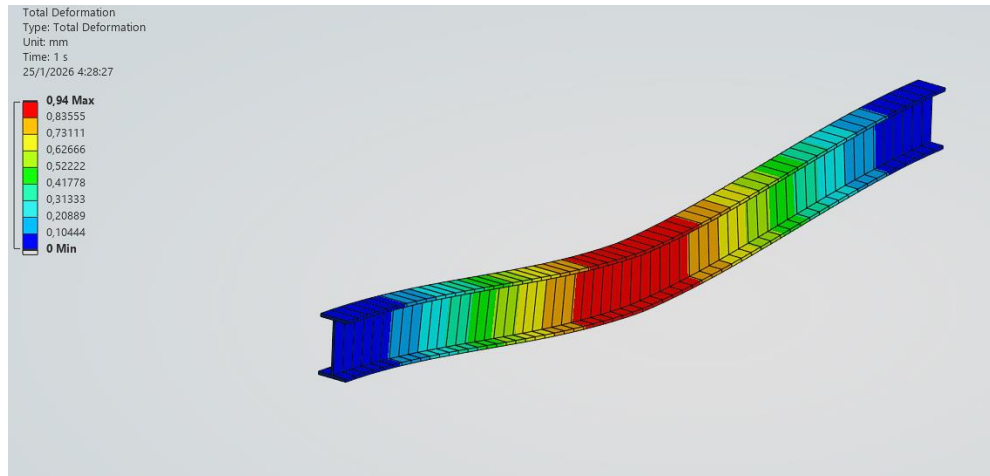


Figura 24

Deformación obtenida de la Viga IPE 120 en Ansys

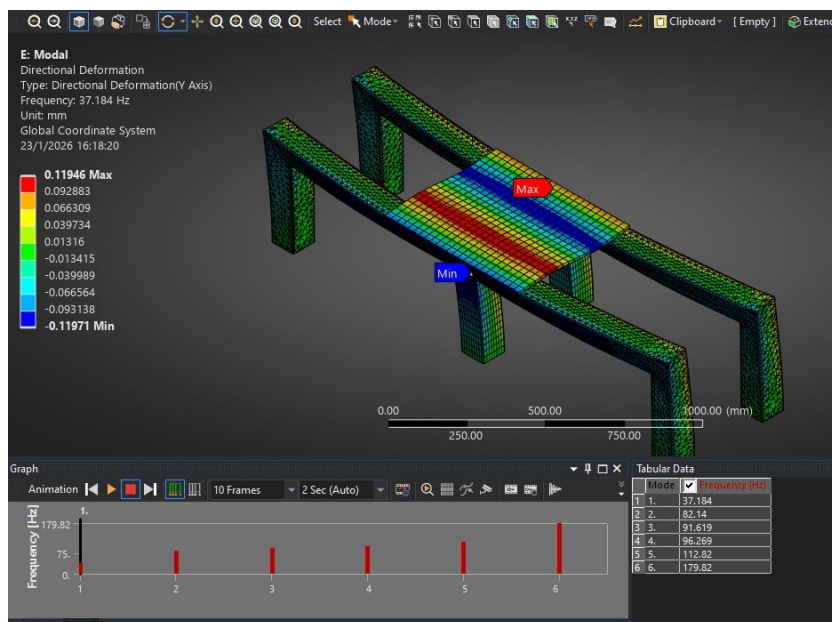


3.6 Análisis modal de soporte del motorreductor

En ANSYS, el motorreductor no se modeló mediante geometría sólida detallada; en su lugar, se representó mediante cuatro masas puntuales ubicadas en las zonas correspondientes a los pernos de fijación de la base. La masa total del equipo 374 kg se dividió de manera uniforme, asignando 93,5 kg a cada punto, de modo que la inercia agregada se concentró donde efectivamente se transmite al bastidor. Con esta configuración se ejecutó el análisis modal, determinándose las frecuencias naturales y los modos de vibración dominantes del soporte. Como resultado, la primera frecuencia natural se obtuvo en 37,18 Hz, mientras que la frecuencia de excitación asociada al motor se estimó en 29,58 Hz; por lo tanto, se concluyó que no existió coincidencia directa entre excitación y frecuencia natural, y se consideró improbable la ocurrencia de resonancia bajo el régimen de operación evaluado.

Figura 25

Modos de frecuencia obtenidos base motorreductor en Ansys Modal

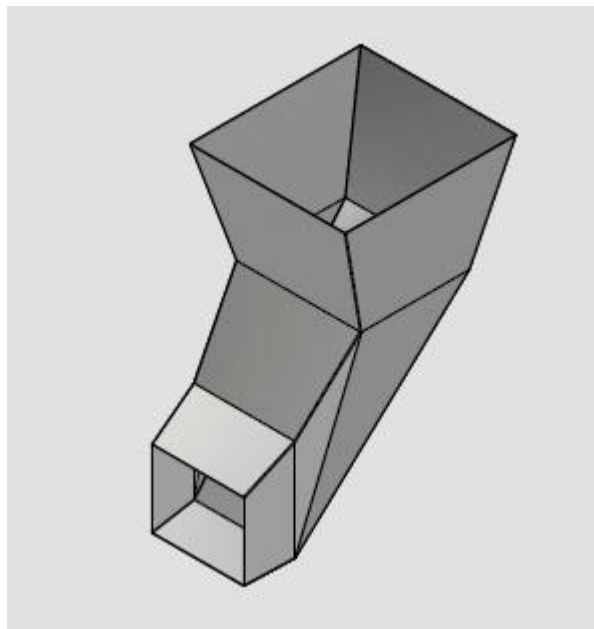


3.7 Tolva de alimentación

La tolva se diseñó en acero galvanizado y se configuró como un elemento de transición geométrica para conducir el racimo hacia el tambor sin interferencias. La boca superior se definió con una dimensión inicial de 1100×1000 mm y se redujo progresivamente hasta una sección final de 600×500 mm, con el fin de concentrar el flujo del material y mejorar su direccionamiento hacia la etapa de alimentación. Adicionalmente, se incorporó un codo con inclinación de 50° , el cual favorece el deslizamiento del racimo y disminuye la probabilidad de estancamientos, manteniendo un flujo gravitacional más continuo durante la operación.

Figura 26

Tolva de Alimentación

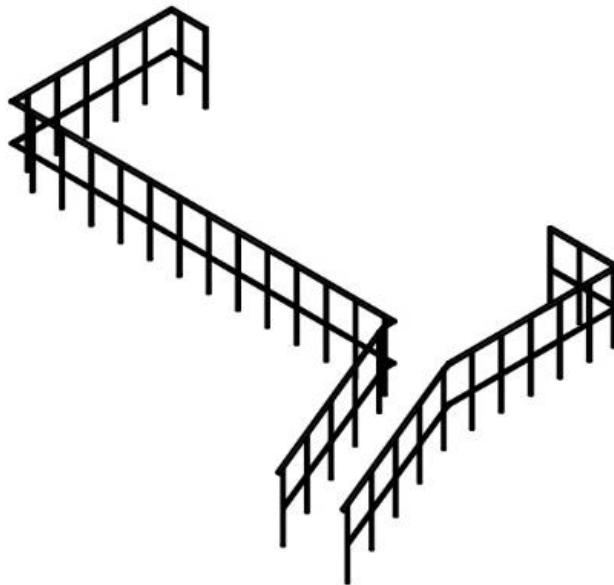


3.8 Guarda

La guarda fue diseñada conforme a la norma ISO 14122-3, adoptando criterios de seguridad, ergonomía y accesibilidad para el operador durante la operación y el mantenimiento del equipo. Se estableció una altura de 1100 mm, lo que permite una contención efectiva y reduce el riesgo de caídas o contacto involuntario con partes móviles. Asimismo, se definió una separación de 500 mm, asegurando una distancia segura respecto a la zona de riesgo y facilitando una postura de trabajo adecuada, sin limitar las tareas de inspección y limpieza.

Figura 27

Guarda

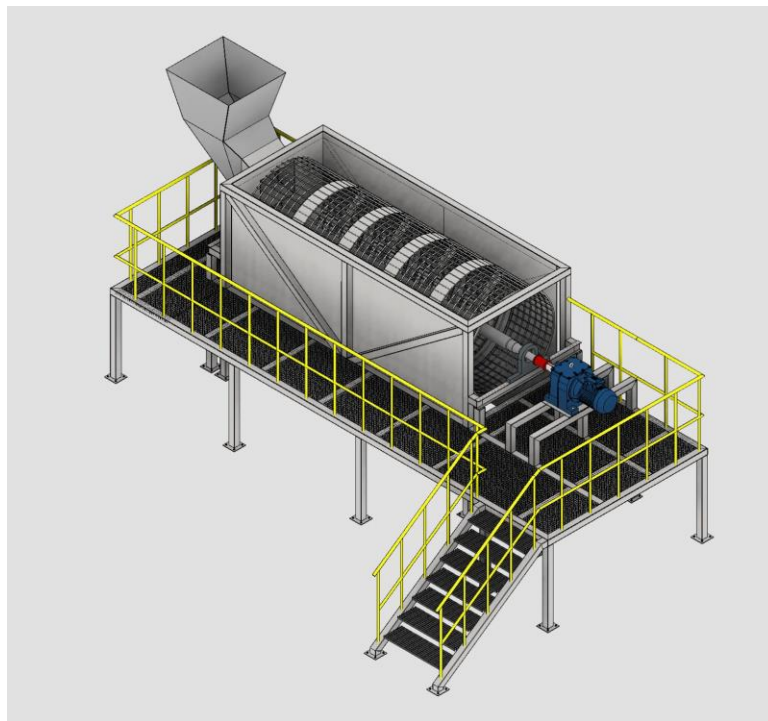


3.9 Ensamble Final

Se presenta la vista isométrica del diseño con todos los componentes ensamblados, donde se observa la integración del tambor, eje, chumaceras, estructura soporte, sistema de accionamiento y elementos auxiliares del conjunto. El bastidor se configuró como base estructural del equipo, incorporando refuerzos en la zona de apoyo de chumaceras y la placa de montaje del motorreductor, mientras que la tolva y la guarda de seguridad se acoplaron como elementos funcionales para la alimentación y la protección de partes rotativas.

Figura 28

Vista Isométrica del Desfrutador



3.10 Costos

Tabla 12

Resultados costo total Desfrutador de Palma Africana

Componente	Cantidad	Costo
Eje AISI 4340	1	\$1500
Tambor	1	\$800
Paleta	4	\$700
Coraza	1	\$600
Tolva	1	\$350
Grating	-	\$900
Chumaceras SKF UCP218	2	\$300.81
Acople Flexible DODGE 1110T	1	\$1703.81
Motorreductor 20 HP WEG	1	\$5000
Perno de Anclaje ½'	80	\$40
Tubo Estructural Cuadrado 100x100x3	80m	\$745
Perfiles Laminados IPE 120	6m	\$79.3
Tubo Estructural 42.5	17m	\$65.28
Tubo Estructural Menor	62m	\$193.98
Mano de Obra		\$5000
	Total	\$17978.18

La Tabla 12 permitió concluir que la implementación del desfrutador resultó factible desde el punto de vista económico con valor de \$17978.18, debido a que el costo total estimado se mantuvo dentro de un rango coherente para un equipo de capacidad industrial y con componentes comerciales disponibles en el mercado. La estructura del presupuesto mostró que la mayor parte del valor se concentró en el sistema de accionamiento y en la mano de obra de fabricación y montaje, mientras que el resto correspondió a materiales y elementos mecánicos estándar.

Adicionalmente, el desarrollo y fabricación local del equipo se consideró una alternativa conveniente frente a la importación de maquinaria equivalente, debido a que redujo costos asociados a transporte internacional, aranceles, tiempos de entrega y dependencia de repuestos externos. En este sentido, la propuesta no solo resultó viable para la aplicación prevista, sino que también promovió el fortalecimiento de capacidades de manufactura y ensamblaje a nivel local, facilitando mantenimiento, adaptación a requerimientos específicos y disponibilidad de servicio técnico en sitio.

Capítulo 4

4 Conclusiones y recomendaciones

4.1 Conclusiones

- Se diseñó un desfrutador de palma africana que cumple con los requerimientos operativos del cliente y la capacidad nominal de 12 t/h, integrando un tambor rotativo, cuatro paletas internas y un sistema de transmisión por acople directo. El diseño adoptado permite un proceso de desfrutado eficiente al combinar adecuadamente los principios de impacto, fricción y rotación, garantizando un desprendimiento efectivo del fruto sin comprometer su integridad. Asimismo, la configuración estructural y mecánica del equipo fue desarrollada considerando las características del fruto, las condiciones de operación en plantas extractoras locales y la disponibilidad de materiales y componentes en el mercado ecuatoriano, asegurando su pertinencia técnica y operativa.
- Mediante simulaciones por elementos finitos se verificó el comportamiento estructural del eje y la estructura soporte, validando el tiempo de vida y los factores de seguridad del diseño bajo cargas de operación reales. Los análisis estáticos y dinámicos permitieron identificar zonas críticas de esfuerzo y deformación, asegurando que los niveles obtenidos se mantuvieran dentro de los límites permisibles para los materiales seleccionados. Además, el análisis modal del soporte del motorreductor confirmó que las frecuencias naturales del sistema se encuentran suficientemente alejadas de las frecuencias de operación, reduciendo el riesgo de resonancia y garantizando un funcionamiento estable y confiable durante la vida útil del equipo.
- El desfrutador propuesto presenta un costo competitivo frente a equipos disponibles en el

mercado internacional, además de estar basado en materiales y componentes accesibles en el mercado local, lo que favorece su factibilidad de fabricación y mantenimiento. Adicionalmente, el uso de materiales normalizados y proveedores locales facilita la disponibilidad de repuestos, reduce tiempos de mantenimiento y fortalece el desarrollo de tecnología nacional en el sector agroindustrial.

4.2 Recomendaciones

- Se recomienda fabricar el desfrutador conforme a los planos y especificaciones desarrolladas en este trabajo y realizar pruebas piloto en condiciones reales de operación en una planta extractora de palma africana, con el fin de validar su desempeño, consumo energético y eficiencia de separación del fruto.
- Se sugiere implementar el plan de mantenimiento preventivo propuesto y garantizar el cumplimiento de las normas de seguridad industrial mediante la instalación de resguardos, señalización y sistemas de parada de emergencia, asegurando la confiabilidad del equipo y la protección del personal operativo.
- Se recomienda evaluar en trabajos futuros la variación de la velocidad de rotación del tambor, la geometría de las paletas y la incorporación de sistemas de control de velocidad.

Referencias

W. L. Burgos Cuadros y P. I. Charco Gómez, “*Diseño de una máquina embolsadora por peso para frutos secos y deshidratados con fundas tipo doypack,*” Proyecto Integrador, Fac. Ing. Mecánica y Ciencias de la Producción, ESPOL, Guayaquil, Ecuador, 2020.

C. D. Morquecho Sánchez y E. G. Herrera Peña, “*Diseño de una máquina de molienda para la producción de harina de arroz y garbanzo,*” Proyecto Integrador, Fac. Ing. Mecánica y Ciencias de la Producción, ESPOL, Guayaquil, Ecuador, 2024.

Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda (MIDUVI), *Guía práctica para el diseño de estructuras de acero de conformidad con la Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC 2015*, 1.^a ed., Quito, Ecuador: MIDUVI, 2016.

Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda (MIDUVI), *Estructuras de acero: Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC-SE-AC*, Quito, Ecuador, MIDUVI, 2014.

Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda (MIDUVI), *Cargas (no sísmicas): Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC-SE-CG*, Quito, Ecuador, MIDUVI, 2014.

E. M. Vázquez Muñoz, “Sistema de corte para obtener palma africana,” Tesis de grado Univ. (no especificada), Ciudad (no especificada), País (no especificado), 2023.

S. J. Tobar Enríquez, “Factibilidad del cultivo de palma africana en hacienda ‘La Tormenta’,” Tesis de grado, Univ. (no especificada), Ciudad (no especificada), Ecuador, 2021.

I. C. Guzmán Pizarro, “Rentabilidad de producción de palma africana en Machala,” Tesis de grado, Univ. (no especificada), Machala, Ecuador, 2021.

A. López-Moreno, P. Benavides y A. Arias, “Impregnación de aceite en los racimos vacíos durante la esterilización y el desfrutado,” *Palmas*, vol. 21, no. especial, pp. 312–319,

2000.

J. B. Samon et al., “Palm fresh fruit bunch threshing machine design,” *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 17, no. 12, pp. 461–468, 2022.

T. B. Onifade et al., “Modification of a locally made palm fruit stripping machine,” Univ. (no especificada), Ciudad (no especificada), País (no especificado), Rep. técnico, 2016.

R. L. Norton, *Machine Design: An Integrated Approach*, 6th ed., Boston, MA: Pearson, 2020.

R. G. Budynas, J. K. Nisbett y K. Tangchaichit, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 11th ed., New York, NY: McGraw-Hill, 2021

A. Rodríguez y M. Sánchez, “Diseño y prototipo de una despulpadora para palma africana,” *Revista de Ingeniería Agrícola*, vol. 15, no. 3, pp. 120–128, jul. 2019.

J. K. Mensah, “Evaluación de rendimiento de máquinas despiñadoras de frutos de palma africana,” *Journal of Agricultural Engineering and Technology*, vol. 27, no. 2, pp. 45–54, abr. 2021.

S. Gupta y R. Kumar, “Mechanical design considerations for fruit processing machinery,” en *Proceedings of the International Conference on Agricultural Mechanical Systems*, New Delhi, India, 2020, pp. 88–95.

L. Oliveira, F. Silva y P. Almeida, “Optimization of palm oil threshing machines using discrete event simulation,” *International Journal of Agricultural Engineering*, vol. 23, no. 1, pp. 10–19, ene. 2022.

H. T. Nguyen y T. P. Tran, “Analysis of torque and power requirements for agricultural rotary drums,” *Asian Journal of Mechanical Engineering*, vol. 18, no. 4, pp. 211–219, oct. 2021.

- M. Ibrahim y A. Bello, “Design of a low-cost palm fruit stripper for smallholder farmers,” *African Journal of Agricultural Research*, vol. 16, no. 8, pp. 664–673, ago. 2021.
- R. P. Singh, K. L. Verma y D. Chauhan, “Performance evaluation of a palm bunch threshing machine,” *International Journal of Food Engineering*, vol. 9, no. 6, pp. 300–307, dic. 2020.
- T. Andersson y P. Larsson, “Application of CAD/FEA in design of agricultural machinery shafts,” *Nordic Mechanical Engineering Journal*, vol. 12, no. 2, pp. 80–91, jun. 2019.
- Y. Chen, L. Zhao y J. Wu, “Development of a modular palm oil processing unit for rural industries,” *Industrial Engineering Journal*, vol. 31, no. 5, pp. 150–159, may 2023.
- P. R. Smith y J. T. Lee, *Fundamentals of Machine Component Design*, 4th ed., London, UK: Imperial College Press, 2020.
- Manual técnico de palma africana. San Pedro Sula, Cortés, Honduras, abr. 2009.
- Regal Rexnord Corporation, *Tests Reveal That All Grid Couplings Aren't the Same*, White Paper, Beloit, WI, USA, 2023.

Apéndice A

Cálculos

Asunciones

Capacidad

$$Q = 12 \text{ t/h}$$

Dimensiones de Tambor

$$\emptyset = 1.5 \text{ m}$$

$$L = 4 \text{ m}$$

Densidad de Racimo

$$\rho_{racimo} = 600 \text{ kg/m}^3$$

Velocidad de rotación

$$n = 22 \text{ rpm}$$

Factor de llenado

$$F.L = 35\%$$

Masa de paleta

$$m_{paleta} = 62.325 \text{ kg}$$

Tiempo de arranque

$$t_{arranque} = 7 \text{ s}$$

Vida Útil

$$V.U = 15 \text{ años}$$

Masa del tambor

$$m_{\text{tambor}} = 368.251 \text{ kg}$$

Volumen de Cilindro

$$V_{\text{geometrico}} = \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 L$$

$$V_{\text{geometrico}} = \pi \left(\frac{1,5}{2}\right)^2 4 = 7,07 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{util}} = V_{\text{geometrico}} * \text{Factor de llenado}$$

$$V_{\text{util}} = 7,07 * 0,35 = 2,47 \text{ m}^3$$

Masa del tambor junto con Palma

$$m_{\text{efectiva}} = V_{\text{util}} * \rho$$

$$m_{\text{efectiva}} = 2,47 * 600 = 1487,7 \text{ kg}$$

Potencia

$$P = \tau * \omega_2$$

$$P = 5379.58 * 2.3 = 12373 \text{ W}$$

$$P = 12.373 \text{ kW}$$

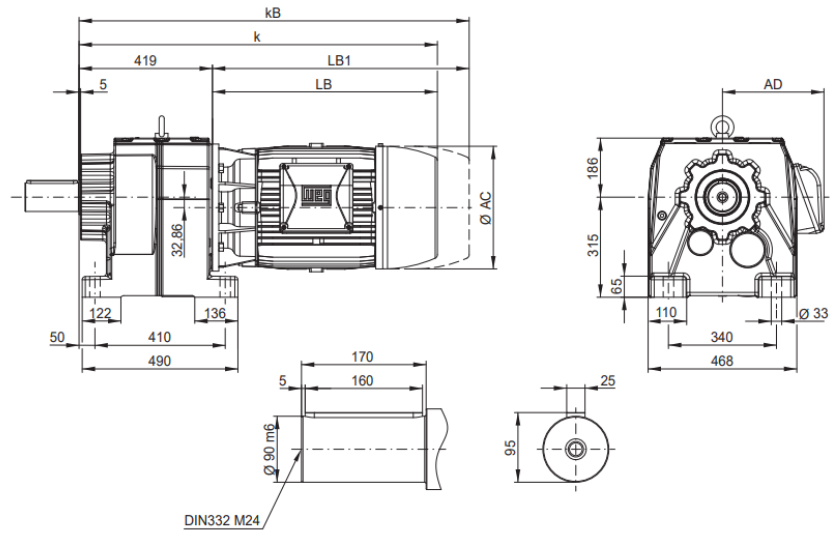
$$P = 16.6 \text{ HP}$$

Potencia nominal con factores

$$P = \frac{P * SF}{\eta} = \frac{15 * 1,2}{0,96} = 18.75 \text{ HP} \cong 20 \text{ HP}$$

Chavetas

C13 - Fijación por patas



Chaveta 1

$\varnothing=95$ mm

T=6865 Nm

b=25 mm

h=15 mm

L=160 mm

Diseño Cuñas y Chaveteros

Esfuerzo Cortante y Aplastamiento

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{b * L} = \frac{T}{r * b * L}$$

$$\tau = \frac{6865}{45 * 25 * 160} = 36.5 \text{ Mpa}$$

$$n_c = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\tau}$$

$$n_c = \frac{150}{36.5} = 4.11$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\left(\frac{h}{2}\right) * L} = \frac{T}{r * \left(\frac{h}{2}\right) * L}$$

$$\sigma = \frac{6865}{45 * 7.5 * 160} = 121.83 \text{ MPa}$$

$$n_{ap} = \frac{300}{121.83} = 2.46$$

Chaveta 2

$\emptyset=95$ mm

T=6879 Nm

b=12.5 mm

h=15 mm

L=80 mm

Diseño Cuñas y Chaveteros

Esfuerzo Cortante y Aplastamiento

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{b * L} = \frac{T}{r * b * L}$$

$$\tau = \frac{6865}{45 * 20 * 100} = 73.1 \text{ Mpa}$$

$$n_c = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.577 * S_y}{\tau}$$

$$n_c = \frac{150}{73.1} = 2$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\left(\frac{h}{2}\right) * L} = \frac{T}{r * \left(\frac{h}{2}\right) * L}$$

$$\sigma = \frac{6865}{45 * 7.5 * 100} = 194.93 \text{ MPa}$$

$$n_{ap} = \frac{300}{194.93} = 1.54$$

Cálculo del eje principal y análisis de esfuerzos Análisis estático Eje 160mm

$$T = 6865 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{tambor} = 368.25 * 9.81 = 3613 \text{ N}$$

$$W_{tambor/paleta} = \frac{W_{tambor}}{4}$$

$$W_{tambor/paleta} = \frac{3613}{4} = 903 \text{ N}$$

$$W_p = W_{paleta} + W_{tambor/paleta}$$

$$W_p = 1514.41 \text{ N}$$

$$W_{racimo} = 2913 \text{ N}$$

Análisis estático Eje 160mm

$$+\circlearrowleft \Sigma M_B = 0$$

$$-2913 * (0.26 + 1.06 + 1.86 + 2.66 + 3.46) - 2739.7 * (1.75) - 1650 * (0.8 + 1.6 + 2.4 + 3.2) + F_y * (4) = 0$$

$$F_y = 13300 \text{ N}$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$B_y - 5W_{racimo} + F_y - 4W_p - W_{eje} = 0$$

$$B_y = 14100 \text{ N}$$

$$+\rightarrow \Sigma F_z = 0$$

$$B_z + F_z - 4F_p = 0$$

$$B_z + F_z = 1212 \Rightarrow B_z = 410.08 \text{ N}$$

$$+\cup \Sigma M_B = 0$$

$$F_p(0.8 + 1.6 + 2.4 + 3.2) - F_z * (4) = 0$$

$$F_z = 410.08 \text{ N}$$

$$T_m \cong T$$

$$T_a \cong 0$$

$$M_m = 0$$

$$M_a \cong M$$

$$M_f = 18986.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T = 6865 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d = \left[\frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fm} T_m)^2}}{S_{sut}} \right] \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(k_{fm} T_m)^2}}{S_{sut}} \right] \right]^{1/3}$$

AISI 4340

$$\sigma_a = k_f \frac{32M_a}{\pi d^3}$$

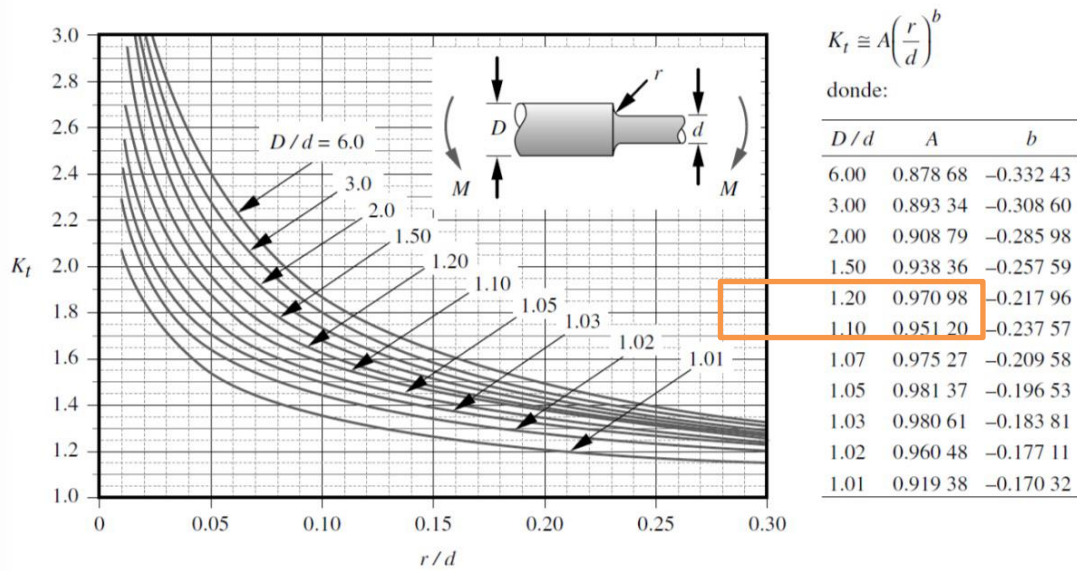
$$\sigma_m = k_{fm} \frac{32M_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{T_a * r}{J}$$

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{T_m * r}{J}$$

$$\tau_a = \frac{\pi * d^4}{32}$$

Caso Estático



$$d = 139.7$$

$$D = 160$$

$$D/d = 1.1453$$

$$r/d = 0.072$$

$$K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

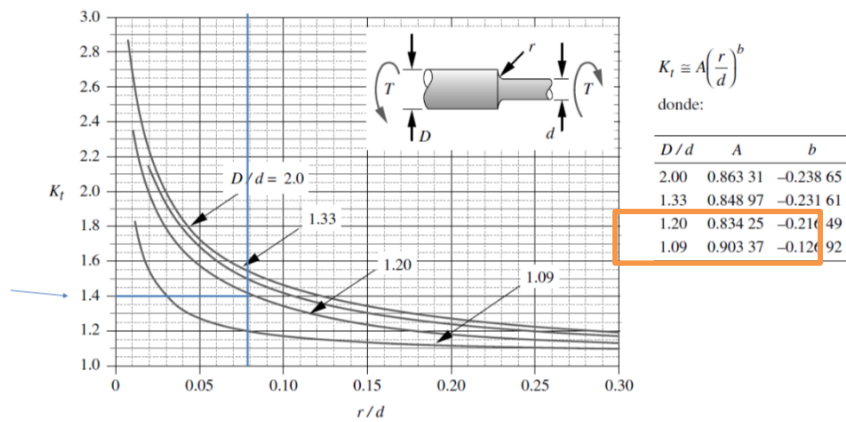
Interpolando

$$A = 0.959112$$

$$b = -0.229726$$

$$K_t = 1.7407$$

Torsión



$$D/d = 1.1453$$

$$A = 0.875722$$

$$b = -0.162747$$

$$K_t \cong 1.3437$$

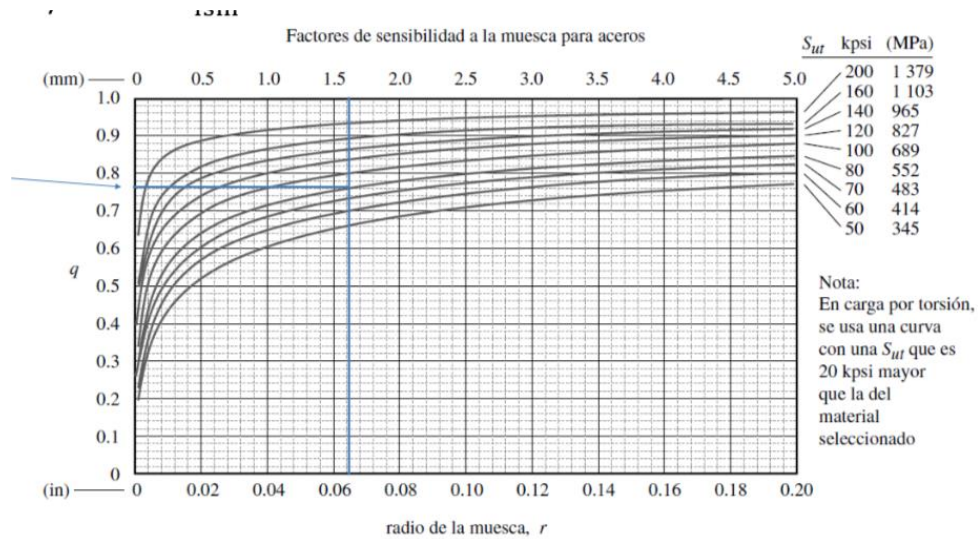


Tabla 4-6
Constante de Neuber para aceros

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

0.76

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

AISI 4340: $S_{ut} = 140 \text{ kpsi}$, $r = 10 \text{ mm} \cong 0.3937 \text{ in}$

Flexión

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.039}{\sqrt{0.3937}}} = 0.9415$$

Torsión $\rightarrow S_{ut} = 160 \text{ kpsi}$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.031}{\sqrt{0.3937}}} = 0.9529$$

$$k_f = 1 + 9(k_t - 1) = 1 + 0.9415(1.7407 - 1) = 1.6688$$

$$k_{fs} = 1 + 9(k_t - 1) = 1 + 0.9529(1.3437 - 1) = 1.3275$$

$$S'_e = 0.5S_{ut} = 70 \text{ kpsi} \cong 432.5 \text{ MPa}$$

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

$$C_{carga} = 1 \text{ "flexión/torsión"}$$

$$C_{tamaño} = 0.91d^{-0.157} = 0.6816$$

$$C_{temp} = 1$$

$$C_{conf} = 0.814$$

Tabla 4-4
Factores de confiabilidad
para $S_d = 0.08 \mu$

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

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

$$C_{sup} \equiv A(S_{ut})^b$$

Tabla 4-3 Coeficientes del factor de superficie de la ecuación 4.7e
Fuente: Shigley y Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1989, p. 283, con autorización

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

$$C_{sup} = 4.51 * (586)^{-0.265} = 0.833$$

$$S_e = 1 * 0.6816 * 1 * 0.814 * 0.7473 * 441.5 = 183.05 \text{ MPa}$$

$$M_f = M_a = 18986.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T = T_m = 6865 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d = \left[\frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{k_f M_a}{S_f} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (k_{fm} T_m)^2}}{S_{sut}} \right] \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \left[\frac{1.6688 * 18986.4}{183.92} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4} (1.3275 * 6865)^2}}{883} \right] \right]^{1/3}$$

$$d = 154.55 \text{ mm}$$

Esfuerzo Von Mises

$$\sigma_{alt} = \sqrt{(k_f * \sigma_x)^2 + 3 * (k_{fs} * \tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_x = \frac{32 * (18986,4)}{\pi * 0,16^3} = 47,21 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * (6865)}{\pi * 0,16^3} = 8.13 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{alt} = \sqrt{(1,66688 * 47,21)^2 + 3 * (1,3275 * 8,13)^2}$$

$$\sigma_{alt} = 80.97 \text{ MPa}$$

Cálculo de Pernos de sujeción

$$d_p = \sqrt{\frac{\left(\frac{Q}{0.75 * F_u}\right) * 4}{\pi}}$$

d_p es el diámetro del perno, en cm

Q es capacidad resistente del perno, en kg

F_u es la resistencia última del material del perno, en kg/cm²

$$Q = 4311.44 \text{ N} \cong 439.34 \text{ kg}$$

Para 4 pernos se reparte la carga ejercida:

$$Q = \frac{439.34}{4} = 109.83 \text{ kg}$$

Resistencia ultima de A307

$$F_u = 3796.58 \text{ kg/cm}^2$$

$$d_p = \sqrt{\frac{\left(\frac{109.83}{0.75 * 3796.58}\right) * 4}{\pi}} = 0.221613 \text{ cm}$$

Rodamiento

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

C es la capacidad de carga dinámica, en N

P es la carga ejercida en el rodamiento, en N

k es el factor según el tipo de rodamiento a utilizar

L_d es el tiempo de vida del diseño, en *rev*

Rodamiento tipo de bolas

$$k = 3$$

Vida util

$$L_d = 15 \text{ años}$$

$$L_d = 22 \text{ rpm} * 15 \text{ años} * \frac{365 \text{ dias}}{1 \text{ año}} * \frac{24 \text{ h}}{1 \text{ dia}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}}$$

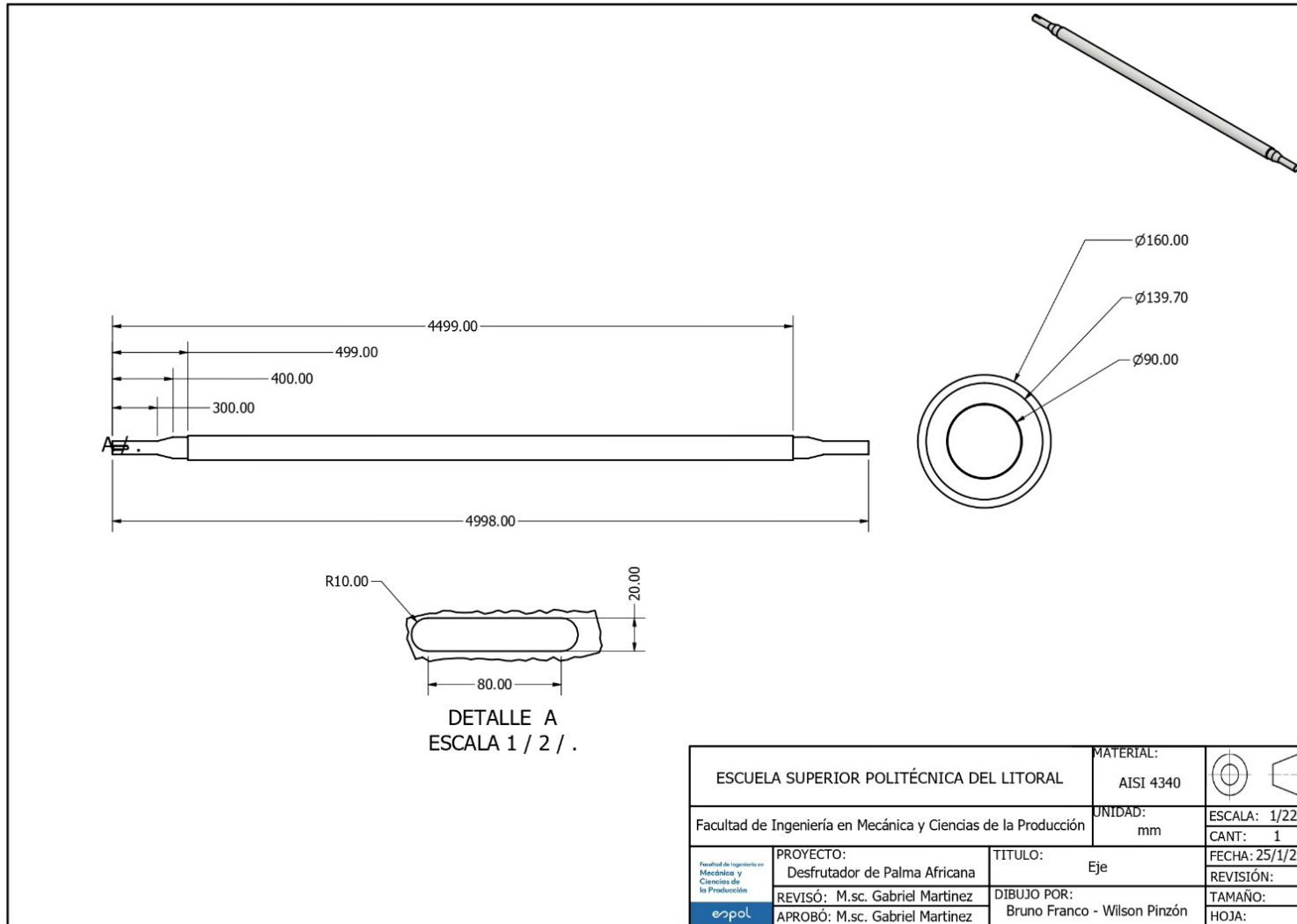
$$L_d = 173448000 \text{ rev}$$

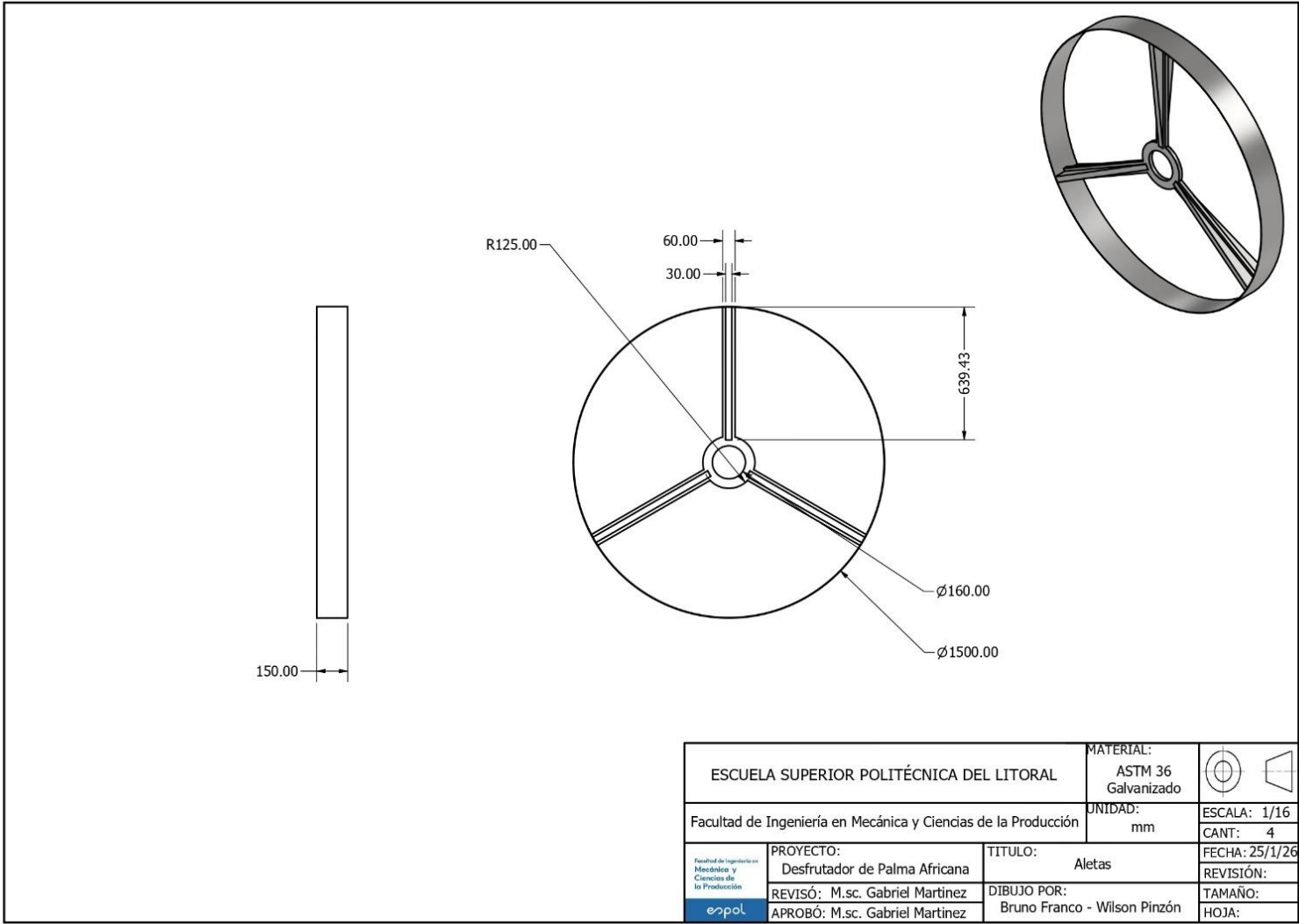
$$C = 14439 \left(\frac{173448000}{10^6} \right)^{1/3} = 80.41 \text{ kN}$$

Tabla Convergencia de malla – Análisis en Ansys

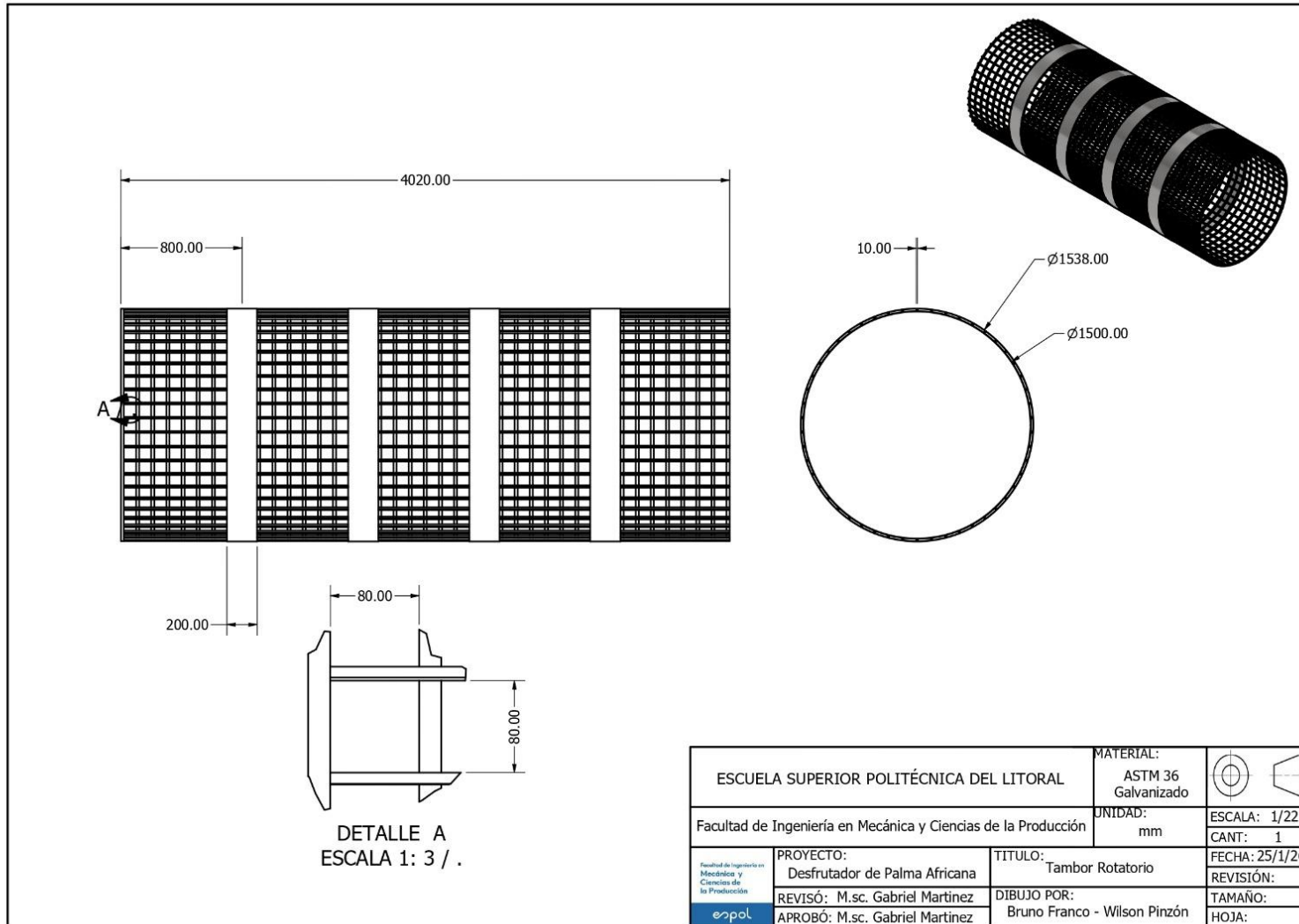
Iteración	Element Order	Element Size	Element Quality	Aspect Ratio	Skewness	Elements	Nodes
1	***	***	0.58	3,69	0.62	1044	2170
2	Quadratic	***	0.64	2.88	0.5	4860	8232
3	Quadratic	50 mm	0.73	2.43	0.42	8188	14449
4	Quadratic	50 mm	0.75	2.30	0.37	10807	18816
5	Quadratic	35 mm	0.80	1.96	0.28	83700	55167
6	Quadratic	34 mm	0.81	1.95	0.27	86036	56642

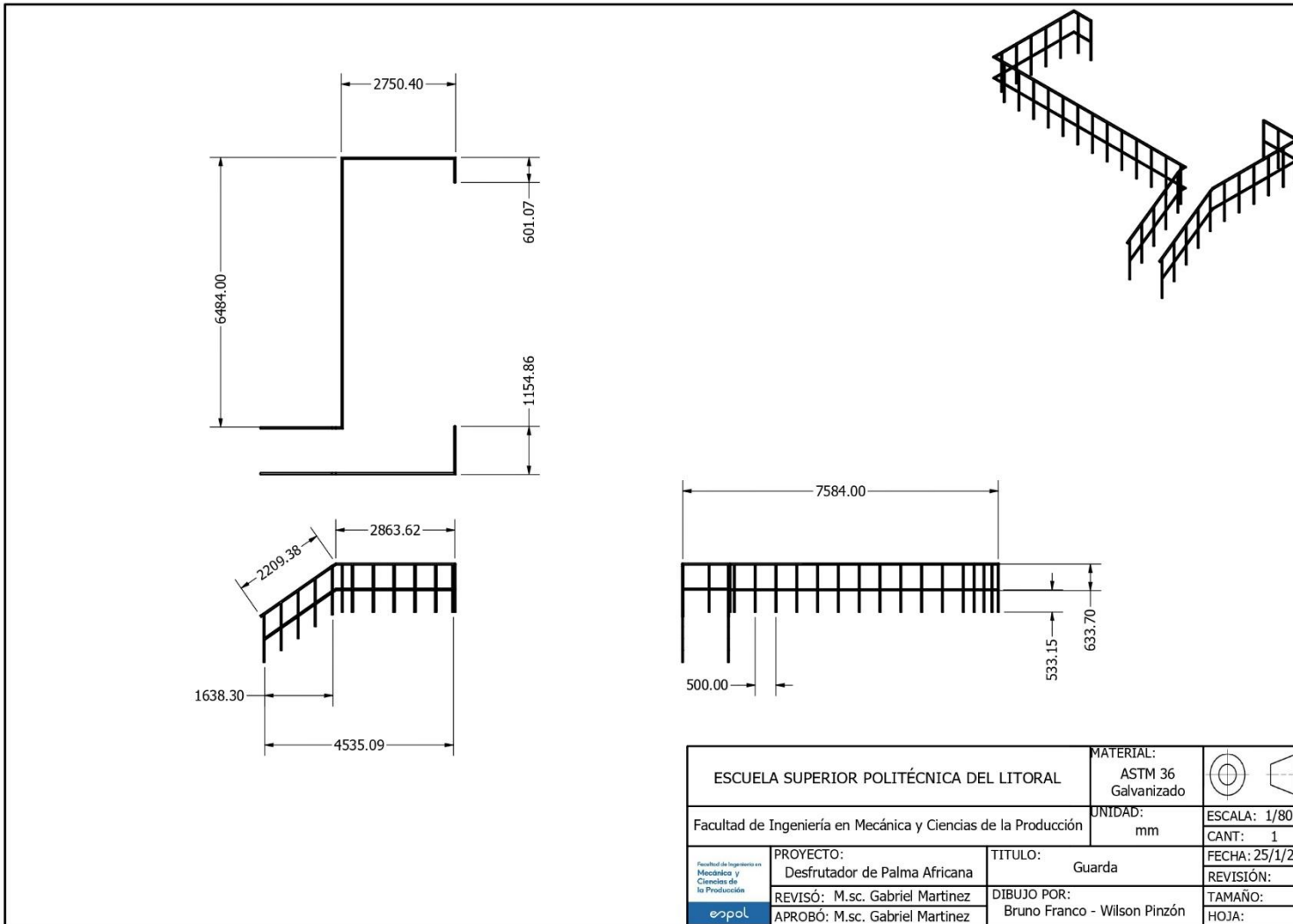
Apéndice B

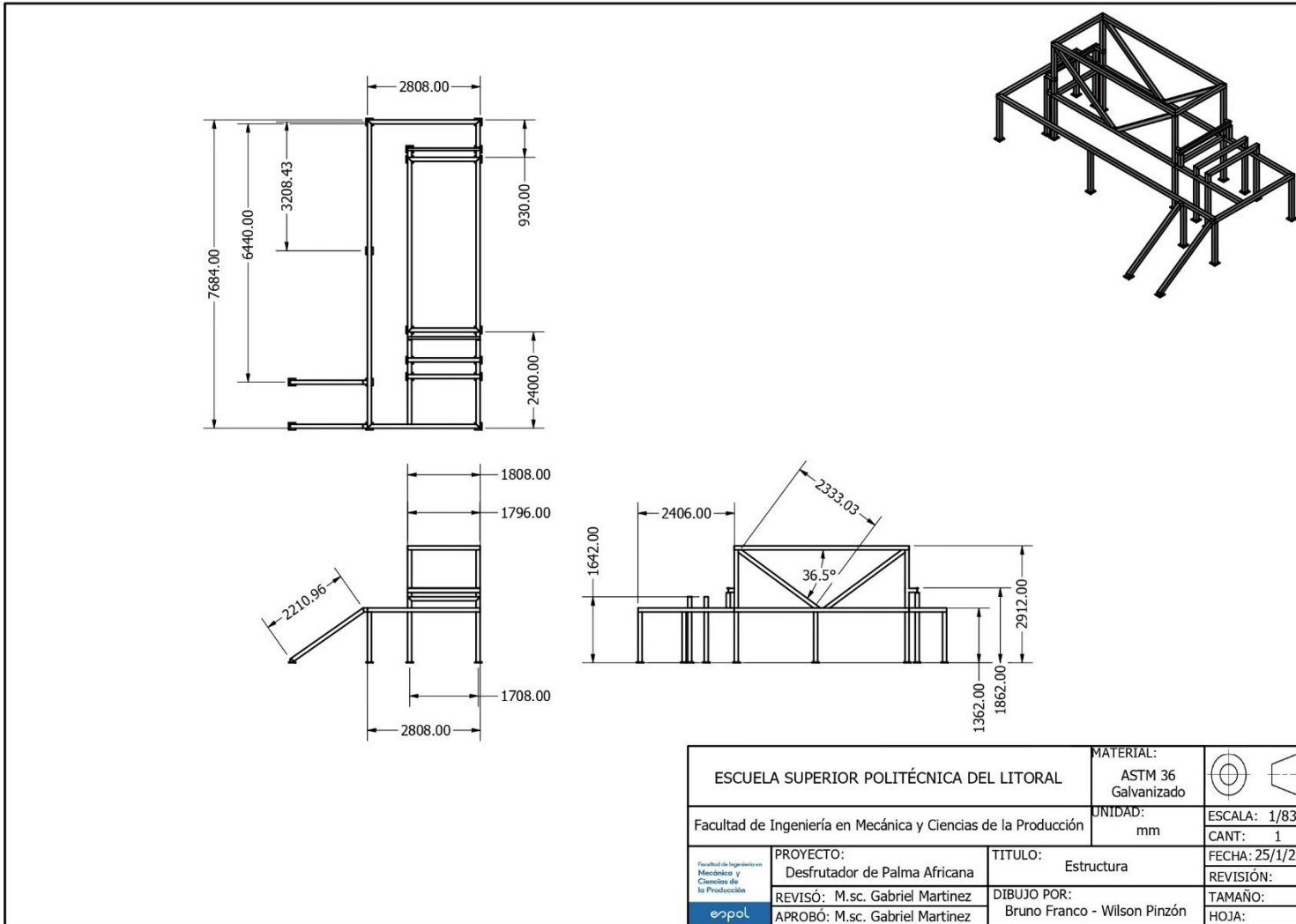




ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		MATERIAL: ASTM 36 Galvanizado	
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción		UNIDAD: mm	ESCALA: 1/16 CANT: 4
<small>Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción</small> 	PROYECTO: Desfrutador de Palma Africana	TÍTULO: Aletas	FECHA: 25/1/26
	REVISÓ: M.sc. Gabriel Martínez	DIBUJO POR: Bruno Franco - Wilson Pinzón	REVISIÓN:
	APROBÓ: M.sc. Gabriel Martínez		TAMAÑO:
			HOJA:







ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		MATERIAL:	
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción		ASTM 36 Galvanizado	
UNIDAD:		mm	ESCALA: 1/83
CANT:		1	FECHA: 25/1/26
	PROYECTO:	Estructura	
	REVISÓ:	M.sc. Gabriel Martínez	TAMAÑO:
	APROBÓ:	M.sc. Gabriel Martínez	HOJA:
DIBUJO POR:		Bruno Franco - Wilson Pinzón	

