

Desarrollo De Una Descascarilladora De Cacao Accesible Y Eficiente Para El Carmen
De Chucurí

María Esther Martínez Arrieta Y Anderson Iván González Nova

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director
Isnardo González Jaimes
Ingeniero Mecánico

Universidad Industrial de Santander
Facultad De Ingenierías Fisicomecánica
Escuela de Ingeniería Mecánica
Bucaramanga

2026

Tabla de Contenido

	Pág.
Introducción	11
1. Planteamiento de la Investigación	13
1.1 Identificación del Problema	13
1.2 Justificación	15
2. Objetivos	16
2.1 Objetivo General	16
2.2 Objetivos Específicos	16
3. Marco Teórico	17
4. Metodología	21
5. Diseño Conceptual	24
6. Diseño y Cálculos del Sistema	29
6.1 Relación entre el diámetro de la pepa de cacao y los rodillos	29
6.2 Estimación de la capacidad de producción	29
6.3 Tolva	29
6.4 Sistema de Transmisión	33
6.4.1 Potencia y Torques	34
6.4.2 Ángulo de Contacto en la Polea Pequeña	34
6.4.3 Tensiones en los Ramales	35
6.4.4 Fuerza resultante sobre el eje del Rodillo	38
6.4.5 Verificación de la Correa A48	38
6.5 Motor de Molino	38

6.6 Molino de Rodillos	41
6.6.1 Diagrama de cuerpo libre y cargas sobre el eje	45
6.6.2 Esfuerzos en el eje	46
6.6.3 Verificación a Fatiga.....	47
6.6.4 Verificación de Velocidad Crítica	48
6.7 Soporte	49
6.8 Diseño del sistema de transporte neumático de Cascarilla	54
6.8.1 Datos del material a transportar	55
6.8.2 Datos del aire en sitio.....	56
6.8.3 Velocidad de Flotación	57
6.8.4 Velocidad del aire en el ducto.....	57
6.8.5 Cantidad de aire necesaria	58
6.8.6 Diámetro del ducto.....	58
6.8.7 Flujo másico del aire y relación de carga.....	59
6.8.8 Altura equivalente de aire	59
6.8.9 Pérdidas del sistema.....	59
6.8.10 Selección del equipo de succión	61
6.8.11 Verificación de velocidad mínima (Anti-taponamiento)	62
7. Construcción del Prototipo	64
7.1 Hojas de ruta	64
7.1.2 Hoja de ruta para construcción del sistema de caída	65
7.1.3 Hoja de ruta para construcción del ciclón de partículas	66
7.2 Proceso de construcción.....	67

8. Evaluación del desempeño y análisis de resultados.....	71
9. Conclusiones	76
Referencias Bibliográficas	78

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. <i>Diseño del molino de rodillos</i>	44
Tabla 2. <i>Resumen del análisis de esfuerzos del eje del rodillo</i>	49
Tabla 3. <i>Desglose de masas del sistema</i>	52
Tabla 4. <i>Propiedades de la cascarilla de cacao triturada</i>	55
Tabla 5. <i>Resumen de pérdidas del sistema de transporte neumático</i>	61
Tabla 6. <i>Verificación del equipo de succión seleccionado - Aspiradora Electrolux EQP40 (1800 W)</i>	62
Tabla 7. <i>Resumen de Resultados del Diseño</i>	63
Tabla 8. <i>Hoja de ruta del Molino de rodillos</i>	64
Tabla 9. <i>Hoja de ruta del sistema de caída</i>	65
Tabla 10. <i>Hoja de ruta del del ciclón de partículas</i>	66
Tabla 11. <i>Toma de datos para evaluar el desempeño de la máquina</i>	73
Tabla 12. <i>Resultados del desempeño de la maquina</i>	73

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. <i>Cascarilla de cacao</i>	13
Figura 2. <i>Descascarilladora de cacao LP Cacao</i>	14
Figura 3. <i>Placa técnica de equipo comercial</i>	23
Figura 4. <i>Plano constructivo de la caída del sistema</i>	25
Figura 5. <i>Plano de ensamblaje explosionado del sistema de molienda</i>	27
Figura 6. <i>Resultados obtenidos en el software EES de la tolva</i>	31
Figura 7. <i>Análisis estructural de la tolva de alimentación</i>	33
Figura 8. <i>Resultados obtenidos en el software EES del sistema de transmisión</i>	35
Figura 9. <i>Dimensiones y características de la correa en V tipo A</i>	37
Figura 10. <i>Correa en V tipo A</i>	37
Figura 11. <i>Resultados obtenidos en el software EES para el motor</i>	40
Figura 12. <i>Diagrama de cuerpo libre del sistema</i>	41
Figura 13. <i>Resultados obtenidos en el software EES del molino de rodillos</i>	44
Figura 14. <i>Análisis estructural del armazón del molino</i>	50
Figura 15. <i>Análisis estructural de la base del molino</i>	51
Figura 16. <i>Resultados obtenidos en el software EES del soporte</i>	53
Figura 17. <i>Resultados obtenidos en el software EES del sistema de succión.</i>	63
Figura 18. <i>Trazado y desarrollo geométrico de las piezas del sistema de caída</i>	67
Figura 19. <i>Fabricación y ensamblaje inicial del sistema de caída del material</i>	67
Figura 20. <i>Proceso de mecanizado del rodillo en torno convencional</i>	68

Figura 21. <i>Sistema de discos del mecanismo</i>	68
Figura 22. <i>Vista interna del sistema de transición y de rodillos de la descascarilladora.....</i>	69
Figura 23. <i>Sistema de caída</i>	69
Figura 24. <i>Ensamblaje Final de la descascarilladora de Cacao.....</i>	70
Figura 25. <i>Pesaje de la muestra de cacao procesado.....</i>	72
Figura 26. <i>Evaluación cualitativa del producto obtenido tras el proceso de descascarillado.....</i>	74

Lista de Apéndices

Los apéndices están disponibles en el repositorio institucional.

Apéndice A. Cacao

Apéndice B. Descascarillado

Apéndice C. Proyectos Consultados

Apéndice D. Matriz QFD

Apéndice E. Alternativas

Apéndice F. Cálculos realizados en EES

Apéndice G. Costos del proyecto

Apéndice H. Manual De Usuario

Apéndice I. Catalogo del Motor Seleccionado

Apéndice J. Sistema de succión seleccionado

Apéndice K. Verificación del funcionamiento de la máquina por el director del proyecto de grado

Apéndice L. Estudio de frecuencia natural

Apéndice M. Análisis de soldadura

Apéndice O. Planos

Resumen

Título: Desarrollo de una descascarilladora de cacao accesible y eficiente para el Carmen de Chucurí *

Autor: María Esther Martínez Arrieta, Anderson Ivan González Nova **

Palabras Clave: Descascarillado, Descascarilladora, Cacao, Nib, Diseño Mecánico.

Descripción: El proyecto de grado a continuación tiene como objetivo diseñar, construir y evaluar una descascarilladora de cacao que sea accesible y eficiente para los campesinos del Carmen de Chucurí. La propuesta busca satisfacer los requerimientos de esta población la cual cuenta con bajos recursos económicos y el proceso de descascarillado tradicional es muy poco eficiente ya que al realizarse de forma manual gasta mucho tiempo y mano de obra. La metodología empleada en este proyecto se da con un enfoque aplicado y tecnológico e incluye un diagnóstico de las necesidades locales, una revisión bibliográfica, un análisis de alternativas y el diseño conceptual y detallado de una maquina basada en los principios de la ingeniería mecánica. La solución propuesta tiene una capacidad de 30 kg/h con un sistema que combina un molino de rodillos y un sistema de separación por aire. Las pruebas de funcionamiento demostraron que el sistema cuenta con un bajo consumo energético y una adecuada separación de la cascara con el nib. Logrando una buena viabilidad técnica, económica y social al desarrollar una descascarilladora de cacao capaz de mejorar la productividad y autonomía de los agricultores.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Isnardo Gonzáles Jaimes

Abstract

Title: Development of an affordable and efficient cocoa winnower for El Carmen de Chucurí*

Author: María Esther Martínez Arrieta, Anderson Ivan Gonzales Nova**

Key Words: Winnowing, Hulling machine, Cocoa, Nib, Mechanical design

Description: The following undergraduate thesis project aims to design, build, and evaluate an affordable and efficient cocoa winnower for farmers in El Carmen de Chucurí. The proposal seeks to meet the needs of this population, which has limited economic resources, where the traditional winnowing process is highly inefficient since it is performed manually, requiring excessive time and labor. The methodology applied in this project follows an applied and technological approach and includes an assessment of local needs, a literature review, an analysis of alternatives, and the conceptual and detailed design of a machine based on mechanical engineering principles. The proposed solution has a capacity of 30 kg/h and incorporates a system that combines a roller mill with an air separation system. Performance tests showed that the system has low energy consumption and achieves effective separation of the shell from the nib, demonstrating strong technical, economic, and social feasibility by developing a cocoa winnower capable of improving productivity and autonomy for farmers.

* Degree Work

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Isnardo Gonzáles Jaimes

Introducción

El cacao constituye uno de los productos agrícolas de mayor relevancia económica y cultural en Colombia, con especial impacto en regiones rurales cuya dinámica productiva depende en gran medida de su cultivo y comercialización. En el departamento de Santander, y particularmente en el municipio de El Carmen de Chucurí, el cacao no solo representa una fuente principal de ingresos para miles de familias campesinas, sino que también configura un eje estratégico para el desarrollo económico local y la proyección del país como productor de cacao de alta calidad. No obstante, pese a su importancia, gran parte de la producción se comercializa como grano sin transformar, lo que limita la generación de valor agregado en origen y reduce la rentabilidad para los productores.

El procesamiento del cacao implica una serie de etapas postcosecha, fermentación, secado, tostado y descascarillado, que determinan la calidad del producto final y su potencial de transformación industrial. Entre estas etapas, el descascarillado reviste una importancia particular, ya que permite la obtención de los nibs, materia prima esencial para la elaboración de chocolate, licor y otros derivados de mayor valor comercial. A pesar de los beneficios económicos asociados a este proceso, en muchos contextos rurales su implementación se ve restringida por la falta de tecnologías adecuadas, debido a los altos costos de equipos importados, la complejidad de operación y mantenimiento, y la escasa adaptación de estos sistemas a las condiciones productivas locales.

En el municipio de El Carmen de Chucurí, el descascarillado del cacao se realiza mayoritariamente de forma manual o se omite dentro del proceso productivo, lo que obliga a los agricultores a vender el grano sin transformar a intermediarios, perdiendo la posibilidad de

acceder a mercados más rentables. Las alternativas tecnológicas disponibles en el mercado suelen estar diseñadas para escalas industriales mayores y presentan costos que superan la capacidad de inversión de los pequeños productores, además de requerir repuestos y servicios técnicos especializados que no siempre están disponibles en el contexto rural.

Frente a esta problemática, el desarrollo de tecnologías apropiadas, accesibles y eficientes se configura como una estrategia clave para fortalecer la agroindustria cacaotera local. Desde la ingeniería mecánica, el diseño de maquinaria adaptada a las necesidades de los pequeños productores permite articular criterios técnicos, económicos y sociales, orientados a optimizar los procesos productivos, mejorar la calidad del producto y dignificar la labor campesina. En este sentido, una descascarilladora de cacao diseñada con materiales de origen nacional, bajo consumo energético, facilidad de operación y mantenimiento, y adecuada eficiencia de separación representa una solución viable para incrementar el valor agregado del cacao en origen.

El presente trabajo de grado tiene como propósito el desarrollo de una descascarilladora de cacao accesible y eficiente para el sector cacaotero de El Carmen de Chucurí. A través de un enfoque aplicado y tecnológico, se integran principios de diseño mecánico, análisis funcional y evaluación de desempeño para concebir, construir y validar un prototipo que responda a las condiciones productivas y económicas del contexto rural. De esta manera, el proyecto busca contribuir no solo al mejoramiento de los ingresos de los productores, sino también al fortalecimiento de la transformación local del cacao y a la sostenibilidad de la cadena productiva en la región.

1. Planteamiento de la Investigación

1.1 Identificación del Problema

El Carmen de Chucurí es un municipio joven de vocación agrícola, con una extensión rural de 93.988 hectáreas, su economía se basa principalmente en la agricultura (Alcaldía del Carmen de Chucurí, 2020), alrededor de 3.500 familias dependen del cultivo de cacao presente en más de 15.000 hectáreas. Es exportador del 41 % del total del departamento de Santander que está a la cabeza de la producción nacional desde el año 2020. Cerca del 77% de las exportaciones de cacao en grano que realizó el país entre enero y septiembre de 2021 provino de municipios como Rionegro, El Playón, San Vicente, El Carmen de Chucurí, Barrancabermeja y Landázuri. La mayoría de todo el cacao es exportado en bultos de grano tostado de 50 kg, donde es comprado a \$8.550,00 el kg para transportarlo para su transformación.

Figura 1.

Cascarilla de cacao



Nota. Tomado de Más allá del chocolate: Alliyay, por I. Chóez-Guaranda, 2024, Espol Divulga.

En el procesamiento del cacao, el descascarillado es la fase en que se elimina la cáscara, la cual constituye la cubierta exterior de la semilla del cacao. Indiferentemente de los distintos fines que se persigan con los granos del cacao en la industria, todos deben someterse primero a un proceso de descascarillado, separando los nibs de la cascara antes de que se transformen en pasta o licor de cacao, labor que valoriza el material, ascendiendo el valor a \$12.000,00 kg el kilo de nibs (20% mayor su ganancia).

Sin embargo, a pesar del beneficio económico que trae el descascarillar los granos de cacao, el proceso es arduo y poco eficiente de forma manual siendo más rentable la venta del bulto frente al nib. Además, los equipos que optimicen el trabajo deben ser importados con costos demasiado elevados para los agricultores de la región, siendo el precio de un descascarilladora de rendimiento de 30 Kg/h de \$20'539.000,00².

Figura 2.

Descascarilladora de cacao LP Cacao



Nota. Tomado de Descascarilladora de cacao premium, por Chocolates Árbol de Cacao, s.f.
(<https://chocolatesarboldecacao.com.co/maquinaria/descascarilladora-de-cacao-premium/>).

1.2 Justificación

Frente a esta situación, el presente proyecto propone el diseño y construcción de una descascarilladora de cacao accesible y eficiente, desarrollada con materiales de origen nacional y adaptada a las necesidades y capacidades de los campesinos de El Carmen de Chucurí. Este equipo permitirá realizar el proceso de descascarillado de una forma más rápida y eficiente, facilitando así la producción de nibs y, posteriormente, la elaboración de otros subproductos con una mayor rentabilidad.

El impacto esperado con la implementación de esta tecnología es múltiple: Primero, se espera mejorar los ingresos de los productores, ya que así podrán acceder a un mercado de venta de los servicios semiprocesados como la pasta o licor de cacao, cuyos precios son superiores al cacao en grano. También, permite el fortalecimiento de la capacidad de los campesinos de generar sus propios ingresos y tomar decisiones sobre sus propias producciones y finanzas porque así no dependerán exclusivamente de intermediarios ni de equipos foráneos, ganando. Ayudando a un desarrollo económico local con la posibilidad de poder transformar el cacao en la región impulsando la generación de empleo y fortalecimiento de la cadena de actividades de la producción agrícola que les agregan valor a los productos del campo.

Este proyecto beneficiará a los agricultores de El Carmen de Chucurí y también tiene el potencial de ser replicado en otras zonas cacaoteras de Colombia, contribuyendo a la modernización de la agroindustria cacaotera nacional y a la sostenibilidad socioeconómica de las comunidades rurales.

2. Objetivos

2.1 Objetivo General

Desarrollar una descascarilladora de cacao accesible y eficiente para el sector del Chucurí, utilizando materiales y mecanismos colombianos, para mejorar la valorización del producto, de cacao y dignificar la labor campesina en El Carmen.

2.2 Objetivos Específicos

Definir las características de diseño de una descascarilladora de cacao con sus debidas especificaciones de una taza de procesamiento mínimo de granos de cacao de 30 kg/h y una altura no superior a 1.5 metros para el suministro de grano de forma manual

Diseñar los sistemas mecánicos de una descascarilladora (Estructura, molino, ciclón, tren de potencia) utilizando las herramientas computacionales CAD y CAE

Construir un prototipo de descascarilladora de cacao de bajos costos con materiales de origen nacional y fácil adquisición en Colombia

Evaluar la eficiencia, viabilidad e impacto del prototipo, comparándolo con descascarilladoras importadas en términos de costos, rendimiento y accesibilidad para los productores locales, así como su impacto económico y social en la comunidad, con énfasis en la mejora de ingresos, autonomía productiva y fortalecimiento del mercado nacional.

3. Marco Teórico

El cultivo de cacao es una de las actividades agroindustriales de mayor relevancia económica y social en diversas regiones de Colombia. La transformación del grano de cacao requiere una serie de etapas postcosecha que influyen directamente en la calidad del producto final y en la eficiencia de los procesos industriales posteriores. Entre estas etapas se destacan la fermentación, el secado, el tostado y el descascarillado, siendo esta última fundamental para la obtención de los nibs, materia prima esencial para la elaboración de chocolate y otros derivados.

El descascarillado del cacao consiste en la separación de la cáscara externa del grano tostado, proceso que permite liberar el nib, el cual concentra los compuestos responsables del sabor, aroma y propiedades físicas del chocolate y otros derivados. La eficiencia de esta etapa incide de manera directa en la calidad del producto, ya que una separación deficiente puede generar pérdidas de material útil, contaminación del nib con fragmentos de cáscara o daños estructurales que afectan su posterior procesamiento. En consecuencia, el diseño de equipos de descascarillado debe garantizar una adecuada combinación entre capacidad productiva, eficiencia de separación y preservación de la integridad del nib.

Diversos estudios señalan que los métodos tradicionales de descascarillado manual presentan limitaciones significativas en términos de rendimiento, uniformidad y tiempo de operación, lo que ha impulsado el desarrollo de soluciones mecanizadas adaptadas a diferentes escalas de producción (Soekarno et al., 2018).

Desde el punto de vista tecnológico, las máquinas descascarilladoras de cacao se basan en principios mecánicos que buscan fracturar la cáscara sin afectar de manera significativa el

grano. La literatura especializada destaca que variables como la potencia del motor, la velocidad de operación y la geometría de los elementos de contacto influyen directamente en la eficiencia del proceso. En este sentido, Soekarno, Firmansyah y Harsono (2018) reportan que la eficiencia de descascarillado puede oscilar entre el 73,83 % y el 80,83 %, dependiendo de las condiciones de operación del equipo y de las características físicas del grano, lo cual evidencia la necesidad de un diseño cuidadoso del sistema mecánico.

El diseño de maquinaria para el procesamiento de cacao no solo debe considerar la etapa de fractura de la cáscara, sino también la posterior separación del material residual. Para ello, es común la incorporación de sistemas de separación por aire, los cuales aprovechan las diferencias de densidad y comportamiento aerodinámico entre la cáscara y el grano. Este principio es ampliamente utilizado en la agroindustria debido a su eficiencia y simplicidad operativa, permitiendo reducir pérdidas de producto útil y mejorar la limpieza del material procesado (SEMmCocoa, 2023). La correcta selección del sistema de aspiración, especialmente en términos de caudal de aire, resulta determinante para el desempeño global del equipo.

Los equipos comerciales disponibles en el mercado presentan una amplia diversidad de configuraciones, capacidades y niveles de automatización, lo que demuestra que el diseño de descascarilladoras puede adaptarse a distintos contextos productivos. De acuerdo con SEMmCocoa (2023), existen máquinas con capacidades cercanas a los 200 kg/h que integran sistemas de descascarillado y separación en un solo conjunto, orientadas tanto a pequeños productores como a unidades de transformación de mayor escala. Estos referentes tecnológicos constituyen una base importante para la formulación de criterios de diseño en proyectos de desarrollo de prototipos.

Diversos estudios han abordado el diseño y evaluación de máquinas descascarilladoras orientadas a pequeñas y medianas escalas de producción. Investigaciones como las desarrolladas por Nguyen, Pham y Nguyen (2019), así como por Osoteo et al. (2024), evidencian que los sistemas más utilizados combinan mecanismos de fractura mecánica del grano, generalmente mediante rodillos o molinos, con procesos de separación aerodinámica que aprovechan la diferencia de densidad entre la cáscara y el nib. Estos sistemas permiten mejorar la pureza del producto final siempre que se ajusten adecuadamente parámetros como la velocidad de rotación, el flujo de aire y la geometría interna de los conductos.

Desde el punto de vista ingenieril, la eficiencia de una descascarilladora se define como la capacidad de separar la mayor cantidad posible de cáscara sin arrastrar material útil, mientras que la capacidad de procesamiento se expresa en términos de masa de cacao procesada por unidad de tiempo. Ambos indicadores constituyen criterios fundamentales para evaluar el desempeño de una máquina, especialmente cuando se orienta a productores rurales con limitaciones económicas y operativas. A estos factores se suma el costo del equipo, el cual debe ser compatible con la capacidad de inversión de los pequeños agricultores, sin comprometer la durabilidad ni el rendimiento del sistema.

En el ámbito académico, diversos trabajos han abordado el diseño y evaluación de descascarilladoras de cacao desde una perspectiva de ingeniería, incorporando análisis funcionales, energéticos y económicos. Rincón Quintero et al. (2024) destacan que la eficiencia de una máquina descascarilladora no depende únicamente de su diseño mecánico, sino también de factores asociados a la materia prima, como el grado de tostado y el contenido de humedad del grano. Esta variabilidad exige que los equipos presenten cierto grado de flexibilidad

operativa, especialmente cuando están destinados a contextos rurales o productivos con condiciones no estandarizadas.

Asimismo, el desarrollo de prototipos de maquinaria agroindustrial se concibe como una estrategia para fortalecer los sistemas productivos locales, al permitir la adaptación tecnológica a necesidades específicas y a restricciones económicas concretas. En este sentido, los estudios de diseño y construcción de descascarilladoras resaltan la importancia de integrar criterios de eficiencia energética, facilidad de mantenimiento y viabilidad económica, de manera que la solución propuesta no solo sea técnicamente funcional, sino también sostenible en el tiempo (Rincón Quintero et al., 2024).

La literatura especializada coincide en que una máquina de descascarillado adecuada para contextos rurales debe priorizar el uso de materiales de fácil adquisición, un diseño mecánico sencillo, bajo consumo energético y facilidad de mantenimiento. Cook (1964) señala que los equipos excesivamente complejos o dependientes de repuestos importados tienden a incrementar los costos operativos y a limitar su adopción en economías campesinas. En este sentido, el desarrollo de tecnologías apropiadas representa una estrategia clave para fortalecer la transformación local del cacao y aumentar el valor agregado del producto en origen.

El presente trabajo se fundamenta en los aportes teóricos y técnicos existentes sobre el procesamiento del cacao y el diseño de máquinas descascarilladoras, con el propósito de desarrollar una solución accesible y eficiente que responda a las condiciones productivas del municipio de El Carmen de Chucurí.

4. Metodología

La presente investigación se desarrolló bajo un enfoque de carácter aplicado, con orientación tecnológica y descriptiva, cuyo objetivo principal fue el diseño y construcción de una descascarilladora de cacao accesible y eficiente para pequeños productores del municipio de El Carmen de Chucurí. El estudio se centró en la solución de una problemática concreta del sector agroindustrial, mediante la aplicación de principios de ingeniería mecánica y el análisis de variables técnicas, económicas y operativas.

El desarrollo metodológico inició con una fase de investigación y diagnóstico, en la cual se identificaron las necesidades del contexto productivo local, así como las limitaciones tecnológicas y económicas asociadas al proceso de descascarillado del cacao. En esta etapa se realizó una revisión bibliográfica de artículos científicos, catálogos técnicos y normas relacionadas con el procesamiento del cacao y el diseño de maquinaria agroindustrial, lo que permitió establecer criterios de desempeño y parámetros de referencia para el diseño del equipo.

Posteriormente, se llevó a cabo una fase de análisis funcional y definición de requerimientos, en la que se tradujeron las necesidades de los usuarios finales en especificaciones técnicas del sistema. Para este propósito se empleó la metodología de Despliegue de la Función de Calidad (QFD), la cual permitió priorizar aspectos como el costo, la eficiencia del descascarillado, la pureza del nib, la facilidad de operación y mantenimiento, y la seguridad del equipo. Esta herramienta facilitó la toma de decisiones durante el proceso de diseño conceptual y la selección de la alternativa más adecuada.

En la fase de diseño conceptual y selección de alternativas se plantearon distintas configuraciones de la descascarilladora, considerando variaciones en los sistemas de trituración y separación. Cada alternativa fue evaluada mediante criterios ingenieriles derivados del QFD, tales como eficiencia mecánica, capacidad de procesamiento, durabilidad y nivel de autonomía. A partir de este análisis comparativo se seleccionó la alternativa con mayor viabilidad técnica y económica para el contexto de aplicación.

Una vez definida la alternativa final, se desarrolló el diseño detallado de los sistemas mecánicos de la máquina, incluyendo la estructura, el sistema de rodillos, el mecanismo de separación por aire y el tren de potencia. Para esta etapa se emplearon herramientas computacionales de diseño asistido por computador (CAD) y análisis de ingeniería (CAE), lo que permitió dimensionar los componentes, verificar interferencias y optimizar el desempeño estructural y funcional del equipo.

La fase de construcción consistió en la fabricación y ensamblaje del prototipo, utilizando materiales de origen nacional y procesos de manufactura disponibles en el contexto local. Posteriormente, se realizaron pruebas operativas con el fin de evaluar la capacidad de procesamiento, la eficiencia del descascarillado y la calidad del nib obtenido. Los resultados experimentales fueron comparados con los valores reportados en la literatura y con equipos comerciales importados, permitiendo establecer conclusiones sobre la viabilidad técnica, económica y social del prototipo desarrollado.

Figura 3.

Placa técnica de equipo comercial



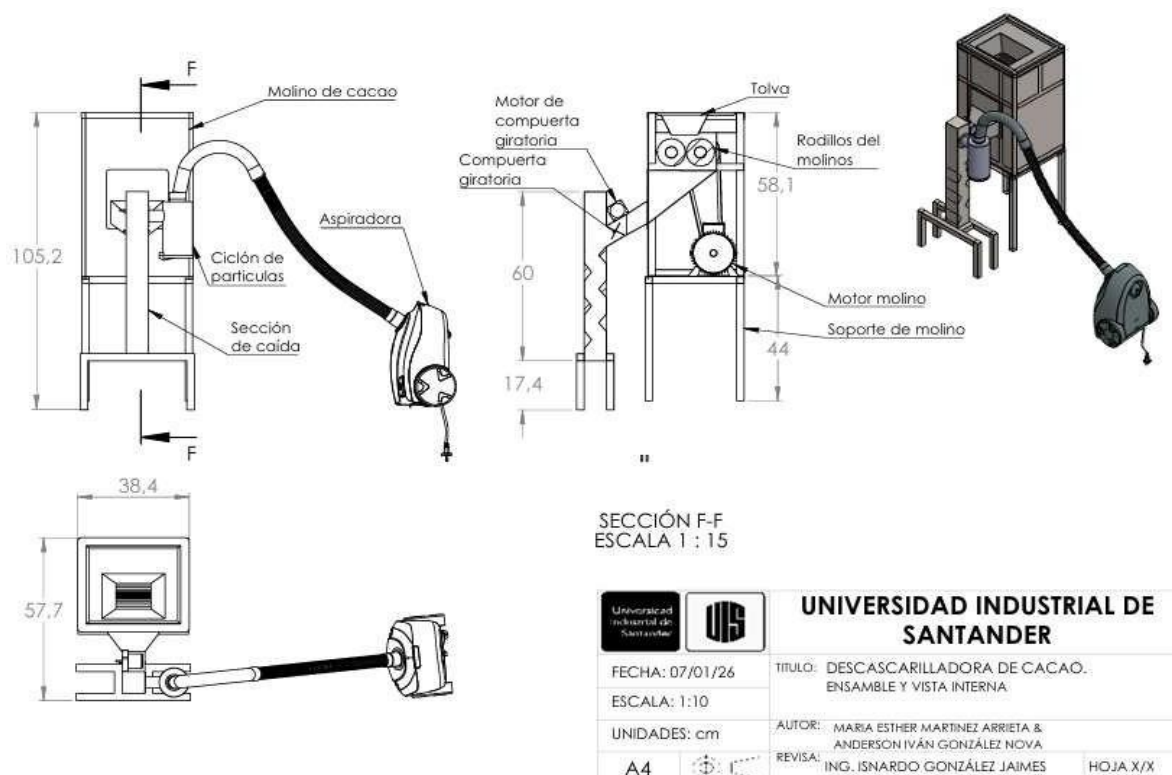
Nota. Fotografía tomada por los autores en taller de mantenimiento, 2026.

Finalmente, se realizó un análisis de los resultados obtenidos, considerando la autonomía productiva de los agricultores y el potencial de replicabilidad de la tecnología en otras regiones cacaoteras del país.

5. Diseño Conceptual

El diseño detallado de la descascarilladora de cacao se desarrolló profundizando en la definición geométrica, funcional y estructural de cada uno de los sistemas que componen la máquina. Este proceso tuvo como objetivo garantizar que el equipo cumpliera con los requerimientos de capacidad, eficiencia y accesibilidad establecidos, asegurando su viabilidad constructiva mediante el uso de materiales de origen nacional y procesos de manufactura disponibles en el contexto local. La estructura de la descascarilladora fue concebida para soportar las cargas generadas durante la operación, como el peso de los componentes mecánicos y del producto.

El diseño estructural priorizó la estabilidad, la rigidez y la facilidad de fabricación, optando por perfiles metálicos comerciales que permiten una adecuada relación entre resistencia mecánica y costo. Asimismo, la geometría de la estructura fue definida para garantizar una altura de alimentación adecuada para el suministro manual del grano y un diseño compacto que facilite el transporte y la instalación del equipo en entornos rurales. En la figura 4 se presenta el plano técnico del sistema de descascarillado, en el cual se detallan las dimensiones principales, secciones y vistas necesarias para su fabricación. El prototipo consta con zona de alimentación, sistema de rodillos, tren de potencia y el sistema de separación.

Figura 4.*Plano constructivo de la caída del sistema*

Nota. Simulación realizada en Solid Works.

El primer componente es la zona de alimentación (Tolva), cuya función es guiar el material hacia el sistema de rodillos, garantizando una distribución uniforme del producto, evitando atascamientos durante la operación. El sistema fue diseñado para asegurar un flujo continuo y controlado de los granos de cacao hacia el mecanismo de fractura. Este sistema se integra directamente con el mecanismo de trituración reduciendo las pérdidas del material durante la operación.

El tren de potencia del equipo está compuesto por un motor eléctrico de baja potencia, seleccionado de acuerdo con los requerimientos energéticos del sistema de rodillos y el

mecanismo de separación. La transmisión de potencia se diseñó para garantizar un funcionamiento estable y seguro, considerando aspectos como la alineación de ejes y la facilidad de mantenimiento. La selección del motor se orientó a minimizar el consumo energético sin comprometer la capacidad de procesamiento, en coherencia con las condiciones de operación en contextos rurales.

El mecanismo de fractura del grano se basa en un sistema de rodillos, diseñado para romper la cáscara del cacao de manera controlada sin generar una pulverización del nib. El dimensionamiento de los rodillos, así como la selección de su material y su velocidad de rotación, se realizó considerando las propiedades mecánicas del grano tostado y los requerimientos de eficiencia establecidos. Este sistema constituye uno de los componentes críticos del equipo, ya que su desempeño influye directamente en la calidad del nib obtenido y en la eficiencia global del descascarillado.

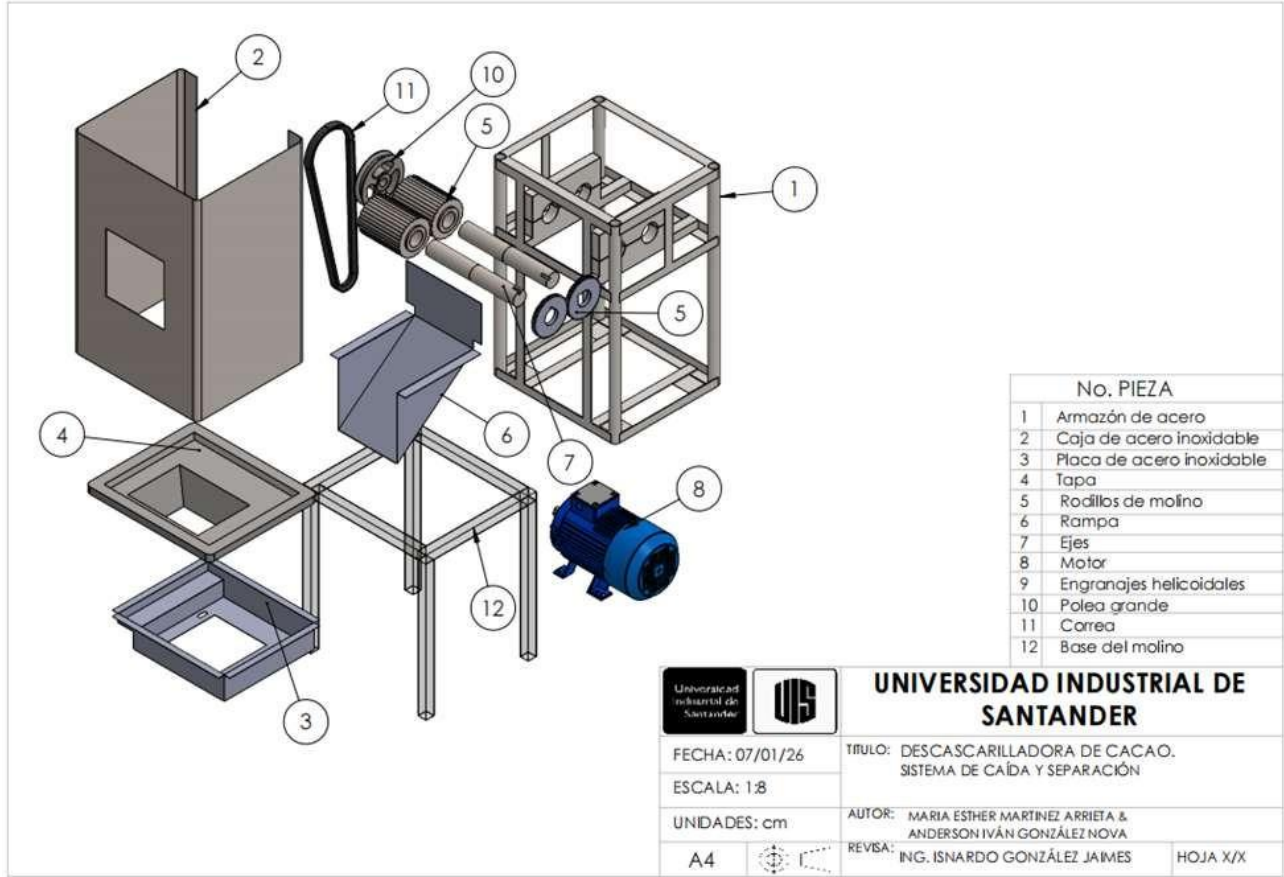
El sistema de separación de cáscara y nib se diseñó aprovechando la diferencia de densidad y comportamiento aerodinámico entre ambos. Para ello, se incorporó un sistema de separación por aire que permite extraer las cáscaras más livianas, mientras que los nibs caen por gravedad hacia el sistema de recolección. El sistema funciona gracias al ciclón de partículas el cual opera con un flujo de aire que genera una especie de vórtice espiral dentro del contenedor de partículas (en nuestro caso, las cáscaras de cacao). Debido a la fuerza centrífuga causada por el remolino, las partículas más livianas son absorbidas por este. (Utikar et al., 2010).

El diseño de los conductos y del separador fue diseñado para reducir la pérdida de material útil y reducir la presencia de residuos de cáscara en el producto final, contribuyendo a mejorar la pureza del nib.

A continuación, se presenta el plano de ensamblaje general del prototipo, donde se integran los subsistemas que conforman la máquina. Este plano permite visualizar la disposición espacial de los componentes, así como las relaciones geométricas y funcionales entre ellos. El ensamblaje general constituye una referencia fundamental para el proceso de construcción, montaje y verificación del correcto funcionamiento del equipo.

Figura 5.

Plano de ensamblaje explosionado del sistema de molienda



Nota. Simulación realizada en Solid Works.

El diseño detallado permite materializar una solución técnica coherente con los objetivos del proyecto y adaptada a las condiciones productivas del municipio de El Carmen de Chucurí. Este proceso sentó las bases para la construcción y evaluación experimental del desempeño de la descascarilladora y el análisis de su viabilidad técnica, económica y social.

6. Diseño y Cálculos del Sistema

6.1 Relación entre el diámetro de la pepa de cacao y los rodillos

El diámetro promedio de la pepa de cacao oscila entre 12 y 25 mm, dependiendo de la variedad y el grado de fermentación. Para garantizar un descascarillado eficiente sin triturar el nib, los rodillos fueron diseñados con un espacio entre diámetros cercano al valor promedio del de la pepa, permitiendo aplicar una presión controlada sobre la cáscara. La separación entre rodillos se ajusta de forma que: La cáscara se fracture por compresión. Esta relación dimensional asegura una alta eficiencia de separación y reduce pérdidas por molienda no deseada. Para el presente diseño se adoptó una separación nominal entre rodillos de 10 cm.

6.2 Estimación de la capacidad de producción

La capacidad de producción del prototipo se estimó a partir de la necesidad de los pequeños productores de cacao de la región, por lo que se estableció una capacidad de 30 kg/h de grano de cacao. Este valor representa una cantidad compatible con los tiempos de trabajo, volúmenes de cosecha y recursos disponibles del productor. Este valor resulta coherente al compararse con descascarilladoras comerciales de pequeña capacidad disponibles en el mercado, lo que valida la capacidad seleccionada.

6.3 Tolva

La tolva del prototipo presenta una abertura superior de 16x22 cm y una abertura inferior de 11x9 cm. Por su geometría, se usarán los cálculos de un tronco de pirámide rectangular.

Como se ha indicado anteriormente, se busca que la maquinaria tenga una capacidad de 30 kg/h, por lo que se adopta una altura de $h=0,25\text{m}$, que permitirá un flujo adecuado del material. El volumen útil de la tolva se calcula:

$$V = \frac{h}{3} (A1 + A2 + \sqrt{A1A2})$$

Dando un volumen útil de $0,0053 \text{ m}^3$. Para el cálculo de la masa de cacao contenida en la tolva se usó una densidad típica del cacao de 593 kg/m^3 dato hallado en MPD, Inc. (s. f.)

$$m = \rho V$$

El peso del material almacenado se calcula:

$$W = mg$$

La presión ejercida por el cacao sobre las paredes internas de la tolva se calcula:

$$p = \rho gh$$

Y la fuerza ejercida sobre una pared se calculó a partir del área promedio de la cara inclinada

$$F = pA_{cara}$$

El material de la tolva es de acero inoxidable AISI 304 en condición recocida presenta las siguientes propiedades mecánicas (Shigley & Mischke, Mechanical Engineering Design, 10.^a ed., Tabla A-22): Límite de fluencia: $S_y = 276 \text{ MPa}$ Resistencia última: $S_u = 568 \text{ MPa}$

La lámina empleada en la construcción de la tolva corresponde a acero inoxidable AISI 304 en condición de laminado en frío, que es el estado de suministro estándar para chapas comerciales. En esta condición, el material presenta un límite de fluencia $S_y = 276 \text{ MPa}$ y una resistencia última $S_u = 568 \text{ MPa}$, según lo reportado por Shigley & Mischke (Mechanical Engineering Design, 10.^a ed., Figura A-20 para acero inoxidable austenítico trabajado en frío).

El esfuerzo admisible se determina aplicando un factor de seguridad $FS = 1,5$ sobre el límite de fluencia, valor recomendado para cargas estáticas bien conocidas y materiales dúctiles (Shigley, cap. 6):

$$\sigma_{adm} = S_y/FS$$

Dando un esfuerzo admisible de:

$$\sigma_{adm} = 184 \text{ Mpa}$$

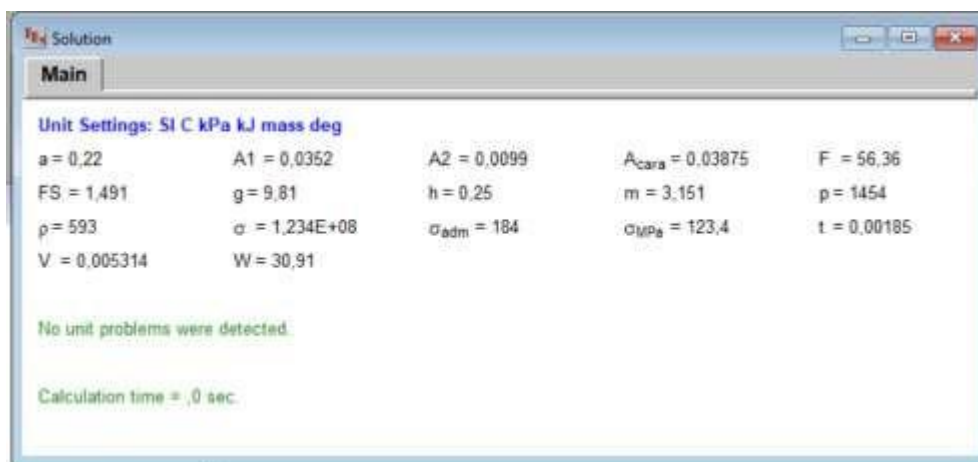
Cada pared de la tolva está sometida a una presión distribuida, por lo que el esfuerzo máximo generado en la placa se obtiene como:

$$\sigma_{max} = 6pa^2/t^2$$

A continuación, se muestran los resultados de los cálculos obtenidos gracias al software EES.

Figura 6.

Resultados obtenidos en el software EES de la tolva



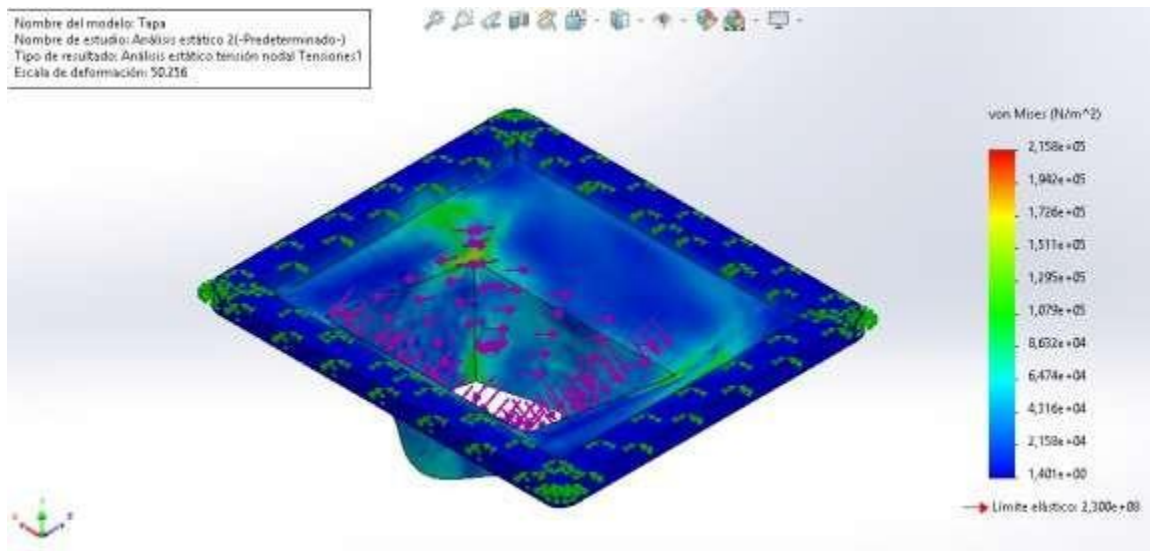
Nota. Los cálculos se desarrollaron con el software EES y se presentan en el Apéndice F.

Para garantizar el flujo gravitacional del cacao hacia los rodillos sin atascamientos, el ángulo de las paredes de la tolva con respecto a la horizontal debe ser superior al ángulo de reposo del material. Para el cacao tostado, el ángulo de reposo oscila entre 30° y 35° (Komolafe et al., 2018).

La geometría de la tolva diseñada (abertura superior 22×16 cm, abertura inferior 9×11 cm, altura 25 cm) produce ángulos de pared de $75,4^\circ$ y $84,3^\circ$ con la horizontal, valores que superan ampliamente el ángulo de reposo con un margen de seguridad de 40° a 50° . Por lo tanto, el deslizamiento libre del grano está garantizado sin necesidad de elementos adicionales de vibración o agitación. Este parámetro no modifica los cálculos de presión ni de resistencia estructural de la tolva, los cuales dependen únicamente de la densidad del material, la altura y las áreas de las secciones transversales.

El esfuerzo máximo calculado en las paredes de la tolva resulta inferior al esfuerzo admisible del acero inoxidable considerado, obteniéndose un factor de seguridad mayor que la unidad. Por lo tanto, el diseño de la tolva es estructuralmente seguro para las condiciones de operación analizadas.

Con ayuda del software SolidWorks, se realizó un análisis estructural estático por el método de elementos finitos. La distribución de esfuerzos de Von Mises presenta valores máximos en las zonas de transición geométrica, mientras que la mayor parte del sólido trabaja en rangos bajos de esfuerzo, lo que indica que el diseño de la tolva es estructuralmente adecuado para las condiciones de operación consideradas.

Figura 7.*Análisis estructural de la tolva de alimentación*

La simulación muestra que los mayores esfuerzos se concentran principalmente en las zonas cercanas a las uniones y a los cambios de geometría de la tolva. Los valores máximos obtenidos en el análisis de Von Mises son inferiores al límite elástico del material, el cual corresponde a $2,30 \times 10^8 \text{ N/m}^2$. Lo que significa que la estructura trabaja dentro de un rango seguro de operación.

6.4 Sistema de Transmisión

Para la transmisión de potencia desde el motor hacia el sistema de rodillos se emplea un sistema en banda V. Se tomaron como datos iniciales del sistema el diámetro de polea motriz, diámetro de la polea conducida, la distancia entre centros y la velocidad del motor. La transmisión del sistema de poleas se determina mediante:

$$i = \frac{D_2}{D_1}$$

Dádonos una relación de transmisión de 2,5:1, lo que implica una reducción de velocidad proporcional y un incremento del torque en el eje conducido.

La velocidad del eje conducido se calcula como:

$$n_2 = \frac{n_1}{i}$$

Dádonos una velocidad del eje conducido de 560 rpm.

Para una transmisión abierta, la longitud aproximada de la banda se determina mediante:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D1 + D2) + \frac{(D2 - D1)^2}{4C}$$

Y sustituyendo los valores nos da una longitud requerida de la banda de 124,88 cm o 49,2 pulgadas aproximadamente.

6.4.1 Potencia y Torques

Considerando una eficiencia típica de la correa en V de $\eta=0,97$ (Shigley, Tabla 17-12):

$$T_{conducida} = P * \frac{\eta}{w_2} = 575 * \frac{0,97}{58,64} = 9,51 \text{ N.m}$$

$$T_{motriz} = \frac{T_{conducida}}{i} = \frac{9,51}{2,5} = 3,8 \text{ Nm}$$

6.4.2 Ángulo de Contacto en la Polea Pequeña

El ángulo de contacto en la polea motriz (el más crítico, por ser la de menor diámetro)

$$\theta = \pi - 2\sin^{-1}\left(\frac{D2 - D1}{2C}\right)$$

$$\theta = \pi - 2\sin^{-1}\left(\frac{0,2 - 0,08}{2 * 0,4}\right) = 2,84 \text{ rad}$$

$$\theta = 2,84 * \frac{180}{\pi} = 162,7^\circ$$

El ángulo de contacto obtenido ($162,7^\circ$) es superior al mínimo recomendado de 120° , lo que garantiza una transmisión sin deslizamiento.

Figura 8.

Resultados obtenidos en el software EES del sistema de transmisión



Nota. Los cálculos se desarrollaron con el software EES y se presentan en el Apéndice F.

6.4.3 Tensiones en los Ramales

Para la correa tipo A (sección trapezoidal, semiángulo de ranura $\beta = 17^\circ$), el coeficiente de fricción efectivo en la ranura es (Shigley, s.s 17-2):

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \beta} = \frac{0,35}{\sin (17^\circ)} = 1,197$$

La relación de tensiones es:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu' \cdot \theta} = e^{1,197 \times 2,84} = 29,97$$

La fuerza efectiva (diferencia de tensiones que transmite la potencia) en la polea conducida:

$$F_e = \frac{T_{conducida}}{r_2} = \frac{9,51}{0,10} = 95,1 \text{ N}$$

A partir de la fuerza efectiva y la relación de tensiones:

$$F_2 = \frac{F_e}{e^{\mu\theta} - 1} = \frac{95,1}{29,97 - 1} = 3,3 \text{ N (ramal flojo)}$$

$$F_1 = F_2 * e^{\mu\theta} = 3,3 * 29,97 = 98,4 \text{ (ramal tenso)}$$

La tensión de instalación recomendada es:

$$F_i = \frac{(F_1 + F_2)}{2} = \frac{98,4 + 3,3}{2} = 50,8 \text{ N}$$

El sistema de transmisión se diseñó mediante poleas de 8 cm y 20 cm de diámetro, obteniendo una relación de transmisión de 2.5:1, lo que permite reducir la velocidad del motor y aumentar el torque disponible en el eje de trabajo. La distancia entre centros se fijó en 40 cm y la longitud aproximada de la banda calculada fue de 125 cm, valor que se contrastó con longitudes comerciales disponibles en catálogos estándar de bandas en V.

Figura 9.

Dimensiones y características de la correa en V tipo A

DESCRIPCIÓN	CÓDIGO	LONG. (PULG.)	PESO (LBS.)
A32	91122032	34	0.25
A33	91122033	35	0.26
A34	91122034	36	0.27
A35	91122035	37	0.28
A36	91122036	38	0.29
A37	91122037	39	0.30
A38	91122038	40	0.31
A39	91122039	41	0.32
A40	91122040	42	0.33
A41	91122041	43	0.34
A42	91122042	44	0.35
A43	91122043	45	0.36
A44	91122044	46	0.37
A45	91122045	47	0.38
A46	91122046	48	0.39
A47	91122047	49	0.40
A48	91122048	50	0.41
A49	91122049	51	0.42
A50	91122050	52	0.42
A51	91122051	53	0.42

Nota. Tomado de Correa en V tipo A (Tiendas Industriales, 2024).

Figura 10.

Correa en V tipo A



Nota. Tomado de Tiendas Industriales (2023).

De acuerdo a los valores determinados se decide escoger una banda en V tipo A con descripción A48, la cual presenta una longitud de 50 pulgadas.

6.4.4 Fuerza resultante sobre el eje del Rodillo

En una transmisión abierta, los dos ramales de la correa actúan en la misma dirección sobre el eje del rodillo. La fuerza resultante que carga las chumaceras es:

$$F_{eje} = F1 + F2 = 98,4 + 3,3 = 101,7 \text{ N}$$

Esta fuerza se traslada como carga radial adicional sobre las chumaceras UCF 204 y se tiene en cuenta en el análisis del eje del rodillo (Sección 6.7).

6.4.5 Verificación de la Correa A48

La potencia que puede transmitir una correa tipo A a 1400 rpm con una polea motriz de 8 cm es aproximadamente 0,45 kW (catálogo Gates, correa en V estándar). Con el factor de corrección por ángulo de contacto ($K\theta \approx 0,94$ para $\theta = 162,7^\circ$), el número de correas requeridas es:

$$N_{correas} = \frac{P_{diseño}}{(P_c \times K\theta)} = \frac{0,575}{(0,45 \times 0,94)} = 1,36$$

Se redondea al entero superior: se requieren 2 correas tipo A48 para transmitir la potencia de diseño con el factor de servicio incluido.

6.5 Motor de Molino

La funcionalidad de los rodillos consiste en comprimir la cáscara del grano de cacao mediante la acción de dos rodillos cilíndricos paralelos que giran en sentidos opuestos. En consecuencia, la potencia requerida del sistema se determinó a partir de la fuerza necesaria para producir la compresión del grano y de la velocidad tangencial de los rodillos, considerando las condiciones de operación del proceso.

$$P = F_D * V_T$$

Se definió un diámetro de rodillo de 0,098m. Para estimar la cantidad de granos procesados, se realizó un pesaje de diferentes granos de cacao, obteniendo una masa promedio por grano de 0,002 kg. Este valor se utilizó para calcular el número de granos procesados por segundo a partir de la relación del caudal masico total y la masa de un grano.

$$\dot{N} = \frac{\dot{m}}{m_c}$$

La velocidad tangencial del rodillo se calculó a partir de la velocidad angular del eje. La velocidad de rotación de los rodillos fue calculada anteriormente, teniendo un valor de 560 rpm. Se define como:

$$w = \frac{2\pi n}{60}$$

La velocidad tangencial del rodillo se calculó mediante:

$$V_T = w * r_{rodillo}$$

Los ensayos mecánicos realizados en granos de cacao secos mediante una máquina universal de ensayos reportaron fuerzas de compresión máxima promedio que varían entre 21,46 ± 8,013 N y 54,41 ± 3,819 N, dependiendo de la variedad del grano estudiada (Komolafe et al. (2018))

Con base en estos valores reportados y considerando un criterio de diseño conservador, en el presente proyecto se adopta una fuerza para romper un grano de cacao de 40 N como valor representativo. Para calcular la potencia mecánica requerida para comprimir un solo grano de cacao se hizo uso de la siguiente ecuación:

$$P_1 = F_D * V_T$$

Donde F_D es la fuerza necesaria para romper un grano de cacao. Dado a que el sistema procesa varios granos continuamente, la potencia total se obtiene multiplicando la potencia de un grano por el número de granos procesados por segundo:

$$P = P_1 * \dot{N}$$

Este valor corresponde a la potencia teórica mínima necesaria. Para considerar las pérdidas mecánicas se aplica un factor de servicio de:

$$FS = 1,2$$

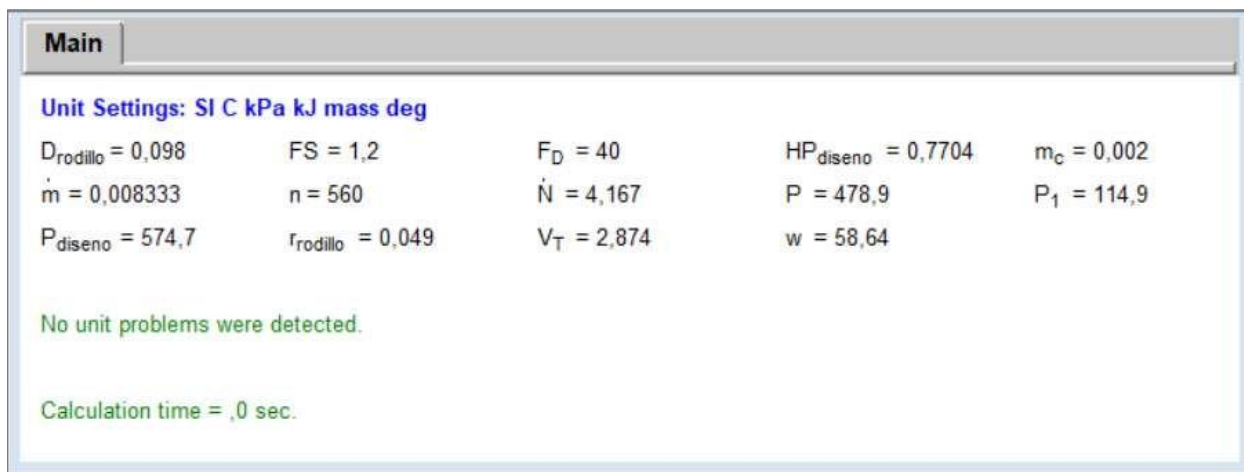
La potencia de diseño se calcula como:

$$P_{\text{diseño}} = FS * P$$

Dándonos una potencia de diseño de aproximadamente 0,8 HP como se observa en la figura 11.

Figura 11.

Resultados obtenidos en el software EES para el motor



Nota. Los cálculos se desarrollaron con el software EES y se presentan en el Apéndice F.

6.6 Molino de Rodillos

Para el diseño de los rodillos determinamos la velocidad angular con la velocidad de rotación del sistema. Utilizando la relación:

$$w = \frac{2\pi N}{60}$$

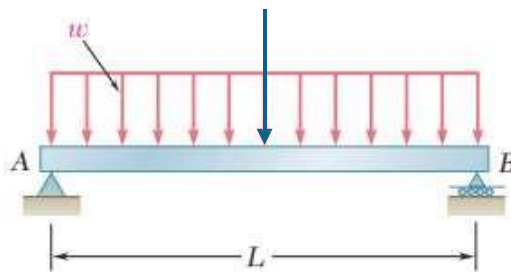
Dando una velocidad angular de 58,64 rad/s. Posteriormente calculamos el periodo de rotación mediante:

$$T = \frac{2\pi}{w}$$

El molino de rodillos se estudió como una viga simplemente apoyada con una carga distribuida correspondiente al peso del rodillo y una carga puntual equivalente a la fuerza de trituración. Tal y como se muestra en la figura, se consideró una longitud total de 13,4 cm y un peso propio de 49,05 N.

Figura 12.

Diagrama de cuerpo libre del sistema



Nota. Elaboración propia, basado en Latin Campus. (s. f.). Conceptos de fuerza, trabajo y energía.

La potencia transmitida por el sistema se relaciona con el torque mediante, considerando una potencia de entrada de 575 W y una velocidad angular de 58,64 rad/s, de esta ecuación despejamos el torque:

$$P = T * \omega$$

Se asumió un radio del rodillo de 4 cm como pre-dimensionamiento. A partir de este valor, la fuerza tangencial se calculó mediante la relación entre el torque transmitido y el radio del rodillo como:

$$F_t = \frac{T}{r}$$

Al realizar el diagrama de cuerpo libre, se determinó que la carga total que actúa sobre el sistema corresponde a la suma del peso propio del rodillo y la fuerza tangencial ejercida durante el proceso de compresión.

$$F_z = W + F_t$$

Para el análisis estructural del rodillo, la fuerza de trituración se consideró distribuida uniformemente a lo largo de la longitud del mismo, obteniendo una carga distribuida equivalente que incluye tanto el peso propio del rodillo como la fuerza de trituración. Este enfoque se adopta como un modelo simplificado para el predimensionamiento del eje.

$$w_z = \frac{F_z}{L}$$

Dado a que es una carga uniformemente distribuida y que el rodillo se ha modelado como una viga simplemente apoyada, las reacciones en los apoyos se expresan como:

$$R_A = R_B = \frac{wL}{2}$$

Para una viga simplemente apoyada sometida a una carga uniformemente distribuida, el momento flector máximo se calcula como

$$M_{max} = \frac{wL^2}{8}$$

Asimismo, la deflexión máxima del sistema está dada por:

$$\delta_{max} = \frac{5wL^4}{384EI}$$

Se adoptó un módulo de elasticidad de 193 Gpa correspondiente al acero inoxidable AISI 304 (Sonelastic, s.f).

Asumiendo que el rodillo posee una sección transversal cilíndrica maciza, el momento de inercia de área se determinó mediante:

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

Como criterio de diseño, se adoptó una deflexión permisible de:

$$\delta_{perm} = \frac{L}{360}$$

A partir de la ecuación de deflexión máxima y considerando la deflexión permisible, se despeja el momento de inercia requerido.

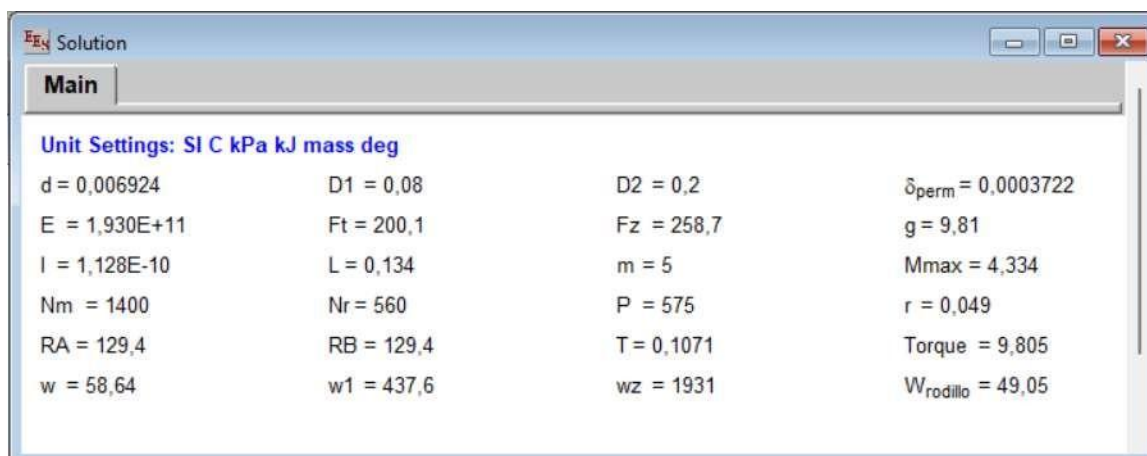
$$I = \frac{5wL^4}{384E\delta}$$

Finalmente, con el valor del momento de inercia obtenido, se despejó el diámetro del rodillo a partir de la expresión correspondiente a una sección transversal circular maciza, obteniéndose el diámetro mínimo recomendado:

$$d = \left(\frac{64I}{\pi}\right)^{1/4}$$

Figura 13.

Resultados obtenidos en el software EES del molino de rodillos



Nota. Los cálculos se desarrollaron con el software EES y se presentan en el Apéndice F.

Como se observa a partir de los resultados obtenidos, el diámetro mínimo requerido del rodillo es de 7,2 cm. Sin embargo, se seleccionó un diámetro de 9,8 cm con el fin de cumplir con criterios de diseño y garantizar un desempeño adecuado del sistema.

Tabla 1.

Diseño del molino de rodillos

Variable	Valor	Unidades	Descripción
P	3-abr	Hp	Potencia del motor seleccionada
n	560	Rpm	Velocidad del rodillo
T	9,805	N·m	Torque transmitido por el eje
F _t	100,1	N	Fuerza tangencial en el rodillo
L	134	Mm	Longitud del rodillo
D	9,8	Cm	Diámetro
W	49,05	N	Peso del rodillo
Mmax	2,5	N·m	Momento máximo

La Tabla 1 muestra los resultados correspondientes al diseño seleccionado del rodillo, considerando las cargas actuantes, el momento máximo y las dimensiones geométricas adoptadas. El momento máximo reportado en la Tabla 1 corresponde al predimensionamiento del eje por criterio de deflexión. El análisis detallado de esfuerzos combinados presentado en ss 6.7.1 utiliza este mismo valor como base para la verificación a fatiga.

A continuación, se presenta el análisis de esfuerzos combinados (flexión + torsión) y la verificación a fatiga del eje, siguiendo la metodología de Shigley & Mischke (cap. 6 y 17).

6.6.1 Diagrama de cuerpo libre y cargas sobre el eje

El eje del rodillo está sometido simultáneamente a flexión: por el peso del rodillo ($W = 49,05 \text{ N}$) más la fuerza tangencial de trituración ($F_t = 100,1 \text{ N}$), distribuidas a lo largo del rodillo. A la carga adicional, la cual es la fuerza de la correa sobre el eje $F_{eje} = 101,7 \text{ N}$ (calculada en la sección 6.5) Y la torsión: torque transmitido $T = 9,51 \text{ N}\cdot\text{m}$ (constante durante la operación).

La carga distribuida combinada sobre el eje del rodillo es:

$$F_z = W + F_t = 49,05 + 100,1 = 149,2 \text{ N}$$

$$w_z = \frac{F_z}{L} = \frac{149,2}{0,134} = 1\,113 \text{ N/m}$$

Para una viga simplemente apoyada con carga uniformemente distribuida, el momento flector máximo ocurre en el centro:

$$M_{flex} = \frac{w_z \times L^2}{8} = \frac{1\,113 \times 0,134^2}{8} = 2,50 \text{ N}\cdot\text{m}$$

La fuerza de correa genera un momento adicional en la sección crítica del eje. Tomando un brazo de palanca de 20 mm desde el apoyo hasta la polea:

$$M_{correa} = F_{eje} \times 0,02 \times \frac{\frac{L}{2}}{\frac{L}{2} + 0,02} = 101,7 \times 0,02 \frac{0,067}{0,087} \approx 1,57 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El momento resultante total en la sección crítica:

$$M_{total} = \sqrt{(M_{flex}^2 + M_{correa}^2)} = \sqrt{2,5^2 + 1,57^2} = 2,96 \text{ Nm}$$

6.6.2 Esfuerzos en el eje

El eje central del rodillo tiene un diámetro de $d = 30 \text{ mm}$ (sección de trabajo). Las propiedades de la sección transversal circular maciza son:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 0,030^4}{64} = 3,98 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} = 7,95 \times 10^{-8}$$

Los esfuerzos en la fibra exterior de la sección crítica son:

$$\sigma_{flex} = M_{total} \cdot \frac{c}{I} = \frac{2,96 \times 0,015}{3,98 \times 10^{-8}} = 1,12 \text{ MPa}$$

$$\tau_{tor} = \frac{T \cdot c}{J} = \frac{9,51 \times 0,015}{7,95 \times 10^{-8}} = 1,79 \text{ MPa}$$

El esfuerzo equivalente de Von Mises (criterio de fluencia dúctil) es de:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{flex}^2 + 3\tau_{tor}^2} = \sqrt{1,12^2 + 3 * 1,79^2} = 3,23 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad estático (con AISI 304, $S_y = 207 \text{ MPa}$):

$$FS_{estático} = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} = \frac{207}{3,23} = 64$$

6.6.3 Verificación a Fatiga

Durante la operación, el eje gira mientras recibe la carga de flexión, lo que genera esfuerzos de flexión completamente alternantes ($\sigma_a = \sigma_{flex}$, $\sigma_m = 0$). La torsión, al ser constante, actúa como esfuerzo medio ($\tau_m = \tau_{tor}$, $\tau_a = 0$).

El Límite de fatiga del material es:

$$S_e' = 0,5 * S_u = 0,5 * 517 = 258,5 \text{ Mpa}$$

(Acero, $S_u \leq 1\,400 \text{ MPa}$)

Los factores de reducción de Marin, (Shigley, s.s 6-9) son:

$k_a = 0,72$ (superficie: laminado en frío, $S_u = 517 \text{ MPa}$)

$k_b = 0,85$ (tamaño: $8 \text{ mm} < d = 30 \text{ mm} < 250 \text{ mm}$)

$k_c = 1,0$ (carga: flexión)

$k_d = 1,0$ (temperatura: $T < 70 \text{ }^\circ\text{C}$)

$k_e = 0.897$ (confiabilidad: 90 %)

$k_f = 0,85$ (efectos varios: factor concentración $K_t \approx 1,5$, sensibilidad $q \approx 0,85$)

Límite de fatiga corregido en la pieza:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e' = 0,4665 * 258,5 = 120,6 \text{ Mpa}$$

Las amplitudes de esfuerzo (Von Mises alternante y media):

$$\sigma_{a,VM} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{1,12^2 + 0} = 1,12 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{m,VM} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{0^2 + 3 * 1,79^2} = 3,1 \text{ Mpa}$$

Aplicando el criterio de Goodman modificado (Shigley, ec. 6-46):

$$\begin{aligned}\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} &= \frac{1}{FS_{fatiga}} \\ \frac{1,12}{134,5} + \frac{3,10}{517} &= 0,0144 \\ FS_{fatiga} &= \frac{1}{0,0144} = 69,4 \\ FS &\geq 1,5\end{aligned}$$

El valor obtenido es considerablemente mayor que el valor mínimo recomendado, por lo que se concluye que el diseño es seguro frente a fallas por fatiga bajo las condiciones de carga analizadas. Se realiza la verificación de fluencia por la línea de Langer (FS contra fluencia en el primer ciclo):

$$FS_{Langer} = \frac{Sy}{\sigma_{a,VM} + \sigma_{m,VM}} = \frac{207}{1,12 + 3,10} = 49,1$$

6.6.4 Verificación de Velocidad Crítica

Para garantizar que el eje no opere en resonancia, se calcula la velocidad crítica de la primera forma modal. Modelando el eje con carga distribuida uniforme (masa del rodillo $\mu = m/L = 5/0,134 = 37,3$ kg/m):

$$\begin{aligned}w_{cr} &= \frac{\pi^2}{L^2} \times \sqrt{\frac{EI}{\mu}} = \frac{\pi^2}{0,134^2} \times \sqrt{\frac{193 \times 10^9 \times 3,98 \times 10^{-8}}{37,3}} \\ w_{cr} &= 7\,883 \text{ rad/s} \rightarrow n_{cr} = 75\,300 \text{ rpm}\end{aligned}$$

La relación entre la velocidad de operación y la velocidad crítica es:

$$\frac{n}{n_{cr}} = \frac{560}{75\,300} = 0,0074 \ll 0,8$$

El eje opera a menos del 1 % de su velocidad crítica, por lo que no existe riesgo de resonancia.

Tabla 2.

Resumen del análisis de esfuerzos del eje del rodillo

Parámetro	Valor	Criterio / Límite
Esfuerzo de flexión σ_{flex}	1,12 MPa	—
Esfuerzo de torsión τ_{tor}	1,79 MPa	—
Esfuerzo Von Mises σ_{VM}	3,23 MPa	—
Factor de seguridad estático FS	64	$FS \geq 2$
Límite de fatiga corregido S_e	134,5 MPa	—
Factor de seguridad a fatiga FS fatiga	69,4	$FS \geq 1,5$
Factor de seguridad Langer FS Langer	49,1	$FS \geq 1,0$
Velocidad crítica n_{cr}	75 300 rpm	$(n/n_{cr}) = 0,007 \ll 0,8$

Los factores de seguridad obtenidos son ampliamente superiores a los mínimos recomendados tanto para falla estática como para falla por fatiga. Esto indica que el eje del rodillo, con diámetro seleccionado de 30 mm en AISI 304, es estructuralmente seguro y no presenta riesgo de falla bajo las condiciones de operación del proceso de descascarillado.

6.7 Soporte

Se realizó un análisis estructural estático mediante SOLIDWORKS Simulation sobre la estructura soportada con un sistema de vigas. El estudio se desarrolló bajo un enfoque de comportamiento elástico lineal isotrópico, empleando como material acero inoxidable AISI 316 recocido, con un módulo elástico de $1,93 \times 10^{11}$ N/m² y un límite elástico de $1,38 \times 10^8$ N/m².

La estructura está compuesta por 24 elementos tipo viga con secciones transversales uniformes personalizadas. El modelo fue mallado mediante malla de viga, generando 458 nodos y 444 elementos finitos, utilizando el solver FFEPlus. Se aplicaron condiciones de frontera tipo inamovible en 12 juntas (restricción sin traslación), y una carga externa de $-0,140\text{ N}$ aplicada en cuatro juntas específicas del modelo.

El análisis arrojó una tensión máxima combinada (axial + flexión) de $8,825 \times 10^7\text{ N/m}^2$ (88,25 MPa). Valor por debajo del límite elástico del material (137,9 MPa), lo que indica que, bajo las condiciones de carga evaluadas, la estructura trabaja dentro del régimen elástico sin alcanzar fluencia.

El desplazamiento máximo resultante fue de $0,06688\text{ mm}$, deformación muy pequeña en relación al tamaño de la pieza.

Figura 14.

Análisis estructural del armazón del molino

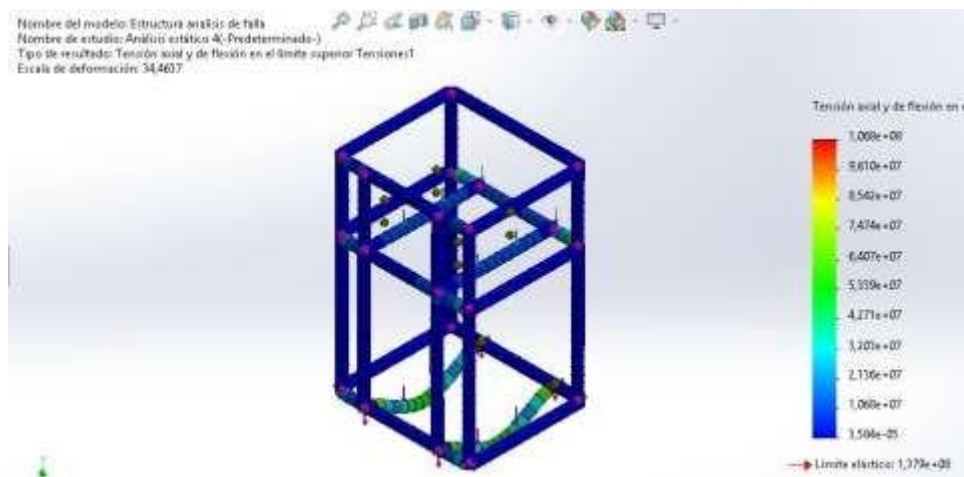
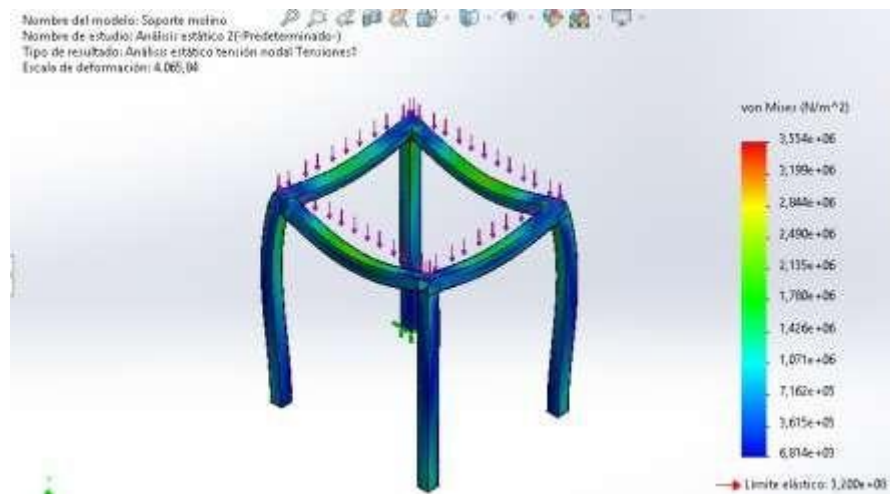


Figura 15.*Análisis estructural de la base del molino*

Con el fin de evaluar el estado de esfuerzos y el factor de seguridad del elemento estructural analizado, se desarrolló un modelo de cálculo en el software Engineering Equation Solver (EES). En dicho modelo se definieron las variables geométricas del perfil, las condiciones de carga y las propiedades mecánicas del material, asumiendo una distribución uniforme del peso total sobre el número de apoyos considerados.

El peso del sistema se calculó a partir de la masa total y la aceleración de la gravedad, y posteriormente se determinó la carga que actúa sobre cada apoyo. A partir de la geometría del perfil se calculó el área transversal efectiva, con la cual se evaluó el esfuerzo normal promedio. Finalmente, el esfuerzo obtenido se comparó con el esfuerzo admisible del material, permitiendo determinar el factor de seguridad del diseño. A continuación, se presentan los resultados obtenidos.

Tabla 3.*Desglose de masas del sistema*

Componente	Masa (kg)	Criterio
Estructura metálica (24 perfiles AISI 316, sección 25 × 25 × 1,5 mm)	22,0	Estimado por geometría y densidad
Dos rodillos (AISI 304, D = 98 mm, L = 134 mm c/u)	10,0	Masa medida (5 kg c/u)
Ejes de rodillos (acero, Ø30 mm, L ≈ 200 mm c/u)	1,5	Cálculo geométrico
Motor eléctrico YL-8014 (3/4 HP monofásico)	8,0	Catálogo
Conjunto	—	—
Tolva de alimentación (lámina AISI 304, t = 1,5 mm)	1,5	Estimado por área desarrollada
Sistema de poleas (motriz Ø80 mm + conducida Ø200 mm)	1,2	Estimado
Correa en V tipo A48	0,2	Catálogo
Piñones y cadena de transmisión	0,8	Estimado
Láminas del sistema de caída	2,5	Estimado por área
Ciclón de partículas (lámina artesanal)	1,7	Estimado
Cacao en proceso (tolva llena)	3,15	Calculado
Tornillería, guardas y accesorios varios	2,4	4 % de masa de la estructura
TOTAL	54,95 kg	≈ 539,6 N

Nota. El modelo EES del soporte aplica una carga total $W = 539,6 \text{ N}$, correspondiente a un peso del sistema. Esta cifra representa la suma del peso de todos los componentes de la máquina,

incluyendo la estructura, los sistemas mecánicos, el motor y el cacao en proceso durante la operación. En la tabla siguiente se presenta el desglose detallado de cada componente y su contribución a la masa total.

El acero inoxidable AISI 316 en condición recocida (empleado en el análisis FEM del soporte, sección 6.3) presenta:

Límite de fluencia: $S_y = 170 \text{ MPa}$ Resistencia última: $S_u = 485 \text{ MPa}$

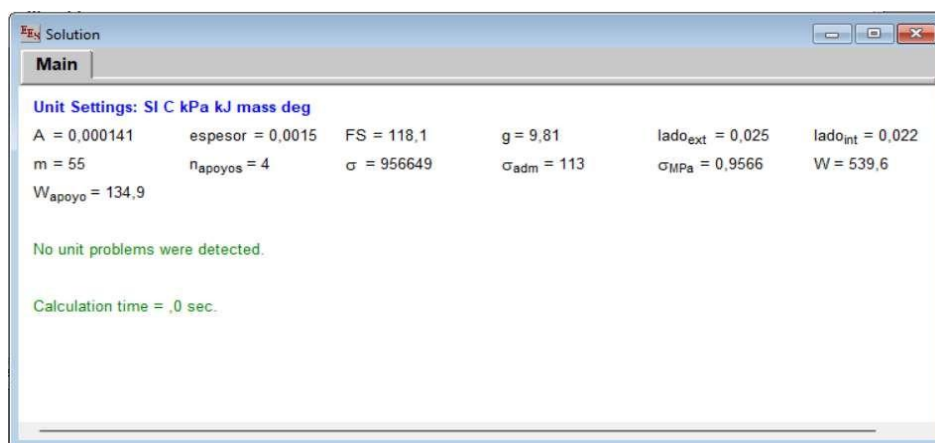
El esfuerzo admisible se determina aplicando un factor de seguridad $FS = 1,5$ sobre el límite de fluencia, valor recomendado para cargas estáticas bien conocidas y materiales dúctiles (Shigley, cap. 6):

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{FS}$$

$$\sigma_{adm(Mpa)} = \frac{170}{1,5} = 113 \text{ Mpa}$$

Figura 16.

Resultados obtenidos en el software EES del soporte



Nota. Los cálculos se desarrollaron mediante el software EES y se presentan en el Apéndice F.

Para el análisis de esfuerzos del soporte estructural se realizaron considerando una carga axial por compresión en los elementos verticales. Los cálculos se desarrollaron mediante el software EES y se presentan en el Apéndice F. El factor de seguridad obtenido es muy superior al mínimo recomendado, lo que indica que la estructura es ampliamente segura frente a cargas estáticas. El diseño del soporte resulta adecuado para soportar el peso de la máquina sin riesgo de falla estructural.

El análisis de esfuerzos del soporte, desarrollado en el software EES (Apéndice F), evaluó la carga axial por compresión en los cuatro elementos verticales de la estructura. Distribuyendo la carga total entre los cuatro apoyos:

$$W_{apoyo} = \frac{W}{n_{apoyos}} = \frac{539,6}{4} = 134,9 \text{ N por apoyo}$$

Para el perfil cuadrado hueco de 25×25×1,5 mm (AISI 316 recocido), el área transversal efectiva es:

$$A = lado_{ext}^2 - lado_{int}^2 = 0,025^2 - 0,022^2 = 1,41 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sigma = \frac{W_{apoyo}}{A} = \frac{134,9}{1,41 \times 10^{-4}} = 0,957 \text{ MPa} \ll \sigma_{adm} = 113 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad resultante es ampliamente superior al mínimo recomendado ($FS \geq 2$), lo que confirma la solidez estructural del soporte bajo las cargas reales del sistema.

6.8 Diseño del sistema de transporte neumático de Cascarilla

El sistema de aspiración tiene como finalidad separar la cascarilla desprendida del grano de cacao mediante la generación de un flujo de aire controlado. Para dimensionar correctamente este sistema se empleó la metodología de diseño de transporte neumático en fase diluida desarrollada por Montoya Palacio (1997), la cual establece una secuencia de cálculo desde las

propiedades del material a transportar y determina la velocidad de flotación, la velocidad del aire en el ducto, el caudal necesario, el diámetro del ducto, las pérdidas del sistema y los requerimientos del equipo de succión.

6.8.1 Datos del material a transportar

El flujo másico de cascarilla se obtiene a partir de la capacidad de procesamiento de la máquina y la fracción de cascarilla del grano tostado. La literatura reporta que la cascarilla representa aproximadamente el 10–12 % del peso del grano tostado (Rincón Quintero et al., 2024). Adoptando un valor conservador del 12 %:

$$\dot{m}_{cascarilla} = \frac{30kg}{h} * 0,12 = 3,6 \frac{kg}{h} = 0,06 kg/min$$

Este valor se convierte en unidades inglesas, las cuales son las ecuaciones del método de trabajo:

$$W_m = 3,6 * \left(\frac{2,2046}{60} \right) = 0,132$$

Para calcular el comportamiento de la cascarilla dentro del flujo de aire, se caracterizó de la siguiente forma:

Tabla 4.
Propiedades de la cascarilla de cacao triturada

Propiedad	Valor	Sistema inglés	Fuente
Densidad (ρ_m)	100 kg/m ³	6,24 lb/pie ³	Literatura
Diámetro promedio (dpd_p)	7 mm	0,023 pies	Estimado postrodillos

Propiedad	Valor	Sistema inglés	Fuente
Flujo másico (WmW_m)	3,60 kg/h	0,132 lb/min	12 % de 30 kg/h

6.8.2 Datos del aire en sitio

El municipio de El Carmen de Chucurí se ubica a una altitud aproximada de 300 m.s.n.m. con una temperatura promedio de 28 °C. La densidad del aire se calcula con la expresión del numeral 1.8 de Montoya Palacio (1997):

$$\delta_a = 2,702 \times P_B / T(^{\circ}R)$$

PB = 14,23 psi (Se toma la presión barométrica a 300 m, Tabla 2 de Montoya Palacio, 1997)

$$T(^{\circ}R) = (1,8 * T(^{\circ}C) + 32) + 460$$

$$T(^{\circ}R) = (1,8 * T(28) + 32) + 460 = 542,4^{\circ}R$$

Entonces el cálculo de la densidad real del aire sería:

$$\delta_a = \frac{2,702 * P_B}{T} = \frac{2,702 * 14,23}{542,4} = 0,0709 \text{ lb}/m^3$$

$$\delta_a = 1,136 \text{ kg}/pie^3$$

El aire es menos denso que el aire estándar (0,075 lb/pie³) por lo que transporta menos masa por unidad de volumen.

El factor de corrección de densidad es:

$$F_c = \frac{\delta_{std}}{\delta_a} = \frac{0,075}{0,0709} = 1,058$$

Esto significa que el aire real del sitio es 5,8% menos denso que el aire estándar, por lo que se debe usar $F_p = 1/F_c$ para corregir pérdidas por presión.

6.8.3 Velocidad de Flotación

La velocidad de flotación es la velocidad mínima de la corriente de aire para mantener una partícula de cascarilla en suspensión en un ducto vertical. Para partículas irregulares ($f_d = 1,0$) se aplica (Montoya Palacio, 1997, s.s 1.10):

$$v_f = \sqrt{\frac{4}{3} * g * d_p * \frac{(\delta_m - \delta_a)}{f_d * \delta_a}}$$

Teniendo como datos: $g = 32,174 \text{ pies/s}^2$, $d_p = 0,023 \text{ pies}$, $\delta_m = 6,24 \text{ lb/pie}^3$, $\delta_a = 0,0709 \text{ lb/pie}$ y $f_d = 1,0$. Sustituyendo numéricamente:

$$v_f = \sqrt{\frac{4}{3} * 32,174 * 0,023 * \frac{(6,24 - 0,0709)}{1 * 0,0709}} = 9,26 \text{ pies/s}$$

$$V_f = 2,82 \text{ m/s}$$

6.8.4 Velocidad del aire en el ducto

La velocidad del aire en el ducto debe superar la velocidad de flotación con un factor de seguridad de diseño $FS = 1,5$. Adicionalmente, la práctica mínima para ductos de succión es 3.000 pies/min (Montoya Palacio, 1997, §1.9):

$$V_f * 1,5 = 834 \text{ pies/min}$$

$$V_{a,min} = \max(834, 3000) = 3000 \text{ pies/min}$$

Por lo que se usa V_a adoptada = 3.000 pies/min = 15,24 m/s, temporalmente para calcular el diámetro mínimo necesario.

6.8.5 Cantidad de aire necesaria

El caudal requerido se determina a partir del flujo másico del material y la relación específica aire/material. De la Tabla 3 de Montoya Palacio (1997), para material tipo cáscara (el más similar a cascarilla de cacao) la relación es 40 pie³aire / lb_material:

$$Q = W_m * \left(\frac{\text{pie}^3}{\text{lb}} \right)$$

$$Q = 0,132 \frac{\text{lb}}{\text{min}} * 40 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}} = 5,29 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$$

$$Q = 5,29 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} = 0,15 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 2,5 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$$

6.8.6 Diámetro del ducto

Aplicando la ecuación de continuidad:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi * V_a}} = \sqrt{\frac{4 * 5,29}{\pi * 3000}} = 0,57''$$

Como 0,57" no es un diámetro comercial, se selecciona el tamaño inmediatamente superior: dcomercial = 1,0" (25,4 mm) de una tubería PVC. Con el diámetro comercial seleccionado, la velocidad real del aire en el ducto es:

$$V_{a,real} = \frac{Q}{A} = \frac{5,29}{\pi * \frac{0,5^2}{4} * \frac{1}{144}} = 970 \frac{\text{pies}}{\text{min}} = 4,93 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{a,real} > V_f$$

Al realizar la verificación: 4,93 m/s > 2,82 m/s se observó que el sistema transporta sin sedimentación.

6.8.7 Flujo másico del aire y relación de carga

$$W_a = Q \cdot \delta_a = 5,29 \times 0,0709 = 0,375 \text{ lb/min}$$

$$R = \frac{W_m}{W_a} = \frac{0,132}{0,375} = 0,353$$

$R < 1$ confirma que el sistema opera en fase diluida, con baja tendencia al asentamiento de material y pérdidas reducidas por fricción de partículas.

6.8.8 Altura equivalente de aire

$$A_e = \frac{5,2}{\delta_a} = \frac{5,2}{0,0709} = \frac{73,36 \text{ pies}}{H^2 O}$$

6.8.9 Pérdidas del sistema

La geometría del sistema de ductos comprende: un tramo horizontal de salida del molino de rodillos ($L_h = 0,30 \text{ m} = 0,98 \text{ pies}$) y un tramo vertical de ascenso hacia la entrada del ciclón ($L_v = 0,40 \text{ m} = 1,31 \text{ pies}$), con dos codos de 90° . El coeficiente de rozamiento adoptado es $C_r = 0,40$ (material tipo cáscara, Tabla 3 de Montoya Palacio, 1997).

Sp_1 - Pérdidas de levantamiento en tramo vertical:

$$Sp_1 = L_v \cdot R \times \left(\frac{1}{A_e}\right) = 1,31 \times 0,353 \times R \times \left(\frac{1}{73,36}\right) = 0,0063 H_2O$$

Sp_2 - Pérdidas horizontales:

$$Sp_2 = L_h \cdot R \cdot \left(\frac{1}{A}\right) \cdot C_r = 0,98 \times 0,353 \times \left(\frac{1}{73,36}\right) \times 0,40 = 0,0019 H_2O$$

Sp_3 - Pérdidas por aceleración del material:

Las velocidades de presión se calculan con: $V_p = \delta_a \cdot (V/1906)^2$ (Montoya Palacio, 1997, Sección 1.16.1.3.2)

Las pérdidas por aceleración en ductos (Pad) está dado como:

$$P_{ad} = [(V_{p,h} - 0) + (V_{p,v} - V_{p,c})] \times R = (0,0136 + 0,0034 - 0,0087) \times 0,353 \\ = 0,0029 \text{ "H}_2\text{O}$$

Pérdidas por aceleración en codos (Pac):

$$P_{ac} = V_{p,c} \times n \times R \times \pi \times 0,4 = 0,0087 \times 2 \times 0,353 \times \pi \times 0,4 = 0,0077 \text{ "H}_2\text{O}$$

$$Sp_3 = P_{ad} + P_{ac} = 0,0029 + 0,0077 = 0,0106 \text{ "H}_2\text{O}$$

Sp₄ -Pérdidas por flujo de aire:

Factor de corrección de pérdidas:

$$F_p = 1/F_c = 1/1,058 = 0,945$$

Pérdidas por 100 pies (fórmula empírica):

$$P_{L} = 2,74 \cdot (970/1000)^{1,8} / 1,0^2 = 2,59 \text{ "H}_2\text{O} / 100 \text{ pies}$$

$$Sp_{4, ductos} = L_{total} \cdot F_p \cdot \frac{P_L}{100} = 2,30 \times 0,945 \times \frac{2,59}{100} = 0,056 \text{ "H}_2\text{O}$$

Longitud equivalente por codo Le = 5 pies (d ≈ 1", Figura 3 de Montoya Palacio, 1997):

$$Sp_{4, codos} = L_e \cdot F_p \cdot P_L \cdot \frac{n}{100} = 5 \times 0,945 \times \frac{2,59}{100} \times 2 = 0,245 \text{ "H}_2\text{O}$$

$$Sp_4 = 0,056 + 0,245 = 0,301 \text{ "H}_2\text{O}$$

Sp₅ - Pérdidas en el ciclón de partículas:

Para el ciclón artesanal de lámina metálica construido en este proyecto se adopta un valor típico de pérdida de presión:

$$Sp_5 = 1,50 \text{ "H}_2\text{O}$$

En el que las "H₂O son solo la unidad con que se cuantifican las pérdidas de presión de ese flujo de aire,

Tabla 5.

Resumen de pérdidas del sistema de transporte neumático

Componente	Pérdida ("H ₂ O)	Pérdida (Pa)
Sp ₁ - Levantamiento vertical	0,0063	1,57
Sp ₂ - Tramo horizontal	0,0019	0,47
Sp ₃ - Aceleración del material	0,0106	2,64
Sp ₄ - Flujo de aire (ductos + codos)	0,3015	75,1
Sp ₅ - Ciclón de partículas	1,5	373,6
TOTAL	1,8203	453,4

$$SP_T = 1,82 \text{ "H}_2\text{O} = 453,4 \text{ Pa}$$

6.8.10 Selección del equipo de succión

Con los parámetros de diseño establecidos, los requerimientos del equipo de succión son:

$$\text{Caudal: } Q = 5,29 \text{ CFM} = 0,150 \text{ m}^3/\text{min}$$

Presión estática requerida: $\Delta P = 1,82 \text{ "H}_2\text{O} = 453,4 \text{ Pa}$ La potencia útil mínima requerida por el sistema es:

$$P_{\text{útil}} = Q \cdot \Delta P = 2,50 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \times 453,4 \text{ Pa} = 1,13 \text{ W}$$

Considerando una eficiencia global típica de aspiradoras domésticas de 27 % (Arebos, s.f.):

$$P_{\text{eléctrica}} = \frac{P_{\text{útil}}}{\eta} = \frac{1,13}{0,27} = 4,2 \text{ W}$$

Tabla 6.*Verificación del equipo de succión seleccionado - Aspiradora Electrolux EQP40 (1800 W)*

Parámetro	Requerido	Disponible (EQP40)
Caudal Q (2,50 L/s)	0,150 m ³ /min	~35–50 L/s
Presión max. ΔP "H ₂ O)	453,4 Pa (1,82 (8,0 "H ₂ O)	~2.000 Pa
Potencia eléctrica	4,2 W mínimo	1.800 W

El margen entre la presión disponible y la requerida es:

$$Margen = \frac{(2.000 - 453,4)}{453,4 \times 100} = 341 \%$$

Este amplio margen confirma que la aspiradora Electrolux EQP40 es adecuada para el sistema de transporte neumático diseñado. El equipo operará a condición de mínima carga, lo que favorece su durabilidad en uso continuo.

6.8.11 Verificación de velocidad mínima (Anti-taponamiento)

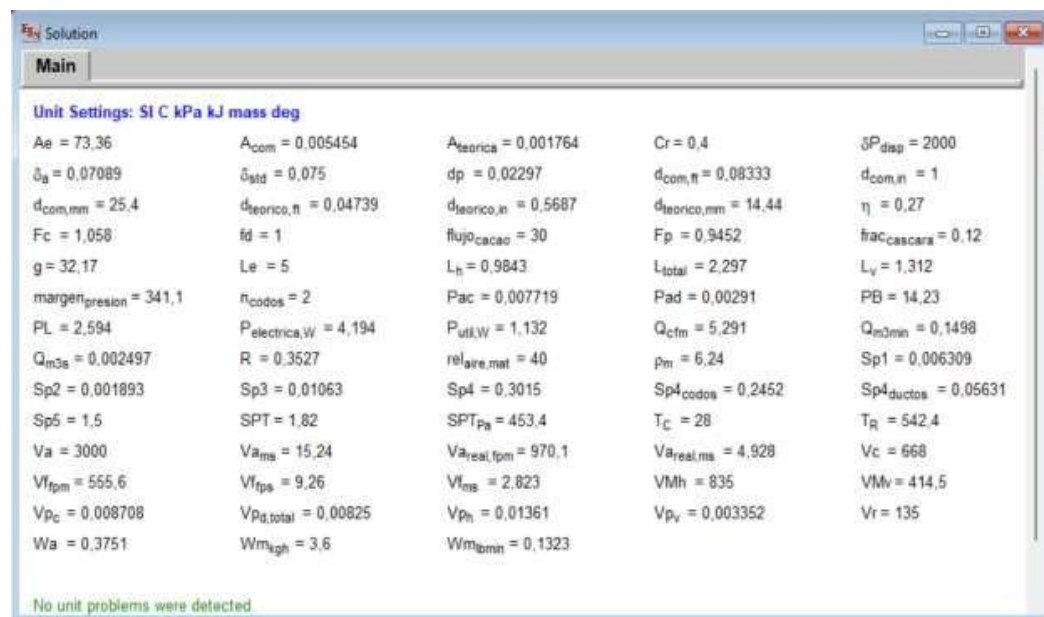
Para garantizar que la cascarilla no se deposite en el ducto, la velocidad real del aire debe superar la velocidad de flotación con un factor de seguridad de 1,5:

$$V_{a,real} = 4,93 \text{ m/s} > V_f \times 1,5 = 2,82 \times 1,5 = 4,23 \text{ m/s}$$

La condición se cumple. El sistema diseñado no presentará taponamiento bajo condiciones normales de operación.

Tabla 7.*Resumen de Resultados del Diseño*

Parámetro	Valor	Unidades
Flujo másico de cascarilla (Wm)	3,6	kg/h
Densidad de la cascarilla (ρ_m)	100	kg/m ³
Velocidad de flotación (Vf)	2,82	m/s
Velocidad del aire en ducto (Va)	4,93	m/s
Caudal de aire necesario (Q)	0,15	m ³ /min
Diámetro del ducto seleccionado	1,0" (25,4 mm)	pulg (mm)
Relación de carga (R)	0,353	adimensional
Pérdidas totales del sistema (SP,T)	1,82 "H ₂ O	453,4 Pa
Potencia eléctrica mínima requerida	4,2	W
Equipo seleccionado	Electrolux EQP40, 1800 W	

Figura 17.*Resultados obtenidos en el software EES del sistema de succión.*

Nota. Los cálculos detallados de este sistema se presentan en el Apéndice F.

7. Construcción del Prototipo

7.1 Hojas de ruta

Se diseñaron hojas de ruta para la construcción de la máquina para ayudar a la planeación y organización del proceso de diseño. A continuación, se presentan las hojas de ruta de las piezas más complejas de la máquina, con el propósito de facilitar su construcción y evitar errores durante el ensamble final.

Tabla 8.

Hoja de ruta del Molino de rodillos

Ítem	Operación	Máquina y/o herramienta	Tiempo de operación (min)
1	Corte del eje en acero SAE 304 según longitud requerida	Sierra mecánica	30
2	Mecanizado del eje (diámetros, escalones y chaveteros)	Torno convencional	60
3	Soldadura de barras estriadas sobre el rodillo	Equipo de soldadura	120
4	Instalación de rodamientos en el eje	Prensa mecánica	30
5	Ensamble del eje con el rodillo	Prensa mecánica	20
6	Instalación de engranajes de transmisión	Prensa	20
7	Ensamble final del rodillo en la máquina	Herramienta manual	30
Total			310 min

Tiempo total estimado: 310 minutos.

7.1.2 Hoja de ruta para construcción del sistema de caída**Tabla 9.***Hoja de ruta del sistema de caída*

Ítem	Operación	Máquina y/o herramienta	Tiempo de operación (min)
1	Trazado y marcado de las piezas según plano	Flexómetro, escuadra y marcador	60
2	Corte de lámina metálica según dimensiones	Pulidora	140
3	Doblado de láminas para conformar la estructura	Prensa dobladora	45
4	Corte de orificios y ventanas funcionales	Taladro, broca y copa	30
5	Soldadura de las uniones de la estructura	Equipo de soldadura	60
6	Ensamble final de la estructura en la máquina	Herramienta manual	20
Total			355 min

Tiempo total estimado: 355 minutos.

7.1.3 Hoja de ruta para construcción del ciclón de partículas**Tabla 10.***Hoja de ruta del del ciclón de partículas*

Ítem	Operación	Máquina y/o herramienta	Tiempo de operación (min)
1	Trazado y marcado de las piezas en lámina según dimensiones	Flexómetro, compás y marcador	40
2	Corte de lámina para cuerpo cilíndrico, cono y bocas	Cizalla y pulidora	60
3	Rolado de la lámina para conformar el cuerpo cilíndrico	Roladora manual	30
4	Conformado del cono de reducción	Doblado manual	45
5	Fabricación de bocas de entrada y salida (tubos)	Pulidora y roladora	20
6	Soldadura del cuerpo cilíndrico	Equipo de soldadura	30
7	Soldadura del cono al cuerpo	Equipo de soldadura	30
8	Soldadura de bocas de entrada y salida	Equipo de soldadura	30
Total			285 min

Tiempo total estimado: 285 minutos.

7.2 Proceso de construcción

Figura 18.

Trazado y desarrollo geométrico de las piezas del sistema de caída



En la figura se presenta el proceso de trazado y desarrollo geométrico de las piezas que conforman el sistema de caída, realizado sobre plantilla. Esta etapa permite definir con precisión las dimensiones y ángulos antes del corte y conformado de la lámina metálica.

Figura 19.

Fabricación y ensamblaje inicial del sistema de caída del material



En la figura se observa el proceso de ensamblaje del sistema de caída del material, donde se integran las piezas de lámina metálica previamente cortadas y

plegadas. Las uniones se realizaron mediante soldadura, asegurando la continuidad estructural y la inclinación necesaria para el correcto desplazamiento del material.

Figura 20.

Proceso de mecanizado del rodillo en torno convencional



La figura muestra el proceso de mecanizado de los rodillos, realizado en torno convencional, donde se ajustan las dimensiones y el acabado superficial del componente. Este proceso es fundamental para garantizar el correcto funcionamiento del sistema de molinos.

Figura 21.

Sistema de discos del mecanismo



Figura 22.

Vista interna del sistema de transición y de rodillos de la descascarilladora



Figura 23.

Sistema de caída



Figura 24.

Ensamblaje Final de la descascarilladora de Cacao



La construcción del prototipo se realizó utilizando materiales de fácil adquisición en el mercado nacional y procesos de manufactura convencionales, tales como corte, soldadura y mecanizado básico. Durante esta fase se realizaron ajustes derivados de las condiciones reales de fabricación, lo que permitió validar la factibilidad práctica del diseño y optimizar algunos detalles constructivos. El ensamblaje del prototipo se llevó a cabo considerando criterios de seguridad y ergonomía, incorporando protecciones para los elementos móviles y puntos de acceso para mantenimiento preventivo.

8. Evaluación del desempeño y análisis de resultados

La evaluación del desempeño de la descascarilladora de cacao se llevó a cabo con el propósito de verificar el cumplimiento de los requerimientos técnicos establecidos en las etapas de diseño y de analizar la viabilidad del prototipo desarrollado para su aplicación en el contexto rural del municipio de El Carmen de Chucurí. Esta fase permitió contrastar el desempeño real del equipo con los valores esperados, así como con referencias reportadas en la literatura y en equipos comerciales disponibles en el mercado.

Las pruebas experimentales se realizaron bajo condiciones controladas, utilizando granos de cacao previamente tostados, con características representativas del producto procesado por los productores locales. Durante la evaluación se analizaron parámetros como la capacidad de procesamiento, la eficiencia del descascarillado y la calidad del nib obtenido, los cuales constituyen indicadores fundamentales para determinar la efectividad del equipo y su impacto potencial en la transformación del cacao en origen.

La capacidad de procesamiento de la descascarilladora se determinó a partir de la cantidad de cacao procesada por unidad de tiempo durante las pruebas operativas. Los resultados obtenidos evidenciaron que el prototipo alcanza una capacidad promedio cercana a los valores establecidos en el diseño, situándose alrededor de los 30 kg/h. Este desempeño resulta adecuado para la escala productiva de los pequeños productores del municipio, ya que permite procesar volúmenes representativos de cacao sin requerir equipos de gran tamaño ni elevados consumos energéticos.

Para evaluar el desempeño de la máquina, se realizaron pruebas experimentales de funcionamiento utilizando una muestra del material procesado. El objetivo de la prueba fue

determinar la capacidad de separación entre el nib de cacao y la cáscara y la eficiencia del sistema de aspiración incorporado en la máquina.

Durante el ensayo, el material obtenido a la salida del proceso fue recolectado y clasificado manualmente en cuatro fracciones: producto no aspirado, producto aspirado, cáscara no aspirada y cáscara aspirada. Cada una de las fracciones fue pesada con el fin de cuantificar la cantidad de material correctamente separado y el material residual presente después del proceso de descascarillado.

Figura 25.

Pesaje de la muestra de cacao procesado



Con los datos obtenidos se calculó la eficiencia de la máquina, principalmente la eficiencia de aspiración de cáscara y el porcentaje de cáscara no aspirada, permitiendo analizar el comportamiento del sistema de separación y la calidad del proceso de descascarillado.

Tabla 11.*Toma de datos para evaluar el desempeño de la máquina*

Producto no aspirado (g)	Producto aspirado (g)	Cáscara no aspirada (g)	Cáscara aspirada (g)	Producto total (g)	Caudal instantáneo del ensayo (kg/min)
149,4023	27,8765	5,6536	33,5301	279,2828	1,6756968

El caudal instantáneo registrado durante el ensayo (1,68 kg/min) representa el flujo de material durante un intervalo activo de alimentación de la muestra, suponiendo una operación manual continua y sin pausas. En contraste, la capacidad de operación de la máquina se ha establecido en 30 kg/h, según lo definido en la Sección 6.2, determinado a partir de los parámetros de diseño del sistema de rodillos y la potencia del motor. Esta capacidad resulta coherente con las condiciones reales de operación en campo.

Tabla 12.*Resultados del desempeño de la máquina*

Indicador	Resultado (%)
Eficiencia de aspiración de cáscara	85,57
Porcentaje de cáscara no aspirada	14,42
Total	99,99

A partir de estos datos se determinó la eficiencia del sistema de aspiración de cáscara, obteniéndose un valor de 85,58 %, lo que indica una adecuada separación de la cáscara respecto

al nib de cacao. Asimismo, el porcentaje de cáscara no aspirada fue de 14,42 %, correspondiente al material residual que permaneció mezclado con el producto final.

Los resultados muestran que el prototipo logra una separación de la cáscara de un porcentaje promedio de 85 %. Este valor se encuentra dentro del rango reportado en estudios similares para equipos de pequeña escala y demuestra que el sistema de rodillos y separación por aire permite obtener nibs con un nivel aceptable de pureza. Las pérdidas menores de material útil asociadas al arrastre de nibs junto con la cáscara, se consideran normales dentro de este tipo de procesos y pueden ser reducidas mediante ajustes en los parámetros operativos del equipo. La calidad del nib obtenido fue evaluada de manera cualitativa, observando la presencia de residuos de cáscara, el grado de fragmentación y la integridad del producto. Los nibs producidos por la descascarilladora presentan una fragmentación controlada y una baja presencia de impurezas, lo que los hace aptos para procesos posteriores de transformación, como la obtención de licor o pasta de cacao.

Figura 26.

Evaluación cualitativa del producto obtenido tras el proceso de descascarillado



Nota. Clasificación visual del material obtenido: cáscara aspirada (verde), cáscara no aspirada (rojo) y nibs de cacao resultantes (azul). Elaboración propia.

Con el fin de contextualizar los resultados obtenidos, se realizó una comparación del desempeño del prototipo con descascarilladoras comerciales importadas reportadas en la literatura y en catálogos técnicos. Aunque estos equipos suelen presentar capacidades y niveles de automatización superiores, también implican costos significativamente más altos y mayores requerimientos de mantenimiento. En este sentido, el prototipo desarrollado presenta una relación favorable entre desempeño y costo, lo que refuerza su viabilidad para pequeños productores y su pertinencia como tecnología apropiada para contextos rurales.

Desde una perspectiva integral, los resultados obtenidos evidencian que la descascarilladora desarrollada cumple con los objetivos planteados en el proyecto, al ofrecer una solución técnica funcional, eficiente y accesible para el proceso de descascarillado del cacao. El desempeño del equipo demuestra que es posible implementar tecnologías de transformación en origen que contribuyan a mejorar la rentabilidad del cultivo y a fortalecer la cadena productiva local. Las pruebas realizadas permiten una evaluación funcional preliminar del prototipo; sin embargo, cabe resaltar que para una validación completa de la eficiencia del sistema se requieren ensayos prolongados bajo condiciones controladas, los cuales quedan propuestos como trabajo a futuro.

9. Conclusiones

El desarrollo del presente proyecto permitió diseñar, construir y evaluar una descascarilladora de cacao accesible y eficiente para el sector del Carmen de Chucurí, demostrando su viabilidad técnica, económica y social como una tecnología apropiada para pequeños productores. A partir de un enfoque integral de diseño, que articuló fundamentos teóricos, criterios técnicos y análisis funcional, se logró consolidar una propuesta de maquinaria que cumple con los objetivos planteados y demuestra su viabilidad como tecnología apropiada para pequeños productores de cacao.

Se definieron y cumplieron las características de diseño establecidas: la máquina alcanza una capacidad de procesamiento de 30 kg/h, opera con suministro manual de grano y presenta una altura compatible con el uso ergonómico en contextos rurales. La selección de los parámetros dimensionales, incluyendo el diámetro de rodillos de 9,8 cm, la separación entre rodillos de 10 cm y la capacidad de la tolva, se fundamentó en las propiedades físicas del grano de cacao tostado y en los requerimientos de los productores locales identificados en la fase de diagnóstico.

El diseño detallado de los sistemas mecánicos, desarrollado con herramientas CAD/CAE, permitió verificar la viabilidad estructural y funcional del equipo antes de su construcción. El análisis del sistema de transmisión determinó una relación de 2,5:1 con dos correas tipo A48, garantizando el torque requerido en el eje conducido. El análisis del eje por el criterio de Von Mises arrojó un factor de seguridad estático de 64, y la verificación a fatiga un FS de 69,4, confirmando amplio margen de seguridad. El análisis FEM de la tolva y el soporte estructural

evidenció que ambos componentes operan dentro del rango elástico del material bajo las cargas de diseño.

El prototipo fue construido en su totalidad con materiales de origen nacional y mediante procesos de manufactura convencionales disponibles en el contexto local: corte, soldadura, torneado y mecanizado básico. Durante la fase de fabricación se validó la factibilidad constructiva del diseño y se realizaron ajustes derivados de las condiciones reales de manufactura. El ensamblaje modular del equipo facilita su transporte, mantenimiento y eventual replicación por parte de talleres locales sin necesidad de tecnología especializada ni repuestos importados.

Las pruebas de funcionamiento evidenciaron una eficiencia de aspiración de cáscara del 85,6 %, valor coherente con los rangos reportados en la literatura para equipos de pequeña escala (Soekarno et al., 2023; Nguyen et al., 2019). La calidad del nib obtenido fue evaluada cualitativamente, presentando baja presencia de impurezas y fragmentación controlada, apto para procesos posteriores de transformación. Desde el punto de vista económico, el costo de fabricación replicable del prototipo asciende a aproximadamente \$3.635.000 COP, frente a los

\$20.539.000 COP de una descascarilladora importada de igual capacidad, representando un ahorro del 82 %. Para un productor que procese 500 kg de cacao al año, la comercialización como nib a \$12.000/kg en lugar de grano tostado a \$8.550/kg genera un ingreso adicional de \$1.725.000 COP anuales, permitiendo recuperar la inversión en menos de tres años.

El proyecto constituye una base sólida para futuras mejoras, tales como la instrumentación del equipo para medición precisa de variables de operación, la optimización del sistema de ajuste de rodillos, la realización de ensayos prolongados bajo condiciones de campo y la evaluación con diferentes variedades y grados de tostado del grano.

Referencias Bibliográficas

Adeyemi, O., Adekoya, J. A., & Akinyemi, O. (2019). Compressive properties of cocoa beans considering the effect of moisture content. *International Journal of Engineering and Technology*, 2(5), 851–857.

Alcaldía del Carmen de Chucurí. (2020). Plan de desarrollo municipal El Carmen de Chucurí 2020–2023: Con la gente y para la gente. Alcaldía Municipal. <https://elcarmendechucuri-santander.gov.co/planes/plan-de-desarrollo-municipal-2020-2023>

Arebos. (s. f.). Industriestaubsauger 1800 W [Ficha técnica]. https://about.arebos.de/shared-files/4661/?Industriestaubsauger_1800W_ES.pdf

Baca-Ulkett. (s. f.). Material weight & volume reference chart. <https://bacaulkett.com/news/material-weight-volume-reference-chart/>

Baca-ulkett. (s. F.). Material weight & volume reference chart.

Bertulfo, J., Cular, P., & Mendoza, J. (2024). Design and development of combined cacao bean dehuller-pulverizer machine for cocoa powder processing. En *Proceedings of the International Exchange and Innovation Conference on Engineering & Sciences (IEICES)* (Vol. 10, pp. 60–67). Kyushu University.

Cacao of Excellence. (2023). Guía de calidad y sabor del cacao. Bioversity International. <https://www.cacaoofexcellence.org/fileadmin/Websites/CocoaOfExcellence/docs/guide/Guia-Calidad%20y%20Sabor%20del%20Cacao-25Sept2023.pdf>

Chocolates Árbol de Cacao. (s. f.). Descascarilladora de cacao premium. <https://chocolatesarboldecacao.com.co/maquinaria/descascarilladora-de-cacao-premium/>

CNJULANTE. (s. f.). China YL-8014 1400 RPM single phase motor [Ficha técnica de producto]. <https://cnjulante.en.made-in-china.com/product/hJYRnpsbuQcL/China-YL-8014-1400-Rpm-Single-Phase-Motor.html>

Cook, I. Russel. Chocolate production and use. New York: New York Magazines for Industry, 1964, p. 137-140.

Electrolux. (s.f.). Aspiradora sin bolsa Electrolux ABS03 1300 W. <https://www.electrolux.com.co/aspiradora-sin-bolsa-electrolux-abs03-1300w/p>

Escuela Politécnica Nacional. (2012). Diseño y construcción de una máquina para remover la cascarilla de granos de cacao para una producción de 200 kg/h [Tesis de pregrado]. Escuela Politécnica Nacional. <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/4574/1/CD-4200.pdf>

Fedecacao. (2022, febrero). La producción cacaotera nacional sigue creciendo: en 2021 logra un nuevo récord histórico. <https://www.fedecacao.com.co/post/la-producción-cacaotera-nacional-sigue-creciendo-en-2021-logra-un-nuevo-récord-histórico>

Firmanto, H., Aklimawati, L., & Abdurrisal, B. S. (2016). Performance of roasted cocoa bean winnower for smallholder chocolate producers. *Pelita Perkebunan (Indonesian Journal of Plantation Science)*, 32(2), 120–129. <https://www.researchgate.net/publication/327725043>

International exchange and innovation conference on engineering & sciences (ieices) (17-18, octubre, 2024: fukuoka). *Memorias*. Fukuoka: 2024. P. 60-67

Komolafe, C. A., Waheed, M. A., Adekojo, M., & Olabamiji, T. S. (2018). Experimental determination of modulus of elasticity of oven dried cocoa-beans varieties. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 9(11), 732–740.

Montoya Palacio, G. (1997). Diseño y cálculo de un sistema de transporte neumático de viruta de jabón [Trabajo de grado, Universidad Autónoma de Occidente]. Repositorio UAO. <http://hdl.handle.net/10614/3281>

Nguyen, H. B., Pham, D. L., & Nguyen, V. L. (2019). A study on the breaking and winnowing machine for cocoa beans at small industrial scale in Vietnam. *International Journal on Advanced Science, Engineering and Information Technology*, 9(1), 329–335. <https://doi.org/10.18517/ijaseit.9.1.7765>

Osoteo, M. R. B., Badilla, J. C. G., Tulin, D. I., & Dalman, A. M. (2024). Design and development of a combined cacao bean huller-pulverizer machine. *Proceedings of the International Exchange and Innovation Conference on Engineering & Sciences (IEICES)*, 10, 786–791. <https://doi.org/10.5109/7323350>

Rincón Quintero, A., Rincón Quintero, L. A., & Ballesteros, L. F. (2024). Diseño y evaluación de una descascarilladora de cacao para pequeños productores. *Revista Colombiana de Ciencias Hortícolas*.

SEMMCocoa. (2023). Catálogo de máquinas descascarilladoras de cacao [Catálogo técnico]. <https://semmcocoa.com>

Shigley, J. E., & Mischke, C. R. (2020). *Mechanical engineering design* (10.^a ed.). McGraw-Hill Education.

Soekarno, S., Firmansyah, I., Firmanto, H., & Harsono, S. S. (2023). Evaluation of breaking and deshelling machine of roasted cocoa beans. *Jurnal Teknik Pertanian Lampung*, 13(1), 213–222. <https://doi.org/10.23960/jtep-l.v13i1.213-222>

Tiendas Industriales. (2024). Correa en V tipo A. <https://tiendasindustriales.com>
(<https://www.tiendasindustriales.com/store/producto/correa-en-v-a-65gs/>)

Utikar, R., Darmawan, N., Tade, M., Li, Q., Evans, G., Glenney, M., & Pareek, V. (2010). Hydrodynamic simulation of cyclone separators. En M. Amaro-Villeda & J. A. Alfaro-Ayala (Eds.), Computational fluid dynamics (pp. 241–278). IntechOpen. <https://doi.org/10.5772/9931>