

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de molino pulverizador para cacao, capacidad 150 kilogramos por hora

INGE-3103

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Pedro Humberto Cujilema Cujilema

Steven Roberto Escobar Velásquez

Guayaquil - Ecuador

Año: 2025

Agradecimientos

El presente proyecto se lo dedico a mis padres, hermanas, amigos y compañeros que estuvieron presentes desde el inicio, durante y al final de un arduo recorrido que estoy seguro y afirmo ha rendido sus respectivos frutos. Gracias a su apoyo, oraciones y paciencia para conmigo hoy puedo cumplir uno de los sueños con los que muchos anhelan alcanzar.

Sin olvidar a esas hermosas personas que me topé en el camino y se convirtieron esenciales y especiales en este capítulo. Así como no puede dejar de lado a aquellas con las cuales ya no camino al lado, pero que sin duda alguna dejaron huella y me marcaron para seguir creciendo y ser mejor persona cada día.

Steven Roberto Escobar Velásquez

Agradecimientos

A mis padres, quienes con su apoyo incondicional hicieron posible la culminación de esta etapa de mi formación profesional, agradezco los valores inculcados, el esfuerzo constante y la motivación brindada, a mis hermanos, por su apoyo y acompañamiento durante este proceso, a mi hermana, quiero que sepa que este logro también es suyo, por estar siempre a mi lado y creer en mí, y a mis compañeros, agradezco su apoyo y acompañamiento durante esta etapa académica.

Pedro Humberto Cujilema Cujilema

Declaración Expresa

Nosotros Pedro Humberto Cujilema Cujilema y Steven Roberto Escobar Velásquez acordamos y reconocemos que:

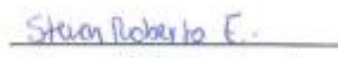
La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar,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

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

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

Guayaquil, 15 de Octubre del 2025.


Pedro Humberto
Cujilema Cujilema


Steven Roberto Escobar
Velásquez

Evaluadores

ERNESTO
ROLANDO
MARTINEZ
LOZANO

Firmado digitalmente por
ERNESTO ROLANDO
MARTINEZ LOZANO
Fecha: 2026.02.13
17:51:23 -05'00'

Emérita Delgado Plaza, Ph. D.

Profesor de Materia

Ing. Ernesto Martínez Lozano

Tutor de proyecto

Resumen

El presente proyecto tiene como objetivo el diseño de un molino pulverizador de cacao de tipo pines con una capacidad de procesamiento de 150 kg/h, orientado a pequeños productores del sector cacaotero, con la finalidad de permitir la obtención de cacao en polvo y generar valor agregado al producto, justificándose por la necesidad de contar con equipos accesibles, eficientes y de fácil mantenimiento que mejoren la competitividad del sector agroindustrial nacional. El desarrollo del proyecto se realizó mediante la aplicación de criterios de diseño mecánico, considerando el cálculo y dimensionamiento de los principales componentes del molino, tales como la tolva, pines, discos porta-pines, eje de transmisión, sistema de poleas, estructura y elementos de unión, empleándose materiales de grado alimenticio, principalmente acero inoxidable, así como herramientas de diseño asistido por computadora y simulaciones estructurales estáticas en el software ANSYS para la validación del diseño. Los resultados obtenidos muestran que el molino cumple con los requerimientos de capacidad y seguridad, presentando deformaciones máximas de 0.019 mm en el eje y 0.0037 mm en los pines, con factores de seguridad superiores a los valores mínimos recomendados para este tipo de maquinaria. En conclusión, el diseño propuesto es técnica y estructuralmente viable, garantizando un funcionamiento seguro, confiable y adecuado para la molienda de cacao en aplicaciones semiindustriales. En términos económicos, potenciamos una economía circular prestando servicios de carpinteros metálicos que puedan construir nuestro diseño con un valor de \$3896 y el cual puede ser comercializado a un precio de \$4450 lo que nos deja una utilidad de \$554 por molino y que se puede comercializar a un precio muy competitivo con respecto al mercado nacional.

Palabras Clave: Molienda, transmisión de potencia, diseño mecánico, seguridad mecánica.

Abstract

The present project aims to design a pin-type cocoa pulverizing mill with a processing capacity of 150 kg/h, oriented toward small-scale cocoa producers, with the purpose of obtaining cocoa powder and adding value to the product, justified by the need for accessible, efficient, and easy-to-maintain equipment that improves the competitiveness of the national agro-industrial sector. The development of the project was carried out through the application of mechanical design criteria, considering the calculation and dimensioning of the main components of the mill, such as the hopper, pins, pin-holding discs, transmission shaft, pulley system, structure, and fastening elements, using food-grade materials, mainly stainless steel, as well as computer-aided design tools and static structural simulations performed in ANSYS software to validate the design. The results obtained show that the mill meets the required capacity and safety conditions, presenting maximum deformations of 0.019 mm in the shaft and 0.0037 mm in the pins, with safety factors above the minimum recommended values for this type of machinery. In conclusion, the proposed design is technically and structurally feasible, ensuring safe, reliable, and suitable operation for cocoa grinding in semi-industrial applications. In economic terms, we promote a circular economy by providing metalworking services that can build our design for \$3896, which can be sold for \$4450, giving us a profit of \$554 per mill and allowing us to sell it at a very competitive price compared to the national market.

Keywords: Grinding, power transmission, mechanical design, mechanical safety.

Índice General

1	Introducción	14
1.1	Descripción del Problema.....	15
1.2	Justificación del Problema.....	15
1.3	Objetivos.....	16
1.3.1	Objetivo general	16
1.3.2	Objetivos específicos.....	16
1.4	Marco teórico.....	17
1.4.1	Historia del cacao	17
1.4.2	Tipos de Cacao	17
1.4.3	Producción del cacao en el Ecuador.....	19
1.4.4	Molido del cacao	19
1.4.5	Conceptos Principales en el Diseño del Molino Pulverizador de Cacao	22
1.4.6	Programas considerados para realizar la simulación.....	24
2	Metodología	28
2.1	Análisis preliminar de obtención de polvo de cacao	28
2.2	Diagrama de flujo del proceso de diseño.....	29
2.3	Consideraciones operativas y de diseño	30
2.4	Selección del molino	30
2.5	Factores de influencia en la selección de alternativas de solución.....	30
2.6	Criterio de ponderación para los factores de influencia	31
2.7	Proceso de Selección de Alternativas de Molinos.....	32
2.8	Vista General del Diseño de Forma del Molino de Pines.....	32
2.9	Diseño de Tolva.....	33
2.9.1	Definición y geometría.....	33
2.10	Dimensiones de la tolva.....	34
2.10.1	Área de descarga	34
2.10.2	Área de entrada.....	34

2.10.3	Volumen de la Tolva	35
2.10.4	Cálculo de esfuerzos en la tolva	35
2.10.5	Espesor de la plancha para la tolva	36
2.11	Determinación de la cantidad de pines	37
2.11.1	Potencia del motor determinado por la teoría de Bond	37
2.11.2	Velocidad tangencial del pin	38
2.12	Radio de giro geométrico y dimensionamiento	39
2.13	Fuerza centrífuga y dimensionamiento del pin.....	40
2.14	Diseño de discos porta-pines y sujeción.....	41
2.14.1	Geometría del eje	42
2.14.2	Diámetro del eje	42
2.15	Diseño del sistema de polea.....	43
2.15.1	Geometría de la polea.....	43
2.15.2	Relación de transmisión por poleas.....	44
2.15.3	Distancia entre centros	44
2.15.4	Potencia de diseño	44
2.15.5	Numero de Bandas	44
3	Resultados y análisis	46
3.1	Diseño de tolva	46
3.1.1	Diámetro de descarga	46
3.1.2	Altura de tolva.....	46
3.1.3	Esfuerzo ejercido sobre la tolva	47
3.2	Potencia del motor eléctrico	48
3.3	Velocidad Tangencial	48
3.4	Radio de giro	49
3.5	Diámetro del disco porta pines	49
3.6	Fuerza centrífuga	50
3.7	Cizallamiento en los pines	50

3.8	Diseño de discos porta pines	52
3.9	Cálculos relacionados con el diseño del eje	53
3.9.1	Análisis de cargas sobre el eje.....	53
3.9.2	Diagrama de cuerpo libre	55
3.9.3	Reacciones del eje	56
3.9.4	Diseño estático del eje.....	58
3.9.5	Diseño de fatiga del eje	59
3.10	Cálculo de poleas.....	62
3.10.1	Potencia de diseño	65
3.10.2	Perfil de la correa	65
3.10.3	Numero de Bandas o canales	67
3.11	Selección de chaveta.....	67
3.12	Selección de chumaceras	72
3.13	Cálculo de la estructura	73
3.14	Simulación del eje	76
3.15	Simulación del pin.....	78
4.1.	Conclusiones.....	81
4.2	Recomendaciones	82
Bibliografía.....		83
APÉNDICES		86
APENDICE A.....		86
APENDICE B		87
APENDICE C		87
APENDICE D.....		89
PLANOS		96

Índice de figuras

Figura 1 Mazorca de cacao CCN-51	18
Figura 2 Mazorca de cacao nacional	19
Figura 3 Cámara de molienda de acero inoxidable.....	23
Figura 4 Diagrama de flujo del proceso de diseño.....	29
Figura 5 Diseño de forma de un molino de pines	33
Figura 6 Geometría de la tolva.....	33
Figura 7 Geometría del eje.....	42
Figura 8 Geometría de la polea	43
Figura 9 Diseño de tolva para molino pulverizador.....	47
Figura 10 Pin sometido a una fuerza cortante.....	51
Figura 11 Esquema de tensiones en la banda.....	54
Figura 12 Diagrama de cuerpo libre del eje	55
Figura 13 Diagrama de Fuerza cortante	57
Figura 14 Diagrama de Momento Flector	57
Figura 15 Curvas de sensibilidad de la muesca.....	60
Figura 16 Esquema de dimensiones de la polea.....	62
Figura 17 Motor Trifásico 3600 RPM 3HP	63
Figura 18 Nomenclatura de poleas en V para montaje directo al eje.....	67
Figura 19 Geometría de la chaveta.....	68
Figura 20 Esquema de la estructura	74
Figura 21 Condiciones de carga y apoyo aplicadas al eje.....	77
Figura 22 Deformación total del eje bajo las cargas aplicadas	77
Figura 23 Factor de seguridad del eje	78
Figura 24 Condiciones de carga en el pin.	78
Figura 25 Deformación total del pin bajo carga radial.....	79
Figura 26 Factor de seguridad del pin.....	79
Figura 27 Factores de superficie para varios acabados en acero.....	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Tipos de molinos y sus principales usos	20
Tabla 2	Ventajas y Desventajas de los programas de simulación para diseño	25
Tabla 3	Matriz de ponderación de factores de influencia	31
Tabla 4	Ponderación y descripción para los factores de influencia.	31
Tabla 5	Matriz de Selección para la Elección de la Solución	32
Tabla 6	Parámetros para el cálculo de presiones según Janssen.	36
Tabla 7	Tamaño de partículas en base a los tipos de molinos.....	37
Tabla 8	Relación de malla con respecto a la granulometría.....	37
Tabla 9	Tabla de relación de Índice de trabajo	38
Tabla 10	Parámetros de diseño de la tolva.....	47
Tabla 11	Parámetros de diseño de los pines.....	53
Tabla 12	Cargas que actúan sobre el eje.....	55
Tabla 13	Diámetros mínimos en cada sección	61
Tabla 14	Diámetros mínimos para polea motriz	62
Tabla 15	Especificaciones técnicas del motor empleado	63
Tabla 16	Dimensiones de poleas.....	64
Tabla 17	Factores de servicio para transmisiones por correa en V	66
Tabla 18	Diagrama de selección de correas en V de alta capacidad.....	66
Tabla 19	Dimensiones y características de la chaveta.	68
Tabla 20	Dimensiones y características de la chaveta.	70
Tabla 21	Aplicaciones en maquinaria y vida requerida	73
Tabla 22	Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de acero inoxidable.....	89
Tabla 23	Tabla de capacidad de transmisión por canal.....	90
Tabla 24	Tubería estructural cuadrada	92
Tabla 25	Datos de la chaveta según la norma DIN 6885 A	93
Tabla 26	Dimensiones y características técnicas de rodamientos rígidos de bolas	94

Capítulo 1

1 INTRODUCCIÓN

El cacao es uno de los productos agrícolas más importantes a nivel mundial, especialmente en países tropicales como el Ecuador, Perú, Colombia y otros de América Latina, donde constituye una fuente significativa de ingresos y desarrollo rural. La creciente demanda de productos derivados del cacao, como el chocolate y sus subproductos, ha impulsado la necesidad de optimizar los procesos industriales que intervienen en su transformación. En este contexto, la molienda del cacao representa una etapa crítica, ya que de ella depende la calidad, textura y homogeneidad del producto final.

El proceso de molienda tiene como objetivo reducir el tamaño de las partículas de cacao hasta alcanzar una granulometría adecuada para su posterior procesamiento, garantizando la liberación de la manteca de cacao y la obtención de un polvo fino y uniforme. Sin embargo, muchos productores locales y medianas industrias enfrentan limitaciones técnicas debido al uso de equipos obsoletos o de baja capacidad, que generan pérdidas de producto, ineficiencia energética y una calidad inconsistente. Esto resalta la importancia de diseñar y desarrollar equipos más eficientes, adaptados a las condiciones productivas nacionales.

El molino pulverizador de pines se presenta como una alternativa tecnológica eficaz para lograr una molienda precisa y de alta velocidad. Este tipo de molino utiliza impactos sucesivos entre pines fijos y móviles para reducir el tamaño de las partículas, alcanzando una distribución granulométrica controlada sin elevar en exceso la temperatura del producto, lo cual es fundamental para preservar las propiedades organolépticas del cacao. Su versatilidad y bajo costo operativo lo convierten en una opción ideal para la industria alimentaria.

El diseño de un molino pulverizador de pines con capacidad de 150 kg/h responde a la necesidad de incrementar la productividad y la eficiencia en la molienda del cacao a nivel semiindustrial. Este proyecto tiene como propósito desarrollar un equipo que cumpla con los requerimientos técnicos de capacidad, resistencia mecánica, seguridad operativa y calidad del producto,

integrando principios de diseño mecánico, transferencia de energía y análisis estructural. Asimismo, busca fomentar la innovación tecnológica nacional en el sector agroindustrial.

La metodología de diseño considerará aspectos como la selección de materiales, el cálculo de los esfuerzos mecánicos, la potencia requerida del motor, la velocidad de rotación óptima, el dimensionamiento del sistema de pines, y la evaluación de la eficiencia energética. Además, se emplearán herramientas de modelado y simulación asistidas por computadora para validar el desempeño del molino antes de su fabricación, reduciendo costos y tiempos de desarrollo.

Finalmente, este proyecto no solo contribuirá a mejorar la competitividad de los productores de cacao, sino que también impulsará la aplicación práctica de los conocimientos de ingeniería mecánica en el desarrollo de tecnologías sostenibles. El diseño propuesto busca equilibrar la eficiencia técnica con la viabilidad económica, aportando una solución innovadora y de impacto directo en la cadena productiva del cacao.

1.1 Descripción del Problema

Los pequeños dueños de fincas cacaoteras en la región requieren un molino adecuado para procesar el cacao. Actualmente, estos productores venden la materia prima a las empresas sin un valor agregado, lo que limita su capacidad para generar mayores ingresos. El cacao que producen es entregado en su forma básica, lo que reduce significativamente su valor en el mercado. Al no contar con las herramientas necesarias para el procesamiento de la pepa del cacao, en este caso un molino que permita obtener un producto con valor agregado, los pequeños productores se ven relegados a una posición desventajosa frente a las grandes empresas del sector.

1.2 Justificación del Problema

La mayoría de los productores de cacao a nivel nacional, aproximadamente el 70%, son pequeños agricultores (Ibarra Velásquez, 2019a). Actualmente, estos agricultores se ven obligados a vender cacao seco a precios bajos. Sin embargo, la transformación del cacao en productos derivados, como cacao molido, licor o manteca, les permitiría agregar valor a su producto, mejorando su calidad y abriendo acceso a mercados más rentables. Además, al reducir la intermediación, los

agricultores podrían obtener precios más justos, lo que contribuiría directamente a mejorar sus ingresos y aumentar la competitividad del cacao ecuatoriano en el mercado nacional e internacional, en concordancia con el ODS 8, que promueve el crecimiento económico sostenido y el trabajo decente para todos.

La necesidad de agregar valor al cacao es urgente, ya que su valor de exportación ha experimentado fluctuaciones negativas en los últimos años. En 2015, el cacao en grano alcanzó un valor de USD 705.3 millones, pero en 2017 descendió a USD 589.7 millones (Ibarra Velásquez, 2019). Esta caída de los precios ha puesto a los agricultores en una situación económica difícil, ya que continúan vendiendo a precios bajos. Aprovechar el potencial de los productos procesados no solo beneficiaría a los productores, sino que también fortalecería el sector agroindustrial del país, contribuyendo a un desarrollo económico más equitativo y sostenible.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar un molino pulverizador de cacao con capacidad de 150 kg/h, que sea eficiente, y de fácil mantenimiento, orientado a mejorar la competitividad de pequeños productores.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Analizar las alternativas de tipos de molinos existentes a nivel nacional con la finalidad que permita la selección adecuada del diseño propuesto.
2. Calcular los componentes del diseño del molino siendo estos el motor, sistema de transmisión y cámara de molienda utilizando conceptos de diseño mecánico.
3. Realizar el análisis de materiales factibles para la construcción accesible, además de la estimación de los costos del diseño del molino.

1.4 Marco teórico

La producción de cacao en Ecuador se considera un motor clave para la economía del país, generando importantes fuentes de empleo y sustento para las familias agrícolas. Según el Ministerio de Agricultura y Ganadería, se estima que aproximadamente 500.000 personas, tanto de forma directa como indirecta, se benefician del cultivo de cacao en diversas regiones de Ecuador, lo que refuerza la importancia del sector en la estabilidad económica rural (Del Monte AG, 2023).

1.4.1 Historia del cacao

A partir de la publicación realizada por Anecacao (Asociación Nacional de exportación del Cacao) establece lo siguiente: El cacao en el Ecuador se remonta a la llegada de los españoles a las costas del Pacífico, donde se visualizaba el crecimiento y conocimiento de este árbol en la región costera. Cristóbal Colón fue el primer europeo en descubrir los granos de cacao, cuando arribó por primera vez a Nicaragua. Un milenio previo al descubrimiento del continente americano, las culturas Mayas, Aztecas y Toltecas cultivaban esta planta y sus pepas las usaban como intercambio monetario o para hacer bebidas.

España al ser una de las monarquías más grandes en ese tiempo, observó la rentabilidad del negocio del cacao y no fue hasta mediados del siglo XVI que se incentivó y aumentó el cultivo en lo que hoy son las costas ecuatorianas. A su vez países como Venezuela, Brasil y en gran cantidad países africanos como Ghana donde se introdujo la pepa de oro, tenían más del 50% de la producción de cacao por sus grandes extensiones de tierra. El cacao ecuatoriano se ha caracterizado con el pasar de los años por su calidad y su fino aroma floral típico. (ANECACAO, s. f.)

1.4.2 Tipos de Cacao

El cacao CCN-51 es una variedad ecuatoriana desarrollada por el especialista Homero Castro en junio de 1965. Surge del cruce entre los tipos ICS 95 (trinitario), IMC 67 y forastero, dando origen a una nueva era en la producción de cacao en Ecuador. Este avance resultó crucial tras las crisis

causadas por los hongos *Moniliophthora roreri* (“Mal de Quevedo”, 1915) y *Moniliophthora perniciosa* (“Escoba de bruja”, 1916), que destruyeron aproximadamente el 70% de la producción nacional.

El CCN-51 se caracteriza por su alto rendimiento por hectárea y su resistencia a enfermedades como la “Escoba de bruja”. Las semillas pesan entre 1.4 y 1.5 g, y ocho mazorcas producen alrededor de una libra de cacao seco. Actualmente, representa cerca del 72% de las exportaciones ecuatorianas de cacao, superando al cacao nacional, que alcanza un 28% (Boza et al., 2014).

Figura 1

Mazorca de cacao CCN-51



Nota: Imagen tomada de Bolsa de Productos (s.f.).

Cacao Nacional, también conocido como cacao fino de aroma, es una variedad de grano cultivada principalmente en Ecuador y Perú. Destacado por su aroma y sabor únicos, es considerado uno de los cacaos más apreciados a nivel mundial. Aunque solo representa el 5% de la producción global, Ecuador lidera con un 63% del total mundial, gracias a sus condiciones naturales favorables. Su almendra es la base para la elaboración de chocolates finos y refinados, reconocidos por su pureza, fragancia y calidad (Agro Ecuador, 2021).

Figura 2

Mazorca de cacao nacional



Nota: Imagen tomada del Ministerio de Cultura y Patrimonio (2015).

1.4.3 Producción del cacao en el Ecuador

Según la Organización Internacional del Cacao, Ecuador es el mayor productor mundial de cacao fino, cubriendo el 60% de la demanda global. En 2021 se cultivaron 260 mil toneladas métricas, generando ingresos de 800 millones de dólares (INEC, 2021).

El país cuenta con cerca de 90,000 pequeños productores, aunque la mayoría presenta bajos niveles de tecnificación. En 1997, la producción alcanzó 141,777 toneladas, representando el 12% del PEA agrícola y el 3.6% del total nacional.

A pesar de no liderar en volumen, Ecuador se distingue por la excelente calidad de su cacao, reconocido internacionalmente (Banco Central del Ecuador, 2002).

1.4.4 Molido del cacao

En el proceso para la obtención del chocolate se tiene que pasar por la molienda. Este es el primer paso para poder separar la grasa o manteca del cacao conformado por un 55% de grasa.

Para obtener las 75 micras de cacao es necesario pasar de dos a tres veces el producto a través de la molienda (NETZSCH Group, s. f.). Entre los distintos tipos de molinos se pueden encontrar los siguientes:

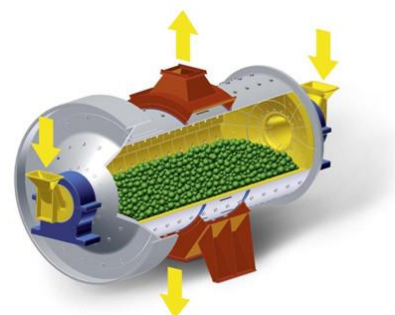
- De martillo: Que se caracterizan por su alta velocidad y fuerza de impacto.

- De bolas: Por medio de rotaciones de esferas se muele el producto.
- De disco o rodillos: Por medio de una presión ejercida entre superficies se pulveriza el producto.
- De pines: Por medio del esfuerzo cortante y la velocidad de giro trabaja por impacto y fricción que trituran el material al pasar por el tamiz

Tabla 1

Tipos de molinos y sus principales usos

Tipo de molino	Características
De rodillos	<ul style="list-style-type: none"> ● Usados especialmente para granos de maíz por la granulometría refinada que se puede obtener. ● Poseen ajustes automáticos para el paralelismo de los rodillos. ● El cambio de rodillos genera costos muy elevados
De bolas	<ul style="list-style-type: none"> ● Son usados principalmente para material duro, frágil o fibroso cuyo caso se podría tratar de minería o industria pesada. ● Se caracterizan por las diferentes capacidades volumétricas de molienda que ofrecen.



De Martillo

- Es uno de los molinos más variados ya que puede moler, triturar y pulverizar material de diversas industrias como lo son la alimentaria, mineral, química y para reciclar plásticos y cartón.
- Los martillos montados en el rotor facilitan la trituración con gran fuerza y precisión.
- No necesitan mantenimiento constante pero son costosos de adquirir.



De pines

- Son ideales para producir polvo fino en la industria alimentaria.
- La molienda por impacto lo hace ideal para granos y pepas como en el caso del cacao.
- Fácil de operar, mientras que ahorra energía y tiempo.



1.4.5 Conceptos Principales en el Diseño del Molino Pulverizador de Cacao

1.4.5.1 Diseño

El diseño es un proceso esencial que busca formular soluciones a necesidades específicas mediante la creación de productos funcionales, seguros, confiables y competitivos. Se trata de una actividad innovadora e iterativa que exige tomar decisiones con información limitada y realizar ajustes conforme se adquiere nuevo conocimiento (Budynas & Nisbett, 2020). En el caso del molino pulverizador de cacao, este proceso se orienta a desarrollar una máquina que permita a los pequeños productores agregar valor a su producto, asegurando que sea accesible, eficiente y de fácil mantenimiento.

Para lograrlo, se aplican herramientas de ingeniería como las matemáticas, la estadística y la computación, las cuales permiten efectuar cálculos precisos que garanticen la eficiencia del molino. Del mismo modo, las gráficas y el lenguaje técnico se emplean para comunicar los resultados y especificaciones del diseño entre los distintos equipos involucrados. En conjunto, estas herramientas permiten desarrollar un producto que no solo cumpla con su función técnica, sino que también sea comercializable y contribuya al fortalecimiento de la competitividad de los productores en el mercado.

1.4.5.2 Sistema de transmisión de potencia

En el diseño del molino pulverizador de cacao, la transmisión de potencia es crucial para transferir la energía desde el motor hasta la cámara de molienda. El proceso típicamente involucra ejes soportados por chumaceras, junto con poleas y bandas que permiten ajustar la velocidad y el par de torsión necesario para la molienda del cacao. El diseño de estos componentes debe ser interdependiente, ya que el eje necesita ser diseñado para soportar las fuerzas generadas durante la operación, mientras que las poleas y bandas deben ser seleccionadas en función de su capacidad para manejar el par de torsión requerido. Todo esto asegura que el molino funcione de manera

eficiente, garantizando una transmisión de potencia confiable para el procesamiento adecuado del cacao (Budynas & Nisbett, 2020).

1.4.5.3 Esfuerzos en el diseño del Molino

El diseño del molino pulverizador de cacao debe considerar los esfuerzos que actúan sobre los componentes clave, como el eje y los pines que se encuentran en el tambor de molienda. En el caso del eje, los esfuerzos normales y cortantes son cruciales para garantizar que este componente resista las fuerzas generadas durante la molienda. El esfuerzo normal actúa en la dirección perpendicular a la superficie del eje, ya sea en forma de compresión o tensión, dependiendo de la carga aplicada. Por otro lado, los esfuerzos cortantes ocurren en la dirección tangencial, afectando la resistencia del material del eje y de los pines que soportan el tambor. La combinación de estos esfuerzos asegura que los componentes del molino puedan resistir las fuerzas operativas sin sufrir deformaciones, garantizando un rendimiento eficiente y duradero (Budynas & Nisbett, 2020).

1.4.5.4 Cámara de molienda

La cámara de molienda en el molino pulverizador de cacao es el componente donde se tritura el cacao. En esta sección, el cacao se somete a los esfuerzos de compresión y fricción a través de los pines, que giran para desintegrar el grano de cacao en partículas más pequeñas.

Figura 3

Cámara de molienda de acero inoxidable.



Nota. La figura muestra la cámara de molienda de un molino industrial de acero inoxidable, diseñado para el procesamiento de granos como arroz y maíz. Obtenida de Changzhou Doing Machine Co (s.f.)

La cámara está diseñada para resistir los esfuerzos mecánicos generados durante la molienda, asegurando un flujo eficiente del material y un rendimiento constante. En la figura 3 se muestra la cámara de molino de acero inoxidable.

1.4.6 Programas considerados para realizar la simulación.

1.4.6.1 ANSYS

Es un software avanzado de simulación utilizado en ingeniería para realizar análisis detallados de cargas, esfuerzos, deformaciones, flujo de fluidos, transferencia de calor y otros parámetros físicos en componentes y sistemas mecánicos. Con sus capacidades de modelado, permite a los ingenieros evaluar el comportamiento de los materiales y estructuras bajo diferentes condiciones de operación, como presión, temperatura y vibración. También facilita la predicción de fallos, optimiza el rendimiento y mejora la eficiencia del diseño, lo que permite reducir costos y tiempos de desarrollo, al tiempo que asegura la fiabilidad y la seguridad de los productos finales.

1.4.6.2 SolidWorks

Es un software de diseño asistido por computadora (CAD) utilizado en ingeniería para crear modelos 3D de piezas y ensamblajes mecánicos. Este programa permite a los usuarios diseñar, simular y validar productos de manera eficiente. Con herramientas para modelado paramétrico, análisis estructural, simulación de movimientos y simulación de fluidos, También ayuda a optimizar el diseño de componentes antes de su fabricación, mejorando la precisión y reduciendo los costos de producción. Es ampliamente utilizado en industrias como la automotriz, aeroespacial, electrónica y manufactura, ofreciendo una plataforma completa para la creación y validación de productos complejos.

1.4.6.3 Simcenter Nastran

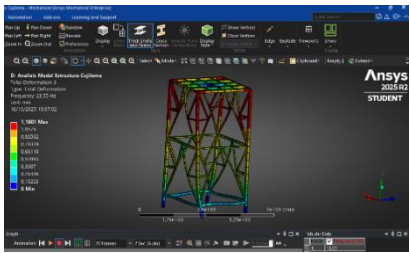
Es un software avanzado de simulación por elementos finitos (FEA) utilizado para realizar análisis estructurales, térmicos, acústicos y dinámicos de componentes y sistemas mecánicos. Permite a los ingenieros modelar cómo las fuerzas, temperaturas, vibraciones y otros factores físicos afectan a las estructuras, lo que ayuda a predecir el comportamiento del producto antes de su fabricación. Con capacidades para realizar análisis no lineales, optimización estructural y dinámica de fluidos, Simcenter Nastran es una herramienta clave en la validación de diseños, optimización de materiales y reducción de costos, utilizada en sectores como la automoción, aeroespacial, energía y manufactura.

En la siguiente tabla, se muestra la comparación de las ventajas y desventajas de los 3 programas antes señalados.

Tabla 2

Ventajas y Desventajas de los programas de simulación para diseño

Programa	Ventajas	Desventajas
ANSYS	<ul style="list-style-type: none">• Análisis detallado de cargas, esfuerzos, deformaciones y transferencia de calor.• Permite predecir fallos y optimizar el rendimiento del diseño.• Utiliza métodos avanzados de simulación, útil para simulaciones multidisciplinares.	<ul style="list-style-type: none">• Requiere un equipo con altas especificaciones para ejecutar simulaciones complejas.• El costo puede ser elevado, especialmente para versiones avanzadas.



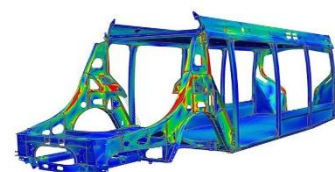
SolidWorks

- Interfaz intuitiva y fácil de usar para el modelado 3D de piezas y ensamblajes.
- Potente para diseño paramétrico y simulación de movimientos.
- Ofrece herramientas completas para la validación de productos y la optimización del diseño antes de la fabricación.
- Algunas simulaciones complejas pueden no ser tan precisas como las de otros programas especializados como ANSYS.
- Requiere de licencias adicionales para realizar simulaciones avanzadas, como análisis térmico o de fluidos.
- No es tan fuerte en simulaciones de análisis dinámico avanzado comparado con otros programas como ANSYS o Simcenter Nastran.



Simcenter
Nastran

- Realiza simulaciones de estructuras, dinámica, acústica y térmica con alta precisión.
- Ideal para la validación de diseños y optimización de materiales, especialmente en sectores como la automotriz y aeroespacial.
- Permite realizar simulaciones no lineales y dinámicas de fluidos
- Puede ser costoso, especialmente si se utilizan complementos adicionales o funciones avanzadas.
- El uso del software puede ser más demandante en términos de tiempo y recursos computacionales para realizar simulaciones más detalladas.



Capítulo 2

2 METODOLOGÍA

La problemática de poder moler 150 kg/h nace de la necesidad y los requerimientos del cliente. El cliente es un ingeniero industrial graduado y jubilado que posee una hacienda cacaotera. El cliente ya consta y realiza procesos previos para poder obtener la torta de cacao. Él se encarga de tostar, obtener licor de cacao y por medio de una prensa poder separar la manteca de la torta de cacao. Se evidencia como el cliente se encarga independientemente de todos estos procesos ya que muchas veces no consta con trabajadores. Para poder añadirle un valor adicional a su producto busca obtener polvo de cacao porque se interesó en ofrecerlo como producto medicinal. Cabe mencionar que esto lo hace con finalidad no comercial, sino más bien como un medio de obtener ingresos personales para el día a día. Aunque existe la posibilidad dependiendo de la capacidad de la hacienda y la acogida que reciba el polvo de cacao para que esta última se pueda comercializar en una mayor cantidad y a su vez el molino a diseñar pueda ser de ayuda para el cliente y otros agricultores de la zona y del Ecuador.

2.1 Análisis preliminar de obtención de polvo de cacao

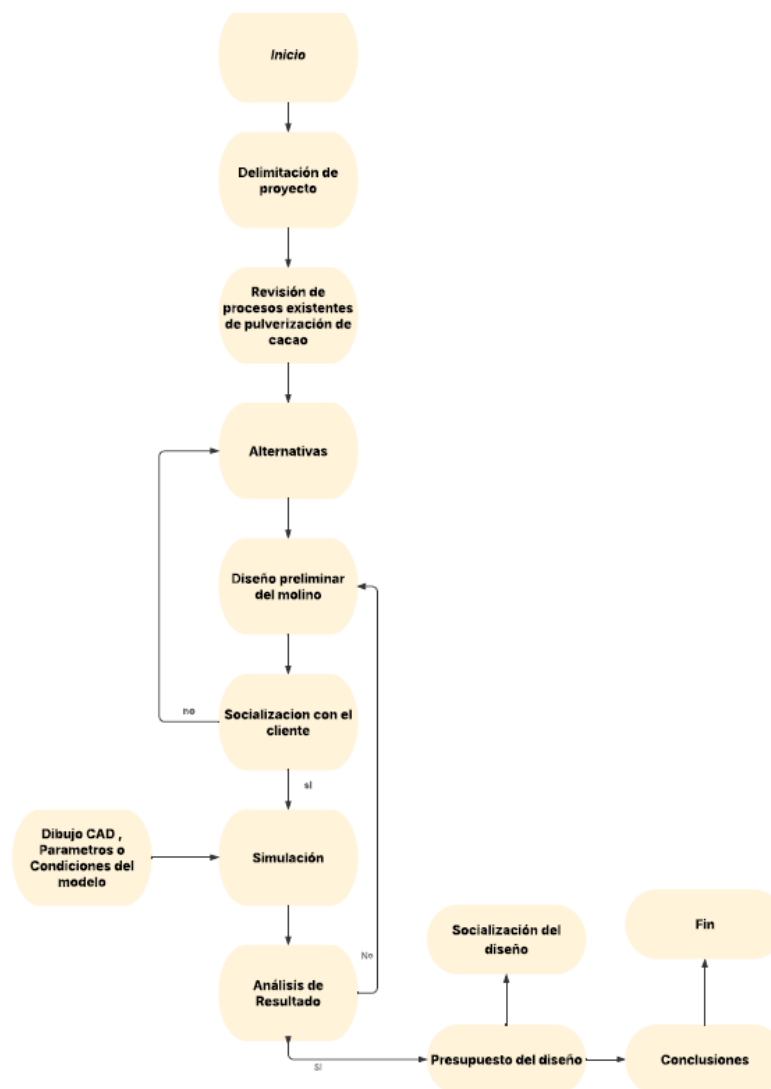
El proceso para obtener cacao en polvo, inicia desde la fermentación, secado natural o secado forzado posteriormente entra al proceso de tostado y descascarillado para poder separar los nibs del producto a pulverizar. Finalmente entra a la etapa de molienda hasta formar una pasta. Esta pasta se sometió a un aumento de temperatura, alcanzando entre 90 y 100 °C, lo que permite derretir la grasa. A continuación, la pasta pasa por una prensa hidráulica para separar la mayor cantidad de grasa posible, la cual se transforma en manteca de cacao, caracterizada por su color blanco (Fundación Española de Nutrición, 2024). La torta es el resultante sólido que queda luego de este proceso la que permite ser molida para la obtención del polvo de cacao.

2.2 Diagrama de flujo del proceso de diseño

Para estructurar de manera ordenada las etapas desarrolladas durante el proyecto, se elaboró un diagrama de flujo que representó el proceso general de diseño del molino pulverizador de cacao. Este diagrama que se muestra en la figura 4 mostró la secuencia lógica de actividades realizadas, que incluyeron la delimitación del proyecto, la revisión de los procesos existentes de pulverización de cacao, la generación de alternativas, el diseño preliminar, la simulación y la socialización con el cliente, permitiendo garantizar una planificación sistemática y coherente de todo el proceso de diseño.

Figura 4

Diagrama de flujo del proceso de diseño



2.3 Consideraciones operativas y de diseño

El molino pulverizador de cacao es para producir aproximadamente 150 kg de polvo de cacao por hora. Para alcanzar esta capacidad, se realizó un estudio detallado de los aspectos operativos y estructurales del equipo, considerando componentes esenciales como el sistema de alimentación, la cámara de molienda y el mecanismo de descarga. Cada elemento del molino fue diseñado con el objetivo de garantizar un flujo continuo del material y una reducción eficiente del tamaño de partícula. Asimismo, se analizaron distintas configuraciones internas y materiales de fabricación con el fin de optimizar el rendimiento del proceso sin comprometer la estabilidad operativa ni la calidad del producto obtenido.

2.4 Selección del molino

La selección del molino se llevó a cabo a través de un análisis detallado de los factores de influencia relevantes. Estos factores se utilizarán para desarrollar una matriz de selección que permita identificar la opción más adecuada para el diseño del sistema. Este proceso asegurará que se elija un molino que cumpla con los requisitos técnicos, operativos y económicos, optimizando el rendimiento y la eficiencia del diseño sin comprometer la calidad del producto.

2.5 Factores de influencia en la selección de alternativas de solución

A través de los siguientes factores de influencia se determinó la mejor opción para la selección de los molinos.

- Seguridad
- Costo
- Mantenimiento
- Apariencia
- Desempeño
- Ergonomía
- Versatilidad

2.6 Criterio de ponderación para los factores de influencia

El criterio de ponderación para los factores de influencia se determinó utilizando la tabla 3, que permite comparar cada factor con los demás factores de influencia. A continuación, se detallan los criterios y las ponderaciones asignadas:

Criterio A > Criterio B \longrightarrow valor igual a 3

Criterio A = Criterio B \longrightarrow valor igual a 2

Criterio A < Criterio B \longrightarrow Valor igual a 1

Tabla 3

Matriz de ponderación de factores de influencia

Criterio B	Costo	Mantenimiento	Apariencia	Desempeño	Ergonomía	versatilidad	Peso Absoluto	Peso relativo
Criterio A								
Costo	2	3	2	2	3	12	20%
Mantenimiento	2	3	2	2	2	11	18.33%
Apariencia	1	1	1	2	1	6	10%
Desempeño	2	2	3	2	2	11	18.33%
Ergonomía	2	2	2	2	2	10	16.67%
Versatilidad	1	2	3	2	2	10	16.67%
							60	100%

A continuación, se presenta la ponderación y descripción para los factores de influencia:

Tabla 4

Ponderación y descripción para los factores de influencia.

Factor	Ponderación	Descripción
Costo	20%	Se analizó la viabilidad de costos de materiales y construcción.
Mantenimiento	18.33%	Se tuvo en cuenta la facilidad de mantenimiento a largo plazo.
Apariencia	10%	se valoró la estética de cada opción.
Desempeño	18.33%	Se evaluó la eficiencia y rendimiento de cada opción.
Ergonomía	16.67%	Se consideró la comodidad y facilidad de uso para los operadores.
Versatilidad	16.67%	Se analizó la capacidad de adaptación a diferentes necesidades.

2.7 Proceso de Selección de Alternativas de Molinos

En el capítulo 1 se discutieron los diferentes tipos de molinos como posibles soluciones. En la siguiente tabla, la matriz de selección será calificada de 1 a 5, donde 1 representa el criterio menos importante y 5 el más importante.

Tabla 5

Matriz de Selección para la Elección de la Solución

Soluciones Tipos de molino	Costo 0.2	Mantenimiento 0.18	Apariencia 0.10	Desempeño 0.18	Ergonomía 0.16	Versatilidad 0.16	Total 1.00
Rodillo	Calificación=3 Puntaje=0.60	Calificación=3 Puntaje=0.54	Calificación=3 Puntaje=0.30	Calificación=3 Puntaje=0.54	Calificación=3 Puntaje=0.48	Calificación=3 Puntaje=0.48	2.94
Bola	Calificación=3 Puntaje=0.60	Calificación=3 Puntaje=0.54	Calificación=3 Puntaje=0.30	Calificación=4 Puntaje=0.72	Calificación=3 Puntaje=0.48	Calificación=3 Puntaje=0.48	3.12
Martillo	Calificación=3 Puntaje=0.60	Calificación=3 Puntaje=0.54	Calificación=2 Puntaje=0.20	Calificación=3 Puntaje=0.54	Calificación=3 Puntaje=0.48	Calificación=2 Puntaje=0.32	2.68
Pines	Calificación=4 Puntaje=0.80	Calificación=4 Puntaje=0.72	Calificación=4 Puntaje=0.40	Calificación=4 Puntaje=0.72	Calificación=4 Puntaje=0.64	Calificación=4 Puntaje=0.64	3.92

De esta manera, se podrán identificar los factores clave para tomar una decisión adecuada al seleccionar el tipo de molino, lo que permitirá realizar una excelente inversión.

El molino de pines fue seleccionado como la opción más adecuada debido a su puntuación total en la matriz de decisión, destacándose principalmente en los factores de seguridad, costo, mantenimiento y desempeño. Su capacidad para adaptarse a diferentes tipos de cacao lo convirtió en la alternativa más eficiente, permitiendo obtener un proceso de molienda estable y con mejores condiciones operativas.

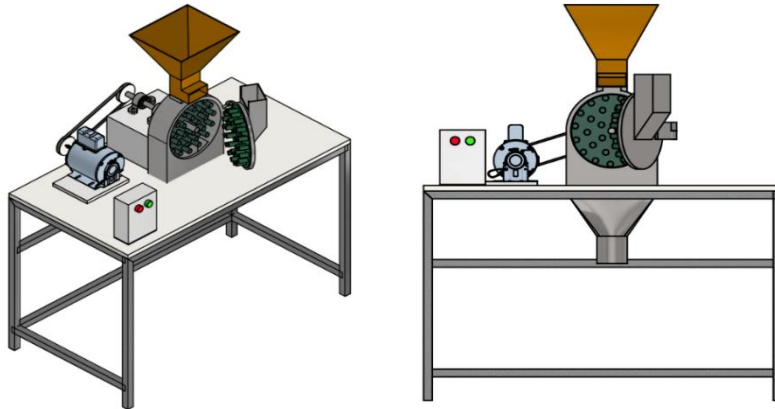
2.8 Vista General del Diseño de Forma del Molino de Pines

El diseño de forma presentado en la figura 5 corresponde a un molino de pines en versión preliminar, por lo que no representa el modelo final. El equipo se utiliza para la pulverización de cacao mediante el impacto entre pines fijos y móviles. Incluye una tolva que conduce el material hacia la cámara de molienda, donde se ubican el rotor con pines móviles y el estator con pines fijos. La tapa frontal abatible permite el acceso interno.

En la parte inferior se encuentra el sistema de descarga, mientras que la transmisión por poleas y banda conecta el motor con el rotor. El conjunto es accionado por un motor eléctrico controlado desde un panel de arranque y parada.

Figura 5

Diseño de forma de un molino de pines



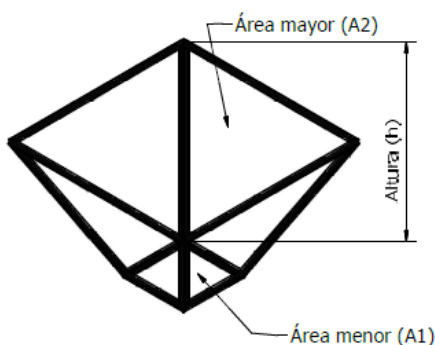
2.9 Diseño de Tolva

2.9.1 Definición y geometría

Una tolva es un contenedor utilizado para almacenar y dosificar materiales a granel, como granos, productos alimenticios u otros sólidos. Su diseño suele ser cónico o piramidal truncado, lo que permite un flujo controlado hacia la zona de descarga. En este caso, se ha optado por una geometría de pirámide truncada, la cual facilita la manipulación y distribución del contenido de manera eficiente, tal como se muestra en la siguiente figura 6.

Figura 6

Geometría de la tolva



2.10 Dimensiones de la tolva

2.10.1 Área de descarga

La tolva consta de dos áreas de descarga, un área mayor y otra menor. El área menor se considera como el área de descarga puesto que es por donde el flujo másico de trabajo correspondiente a nuestro diseño ingresará a la cámara de molienda cuyo valor es de 150 kg/h. Para poder determinar el diámetro hidráulico y conociendo el flujo másico se usa la ecuación de Beverloo donde relaciona ambas variables para poder conocer la tasa de flujo másico de materiales a granel.

$$\dot{m} = 0.58 * \rho_{cacaoseco} g^{0.5} (D - kd_p)^{2.5} \quad (2.1)$$

- \dot{m} es el flujo másico de 150[kg/h]
- $\rho_{cacaoseco}$ es la densidad de cacao seco en grano 635 [kg/m³]
- g es la aceleración de gravedad 9.8 [m/s²]
- D es el diámetro hidráulico de descara [m]
- k es la constante de descarga igual a 1.4
- d_p es el diámetro de un grano de cacao que es aproximadamente 0.024[m]

Al determinar el diámetro hidráulico podremos determinar el área puesto que se conoce que al ser una sección cuadrada el área de descarga será:

$$A_{descarga} = D^2 \quad (2.2)$$

2.10.2 Área de entrada

Considerando que el área de entrada es de la misma sección geométrica que el área de descarga se especifica una relación. Para la relación consideramos la ergonomía y facilidad al momento de depositar el material a pulverizar por lo que buscamos que no exista ningún estancamiento. De acuerdo con todo esto, la relación que se determinó es:

$$A_{entrada} = 10A_{descarga} \quad (2.3)$$

2.10.3 Volumen de la Tolva

Se diseñó una tolva de geometría truncada, por lo que para calcular su volumen se utilizó la siguiente ecuación:

$$V = \frac{h}{3} (A_1^2 + A_2^2 + \sqrt{A_1 A_2}) \quad (2.4)$$

Donde:

- H es la altura
- A_1 es área de descarga
- A_2 es el área de entrada

De la ecuación 2.4 se puede despejar la altura h para poder dimensionar la tolva en su totalidad y ecuación despejada resulta en:

$$h = \frac{3V}{A_1^2 + A_2^2 + \sqrt{A_1 A_2}} \quad (2.5)$$

2.10.4 Cálculo de esfuerzos en la tolva

Una vez definida la geometría de la tolva, el siguiente paso consistió en determinar los esfuerzos horizontales y verticales, las cuales se muestran a continuación mediante la ecuación de Janssen para presión vertical:

$$P_v = \frac{\rho_{cacao\ seco} g D}{4\mu K g_c} \left(1 - \exp \left(-\frac{4Z\mu k}{D} \right) \right) \quad (2.6)$$

Donde:

- P_v : Presión en el fondo de la tolva [Pa]
- $\rho_{cacao\ seco}$: Densidad del cacao seco [Kg/m^3]
- Z : Altura de la tolva [m]
- D : Diámetro hidráulico mayor de la tolva [m]
- μ : Coeficiente de fricción de 0.4
- g_c : constante de conversión [$\frac{\text{kgm}}{\text{Ns}^2}$]

- g : Gravedad local [m/s^2]

$$P_w = KP_v \quad (2.7)$$

Donde:

- P_w : Presión en la pared de la Tolva [Pa]
- K : Coeficiente de presión lateral de 0.4

Tabla 6

Parámetros para el cálculo de presiones según Janssen.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Angulo de fricción interna	φ	30	°
Coeficiente de fricción	μ	0.40	-
Coeficiente de presión lateral	k	0.40	-

Nota: Datos tomados de Malla et al. (2025)

Los parámetros empleados en la implementación de la teoría de Janssen para el cálculo de presiones en materiales granulares, como el cacao seco, fueron especificados en la Tabla 6. Estos valores representativos, correspondientes a productos agrícolas típicos.

2.10.5 Espesor de la plancha para la tolva

Una vez obtenida la presión que actúa sobre las paredes de la tolva (P_w), se procede a definir el espesor de la plancha más apropiado para su construcción. Dicho espesor se determina empleando la siguiente expresión donde, (t) es el espesor de la plancha, (r) es el radio y (σ_f) es el esfuerzo admisible del acero.

$$t = \frac{P_w r}{\sigma_f} \quad (2.8)$$

2.11 Determinación de la cantidad de pines

2.11.1 Potencia del motor determinado por la teoría de Bond

Para el caso del molino de pines, su mecanismo se basa en la reducción de tamaño del grano de cacao por medio de esfuerzo cortante e impacto.

Tabla 7

Tamaño de partículas en base a los tipos de molinos

Tipo de molino	Tamaño de partícula d97 (micras)	Velocidad máxima de punta (ft/min)	Dureza del material (Mohs)
Molino de martillos	≥ 50	22,000	≤ 5.0
Molino de pines	45 a 500	30,000	≤ 3.0
Molino clasificador de aire	15 a 200	28,000	≤ 3.5
Molino de chorro (jet)	5 a 50	100,000	≤ 10.0
Molino de medios agitadores	2 a 20	600	≤ 7.5
Molino de rodillos	10 a 100	1,500	≤ 7.0

Nota: En el proyecto, el molino de pines, trabaja en rangos de disminución de tamaño de 45 -500 um. Tabla obtenida de Casco Yáñez (2022)

Tabla 8

Relación de malla con respecto a la granulometría.

Designación del Tamiz		Apertura de Tamiz Nominal		
Estándar	Malla	Pulgadas	mm	Micrones
0.500 mm	No. 35	0.0197	0.500	500
0.420 mm	No. 40	0.0165	0.420	420
0.354 mm	No. 45	0.0139	0.354	354
0.297 mm	No. 50	0.0117	0.297	297
0.250 mm	No. 60	0.0098	0.250	250
0.210 mm	No. 70	0.0083	0.210	210
0.177 mm	No. 80	0.0070	0.177	177
0.149 mm	No. 100	0.0059	0.149	149
0.125 mm	No. 120	0.0049	0.125	125
0.105 mm	No. 140	0.0041	0.105	105
0.088 mm	No. 170	0.0035	0.088	88
0.074 mm	No. 200	0.0029	0.074	74
0.063 mm	No. 230	0.0025	0.063	63
0.053 mm	No. 270	0.0021	0.053	53

Nota: Tabla obtenida de ITOMAK LATINOAMÉRICA (s. f.)

Entre el tamaño de partículas para la molienda es importante indicar que el cliente solicitó una medida de 75 μm que es equivalente a 0.075 mm y según la tabla 7 existe una relación para el tamaño de malla siendo la N° 200.

Continuando con el proceso de análisis de diseño se utilizará la Ecuación de molienda de Bond siendo esta:

$$P = 10W_i \left[\frac{1}{\sqrt{P_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80}}} \right] m \quad (2.9)$$

Donde:

P= Potencia requerida para la molienda [kw]

W_i = Índice de trabajo [kw*h/t]

P_{80} = Tamaño del producto molido [μm]

F_{80} = Tamaño promedio del producto a moler [μm]

m= Capacidad de procesamiento del molino [150 kg/h]

Para el índice de trabajo W_i , mientras mayor sea el molino tendría una mayor facilidad de moler materiales más duros lo que puede expandir su uso. Mientras que para el tamaño del producto molido P_{80} se considera una uniformidad del 80% a la salida del producto molido. En la tabla 8 se describe a relación de dureza del material versus el índice de trabajo, siendo factible para la selección del motor.

Tabla 9

Tabla de relación de Índice de trabajo

Descripción	Límite W_{π} (kWh/ton) métricas
Muy blando	8
Blando	8-12
Medio	12-16
Duro	16-20
Muy duro	20-24
Extremadamente duro	+24

2.11.2 Velocidad tangencial del pin

Para conocer la energía necesaria en la fractura de un grano, se realiza un balance energético entre la energía potencial requerida para romperlo y la energía cinética que adquiere al impactar con el pin. El balance general se expresa como:

$$mgh = \frac{1}{2} mV^2 \quad (2.10)$$

La energía de ruptura ($E_{ruptura}$) del grano se considera equivalente a su energía potencial:

$$E_{ruptura} = mgh \quad (2.11)$$

Al igualar ambas expresiones se obtiene la velocidad tangencial necesaria para provocar la ruptura:

$$V_t = \sqrt{\frac{2E_{ruptura}}{m_g}} \quad (2.12)$$

Donde:

V_t : velocidad tangencial del pin [m/s]

$E_{ruptura}$: energía de fractura del grano [N·m]

m_g : masa del grano [kg]

Durante la molienda real, la carga de granos (C_s) ofrece resistencia, reduciendo la velocidad efectiva (V_e), por lo que se determina la velocidad con carga (V_c) empleando el coeficiente de fluctuación, además se involucra la velocidad del motor (V_v)

$$C_s = \frac{V_v - V_c}{V_e} \quad (2.13)$$

La velocidad media se calcula como:

$$V_m = \frac{V_v + V_c}{2} \quad (2.14)$$

Para máquinas de molienda de granos se usa $C_s = 0,020$.

Sustituyendo, se obtiene la velocidad con carga:

$$V_c = -V_v \cdot C_s - 2C_s + 2 \quad (2.15)$$

2.12 Radio de giro geométrico y dimensionamiento

Con la velocidad tangencial final, se obtiene la velocidad angular (ω_c):

$$\omega_c = \frac{V_c}{r_g} \quad (2.16)$$

De donde el radio de giro (r_g) se calcula como:

$$r_g = \frac{V_c \times 60}{2\pi\omega} \quad (2.17)$$

Este valor define el tamaño de la carcasa, el diámetro de los discos porta-pines, la criba, y otros elementos del molino.

2.13 Fuerza centrífuga y dimensionamiento del pin

La fuerza centrífuga (F_c) que tiende a desprender el pin del disco se calcula como:

$$F_c = \omega^2 m_{pin} r_g \quad (2.18)$$

La masa del pin resulta de:

$$m_{pin} = \rho_{pin} V_{pin} \quad (2.19)$$

A partir de la revisión bibliográfica, al trabajar con acero con inoxidable número 304 se estima que la densidad del material es $\rho_{pin} = 7980 \text{ kg/m}^3$

$$V_{pin} = \frac{\pi d_{pin}^2 h}{4} \quad (2.20)$$

Sea:

$$d_{pin} = \text{Diámetro del pin}$$

El esfuerzo cortante (F_c) sobre el pin:

$$\tau = \frac{F_c}{A} \quad (2.21)$$

y el factor de seguridad (n):

$$n = \frac{0.5S_y}{\tau} \quad (2.22)$$

2.14 Diseño de discos porta-pines y sujeción

Los discos, con radio de giro 0,1 m, deben resistir los esfuerzos transmitidos por los pines.

Aplicando el criterio de fluencia a cortante por energía de distorsión:

$$\tau = \frac{F_c}{A_d} = \frac{0,577S_y}{n} \quad (2.23)$$

y relacionando el área con el espesor:

$$\tau = \frac{F_c}{e d_d} \quad (2.24)$$

Se considera también la relación de esfuerzos entre el esfuerzo de flexión en el disco y el límite elástico del material

$$\sigma_d = \text{Esfuerzo de flexión en el disco}$$

$$\sigma_y = \text{Límite elástico del material}$$

El material considerado para el diseño del molino es el AISI 304 cuyo σ_y es 241 MPa.

$$\sigma_d \leq \frac{\sigma_y}{FS} \quad (2.25)$$

La condición $\sigma_d \leq \frac{\sigma_y}{FS}$ representa el criterio general de diseño por resistencia, el cual establece que el esfuerzo actuante en el elemento mecánico debe mantenerse por debajo del esfuerzo permisible del material, definido como el esfuerzo de fluencia dividido entre un factor de seguridad.

En el caso estudiado, dicho esfuerzo se obtiene a partir de la teoría de flexión, donde el esfuerzo normal es proporcional al momento flector inducido por la fuerza aplicada. Al considerar la distribución de esfuerzos en la sección transversal y simplificar la expresión correspondiente, el esfuerzo de diseño se expresa como $\sigma_d = \frac{6F_c}{t}$. De esta manera, esta ecuación permite calcular el esfuerzo real que actúa sobre el elemento y compararlo directamente con el esfuerzo permisible del material, garantizando así un diseño seguro. Por consiguiente, se obtiene:

$$\sigma_d = \frac{6F_c}{t} \quad (2.26)$$

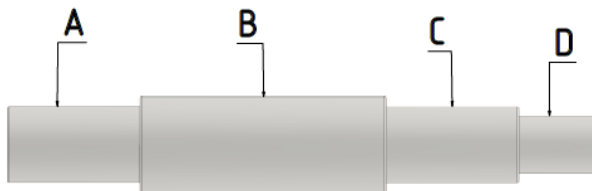
Y así podemos determinar el factor de seguridad para el disco portapines.

2.14.1 Geometría del eje

Para el diseño del eje se consideró la geometría mostrada en la Figura 7. En las secciones A y C se ubicaron las chumaceras, en la sección B se instaló la polea, y en la sección D se acopló el disco rotor.

Figura 7

Geometría del eje



2.14.2 Diámetro del eje

Diseño estático

La siguiente ecuación permite determinar el diámetro mínimo del eje bajo carga estática, considerando la acción combinada de flexión y torsión. La dimensión se realiza empleando el criterio de falla de Von Mises, el cual evalúa el esfuerzo equivalente generado en el eje. En este criterio, n es el factor de seguridad estático, (M) es el momento flector máximo aplicado sobre el eje, (T) es el torque transmitido, y (S_y) es el esfuerzo de fluencia del material.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi S_y} [4M^2 + 3T^2]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.27)$$

Para el diseño estático, el esfuerzo permisible del material se define como la división del esfuerzo de fluencia entre el factor de seguridad n , de acuerdo con la siguiente expresión:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} \quad (2.28)$$

La condición de diseño se satisface cuando el esfuerzo equivalente cumple la relación:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm} \quad (2.29)$$

Diseño de fatiga

La siguiente ecuación es para obtener el diámetro de eje bajo carga dinámica, donde habrá flexión y torsión. Donde (N_f) es el factor de seguridad a la fatiga, es factor de concentración de esfuerzos, (M_a) es el momento alternante, (S_e) es el límite de resistencia a la fatiga, (T_m) es el torque promedio, y (S_y) es el esfuerzo de fluencia.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(k_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.30)$$

El límite de resistencia a la fatiga corregido (S_e), donde (C_{carga}) es el factor de carga, ($C_{tamaño}$) es el factor de tamaño, (C_{sup}) es el factor de superficie, (C_{temp}) es el factor de temperatura, (C_{conf}) es el factor de confiabilidad.

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e' \quad (2.31)$$

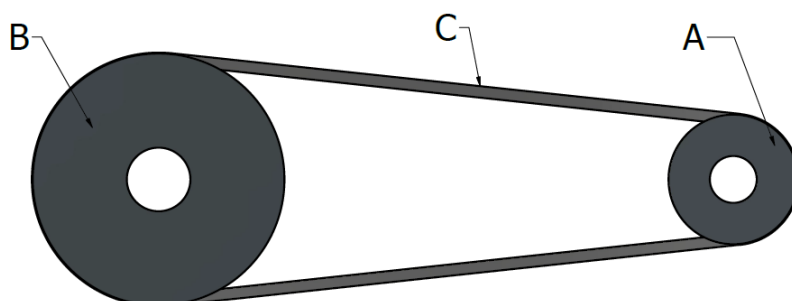
2.15 Diseño del sistema de polea

2.15.1 Geometría de la polea

Para el diseño de la transmisión por poleas se tomó como referencia la figura 8. En esta figura, la sección A corresponde a la polea motriz, la sección B representa la polea conducida, y la sección C indica la banda que transmite el movimiento entre ambas poleas.

Figura 8

Geometría de la polea



2.15.2 Relación de transmisión por poleas

La relación de velocidades entre la polea motriz y la polea conducida viene dada por la siguiente ecuación, donde el cociente entre el diámetro de la polea motriz D_m sobre el diámetro de la polea conducida D_c es igual al cociente entre la velocidad angular de la polea conducida ω_c sobre la velocidad angular de la polea matriz ω_m .

$$\frac{D_m}{D_c} = \frac{\omega_c}{\omega_m} \quad (2.32)$$

2.15.3 Distancia entre centros

La distancia entre centros de las poleas se determina a partir de una relación recomendada para transmisiones por correas en V, de acuerdo catálogo técnico de INTERMEC, para la mayoría de aplicaciones industriales la distancia entre centros recomendada se obtiene multiplicando por 1.5 la suma de los diámetros de la polea motriz y la polea conducida. La relación se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$C = 1.5(D_c + D_m) \quad (2.33)$$

2.15.4 Potencia de diseño

La potencia de diseño P_c se obtiene al multiplicar la potencia nominal del motor P_n por el factor de servicio k , el cual considera condiciones de operación del equipo, tales como el régimen de trabajo. Esta relación se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$P_c = P_n * k \quad (2.34)$$

2.15.5 Numero de Bandas

El número de bandas N_b necesarios en una transmisión por correas en V se determina a partir de la potencia de diseño del sistema y de la potencia que puede transmitir una sola banda P_t . Esta relación permite establecer la cantidad mínima de bandas requeridas para garantizar una transmisión adecuada de potencia, y se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$N_b = \frac{P_c}{P_t} \quad (2.33)$$

Capítulo 3

3 RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 Diseño de tolva

Al empezar el diseño del molino pulverizador de cacao, se considera la sección y componente que manejará el flujo de ingreso del producto a ser pulverizado. En el diseño de la tolva se consideraron los diámetros hidráulicos, la altura de la tolva al igual que los esfuerzos ejercidos.

3.1.1 Diámetro de descarga

$$\begin{aligned}\dot{m} &= 0.58 * \rho_{cacaoseco} g^{0.5} (D - kd_p)^{2.5} \\ \dot{m} &= 0.042 \frac{kg}{s} \\ \frac{0.042 \frac{kg}{s}}{0.58 * 635 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2}} &= \sqrt{(D - (1.4 * 0.024 m))^5} \\ D &= 0.0504 [m] \\ D &= 50 [mm]\end{aligned}$$

Como se conoce, la sección es cuadrada por lo que al encontrar el diámetro hidráulico se conoce también la longitud lateral [L] de la sección de entrada.

$$\begin{aligned}A_{entrada} &= 10A_{descarga} \\ L &= \sqrt{10 * D^2} \\ L &= \sqrt{10 * 50 mm^2} \\ L &= 158.11 mm \approx 160 [mm]\end{aligned}$$

3.1.2 Altura de tolva

Conociendo el volumen, se podría despejar la altura para el diseño de la tolva.

$$\begin{aligned}V &= \frac{h}{3} \left(A_{descarga}^2 + A_{entrada}^2 + \sqrt{A_{descarga} A_{entrada}} \right) \\ V &= 0.236 [m^3] \\ h &= 484.45 [mm]\end{aligned}$$

3.1.3 Esfuerzo ejercido sobre la tolva

Para poder determinar el esfuerzo que se ejerce sobre la tolva se determina mediante el uso de la ecuación 2.6

$$P_v = \frac{\rho_{cacao\ seco} g D}{4\mu K g_c} \left(1 - \exp\left(-\frac{4Z\mu k}{D}\right)\right)$$

Donde:

$$b = L = 0.160 [m]$$

$$k = 0.5$$

$$\mu = 0.35$$

$$g_c = 1 \frac{kgm}{Ns^2}$$

$$P_v = 1248.22 [Pa]$$

Al despejar el esfuerzo en el fondo de la tolva, se puede determinar el esfuerzo en las paredes de la tolva.

$$P_w = KP_v$$

$$P_w = 624.11 [Pa]$$

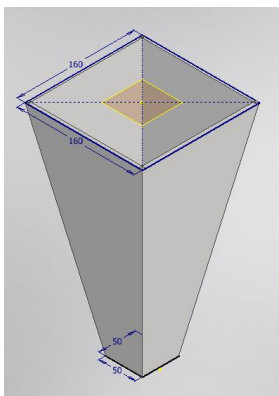
Tabla 10

Parámetros de diseño de la tolva

DISEÑO DE TOLVA	
Diámetro de descarga	50 [mm]
Diámetro de entrada	160 [mm]
Altura de tolva	480 [mm]
Esfuerzo en paredes	624.11 [Pa]

Figura 9

Diseño de tolva para molino pulverizador



3.2 Potencia del motor eléctrico

Para poder determinar la potencia se toma el valor del índice de trabajo W_i en base a la tabla 6 como un valor de dureza media igual a 13[kWh/t] y las medidas del material de resultante y de entrada con los valores de 75 [μm] y 2.4 [cm]

$$P = 10W_i \left[\frac{1}{\sqrt{P_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{F_{80}}} \right] m$$

$$P = 10 \left(13 \frac{\text{kWh}}{100\text{kg}} \right) \left[\frac{1}{\sqrt{75}} - \frac{1}{\sqrt{24000}} \right] \left(150 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$
$$P = 2.13 \text{ kW}$$

Realizando la conversión a [hp] se obtiene un valor de potencia de 2.86 [hp] con el cual se podría trabajar con un motor trifásico de 3 hp siendo un motor comercial en el mercado ecuatoriano.

3.3 Velocidad Tangencial

Para poder determinar la velocidad tangencial se necesita conocer la energía de ruptura, la cuál es determinada a partir de la ecuación 2.11 donde en proporcionalidad a la humedad de la pepa de cacao seco que ronda entre un 12% a 17% de humedad aún después de ser secada, requiere una energía de ruptura de 0.175 – 0.2J (Referencia)

$$E_{\text{ruptura}} = mgh = \frac{1}{2} mV^2$$
$$E_{\text{ruptura}} = \frac{1}{2} m_g V_t^2$$
$$V_t = \sqrt{\frac{2 * E_{\text{ruptura}}}{m_g}} = \sqrt{\frac{2 * (0.2\text{Nm})}{1.20 * 10^{-3}\text{kg}}}$$
$$V_t = 18.26 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

La velocidad tangencial luego es considerada como una velocidad en vacío o sin carga (V_v) por lo que no está trabajando directamente con los granos.

Por lo que mediante la ecuación de coeficiente de fluctuación 2.13 se relacionan velocidad con carga y la velocidad tangencial media.

$$V_c = -V_v * \frac{C_s - 2}{C_s + 2}$$

Donde el coeficiente de fluctuación para quipos de molienda es de 0.020

$$V_c = -11.21 * \frac{0.020 - 2}{0.020 + 2} = 17.95 \left[\frac{m}{s} \right]$$

3.4 Radio de giro

El radio de giro nos permite dimensionar los diámetros de los discos porta pines, así como el diámetro de la cámara de molienda y la criba. Para encontrar el radio de giro se hace uso de la ecuación 2.17

$$\omega_c = \frac{V_c}{r_g}$$

$$r_g = \frac{V_c \times 60}{2\pi\omega}$$

$$r_g = \frac{18 * 60}{2 * \pi * 1750} = 0.097 [m]$$

3.5 Diámetro del disco porta pines

En la cámara de molienda es donde todo el proceso de pulverizado toma lugar, por ello el dimensionamiento del disco porta pines como la cantidad de pines es muy esencial. Para determinar el diámetro de los discos se emplea la ecuación 2.16.

$$v = \omega * R$$

$$R = \frac{v}{\omega} = \frac{60 * V_t}{\pi * 1750 \text{ RPM}}$$

$$D = 0.195 \text{ m} \approx 200 \text{ mm}$$

En el mercado actual la mayoría de los molinos cuentan con un diámetro estándar para el disco porta pines cuyo valor es comercialmente 200 mm. Por lo que el valor encontrado se asemeja a la competencia y lo convierte accesible para nuestro cliente en cuanto a reposición y precios.

3.6 Fuerza centrífuga

La fuerza centrífuga calcula como el rotor que consta por el disco porta pines y los pines que sostiene sufren debido a que los pines son empujados radialmente hacia afuera del eje de rotación.

$$F_c = \omega^2 * m_{pin} * r_g$$

Por lo que se necesita conocer la masa del pin. Este es determinado mediante la ecuación

$$m_{pin} = \rho_{pin} * V_{pin}$$

Como se trabaja con productos alimenticios, se selecciona el material acero inoxidable 304 cuya densidad es de $7980 \frac{kg}{m^3}$. En base a las investigaciones realizadas, y un estudio de mercado en base a los distintos molinos de pines pulverizadores se determina usar un diámetro de 18 mm y un largo de 45 mm. Con estos valores se puede determinar el volumen de un cilindro y a la vez el de un pin.

$$V_{pin} = \frac{\pi * d_{pin}^2 * h}{4}$$

$$V_{pin} = 1.145 * 10^{-5} [m^3]$$

$$m_{pin} = V_{pin} * \rho_{pin}$$

$$m_{pin} = 0.0912 [kg]$$

Por lo tanto, para determinar la fuerza centrífuga se tiene:

$$F_c = 183.26 \frac{rad^2}{s} * 0.0912 kg * 0.097 m$$

$$F_c = 297.1 [N]$$

3.7 Cizallamiento en los pines

El molino de pines se caracteriza por tener una molienda en base al impacto. Se encontró la energía de ruptura necesaria para fracturar una pepa o grano de cacao, pero este impacto tiene raíz en las altas velocidades y no necesariamente debido a la fuerza generada por el impacto. Por lo que es necesario determinar en primer lugar el esfuerzo cortante y poder calcular así posteriormente el cizallamiento generado en los pines.

$$\tau = \frac{P}{A}$$

Para este caso, la carga que actúa como cortante en el pin, es decir, paralela a la superficie del pin es la fuerza centrífuga.

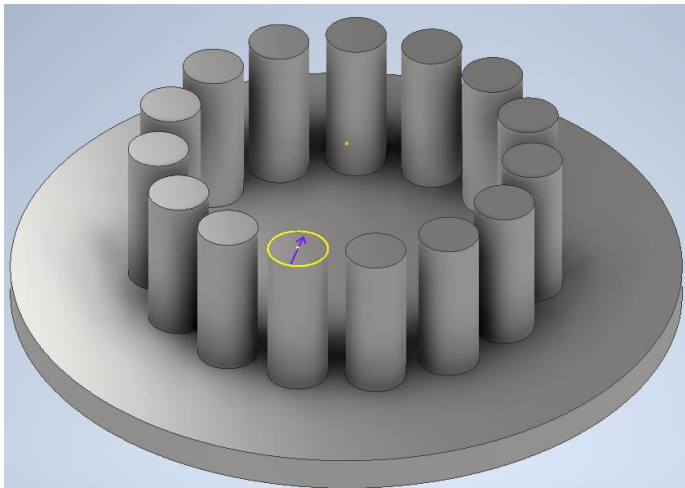
$$\tau = \frac{297.1 \text{ N}}{\pi * (9\text{mm})^2}$$

$$\tau = 1.17 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

En la figura 10 se puede evidenciar la cara del pin la cual es afectada por el esfuerzo cortante que a su vez repercute en el cizallamiento del pin al momento de generarse la fuerza centrífuga y el impacto por ruptura de los granos de cacao seco.

Figura 10

Pin sometido a una fuerza cortante.



$$\tau_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2n}$$

Se procede a determinar el factor de seguridad del pin y constatar si el factor de seguridad es mayor a 1 para validar los valores previamente planteados.

$$n = \frac{0.5 * S_y}{\tau}$$

$$n = \frac{0.5 * \left(220 \frac{N}{mm^2}\right)}{1.17 \frac{N}{mm^2}}$$

$$n = 95$$

3.8 Diseño de discos porta pines

Al momento de realizar los cálculos de los pines se determinó las dimensiones del pin, el radio de giro y el diámetro de los discos. Se plantea trabajar con 51 pines en su totalidad. EL disco rotor contará con dos anillos de 11 y 25 pines respectivamente. EL disco estator cuenta con solo un anillo de 15 pines. El trabajo de los discos porta pines es ejercer una fuerza de tracción inversa a las que van a estar sometidos debido a las cargas y esfuerzos generados por los pines, la fuerza centrífuga generada por los mismo. Para poder determinar el espesor del disco se considera el esfuerzo real de flexión que actúa en el disco debido al pin más lejano y este valor debe ser menor al esfuerzo máximo admisible por el material del disco.

$$\sigma_d = \text{Esfuerzo de flexión en el disco}$$

$$\sigma_y = \text{Límite elástico del material}$$

El material de los discos porta pines es del mismo material que se usó en el diseño de los pines que es el acero inoxidable AISI 304 cuyo σ_y es 241 MPa

$$\sigma_d \leq \frac{\sigma_y}{FS}$$

Donde:

$$\sigma_d = \frac{6F_c}{t}$$

En el mercado nacional, se encuentran discos porta pines que oscilan entre los 8 y 20 mm de espesor por lo que se selecciona un espesor de 10 mm.

$$\sigma_d = \frac{6 * 297.1 [N]}{0.001 [m]}$$

$$\sigma_d = 1.78 MPa$$

Para constatar el valor designado al espesor de los discos, encontramos el factor de seguridad.

$$\sigma_d \leq \frac{\sigma_y}{FS}$$

$$FS = \frac{241 MPa}{1.78 MPa} \approx 135$$

Tabla 11

Parámetros de diseño de los pines

Diseño de pines	
Diámetro de discos	200 [mm]
Diámetro de pines	18 [mm]
Largo de pines	45 [mm]
Masa del pin	0.0912 [kg]
Fuerza centrífuga en pin	297.1 [N]
Esfuerzo cortante	1.17 [N/mm ²]
Factor de seguridad de pines	95

3.9 Cálculos relacionados con el diseño del eje

3.9.1 Análisis de cargas sobre el eje

Una vez determinada la fuerza radial generada por el pin sobre el eje, así como el peso del disco rotor, el peso de la polea y la fuerza radial transmitida por las bandas, se lleva a cabo el análisis de las cargas actuantes sobre el eje.

Torque en la polea motriz (T_m)

$$T_m = \frac{P}{\omega_m}$$

$$T_m = 5.93 [Nm]$$

Fuerza tangencial transmitida por la banda (F_B)

La fuerza tangencial transmitida por la banda se determina a partir del torque en la polea motriz y del diámetro externo.

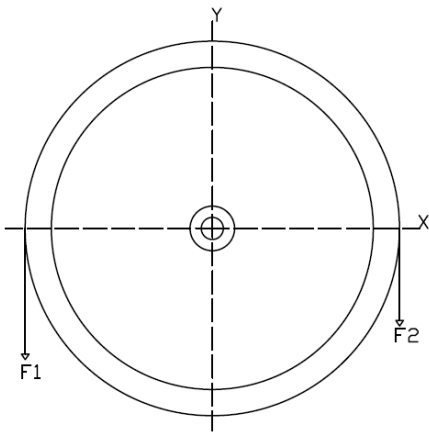
$$F_B = \frac{2T_m}{D_m}$$

$$F_B = 182.46[N]$$

Fuerza radial aplicada al eje por la Banda (F_s)

Figura 11

Esquema de tensiones en la banda



Para el sistema de transmisión mediante bandas en V, se adopta la siguiente relación entre las tensiones de la banda:

$$\frac{F_1}{F_2} = 5$$

donde F_1 corresponde a la tensión del lado apretado y F_2 al lado flojo como se muestra en la figura 11, la fuerza tangencial transmitida por la banda se define como:

$$F_B = F_1 - F_2$$

mientras que la fuerza radial aplicada sobre el eje se obtiene como la suma de ambas tensiones:

$$F_s = F_1 + F_2$$

A partir de la relación adoptada, se obtiene:

$$F_s = 1.5F_B$$

$$F_s = 273.69[N]$$

Torque en la polea conducida (T_c)

$$T_c = F_B * \left(\frac{D_C}{2}\right)$$

$$T_c = 12.22[Nm]$$

En la Tabla 12 se muestran las cargas consideradas para el diseño del eje, mientras que el desarrollo detallado de los cálculos se incluye en el APENDICE C.

Tabla 12

Cargas que actúan sobre el eje

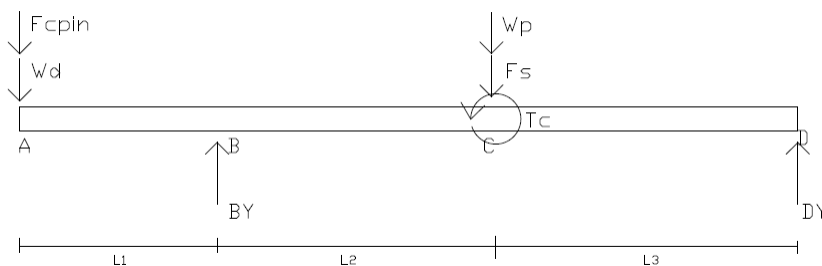
Concepto	Variable	Valor	Unidad	Tipo de carga sobre el eje
Fuerza radial de la banda	F_s	273.69	N	Flexión
Torque en la polea conducida	T_c	12.22	Nm	Torsión
Peso del disco rotor	W_d	58.86	N	Flexión
Peso de la polea	W_p	20.01	N	Flexión
Fuerza radial de pin	F_{cpin}	297.1	N	Flexión

3.9.2 Diagrama de cuerpo libre

Para el desarrollo de esta sección y mostrada en la figura 12 se consideran las cargas que actúan sobre el eje, incluyendo el peso del disco rotor W_d , las reacciones generadas en las chumaceras en los puntos B y D, el peso de la polea W_p , la fuerza radial ejercida por la banda sobre la polea conducida F_s , la fuerza radial transmitida por el pin F_{cpin} y el torque aplicado en la polea conducida T_c .

Figura 12

Diagrama de cuerpo libre del eje



3.9.3 Reacciones del eje

En esta sección se aplican las ecuaciones de equilibrio estático, mediante la sumatoria de fuerzas y momentos, con el fin de determinar las reacciones en los apoyos ubicados en los puntos B y D.

En el plano XY

$$\Sigma MB_y = 0$$

$$(L_1) * (W_d + F_{cpin}) - (L_2) * (W_p + F_s) + (L_2 + L_3) * D_y = 0$$

$$D_y = \frac{(L_2 * (W_p + F_s)) - (L_1 * (W_d + F_{cpin}))}{(L_2 + L_3)}$$

$$D_y = 19.95[N]$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-(W_d + F_{cpin}) + B_y - (W_p + F_s) + D_y = 0$$

$$B_y = (W_d + F_{cpin}) + (W_p + F_s) - D_y$$

$$B_y = 629.71[N]$$

A partir de las reacciones obtenidas en los apoyos, se procede a realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje, los cuales permite analizar su comportamiento estructuras bajo las cargas aplicadas.

Figura 13

Diagrama de Fuerza cortante

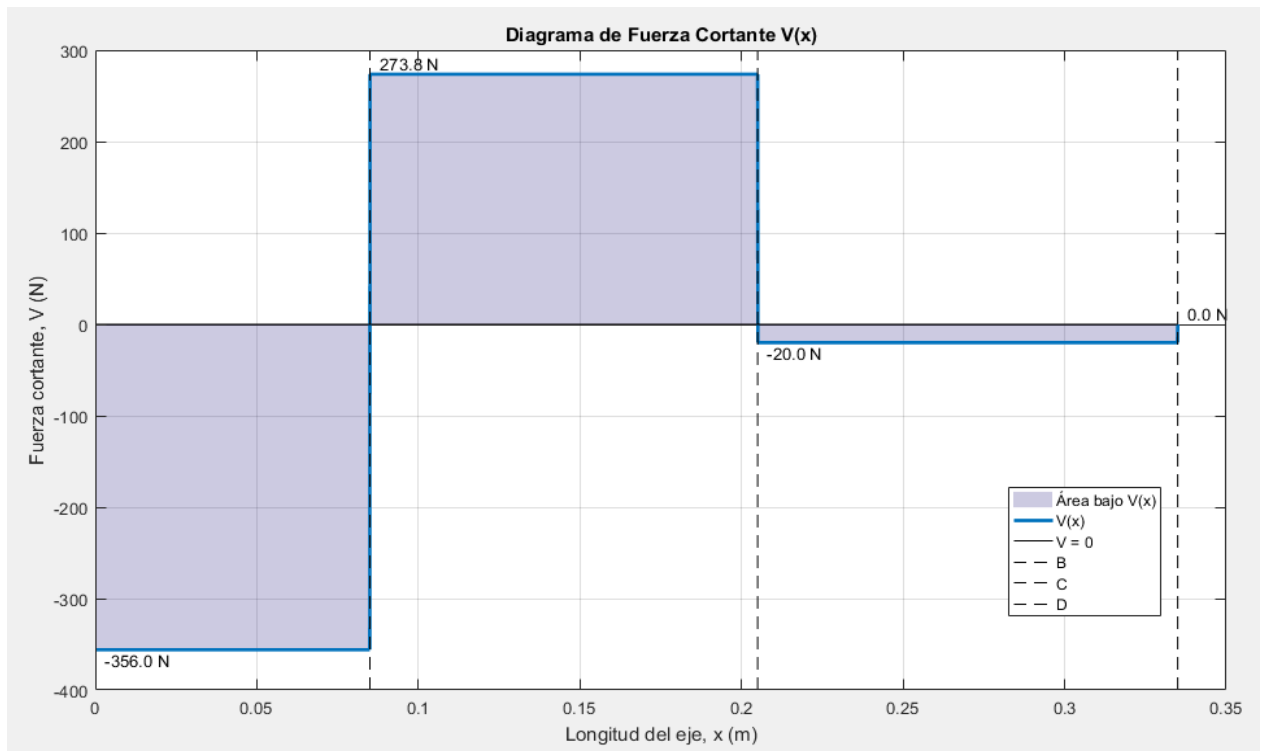
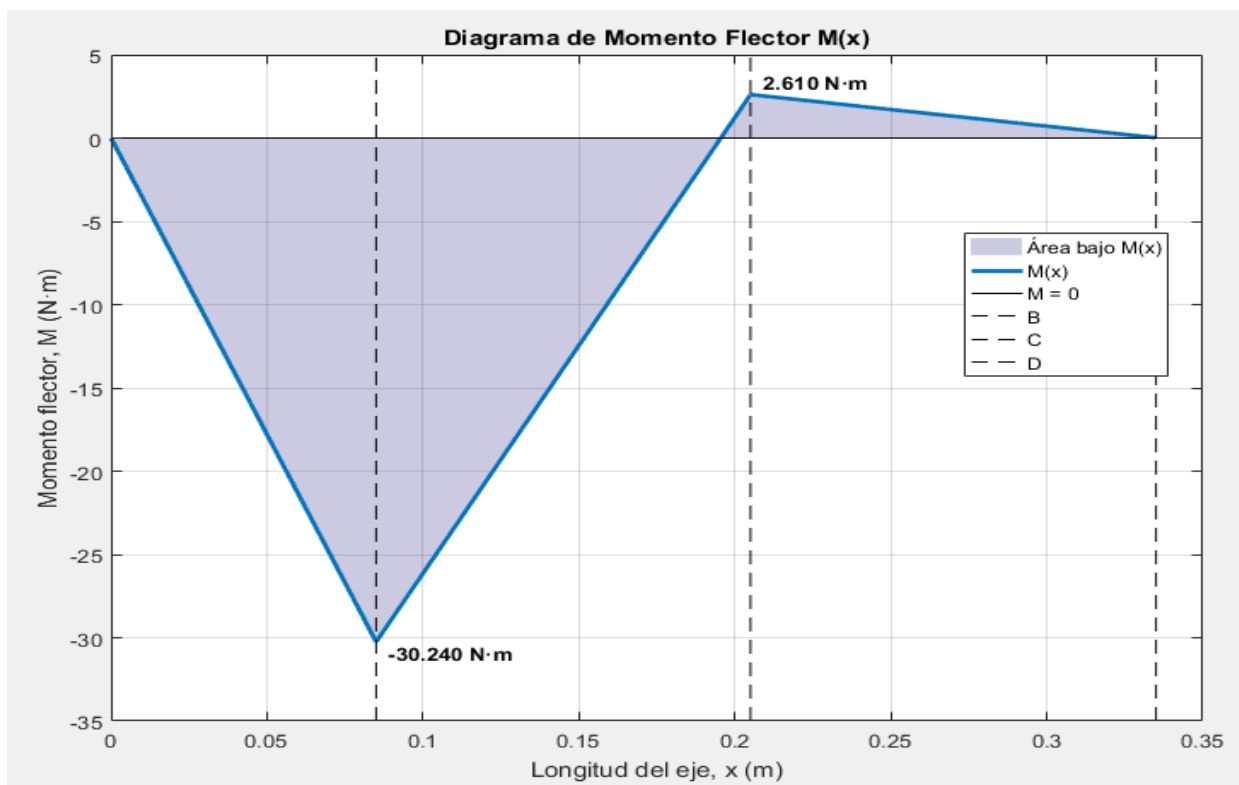


Figura 14

Diagrama de Momento Flector



3.9.4 Diseño estático del eje

En esta sección se analizan los esfuerzos de flexión y torsión a los que está sometida la sección crítica del eje. Para el diseño se adopta un factor de seguridad de $n = 4$, Para el diseño del eje del molino de pines se eligió acero inoxidable AISI 304, cuyas propiedades mecánicas se consideran como $S_y = 241 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 586 \text{ MPa}$.

Punto crítico en la sección B,

$$M_B = 30.24[\text{Nm}]$$

Para el eje circular macizo sometido a torque, el esfuerzo cortante (τ):

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Esfuerzo por flexión (σ_x):

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Aplicando Von-Mises (σ_{eq}):

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

Despejando diámetro (d):

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n}$$

$$d = \left(\frac{16n\sqrt{4M^2 + 3T^2}}{\pi S_y} \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{16(4)\sqrt{4(30.24)^2 + 3(12.22)^2}}{\pi(241 \times 10^6)} \right)^{1/3}$$

$$d = 18[\text{mm}]$$

El valor de 18 mm, determinado mediante el criterio de energía de distorsión (Von Mises), corresponde al diámetro mínimo teórico del eje, determinado a partir del estado de esfuerzos por flexión y torsión en condiciones de carga estática. Sin embargo, debido al régimen de operación del eje a altas revoluciones, con el fin de establecer los diámetros mínimos en las distintas secciones del eje, se desarrolla el criterio de diseño por fatiga.

3.9.5 Diseño de fatiga del eje

Se utilizará la siguiente ecuación del capítulo 2, donde se determinará el diámetro para cada sección del eje:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\left(k_{fsm} \frac{T_c}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Para el diseño del eje se considera acero inoxidable AISI 304, seleccionado por sus adecuadas propiedades mecánicas y resistencia a la corrosión. En el análisis se emplean como propiedades del material una resistencia a la fluencia $S_y = 241 [MPa]$ y $S_{ut} = 586 [MPa]$.

Cálculo de la resistencia física sin corregir (S_e'):

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

$$S_e' = 293 [MPa]$$

El límite de resistencia a la fatiga corregido (S_e):

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

Dado que el eje está sometido a esfuerzos combinados de flexión y torsión, se adopta $C_{Carga} = 1$, para el tamaño considerado se toma $C_{tamaño} = 0.66$, mientras que para un acabado superficial maquinado se selecciona $C_{sup} = 0.84$. Debido a que la temperatura de operación se considera que es inferior a $450^\circ C$, se considera $C_{temp} = 1$. Se considera un nivel de confiabilidad del 90 %, para el cual $C_{conf} = 0.897$ (Norton & Higgins, 2020), obteniendo lo siguiente:

$$S_e = 145.71 [MPa]$$

Para los cambios de sección del eje, se evalúan a sensibilidad de la muesca del material (q) y teniendo un radio de filete $r = 1 \times 10^{-3} [m]$, se obtiene

Para flexión:

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

Teniendo como dato $S_{ut} = 586 [MPa]$, revisando la tabla tenemos para la constante de Neuber para aceros es $\sqrt{a} = 1.2 \times 10^{-2} [m^{0.5}]$, $q = 0.72$, $K_t = 3.1$, tenemos lo siguiente:

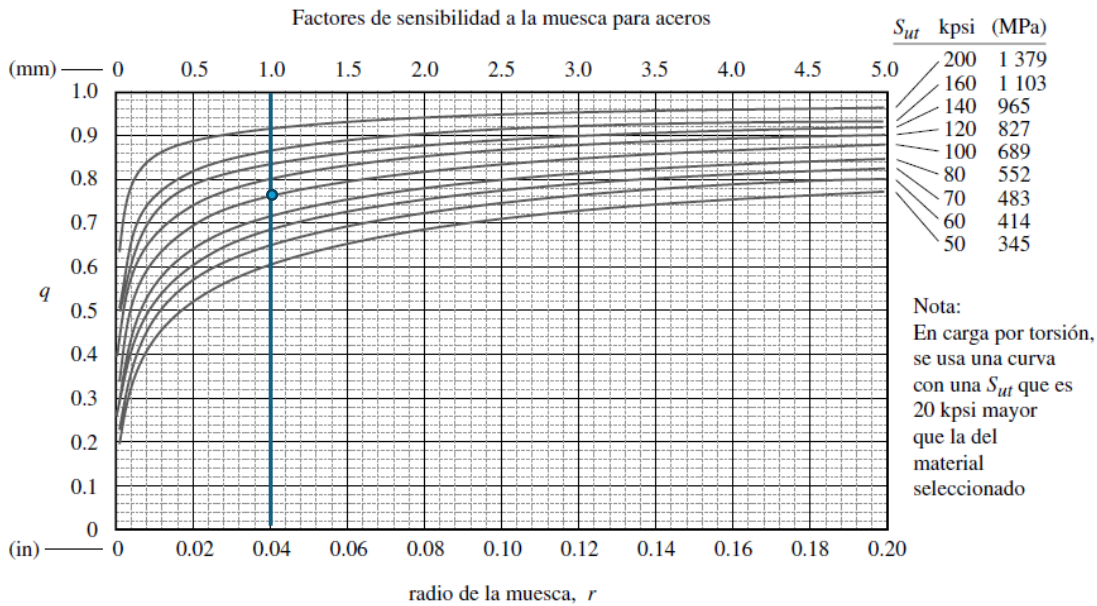
$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 2.51$$

Para torsión se utilizará la figura 15:

Figura 15

Curvas de sensibilidad de la muesca



Nota. Datos tomados de Norton & Higgins (2020)

$$q = 0.76$$

$$K_{ts} = 2.5$$

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

$$K_{fs} = K_{fsm} = 2.14$$

En la sección B, tenemos $M_B = 30.24[Nm]$, $T_c = 12.22[Nm]$

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_B}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(k_{fsm} \frac{T_c}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{32(3)}{\pi} \left[\left((2.51) \frac{30.24}{145.71 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left((2.14) \frac{12.22}{241 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 25.29[mm]$$

En la sección D, tenemos $T_c = 12.22[Nm]$

$$d = \left\{ \frac{32(3)}{\pi} \left[\left((2.51) \frac{0}{145.71 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left((2.14) \frac{12.22}{241 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 14.21[\text{mm}]$$

En la sección A se considera un chavetero para el montaje del disco rotor, analizándose esta zona con $K_t = K_{ts} = 4$ y un torque $T_c = 12.22[\text{Nm}]$:referenciar

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 3.16$$

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

$$K_{fs} = K_{fsm} = 2.86$$

$$d = \left\{ \frac{32(3)}{\pi} \left[\left((3.16) \frac{0}{145.71 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left((2.86) \frac{12.22}{241 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 15.66[\text{mm}]$$

En la sección C del eje también se presenta un chavetero para el montaje de la polea, tenemos $M_c = 2.61[\text{Nm}]$, $T_c = 12.22[\text{Nm}]$:

$$d = \left\{ \frac{32(3)}{\pi} \left[\left((3.16) \frac{2.61}{145.71 \times 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left((2.86) \frac{12.22}{241 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 16.20[\text{mm}]$$

Tabla 13

Diámetros mínimos en cada sección

Sección	M[Nm]	T[Nm]	$d_{min}[\text{mm}]$
A	0	12.22	15.66
B	30.24	12.22	25.29
C	2.61	12.22	16.20
D	0	12.22	14.21

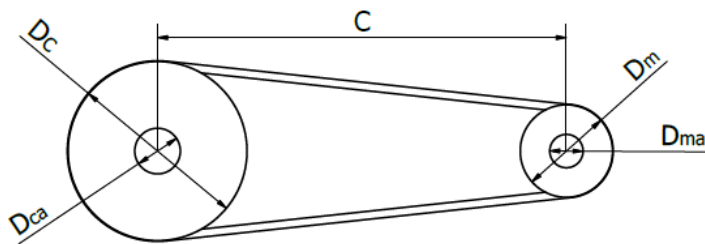
La sección B resulta ser la más crítica, con un diámetro calculado de 25.29[mm]. De acuerdo con un catálogo de DIPAC para ejes de acero inoxidable AISI 304, se selecciona un eje de 25.4[mm] de diámetro, el cual se utiliza en toda la longitud del eje, desde la sección A hasta la sección D.

3.10 Cálculo de poleas

En esta sección se realiza el cálculo de los diámetros de las poleas acopladas al eje del motor eléctrico y al eje del molino, además de la selección del tipo de banda empleada en el sistema de transmisión, a continuación, se muestra el esquema de la polea.

Figura 16

Esquema de dimensiones de la polea



Nota: Diámetro de la polea motriz (D_m) y diámetro de la polea conducida (D_c).

La potencia del motor es de 3 HP. Al revisar la tabla 14, de diámetros mínimos de polea recomendados para motores eléctricos, se obtiene un valor $D_m = 0.065 [m]$.

Tabla 14

Diámetros mínimos para polea motriz

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

Nota. Datos tomados del catálogo de poleas en “V” de INTERMEC S.A. (s.f.)

Para validar el dato teórico, se seleccionó un motor disponible en el mercado, el cual corresponde a un motor trifásico de 3600 rpm, 3 HP, marca WEG, con un diámetro del eje del motor de 0.024[m], que se muestra en la tabla 15.

Figura 17

Motor Trifásico 3600 RPM 3HP



Nota. figura tomado de PROMESA (s.f.)

El eje del motor presenta un diámetro nominal de 24 [mm]. De acuerdo con la norma ISO 286, el ajuste H7/h6 seleccionado permite una holgura nula o una holgura máxima de hasta 0.021[mm]. Por esta razón, se adopta un diámetro interno de la polea motriz de 24.02 mm, garantizando un montaje adecuado del conjunto eje del motor-polea.

Tabla 15

Especificaciones técnicas del motor empleado

Parámetro	Valor
Marca	WEG
Velocidad	3600 RPM
Potencia	3 HP
Tipo de carcasa	90S
Tensión	220/380/440 V
Potencia equivalente	2.23 kw
Polos	2
Diámetro del eje	24 mm

Nota. Datos tomados de PROMESA (s.f.)

Diámetro de polea conducida (D_c)

$$\frac{D_m}{D_c} = \frac{\omega_c}{\omega_m}$$

$$D_c = D_m \left(\frac{\omega_m}{\omega_c} \right)$$

$$D_c = 0.065[m] \left(\frac{3600 [rpm]}{1750 [rpm]} \right)$$

$$D_c = 0.134 [m]$$

Diámetro interior de la polea Conducida (D_{ca})

Para la polea conducida, cuyo diámetro externo es $D_c = 0.134 [m]$, el eje al que se acopla presenta un diámetro nominal de $0.0254[m]$. De acuerdo con la norma ISO 286 y considerando un ajuste H7/h6, se adopta un diámetro interno para la polea conducida de $D_{ca} = 0.02542 [m]$.

Tabla 16

Dimensiones de poleas

2 CANALES									
Ancho [F] = 27.8 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Huevo máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
2.2	55	PQ 2-3V55	JA	25.4	1	27	50	T1	0.9
2.3	60	PQ 2-3V60	JA	25.4	1	27	50	T1	1.0
2.5	65	PQ 2-3V65	JA	25.4	1	27	50	T1	1.2
2.6	67	PQ 2-3V67	JA	25.4	1	27	50	T1	1.3
2.8	70	PQ 2-3V70	JA	25.4	1	27	50	T1	1.4
3.0	75	PQ 2-3V75	JA	25.4	1	27	50	T1	1.6
3.1	80	PQ 2-3V80	JA	25.4	1	27	50	T1	1.8
3.3	85	PQ 2-3V85	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.0
3.6	90	PQ 2-3V90	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.4
3.9	100	PQ 2-3V100	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.6
4.1	105	PQ 2-3V105	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.7
4.3	110	PQ 2-3V110	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.8
4.5	115	PQ 2-3V115	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.9
4.7	120	PQ 2-3V120	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.1
5.0	125	PQ 2-3V125	SH	34.9	1-3/8	33	70	T2	3.6
5.1	130	PQ 2-3V130	SH	34.9	1-3/8	33	70	T2	4.3
5.3	135	PQ 2-3V135	SH	34.9	1-3/8	33	70	T2	4.5
5.6	140	PQ 2-3V140	SH	34.9	1-3/8	33	70	T2	5.0
6.0	150	PQ 2-3V150	SH	34.9	1-3/8	33	70	T2	5.5
6.3	160	PQ 2-3V160	SH	34.9	1-3/8	33	70	T2	5.8
6.5	165	PQ 2-3V165	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.2
6.7	170	PQ 2-3V170	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.4
6.9	175	PQ 2-3V175	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.6
7.0	180	PQ 2-3V180	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.7
7.5	190	PQ 2-3V190	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.8
8.0	200	PQ 2-3V200	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	7.0
9.0	230	PQ 2-3V230	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	7.9
9.9	250	PQ 2-3V250	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	8.7
10.6	270	PQ 2-3V270	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	10.0
11.0	280	PQ 2-3V280	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	10.4
11.8	300	PQ 2-3V300	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	13.5
12.5	320	PQ 2-3V320	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.3
13.7	350	PQ 2-3V350	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	15.7
14.0	355	PQ 2-3V355	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	16.0
15.7	400	PQ 2-3V400	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	18.0
19.0	485	PQ 2-3V485	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	25.0
25.0	635	PQ 2-3V635	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	28.0

Nota. Datos tomados del catálogo de poleas en "V" de INTERMEC S.A. (s.f.)

Distancia entre centros (C)

A partir de la ecuación del capítulo 2,

$$\text{Distancia recomendada} \quad C = 1.5(D + d)$$

$$C = 1.5(D_c + D_m)$$

$$C = 1.5(0.134 + 0.065)[m]$$

$$C = 0.298[m]$$

Longitud de correa en V (L_p)

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

$$L_p = 2C + 1.57(D_c + D_m) + \frac{(D_c - D_m)^2}{4C}$$

$$L_p = 2(0.298[m]) + 1.57(0.134 + 0.065)[m] + \frac{(0.134 - 0.065)^2[m^2]}{4(0.298[m])}$$

$$L_p = 0.966[m]$$

3.10.1 Potencia de diseño

La potencia de diseño P_c se obtiene al multiplicar la potencia nominal del motor P_n por el factor de servicio k , el cual se determina a partir de la Tabla 17. Para el molino en estudio, se consideran horas de trabajo normales dentro de un rango de 12 a 18 horas.

$$P_c = P_n * k = 3 * 1.5 = 4.5 \text{ Hp}$$

3.10.2 Perfil de la correa

Una vez determinada la potencia de diseño de 4.5 HP y considerando una velocidad del motor de 3600 rpm, se opta por el uso de correas de alta capacidad, dado que las correas clásicas son cada vez menos utilizadas en aplicaciones industriales.

Tabla 17

Factores de servicio para transmisiones por correa en V

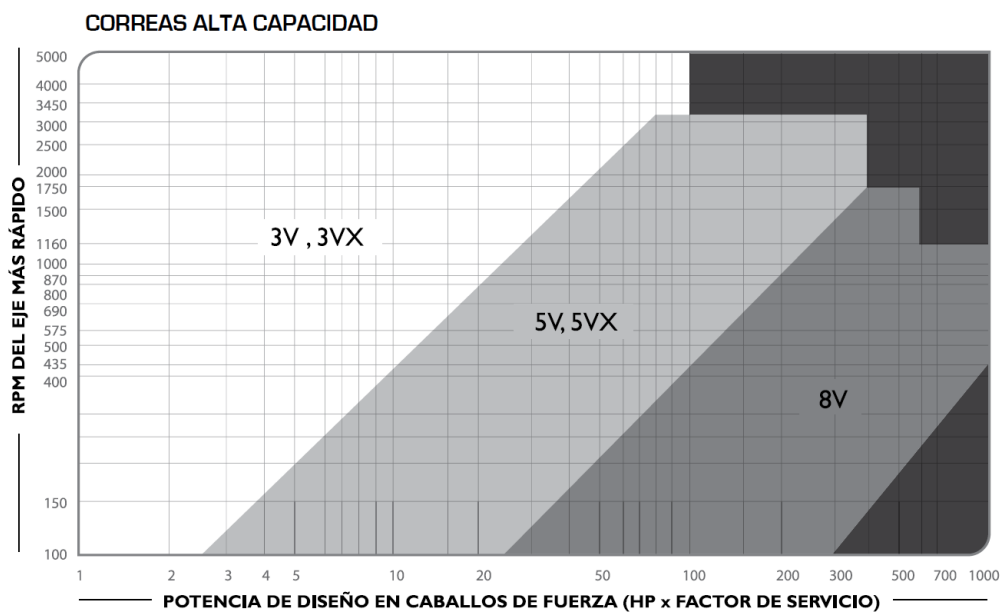
TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadores Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de mas de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para aserríos y trabajos en madera Transportadores (arrastre o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cangilones Maquinaria para ladrillos Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias-mandibula-rodillo) Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas Malacates	1.5	1.6	1.8

Nota. Datos tomados del catálogo de poleas en “V” de INTERMEC S.A. (s.f.)

Por lo tanto, se selecciona una correa tipo 3V.

Tabla 18

Diagrama de selección de correas en V de alta capacidad.



Nota. Datos tomados del catálogo de poleas en “V” de INTERMEC S.A. (s.f.)

3.10.3 Numero de Bandas o canales

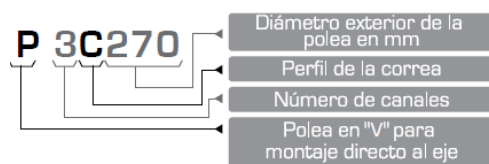
Para determinar el número de bandas o canales, se procede a obtener la potencia de transmisión a partir de la tabla 23 correspondiente, obteniéndose como resultado lo siguiente:

$$N_b = \frac{P_c}{P_t}$$
$$N_b = \frac{4.5Hp}{2.15 Hp}$$
$$N_b \approx 2$$

Para nuestras dos poleas se tomará una polea maciza con un ancho de 27.8[mm] y tendrá las siguientes nomenclaturas para poleas para montaje directo al eje, como se muestra en la figura 18:

Figura 18

Nomenclatura de poleas en V para montaje directo al eje



Nota. Datos tomados del catálogo de poleas en "V" de INTERMEC S.A. (s.f.)

Para la polea motriz tenemos, P 2-3V65 y para la polea conducida tenemos P 2-3V134.

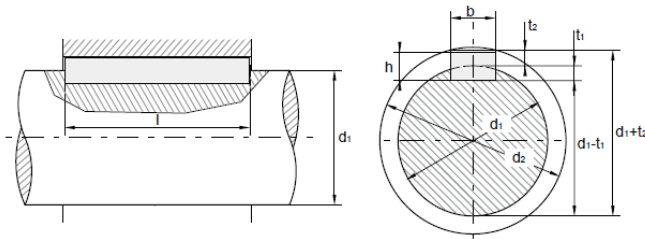
Se selecciona la correa 3V380 por corresponder al perfil 3V definido en el diseño y por presentar una longitud comercial normalizada (38 pulgadas), cercana al valor calculado de $L_p=0.966$ m

3.11 Selección de chaveta

Para la selección de la chaveta que será colocada en las secciones A y C, con el fin de ensamblar el disco rotor y la polea, se toma como referencia el diámetro del eje en la sección B, el cual presenta un valor de 0.0254 m. Con base en esta dimensión, se selecciona una chaveta paralela normalizada conforme a la norma DIN 6885-A, fabricada en acero inoxidable AISI 304 recocida, cuyas propiedades mecánicas se consideran como $S_y = 241 MPa$ y $S_{ut} = 586 MPa$. En la figura 18 se presenta la geometría de la chaveta utilizada.

Figura 19

Geometría de la chaveta



Nota. Datos geométricos de la chaveta tomados de la norma DIN (s.f.)

De acuerdo a la chaveta Din 6885 A, para un eje de 0.0254[m], obtuvimos los siguientes resultados para b , L , h :

Tabla 19

Dimensiones y características de la chaveta.

Parámetro	Valor [mm]
Altura (h)	7
Ancho (b)	8
Longitud (L)	15

Nota. Datos obtenidos de la norma DIN (s.f.)

La longitud L de la chaveta se selecciona en función del espesor del disco rotor, de modo que la chaveta quede completamente contenida dentro del cubo del elemento acoplado. En consecuencia, se adopta un valor de $L = 15 \text{ mm}$.

Para la selección de la chaveta se consideran los esfuerzos cortantes y de aplastamiento asociados a la transmisión de potencia. El torque de diseño del eje fue determinado previamente en la sección correspondiente, obteniéndose un valor de 12.22 [Nm], el cual se emplea para la verificación mecánica de la chaveta.

Usando la ecuación del Torque:

$$T = F * r$$

Despejando la fuerza

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

$$F = \frac{12.22}{0.0127}$$

$$F = 962.2[N]$$

Esta fuerza se considera como una fuerza cortante para determinar el esfuerzo a corte de la chaveta

Se utiliza la ecuación del capítulo 2:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{F}{b * L}$$

$$\tau = \frac{962.2}{(0.008 * 0.015)}$$

$$\tau = 8.02[MPa]$$

Factor de seguridad n_c a corte

Para la verificación a corte de la chaveta se emplea el criterio de Von Mises

$$n_c = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

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

$$n_c = \frac{0.577 * 241 [MPa]}{8.02[MPa]}$$

$$n_c = 17.33$$

Dado que el factor de seguridad obtenido es mayor que 4, se concluye que la chaveta seleccionada es segura frente a fallas por corte.

A continuación, se evalúa el esfuerzo por aplastamiento σ_{ap} que se genera en la superficie de contacto entre la chaveta y el cabo del disco rotor

$$\sigma_{ap} = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{ap} = \frac{F}{\left(\frac{h}{2}\right) * L}$$

$$\sigma_{ap} = \frac{962.2}{\left(\frac{0.007}{2}\right) * (0.015)}$$

$$\sigma_{ap} = 18.33[MPa]$$

Factor de seguridad por aplastamiento

$$n_{ap} = \frac{S_y}{\sigma_{ap}}$$

$$n_{ap} = \frac{241[MPa]}{18.33[MPa]}$$

$$n_{ap} = 13.15$$

El factor de seguridad obtenido es mayor que 4, se concluye que la chaveta seleccionada cumple el criterio de diseño frente a aplastamiento.

En la sección B

De acuerdo a la chaveta Din 6885 A, para un eje de 0.0254[m], obtuvimos los siguientes resultados para b, L, h:

Tabla 20

Dimensiones y características de la chaveta.

Parámetro	Valor [mm]
Altura (h)	7
Ancho (b)	8
Longitud (L)	28

Nota. Datos obtenidos de la norma DIN (s.f.)

La longitud L de la chaveta se selecciona en función del espesor de la polea es de 27.8mm, de modo que la chaveta quede completamente contenida dentro del cubo del elemento acoplado. En consecuencia, se adopta un valor de $L = 28 \text{ mm}$.

Usando la ecuación del Torque:

$$T = F * r$$

Despejando la fuerza

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

$$F = \frac{12.22}{0.0127}$$

$$F = 962.2[N]$$

Esta fuerza se considera como una fuerza cortante para determinar el esfuerzo a corte de la chaveta

Se utiliza la ecuación del capítulo 2:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{F}{b * L}$$

$$\tau = \frac{962.2}{(0.008 * 0.028)}$$

$$\tau = 4.30[MPa]$$

Factor de seguridad n_c a corte

Para la verificación a corte de la chaveta se emplea el criterio de Von Mises

$$n_c = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

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

$$n_c = \frac{0.577 * 241 [MPa]}{4.45[MPa]}$$

$$n_c = 32.34$$

Dado que el factor de seguridad obtenido es mayor que 4, se concluye que la chaveta seleccionada es segura frente a fallas por corte.

A continuación, se evalúa el esfuerzo por aplastamiento σ_{ap} que se genera en la superficie de contacto entre la chaveta y el cabo del disco rotor

$$\sigma_{ap} = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{ap} = \frac{F}{\left(\frac{h}{2}\right) * L}$$

$$\sigma_{ap} = \frac{962.2}{\left(\frac{0.007}{2}\right) * (0.028)}$$

$$\sigma_{ap} = 9.82[MPa]$$

Factor de seguridad por aplastamiento

$$n_{ap} = \frac{S_y}{\sigma_{ap}}$$

$$n_{ap} = \frac{241[MPa]}{9.82[MPa]}$$

$$n_{ap} = 24.54$$

El factor de seguridad obtenido es mayor que 4, se concluye que la chaveta seleccionada cumple el criterio de diseño frente a aplastamiento.

3.12 Selección de chumaceras

En la sección B tenemos los siguientes datos:

Una velocidad en el eje de $n = 1750 \text{ rpm}$ una fuerza radial $P = F_{Br} = 629.71[N]$ y fuerza axial $F_{Ba} = 0[N]$.

Capacidad básica de carga dinámica C

$$C = \left(\frac{L_{10h} * 60n}{10^6}\right)^{\frac{1}{p}} * P$$

Dado que el molino opera de forma continua por turnos de 8 horas al día y se requiere confiabilidad en servicio, se adopta una vida nominal de rodamiento L_{10h} en el rango $12 - 30 \times 10^3 h$, correspondiente a máquinas de uso constante según la tabla 21, considerando un rodamiento en bolas con $p = 3$.

$$C = \left(\frac{15000 * 60(1750 \text{rpm})}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} * 629.71$$

$$C = 7.33[KN]$$

Revisando la tabla 26 de Rodamiento rígidos de bolas seleccionamos 16005.

Para la sección D tenemos los siguientes datos:

Una velocidad en el eje de $n = 1750 \text{ rpm}$ una fuerza radial $P = F_{Dr} = 19.95[N]$ y fuerza axial $F_{Da} = 0[N]$, se adopta una vida nominal de rodamiento L_{10h} en el rango $12 - 30 \times 10^3 h$ y considerando un rodamiento en bolas con $p = 3$.

Capacidad básica de carga dinámica C

$$C = \left(\frac{L_{10h} * 60n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} * P$$

$$C = \left(\frac{15000 * 60(1750 \text{rpm})}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} * 19.95$$

$$C = 232.1[N]$$

En la sección D la carga radial es baja; sin embargo, la selección del rodamiento se realiza considerando la condición más crítica del eje, correspondiente a la sección B, donde se presenta la mayor carga radial. Por criterios de estandarización y confiabilidad en servicio, se seleccionan dos rodamientos rígidos de bolas tipo 16005, cuya capacidad dinámica es superior a la requerida según el análisis de vida, garantizando un funcionamiento seguro del sistema.

Tabla 21

Aplicaciones en maquinaria y vida requerida

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

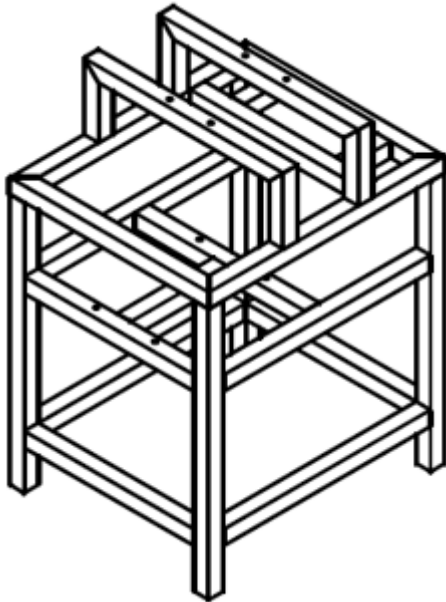
3.13 Cálculo de la estructura

La estructura metálica está destinada a soportar todos los componentes del molino de pines, incluyendo la tolva, el sistema de transmisión, así como el motor eléctrico. Además, la estructura

soporta los elementos de protección, tales como la guarda de las correas y los accesorios que cubren el motor.

Figura 20

Esquema de la estructura



Se estima que la estructura debe soportar una masa total de $m = 250 \text{ kg}$. Debido a las condiciones de operación del equipo y a la presencia de vibraciones durante el funcionamiento del molino, se adopta un factor dinámico de $K = 1.5$.

La carga de diseño W_d

$$W_d = KW_t$$

$$W_d = 1.5 * 9.81 * 250$$

$$W_d = 3678.75[N]$$

La estructura se apoya en 4 columnas, la carga por columna es:

$$P = \frac{W_d}{4}$$

$$P = \frac{3678.75}{4}$$

$$P = 919.69[N]$$

El material seleccionado para la estructura es acero al carbono ASTM A500 grado A, debido a su disponibilidad comercial y adecuada resistencia mecánica para bastidores de maquinaria. Las propiedades del material consideradas en el análisis son un módulo de elasticidad $E = 200 \times 10^9 [Pa]$ y un límite de fluencia $S_y = 269 [MPa]$. Se considera un factor de seguridad $n = 2$.

Verificación de columnas por pandeo

La altura de la columna es de $L = 0.7 [m]$ y se adopta un coeficiente de condición de extremos $C = 0.25$ se adopta un factor de diseño $n_d = 3$

Carga crítica de diseño P_{cr}

$$P_d = n_d P$$

$$P_d = 3 * 919.69$$

$$P_d = 2759.07 [N]$$

La carga crítica por Euler

$$P_{cr} = \frac{C \pi^2 EI}{L^2}$$

Despejando el momento de inercia mínimo requerido

$$I_{min} = \frac{P_{cr} L^2}{C \pi^2 E}$$

$$I_{min} = \frac{2759.07 * (0.7)^2}{0.25 \pi^2 * 200 \times 10^9}$$

$$I_{min} = 2.74 \times 10^{-9} [m^4]$$

Selección del perfil Tubular cuadrado

Revisando el catálogo de la empresa IPAC se selecciona un perfil de 40x40x3mm

Momento de Inercia del tubo cuadrado

$$I = \frac{b^4 - b_i^4}{12}$$

$$b_i = b - 2t$$

$$b_i = 0.04 - (2 * 0.003)$$

$$b_i = 0.034 [m]$$

$$I = \frac{(0.04)^4 - (0.034)^4}{12}$$

$$I = 1.02 \times 10^{-7} [m^4]$$

$$I > I_{min}$$

$$1.02 \times 10^{-7} [m^4] > 2.74 \times 10^{-9} [m^4]$$

El momento de Inercia del perfil seleccionado es mayor que el momento de inercia mínimo requerido, por lo tanto, cumple frente a pandeo.

Esfuerzo crítico

Área del Tubo

$$A = b^2 - b_i^2$$

$$A = (0.04)^2 - (0.034)^2$$

$$A = 4.44 \times 10^{-4} [m^2]$$

Esfuerzo por la carga por columna

$$\sigma_{col} = \frac{P_{cr}}{A}$$

$$\sigma_{col} = \frac{2759.07}{4.44 \times 10^{-4}}$$

$$\sigma_{col} = 6.21 [MPa]$$

$$\sigma_{col} < S_y$$

$$6.21 [MPa] < 269 [MPa]$$

Como el esfuerzo axial calculado es inferior al límite de fluencia del material, la columna trabaja dentro del régimen elástico y cumple con el criterio de resistencia establecido, sin riesgo de fluencia bajo la carga de diseño.

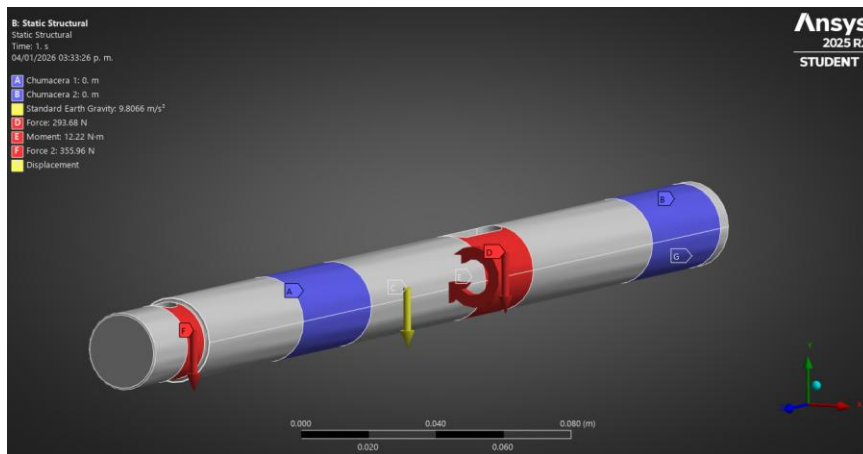
3.14 Simulación del eje

Se presenta el resultado de la simulación del eje realizada mediante ANSYS, donde se evalúa el comportamiento del eje bajo condiciones de carga consideradas.

En la figura 21 se presenta la simulación estructural estática del eje en ANSYS. Las zonas resaltadas en morado corresponden a las superficies de apoyo en las chumaceras. La región en rojo ubicada en la parte central representa la zona de montaje de la polea, mientras que la zona roja del extremo frontal corresponde a la conexión con el disco rotor y la flecha amarilla indica la dirección de la gravedad, considerada como carga de peso propio en el análisis.

Figura 21

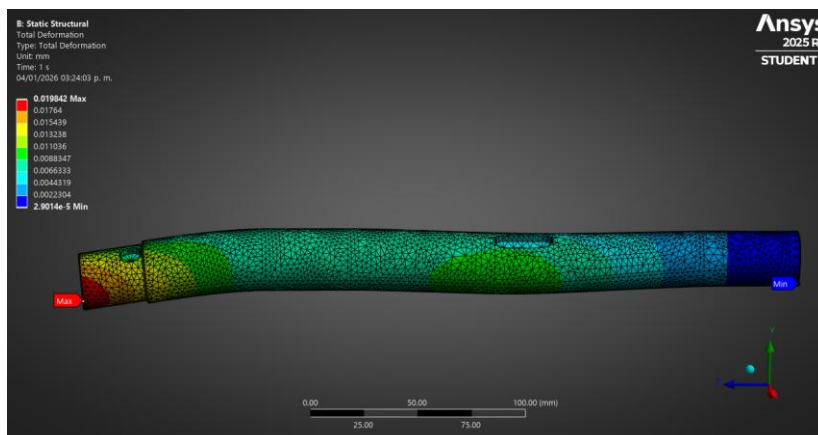
Condiciones de carga y apoyo aplicadas al eje



Según la Figura 22, los resultados obtenidos muestran que la deformación total máxima del eje es aproximadamente 0.019 mm, la cual se localiza en el extremo del eje, cercano a la zona donde se acopla el disco rotor.

Figura 22

Deformación total del eje bajo las cargas aplicadas

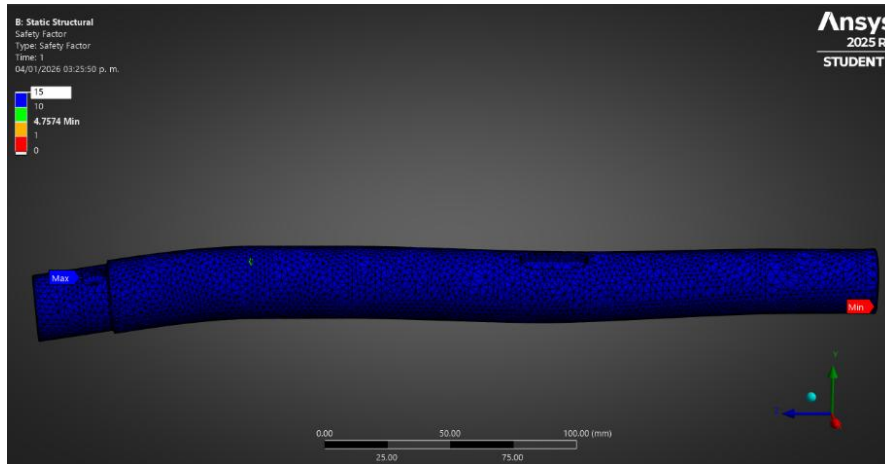


En la Figura 23 se observa la distribución del factor de seguridad del eje, donde el valor mínimo, de 4.75, se localiza en la zona resaltada en color verde, correspondiente a la sección del eje donde

se encuentra la primera chumacera, cercana al disco rotor. El resto del eje presenta valores superiores, alcanzando un factor de seguridad máximo de 15.

Figura 23

Factor de seguridad del eje



3.15 Simulación del pin

Se analizó el comportamiento estructural del pin bajo la acción de fuerza radial aplicada en la dirección del eje en el componente Y. El pin se modela con elemento unido al disco rotor. Los resultados muestran una deformación de 0.0037[mm], localizada en el extremo del pin, mientras que el factor de seguridad mínimo es superior a 10, simulación del pin mostrada en la figura 24.

Figura 24

Condiciones de carga en el pin.

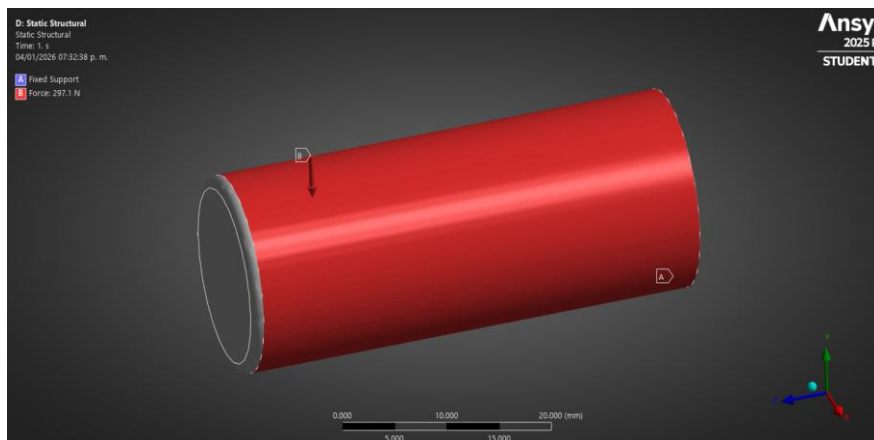
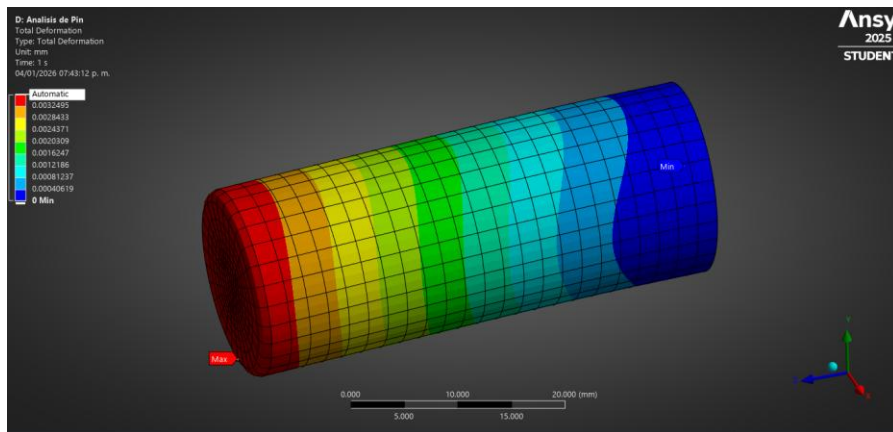


Figura 25

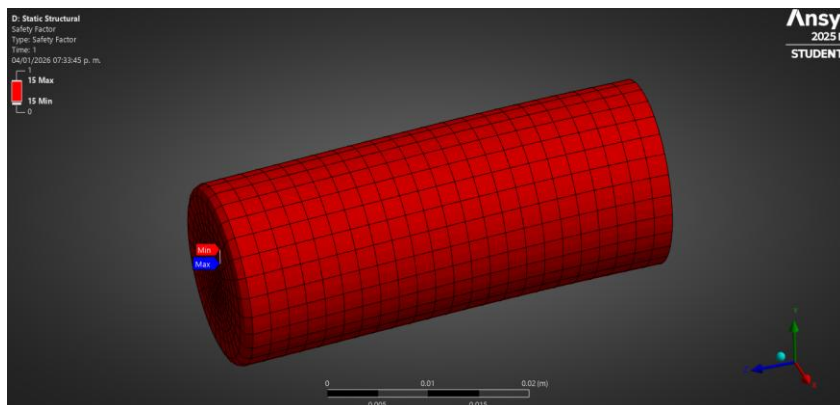
Deformación total del pin bajo carga radial



Las simulaciones estructurales realizadas al pin permiten validar el comportamiento mecánico del componente bajo las condiciones reales de operación del molino pulverizador. Al aplicar una carga radial en la dirección del eje Y , se evaluó la respuesta del pin considerando su unión al disco rotor, lo cual representa de manera adecuada su condición de trabajo.

Figura 26

Factor de seguridad del pin



Estas simulaciones permiten confirmar que el material seleccionado y las dimensiones del pin son adecuadas, minimizando el riesgo de falla estructural y asegurando la seguridad del operador. Además, los resultados obtenidos respaldan la confiabilidad del diseño y contribuyen a prolongar la vida útil del componente dentro del sistema del molino.

Capítulo 4

4.1. Conclusiones

El presente proyecto de diseño de un molino pulverizador surge a partir de las necesidades específicas de un cliente del sector cacaotero, quien requirió un molino de tipo pines capaz de alcanzar una granulometría de $0,075 \mu\text{m}$. Para cumplir con este requerimiento, se consideró fundamental el uso de materiales de estricto grado alimenticio, motivo por el cual se seleccionó acero inoxidable como material principal. El diseño desarrollado permite entregar al cliente planos técnicos detallados, con dimensiones y materiales disponibles en el mercado nacional, garantizando así la viabilidad de fabricación, el cumplimiento de los requerimientos operativos y la recuperación de la inversión inicial en un periodo de tiempo adecuado.

- Se analizaron los diferentes tipos de molinos existentes a nivel nacional, siendo la mejor selección el molino pulverizador de pines por su relevancia y diferencia en cuanto a costo, mantenimiento, desempeño, versatilidad y ergonomía. El molino cuenta con un total de 51 pines, distribuidos en dos discos, un rotativo con dos anillos de 11 y 25 pines respectivamente y el disco estator con 15 pines
- Se calcularon los componentes de diseño dando como resultado un motor de 3 [hp], discos porta pines de 200 [mm], eje de transmisión de 1 [in] de diámetro, Poleas de 0.134 [m], 0.065[m] y dos correas 3V380.
- Se analizaron y simularon los componentes del molino pulverizador sometidos a cargas mecánicas que podrían comprometer la integridad estructural del equipo y la seguridad del operador, específicamente el eje de transmisión y los pines de molienda. Mediante simulaciones estructurales estáticas realizadas en el software ANSYS, se evaluaron las deformaciones, esfuerzos y factores de seguridad bajo condiciones de carga críticas, determinándose que el eje presenta una deformación máxima aproximada de 0.019 mm, con un factor de seguridad mínimo de 4.75, localizado en la zona de la chumacera cercana al disco rotor, y valores a 15 en el resto del eje; mientras que los pines de molienda presentan deformaciones del orden de 0.0037 mm y factores de seguridad superiores a 10. Con base en estos resultados, se concluye que el diseño propuesto cumple con los criterios

de resistencia y seguridad mecánica, validando que los materiales y dimensiones seleccionados permiten un funcionamiento confiable del molino sin riesgo de falla estructural durante su operación.

4.2 Recomendaciones

- El diseño está basado para una producción de 150 kg/h de torta de cacao, pero recordar que se consideró como materia prima el grano seco de cacao que luego de pasar a nibs de cacao procede a molerse...
- Al momento de fabricarse, los componentes como rodamientos y ejes que se encuentran en constante fricción que aun lubricados pueden presentar desgaste por uso cotidiano, por lo que se recomiendan chequeos trimestrales para constatar el buen funcionamiento y su durabilidad.
- Las modificaciones que se deseen realizar en el eje de transmisión repercutirán en las selecciones de nuevos rodamientos, chumaceras, bandas y poleas. Por lo que se recomienda no realizar ninguna modificación por más mínima que sea, ya que el diseño mecánico se vería afectado y no se podría asegurar el funcionamiento ni seguridad del equipo.

BIBLIOGRAFÍA

- ANECACAO. (s. f.). *Historia del Cacao—Anecacao*. Recuperado 30 de enero de 2026, de <https://anecacao.com/cacao-en-el-ecuador/historia-del-cacao/>
- Banco Central del Ecuador. (2002). *Apunte de economía No. 20*.
- Bolsa de Productos. (s.f.). *Plantas cacao CCN-51*.
<https://bolsadeproductos.com.ec/listing/plantas-cacao-ccn51/>
- Boza, E. J., Motamayor, J. C., Amores, F. M., Cedeño-Amador, S., Tondo, C. L., Iii, D. S. L., Schnell, R. J., & Gutiérrez, O. A. (2014). *Genetic Characterization of the Cacao Cultivar CCN 51: Its Impact and Significance on Global Cacao Improvement and Production*.
<https://doi.org/10.21273/JASHS.139.2.219>
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2020). *Shigley's mechanical engineering design* (11.^a ed.). McGraw-Hill Education.
- Casco Yáñez, I. R. (2022). *Diseño de un molino de pines*. [bachelorThesis, Quito : EPN, 2022].
<https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/22456>
- Changzhou Doing Machine Co., Ltd. (s.f.). *Stainless steel industrial impact disc pin mill*.
<https://spanish.alibaba.com/product-detail/Stainless-steel-industrial-impact-disc-pin-60603508506.html>
- Del Monte AG. (2023). *Producción de cacao en Ecuador y su impacto económico*.
<https://delmonteag.com.ec/produccion-de-cacao-en-ecuador-y-su-impacto-economico/>
- DIN. (s.f.). *DIN 6885-A: Parallel keys (deep pattern) – Dimensions and tolerances*. DIN.
<https://www.opac.net/pdf/DIN%206885%20A.pdf>
- Fundación Española de Nutrición. (2024). *El cacao, de la ciencia a la mesa*.
https://www.fen.org.es/storage/app/media/2024/MONOGRAFIA_CACAO.pdf

- Ibarra Velásquez, A. (2019a). Análisis de la cadena de cacao en la provincia de Los Ríos, Ecuador. *Observatorio de la Economía Latinoamericana*, (11).
<https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=8519531>
- Ibarra Velásquez, A. (2019b). Cacao y su aporte al desarrollo ecuatoriano. *Observatorio de la Economía Latinoamericana*, (8).
<https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=8772456>
- INEC. (2021). *Principales resultados de la encuesta de superficie y producción agropecuaria continua (ESPAC) 2021*.
- INTERMEC S.A. (s.f.). *Intermec S.A. - productos mecánicos de transmisión de potencia*.
<https://www.intermec.com.co/>
- IPAC. (2025). *IPAC- Catálogo, productos y servicios*. <https://ipac-acero.com/wp-content/uploads/2025/10/CATALOGO%20NUEVO%20LOGO%201.pdf>
- ITOMAK LATINOAMÉRICA. (s. f.). *Tabla de Conversión. Tamaño de Partículas – ITOMAK LATINOAMÉRICA*. Recuperado 30 de enero de 2026, de <http://itomakla.com/descubramas/tabla-de-conversion-de-tamano-de-particulas/>
- Malla, R. G. M., Tamayo, Y. M., & Flores, C. F. B. (2025). Análisis estático de una tolva de carga mediante el método de elementos finitos aplicable a la máquina para el mejoramiento de procesos de producción agroindustrial. *Ciencia y Educación*, 6(6.1), 509-523.
<https://doi.org/10.5281/zenodo.17060276>
- Ministerio de Cultura y Patrimonio. (2015, marzo 13). *El intenso color del cacao ecuatoriano*.
<https://www.culturaypatrimonio.gob.ec/el-intenso-color-del-cacao-ecuatoriano/>
- NETZSCH Group. (s. f.). *Cocoa Grinding with minimal Metal Transfer*. Molienda y dispersión. Recuperado 30 de enero de 2026, de <https://grinding.netzsch.com/es/application-literature/cocoa-grinding-with-minimal-metal-transfer>

Norton, R. L., & Higgins, M. P. (2020). *Machine design: An integrated approach* (Sixth edition).
Pearson.

NTN Global. (s.f.). *Rodamientos rígidos de bolas: Catálogo de productos*.
<https://www.ntnglobal.com/en/products/catalog/pdf/2203E.pdf>

PROMESA. (s.f.). *Motor trifásico 1800 RPM 3 HP*.
<https://www.promesa.com.ec/Home/FERRETERIA/Motores/Motores-El%C3%A9ctricos/Motores-El%C3%A9ctricos-Trif%C3%A1sicos/Motor-Trif%C3%A1sico-1800-RPM-3HP/p/41203>

APÉNDICES

APENDICE A

- Altura de tolva

$$V = \frac{h}{3} \left(A_{descarga}^2 + A_{entrada}^2 + \sqrt{A_{descarga} A_{entrada}} \right)$$

Conociendo el volumen, se podría despejar la altura para el diseño de la tolva.

$$V = \frac{m}{\rho_{cacao\ seco}} = \frac{150 \text{ kg}}{635 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.236 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$h = \frac{3V}{(A_1^2 + A_2^2 + \sqrt{A_1 A_2})}$$

$$h = \frac{3 * (0.236 \text{ m}^3)}{((0.050 \text{ m})^2 + (0.160 \text{ m})^2 + \sqrt{0.050^2 * 0.160^2})}$$

$$h = 484.45 \text{ [mm]}$$

- Esfuerzo ejercido sobre la tolva

Para poder determinar el esfuerzo que se ejerce sobre la tolva se determina mediante el uso de la ecuación 2.4

$$P_v = \frac{\rho_{cacao\ seco} g D}{4 \mu k g_c} \left(1 - \exp \left(-\frac{4Z\mu k}{D} \right) \right)$$

Donde:

$$b = L = 0.160 \text{ [m]}$$

$$k = 0.5$$

$$\mu = 0.35$$

$$g_c = 1 \frac{\text{kgm}}{\text{Ns}^2}$$

$$P_v = \frac{635 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] * 0.160 \text{ [m]}}{4 * 0.35 * 0.5 * 1 \left[\frac{\text{kgm}}{\text{Ns}^2} \right]} \left(1 - \exp \left(-\frac{4 * 0.48 \text{ [m]} * 0.35 * 0.5}{0.160 \text{ [m]}} \right) \right)$$

$$P_v = 1248.22 \text{ [Pa]}$$

APENDICE B

- Masa del pin

$$V_{pin} = \frac{\pi * d_{pin}^2 * h}{4}$$

$$V_{pin} = \frac{\pi * (0.018m)^2 * 0.045}{4}$$

$$V_{pin} = 1.145 * 10^{-5} [m^3]$$

$$m_{pin} = (1.145 * 10^{-5} m^3) * \left(7980 \frac{kg}{m^3}\right)$$

$$m_{pin} = 0.0912 [kg]$$

APENDICE C

- Torque en polea motriz

$$T_m = \frac{P}{\omega_m}$$

$$T_m = \frac{3Hp * \left(\frac{745.7W}{1Hp}\right)}{\left(\frac{3600rev}{min}\right) * \left(\frac{2\pi rad}{1rev}\right) * \left(\frac{1min}{60s}\right)}$$

$$T_m = 5.93[Nm]$$

- Fuerza tangencial transmitida por la banda(F_B)

$$F_B = \frac{2T_m}{D_m}$$

$$F_B = \frac{2(5.93)}{0.065}$$

$$F_B = 182.46[N]$$

- Fuerza radial aplicada sobre el eje

$$F_s = 1.5F_B$$

$$F_s = 1.5(182.46)$$

$$F_s = 273.69[N]$$

- Torque en la polea conducida (T_c)

$$T_c = F_B * \left(\frac{D_C}{2}\right)$$

$$T_c = 182.46 * \left(\frac{0.134}{2}\right)$$

$$T_c = 12.22[Nm]$$

- Reacciones del eje

En el plano XY

$$\Sigma MB_y = 0$$

$$(L_1) * (W_d + F_{cpin}) - (L_2) * (W_p + F_s) + (L_2 + L_3) * D_y = 0$$

$$D_y = \frac{(L_2 * (W_p + F_s)) - (L_1 * (W_d + F_{cpin}))}{(L_2 + L_3)}$$

$$D_y = \frac{((0.120) * ((2.04 * 9.81) + 273.69)) - (0.085) * ((6 * 9.81) + (297.1))}{(0.120 + 0.130)}$$

$$D_y = 19.95[N]$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-W_d + B_y - (W_p + F_s) + D_y = 0$$

$$B_y = (W_d + F_{cpin}) + (W_p + F_s) - D_y$$

$$B_y = ((6 * 9.81) + 297.1) + ((2.04 * 9.81) + 273.69) - 19.95$$

$$B_y = 629.71[N]$$

APENDICE D

Tabla 22

Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de acero inoxidable

Aleaciones de acero inoxidable	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Rockwell o Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
Tipo 301	recocido en tiras	40	276	110	758	60	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	200	1 379	8	41HRC
Tipo 302	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	190	1 310	5	40HRC
Tipo 304	recocido en láminas	35	241	85	586	50	80HRB
	rolado en frío	160	1 103	185	1 276	4	40HRC
Tipo 314	recocido en barras	50	345	100	689	45	180HB
Tipo 316	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB
Tipo 330	rolado en caliente	55	379	100	689	35	200HB
	recocido	35	241	80	552	50	150HB
Tipo 410	recocido en láminas	45	310	70	483	25	80HRB
	tratamiento térmico	140	965	180	1 241	15	39HRC
Tipo 420	recocido en barras	50	345	95	655	25	92HRB
	tratamiento térmico	195	1 344	230	1 586	8	500HB
Tipo 431	recocido en barras	95	655	125	862	25	260HB
	tratamiento térmico	150	1 034	195	1 344	15	400HB
Tipo 440C	recocido en barras	65	448	110	758	14	230HB
	T y R @ 600 °F	275	1 896	285	1 965	2	57HRC
17-4 PH (AISI 630)	endurecido	185	1 276	200	1 379	14	44HRC
17-7 PH (AISI 631)	endurecido	220	1 517	235	1 620	6	48HRC

* *Propiedades de algunos metales y aleaciones*, International Nickel Co., Inc., Nueva York.

Nota. Datos tomados de Norton & Higgins (2020).

Tabla23

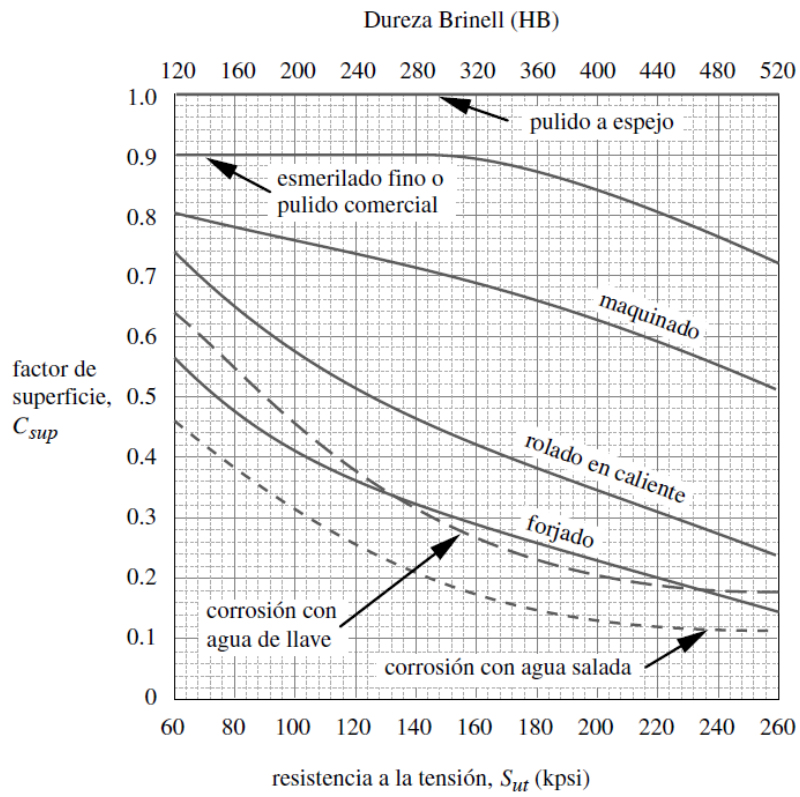
Tabla de capacidad de transmisión por canal

RPM del Eje más Rápido	Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)									
	55	60	65	67	70	75	80	85	90	105
100	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	0.23	0.27	0.33
200	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.35	0.39	0.43	0.50	0.61
300	0.23	0.28	0.33	0.38	0.43	0.50	0.55	0.62	0.72	0.88
400	0.28	0.35	0.42	0.49	0.55	0.64	0.71	0.80	0.93	1.14
500	0.34	0.42	0.50	0.59	0.67	0.78	0.86	0.97	1.13	1.38
575	0.37	0.47	0.56	0.66	0.75	0.88	0.97	1.10	1.28	1.57
600	0.38	0.48	0.58	0.68	0.78	0.91	1.00	1.14	1.33	1.63
690	0.43	0.54	0.65	0.76	0.88	1.02	1.13	1.28	1.50	1.84
700	0.43	0.55	0.66	0.77	0.89	1.04	1.15	1.30	1.52	1.86
725	0.44	0.56	0.68	0.80	0.91	1.07	1.18	1.34	1.57	1.92
800	0.47	0.60	0.73	0.86	0.99	1.16	1.30	1.45	1.70	2.10
870	0.50	0.64	0.78	0.92	1.06	1.24	1.38	1.56	1.83	2.25
900	0.52	0.66	0.80	0.95	1.10	1.28	1.42	1.60	1.90	2.32
950	0.54	0.69	0.84	0.99	1.14	1.34	1.50	1.68	1.98	2.43
1000	0.56	0.72	0.87	1.03	1.20	1.40	1.55	1.76	2.07	2.54
1100	0.59	0.77	0.94	1.10	1.28	1.50	1.68	1.90	2.24	2.76
1160	0.62	0.80	0.98	1.16	1.34	1.58	1.76	2.00	2.35	2.90
1200	0.63	0.82	1.00	1.20	1.38	1.62	1.80	2.05	2.40	2.98
1300	0.66	0.87	1.07	1.27	1.47	1.73	1.93	2.20	2.58	3.20
1400	0.70	0.91	1.13	1.35	1.56	1.84	2.05	2.33	2.75	3.40
1425	0.71	0.93	1.15	1.36	1.58	1.87	2.08	2.37	2.80	3.45
1500	0.73	0.96	1.20	1.42	1.65	1.95	2.17	2.47	2.90	3.60
1600	0.76	1.00	1.25	1.50	1.73	2.05	2.30	2.60	3.07	3.80
1700	0.79	1.05	1.30	1.56	1.82	2.15	2.40	2.74	3.23	4.00
1750	0.80	1.07	1.33	1.60	1.86	2.20	2.46	2.80	3.30	4.10
1800	0.82	1.09	1.36	1.63	1.90	2.25	2.52	2.87	3.40	4.20
1900	0.84	1.13	1.42	1.70	1.98	2.35	2.63	3.00	3.54	4.38
2000	0.87	1.17	1.47	1.77	2.06	2.45	2.74	3.12	3.70	4.57
2100	0.90	1.20	1.52	1.83	2.14	2.54	2.85	3.25	3.84	4.76
2200	0.92	1.25	1.57	1.90	2.20	2.64	2.95	3.37	4.00	4.94
2300	0.94	1.28	1.62	1.96	2.30	2.73	3.05	3.50	4.13	5.10
2400	0.96	1.32	1.67	2.02	2.36	2.82	3.16	3.60	4.27	5.29
2500	0.98	1.35	1.70	2.07	2.43	2.90	3.26	3.72	4.40	5.46
2600	1.00	1.38	1.76	2.13	2.50	3.00	3.35	3.83	4.54	5.63
2700	1.02	1.42	1.80	2.20	2.57	3.08	3.45	3.94	4.68	5.80
2800	1.04	1.45	1.85	2.24	2.64	3.16	3.54	4.05	4.80	5.96
2850	1.05	1.46	1.87	2.27	2.67	3.20	3.60	4.10	4.87	6.03
2900	1.06	1.48	1.89	2.30	2.70	3.24	3.64	4.16	4.93	6.10
3000	1.07	1.50	1.93	2.35	2.77	3.32	3.73	4.26	5.06	6.27
3200	1.10	1.56	2.00	2.45	2.90	3.47	3.90	4.47	5.30	6.57
3400	1.13	1.60	2.08	2.55	3.00	3.62	4.07	4.66	5.53	6.85
3450	1.14	1.62	2.10	2.57	3.04	3.65	4.10	4.70	5.60	6.92
3600	1.15	1.65	2.15	2.64	3.12	3.76	4.23	4.85	5.75	7.12

Nota. Datos tomados del catálogo de poleas en “V” de INTERMEC S.A. (s.f.)

Figura 27

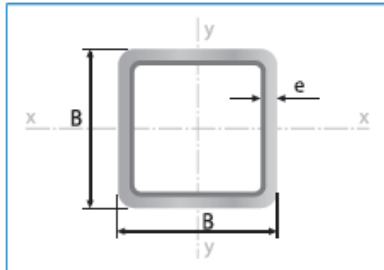
Factores de superficie para varios acabados en acero



Nota. Datos tomados de Norton & Higgins (2020)

Tabla 24

Tubería estructural cuadrada



Largo Normal:
6 metros
Recubrimiento:
Negro o Galvanizado
Norma de Calidad:
JIS G 3132, ASTM A 36 y ASTM A572 Gr 50
Norma de Fabricación:
ASTM A 500/ NTE INEN 2415
Espesores:
Desde 1,40 a 6,00 mm
Observaciones:
Otras dimensiones y largos,
previa consulta

- **Aplicaciones**
- Automotriz y de autopartes: carrocería y remolques.
 - Agroganadera: maquinaria e implementos industriales, agrícolas, avícolas y ganaderos.
 - Señalización y vialidad: soportes.
 - Aparatos de gimnasia y fitness.
 - Construcción: columnas,
 - Estructuras: galpones y naves industriales, edificios, soporte de techos.



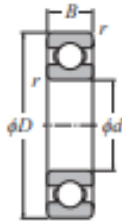
Designaciones	Área	Peso	Propiedades Estáticas			
			Eje x-x = y-y			
			Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
50	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
60	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85
	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
70	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26
	1,50	4,05	3,18	31,46	8,99	2,79
	1,80	4,83	3,79	37,09	10,60	2,77
75	2,00	5,34	4,19	40,73	11,64	2,76
	2,50	6,59	5,17	49,43	14,12	2,74
	3,00	7,81	6,13	57,56	16,45	2,72
	4,00	10,15	7,97	72,22	20,64	2,67
	1,50	4,35	3,42	38,92	10,38	2,99
	1,80	5,19	4,07	45,95	12,25	2,98
90	2,00	5,74	4,50	50,50	13,47	2,97
	2,50	7,09	5,56	61,40	16,37	2,94
	3,00	8,41	6,60	71,65	19,11	2,92
	4,00	10,95	8,59	90,29	24,08	2,87
	1,80	6,27	4,92	80,71	17,94	3,59
	2,00	6,94	5,45	88,87	19,75	3,58
100	2,50	8,59	6,74	108,57	24,13	3,56
	3,00	10,21	8,01	127,32	28,29	3,53
	4,00	13,35	10,48	162,02	36,01	3,48
	1,80	6,99	5,48	111,62	22,32	4,00
	2,00	7,74	6,07	123,01	24,60	3,99
	2,50	9,59	7,53	150,65	30,13	3,96
125	3,00	11,41	8,96	177,08	35,42	3,94
	4,00	14,95	11,73	226,46	45,29	3,89
	5,00	18,36	14,41	271,36	54,27	3,84
	6,00	21,63	16,98	312,00	62,40	3,80
	3,00	14,41	11,31	354,53	56,73	4,96
	4,00	18,95	14,87	457,33	73,17	4,91
135	5,00	23,36	18,33	552,87	88,46	4,87
	6,00	27,63	21,69	641,41	102,63	4,82
	3,00	15,61	12,25	449,88	66,65	5,37
	4,00	20,55	16,13	581,80	86,19	5,32
	5,00	25,36	19,90	705,16	104,47	5,27
	6,00	30,03	23,58	820,25	121,52	5,23
150	3,00	17,41	13,67	622,76	83,03	5,98
	4,00	22,95	18,01	807,92	107,72	5,93
	5,00	28,36	22,26	982,37	130,98	5,89
	6,00	33,63	26,40	1146,43	152,86	5,84

Nota: obtenida del catálogo de IPAC (2025)

Tabla 26

Dimensiones y características técnicas de rodamientos rígidos de bolas

● Deep Groove Ball Bearings



Open type



Shielded type (ZZ)



Non-contact sealed type (LLB, LLF)



Low torque sealed type (LLH)



Contact sealed type (LLU)

d 20-35 mm

d	Boundary dimensions				Basic load rating		Fatigue load limit C_u	f_{dtr}	Allowable speed min^{-1}				Bearing number				
	D	B	$r_{\text{max}}^{(1)}$	$r_{\text{min}}^{(2)}$	C_r	C_{0r}			Grease Open type ZZ, LLB, LLF, Z, LLB, LF	Oil Open type Z, LB, LF	LLH	LLU	Open type	Shielded or sealed type ²⁾ (See drawings)			
20	72	19	1.1	—	31.5	13.9	1.09	11.4	12 000	14 000	—	—	6404	ZZ	—	—	—
22	44	12	0.6	0.5	10.4	5.05	0.395	13.9	17 000	20 000	13 000	10 000	60/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	50	14	1	0.5	14.3	6.80	0.500	13.5	14 000	17 000	12 000	9 700	62/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	56	16	1.1	0.5	20.4	9.25	0.725	12.4	13 000	15 000	11 000	9 200	63/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
25	32	4	0.2	—	1.21	0.840	0.036	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—
	37	7	0.3	0.3	4.75	2.95	0.208	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805JR	ZZ	LLB	—	LLU
	42	9	0.3	0.3	7.80	4.55	0.345	15.4	16 000	19 000	11 700	9 800	6905	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	8	0.3	—	9.25	5.10	0.400	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—
	47	12	0.6	0.5	11.2	5.85	0.380	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1	0.5	15.5	7.85	0.550	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	0.5	23.5	10.9	0.855	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
80	21	1.5	—	38.5	17.5	1.36	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	ZZ	—	—	—	
28	52	12	0.6	0.5	13.8	7.40	0.580	14.5	14 000	16 000	10 000	8 400	60/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	58	16	1	0.5	19.8	9.75	0.720	13.4	12 000	14 000	9 700	8 100	62/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
	68	18	1.1	0.5	29.6	14.0	1.10	12.4	11 000	13 000	8 900	7 400	63/28	ZZ	LLB	LLH	LLU
30	37	4	0.2	—	1.27	0.950	0.041	15.7	3 300	3 800	—	—	6706	—	LLF	—	—
	42	7	0.3	0.3	5.20	3.65	0.244	16.5	15 000	18 000	10 500	8 800	6806JR	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	9	0.3	0.3	8.00	5.00	0.365	15.8	14 000	17 000	10 000	8 400	6906	ZZ	LLB	LLH	LLU
	55	9	0.3	—	12.5	7.35	0.570	15.2	13 000	15 000	—	—	16006	—	—	—	—
	55	13	1	0.5	14.7	8.30	0.650	14.8	13 000	15 000	9 200	7 700	6006	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	16	1	0.5	21.6	11.3	0.795	13.8	11 000	13 000	8 800	7 300	6206	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	19	1.1	0.5	29.5	15.0	1.14	13.3	10 000	12 000	7 900	6 600	6306	ZZ	LLB	LLH	LLU
90	23	1.5	—	48.0	23.9	1.86	12.3	8 800	10 000	—	—	6406	ZZ	—	—	—	
32	58	13	1	0.5	13.1	8.05	0.615	15.4	12 000	15 000	8 700	7 200	60/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
	65	17	1	0.5	23.0	11.6	0.840	13.6	11 000	12 000	8 400	7 100	62/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
	75	20	1.1	0.5	33.0	16.9	1.30	13.1	9 500	11 000	7 700	6 500	63/32	ZZ	LLB	LLH	LLU
35	47	7	0.3	0.3	5.45	4.05	0.268	16.4	13 000	16 000	—	7 600	6807JR	ZZ	LLB	—	LLU
	55	10	0.6	0.5	10.6	6.85	0.495	15.8	12 000	15 000	8 500	7 100	6907	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	9	0.3	—	12.9	8.20	0.605	15.6	12 000	14 000	—	—	16007	—	—	—	—
	62	14	1	0.5	17.7	10.3	0.805	14.8	12 000	14 000	8 200	6 800	6007	ZZ	LLB	LLH	LLU
	72	17	1.1	0.5	28.4	15.3	1.09	13.8	9 800	11 000	7 600	6 300	6207	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	0.5	37.0	19.1	1.47	13.1	8 800	10 000	7 300	6 000	6307	ZZ	LLB	LLH	LLU
100	25	1.5	—	61.0	31.0	2.43	12.3	7 800	9 100	—	—	6407	ZZ	—	—	—	

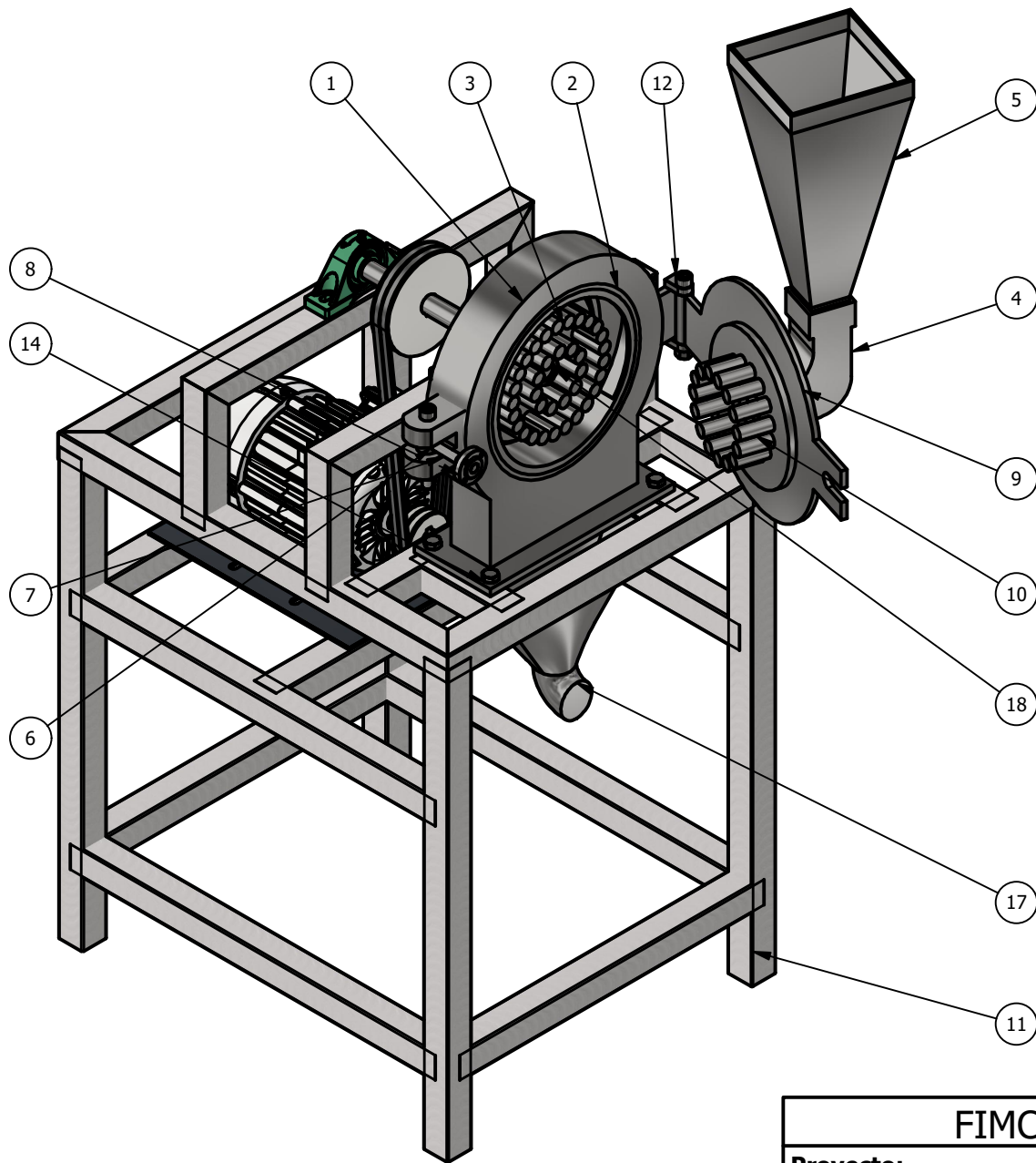
Nota: Datos tomados del catálogo de NTN Global (s.f.)

Tabla 27

Cotización realizada por parte de proveedor “TECHCONSTRUYE S.A” encargado de construcciones mecánicas y civiles”

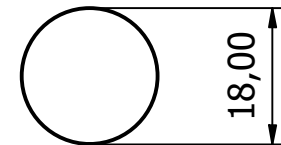
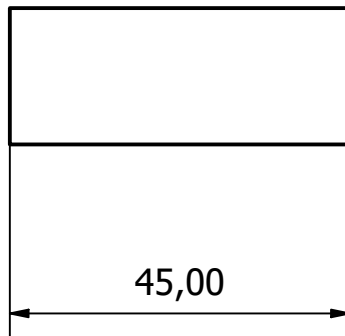
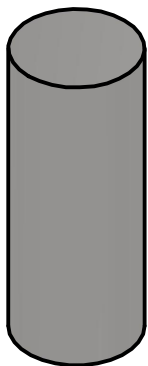
ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UND	UNITARIO USD	TOTAL USD
1	Carcasa cámara molienda acero naval 5 mm	1	Glb	820	820
2	Plato de pines giratorio acero K140 (36 pines)	1	Glb	760	760
3	Plato de pines fijo estator acero K140 (15 pines)	1	Glb	620	620
4	Rueda de ajuste y sistema de calibración	1	Glb	280	280
5	Bastidor estructural 40x40x3 mm	1	Glb	540	540
6	Tapa abatible con bisagra	1	Glb	210	210
7	Chumaceras reforzadas eje 25 mm	1	Glb	190	190
8	Motor eléctrico 3 HP 3600 rpm	1	Glb	1450	1450
	TOTAL				4870.00
	DESCUENTO 20%				974.00
	TOTAL FINAL				3896.00

PLANOS



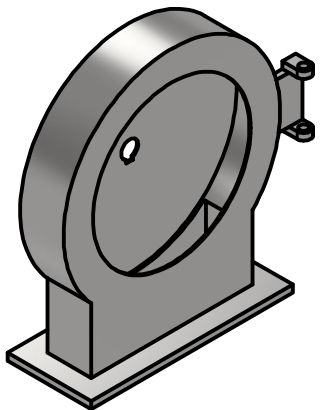
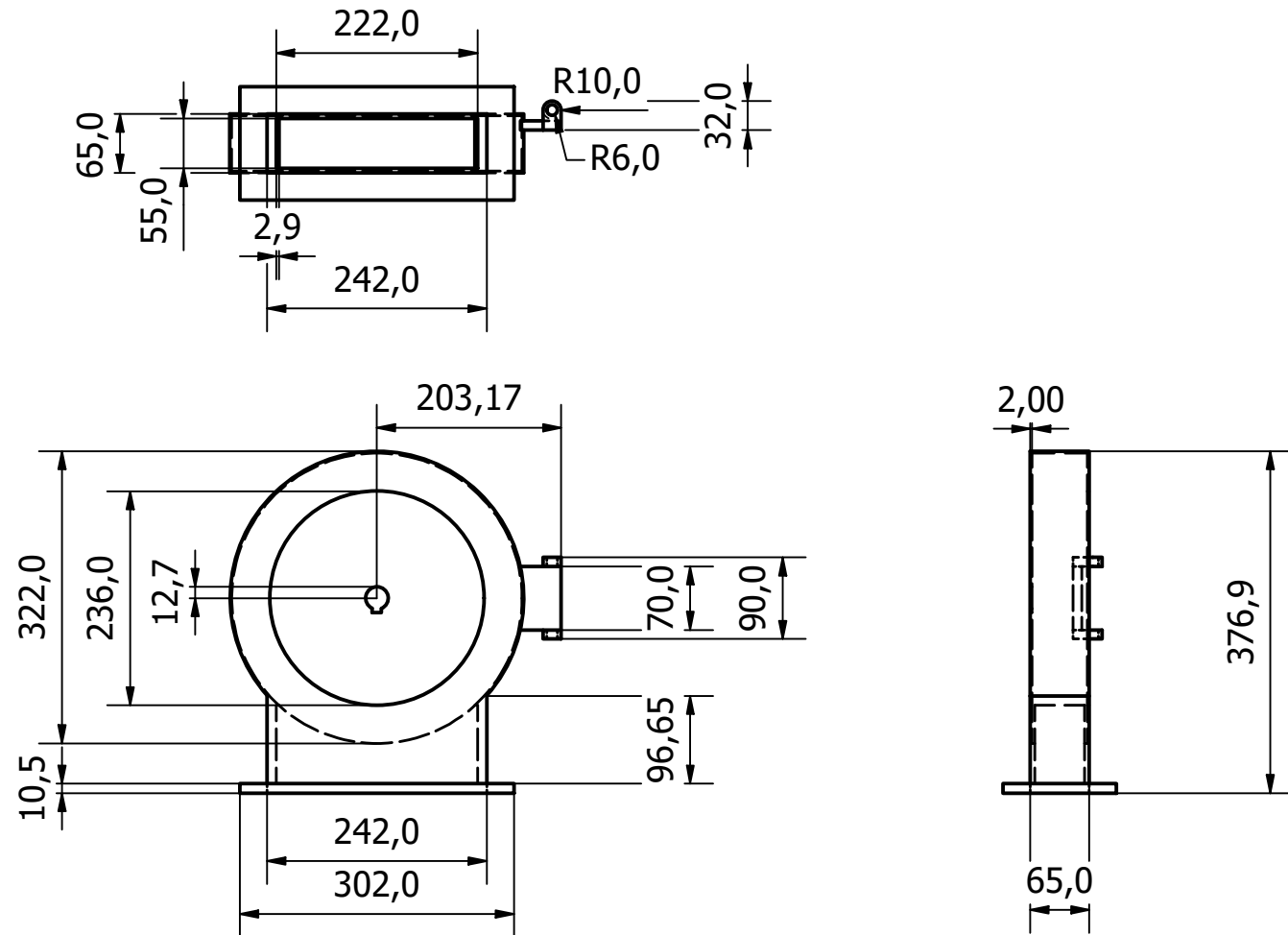
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	CAMARA_MOLIENDA	1/19
2	1	CRIBA	
3	1	DISCO_ROTOR	2/19
4	1	CONECTOR TOLVA_PUERTA	
5	1	TOLVA_FINAL	
6	1	OREJA_IZQ CAMARA	
7	1	TORNILLO_OREIZQ	
8	1	CONECTOR TOLVA	
9	1	TAPA	
10	1	DISCO_ESTATOR	
11	1	Estructura de Acero	
12	2	M 12x100	Tornillo Allen DIN 912 - 12.9
13	1	AS 1252 - M12	Pernos de acero Perno hex
14	4	AS 1110 - M12 x 65	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal
15	4	BS 4464 - 12.6	Arandelas de presión de sección rectangular con una espira. Serie métrica: tipo BP
16	5	AS 1112 - M12 Tipo 5	Tuercas hexagonales ISO métricas, incluidas tuercas delgadas, tuercas ranuradas y tuercas entalladas
17	1	DESCARGA	
18	1	TUERCA EJE	

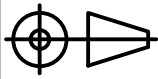
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	1/15/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
		Masa:	88.618 kg	1/19
		Nº de Pieza:	1	
	Escala: 1 : 8	Contiene: MOLINO DETALLADO		
		Materia: Acero Inoxidable		



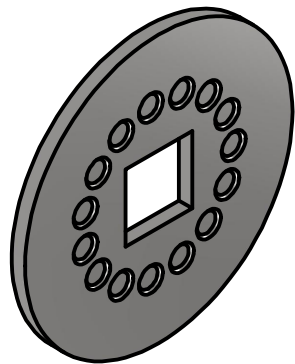
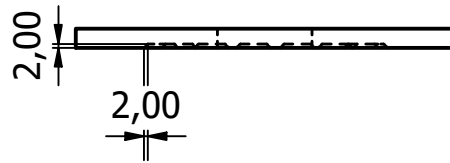
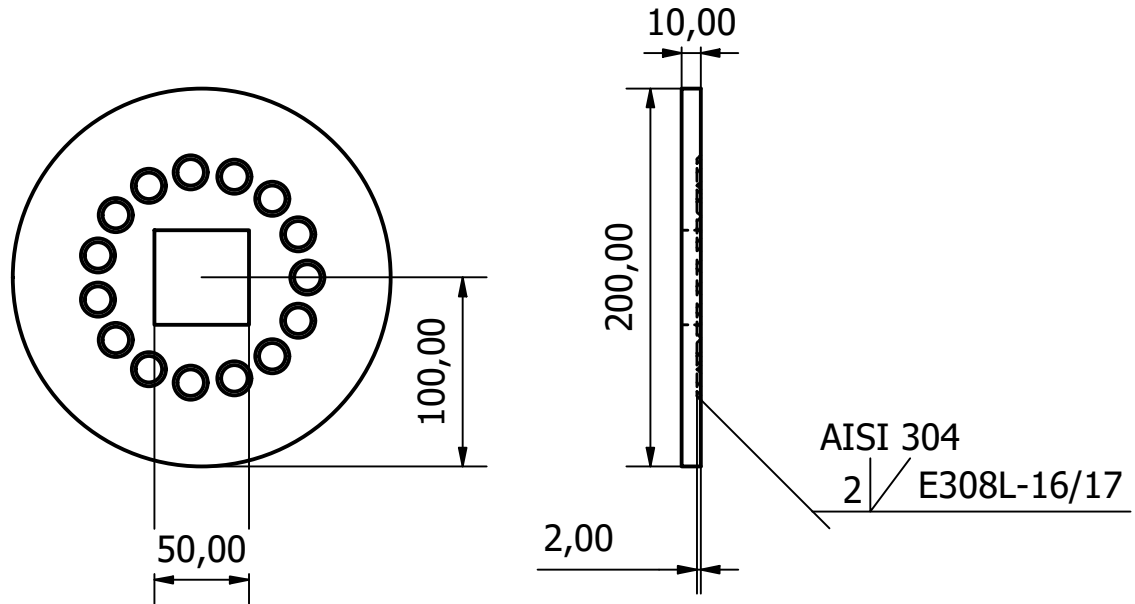
El pin se unirá a los discos portapines por medio de soldadura
Se recomiendan electrodos E308L-16/17

FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	1/31/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	2/19
	1 : 1	PIN	0.092 kg	
		Materia:	N° de Pieza:	
		Acero inoxidable	2	



FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	1/15/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	3/19
	1 : 8	CÁMARA DE MOLIENDA	6.817 kg	
		Materia:	N° de Pieza:	
		Acero inoxidable	3	

CIRCUNFERENCIA DE LOS PINES 112Ø
 TOTAL DE PINES: 15



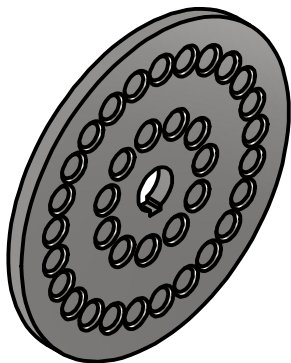
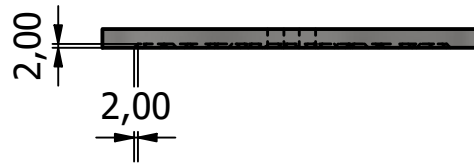
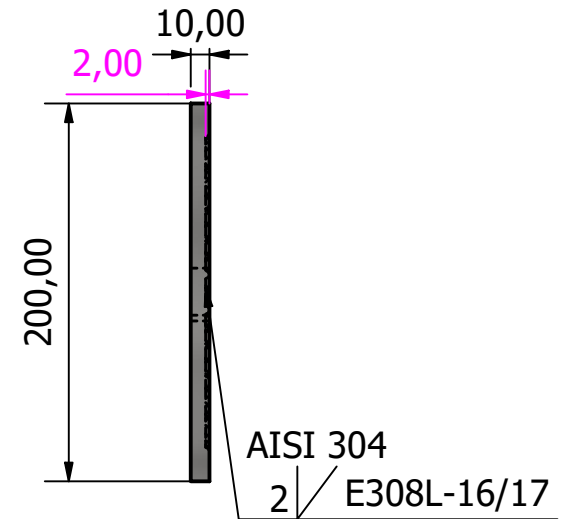
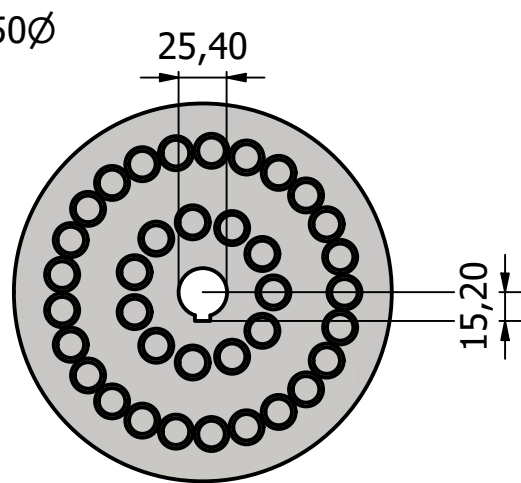
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	12/20/2025
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	2.265 kg
	1 : 4	DISCO_ESTATOR	N° de Pieza:	
		Materia:	Acero inoxidable	4/19

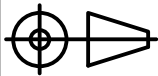
CIRCUNFERENCIA DEL PRIMER ANILLO: 75 ϕ

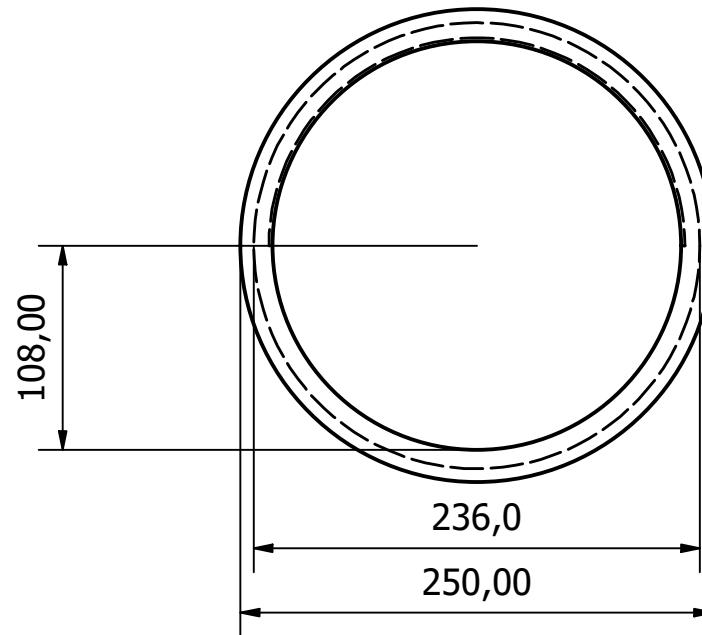
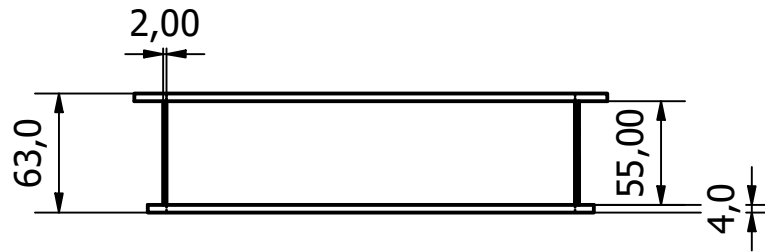
11 PINES

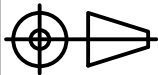
CIRCUNFERENCIA DEL SEGUNDO ANILLO: 150 ϕ

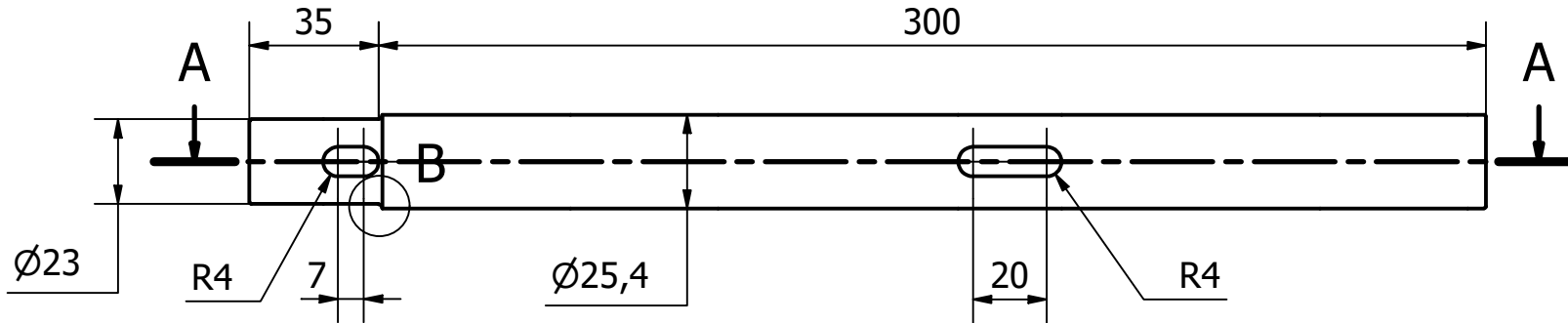
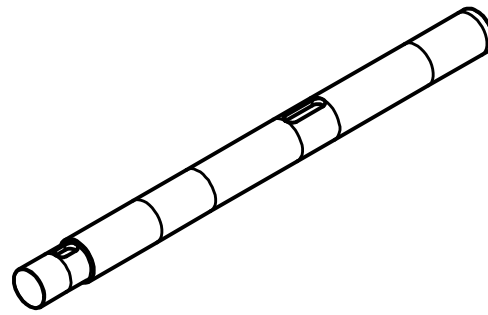
25 PINES



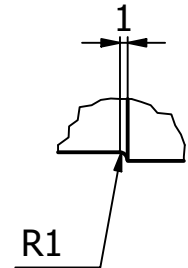
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	12/20/2025
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
Escala: 1 : 4	Contiene: DISCO_ROTOR	Masa:	2.355 kg	5/19
		Material: Acero inoxidable	N° de Pieza:	



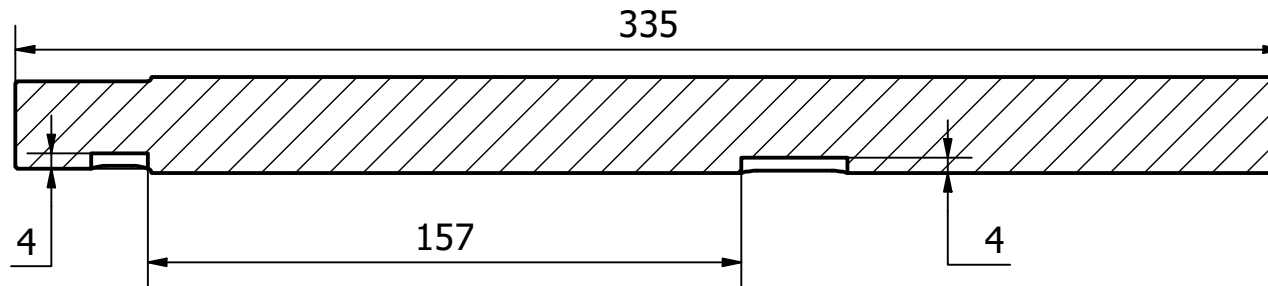
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	1/14/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	6/19
	1 : 5	CRIBA	0.927 kg	
		Materia:	N° de Pieza:	
		Acero inoxidable	6	

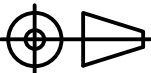


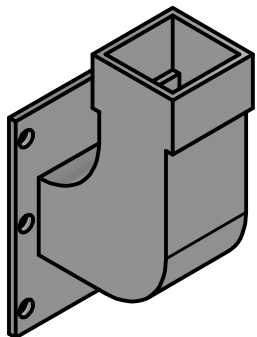
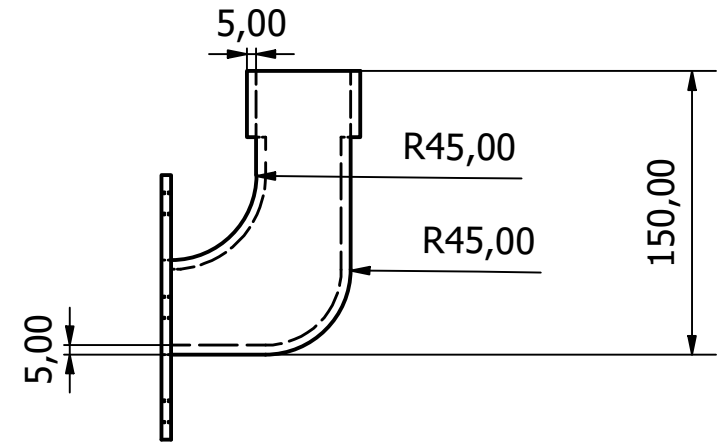
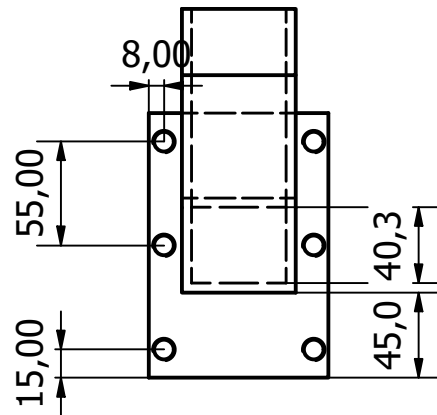
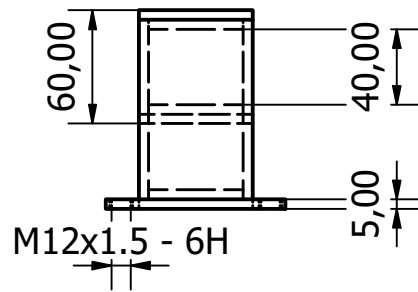
B (1 : 1)



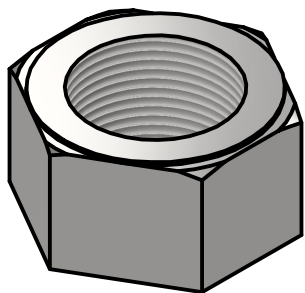
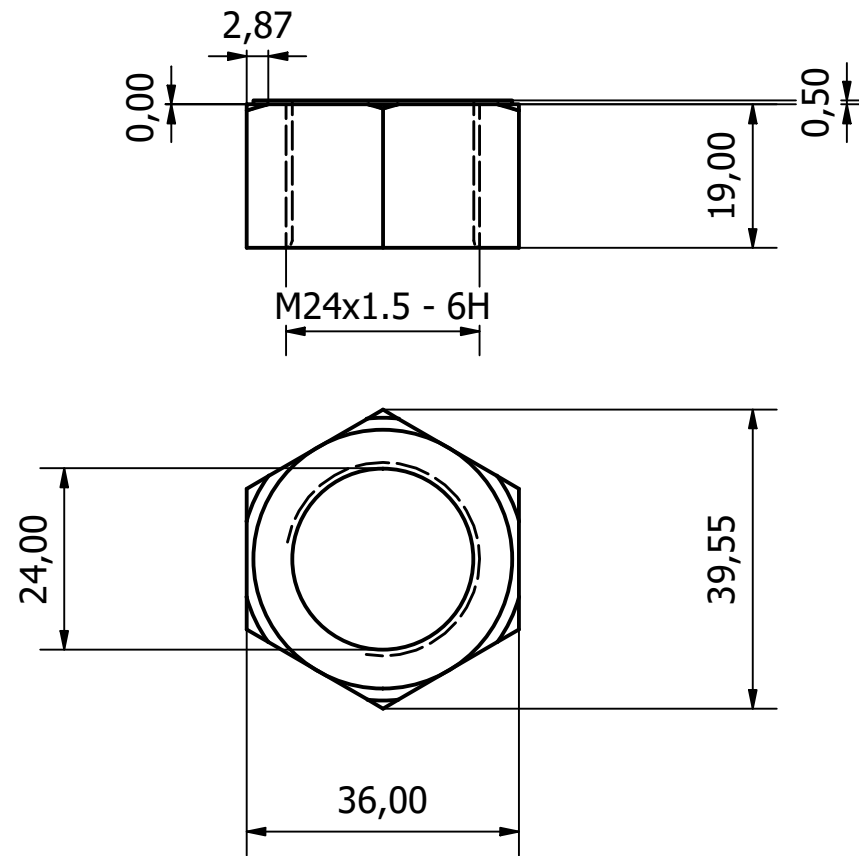
A-A (1 : 2)

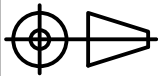


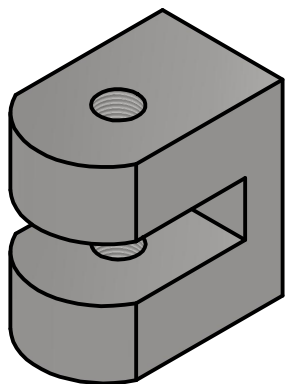
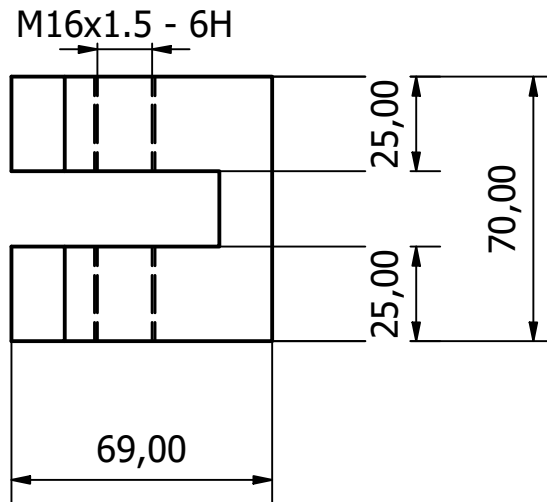
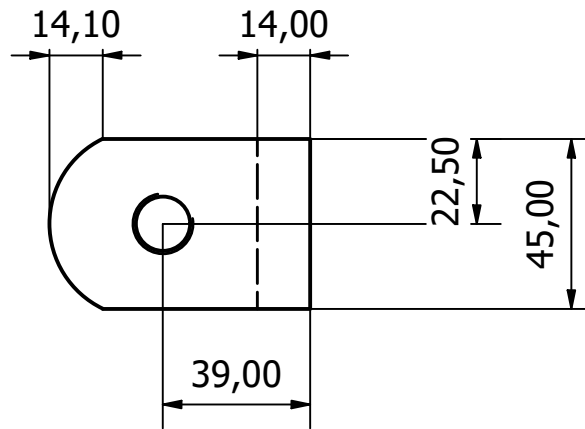
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	11/01/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	Milímetros	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	07/19
	1:2	Eje Material: Acero Inoxidable AISI 304	1.322Kg N° de Pieza: 07	

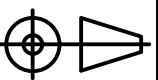


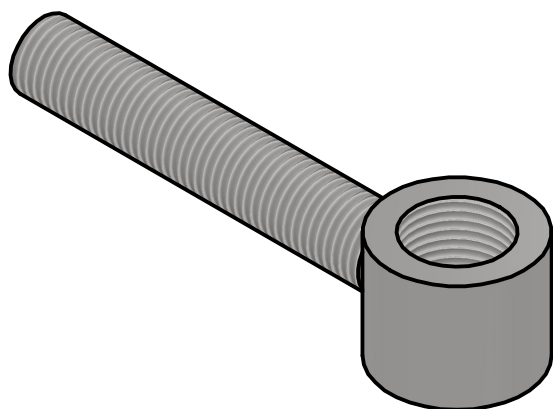
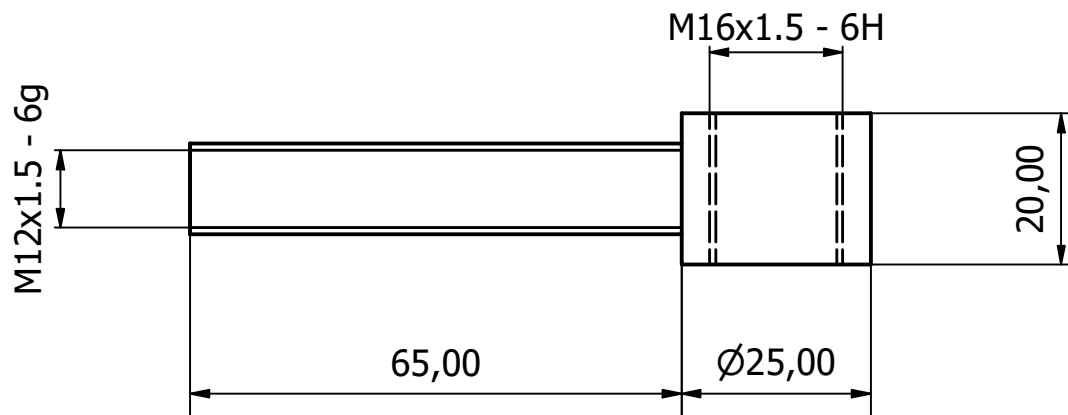
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	1/15/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene: ACOPLE PUERTA-TOLVA	Masa:	1.902 kg
	1 : 4		Materia: Acero inoxidable	N° de Pieza:
				8/19

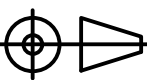


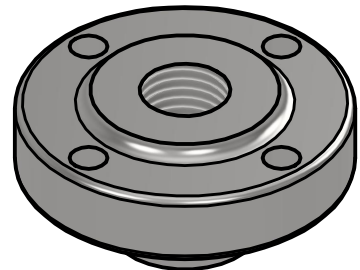
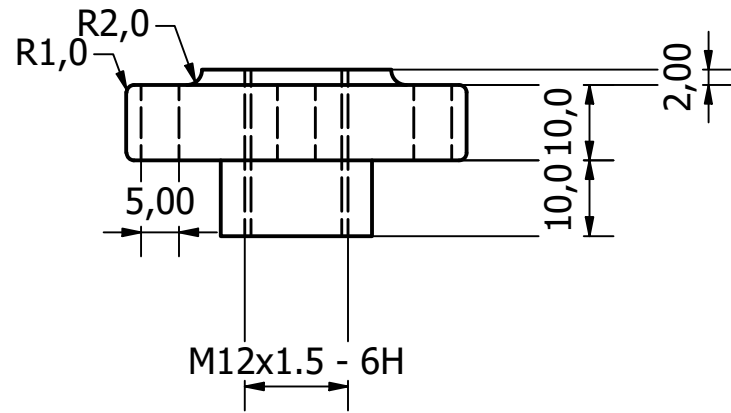
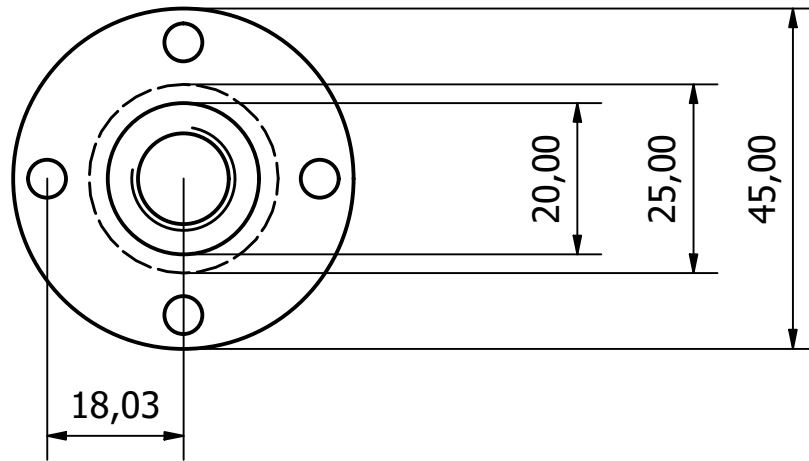
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	1/27/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	9/19
	1 : 1	TUERCA M24X1.5	0.092 kg	
		Materia:	N° de Pieza:	
		Acero inoxidable	9	



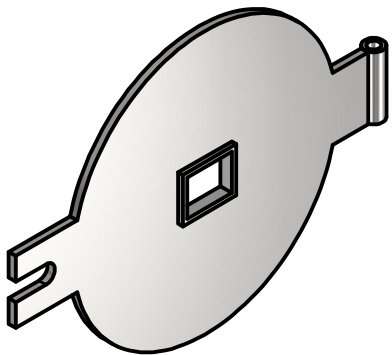
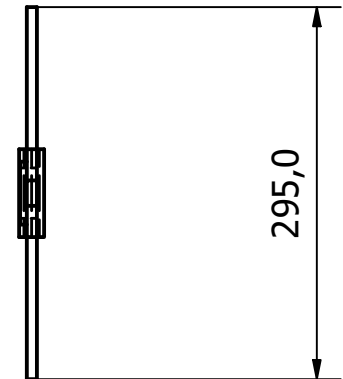
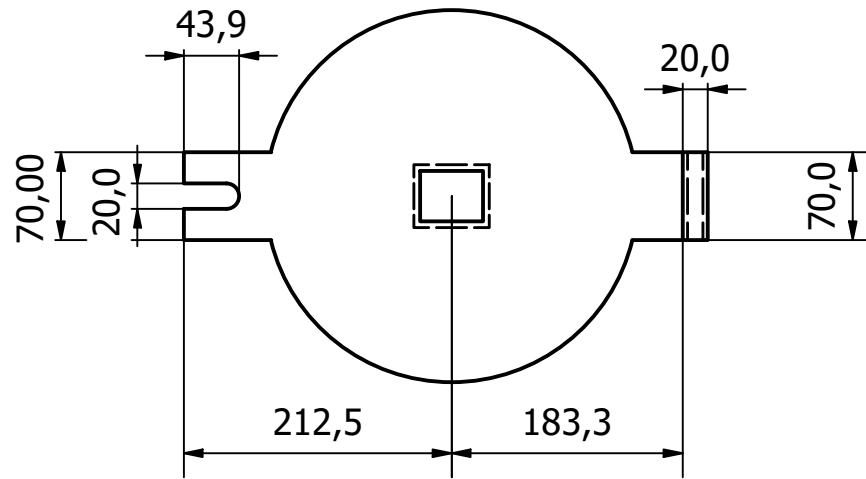
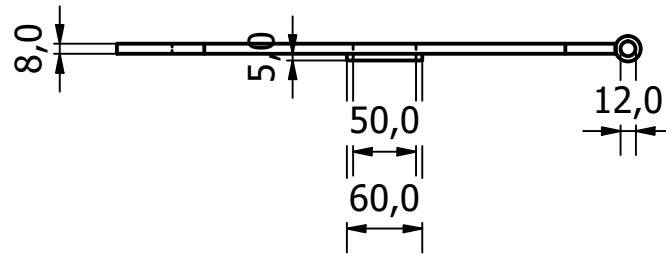
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	1/16/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	10/19
	1 : 2	BISAGRA	N/D	
		Materia:	N° de Pieza:	
		Acero inoxidable	10	

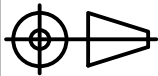


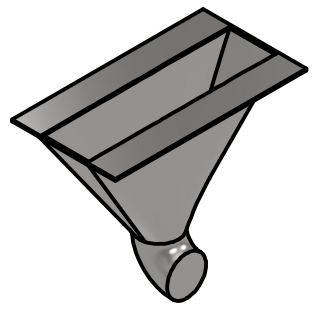
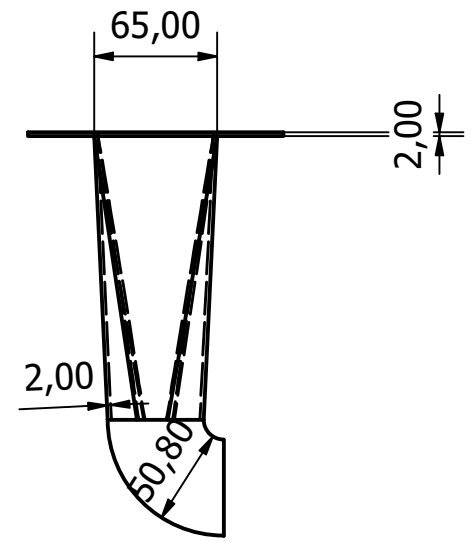
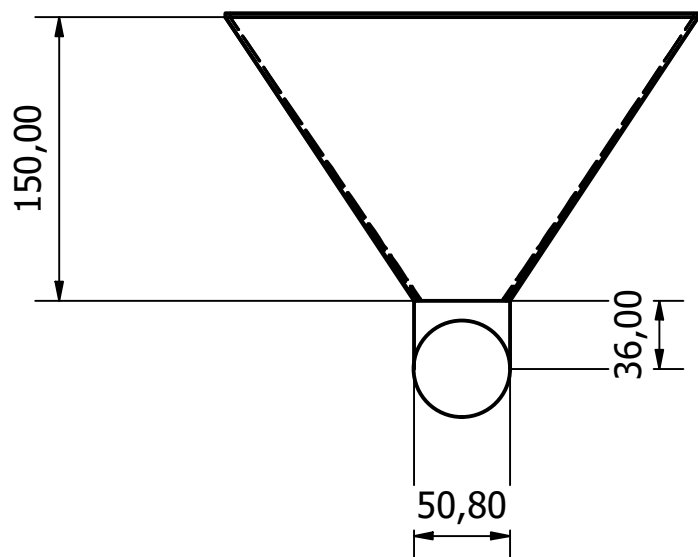
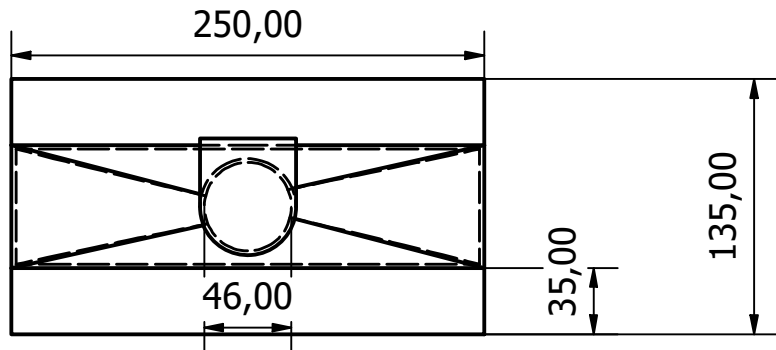
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	1/16/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	11/19
	1 : 1	PERNO REGULADOR	0.105 kg	
		Materia:	N° de Pieza:	
		Acero inoxidable	11	

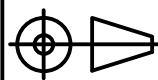


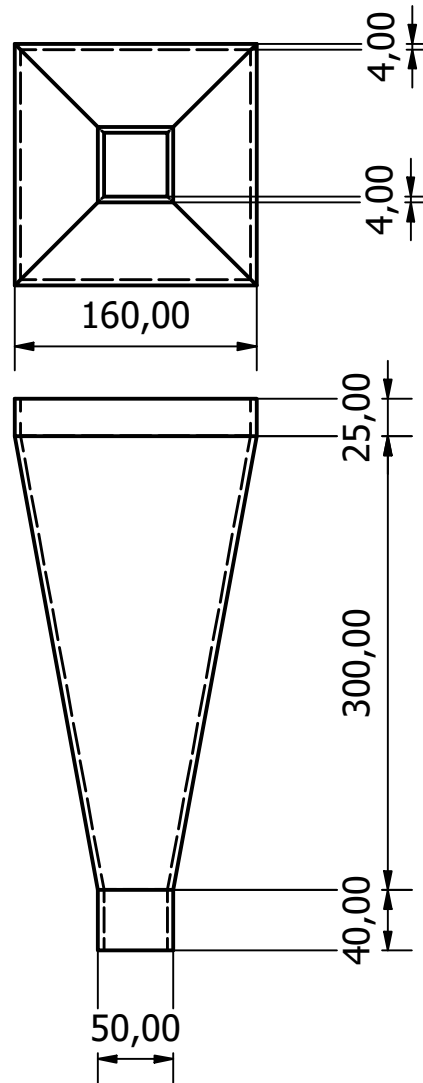
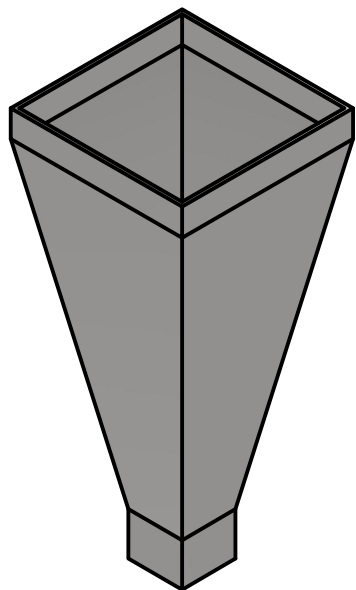
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	1/16/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	0.134 kg
	1 : 1	RUEDA AJUSTE	Nº de Pieza:	
		Materia:	Acero inoxidable	12
				12/19



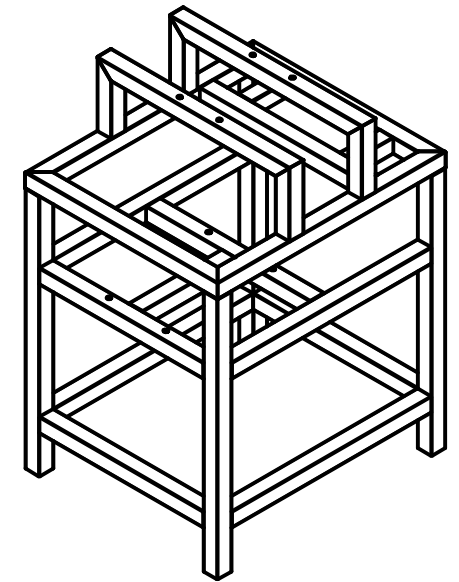
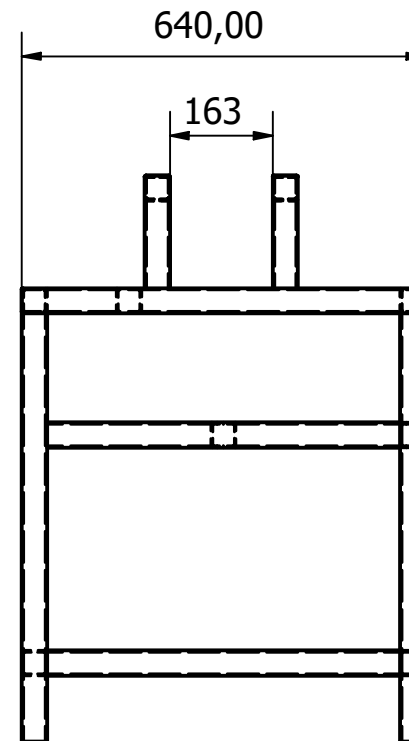
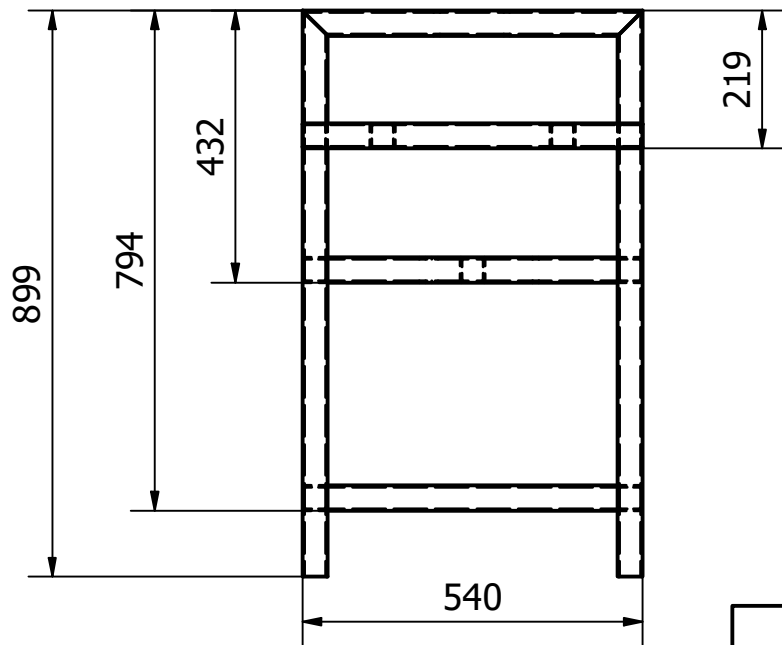
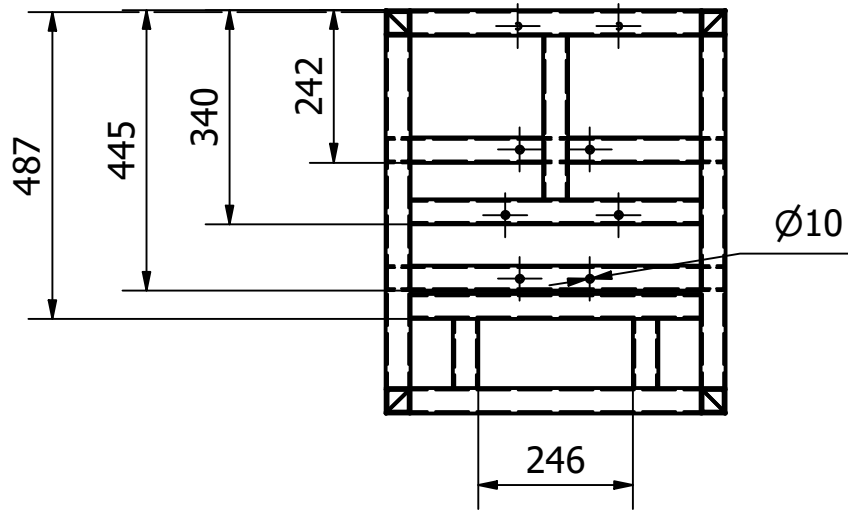
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E y Pedro C.	1/15/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	13/19
	1 : 6	TAPA	4.810 kg	
		Materia:	N° de Pieza:	
		Acero inoxidable	13	



FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	1/18/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	14/19
	1 : 7	DESCARGA	2.171 kg	
		Materia:	N° de Pieza:	
		Acero inoxidable	14	

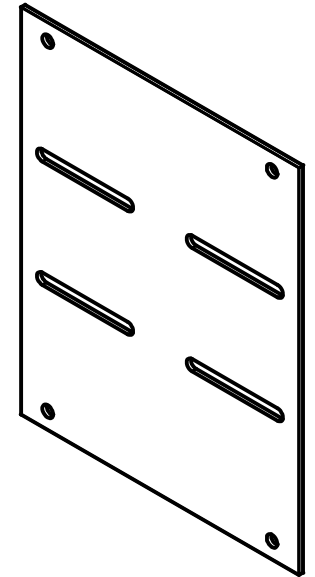
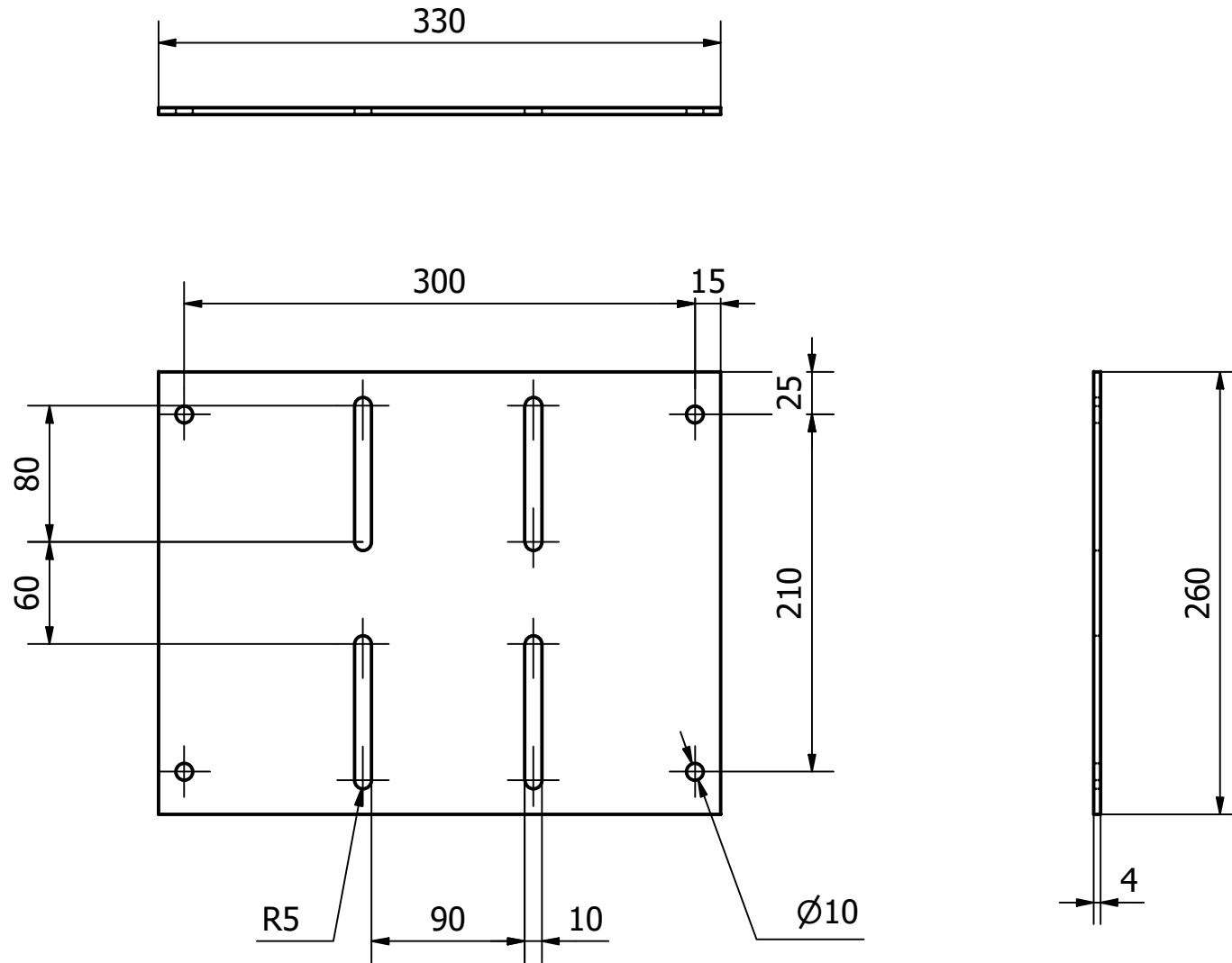


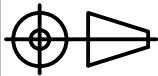
FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	1/15/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	mm	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	15/19
	1 : 5	TOLVA	4.675 kg	
		Materia:	N° de Pieza:	
		Acero inoxidable	15	



Perfil de tubería estructural ASTM A500 grado A cuadrada 40x40x3 mm

FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	15/01/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	Milímetros	Lamina:
	Escala:	Contiene: Estructura	Masa:	40.314Kg
	1:12		Materia: ASTM A500 Grado A	N° de Pieza:
				19/19



FIMCP - ESPOL		Diseñador:	Steven E. y Pedro C.	17/01/2026
Proyecto: Diseño de molino pulverizador para cacao con una capacidad de 150 kg/hora		Revisado:		
		Unidades:	Milímetros	Lamina:
	Escala:	Contiene:	Masa:	18/19
	1:4	Ranura Oblonga	2.574Kg	
		Material:	N° de Pieza:	
		Acero Inoxidable	18	