



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

**FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y RECURSOS
NATURALES NO RENOVABLES**

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TEMA:

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN MODELO DE MOLINO
DE MARTILLOS PARA GRANOS SECOS**

**Tesis de grado previo
a optar por el título de
Ingeniera Electromecánica**

AUTOR:

CLAUDIA CECILIA MONTOYA CHUNCHO

DIRECTOR:

DR. MIGUEL ÁNGEL CARABALLO NÚÑEZ, PHD.

LOJA - ECUADOR

2021

CERTIFICACIÓN

Dr. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PHD
DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en el “**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN MODELO DE MOLINO DE MARTILLOS PARA GRANOS SECOS**”, previa la obtención del título de Ingeniera Electromecánica, realizado por la señorita egresada **Claudia Cecilia Montoya Chuncho**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 13 de marzo del 2020



Firmado electrónicamente por:
**MIGUEL ANGEL
CARABALLO
NUNEZ**

Dr. Miguel Ángel Caraballo Núñez
DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo, **Claudia Cecilia Montoya Chuncho**, declaro ser autora del presente proyecto de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos y acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional-Biblioteca Virtual.

Autor: Claudia Cecilia Montoya Chuncho

Firma:



Firmado electrónicamente por:
**CLAUDIA CECILIA
MONTOYA CHUNCHO**

Cédula: 0706897956

Fecha: 13 de marzo del 2020

CARTA DE AUTORIZACIÓN

Yo, Claudia Cecilia Montoya Chuncho, declaro ser autora de la tesis titulada: “**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN MODELO DE MOLINO DE MARTILLOS PARA GRANOS SECOS**”, como requisito para optar el grado de **Ingeniera Electromecánica**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que, con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, 7 de julio de 2021.

Firma:  Firmado electrónicamente por:
**CLAUDIA CECILIA
MONTOYA CHUNCHO**

Autor: Claudia Cecilia Montoya Chuncho

Cédula: 0706897956

Dirección: Zaruma

Correo electrónico: ccmontoyac@unl.edu.ec

Celular: 0986750104

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director de Tesis: Dr. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD

Tribunal de Grado Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc

Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg. Sc

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc

AGRADECIMIENTO

Lo que ayer fue un sueño, hoy con el pasar de los días se convierte en realidad, quiero expresar mi eterna gratitud principalmente a Dios, por permitirme convertir en una profesional, a mi madre quien desde el primer instante que decidí encaminarme en mis estudios superiores, no dudo en brindarme su apoyo, siendo mi fiel compañera en todo momento. A mi padre que de igual manera brindo su mano para colaborar e impulsarme a seguir adelante, mis hermanos que siempre están a mi lado, para continuar ayudándome en todo mi caminar.

A la Universidad Nacional de Loja, por acogerme y darme la oportunidad de plasmar mis sueños, a todos los docentes quienes fueron una guía constante durante mi formación académica.

A mi director de tesis, por ser un constante guía en la elaboración de este proyecto.

Claudia Montoya

DEDICATORIA

A Dios y a mi familia por darme la oportunidad de lograr ser una profesional.

Con cariño:

Mis padres, hermanos y sobrinos

TABLA DE CONTENIDOS

AUTORÍA.....	III
CARTA DE AUTORIZACIÓN.....	IV
DEDICATORIA.....	VI
AGRADECIMIENTO.....	V
PENSAMIENTO.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ABREVIATURAS.....	XV
1. TÍTULO.....	1
2. RESUMEN.....	2
3. INTRODUCCIÓN.....	4
4. REVISIÓN DE LITERATURA.....	5
4.1. Molienda.....	5
4.1.1. Reducción de tamaño.....	5
4.1.2. Tamaño de partícula.....	6
4.1.3. Molinos.....	7
4.2. Esfuerzo y deformaciones.....	9
4.2.1. Esfuerzo normal (tensión o compresión).....	9
4.2.2. Esfuerzo de corte.....	9
4.2.3. Esfuerzo de flexión.....	10
4.2.4. Esfuerzo de torsión.....	11
4.2.5. Esfuerzo de contacto.....	11
4.3. Diseño de ejes.....	12
4.3.1. Procedimiento para diseño de ejes.....	13

4.3.2. Diseño para sollicitación estática.....	13
4.3.3. Accesorios de sujeción.....	15
4.4. Transmisiones Flexibles.....	16
4.4.1. Bandas trapezoidales.....	16
4.4.2. Selección de una banda trapezoidal V.....	17
5. MATERIALES Y MÉTODOS.....	18
5.1. Materiales.....	18
5.2. Proceso Metodológico para el diseño.....	19
6. RESULTADOS.....	20
6.1. Diseño de los componentes electromecánicos.....	20
6.1.1. Granulometría.....	20
6.1.2. Energía de trituración de los granos.....	20
6.1.3. Capacidad de producción de maíz triturado.....	21
6.1.4. Cálculo y diseño de los martillos.....	23
6.1.5. Fuerzas que actúan sobre los martillos.....	30
6.1.6. Fuerzas de trituración del maíz.....	30
6.1.7. Fuerzas centrífugas de un martillo.....	35
6.1.8. Cálculo del martillo a la tracción.....	35
6.1.9. Cálculo del martillo al esfuerzo de contacto.....	37
6.1.10. Cálculo de los discos de soporte para ejes porta martillos.....	38
6.1.11. Cálculo de los ejes porta martillos.....	45
6.1.12. Cálculo y diseño del eje principal.....	54
6.1.13. Diseño del eje principal.....	68
6.1.14. Cálculo de la transmisión por correa trapezoidal.....	73
6.1.15. Selección del motor eléctrico.....	83

6.1.16. Diseño de la carcasa y sistema de alimentación.....	85
6.1.17. Análisis económico de construcción del molino.....	88
7. DISCUSIÓN.....	93
8. CONCLUSIONES.....	95
9. RECOMENDACIONES.....	96
10. BIBLIOGRAFÍA.....	97
11. ANEXOS.....	99

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Curva esfuerzo-deformación para un alimento sólido.....	5
Figura 2. Fuerza, a) Compresión, b) impacto y c) corte.....	5
Figura 3. Máquina con pila de tamices	6
Figura 4. Tamiz para molino.....	6
Figura 5. Molino de martillos.....	8
Figura 6. Efectos de carga: a) tracción y b) compresión.....	9
Figura 7. Esfuerzo cortante simple es superficies adheridas.....	10
Figura 8. Viga recta en flexión.....	10
Figura 9. Eje en torsión	11
Figura 10. Esfuerzo de contacto entre perno y placa	12
Figura 11. Eje con diferentes tipos de montajes.....	12
Figura 12. Distribución del esfuerzo flexionante en árbol de sección circular	14
Figura 13. Eje con chavetero.....	16
Figura 14. Tipos de chaveteros: a) perfil Recto y b) terminación curva.....	16
Figura 15. Polea para dos bandas	17
Figura 16. Esquema de discos de soporte para ejes porta martillos.....	22
Figura 17. Esquema de distribución de martillos.....	23
Figura 18. Dimensiones preliminares del martillo.....	24
Figura 19. Esquema de ubicación del martillo.....	26
Figura 20. Esquema de distribución de los martillos por cada disco de soporte.....	29
Figura 21. Esquema del martillo y su eje centroidal	31
Figura 22. Momento de inercia del disco de soporte	32
Figura 23. Momento de inercia de eje porta martillos	34
Figura 24. Diseño del martillo	36
Figura 25. Esfuerzo de contacto en el martillo	37

Figura 26. Fuerzas en los discos de separación.....	39
Figura 27. Diagrama de carga vertical para eje porta martillos	39
Figura 28. Diagrama de fuerza cortante para el eje porta martillos	51
Figura 29. Diagrama de momento flector para el eje porta martillos	51
Figura 30. Diseño del eje porta martillos	53
Figura 31. Diagrama de fuerzas externas y diagrama de fuerza equivalente.....	54
Figura 32. Diagrama de cargas sobre el eje principal	55
Figura 33. Diagrama de cargas horizontal en el eje porta martillos.....	56
Figura 34. Diagrama de fuerza cortante para el eje principal	64
Figura 35. Diagrama de momento flector para el eje principal.....	64
Figura 36. Eje principal.....	72
Figura 37. Perfil de la correa.....	74
Figura 38. Polea conductora.....	81
Figura 39. Polea menor	83
Figura 40. Esquema eléctrico del motor trifásico	85
Figura 41. Carcasa Inferior.....	87
Figura 42. Carcasa superior-tolva	87

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Tipos de molino.....	7
Tabla 2. Valores de $6AaLy$ $6AbL$	41
Tabla 3. Valores de fuerza cortante y momento flector en el eje porta martillos.....	50
Tabla 4. Valores de fuerza cortante y momento flector para el eje principal.....	63
Tabla 5. Factores de concentración de tensiones para chavetas.....	67
Tabla 6. Factores de aplicación de carga.....	70
Tabla 7. Factor de corrección $C\gamma$	78
Tabla 8. Factor de corrección CL en función del tipo y longitud de la correa	78
Tabla 9. Costo de materiales	88
Tabla 10. Costo de mano de obra.....	89
Tabla 11. Costo de uso de equipos y herramientas	90
Tabla 12. Costos indirectos	91
Tabla 13. Costo total	91

SIMBOLOGÍA

m	Metro
cm	Centímetro
mm	Milímetro
m ²	Metro cuadrado
m ³	Metro cúbico
m/s	Metro por segundo
m/s ²	Metro por segundo cuadrado
kg	Kilogramo
kg m ²	Kilogramo metro cuadrado
kg/m ³	Kilogramo por metro cúbico
N	Newton
kN	Kilonewton
N m	Newton metro
N mm	Newton milímetro
J	Joule
Pa	Pascal
MPa	Mega pascal
w	Vatio
kW	Kilovatio
rpm	Revoluciones por minuto

ABREVIATURAS

t_m	Tamaño medio de grano triturado o gránulos
m	Masa del martillo metálico
\bar{h}	Altura media de caída
m_g	Masa media de un grano de maíz
L_m	Longitud media del grano
A_m	Ancho medio del grano
E_g	Energía de trituración del maíz
NI	Número de impactos o granos por cada revolución
NME	Números de martillos por eje
V_m	Velocidad tangencial del martillo al vacío o sin carga
m_m	Masa del martillo
V	Volumen del martillo
r_g	Radio de giro del martillo
r_1	Radio de rotación de los ejes porta martillos
V_2	Velocidad tangencial del martillo con carga
α	Aceleración angular
θ	Desplazamiento angular
ρ	Densidad del acero ⁶
ω	Velocidad de rotación del martillo
ω_2	Velocidad angular con carga
σ_F	Límite de fluencia
σ_{AD}	Esfuerzo admisible
σ_T	Esfuerzo de tracción
C_s	Coefficiente de fluctuación del volante de inercia

V_{med}	Velocidad tangencial media del volante
F_t	Fuerza de trituración del maíz
F_c	Fuerza centrífuga del martillo
T	Torque o momento torsor
I	Momento de inercia
I_m	Momento de inercia de los martillos
I_{ds}	Momento de inercia de los discos de soporte
I_{ep}	Momento de inercia de los ejes porta martillos
d	Distancia de los ejes paralelos
m_d	Masa del disco porta martillos
r_d	Radio del disco porta martillos
V_d	Volumen del disco porta martillos
r_e	Radio del eje porta martillos
L_e	Longitud del eje porta martillos
m_e	Masa del eje porta martillos
F_{t1}	Fuerza de trituración de cada martillo
A_c	Área de contacto
C_L	Factor de corrección en función del tipo y correa
k_f	Factor de concentración de tensiones

1. TÍTULO

CÁLCULO Y DISEÑO DE UN MODELO DE MOLINO DE MARTILLOS PARA GRANOS SECOS

2. RESUMEN

En el presente trabajo de titulación se desarrolla el diseño de un molino de martillos para granos secos, específicamente orientado a la trituración de maíz seco a tamaños que oscilan entre 1 a 3 mm, en promedio, que es el tamaño de comercialización del maíz destinado para alimentación de aves o para usarlo como ingrediente en la preparación de alimentos balanceado.

Se detalla el proceso metodológico desarrollado para identificar los parámetros básicos para el dimensionamiento inicial del molino de martillos, con base a las fuerzas externas que debe desarrollar la máquina y los requerimientos de producción y posteriormente se detallan de manera prolija y exhaustiva los métodos científicos para el cálculo, diseño y selección de los principales componentes electromecánicos.

A continuación de los cálculos y selección de los elementos principales del molino, se realiza el correspondiente análisis de los elementos calculados, los cuales permiten derivar el proceso, en las correspondientes conclusiones y recomendaciones.

En los anexos se presentan los diseños gráficos de los elementos mecánicos del molino.

SUMARY

In the present titration work, the design of a hammer mill for dry grains is developed, specifically oriented to the crushing of dry corn to sizes that range between 1 to 3 mm, on average, which is the commercialization size of the corn destined for poultry feed or for use as an ingredient in the preparation of balanced feed.

The methodological process developed to identify the basic parameters for the initial sizing of the hammer mill is detailed, based on the external forces that the machine must develop and the production requirements, and subsequently the scientific methods for the calculation, design and selection of the main electromechanical components.

Following the calculations and selection of the main elements of the mill, the corresponding analysis of the calculated elements is carried out, which allow to derive the process, in the corresponding conclusions and recommendations.

In the annexes the graphic designs of the mechanical elements of the mill are presented.

3. INTRODUCCIÓN

La finalidad del presente trabajo de titulación se orienta a lograr el diseño de un molino de martillos para trituración de granos secos, que preste utilidad al pequeño agricultor o productor de la provincia de Loja y el país, en el trabajo primario previo a la industrialización y/o comercialización de la materia prima (granos secos) proveniente de su producción.

Inicialmente se presenta como está constituido el proceso de molienda, mediante los parámetros y diferentes tipos de molinos empleados para la reducción del tamaño de los alimentos, posteriormente se hace énfasis al molino de martillos, su funcionamiento, características y mediante los procedimientos científico-tecnológicos del diseño electromecánico, se busca lograr un diseño de molino, que cumpla de manera satisfactoria su proceso de funcionamiento.

El molino de martillos a diseñarse, por su tamaño y propia configuración de sus componentes, requerirá solo de mantenimiento básico, el accionamiento del molino será mediante el empleo de un motor eléctrico trifásico, con un consumo moderado de energía eléctrica, lo cual unido a su estructura compacta, facilitará su instalación en espacios reducidos, de manera que su operación sea segura, confiable, económica y sobre todo competitiva en lo técnico y económico, con máquinas similares de tipo industrial, que se comercializan en nuestro país.

Para el cumplimiento de lo anterior, los objetivos a cumplirse son:

Objetivo General

Realizar un modelo de molino de martillos para granos secos, principalmente maíz, para su aplicación en las pequeñas empresas molineras de la Región Sur del Ecuador.

Objetivos Específicos

1. Seleccionar el tipo de molino de martillos más adecuado para la molienda de maíz, con base en los requerimientos energéticos requeridos para la trituración de granos secos de diferentes variedades y determinar sus parámetros de dimensionamiento y diseño.
2. Calcular y diseñar los principales elementos del molino de martillos.
3. Efectuar el análisis económico del diseño propuesto del molino de martillos.

4. REVISIÓN DE LITERATURA

4.1. Molienda

Es una operación unitaria que, a pesar de implicar sólo una transformación física de la materia sin alterar su naturaleza, es de suma importancia en diversos procesos industriales, reduce el volumen promedio de las partículas de una muestra sólida, esta reducción se lleva a cabo dividiendo o fraccionando la muestra por medios mecánicos hasta el tamaño deseado.

4.1.1. Reducción de tamaño

Durante la reducción de tamaño, las partículas del alimento se someten a un esfuerzo (por la aplicación de las fuerzas mecánicas) y se crea una tensión interna que provoca distorsión y deformación de las partículas.

Cuando el esfuerzo en una determinada zona supera los límites del “esfuerzo elástico”, el alimento experimenta deformación permanente, se rompe en fragmentos generándose nuevas superficies liberando la energía acumulada en forma de sonido y calor.

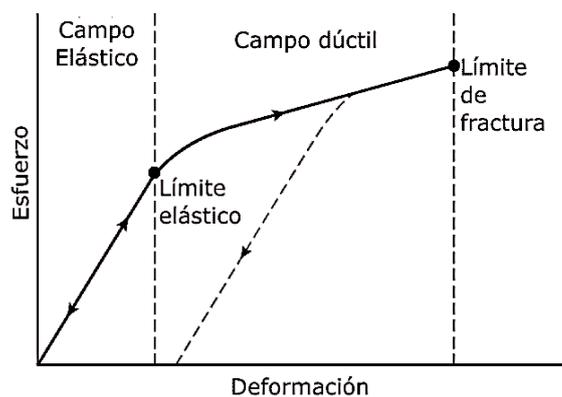


Figura 1. Curva esfuerzo-deformación para un alimento sólido. Fuente: (Contento, 2015)

Para la reducción de tamaño de los sólidos se pueden emplear tres tipos de fuerza: compresión, impacto y corte.

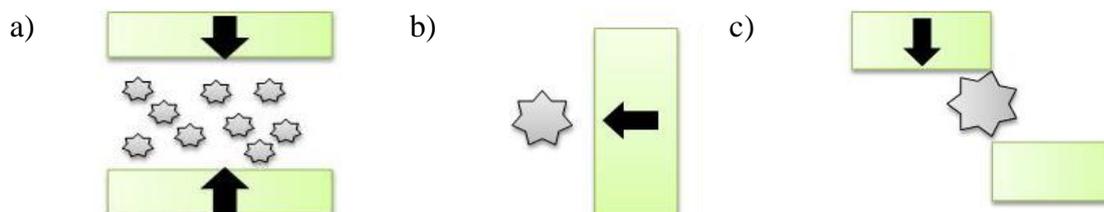


Figura 2. Fuerza: a) Compresión, b) impacto y c) corte. Fuente: (Irazabal, 2018)

4.1.2. Tamaño de partícula

El método estándar para el análisis de tamaño de partícula mediante tamizado es publicado por la Sociedad Americana de Ingenieros Agrícolas y Biólogos (ASABE), esta sociedad específica una norma (ANSI/ASAE S319.3 2003), con el propósito de establecer un procedimiento, el cual implica el paso del alimento o de los ingredientes a través de una serie de 14 mallas (tamizadores) con diámetros progresivamente menores durante 10 minutos. Los resultados son reportados como la medida del Promedio Geométrico del Diámetro (GDM) y la medida la uniformidad del tamaño de las partículas (Estándar de desviación o coeficiente de variación [CV]). El alimento fabricado apropiadamente debe tener un CV de menos de 10%.

Las empresas avícolas, utilizan esta norma, para comercializar el tamaño adecuado para el alimento de aves, para la evaluación de las partículas de alimento, cada empresa tiene un tamiz que determina la distribución de las partículas del alimento triturado. (Steinhart, 2012)



Figura 3. Máquina con pila de tamices. Fuente: (Steinhart, 2012)



Figura 4. Criba para molino. Fuente: (Steinhart, 2012)

4.1.3. Molinos

Son máquinas que se utilizan mucho en el área agrícola, con el objetivo principal, de triturar, a

continuación, presentamos los diferentes tipos de molinos con sus parámetros principales.

Tabla 1

Tipos de molino

Tipos de molino	Fuerza	Variables	Característica	Elementos molientes	Aplicación
Martillos	Impacto Cizalla	Velocidad de operación. Número de martillos. Velocidad de alimentación. Tamaño de grano y criba.	Uso general Plato de ruptura Control de humedad para evitar aglomeraciones.	Martillos: Fijos Colgantes	Sólidos cristalinos duros Productos fibrosos
Discos	Cizalla	Separación entre los discos. Velocidad de alimentación. Mayor fuerza de cizallamiento.	Regular fácilmente diferencias de presión. Poco polvo durante la operación.	Discos de: Cizallas Estirados Dientes	Productos blandos cristalinos.
Rodillos	Compresión Cizalla	Velocidad de rotación de los rodillos. Velocidad de alimentación. Distancia de separación entre rodillos.	Dos o más rodillos de acero, giran uno hacia otro.	Lisos Estriados Corrugados	Molienda fina. Molienda intermedia.
Bolas	Impacto Cizalla Centrífuga	Velocidad de operación. Tiempo de molienda. Velocidad de alimentación.	Molino giratorio, vibratorio.	Bolas de acero. Bolas de cerámica.	Molienda fina y ultrafina, para alimentos duros y abrasivos.

Fuente: (Elsa Gutierrez Cortez, 2017)

De los distintos tipos de molinos descritos anteriormente, se hace énfasis en el molino de martillos, ya que nuestro estudio se basa solo en su diseño.

4.1.3.1. Molino de martillos

Se basa en el mecanismo de compresión del material entre dos cuerpos. Entre más rápida sea la fuerza de aplicación más rápido ocurre la fractura por el aumento de la energía cinética concentrando la fuerza de fragmentación en un solo punto produciendo partículas que se fracturan rápidamente hasta el límite.

Consiste de un rotor horizontal o vertical unido a martillos fijos o pivotantes encajados en una carcasa. En la parte inferior están dotados de un tamiz fijo o intercambiable. Puede operar a más de 1000 rpm haciendo que casi todos los materiales se comporten como frágiles. (Nogués)

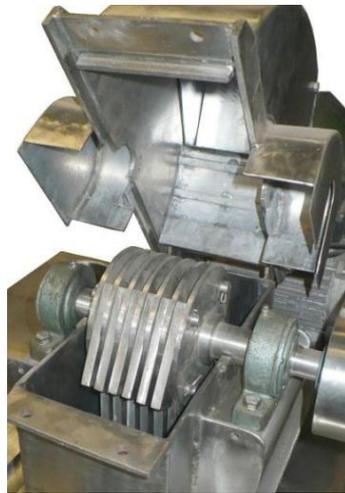


Figura 5. Molino de martillos. Fuente: (Hy-Line, 2016)

En algunos molinos el tamiz cubre toda la carcasa y la alimentación se hace paralela al eje, estos molinos son fáciles de limpiar y operar, además permiten cambiar sus tamices, y operan en un sistema cerrado reduciendo el riesgo de explosión y contaminación cruzada.

Este tipo de molino es ampliamente usado ya que presenta:

- Alta reducción de tamaño de partícula
- Flexibilidad en el tamaño a moler
- Simplicidad en su diseño

Aunque el principal impacto es el ocasionado entre el martillo y la partícula, existen otros impactos dentro de la cámara que también generan fractura: impacto partícula-partícula e impacto partícula-malla.

Los resultados obtenidos en la molienda de martillos están condicionados por una serie de variables.

Variables de diseño

Sobre la influencia de las variables relacionadas con el diseño y la disposición de los elementos constructivos se puede destacar:

- Eje horizontal o vertical
- Velocidad de la punta del martillo
- Forma de la malla
- Boca de alimentación.
- Número y diseño de los martillos

(Nogués, 2016)

4.2. Esfuerzo y deformaciones

4.2.1. Esfuerzo normal (tensión o compresión)

Debe considerarse el sentido de la fuerza aplicada P, ya que si la fuerza hace que el cilindro se estire o se tense (Fig. 6) se llama esfuerzo de tensión (tracción) y si se invierte en sentido de la fuerza, se llama esfuerzo de compresión.



Figura 6. Efectos de carga: a) tracción y b) compresión. Fuente: (Díaz de León, 2018)

El esfuerzo normal se calcula mediante:

$$\sigma = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}} = \frac{P}{A} \quad \text{Ecuación 1}$$

4.2.2. Esfuerzo de corte

El esfuerzo de corte o cizalladura considera un área paralela o tangencial a la dirección de la fuerza aplicada, y aparece siempre que las fuerzas aplicadas obliguen a una sección del material que va a desplazarse o deslizarse sobre la sección adyacente (Fig. 7).

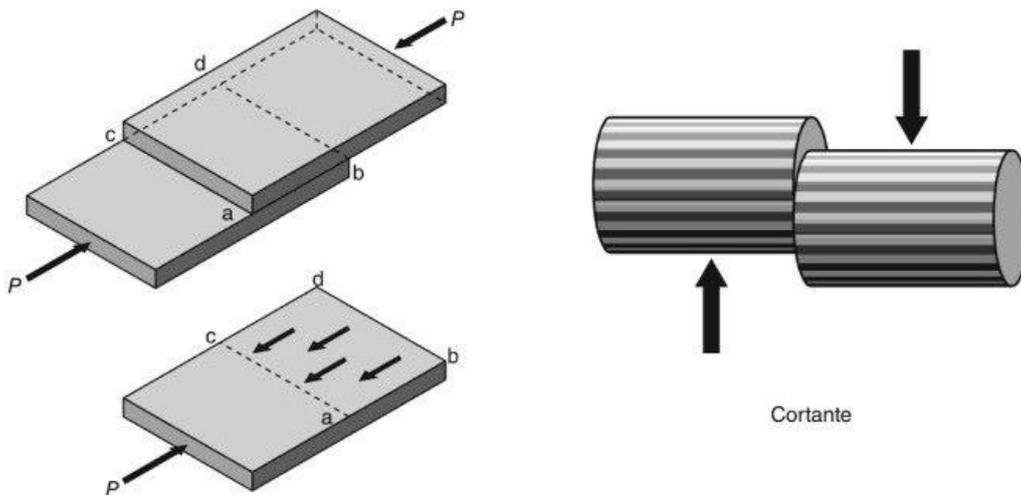


Figura 7. Esfuerzo cortante simple en superficies adheridas. Fuente: (Díaz de León, 2018)

Por consiguiente, el esfuerzo cortante directo se calcula de la manera descrita a continuación:

$$\tau = \frac{P}{A_s} \quad \text{Ecuación 2}$$

4.2.3. Esfuerzo de flexión

Se representa una porción de una viga recta sometida al momento flexionante positivo, M mostrado por la flecha curva que representa la acción física del momento junto con una flecha recta que indica el vector momento.

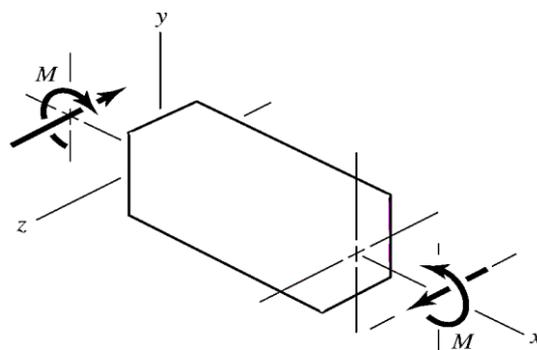


Figura 8. Viga recta en flexión. Fuente: (Shigley, 2014)

La magnitud máxima del esfuerzo en flexión está dada por:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ecuación 3}$$

Dónde:

M = Momento flector

c = Distancia

I = Momento de inercia

4.2.4. Esfuerzo de torsión

Al momento que tiende a torcer una barra alrededor de su propio eje, se llama momento de torsión o simplemente par. El mismo sistema de fuerza puede causar flexión en un miembro de una máquina y momento de torsión en otro. (Shigley, 2014)

Se escribe de la siguiente manera la relación esfuerzo-par:

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad \text{Ecuación 4}$$

Dónde:

T = Momento torsor

c = Distancia

J = Momento polar de inercia

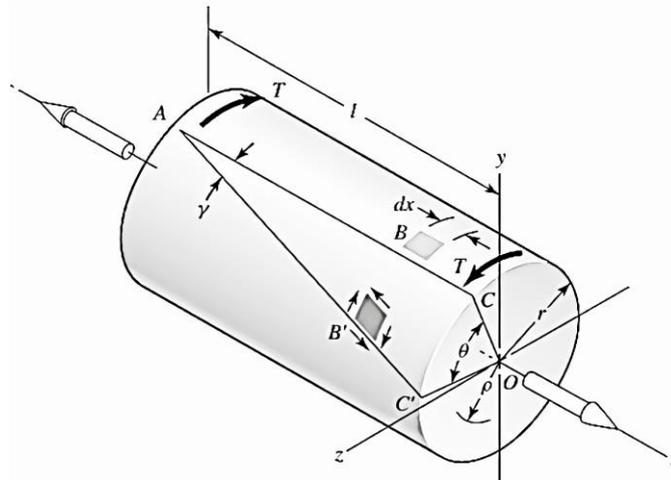


Figura 9. Eje en torsión. Fuente: (Shigley, 2014)

4.2.5. Esfuerzo de contacto

Este tipo de esfuerzo ocurre cuando es soportado por otro; es el esfuerzo de compresión desarrollado entre dos cuerpos en su superficie de contacto.

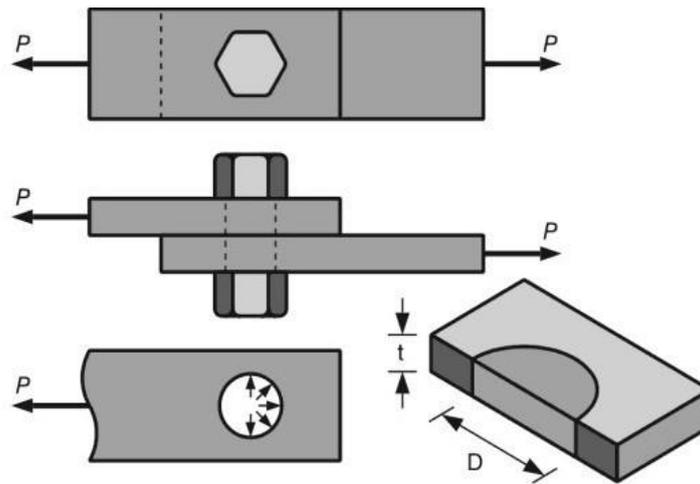


Figura 10. Esfuerzo de contacto entre perno y placa. Fuente: (Díaz de León, 2018)

$$\sigma_p = \frac{P}{A} = \frac{P}{d \times t} \quad \text{Ecuación 5}$$

Dónde:

σ_p = Esfuerzo de contacto

d = Diámetro

t = espesor

4.3. Diseño de ejes

Un eje, es un elemento de máquinas generalmente rotatorias y a veces estacionario que tiene sección normalmente circular de dimensiones menores a la longitud del mismo. Tiene montados sobre sí, elementos que transmiten energía o movimiento, tales como poleas (con cojinetes o cadenas), engranajes, levas, volantes, etc. En la siguiente figura se puede apreciar un eje con diferentes tipos de montajes, como los mencionados anteriormente.

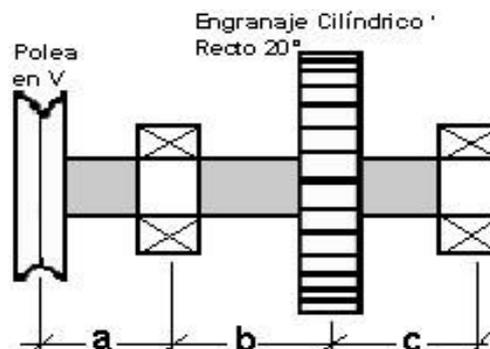


Figura 11. Eje con diferentes tipos de montajes. Fuente: (Hamrock, 2014)

4.3.1. Procedimiento para diseño de ejes

Un procedimiento general para el cálculo y diseño de ejes se puede establecer en las siguientes etapas:

1. Desarrollar un diagrama de cuerpo libre, reemplazando los diversos dispositivos por sus correspondientes acciones o solicitaciones, de manera de obtener un sistema estático equivalente.
2. Evaluar los momentos flectores, torsores, esfuerzos de corte y esfuerzos axiales en el tramo completo del eje.
3. Seleccionar las secciones más conflictivas y de ellas los puntos más conflictivos. Esta tarea está asociada a la determinación de factores de concentración de tensiones debidos a entallas geométricas y otros factores.
4. Evaluar los estados tensionales en los puntos conflictivos.
5. Seleccionar el criterio o teoría de falla estática o dinámica en función del tipo de material (frágil o dúctil) y tipo de rotura estimada (fatiga, etc.)
6. Evaluar la seguridad de los puntos conflictivos.
7. Efectuar un replanteo en términos de diámetro y configuraciones geométricas o material en tanto que los resultados obtenidos no satisfagan las condiciones de diseño.

4.3.2. Diseño para sollicitación estática

Los ejes en los cuales actúan esfuerzos, de tal forma que producen flexión y torsión combinadas. Entonces, como ambos esfuerzos actúan en el mismo lugar, habrá que determinar su efecto combinado. El método de análisis que se utilizará se llama teoría de falla por esfuerzo cortante máximo. (Mott R., 2015)

4.3.2.1. Teoría de falla por esfuerzo cortante máximo

Cuando ocurre un esfuerzo de tensión o compresión provocado por flexión en el mismo lugar donde ocurre un esfuerzo cortante, las dos clases de esfuerzo se combinan para producir un esfuerzo cortante mayor. El esfuerzo máximo se calcula con:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \leq \tau_{AD} \quad (\text{Mott R. , 2015}) \quad \text{Ecuación 6}$$

Dónde:

τ_{AD} = Esfuerzo cortante máximo permisible o admisible.

σ = Esfuerzo de flexión.

τ = Esfuerzo de torsión.

4.3.2.2. Par de torsión equivalente

La ecuación 6, se puede expresar de una forma simplificada en el caso particular de un árbol de sección circular, sometido a flexión y torsión. Evaluando el esfuerzo flexionante por separado, el esfuerzo de tensión o compresión máximo será:

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad (\text{Mott R. , 2015}) \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde:

$$S = \frac{\pi d^3}{32} = \text{módulo de sección}$$

d = Diámetro del árbol

M = Momento flexionante en la sección

El esfuerzo máximo producido por flexión ocurre en la superficie externa del árbol de sección circular, como se muestra en siguiente figura.

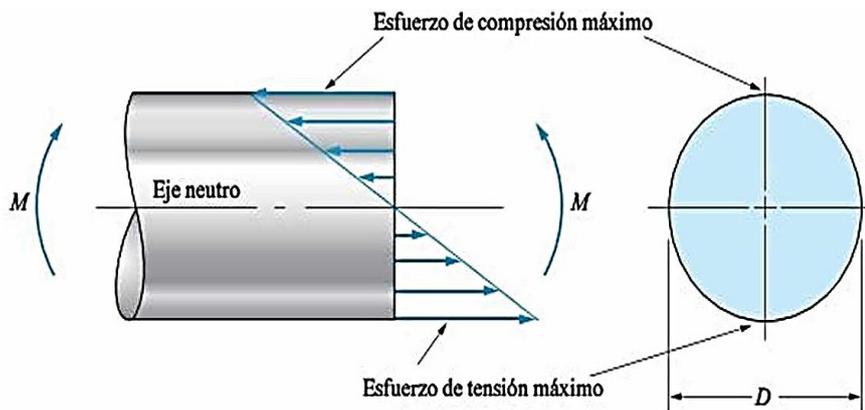


Figura 12. Distribución del esfuerzo flexionante en árbol de sección circular. Fuente: (Mott R. , 2015)

Ahora si se considera el esfuerzo cortante torsional por separado, tenemos:

$$\tau = \frac{T}{Z_p} \quad (\text{Mott R. , 2015}) \quad \text{Ecuación 8}$$

Donde:

$$Z_p = \frac{\pi D^3}{16} = \text{módulo de sección polar}$$

T = Par de torsión en la sección

Ahora utilizamos la ecuación 7 y 8, para obtener una expresión para el esfuerzo combinado en función del momento flexionante M, el par de torsión T y el diámetro d.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{M}{2S}\right)^2 + \left(\frac{T}{Z_p}\right)^2} \leq \tau_{AD} \quad (\text{Mott R. , 2015}) \quad \text{Ecuación 9}$$

Observe que, de acuerdo con las definiciones de S y Zp dadas con anterioridad:

$$2S = Z_p$$

Entonces, la utilizando la ecuación 9, se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{1}{Z_p} \sqrt{(M)^2 + (T)^2} \leq \tau_{AD}$$

Dónde:

$$\tau_e = \sqrt{(M)^2 + (T)^2} \quad (\text{Mott R. , 2015}) \quad \text{Ecuación 10}$$

τ_e , es el Par de torsión equivalente

Finalmente, el esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \frac{\tau_e}{Z_p} \leq \tau_{AD} \quad (\text{Mott R. , 2015}) \quad \text{Ecuación 11}$$

En el diseño de árboles de sección circular, sometidos a flexión y torsión, un esfuerzo de diseño puede especificarse dando el esfuerzo máximo admisible.

$$\tau_{AD} = \frac{\sigma_{AD}}{N} \quad (\text{Mott R. , 2015}) \quad \text{Ecuación 12}$$

4.3.3. Accesorios de sujeción

Los elementos transmisores de potencia por lo general transmiten un par de torsión hacia y desde los ejes por medio de chavetas insertadas en los chaveteros. Las chavetas pueden tener una gran variedad de forma y diseños según el tipo de aplicación. (Mott R. , 2015)

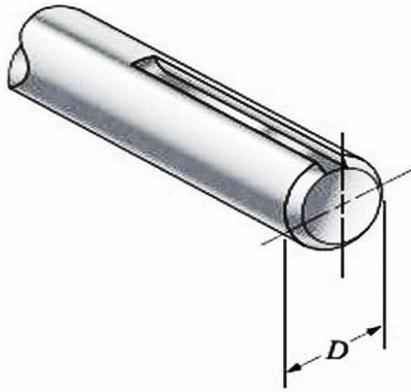


Figura 13. Eje con chavetero Fuente: (Mott R. , 2015)



Figura 14. Tipos de chaveteros: a) perfil Recto y b) terminación curva. Fuente: (Mott R. , 2015)

4.4. Transmisiones Flexibles

Son elementos de máquinas de amplio uso para la transmisión de potencia, usados generalmente cuando existe una distancia relativamente grande entre los ejes a conectar.

4.4.1. Bandas trapezoidales

Posee una sección de tipo trapezoidal de manera que la transmisión de potencia entre las poleas de dos o más árboles, se realiza mediante rozamiento entre las superficies correa-polea. La polea utilizada en las transmisiones por correa trapezoidal posee una acanaladura en forma de V donde va alojada la correa. Debido a esta forma, cuando los ramales de la correa están tensos, ésta tiende a clavarse en la polea de manera que la fuerza normal y de rozamiento conseguida en las caras laterales es muy elevada. Gracias a esto, las correas trapezoidales pueden transmitir mucho mayor par sin que se produzca deslizamiento. (Díaz del Castillo, 2011)



Figura 15. Polea para dos bandas. Fuente: (Mecafenix, 2021)

4.4.2. Selección de una banda trapezoidal V

Las compañías fabricantes de bandas proporcionan manuales para la adecuada selección y uso de sus propiedades, pero algunas consideraciones importantes a tomar en cuenta son:

1. Potencia nominal.
2. Potencia de diseño, es la que se utiliza para la selección de la banda.
3. Relación de transmisión es la relación que existe entre la velocidad de la polea conducida, pero también una relación entre diámetros.
4. Diámetro de paso, se trata de un diámetro intermedio sobre el cual teóricamente se realiza la transmisión.

5. MATERIALES Y MÉTODOS

5.1. Materiales

Para efectuar la presente investigación se procedió a utilizar los siguientes recursos:

5.1.1. Recursos tecnológicos

- Laptop
- Paquete Microsoft Office (Excel, Word)
- Software de diseño (AutoCAD- Cade SIMU-SolidWorks)

5.1.2. Recursos humanos

- Asesor de Tesis
- Asesores externos

5.1.3. Recursos Bibliográficos

- Libros relacionados con mecánica de sólidos deformables, diseño de máquinas y elementos de máquinas.
- Catálogos de materiales, rodamientos, motores eléctricos,
- Sitios web

5.2. Proceso Metodológico para el diseño

De conformidad con el objetivo específico 1, a continuación, se procede a determinar los parámetros de diseño de un molino de martillos para triturar granos secos de maíz para su posterior comercialización, ya sea como alimento de aves de corral o como ingrediente para la preparación de alimentos balanceados.

El proceso se desarrollará de conformidad a las siguientes etapas:

- 1) Mediante investigación, se determinará la granulometría requerida del grano triturado de maíz, óptimo para preparación de balanceado o como alimento de aves de corral.
- 2) Posteriormente mediante un ensayo de ruptura se determinará la energía necesaria para triturar el grano y para alcanzar la granulometría requerida.

- 3) Con lo anterior, se procede a estimar la capacidad de producción, la velocidad de rotación del molino y el número necesario de martillos.
- 4) Finalmente, se procede al cálculo, dimensionamiento y/o selección de los principales elementos constitutivos del molino en el siguiente orden: cálculo y diseño de los martillos; cálculo y diseño de los soportes para ejes porta martillos; cálculo y diseño de los ejes porta martillos; cálculo y diseño de eje principal; cálculo y selección de chavetas, chavetero y rodamientos; cálculo de la transmisión por correa trapecial y dimensionamiento de poleas; selección del motor eléctrico; diseño de carcasa y sistema de alimentación; análisis del posible costo de construcción del molino.

6. RESULTADOS

6.1. Diseño de los componentes electromecánicos

6.1.1. Granulometría

El primer elemento a considerar, es el tamaño del grano de maíz triturado que se requiere para alimentar a las aves o para preparar el balanceado, concordancia con el tamaño medio de los gránulos propuesta por la Empresa Engormix, que aplicando el procedimiento especificado por la norma (ANSI/ASAE S319.3 2003), recomiendan que la granulometría para alimentación primaria y terminal de aves es de 1 a 3mm.

En base al tamaño recomendado se estima:

$$t_m = 1 - 3 \text{ mm}$$

Dónde:

t_m : Tamaño medio del grano triturado o gránulos

6.1.2. Energía de trituración de los granos

Para calcular la energía de trituración de los granos de maíz seco (o la fuerza de ruptura) se realizó el siguiente experimento:

Utilizando una masa metálica como martillo, se procedió a dejar caer desde varias alturas (Anexo 1), cuidadosamente medidas, sobre un grano entero de maíz seco, que reposaba sobre una superficie metálica (yunque).

La finalidad era establecer la altura adecuada, que debía alcanzar la masa metálica para romper el grano de maíz hasta dejarlo del tamaño entre 1 – 3 mm y así determinar la energía potencial gravitacional de trituración del maíz.

Adicionalmente, se determinó la masa media de un grano de maíz (Anexo 2), m_g y el tamaño de los granos. se logró establecer una altura pertinente de caída de la masa metálica para obtener gránulos de dimensiones requeridas.

Los datos son:

$m = 1.825 \text{ kg}$, masa del martillo metálico

$m_g = 3.2 \times 10^{-4} \text{ kg}$, masa media de un grano de maíz

$A_m = 4 \text{ mm}$, ancho medio del grano

$L_m = 13 \text{ mm}$, longitud media del grano

$\bar{h} = 0.15$ m, altura promedio de caída de la masa

$H = 12.6\%$, humedad (Anexo 2)

$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$, gravedad

$$E_g = m \times g \times \bar{h} \quad (\text{Gere, 2015}) \quad \text{Ecuación 13}$$

$$E_g = 1.825 \text{ kg} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 0.15 \text{ m}$$

$$E_g = 2.69 \text{ J}$$

6.1.3. Capacidad de producción de maíz triturado

Para el presente trabajo, la capacidad de trituración se establece en aproximadamente 1000 kg de maíz seco por hora, lo cual es equivalente a 22 quintales de maíz seco por hora, valor que guarda correspondencia con una pequeña planta de molienda de maíz de la localidad, la cual, según se ha consultado mediante investigación de campo a los propietarios de moliendas, es de unos 20 quintales por hora de maíz seco desgranado; la granulometría a obtenerse es la especificada de 1-3 mm, de tamaño medio, con una humedad de 12.6%.

Con el valor de producción y considerando la masa de un grano de maíz, medido en:

$$m_g = 3.2 \times 10^{-4} \text{ kg}$$

Se puede estimar el número de granos que se deberá triturar por minuto, para alcanzar la capacidad propuesta, de la siguiente manera:

$$1000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ grano}}{3.2 \times 10^{-4} \text{ kg}} \times \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 52083.33 \frac{\text{granos}}{\text{min}}$$

Es decir el molino de martillos a diseñarse, deberá cubrir esa demanda de trituración de granos por cada minuto de su trabajo con la granulometría especificada, para ello, será necesario suministrarle la energía requerida para realizar el trabajo de trituración del maíz y la necesaria para vencer la inercia de sus partes móviles (principalmente ejes y martillos, etc.) que serán metálicas, preferentemente por facilidad de adquisición y costo, el elemento motriz será un motor eléctrico, para la selección del cual, será necesario calcular su potencia, torque y velocidad de rotación de manera precisa.

Para evitar la aparición de elevadas fuerzas centrífugas de inercia, ocasionadas por las masas metálicas en rotación y prevenir daños en la estructura de la máquina, así como disminuir al máximo las vibraciones mecánicas, se limita la velocidad de rotación al valor de:

$$\omega = 1500 \text{ rpm} \times \frac{2\pi}{60}$$

$$\omega = 157.1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Dónde:

ω = velocidad de rotación del martillo, rpm

Ahora bien, dividiendo el número de granos por minuto que se requiere triturar para la velocidad de rotación elegida para la máquina, se obtiene el número de impactos (o de granos) que se efectuarán por cada revolución para fracturar el material.

$$NI = \frac{52083.33 \frac{\text{granos}}{\text{min}}}{1500 \text{ rpm}}$$

$$NI = 34.7$$

Dónde:

NI = número de impactos (granos) por cada revolución

Asumiendo que cada impacto deberá ser producido por un martillo, se requieren entonces ubicar 35 martillos en la máquina, por tanto, NI es también el número de martillos.

Para prevenir vibraciones, se elige ubicar discos circulares para soporte de los ejes portamartillos, donde se ubicarán 4 ejes portamartillos espaciados a 90° entre sí, en consecuencia, cada disco de soporte tendrá cuatro ejes de rotación de los martillos, como se ilustra a continuación:

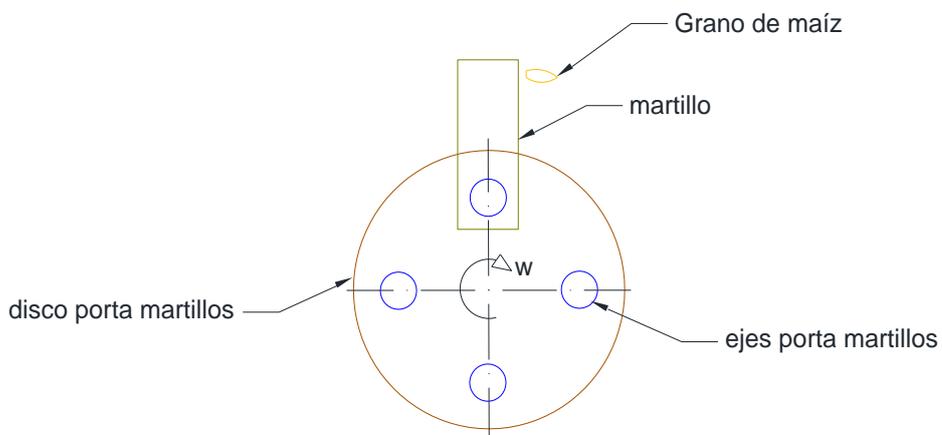


Figura 16. Esquema de discos de soporte para ejes portamartillos. Fuente: (Autora)

Si se divide el número de martillos para cuatro, se obtiene el número de discos que se colocarán en cada eje.

$$NME = \frac{NI}{4}$$

$$NME = \frac{35}{4}$$

$$NME = 8.75$$

Dónde:

NME = número de martillos por ejes

En consecuencia, el número de martillos por eje será:

$$NME = 9$$

Con el objeto de disminuir la flexión en los ejes porta martillos y para distribuir racionalmente los martillos en cada eje, se ubicarán 4 discos de soporte y 3 martillos entre cada disco; los martillos llevarán arandelas de separación entre ellos, cuyo espesor, en lo posible será igual al espesor de los discos.

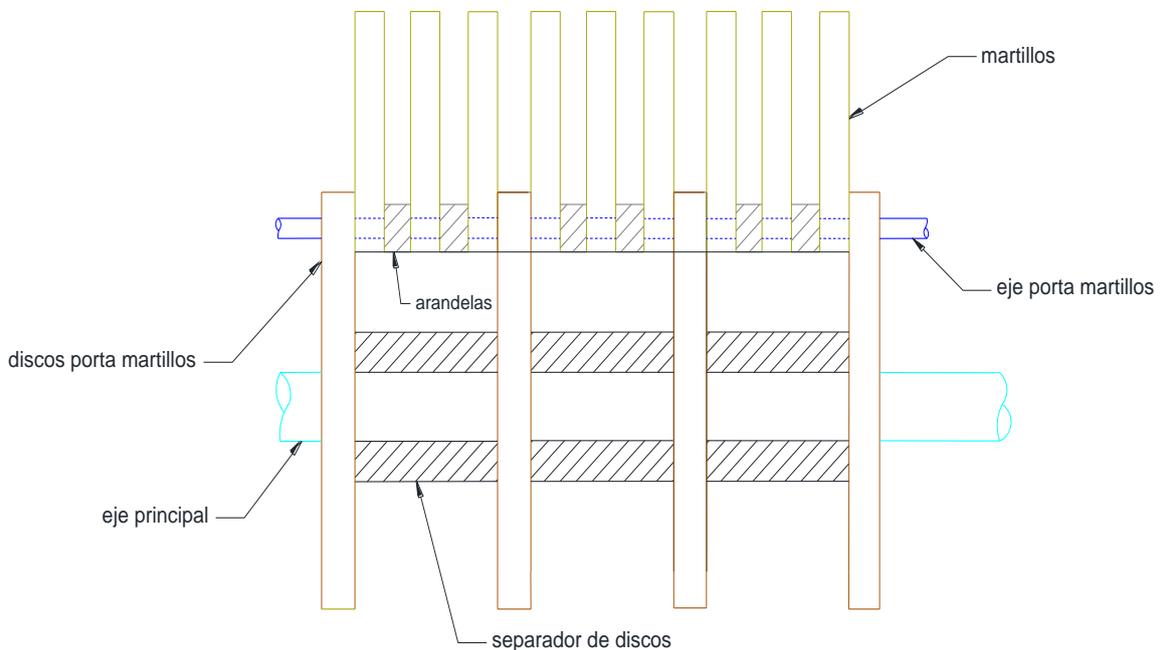


Figura 17. Esquema de distribución de martillos. Fuente: (Autora)

6.1.4. Cálculo y diseño de los martillos

Para estimar las dimensiones y resistencia de los martillos, se establecen las siguientes hipótesis

de trabajo.

1. La energía de ruptura del maíz, es igual al valor encontrado para triturar el maíz según la ecuación (13) mediante el ensayo experimental ya descrito, es decir:

$$E_g = 2.69 \text{ J}$$

2. Esa energía, deberá ser proporcionada por la masa del martillo, la cual debe alcanzar la velocidad suficiente a efecto de alcanzar los 2.69 J para romper el grano de maíz.
3. La parte del cuerpo del martillo que golpeará al grano de maíz, deberá alcanzar la velocidad requerida para que, al multiplicarse por la masa, proporcione la energía de ruptura de 2.9 J.
4. La parte del martillo que golpeará al grano de maíz, será la más alejada de su centro de rotación, es decir el extremo punta del martillo.
5. El espesor del martillo será en base, a que pueda contener el ancho del grano de maíz.

De conformidad con las hipótesis anteriores se puede escribir la siguiente ecuación:

Energía cinética del martillo = Energía de trituración del maíz

$$\frac{1}{2} m_m V_m^2 = 2.69 \text{ J} \quad (\text{Gere, 2015}) \text{ Ecuación 14}$$

Dónde:

m_m = masa del martillo, kg

V_m = velocidad tangencial del martillo, $\frac{\text{m}}{\text{s}}$

En la ecuación 14, tanto m_m , como V_m , son valores desconocidos.

Por tanto, se asume un valor preliminar para m_m y se calcula la velocidad que deberá tener, para alcanzar la energía de ruptura del maíz.

Se asume entonces un martillo de acero de las siguientes dimensiones:

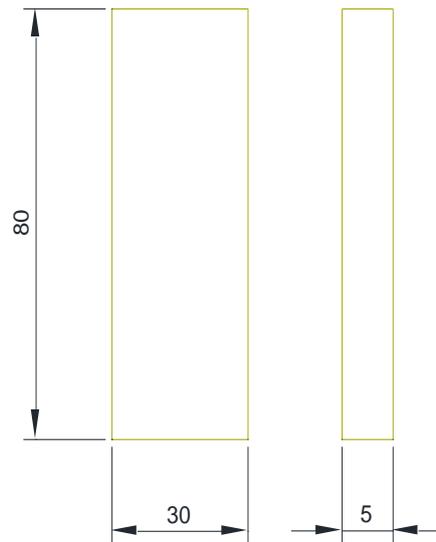


Figura 18. Dimensiones preliminares del martillo. Fuente: (Autora)

Su masa será:

$$m_m = \rho \times V \quad (\text{Shigley, 2014}) \quad \text{Ecuación 15}$$

Dónde:

ρ = densidad del acero, $7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

V = Volumen del martillo, m^3

$$V = 0.03 \text{ m} \times 0.08 \text{ m} \times 0.005 \text{ m} = 1.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

En consecuencia, la masa del martillo será:

$$m_m = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m_m = 0.094 \text{ kg}$$

Por lo tanto, la velocidad tangencial mínima que deberá tener el martillo en su extremo para proporcionar al grano de maíz, la energía de ruptura es según la ecuación 14:

$$V_m = \sqrt{\frac{2 \times E_g}{m_m}}$$

$$V_m = \sqrt{\frac{2 \times 2.69 \text{ J}}{0.094 \text{ kg}}}$$

$$V_m = 7.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La distancia respecto al eje de rotación, a la cual debe girar el martillo para que su extremo pueda golpear al maíz con una velocidad tangencial de 7.6 m/s, de conformidad con las hipótesis 3 y 4, se calcula con:

$$V_m = \omega \times r_g \quad (\text{Hibbeler, 2012}) \quad \text{Ecuación 16}$$

Dónde:

r_g = distancia desde el centro de giro del martillo, hasta su extremo de impacto.

$$r_g = \frac{V_m}{\omega}$$

$$r_g = \frac{7.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{157.1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$r_g = 0.05 \text{ m}$$

En la máquina real, la distancia r_g que deberá tener la punta de impacto del martillo, debe establecerse bajo las consideraciones de espacio físico que se muestran en la siguiente figura:

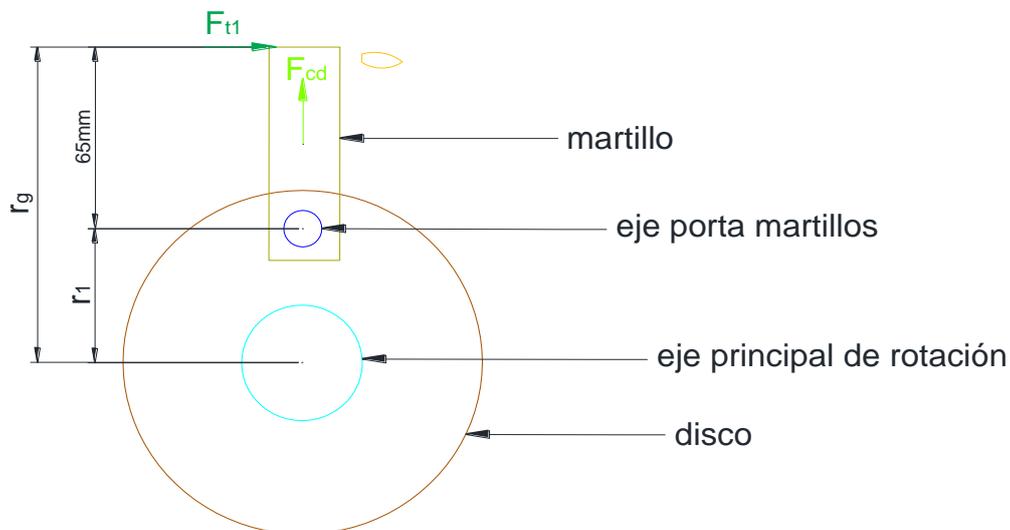


Figura 19. Esquema de ubicación del martillo. Fuente: (Autora)

En la figura 19, dónde:

r_1 = radio de rotación de los ejes porta martillos

r_g = radio de giro de la punta de impacto del martillo

Para nuestros cálculos se asumen las siguientes dimensiones:

$$r_1 = 0.08 \text{ m}$$

Por tanto r_g será ahora:

$$r_g = 0.08 \text{ m} + 0.06 \text{ m}$$

$$r_g = 0.14 \text{ m}$$

$$r_g = 14 \text{ cm}$$

Que será el valor del radio de giro aceptado en el siguiente diseño. La velocidad tangencial de la punta de impacto del martillo es ahora:

$$V_m = \omega \times r_g \quad (\text{Gere, 2015}) \quad \text{Ecuación 17}$$

$$V_m = 157.1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0.14 \text{ m}$$

$$V_m = 21.994 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se acepta el valor de:

$$V_m = 22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El valor calculado de V_m , se constituye en la velocidad del martillo sin carga o en vacío y de aquí en adelante se simboliza por V_1 .

$V_1 = V_m =$ velocidad tangencial del martillo al vacío o sin carga

$$V_1 = 22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cuando el molino empieza su trabajo de trituración del maíz, parte de la energía cinética proporcionada por la fuente de poder (motor eléctrico) que se usará para el trabajo de trituración, en consecuencia, habrá una real disminución de la energía motriz, lo cual significa que la velocidad tangencial del martillo (o de los martillos) será menor.

Llamando velocidad con carga a la nueva velocidad del martillo, se define:

$$V_2 = \text{Velocidad tangencial del martillo con carga, } \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Para calcular V_2 , se considera a todos los elementos en rotación del molino, esto es martillos, ejes, discos separadores y demás componentes, como un volante de inercia, para el cual se puede calcular el denominado Coeficiente de Fluctuación, que se define como:

$$C_s = \frac{V_1 - V_2}{V_{med}} \quad (\text{Shigley, 2014}) \quad \text{Ecuación 18}$$

Dónde:

C_s = coeficiente de fluctuación del volante de inercia

V_{med} = velocidad tangencial media del volante

De igual forma:

$$V_{med} = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (\text{Hibbeler, 2012}) \quad \text{Ecuación 19}$$

Resolviendo las ecuaciones 18 y 19 para V_2 , tenemos:

$$V_2 = V_1 \left(\frac{2 - C_s}{2 + C_s} \right) \quad (\text{Hibbeler, 2012}) \quad \text{Ecuación 20}$$

El valor de C_s para los molinos varía entre:

$$C_s = 0.015 - 0.025 \quad (\text{Shigley, 2014})$$

Aceptando el valor de:

$$C_s = 0.025$$

Se tiene:

$$V_2 = 22 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(\frac{2 - 0.025}{2 + 0.025} \right)$$
$$V_2 = 21.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Usando la ecuación 17, se puede calcular la velocidad angular con carga simbolizada en este caso con ω_2 .

$$\omega_2 = \frac{V_2}{r_g}$$
$$\omega_2 = \frac{21.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.14 \text{ m}}$$
$$\omega_2 = 153.6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Se observa que la velocidad angular con carga ω_2 es menor que la velocidad angular sin carga ω cuyo valor es de $157.1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$.

Ahora se procede a calcular la aceleración angular α , mediante:

$$\omega_2^2 = \omega^2 + 2\alpha\theta \quad (\text{Gere, 2015}) \quad \text{Ecuación 21}$$

Dónde:

α = aceleración angular

θ = desplazamiento angular

Para estimar el desplazamiento angular θ , partimos del hecho de que en cada disco de soporte habrá cuatro ejes porta martillos, es decir habrá cuatro martillos, como se ilustra en la siguiente figura:

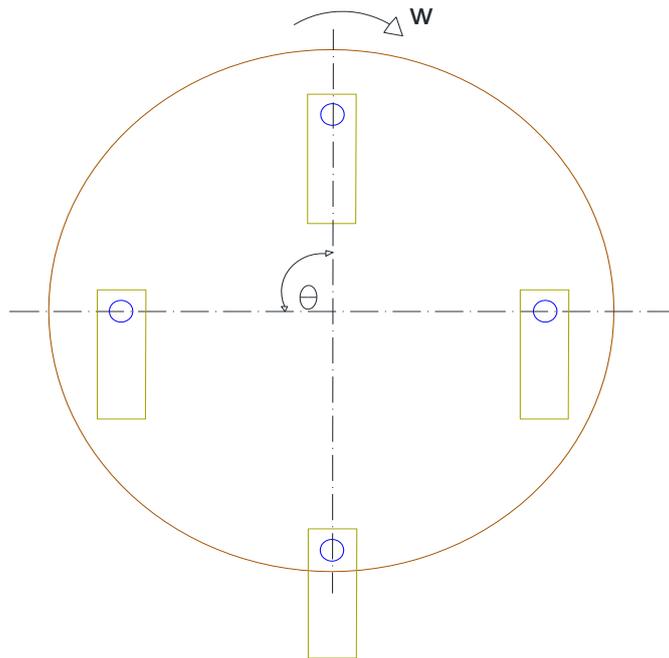


Figura 20. Esquema de distribución de los martillos por cada disco de soporte. Fuente:(Autora)

De la figura 20, puede deducirse que entre el impacto de un martillo y el subsiguiente hay un desplazamiento angular θ de $\frac{\pi}{2}$ radianes, es decir:

$$\theta = \frac{\pi}{2} \text{ rad}$$

De la ecuación 21, se obtiene la aceleración angular

$$\alpha = \frac{\omega_2^2 - \omega^2}{2\theta}$$
$$\alpha = \frac{(153.6 \text{ rad/s})^2 - (157.1 \text{ rad/s})^2}{2\left(\frac{\pi}{2}\right)}$$

$$\alpha = -346.15 \text{ rad/s}$$

El resultado negativo indica que efectivamente es una aceleración retardatriz y valida el hecho de que hay una pérdida de energía cinética.

6.1.5. Fuerzas que actúan sobre los martillos

Cuando el molino se encuentra trabajando, los martillos impactan los granos de maíz mayoritariamente de manera frontal (Fig.19), por tanto, el espesor del martillo debe abarcar en su mayor parte el tamaño medio de un grano de maíz, en consecuencia, se aceptan las dimensiones previamente establecidas del martillo, como se indica en la fig.18.

De acuerdo con la fig. 19, las fuerzas que actúan sobre el martillo, básicamente son:

$$F_t = \text{Fuerza de trituración del maíz, N}$$

$$F_c = \text{Fuerza centrífuga del martillo, N}$$

F_t , actúa tangencialmente en la punta del martillo y F_c actúa radialmente en el centro de masa del martillo.

6.1.6. Fuerzas de trituración del maíz

Según la fig. 19, el torque o momento torsor T que produce la fuerza de trituración F_t , está dada por:

$$T = F_t \times r_g \quad (\text{Mott, 2012}) \quad \text{Ecuación 22}$$

Dónde:

T = Torque o momento torsor

El torque también se puede calcular con:

$$T = I \times \alpha \quad (\text{Hibbeler, 2012}) \quad \text{Ecuación 23}$$

Dónde:

I = Momento de inercia del sistema en rotación

Combinando las ecuaciones 22 y 23 se tiene:

$$I \times \alpha = F_t \times r_g$$

$$F_t = \frac{I \times \alpha}{r_g} \quad (\text{Shigley, 2014}) \quad \text{Ecuación 24}$$

El momento de inercia del sistema en rotación incluye principalmente a:

$$I = I_m + I_{ds} + I_{ep} \quad (\text{Gere, 2015}) \quad \text{Ecuación 25}$$

Dónde:

I_m = Momento de inercia de los martillos

I_{ds} = Momento de inercia de los discos de soporte

I_{ep} = Momento de inercia de los ejes porta martillos

El momento de inercia de los martillos se calcula con la aplicación del teorema de los ejes paralelos (Teorema de Steiner) según:

$$I_m = I_x + m_m \times d^2 \quad (\text{Gere, 2015}) \quad \text{Ecuación 26}$$

Dónde:

I_x = Momento de inercia del martillo respecto a su eje centroidal

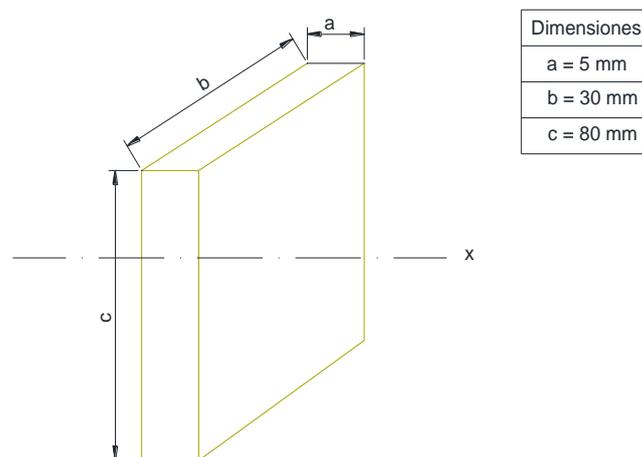


Figura 21. Esquema del martillo y su eje centroidal. Fuente: (Autora)

$$d = r_1 + \frac{c}{2}$$

Dónde:

d = distancia entre ejes paralelos

r_1 = radio de rotación de los ejes porta martillos (Fig. 19)

$$d = 0.08 \text{ m} + \frac{0.08 \text{ m}}{2}$$

$$d = 0.12 \text{ m}$$

$$I_x = \frac{1}{12} m_m (b^2 + c^2) \quad (\text{Shigley, 2014}) \quad \text{Ecuación 27}$$

Usando las ecuaciones 25 y 26

$$I_m = I_x + m_m \times d^2$$

$$I_m = \frac{1}{12} m_m (b^2 + c^2) + m_m \times d^2$$

$$I_m = \frac{1}{12} 0.094 \text{ kg} [(0.08 \text{ m})^2 + (0.03 \text{ m})^2] \\ + 0.094 \text{ kg} \times (0.12 \text{ m})^2$$

$$I_m = 1.41 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2$$

Como hay 36 martillos en rotación, se corrige I_m

$$I_m = 36 \times 1.41 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2$$

$$I_m = 5.076 \times 10^{-2} \text{ kg m}^2$$

El momento de inercia de los discos de soporte es:

$$I_{ds} = \frac{1}{2} m_d r_d^2$$

Dónde:

m_d = masa del disco

r_d = radio del disco

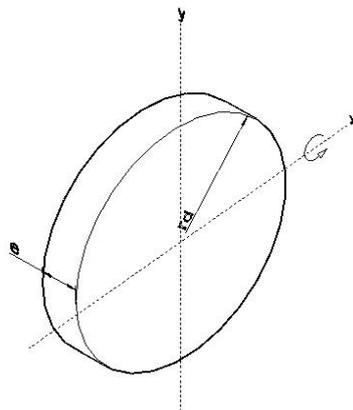


Figura 22. Momento de inercia del disco de soporte. Fuente: (Autora)

Asumiendo que el disco de acero tiene las siguientes dimensiones:

$$r_d = 0.1 \text{ m}$$

$$e = 0.01 \text{ m}$$

Calculamos la masa:

$$m_d = \rho \times V$$

$$m_d = \rho \times \pi \times r_d^2 \times e$$

$$m_d = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \pi \times (0.1 \text{ m})^2 \times 0.01 \text{ m}$$

$$m_d = 2.47 \text{ kg}$$

$$I_{ds} = \frac{1}{2} m_d r_d^2$$

$$I_{ds} = \frac{1}{2} 2.47 \text{ kg} \times (0.1 \text{ m})^2$$

$$I_{ds} = 1.235 \times 10^{-2} \text{ kg m}^2$$

Como hay 4 discos de soporte

$$I_{ds} = 4 \times 1.235 \times 10^{-2} \text{ kg m}^2$$

$$I_{ds} = 4.94 \times 10^{-2} \text{ kg m}^2$$

El momento de inercia de los ejes porta martillos, se calcula asumiendo que cada eje tendrá las siguientes dimensiones

$$r_e = 0.1 \text{ m}$$

$$L_e = 0.15 \text{ m}$$

Dónde:

r_e = radio del eje

L_e = longitud del eje

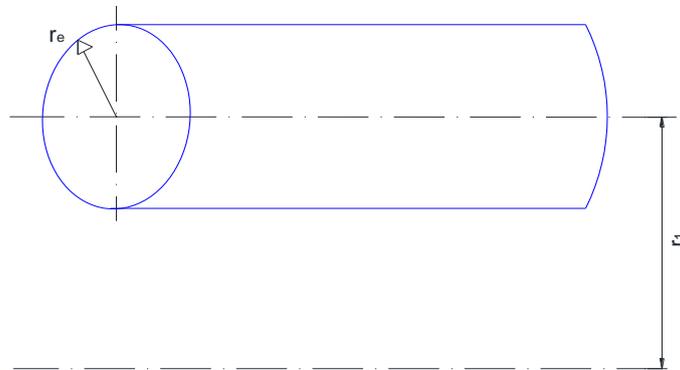


Figura 23. Momento de inercia de eje porta martillos. Fuente: (Autora)

Aplicando el teorema de ejes paralelos

$$I_{ep} = \frac{1}{2} m_e r_e^2 + m_e r_1^2$$

$$m_e = \rho \times \pi \times r_e^2 L_e$$

$$m_e = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \pi \times (0.01 \text{ m})^2 \times 0.15 \text{ m}$$

$$m_e = 0.37 \text{ kg}$$

$$I_{ep} = \frac{1}{2} \times 0.37 \text{ kg} \times (0.01 \text{ m})^2 + 0.37 \text{ kg} \times (0.018 \text{ m})^2$$

$$I_{ep} = 2.387 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2$$

Como hay cuatro ejes porta martillos

$$I_{ep} = 4 \times 2.387 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2$$

$$I_{ep} = 9.546 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2$$

El momento de inercia del sistema según la ecuación 25

$$I = I_m + I_{ds} + I_{ep}$$

$$I = (5.076 \times 10^{-2} + 4.94 \times 10^{-2} + 9.546 \times 10^{-3}) \text{ kg m}^2$$

$$I = 1.097 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2$$

Para la aplicación de la ecuación 24 hay que considerar el hecho de que únicamente los nueve martillos que están en la parte superior se encuentran impactando a los granos de maíz, en consecuencia, la fuerza de trituración de cada martillo.

F_{t1} , se obtiene con:

$$F_{t1} = \frac{1}{9} \frac{I \alpha}{r_g}$$

$$F_{t1} = \frac{1}{9} \times \frac{1.097 \times 10^{-1} \text{ kg m}^2 \times 346.15 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}}{0.14 \text{ m}}$$

$$F_{t1} = 30.14 \text{ N}$$

Se acepta entonces:

$$F_{t1} = 30 \text{ N}$$

6.1.7. Fuerzas centrífugas de un martillo

La fuerza centrífuga se calcula con:

$$F_c = m_m \times \omega^2 \times r_c \quad (\text{Hibbeler, 2012}) \quad \text{Ecuación 28}$$

Dónde:

r_c = Distancia del centro de masa del martillo al centro de rotación

$$r_c = 0.08 \text{ m} + \frac{0.08 \text{ m}}{2}$$

$$r_c = 0.12 \text{ m}$$

$$F_c = 0.094 \text{ kg} \times \left(157.1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 \times 0.12 \text{ m}$$

$$F_c = 278.4 \text{ N}$$

6.1.8. Cálculo del martillo a la tracción

Como el molino triturará el maíz que es un alimento crudo y evitar la posible aparición de óxido en el maíz triturado, se elegirá para todos los elementos del mismo un acero inoxidable del tipo AISI 304, cuyo límite de fluencia es:

$$\sigma_F = 230 \text{ MPa}$$

Para trabajar con el 100 % de seguridad dentro del rango elástico del material, se utilizará un factor de seguridad de $N = 2$, valor con el cual se establece el valor del correspondiente esfuerzo admisible.

$$\sigma_{AD} = \frac{\sigma_F}{N}$$

$$\sigma_{AD} = \frac{230 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_{AD} = 115 \text{ MPa}$$

En prevención de desgaste de la punta de impacto del martillo, se diseña el mismo de forma que sea intercambiable, es decir, que se puede montar por cualquiera de sus extremos al eje porta martillos, su diseño se muestra en la siguiente figura, donde constan las fuerzas actuantes.

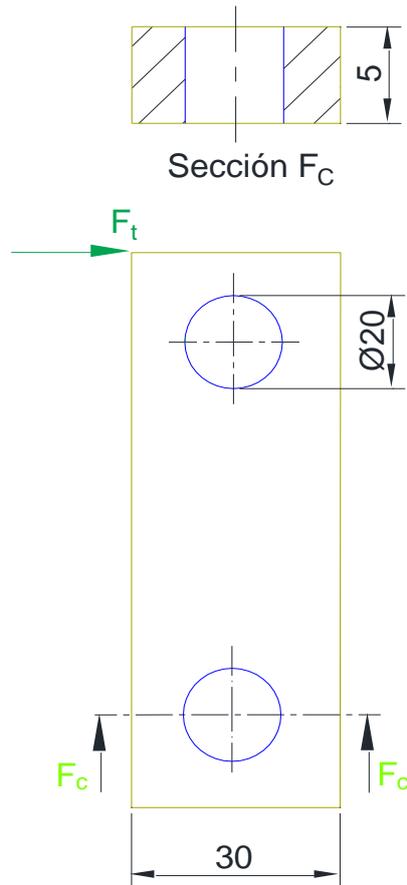


Figura 24. Diseño del martillo. Fuente: (Autora)

La fuerza que podría ocasionar fallas por tracción es la fuerza centrífuga F_c .

El esfuerzo de tracción que actúa en el área donde se mecanizan los agujeros para los ejes porta martillos es:

$$\sigma_T = \frac{F_c}{A_c} \quad (\text{Shigley, 2014}) \quad \text{Ecuación 29}$$

$$A_c = (b - d) \times e$$

Dónde:

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$d = \varnothing 20 \text{ mm}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$\sigma_T = \frac{278.4 \text{ N}}{(0.03 - 0.02) \text{ m} \times (0.005) \text{ m}}$$

$$\sigma_T = 5.57 \text{ MPa}$$

Comparado con el esfuerzo admisible aceptado, se tiene que:

$$\sigma_T = 5.57 \text{ MPa} < \sigma_{AD} = 115 \text{ MPa}$$

Las dimensiones del martillo y su diseño son aceptables.

6.1.9. Cálculo del martillo al esfuerzo de contacto

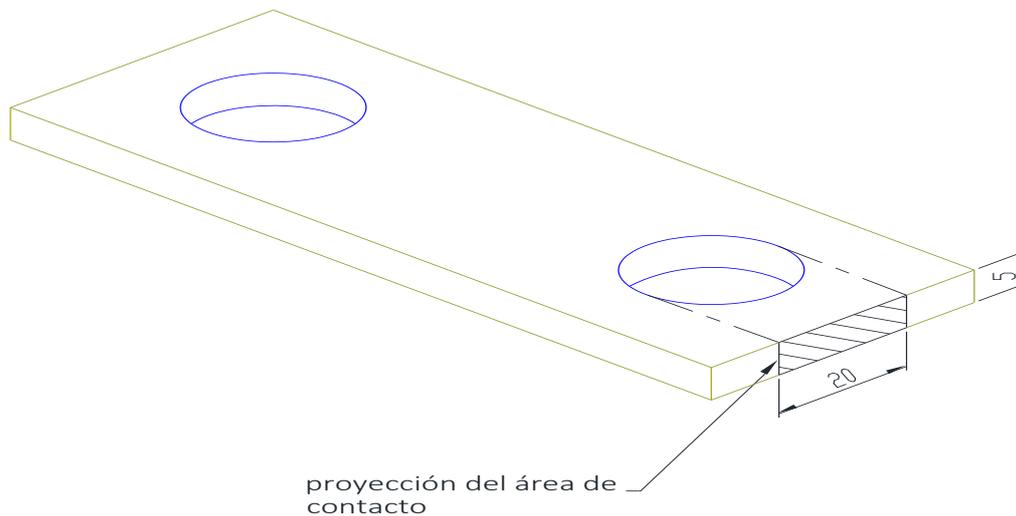


Figura 25. Esfuerzo de contacto en el martillo. Fuente: (Autora)

El esfuerzo de contacto es:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A_c} \quad (\text{Hibbeler, 2012}) \quad \text{Ecuación 30}$$

$$\sigma_c = \frac{278.4 \text{ N}}{(0.02 \text{ m} \times 0.005 \text{ m})}$$

$$\sigma_c = 2.784 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_c = 2.784 \text{ MPa} < \sigma_{AD} = 115 \text{ MPa}$$

El martillo no fallará por esfuerzo de contacto.

6.1.10. Cálculo de los discos de soporte para ejes porta martillos

Según la figura 17, que se repite abajo, los cuatro discos de soporte deberán soportar la fuerza centrífuga de 9 martillos cada $\frac{\pi}{2}$ *radianes*, de su circunferencia, por tanto, hay riesgo que se produzca desgarramiento en los sitios donde se mecanizan los agujeros para el alojamiento de los ejes porta martillos, como se ilustra en la figura 26.

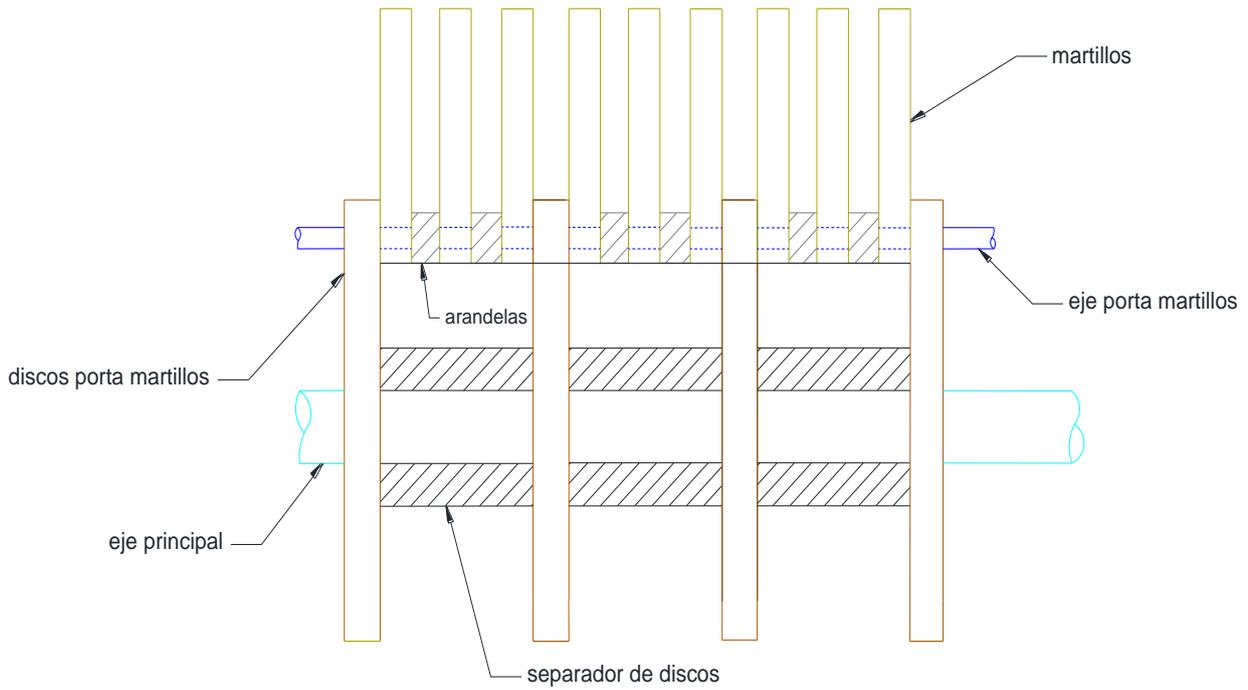


Figura 17. Esquema de distribución de martillos (repetida). Fuente: (Autora)

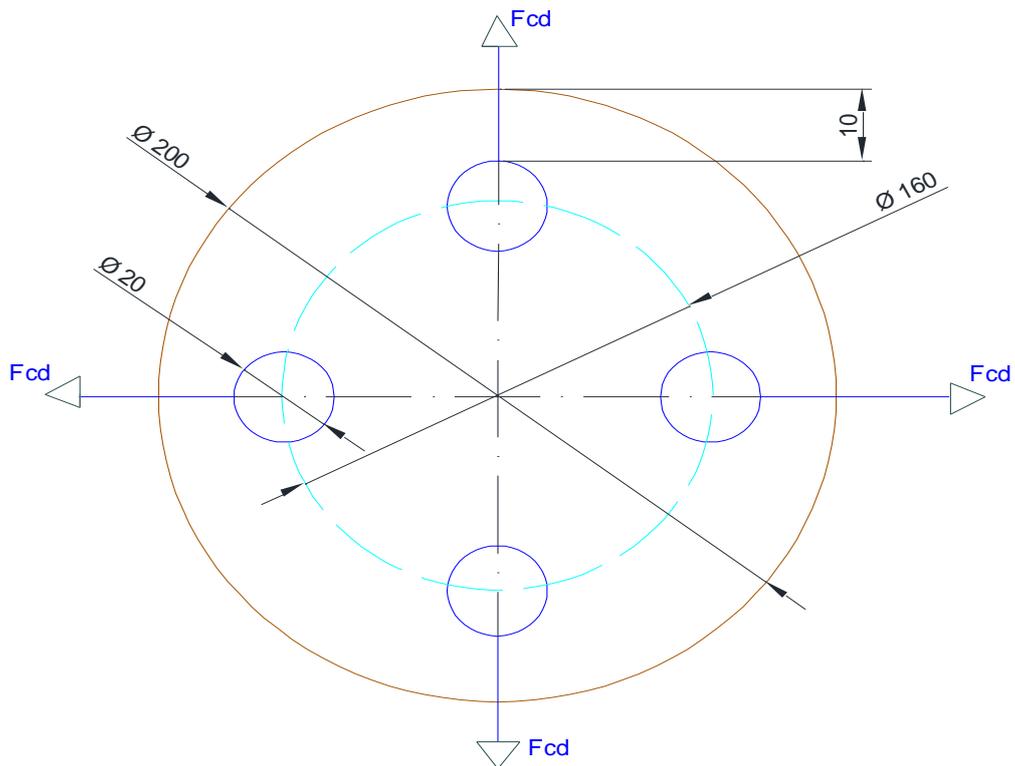


Figura 26. Fuerzas en los discos de separación. Fuente: (Autora)

La fuerza actuante sobre los discos de soporte, se debe a las fuerzas centrífugas de los martillos; dichas fuerzas se transmiten a los discos de soporte, a través del eje porta martillo, por tanto,

para calcular la fuerza F_{cd} en cada disco se establece el diagrama de fuerzas que actúan en el eje porta martillos, que se muestra en la figura 27, a continuación, y que además servirá para calcular también dicho eje.

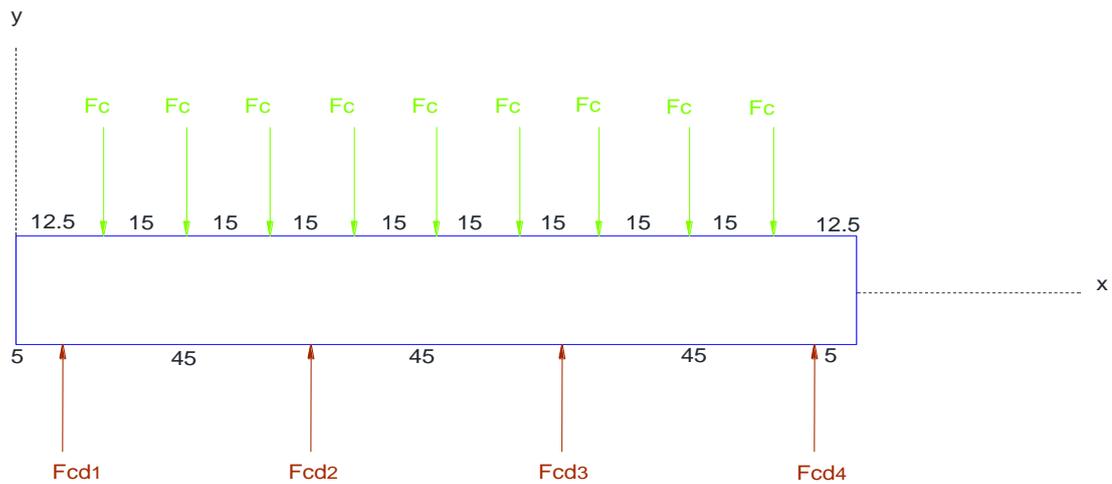


Figura 27. Diagrama de carga vertical para eje porta martillos. Fuente: (Autora)

Para trazar la figura 27, se ha pre dimensionado el eje porta martillos a partir de la figura 17, las dimensiones se obtienen sumando los espesores de los componentes así:

1. Cuatro discos de soporte, cada uno de espesor 10 mm = 40 mm
2. Seis arandelas de separación de 10 mm de espesor = 60 mm
3. Nueve martillos de 5 mm de espesor = 45 mm

La longitud para el cálculo es:

$$L = (40 + 60 + 45) \text{ mm}$$

$$L = 145 \text{ mm}$$

En la figura 27:

F_c = Fuerza centrífuga en cada martillo, 278.4 N

$F_{cd1}, F_{cd2}, F_{cd3}, F_{cd4}$ = Fuerza actuante en los discos separadores

Las cuatro fuerzas que actúan en los discos de soporte son desconocidas, por tanto, se trata de un problema estáticamente indeterminado, el cual será resuelto usando las condiciones de equilibrio estático y la ecuación de los tres momentos para vigas continuas estáticamente indeterminadas.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{cd1} + F_{cd2} + F_{cd3} + F_{cd4} - 9F_c = 0 \quad \text{Ecuación 31}$$

Por simetría se tiene que:

$$F_{cd1} = F_{cd4}$$

$$F_{cd2} = F_{cd3}$$

La ecuación 31 queda como:

$$2 F_{cd1} + 2 F_{cd3} - 9F_c = 0 \quad \text{Ecuación 32}$$

La ecuación de los tres momentos para una viga continua con apoyos al mismo nivel expresa que:

$$M_1 L_1 + 2 M_2 (L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6 A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6 A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (\text{Shigley, 2014}) \quad \text{Ecuación 33}$$

Aplicando la ecuación 33 a los tramos 1 y 2 y luego los tramos 2 y 3.

$$M_1 L_1 + 2 M_2 (L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6 A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6 A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad \text{Ecuación 34}$$

$$M_2 L_2 + 2 M_3 (L_2 + L_3) + M_4 L_3 + \frac{6 A_2 \bar{a}_2}{L_2} + \frac{6 A_3 \bar{b}_3}{L_3} = 0 \quad \text{Ecuación 35}$$

Siendo M_1, M_2, M_3 y M_4 los momentos, donde actúan las fuerzas en los discos de soporte.

De acuerdo con la definición de momento flector ($M = \sum M_{IZQ} = \sum M_{DER}$), se tiene que:

$$M_1 = M_4 = 0$$

Las ecuaciones anteriores quedan como:

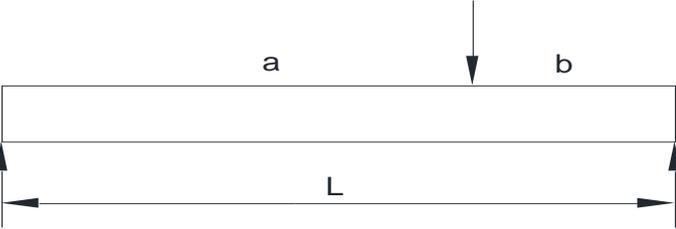
$$2 M_2 (L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6 A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6 A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad \text{Ecuación 36}$$

$$M_2 L_2 + 2 M_3 (L_2 + L_3) + \frac{6 A_2 \bar{a}_2}{L_2} + \frac{6 A_3 \bar{b}_3}{L_3} = 0 \quad \text{Ecuación 37}$$

Usando el caso 1, de la siguiente tabla:

Tabla 2.

Valores de $\frac{6A\bar{a}}{L}$ y $\frac{6A\bar{b}}{L}$

Caso No.	TIPO DE CARGA SOBRE EL TRAMO	$\frac{6A\bar{a}}{L}$	$\frac{6A\bar{b}}{L}$
1		$\frac{Pa}{L}(L^2 - a^2)$	$\frac{Pb}{L}(L^2 - b^2)$

Fuente: (Pytel, 2012)

Se tiene:

$$\frac{6 A_1 \bar{a}_1}{L_1} = \sum \frac{P_a}{L} (L^2 - a^2)$$

$$\frac{278.4(7.5)}{45} (45^2 - 7.5^2) + \frac{278.4(22.5)}{45} (45^2 - 22.5^2) + \frac{278.4(37.5)}{45} (45^2 - 37.5^2) = 91350 + 211410 + 143550 = 446310$$

$$\frac{6 A_2 \bar{b}_2}{L_2} = \sum \frac{P_b}{L} (L^2 - b^2)$$

$$\frac{278.4(37.5)}{45} (45^2 - 37.5^2) + \frac{278.4(22.5)}{45} (45^2 - 22.5^2) + \frac{278.4(7.5)}{45} (45^2 - 7.5^2) = 143550 + 211410 + 91350 = 446310$$

$$\frac{6 A_2 \bar{a}_2}{L_2} = \sum \frac{P_a}{L} (L^2 - a^2)$$

$$\frac{278.4(7.5)}{45} (45^2 - 7.5^2) + \frac{278.4(22.5)}{45} (45^2 - 22.5^2) + \frac{278.4(37.5)}{45} (45^2 - 37.5^2) = 91350 + 211410 + 143550 = 446310$$

$$\frac{6 A_3 \bar{b}_3}{L_3} = \sum \frac{P_b}{L} (L^2 - b^2)$$

$$\frac{278.4(37.5)}{45} (45^2 - 37.5^2) + \frac{278.4(22.5)}{45} (45^2 - 22.5^2) + \frac{278.4(7.5)}{45}$$

$$(45^2 - 7.5^2) = 143550 + 211410 + 91350 = 446310$$

Sustituyendo valores:

$$\begin{cases} 2 M_2(45 + 45) + M_3(45) + 446310 + 446310 = 0 \\ M_2(45) + 2 M_3(45 + 45) + 446310 + 446310 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} 180 M_2 + 45 M_3 = -892620 \\ 45 M_2 + 180 M_3 = -892620 \end{cases}$$

$$\begin{cases} 4 M_2 + M_3 = -19836 \\ (M_2 + 4 M_3 = -19836)(-4) \end{cases}$$

$$\begin{cases} 4 M_2 + M_3 = -19836 \\ -4 M_2 - 16 M_3 = 79344 \\ \hline -15 M_3 = 59508 \end{cases}$$

$$M_3 = -3967.2 \text{ N. mm}$$

$$M_2 = -19836 - 4 M_3$$

$$M_2 = -19836 - 4(-3967.2)$$

$$M_2 = -3967.2 \text{ N. mm}$$

Ahora usando la definición de momento flector, calculamos el momento

$$M_2 = \sum M_{1zQ} = 3967.2$$

$$45 F_{cd1} - 278.4(37.5) - 278.4(22.5) - 278.4(7.5) = -39672$$

$$F_{cd1} = \frac{-3967.2 + 278.4(37.5 + 22.5 + 7.5)}{45}$$

$$F_{cd1} = 329.4 \text{ N}$$

Como $F_{cd1} = F_{cd4}$, se tiene:

$$F_{cd1} = F_{cd4} = 329.4$$

De la ecuación 32:

$$F_{cd3} = \frac{9 F_c - 2 F_{cd1}}{2}$$

$$F_{cd3} = \frac{9(278.4) - 2(329.4)}{2}$$

$$F_{cd3} = F_{cd4} = 923.4 \text{ N}$$

Los discos de soporte centrales resisten mayor fuerza y serán los que se calculen al esfuerzo de contacto y al esfuerzo de corte.

El esfuerzo de contacto entre el eje y agujero es:

$$\sigma_{CD} = \frac{F_{cd3}}{A_{co}} \quad (\text{Hibbeler, 2012}) \quad \text{Ecuación 38}$$

El área de contacto A_{co} , es:

Asumiendo un espesor de disco $e = 10 \text{ mm}$

$$A_{co} = 0.02 \times e$$

$$A_{co} = 0.02 \times 0.01 = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sigma_{CD} = \frac{923.4 \text{ N}}{2 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_{CD} = 4.62 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CD} = 4.62 \text{ MPa} < \sigma_{AD} = 115 \text{ MPa}$$

Se acepta el espesor de 10 mm para los discos de soporte, el esfuerzo cortante que se presenta es:

$$\tau = \frac{F_{cd3}}{A_{cz}} \quad (\text{Shigley, 2014}) \quad \text{Ecuación 39}$$

Dónde:

τ = Esfuerzo cortante

A_{cz} = Área de corte

$$A_{cz} = 0.01 \times e$$

$$A_{cz} = 0.01 \times 0.01$$

$$A_{cz} = 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Tomando el esfuerzo cortante admisible, como:

$$\tau_{AD} = 0.8 \sigma_{AD} \quad (\text{Shigley, 2014}) \quad \text{Ecuación 40}$$

$$\tau_{AD} = 0.8 \times 115 \times 10^6 = 92 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{AD} = 92 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Según la ecuación 39:

$$\tau = \frac{923.4 \text{ N}}{1 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\tau = 9.23 \text{ MPa}$$

Cómo:

$$\tau = 9.23 \text{ MPa} < \tau_{AD} = 92 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El disco no fallará por corte.

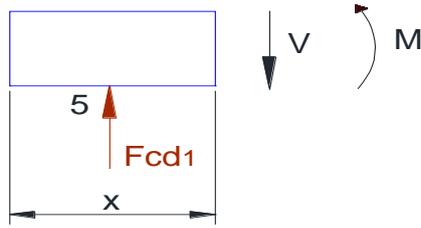
6.1.11. Cálculo de los ejes porta martillos

El eje porta martillos tendrá la configuración de un perno con tuerca, el diámetro se determinará mediante cálculo a esfuerzos de flexión y esfuerzo cortante.

Para calcular los valores máximos de fuerza cortante y momento flector en el eje porta martillos, se usará el método de las secciones o cortes realizados antes y después de cada discontinuidad de carga, para determinar las secciones de fuerza cortante V y momento flector M , válidos para cada sección.

Así, de conformidad a la figura 27, con $F_{cd1} = 329.4 \text{ N}$ y $F_c = 278.4 \text{ N}$, se tiene:

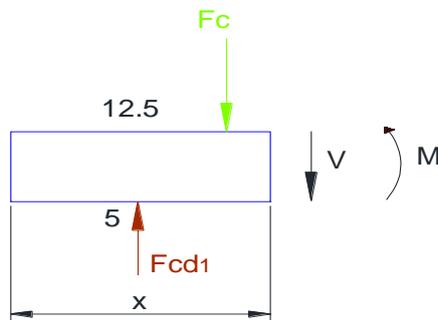
Sección : $5 \leq x \leq 12.5$



$$V = 329.4 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5)$$

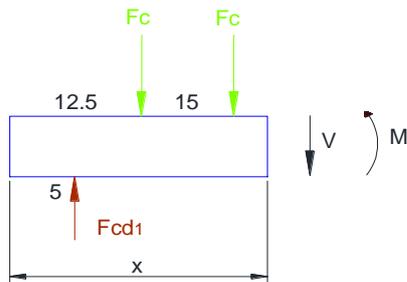
Sección : $12.5 \leq x \leq 27.5$



$$V = 329.4 - 278.4 = 51 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5) - 278.4(x - 12.5)$$

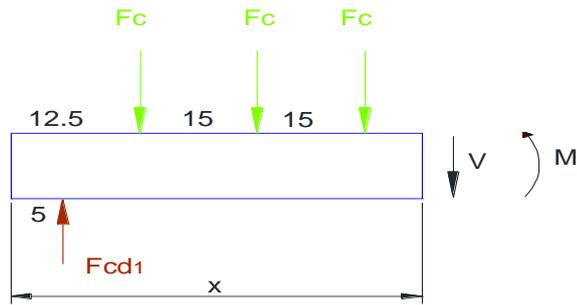
Sección : $27.5 \leq x \leq 42.5$



$$V = 329.4 - 2(278.4) = -227.4 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5) - 278.4(x - 12.5) - 278.4(x - 27.5)$$

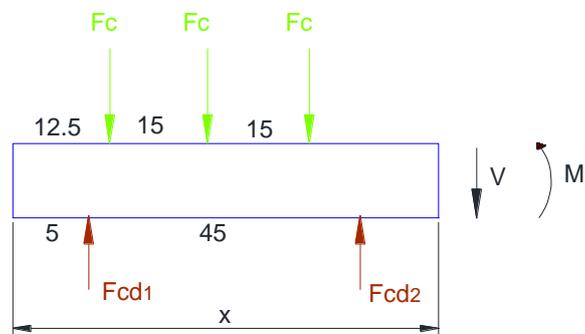
Sección : $42.5 \leq x \leq 50$



$$V = 329.4 - 3(278.4) = -505.8 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5) - 278.4(x - 12.5) - 278.4(x - 27.5) - 278.4(x - 42.5)$$

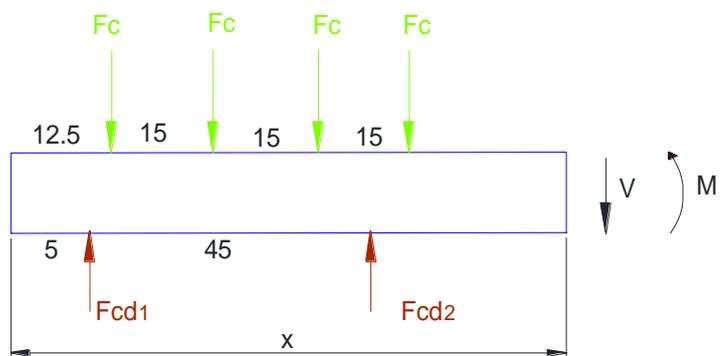
Sección : $50 \leq x \leq 57.5$



$$V = 329.4 - 3(278.4) + 923.4 = 417.6 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5) - 278.4(x - 12.5) - 278.4(x - 27.5) - 278.4(x - 42.5) + 923.4(x - 50)$$

Sección : $57.5 \leq x \leq 72.5$

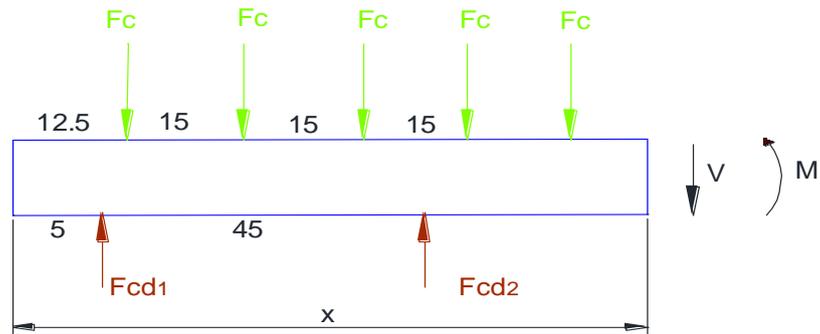


$$V = 329.4 - 4(278.4) + 923.4 = 139.2 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5) - 278.4(x - 12.5) - 278.4(x - 27.5) - 278.4(x - 42.5)$$

$$+ 923.4(x - 50) - 278.4(x - 57.5)$$

Sección : $72.5 \leq x \leq 87.5$

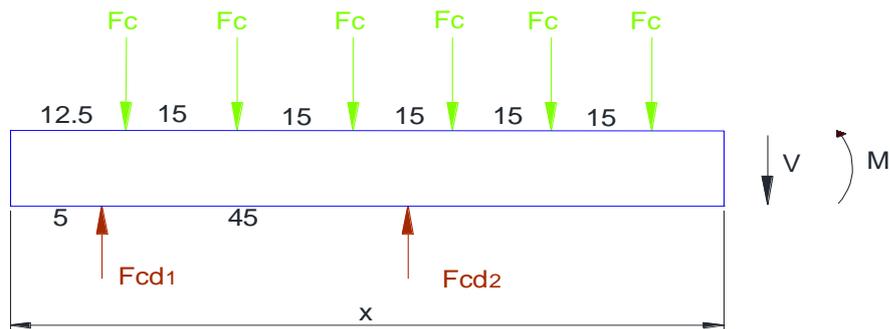


$$V = 329.4 - 5(278.4) + 923.4 = -139.2 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5) - 278.4(x - 12.5) - 278.4(x - 27.5) - 278.4(x - 42.5)$$

$$+ 923.4(x - 50) - 278.4(x - 57.5) - 278.4(x - 72.5)$$

Sección : $87.5 \leq x \leq 95$

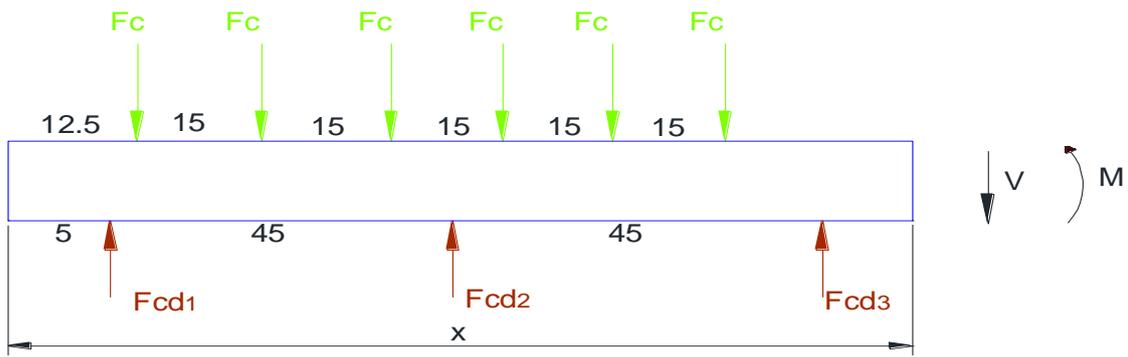


$$V = 329.4 - 6(278.4) + 923.4 = -417.6 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5) - 278.4(x - 12.5) - 278.4(x - 27.5) - 278.4(x - 42.5)$$

$$+ 923.4(x - 50) - 278.4(x - 57.5) - 278.4(x - 72.5) - 278.4(x - 87.5)$$

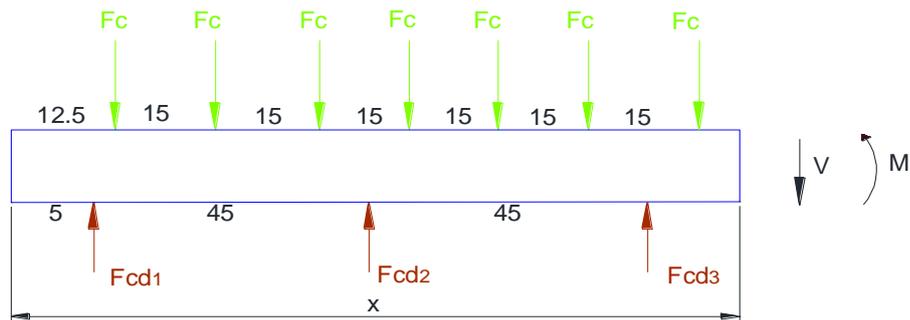
Sección : $95 \leq x \leq 102.5$



$$V = 329.4 - 6(278.4) + 923.4(2) = 505.8 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5) - 278.4(x - 12.5) - 278.4(x - 27.5) - 278.4(x - 42.5) \\ + 923.4(x - 50) - 278.4(x - 57.5) - 278.4(x - 72.5) - 278.4(x - 87.5) \\ + 923.4(x - 95)$$

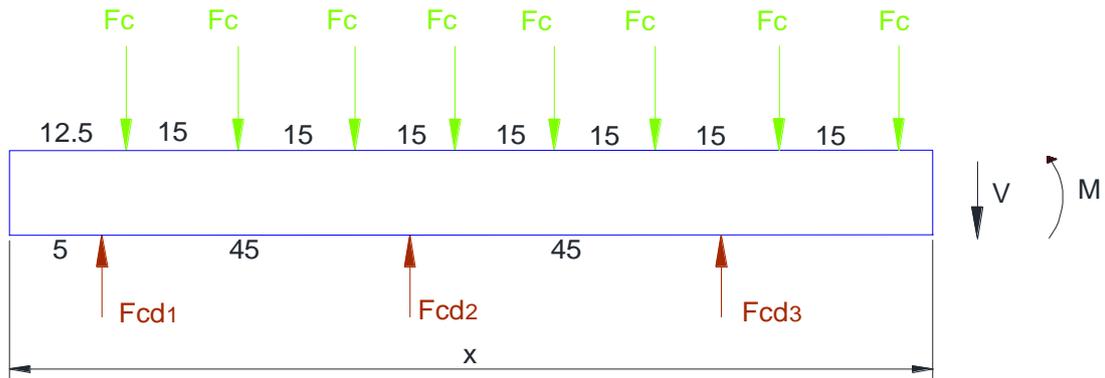
Sección : $102.5 \leq x \leq 117.5$



$$V = 329.4 - 7(278.4) + 923.4(2) = 227.4 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5) - 278.4(x - 12.5) - 278.4(x - 27.5) - 278.4(x - 42.5) \\ + 923.4(x - 50) - 278.4(x - 57.5) - 278.4(x - 72.5) - 278.4(x - 87.5) \\ + 923.4(x - 95) - 278.4(x - 102.5)$$

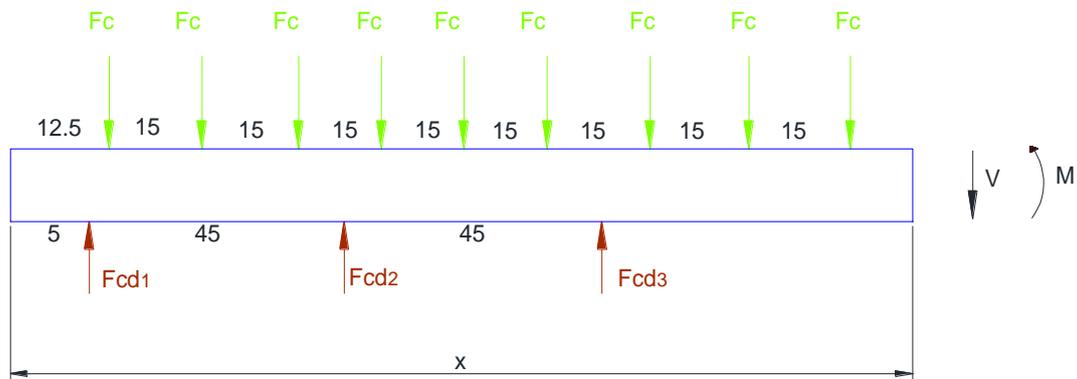
Sección : $117.5 \leq x \leq 132.5$



$$V = 329.4 - 8(278.4) + 923.4(2) = -51 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5) - 278.4(x - 12.5) - 278.4(x - 27.5) - 278.4(x - 42.5) \\ + 923.4(x - 50) - 278.4(x - 57.5) - 278.4(x - 72.5) - 278.4(x - 87.5) \\ + 923.4(x - 95) - 278.4(x - 102.5) - 278.4(x - 117.5)$$

Sección : $117.5 \leq x \leq 140$



$$V = 329.4 - 9(278.4) + 923.4(2) = -329.4 \text{ N}$$

$$M = 329.4(x - 5) - 278.4(x - 12.5) - 278.4(x - 27.5) - 278.4(x - 42.5) \\ + 923.4(x - 50) - 278.4(x - 57.5) - 278.4(x - 72.5) - 278.4(x - 87.5) \\ + 923.4(x - 95) - 278.4(x - 102.5) - 278.4(x - 117.5) - 278.4(x - 132.5)$$

Para trazar los diagramas de fuerza cortante V y momento flector M , evaluamos los valores extremos de cada sección en las expresiones encontradas en cada corte ideal, y los resultados se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 3*Valores de fuerza cortante y momento flector en el eje porta martillos*

SECCIÓN DE CORTE	X(mm)	V (N)	M (N.mm)	M (N.m)
5<X<12.5	5	329,4	0	0,0
	12,5	329,4	2470,5	2,5
12.5<X<27.5	12,5	51	2470,5	2,5
	27,5	51	3235,5	3,2
27.5<X<42.5	27,5	-227,4	3235,5	3,2
	42,5	-227,4	-175,5	-0,2
42.5<X<50	42,5	-505,8	-175,5	-0,2
	50	-505,8	-3969	-4,0
50<X<57.5	50	417,6	-3969	-4,0
	57,5	417,6	-837	-0,8
57.5<X<72.5	57,5	139,2	-837	-0,8
	72,5	139,2	1251	1,3
72.5<X<87.5	72,5	-139,2	1251	1,3
	87,5	-139,2	-837	-0,8
87.5<X<95	87,5	-417,6	-837	-0,8
	95	-417,6	-3969	-4,0
95<X<102.5	95	505,8	-3969	-4,0
	102,5	505,8	-175,5	-0,2
102.5<X<117.5	102,5	227,4	-175,5	-0,2
	117,5	227,4	3235,5	3,2
117.5<X<132.5	117,5	-51	3235,5	3,2
	132,5	-51	2470,5	2,5

132.5<X<140	132,5	-329,4	2470,5	2,5
	140	-329,4	0	0,0

Fuente: (Autora)

Con los valores de la tabla 3, se puede trazar los diagramas de fuerza cortante y momento flector, los cuales se muestran en las figuras respectivamente.

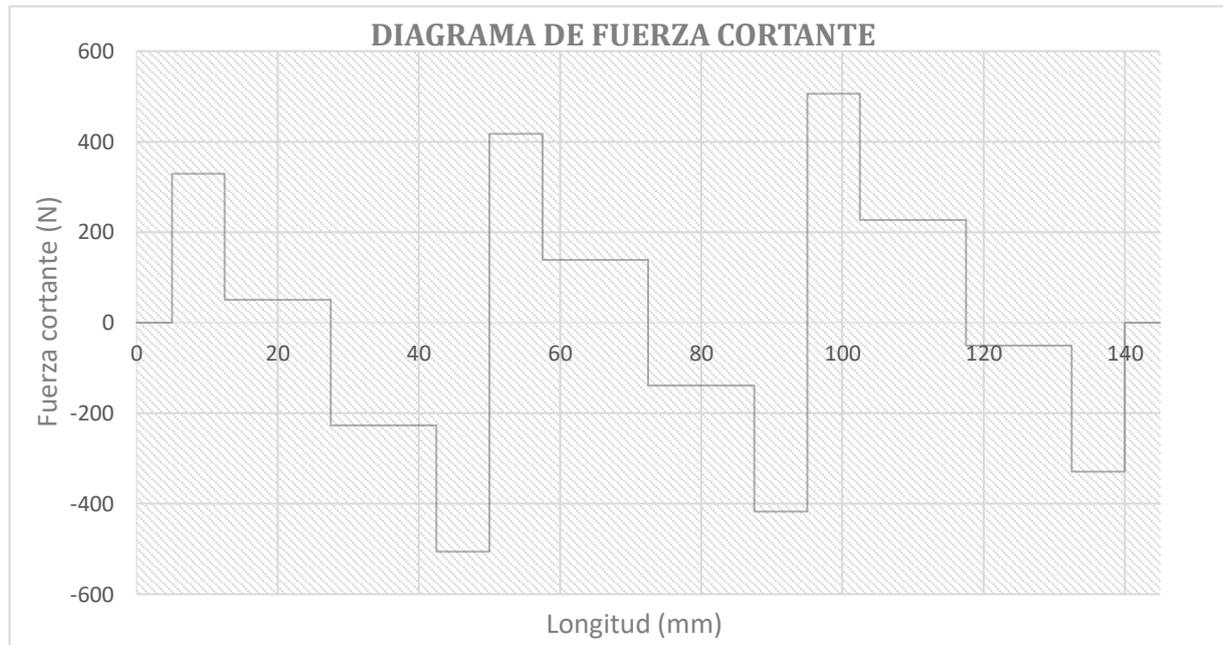


Figura 28. Diagrama de fuerza cortante para el eje porta martillos. Fuente: (Autora)

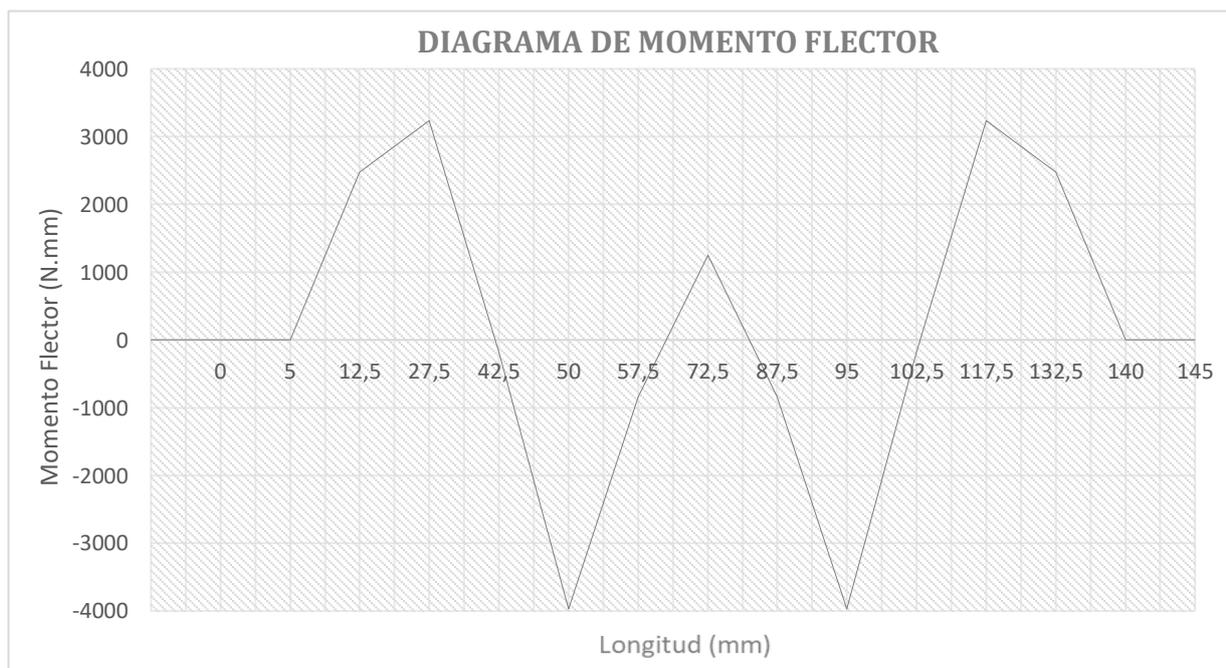


Figura 29. Diagrama de momento flector para el eje porta martillos . Fuente: (Autora)

De los diagramas de fuerza cortante y momento flector, así como de la tabla 3, se puede apreciar lo siguiente:

El valor máximo de la fuerza cortante ocurre en el centro del eje, y su valor es:

$$F_{max} = 505.8 \text{ N}$$

El momento flector máximo, de igual manera se presenta, en el centro de los ejes porta martillos es decir a una distancia de $x = 50 \text{ mm}$, de cualquiera de sus extremos; su valor es:

$$M_{max} = 4 \text{ N.m}$$

El eje porta martillos sirve de soporte para los martillos, los cuales pueden rotar libremente, sobre el mismo que, en consecuencia, dicho eje no soporta esfuerzos de torsión.

La fuerza de trituración del maíz cuyo valor es $F_t = 30 \text{ N}$ que actúan en un plano horizontal, son pequeños y no alteran significativamente el cálculo del eje porta martillos, por lo tanto, no se consideran en el presente diseño.

Finalmente, tanto la fuerza cortante como el momento flector máximos que soporta el eje porta martillos también son pequeños, lo cual significa que el diámetro calculado de dicho eje será más bien pequeño.

El esfuerzo de flexión de un eje circular se calcula con:

$$\sigma = \frac{32M_{max}}{\pi d^3} \leq \sigma_{AD} \quad (\text{Singer, 2012}) \quad \text{Ecuación 41}$$

Dónde:

d = diámetro del eje

$$\sigma_{AD} = 115 \text{ MPa}$$

De la ecuación 41:

$$d \geq \left(\frac{32 M_{max}}{\pi \sigma_{AD}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Seleccionando un acero inoxidable AISI 304, se tiene:

$$d \geq \left(\frac{32 (4 \text{ N.m})}{\pi \left(115 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)} \right)^{\frac{1}{3}} = 7.07 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d \geq 7.1 \text{ mm}$$

En consecuencia, se acepta un eje calibrado de acero AISI 304 de:

$$d = 10 \text{ mm}$$

Lo anterior se justifica por razones tecnológicas, ya que se elige para eje porta martillos la configuración en forma de un perno roscado con tuerca en un extremo y se desea pre cautelar la longevidad de la parte roscada.

Para el diseño final del eje porta martillos, a las dimensiones preliminares de la figura aumentamos 10 mm en un extremo, para mecanizar la cabeza del perno y 20 mm en el otro extremo, para mecanizar la rosca y el espacio de la tuerca.

El diseño final se muestra en el segmento de la figura 30.

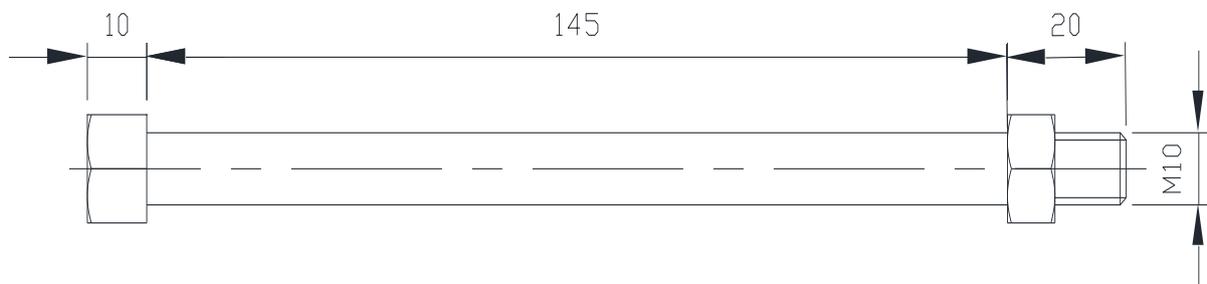


Figura 30. Diseño del eje porta martillos. Fuente: (Autora)

Finalmente se comprueba el eje porta martillos, con relación al esfuerzo cortante máximo

$$\tau = \frac{F_{max}}{A_c} \leq \tau_{AD} \quad (\text{Singer, 2012}) \quad \text{Ecuación 42}$$

Siendo:

$$F_{max} = 505.8 \text{ N}$$

$$\tau_{AD} = 92 \text{ MPa}$$

Dónde:

F_{max} = Fuerza cortante máxima

A_c = Área cortante

$$A_c = \frac{\pi d^2}{4}$$

Luego la ecuación 42 será:

$$\frac{4 F_{max}}{\pi d^2} \leq \tau_{AD}$$

$$\frac{4 (505.8 \text{ N})}{\pi(0.10 \text{ m})^2} \leq \tau_{AD} = 92 \text{ MPa}$$

$$6.44 \times 10^4 \text{ Pa} \leq \tau_{AD} = 92 \text{ MPa}$$

Por tanto, el eje porta martillos resiste al esfuerzo cortante.

6.1.12. Cálculo y diseño del eje principal

El eje principal del molino, en el plano horizontal debe soportar, por cada martillo, la fuerza de trituración del maíz, los mismos que ocasionará esfuerzos de flexión y de torsión combinados, además de esfuerzo cortante puro, que presumiblemente será despreciable.

A continuación, se muestra, por cada martillo, el esquema de fuerzas externas que se transmiten al eje principal y el esquema de fuerzas equivalentes.

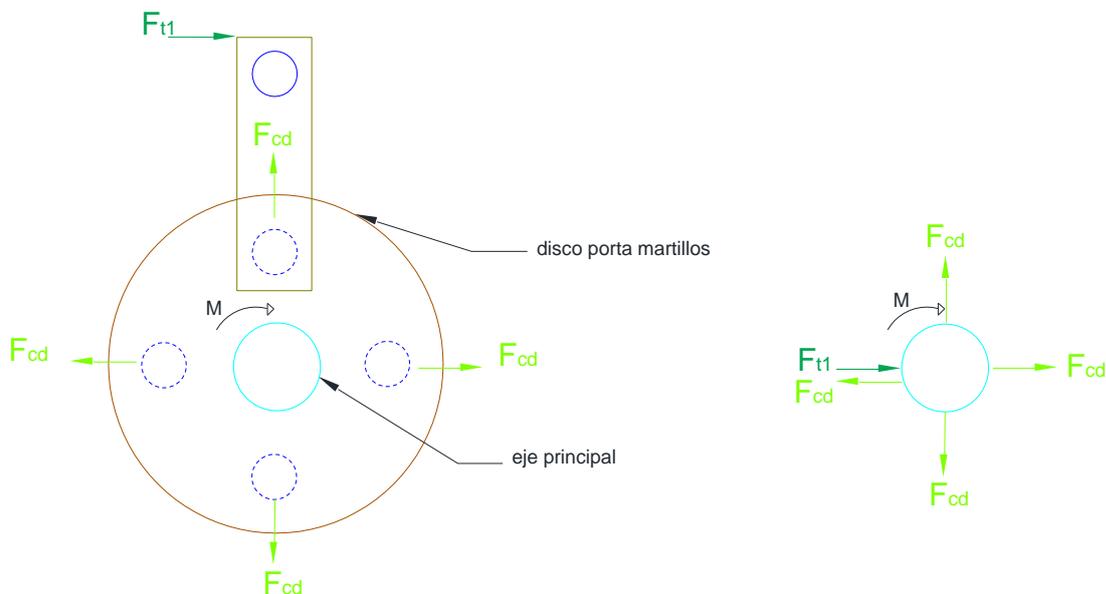


Figura 31. Diagrama de fuerzas externas y diagrama de fuerza equivalente. Fuente: (Autora)

La fuerza centrífuga de los martillos F_{cd} , se encuentra debidamente equilibrada, puesto que hay cuatro martillos ubicados simétricamente (figura 31) de tal forma que sus fuerzas centrífugas se cancelan de dos en dos y no afectan al eje principal.

La fuerza de trituración del maíz F_{t1} se transmite a través de los discos separadores que soportan a los ejes porta martillos y ocasionan esfuerzos de flexión, torsión y corte como se muestra el diagrama de fuerza equivalente de la figura 31.

Para dimensionar correctamente el eje principal, se calcularán los esfuerzos de flexión horizontal y esfuerzo de torsión, los cuales, mediante la teoría de la tensión cortante o de Mohr,

para esfuerzos combinados, se combinarán para calcular el diámetro del eje principal. Se comprobará el diagrama para esfuerzo cortante puro.

Las dimensiones longitudinales preliminares del eje principal, se establecen considerando los siguientes aspectos:

1. Las dimensiones donde se estima actúan las fuerzas de trituración de los martillos, transmitidos por los discos separadores.
2. En un extremo del eje, se añade la longitud pertinente para alojar un cojinete de soporte.
3. En el otro extremo del eje, se adicionará la longitud pertinente para colocar el segundo cojinete de soporte, más el espacio para ubicar la polea de transmisión de potencia.

Las dimensiones preliminares del eje principal son:

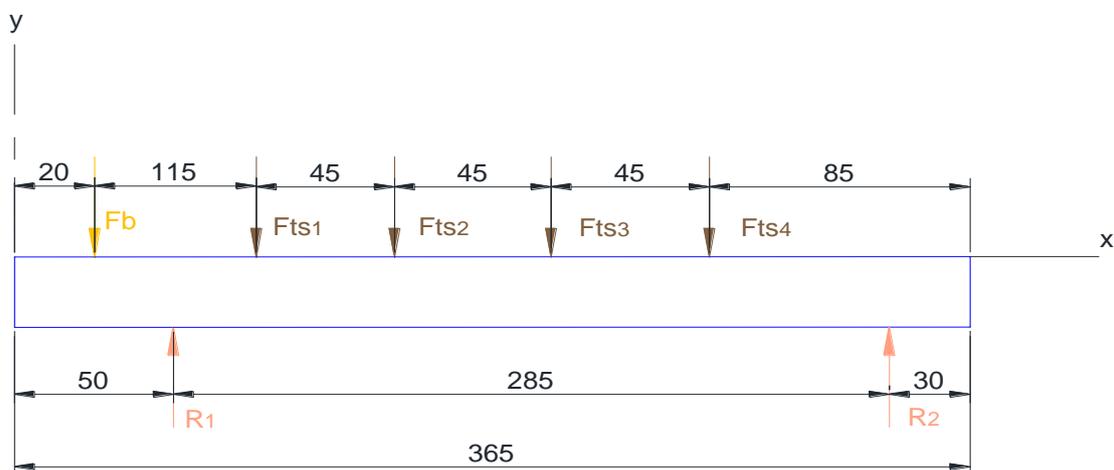


Figura 32. Diagrama de cargas sobre el eje principal. Fuente: (Autora)

En la figura 32, dónde:

F_{ts} = Fuerza en cada disco separador

F_b = Fuerza transmitida por la transmisión flexible por la banda trapecial

R_1, R_2 = Fuerzas de reacción en los cojinetes

Para calcular la fuerza transmitida por la banda, se asume que en el eje principal se colocará una polea normalizada de 125 mm de diámetro primitivo así:

$$D_{p2} = 125 \text{ mm}$$

Dónde:

D_{p2} = Diámetro primitivo de polea en eje principal

El torque a proporcionarse es el necesario para accionar la máquina, y que se calcula según la ecuación 23.

$$\tau = I \times \alpha$$

$$\tau = (1.097 \times 10^{-1}) \times (346.15)$$

$$\tau = 38 \text{ N.m}$$

El torque aplicado en la polea es:

$$\tau = F_b \times \frac{D_{p2}}{2} \quad (\text{Singer, 2012}) \quad \text{Ecuación 43}$$

$$F_b = \frac{2\tau}{D_{p2}}$$

$$F_b = \frac{2 \times 38 \text{ N.m}}{0.125 \text{ m}}$$

$$F_b = 608 \text{ N}$$

Las fuerzas transmitidas al eje principal por cada uno de los cuatro discos separadores, que a su vez reciben la acción de los martillos, a través del eje porta martillos, se representan en el siguiente diagrama:

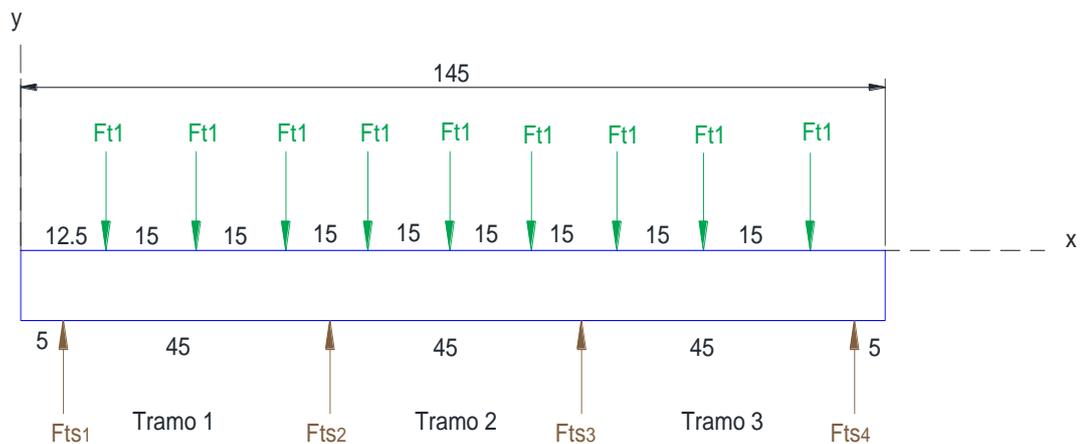


Figura 33. Diagrama de cargas horizontal en el eje porta martillos. Fuente: Autora

Como ya se calculó, F_{t1} es la fuerza de trituración de 1 martillo y su valor es:

$$F_{t1} = 30 \text{ N}$$

$F_{ts1}, F_{ts2}, F_{ts3}, F_{ts4}$ = Fuerzas horizontales en discos separadores.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{ts1} + F_{ts2} + F_{ts3} + F_{ts4} - 9F_{t1} = 0$$

Ecuación 44

Por simetría:

$$F_{ts1} = F_{ts4}$$

$$F_{ts2} = F_{ts3}$$

$$2 F_{ts1} + 2 F_{ts2} = 9 F_{t1}$$

$$2 F_{ts1} + 2 F_{ts2} = 9 \times 30 \text{ N}$$

$$2 F_{ts1} + 2 F_{ts2} = 270 \text{ N}$$

$$F_{ts1} + F_{ts2} = 135 \text{ N}$$

Ecuación 45

Aplicando la ecuación de los 3 momentos a los tramos 1, 2 y luego a los tramos 2, 3 se tiene:

$$M_1 L_1 + 2 M_2 (L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6 A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6 A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0$$

Ecuación 46

$$M_2 L_2 + 2 M_3 (L_2 + L_3) + M_4 L_3 + \frac{6 A_2 \bar{a}_2}{L_2} + \frac{6 A_3 \bar{b}_3}{L_3} = 0$$

Ecuación 47

M_1, M_2, M_3 Y M_4 son los momentos que actúan en los sitios de aplicación de las fuerzas $F_{ts1}, F_{ts2}, F_{ts3}$ y F_{ts4} , respectivamente.

Por definición de momento flector ($M = \sum M_{IZQ} = \sum M_{DER}$), se tiene que:

$$M_1 = M_4 = 0$$

Sustituyendo en las ecuaciones 46 y 47

$$2 M_2 (L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6 A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6 A_2 \bar{a}_2}{L_2} = 0$$

Ecuación 48

$$M_2 L_2 + 2 M_3 (L_2 + L_3) + \frac{6 A_2 \bar{a}_2}{L_2} + \frac{6 A_3 \bar{a}_3}{L_3} = 0$$

Ecuación 49

Usando el caso 1 de la tabla 2 (Pytel).

$$\begin{aligned} \frac{6 A_1 \bar{a}_1}{L_1} &= \sum \frac{P_a}{L} (L^2 - a^2) = \\ &= \frac{30(7.5)}{45} (45^2 - 7.5^2) + \frac{30(22.5)}{45} (45^2 - 22.5^2) + \frac{30(37.5)}{45} \\ &= (45^2 - 37.5^2) = 9843.75 + 22781.25 + 15468.75 = 48093.75 \end{aligned}$$

$$\frac{6 A_2 \bar{b}_2}{L_2} = \sum \frac{P_b}{L} (L^2 - b^2) =$$

$$\frac{30(37.5)}{45} (45^2 - 37.5^2) + \frac{30(22.5)}{45} (45^2 - 22.5^2) + \frac{30(7.5)}{45}$$

$$(45^2 - 7.5^2) = 15468.75 + 22781.25 + 9843.75 = 48093.75$$

$$\frac{6 A_2 \bar{a}_2}{L_2} = \sum \frac{P_a}{L} (L^2 - a^2) =$$

$$\frac{30(7.5)}{45} (45^2 - 7.5^2) + \frac{30(22.5)}{45} (45^2 - 22.5^2) + \frac{30(37.5)}{45}$$

$$(45^2 - 37.5^2) = 9843.75 + 22781.25 + 15468.75 = 48093.75$$

$$\frac{6 A_3 \bar{b}_3}{L_3} = \sum \frac{P_b}{L} (L^2 - b^2) =$$

$$\frac{30(37.5)}{45} (45^2 - 37.5^2) + \frac{30(22.5)}{45} (45^2 - 22.5^2) + \frac{30(7.5)}{45}$$

$$(45^2 - 7.5^2) = 15468.75 + 22781.25 + 9843.75 = 48093.75$$

Sustituyendo los valores encontrados en las ecuaciones 48 y 49:

$$2 M_2(45 + 45) + M_3(45) + 48093.75 + 48093.75 = 0$$

$$M_2(45) + 2 M_3(45 + 45) + 48093.75 + 48093.75 = 0$$

$$\begin{cases} 180 M_2 + 45 M_3 = -96187.5 \\ 45 M_2 + 180 M_3 = -96187.5 \end{cases}$$

$$\begin{cases} 4 M_2 + M_3 = -2137.5 \\ (M_2 + 4 M_3 = -2137.5)(-4) \end{cases}$$

$$\begin{cases} 4 M_2 + M_3 = -2137.5 \\ \hline -4 M_2 - 16 M_3 = 8550 \\ \hline -15 M_3 = 6412.5 \end{cases}$$

$$M_3 = -427.5 \text{ N. mm}$$

$$M_2 = -2137.5 - 4M_3$$

$$M_2 = -2137.5 - 4(-427.5)$$

$$M_2 = -427.5 \text{ N. mm}$$

De la figura 33, se calcula M_2 que es el momento en el punto de acción de F_{ts2} , usando la definición de momento flector.

$$M_2 = \sum M_{1ZQ} = -427.5 \text{ N. mm}$$

$$F_{ts1}(45) - F_{t1}(37.5) - F_{t1}(22.5) - F_{t1}(7.5) = -427.5$$

$$45 F_{ts1} - 67.5 F_{t1} = -427.5$$

$$F_{ts1} = \frac{-427.5 + 67.5 F_{t1}}{45}$$

$$F_{ts1} = \frac{-427.5 + 67.5(30)}{45}$$

$$F_{ts1} = 35.5 \text{ N}$$

De la ecuación 45

$$F_{ts2} = 135 - 2 F_{ts1}$$

$$F_{ts2} = 135 - 2(35.5)$$

$$F_{ts2} = 64 \text{ N}$$

Luego las fuerzas que se transmiten al eje principal a través de los discos separadores son:

$$F_{ts1} = F_{ts4} = 35.5 \text{ N}$$

$$F_{ts2} = F_{ts3} = 64 \text{ N}$$

Calculando las reacciones R_1 y R_2 , del diagrama de cargas en el eje principal (figura 32)

$$\curvearrowright + \sum M_{r1} = 0$$

$$-30 F_b + 85 F_{ts1} + 130 F_{ts2} + 175 F_{ts3} + 220 F_{ts4} - 285 R_2 = 0$$

$$R_2 = \frac{1}{285} (-30 F_b + 85 F_{ts1} + 130 F_{ts2} + 175 F_{ts3} + 220 F_{ts4})$$

$$R_2 = \frac{1}{285} [(-30 \times 608) + (85 \times 35.5) + (130 \times 64) + (175 \times 64) + (220 \times 35.5)]$$

$$R_2 = 42.5 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_b - F_{ts1} - F_{ts2} - F_{ts3} - F_{ts4} - R_1 - R_2 = 0$$

$$R_1 = F_b + F_{ts1} + F_{ts2} + F_{ts3} + F_{ts4} - R_2 = 0$$

$$R_1 = (608 + 35.5 + 64 + 64 + 35.5 - 42.5) \text{ N}$$

$$R_1 = 764.5 \text{ N}$$

Para calcular los máximos valores de fuerza cortante y momento flector en el eje principal se usa el método de las secciones para trazar los correspondientes diagramas, según la figura 32.

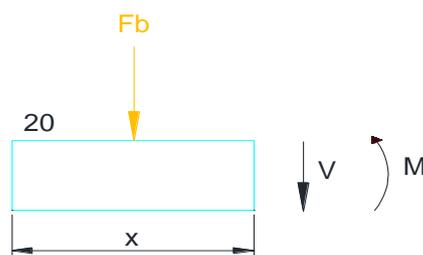
Sección: $0 \leq x \leq 20$



$$V = 0$$

$$M = 0$$

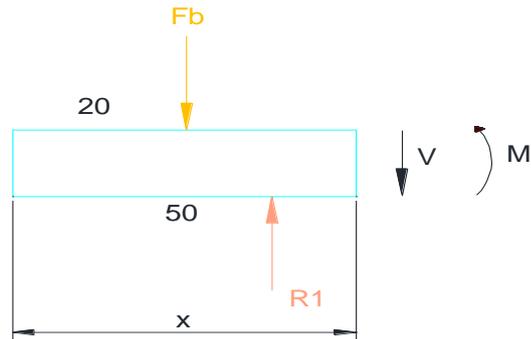
Sección: $20 \leq x \leq 50$



$$V = -608 \text{ N}$$

$$M = -608(x - 20)$$

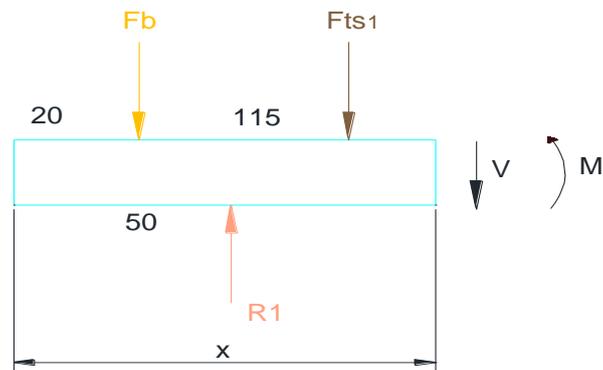
Sección: $50 \leq x \leq 135$



$$V = -608 + 764.5 = 156.5 \text{ N}$$

$$M = -608(x - 20) + 764.5(x - 50)$$

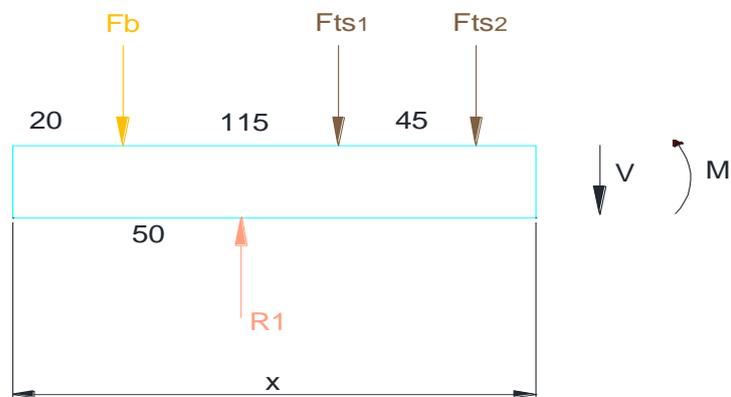
Sección: $135 \leq x \leq 180$



$$V = -608 + 764.5 - 35.5 = 121 \text{ N}$$

$$M = -608(x - 20) + 764.5(x - 50) - 35.5(x - 135)$$

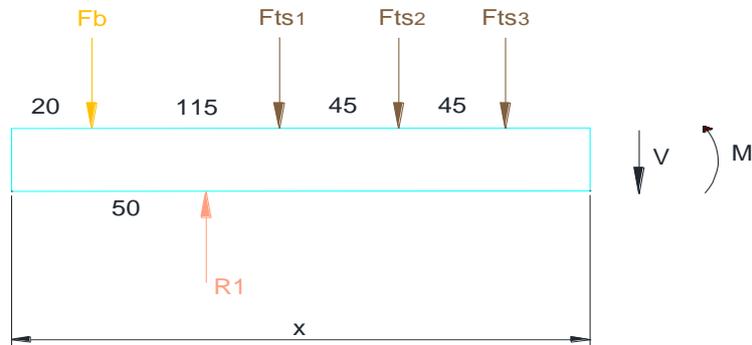
Sección: $180 \leq x \leq 225$



$$V = -608 + 764.5 - 35.5 - 64 = 57 \text{ N}$$

$$M = -608(x - 20) + 764.5(x - 50) - 35.5(x - 135) - 64(x - 180)$$

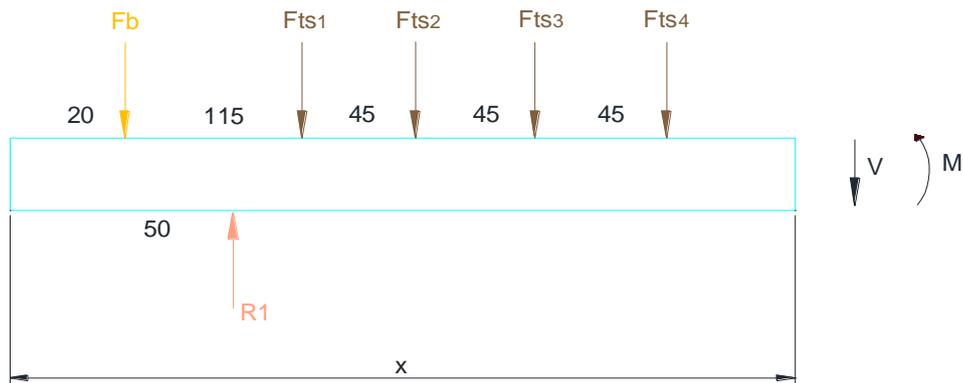
Sección: $225 \leq x \leq 270$



$$V = -608 + 764.5 - 35.5 - 64 - 64 = -7 \text{ N}$$

$$M = -608(x - 20) + 764.5(x - 50) - 35.5(x - 135) - 64(x - 180) - 64(x - 225)$$

Sección: $270 \leq x \leq 335$



$$V = -608 + 764.5 - 35.5 - 64 - 64 - 35.5 = -42.5 \text{ N}$$

$$M = -608(x - 20) + 764.5(x - 50) - 35.5(x - 135) - 64(x - 180) - 64(x - 225) - 35.5(x - 270)$$

Evaluando los valores extremos de los intervalos para cada sección de corte, se encuentran los valores de fuerza cortante y momento flector que sirven para graficar los correspondientes diagramas. Los valores se encuentran en la tabla 4.

Tabla 4*Valores de fuerza cortante y momento flector para el eje principal*

SECCIÓN DE CORTE	X (MM)	V (N)	M (N.mm)	M (N.m)
Q<X<20	0	0,0	0,0	0,0
	20	0,0	0,0	0,0
20<X<50	20	-608,0	0,0	0,0
	50	-608,0	-18240,0	-18,2
50<X<135	50	156,5	-18240,0	-18,2
	135	156,5	-4937,5	-4,9
135<X<180	135	121,0	-4937,5	-4,9
	180	121,0	507,5	0,5
180<X<225	180	57,0	507,5	0,5
	225	57,0	3072,5	3,1
225<X<270	225	-7,0	3072,5	3,1
	270	-7,0	-3322,5	-3,3
270<X<335	270	-42,5	-3322,5	-3,3
	335	-42,5	0,0	0,0

Fuente: Autora

Del análisis de los diagramas de fuerza cortante y momento flector, así como la tabla 4, se puede establecer que:

1. La máxima fuerza cortante, se presenta en el tramo correspondiente entre 20 a 50 mm a la izquierda del eje y su valor es:

$$V = 608 \text{ N}$$

2. El máximo momento flector se presenta a una distancia de 50 mm del extremo izquierdo del eje y su valor es:

$$M = 18.2 \text{ N.m}$$

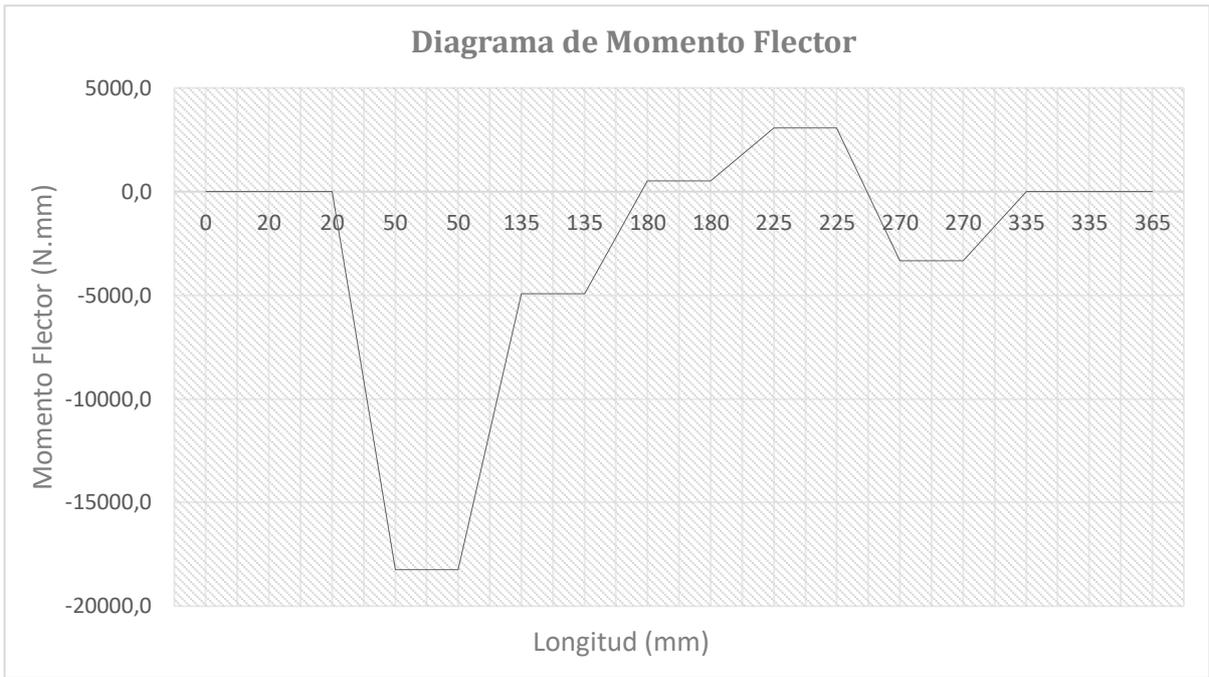


Figura 34. Diagrama de fuerza cortante para el eje principal. Fuente: (Autora)

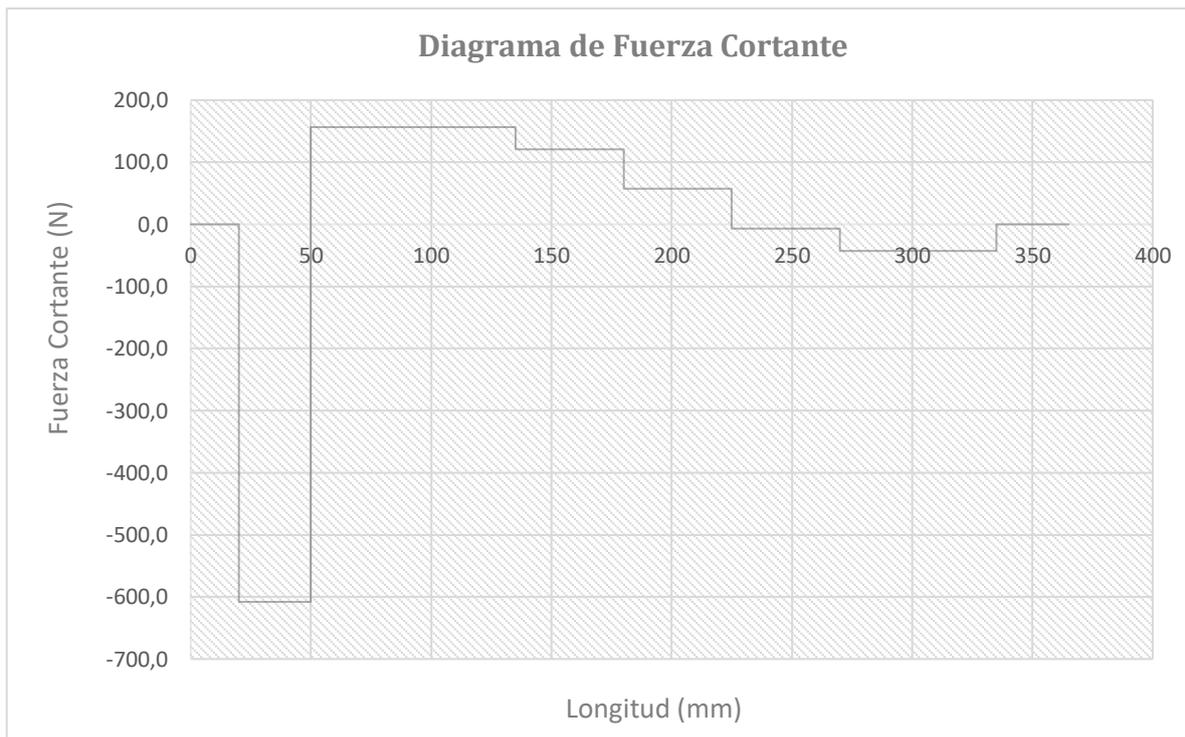


Figura 35. Diagrama de momento flector para el eje principal. Fuente: (Autora)

El máximo momento torsor que debe transmitir el eje principal, es el calculado con la ecuación 23 y cuyo valor es:

$$T = 38 \text{ N.m}$$

Ahora se calcula el eje principal bajo los esfuerzos combinados de flexión y torsión.

Según la hipótesis denominada **teoría de falla por esfuerzo cortante máximo**, el esfuerzo cortante máximo se calcula utilizando ecuación 6.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \leq \tau_{AD}$$

Por tanto, sustituyendo el valor dado de $2S = Z_p$, en la ecuación 11 tenemos:

$$\tau_{max} = \frac{\tau_e}{Z_p} \leq \tau_{AD}$$

Como:

$$S = \frac{\pi D^3}{16}$$

Finalmente:

$$\tau_{max} = \frac{16\tau_e}{\pi d^3} \leq \tau_{AD} \quad \text{Ecuación 50}$$

Despejando el valor del diámetro, se tiene:

$$d \geq \left[\frac{16\tau_e}{\pi \tau_{AD}} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación 51}$$

El esfuerzo cortante admisible τ_{AD} , puede calcularse a partir de la ecuación 12:

$$\tau_{AD} = \frac{\sigma_{AD}}{2}$$

$$\tau_{AD} = \frac{115}{2} = 57.5 \text{ MPa.}$$

En el caso del eje principal, eligiendo un acero inoxidable AISI 304, con:

$$\sigma = 18.2 \text{ N.m}$$

$$\tau = 38 \text{ N.m}$$

Efectuando los cálculos, el par de torsión equivalente:

$$\tau_e = \sqrt{(18.2)^2 + (38)^2} = 42.1 \text{ N.m.}$$

Sustituyendo en la ecuación 51, tenemos:

$$d \geq \left[\frac{16(42,1)}{\pi(57,5)} \right]^{1/3}$$

$$d \geq 0.0155 \text{ m}$$

$$d \geq 15.5 \text{ mm}$$

Se acepta para el eje principal

$$\mathbf{d = 16 \text{ mm}}$$

El diámetro de 16 mm deberá conservarse para el sitio donde se presenta el máximo esfuerzo flector y el máximo esfuerzo torsor, que según el diagrama de cargas de la figura 32, es el sitio donde se ubica el apoyo izquierdo sobre el cojinete antifricción (cojinete de bolas).

A la izquierda de dicho cojinete (20 mm del extremo izquierdo) se ubica la polea que proporcionara la potencia y el torque de 38 N.m, sin embargo, según la tabla 4 o el diagrama de momento flector, justamente en ese sitio, el momento flector tiene un valor nulo (es decir vale 0 N.m).

Como la polea de transmisión de potencia debe ir enchavetada al eje principal, el mecanizado del chavetero ocasionará la aparición de concentraciones de tensiones, por ello es necesario calcular el diámetro del eje en ese sitio para las condiciones descritas.

Luego sí $M = 0$ y $T = 38 \text{ N.m}$

Se hace necesario corregir el valor del momento torsor según:

$$T' = k_f T \quad (\text{Mott, 2012}) \quad \text{Ecuación 52}$$

Dónde:

T' = torque o momento torsor corregido

k_f = factor de concentración de tensiones

k_f , se puede tomar de la siguiente tabla.

Tabla 5*Factores de concentración de tensiones para chavetas.*

Factor	Tratamiento	Perfil recto		Terminación curva	
		Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
k_f	Recocido	1.6	1.3	1.3	1.3
	Templado y revenido	2.0	1.6	1.6	1.6



Perfil recto



Terminación curva

Fuente: (Shigley, 2014)

Elijiendo $k_f = 1.6$ para chaveta de perfil recto de acero recocido, se tiene:

$$T' = 1.6(38) = 60.8 \text{ N.m}$$

Luego

$$\tau = \frac{16 T'}{\pi d^3} \leq \tau_{AD} = 92 \text{ MPa}$$

$$d \geq \left(\frac{16 T'}{\pi(92 \times 10^6)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d \geq \left(\frac{16 \times 60.8}{\pi(92 \times 10^6)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d \geq 0.0149 \text{ m} = 15 \text{ mm}$$

Como se eligió:

$$d = 16 \text{ mm}$$

El eje soportará la concentración de tensiones en el sitio de ubicación de la polea de transmisión de potencia.

Ahora se comprobará la resistencia del eje a la fuerza cortante pura. De la tabla 4 o del diagrama de fuerza cortante el máximo valor de dicha fuerza es:

$$V = 608 \text{ N}$$

Y actúa en el sitio donde se ubica la polea de transmisión de potencia.

El esfuerzo cortante puro τ , se calcula con:

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{4V}{\pi d^2} \quad (\text{Shigley, 2014}) \quad \text{Ecuación 53}$$

Dicho esfuerzo debe cumplir la relación

$$\tau = \frac{4V}{\pi d^2} \leq \tau_{AD} = 92 \times 10^6 \text{ Pa}$$

De la ecuación 53, se calcula el diámetro requerido para resistir al esfuerzo cortante.

$$d \geq \sqrt{\frac{4V}{\pi(\tau_{AD})}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4(608)}{\pi(92 \times 10^6)}}$$

$$d \geq 2.9 \times 10^{-3} \text{ m} = 2.9 \text{ mm}$$

Como el diámetro elegido es:

$$d = 16 \text{ mm}$$

Se concluye que el eje resiste al esfuerzo cortante puro.

6.1.13. Diseño del eje principal

Se efectúa considerando lo siguiente:

1. Escalonamiento en el eje, especialmente entre apoyos antifricción para impedir desplazamientos laterales.
2. Escalonamiento en el sitio de ubicación de la polea de transmisión de potencia.
3. Chaveteros mecanizados en el sitio donde se ubica la polea de transmisión de potencia y donde actúan los cuatro discos separadores.

Las dimensiones de chavetas de acero y chaveteros normalizados, se pueden seleccionar del Anexo 3, conforme a la siguiente figura 39.

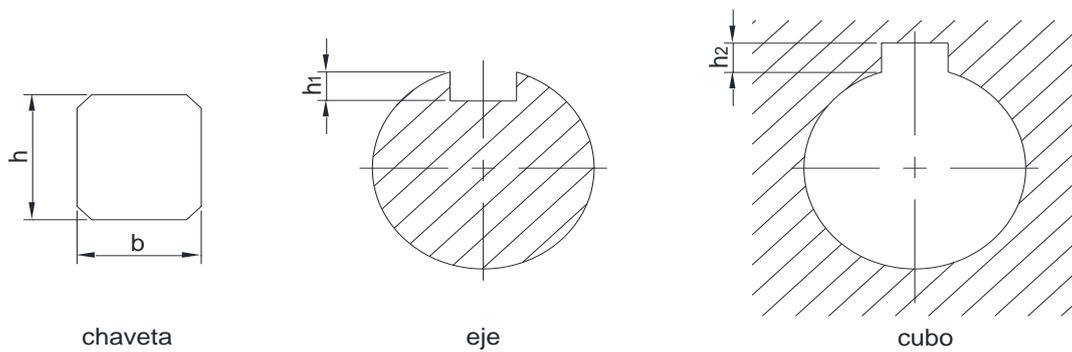


Figura 39. Dimensiones de chaveta y chavetero. Fuente: Autora

Por lo tanto, del Anexo 3, se elige una chaveta para ejes cuyo diámetro oscila entre:

$$d = 12 - 17 \text{ mm}$$

De las siguientes dimensiones:

$$b \times h = 5 \times 5 \text{ mm}$$

$$h_1 = 3 \text{ mm}$$

$$h_2 = 2.3 \text{ mm}$$

$$l = 10 - 56 \text{ mm (longitud de chaveta)}$$

Finalmente se procede a la selección de cojinete de bolas y chumaceras para el eje principal.

Para ello se utilizará el procedimiento proporcionado para el Manual SKF Rodamientos 2018, el mismo que establece la ecuación para la carga dinámica, como sigue:

$$P = X F_r + Y F_a \quad (\text{SKF Rodamientos 2018}) \quad \text{Ecuación 54}$$

Dónde:

P = Carga dinámica equivalente, N

X = Factor de carga radial (tabla 6)

F_r = Carga radial real, N

Y = Factor de carga axial

F_a = Carga axial real, N

En nuestro caso la carga radial F_r , es la que se presenta en el apoyo izquierdo y su valor es:

$$F_r = 608 \text{ N}$$

Como no hay cargas axiales se tiene que:

$$F_a = 0$$

Luego:

$$P = X(608) + Y(0) = X(608)$$

X, Se puede elegir de la siguiente tabla:

Tabla 6

Factores de aplicación de carga

Tipos de Aplicación	Factor de carga
Engranés de precisión	1.0 – 1.1
Engranés	1.1 – 1.3
Aplicaciones con sellos deficientes en cojinetes.	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0 – 1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2 – 1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5 – 3.0

Fuente: (Nisbert, 2012, pág. 563)

De la tabla 6, se elige:

$x = 2$, para maquinaria con impactos moderados

$$P = 2(608) = 1216 \text{ N}$$

La capacidad de carga nominal se puede calcular con:

$$C = P \times \left(\frac{L_{10} \times N \times 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (\text{SKF Rodamientos 2018}) \text{ Ecuación 55}$$

Dónde:

C = Capacidad de carga nominal

L_{10} = Vida nominal en millones de revoluciones (Anexo 4)

N = Velocidad de giro, rpm

$p = 3$, para rodamientos de bolas

Del Anexo 4, se elige L_{10} , usando el segundo ítem:

$$L_{10} = 5000$$

$N = 1500$ rpm, Velocidad de rotación del eje principal

$$C = 1216 \left(\frac{5000 \times 1500 \times 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 9318.3 \text{ N} = 9.3 \text{ kN}$$

Que es el valor de carga dinámica nominal.

Con los valores de carga dinámica nominal C , y carga estática real, diámetro del eje, se selecciona un cojinete de bolas, con su correspondiente soporte de hierro fundido, del Anexo 5 se elige el soporte requerido, con las siguientes características principales:

- Diámetro del eje = 17mm
- Designación del soporte = UCP203
- Designación del rodamiento = UC203
- Carga dinámica básica = 12.8 kN > $C = 9.3$ kN
- Carga estática básica = 6.7 kN > $F_r = 608$ N

Finalmente, el diseño del eje principal será según la siguiente figura.

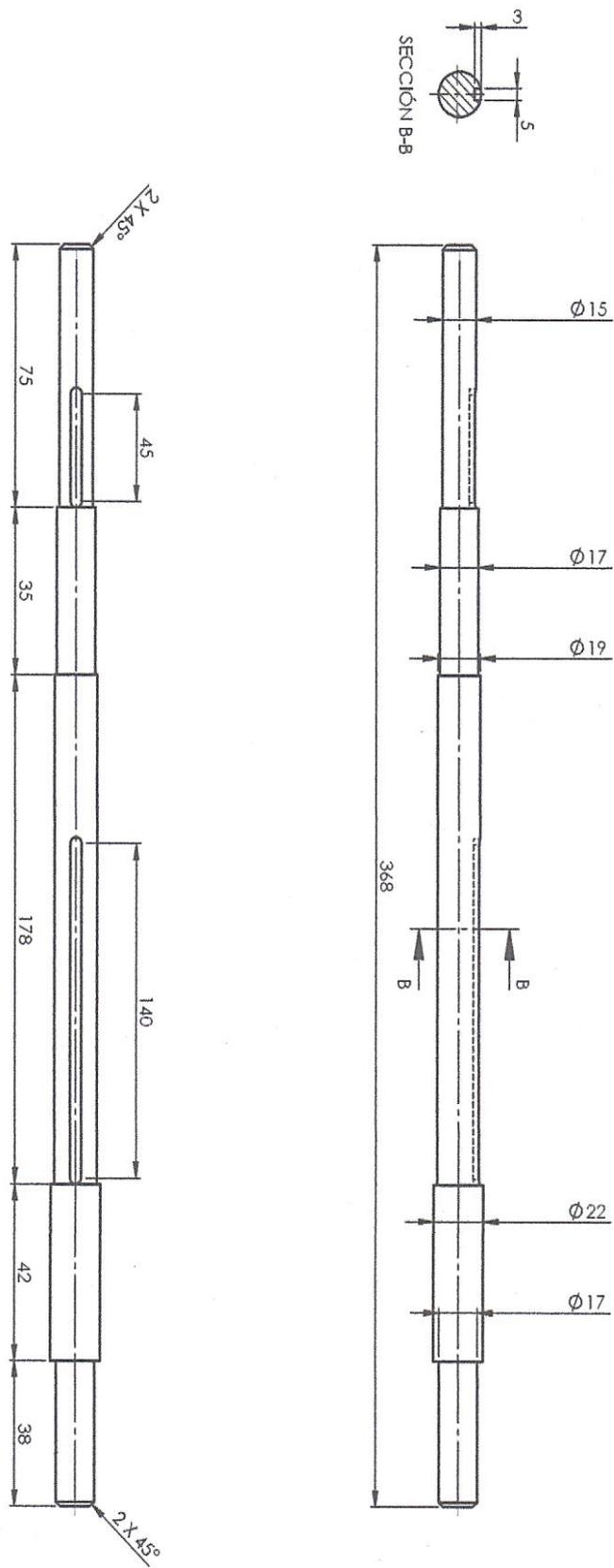


Figura 36. Eje principal. Fuente: (Autora)

6.1.14. Cálculo de la transmisión por correa trapecial

Para calcular y seleccionar el tipo y número de correas trapeciales, se seguirá el procedimiento normalizado propuesto en el “Método para calcular las transmisiones de OLEOSTATIC: Correas Trapeciales Convencionales”

6.1.14.1. Sección de las correas

Se requieren conocer los siguientes datos:

P = Potencia a transmitir, kW

n_1 = Número de revoluciones por minuto de la polea menor, rpm

n_2 = Número de revoluciones por minuto de la polea mayor, rpm

La potencia a transmitir se calcula con:

$$P = T\omega$$

En el eje principal:

$$T = 38 \text{ N.m}$$

$$\omega = 1500 \text{ rpm} = 157.1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = 38 \text{ N.m} \times 157.1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = 5970 \text{ W}$$

Si se elige un motor eléctrico con una velocidad de rotación nominal de 1200 rpm se tiene:

$$n_1 = 1500 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 1200 \text{ rpm}$$

Tomando en consideración las condiciones reales de funcionamiento, se corrige la potencia P.

$$P_c = P \times C_c \quad (\text{Oleostatic}) \quad \text{Ecuación 56}$$

Siendo P_c la potencia corregida.

Del Anexo 6, se elige:

$$C_c = 1.3$$

Para 8-16 horas diarias de funcionamiento de molinos de martillos.

$$P_c = 5.97 \text{ kW} \times 1.3$$

$$P_c = 7.761 \text{ kW}$$

Con la potencia corregida P_c y el número de revoluciones de la polea menor n_1 , usando la figura 37, se elige la sección de la correa.

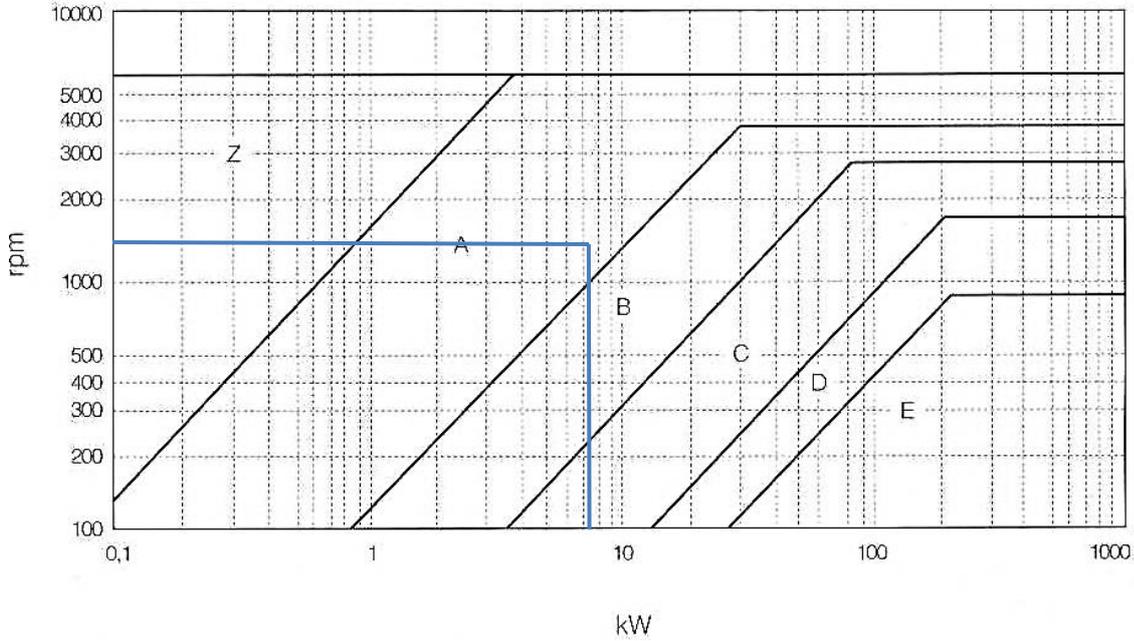


Figura 37. Perfil de la correa. Fuente: (Oleostatic)

De la figura 37, con

$$P_c = 7.761 \text{ kW}$$

$$n_1 = 1500 \text{ rpm}$$

Se deduce que se usará correa trapecial de SECCIÓN A.

6.1.14.2. Diámetros primitivos de las poleas (Norma 150 R 52 – 150 R 253)

La relación de transmisión K , se define como:

$$K = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d} \quad (\text{Oleostatic}) \quad \text{Ecuación 57}$$

Dónde:

D = Diámetro de la polea mayor

d = Diámetro de la polea menor

$$K = \frac{1500}{1200}$$

$$K = 1.25$$

Luego el diámetro primitivo de la polea mayor es:

$$D = Kd \quad (\text{Oleostatic}) \quad \text{Ecuación 58}$$

Como d , se eligió antes como D_{p2}

$$d = D_{p2} = 125 \text{ mm}$$

$$D = 1.25(125)$$

$$D = 156.25 \text{ mm}$$

Del Anexo 7, se eligen los nuevos diámetros primitivos de las poleas.

Los diámetros primitivos seleccionados son:

$$d = 125 \text{ mm}$$

$$D = 160 \text{ mm}$$

Luego el nuevo valor de K es:

$$K = \frac{160}{125}$$

$$K = 1.28$$

Las revoluciones en el eje principal serán ahora:

$$n_1 = K \times n_2 \quad (\text{Oleostatic}) \quad \text{Ecuación 59}$$

$$n_1 = 1.28 \times 1200$$

$$n_1 = 1536 \text{ rpm}$$

Que es un valor aceptable.

La velocidad periférica de las correas V_p , no debe exceder de 30 m/s y se calcula con:

$$V_p = \frac{0.052 \times d \times n_1}{1000} \quad (\text{Oleostatic}) \quad \text{Ecuación 60}$$

$$V_p = \frac{0.052 \times 125 \times 1500}{1000}$$

$$V_p = 9.75 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

6.1.14.3 Longitud primitiva de las correas.

Si la distancia entre ejes I , (intereje) no está definida según las condiciones del equipo, se puede aproximar mediante las siguientes relaciones:

1. Si K está comprendido entre 1 y 3:

$$I \geq \frac{(K+1)d}{2} + d \quad (\text{Oleostatic}) \quad \text{Ecuación 61}$$

2. Si $K > 3$

$$I \geq D$$

Como $K = 1.28$, se tiene según la ecuación 61.

$$I \geq \frac{(1.28 + 1) 125}{2} + 125$$

$$I \geq 267.5$$

La longitud primitiva aproximada L_p' se obtiene con:

$$L_p' = \pi \frac{(D+d)}{2} + \frac{D-d}{4 \times I} + 2I \quad (\text{Oleostatic}) \quad \text{Ecuación 62}$$

$$L_p' = \pi \frac{(160 + 125)}{2} + \frac{160 - 125}{4(267.5)} + 2(267.5)$$

$$L_p' = 982.7 \text{ mm}$$

Del Anexo 8, se elige la longitud primitiva real L_p , más aproximada, este valor es:

$$L_p = 983 \text{ mm}$$

Que corresponde a una correa trapecial A 37 $1/2$

Conociendo D , d , y L_p , se corrige la distancia entre centros de las poleas con:

$$I^2 - I \left[\frac{L_p}{2} - \frac{\pi}{4}(D + d) \right] + \frac{D-d}{8} = 0 \quad (\text{Oleostatic}) \quad \text{Ecuación 63}$$

Haciendo:

$$M = \frac{L_p}{4} - \frac{\pi}{8}(D + d); \quad Y \quad N = \frac{(D-d)^2}{8}, \quad \text{resulta:}$$

$$I = M \pm \sqrt{M^2 - N} \quad \text{Ecuación 64}$$

Calculando:

$$M = \frac{983}{4} - \frac{\pi}{8}(160 + 125)$$

$$M = 133.83$$

$$N = \frac{(160 - 125)^2}{8}$$

$$N = 153.125$$

$$I = 133.83 \pm \sqrt{133.83^2 - 153.125^2}$$

$$I = 133.83 \pm 133.26$$

De la expresión anterior se obtiene:

$$I_1 = 267.09 \text{ mm}$$

$$I_2 = 0.57 \text{ mm}$$

Como I_2 no es aplicable, se elige la distancia entre ejes como $I = I_1$

$$I = 267.5$$

Se acepta:

$$I = 268 \text{ mm}$$

6.1.14.4. Número de correas

La prestación básica P_b indica la potencia que una sola correa transmite en las siguientes condiciones:

1. $K = 1$, que corresponde a un arco de abrazamiento de las correas de 180° en ambas poleas.

2. Longitud primitiva estándar : Z53 – A66 – B90 – C144 – D240 – E285

La prestación diferencial P_d es la potencia que la correa transmite y que es mayor que P_b , en las condiciones $K \neq 1$.

La prestación actual P_a corresponde a la potencia que la correa transmite en las condiciones de funcionamiento reales y se calcula con:

$$P_a = (P_b + P_d)C_\gamma \times C_l \quad (\text{Oleostatic}) \quad \text{Ecuación 65}$$

Dónde:

C_γ = Factor de corrección por ángulo de abrazamiento de la correa en la polea menor

γ = Arco de contacto sobre la polea menor

C_l = Factor de corrección en función del tipo y longitud de la correa

γ , se calcula con:

$$\gamma = 180 - 57 \left(\frac{D-d}{I} \right) \quad (\text{Oleostatic}) \quad \text{Ecuación 66}$$

$$\gamma = 180 - 57 \frac{(160 - 125)}{268}$$

$$\gamma = 172.5^\circ$$

Con γ , y usando la tabla 7, se calcula el valor de C_γ , por interpolación.

Tabla 7

Factor de corrección C_γ

γ	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°
T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82
T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82

Fuente: (Oleostatic)

$$C_\gamma = 0,98 + (0,99 - 0,98) \left(\frac{172,5 - 170}{175 - 170} \right)$$

$$C_\gamma = 0,985$$

Los valores de C_L , se muestran en la tabla 8.

Tabla 8

Factor de corrección C_L en función del tipo y longitud de la correa

	PULGADAS														
	9 1/2	16	22	24	28	32	35	42	48	53	66	75	81	90	105
Z	0,69	0,77	0,82	0,84	0,87	0,89	0,91	0,95	0,98	1,00					
A		0,70	0,79	0,80	0,83	0,85	0,87	0,91	0,93	0,95	1,00	1,03	1,05	1,07	1,11
B			0,73	0,75	0,77	0,80	0,81	0,85	0,87	0,89	0,93	0,96	0,98	1,00	1,03
C						0,72	0,73	0,76	0,79	0,80	0,85	0,87	0,88	0,90	0,93
D														0,81	0,83

Fuente: (Oleostatic)

$$L_p = 983 \text{ mm} = 38.7 \text{ pulg.}$$

De la tabla 8, se encuentra C_L por interpolación.

$$C_L = 0.87 + \left(0.91 - 0.87 \left(\frac{38.7 - 35}{42 - 35} \right) \right)$$

$$C_L = 0.8911$$

En el Anexo 9, se muestran los valores de P_b y P_d en función de n_1 , d y K y se elige:

$$P_b = 3.41$$

$$P_d = 0.21$$

Por tanto:

$$P_a = (3.41 + 0.21) \times 0.9848 \times 0.8911$$

$$P_a = 3.1767 \text{ kW}$$

El número de correas se calcula con:

$$Q = \frac{P_c}{P_a} \quad (\text{Oleostatic}) \quad \text{Ecuación 67}$$

Como $P_c = 7.761 \text{ kW}$

$$Q = \frac{7.761 \text{ kW}}{3.1767 \text{ kW}}$$

$$Q = 2.44$$

$$Q = 3 \text{ correas}$$

5.2.14. Diseño de las poleas mayor y menor

Para determinar las medidas prácticas de la polea mayor (polea en el eje de motor) y menor (polea en el eje de la máquina) se usa el Anexo 10, que establece las medidas principales.

Para el caso de la polea mayor, se elige:

$$I_p = 11 \text{ mm}$$

$$k = 3.3 \text{ mm}$$

$$h = 8.7 \text{ mm}$$

$$e = 15 \text{ mm}$$

$f = 10 \text{ mm}$

$\alpha = 34^\circ$

Dónde:

$I_p =$ Ancho primitivo

$k =$ Altura mínima del canal sobre la línea primitiva

$h =$ Profundidad mínima del canal por debajo de la línea primitiva

$e =$ Distancia entre los ejes de dos canales consecutivos

$f =$ Distancia entre los ejes del canal exterior y el borde de la polea

$\alpha =$ Ángulo del canal

El diámetro exterior de la polea D_e , se hace:

$$D_e = D_p + 2k \quad \text{Ecuación 68}$$

D_p , Diámetro primitivo de la polea = 160 mm

$$D_e = 160 + 2(3.3)$$

$$D_e = 166,7 \text{ mm}$$

Se acepta:

$$D_e = 167 \text{ mm}$$

El diámetro de la base del canal D_b , se hace:

$$D_b = D_p - 2h \quad \text{Ecuación 69}$$

$$D_b = 160 - 2(8,7)$$

$$D_b = 142,6 \text{ mm}$$

Se acepta:

$$D_b = 143 \text{ mm}$$

El ancho A , de la polea para mecanizar los canales, se hace:

$$A = 2f + 2e \quad \text{Ecuación 70}$$

$$A = 2(10) + 2(15)$$

$$A = 50 \text{ mm}$$

La longitud L_c del cubo se hace:

$$L_c = A + 20$$

Ecuación 71

$$L_c = 50 + 20$$

$$L_c = 70 \text{ mm}$$

El diámetro del cubo D_c , se hace:

$$D_c = (1.8 - 2.0)d_m$$

Ecuación 72

Siendo d_m , el diámetro del eje del motor

$$d_m = 38 \text{ mm}$$

$$D_c = 2(38 \text{ mm})$$

$$D_c = 76 \text{ mm}$$

El diseño de la polea mayor, se muestra en la siguiente figura.

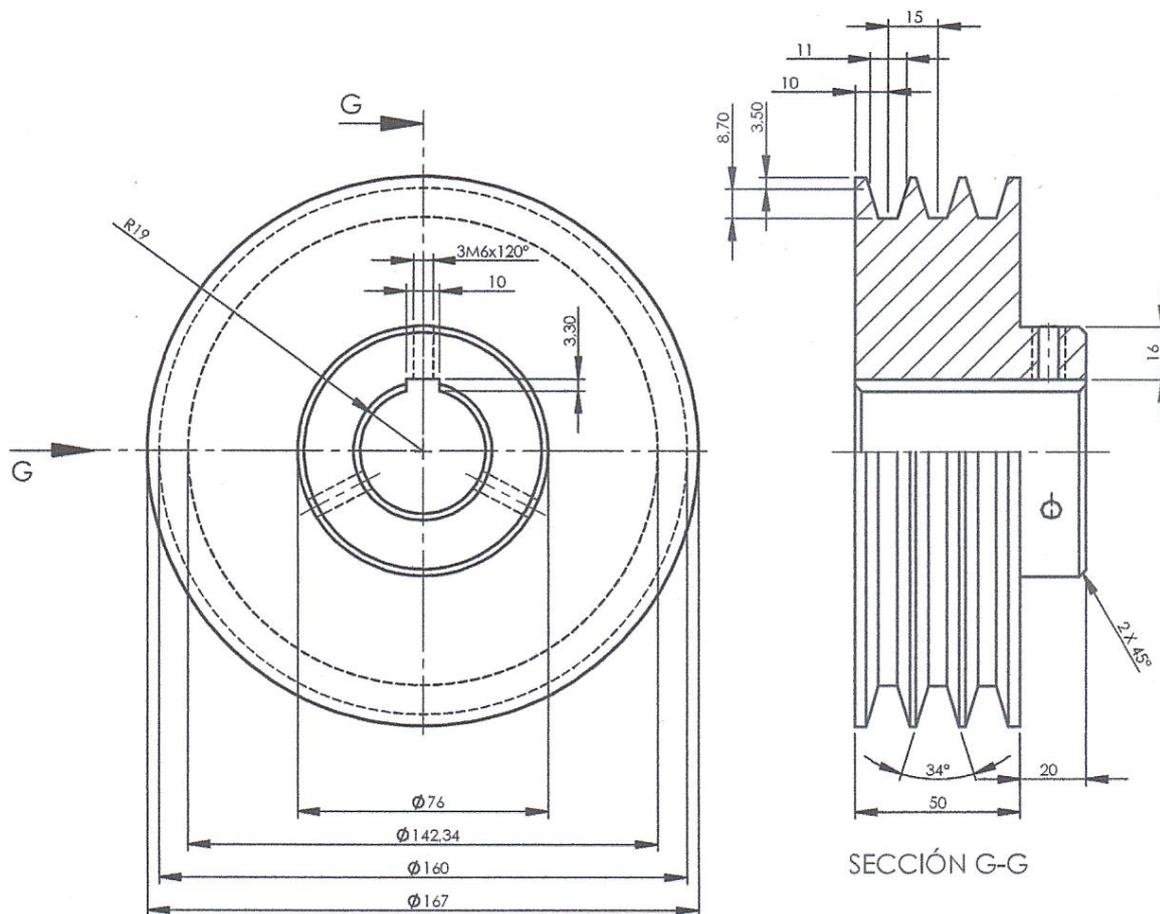


Figura 38. Polea conductora. Fuente: (Autora)

Para el caso de la polea menor, cuyo diámetro primitivo es:

$$D_p = 125 \text{ mm}$$

El diámetro exterior es:

$$D_e = D_p + 2k \quad \text{Ecuación 73}$$

$$D_e = 125 + 2(3,3)$$

$$D_e = 131,6 \text{ mm}$$

Se acepta:

$$D_e = 132 \text{ mm}$$

El diámetro de la base del canal, D_b es:

$$D_b = D_e - 2h \quad \text{Ecuación 74}$$

$$D_b = 125 - 2(8,7)$$

$$D_b = 107,6 \text{ mm}$$

El ancho de la polea menor para los canales, es igual al de la polea mayor.

$$A = 50 \text{ mm}$$

De igual forma la longitud del cubo.

$$L_c = 70 \text{ mm}$$

Si d_e es el diámetro del eje principal, el diámetro del cubo es:

$$D_c = (1.8 - 2.0)d_e \quad \text{Ecuación 75}$$

Como, $d_m = 15 \text{ mm}$

$$D_c = 2(15 \text{ mm})$$

$$D_c = 30 \text{ mm}$$

El diseño de la polea menor se muestra en la siguiente figura.

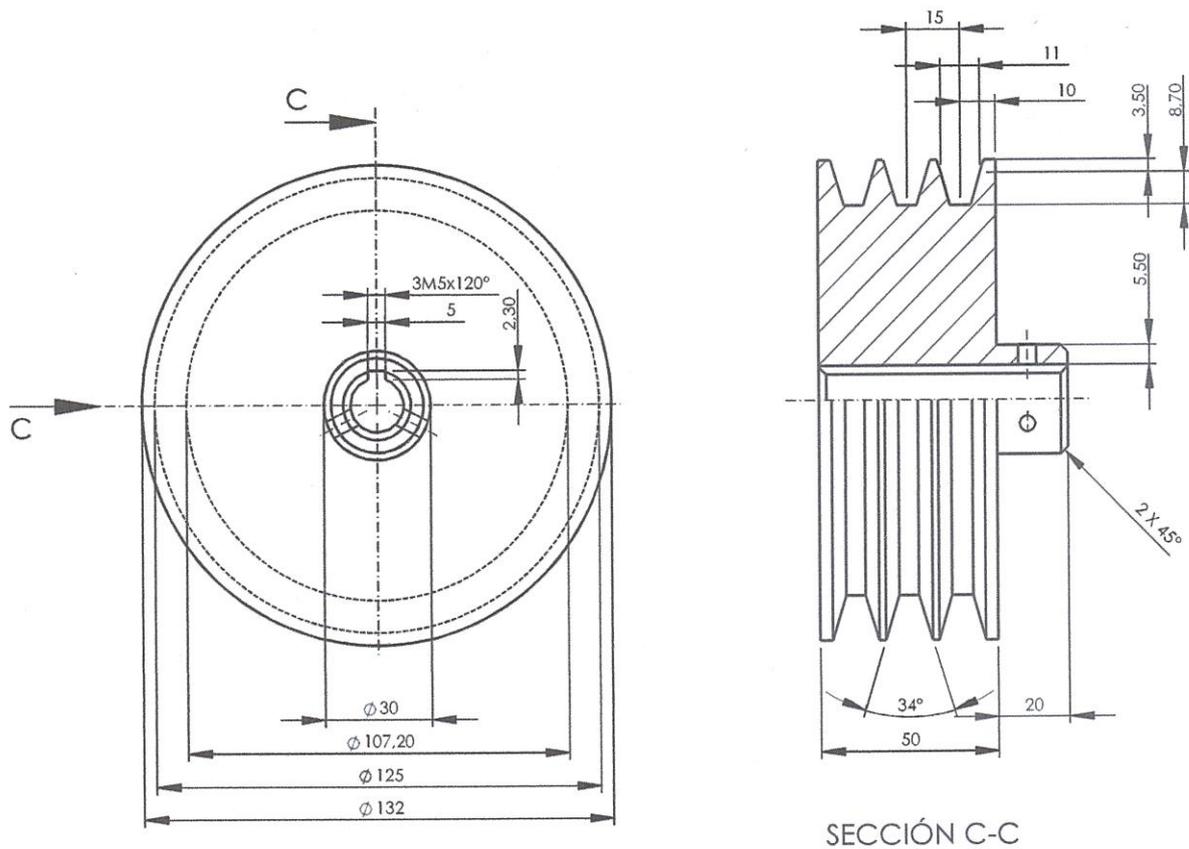


Figura 39. Polea menor. Fuente: Autora

6.1.15. Selección del motor eléctrico

La eficiencia mecánica η de la transmisión por correa trapecial a plena carga, según Aníbal de Almeida, en Transmisiones Mecánicas¹ puede oscilar entre los valores de:

$$\eta = 0.90 - 0.96$$

Por tanto, por definición:

$$\eta = \frac{P}{P_m} \quad \text{Ecuación 76}$$

P = Potencia en el eje principal = 5.97kW

P_m = Potencia del motor eléctrico, kW

Luego según la ecuación 76, tomando $\eta = 0.95$

$$P_m = \frac{P}{\eta}$$

¹ <https://docplayer.es/58360454-12-transmisiones-mecanicas.html>

$$P_m = \frac{5.97 \text{ kW}}{0.95}$$

$$P_m = 6.28 \text{ kW}$$

Con el valor de $P_m = 6.28 \text{ kW}$, del catálogo de SIEMENS – ECUADOR 2020, se elige del Anexo 11, un motor eléctrico trifásico de las siguientes características:

Potencia = 10 Hp , 7.5 kW

Corriente = 31 A a 220 V

Tipo = 1LED142 – 1CC86 – 4A4 – Z

Polos = 6

Velocidad nominal = 1200 rpm

Diámetro del eje = 38 mm

Longitud del eje = 80 mm

6.1.15.1. Esquema eléctrico

El motor que se utiliza para el funcionamiento del molino tiene una capacidad de 7,5 kW o 10 hp, en el cual durante su funcionamiento pueden ocurrir diversas alternaciones como sobrecargas, cortocircuitos, disminución o desaparición de la tensión, para evitar estas alteraciones se aplican diferentes dispositivos de protección.

Dispositivos a utilizar:

- Interruptor electromagnético
- Contactor
- Relé térmico
- Pulsador normalmente abierto (on)
- Pulsador normalmente cerrado (off)
- Luces de señalización (verde - roja)

Mediante el empleo del software Cade-Simu y utilizando la norma IEC 1082-1, se realiza el esquema eléctrico que consta de los circuitos de fuerza y control.

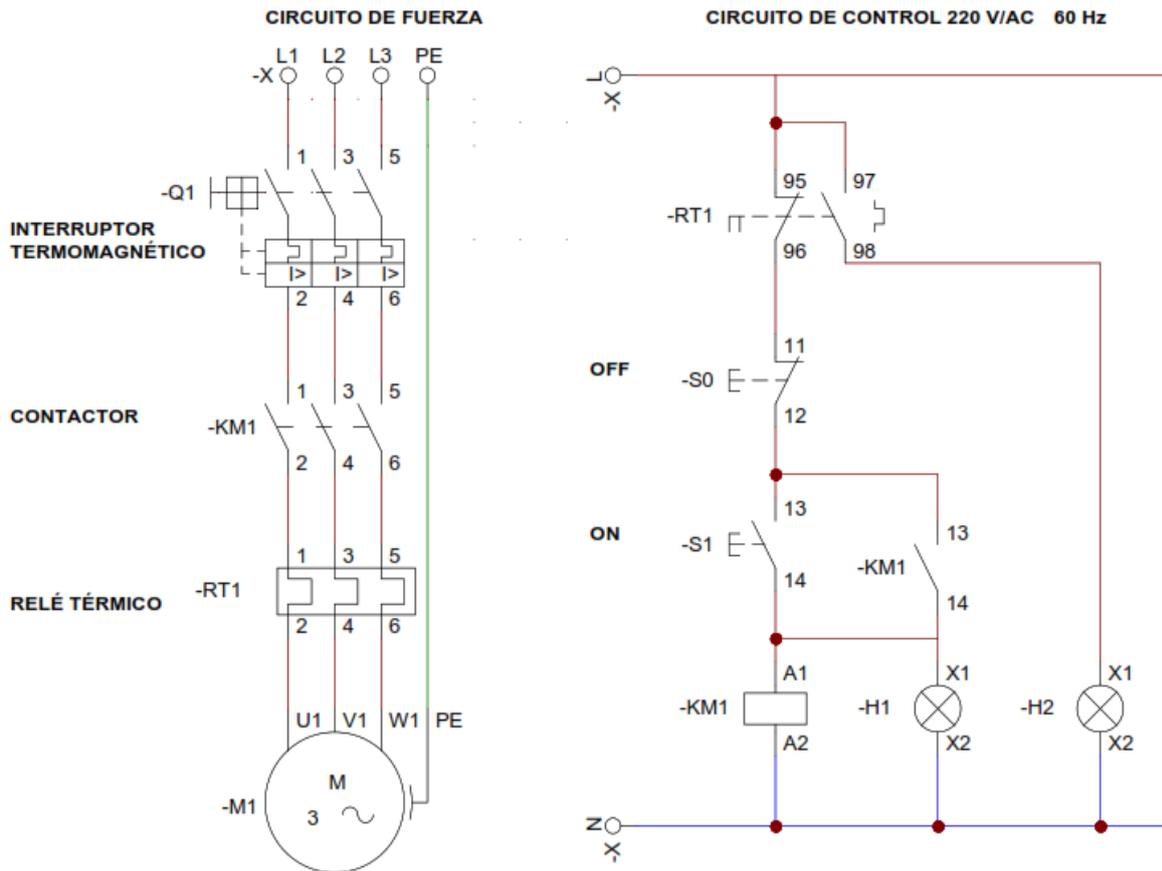


Figura 40. Esquema eléctrico del motor trifásico. Fuente: (Autora)

El circuito de fuerza, consta de un interruptor termomagnético (-Q1), que está conectado de forma independiente a cada una de las líneas de alimentación con una configuración de 3 fases que opera a un voltaje de 120 V/AC en corriente alterna, seguido se conecta el dispositivo de control que es el contactor (-KM1), cuya función es abrir y cerrar el circuito, luego a la salida el relé térmico, que es el encargado de proteger particularmente al motor (-RT1) y por último se acopla el motor, que va conectado con una protección de puesta a tierra (PE).

En el circuito de control, se colocan los pulsadores -S0 y -S1, que se activaran de forma manual al encender y apagar el motor, posteriormente cuando el relé se active por una sobrecarga, emitirá una luz roja de alerta (-H2) indicando que el motor se ha apagado, y al momento que el motor esté funcionando se indicará mediante una luz verde de alerta (-H1), finalmente para cerrar el circuito se conectará al neutro.

6.1.16. Diseño de la carcasa y sistema de alimentación

La carcasa del molino, así como el sistema alimentación se diseñan de conformidad con los siguientes criterios:

1. La carcasa del molino se diseña en dos partes que son: Carcasa inferior o cámara principal de trituración y la Carcasa superior.
2. La carcasa superior, formará un solo conjunto con el sistema de alimentación de granos.
3. Se usará plancha de acero inoxidable AISI 304 de 5 mm de espesor.
4. La cámara principal de trituración (cámara inferior), se dimensiona de conformidad con las dimensiones del conjunto conformado por los discos separadores, ensamblados con los correspondientes ejes porta martillos, martillos y arandelas de separación, cuya longitud es de 175 mm, y cuyo radio de volteo es de 140 mm.
5. Bajo esas condiciones, el ancho de la carcasa inferior será de 210 mm y su longitud de 330 mm, en esta última dimensión, se ha dejado un espacio entre la punta de rotación de los martillos y la pared lateral de la carcasa, de 15 mm por lado, esto para aprovechar también el impacto de los granos de maíz contra las paredes, situación que contribuye a la trituración del grano.
6. En la carcasa inferior, se colocará la criba, la cual forma un ángulo de 160° , se ubicará sobre pletinas de acero AISI 304, de 4 mm, el sistema de apoyo para ubicar el correspondiente tamiz para cernir el grano triturado. El tamiz puede ser intercambiado de acuerdo a los requerimientos de molienda. El piso de la carcasa tendrá un ángulo de inclinación de 15° , para facilitar el desalojo del material triturado.
7. En las paredes laterales de la carcasa inferior, se incorporarán mediante soldadura eléctrica por arco, los elementos sobre los cuales se fijarán los apoyos de cojinete de bolas para el eje principal.
8. En lo referente a la carcasa superior, su longitud, será la misma de la carcasa inferior, es decir 330 mm, en cuanto al ancho, ella se fija de conformidad al de la carcasa inferior, con el objetivo de que la tolva para alimentación de granos, permita que los mismos caigan directamente sobre el sistema de trituración.
9. La altura se determina, dejando el espacio suficiente para los 140 mm del radio de volteo, más el espacio para el ingreso de los granos.
10. En la parte superior de la carcasa superior, se incorpora la tolva o sistema de alimentación, la misma que tendrá una inclinación suficiente para impedir el retroceso de los granos por la parte superior, luego de ser impactados por los martillos y a la vez consta de una compuerta corrediza que regulará la caída de los granos.

11. La carcasa superior se integra con la inferior, mediante un sistema de bisagra, por la parte posterior y aldaba en la parte frontal, para asegurar su hermeticidad.

De conformidad con lo anterior:

El diseño de la carcasa inferior se muestra en la siguiente figura:

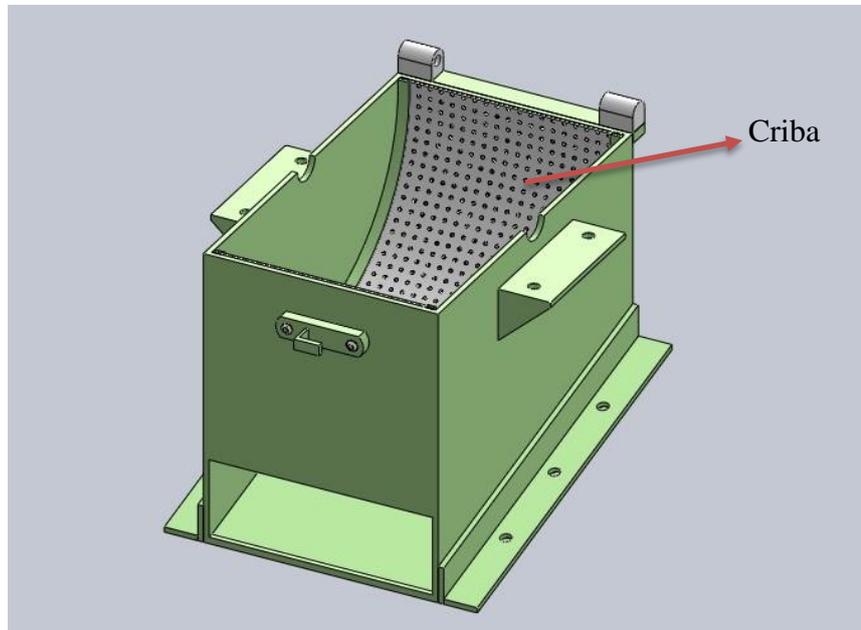


Figura 41. Carcasa Inferior. Fuente: (Autora)

El diseño de la carcasa superior-tolva se muestra a continuación:

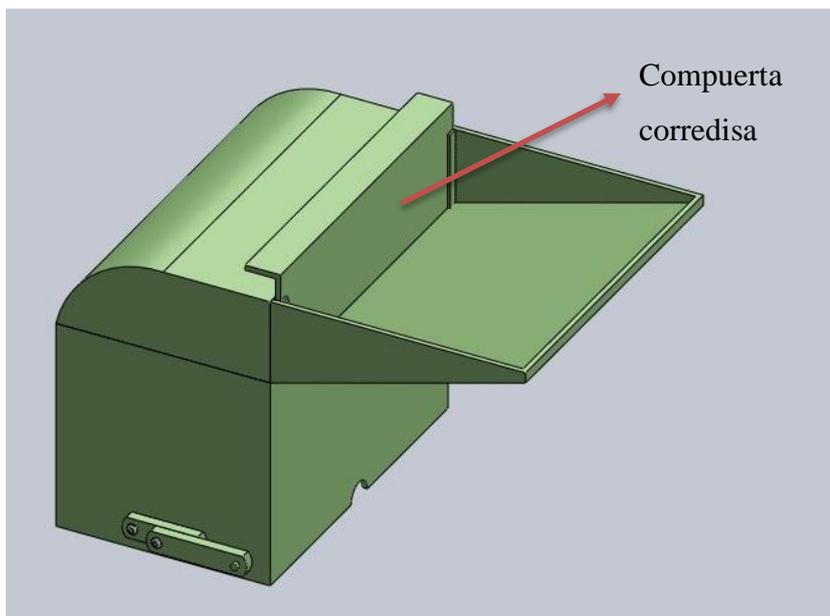


Figura 42. Carcasa superior-tolva. Fuente: (Autora)

6.1.17. Análisis económico de construcción del molino

Para llevar a cabo la construcción del molino de martillos, se toman en consideración los siguientes costos

1. Costos Directos
2. Costos Indirectos
3. Costos Imprevistos

6.1.17.1. Costos directos

Son aquellos que se refieren a: costo de materiales para la construcción del molino, costos de mano de obra, costo de uso equipos, maquinaria y herramientas, costos del transporte de materiales.

Costo de materiales

Tabla 9

Costo de materiales

No	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNIT. US\$ (kg, unidad)	SUBTOTAL
1	Motor Eléctrico Trifásico 132 IMB3, 1200 RPM, 7.5 kW, 220V.	1	857,00	857,00
2	Chumaceras de pie UCP 203, Ø17 mm	2	10,50	22,00
3	Eje acero inoxidable AISI 304, ϕ 3/4"	0,856 kg	4,53	3,87
4	Eje acero inoxidable AISI 304, 5/8"	1,108 kg	4,53	5,01
5	Plancha acero inoxidable AISI 304, 5 mm	2,5 m	142,27	355,68
6	Plancha acero inoxidable A36, 5 mm	1 m	40,65	40,65
7	Angulo de acero AISI 304, 40 x 4 mm	2	8,22	16,44
8	Angulo de acero AISI A 36, 40 x 4mm	2	5,22	10,44

9	Platina acero AISI 304, 4 mm	4	3,34	13,36
10	Electrodo E 6011	1 kg.	1,80	1,80
11	Pintura de fondo	1 lt	6,50	6,50
12	Pintura anticorrosiva	1 lt	6,50	6,50
13	Polea mayor	1	50,00	50,00
14	Polea menor	1	35,00	35,00
15	Banda trapecial A37	3	13,00	39,00
16	Arandelas Planas, ϕ 10	24	0,09	1,26
17	Tornillo Prisionero, M6	3	0,50	1,50
18	Tornillo Prisionero, M5	3	0,30	0,90
19	Tornillo hexagonal, M10	14	1,30	18,20
20	Tornillo hexagonal, M12	4	1,80	7,20
21	Aldaba, 60 mm	1	5,00	5,00
22	Bisagra soldada, 7/8 "	1	6,18	6,18
23	Interruptor termomagnético, 3p, 32A	1	24,00	24,00
24	Contactador, 32A, 220V, 7.5 kW	1	15,00	15,00
25	Relé térmico, 28-36A	1	7,39	7,39
26	Pulsador (rojo, verde)	2	1,40	2,80
27	Luz piloto (rojo, verde), 220V	2	0,97	1,94
			TOTAL	1547, 32

Costo de Mano de Obra

Tabla 10

Costo de mano de obra.

No.	CATEGORÍA	HORAS	COSTO/H	SUBTOTAL
1	Mecánico	70	3,00	210,00

2	Soldador	20	3,00	60,00
3	Tornero	15	3,00	45,00
TOTAL			315,00	

Costo de uso de equipos y herramientas.

Tabla 11

Costo de uso de equipos y herramientas

No.	DESCRIPCIÓN	HORAS	COSTO/H	SUBTOTAL
1	Torno mecánico	7	9,00	63,00
2	Limadora universal	3	5,00	15,00
3	Soldadora Eléctrica	4	3,50	14,00
4	Taladro de columna	1	2,50	2,50
5	Amoladora	3	1,75	5,25
6	Cizalladora	1,5	0,80	1,20
7	Cortadora de plasma	2	2,50	5,00
8	Curvadora de láminas	1	1,00	1,00
9	Machuelo	3	0,80	2,40
10	Terrajas	3	0,50	1,50
11	Flexómetro	0,20	20	4,00
12	Aserradora manual	0,50	5	2,5
TOTAL			117,35	

Costos de transporte

Se estima un valor aproximado, US\$15,00

6.1.17.2. Costos indirectos

Tabla 12

Costos indirectos

No.	DESCRIPCIÓN	HORA	COSTO/H	SUBTOTAL
1	Investigación web	20	0,70	14,00
2	Impresión Material	1	60,00	60,00
3	Supervisión	2	20,00	40,00
4	Diseño	4	50,00	250,00
			TOTAL	364,00

6.1.17.3. Costo total

Tabla 13

Costo total

No.	COSTOS DIRECTOS	SUBTOTAL
1	Materiales	1547,32
2	Mano de obra	315,00
3	Máquinas, equipos, herramientas	117,35
4	Transporte	15,00
COSTOS INDIRECTOS		
5	Investigación web	14,00
6	Impresión del material	60,00
7	Supervisión	40,00
8	Diseño	250,00
COSTOS IMPREVISTOS		
9	Se asume el 10 % del costo de materiales.	154,73
Total		2513,40

Son dos mil quinientos trece, con 40/100 dólares de los Estados Unidos de América.

7. DISCUSIÓN

7.1. Análisis del diseño y descripción de la máquina.

El cálculo y diseño del molino de martillos, se ha realizado considerando los aspectos detallados en la metodología; así:

La investigación de campo fue de gran utilidad para estimar la capacidad de producción de maíz triturado por hora, que requiere una pequeña molienda de maíz en la ciudad de Loja y que se usa en el presente trabajo, a partir de ese dato, se logró establecer, con los cálculos adecuados, el número de martillos requeridos y la velocidad de rotación del molino de martillos.

Con el valor de la energía de ruptura de granos, se procede a estimar las fuerzas tangencial y centrífuga actuantes en un martillo, posteriormente se calculó los esfuerzos de tracción y cohesión o contacto, lo que conjuntamente con la mecanización simétrica de los agujeros para alojamiento del eje porta martillos, garantizan la durabilidad de los mismos y una posible intercambiabilidad, en casos de desgaste debido al trabajo que realizan al transcurrir el tiempo de uso.

Los discos separadores, tienen su utilidad a más de servir de apoyo para la ubicación de los ejes porta martillos, permiten distribuir adecuadamente las fuerzas centrífugas de los martillos y disminuir el efecto de los esfuerzos de flexión en los ejes mencionados, se los calculó principalmente para resistir los esfuerzos de contacto a efecto de garantizar su estabilidad y longevidad.

Los ejes portan martillos y eje principal, fueron calculados para garantizar su resistencia y durabilidad, el primero se calculó básicamente a esfuerzos de corte puro y esfuerzo de flexión, puesto que, debido a que dichos ejes no rotan, no se requirió calcularlos a esfuerzos de torsión. En el caso del eje principal, se lo calculó a esfuerzos combinados de flexión y torsión, utilizando la teoría del esfuerzo cortante máximo o de Mohr, y en los sitios en los que se presenta variación de diámetro y presencia de chaveteros, se utilizaron los correspondientes coeficientes de concentración de tensiones.

La utilización de métodos estandarizados de cálculo y selección provistos por los fabricantes de elementos de transmisión, cojinetes y motores eléctricos, permitió excogitar adecuadamente las correas trapeciales de la máquina, en cuanto a número y tipo, así como los cojinetes y motor eléctrico requerido.

8. CONCLUSIONES

- El molino de martillos se diseñó, con base a los requerimientos determinados para efectuar la trituración de granos secos como: granulometría de maíz (1 a 3 mm), capacidad de producción de la máquina (22 q/h), velocidad de rotación (1500 rpm) y potencia de funcionamiento (7.5 kW).
- Aplicando la teoría de la mecánica de los sólidos y el diseño de elementos de máquinas, se logró calcular, diseñar y seleccionar técnicamente, a efecto de que soporten las cargas reales de trabajo, los principales elementos del molino, que son: martillos, ejes porta martillos, eje principal, discos de separación, sistema de transmisión de potencia, poleas, cojinetes y motor eléctrico de potencia. El ensamblaje de los componentes se realizó utilizando software de diseño, así mismo, se presentan los correspondientes planos técnicos, que permitirían a futuro una posible construcción de la máquina.
- Se efectuó el análisis económico, mediante precios unitarios, orientado a determinar el costo total de construcción de la máquina.

9. RECOMENDACIONES

- Para futuras investigaciones de aplicación tecnológica, se recomienda se puedan diseñar molinos de martillos con dos cámaras de trituración similares a la del presente trabajo, puesto que se encuentran debidamente calculados los elementos, se debe tener precauciones con la potencia requerida para dos cámaras de molienda o trituración.
- Igualmente, para futuros diseños de prototipos de molinos de martillos, se recomienda incrementar la velocidad de rotación del árbol principal de trabajo, a efecto de determinar la incidencia de este parámetro, en el incremento de la producción de maíz triturado por unidad de tiempo y en el tamaño del grano triturado.
- Se puede considerar la posibilidad de incrementar la masa de los martillos, para incrementar la fuerza de impacto sobre el grano triturado y mejorar la capacidad de trituración de la máquina.

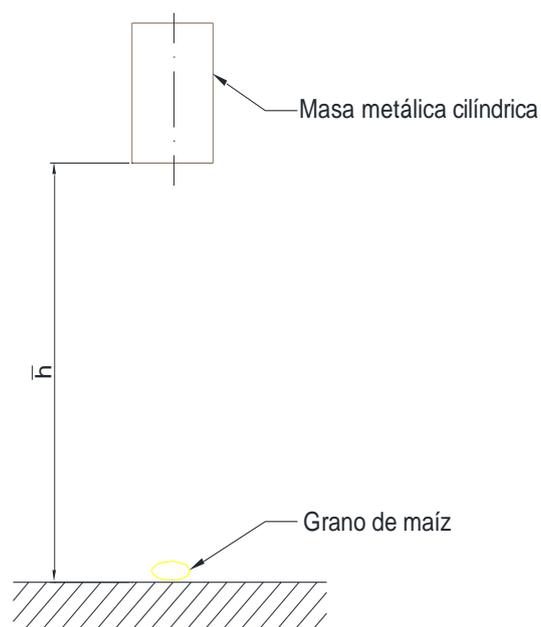
10. BIBLIOGRAFÍA

- C.V., T. y. (2012). Tysa. Obtenido de <http://www.trituracionymolienda.com/Molinos.html#specification>
- Cedeño, R. D. (24 de Agosto de 2015). Blogger. Obtenido de <http://setenilhistoriaynumismatica.blogspot.com/2011/08/molino-prehistorico-barquiforme-de.html>
- Cifuentes, J. (2017). Transmisión por Correas. Mexico.
- Colina Irezabal, M. L. (20 de Junio de 2017). sgpwe@virtuami.izt.uam.mx. Obtenido de http://sgpwe.izt.uam.mx/files/users/uami/mlci/red_tam_solidos_intro.pdf
- Contento, R. (2015). Manual de práctica de ingeniería de alimentos. Bogotá: Yineth Piñeros-Eduardo Rodrí.
- Elsa Gutierrez Cortez, A. U. (2017). Reducción de Tamaño. México.
- Experts, P. P. (2015). Mikrocat Engineering. Obtenido de http://www.mikrocat.com/molino_martillos.php
- Fernando, N. (2010). Energía de Biomasa Volumen 1. Zaragoza.
- Formats C. Machinery Co., L. (2014). Obtenido de <http://trituradoras-de-roca.com/noticias/Molinos-de-Bolas-en-la-Mineria.html>
- GERDAU AZA. (2000). Compendio de normas para productos de acero (Tercera edición ed.). Santiago de Chile.
- Gere, J. M. (2015). Mecánica de Materiales. México: Thomson.
- Ghosh, B. N. (2015). Maquinaria para el procesamiento de alimentos. San José, Costa Rica: Fanny de la Torre K.
- Hernandez, C. (17 de Abril de 2017). Scribd. Obtenido de <https://www.slideshare.net/ceshesol/molinos-de-martillo>
- Hibbeler, R. (2012). Mecánica Vectorial para Ingenieros. México: Perason.
- Hy-Line. (2016). Granulometría del alimento y la importancia del tamaño de las partículas.
- INEN. (30 de Junio de 1988). Law Resource Org. Obtenido de <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.1652.1988.pdf>
- Irazabal, L. C. (2018). Reduccion de tamaño de alimentos. Barcelona.

- Isaza, M. R. (s.f.). Victoria. Obtenido de MÁQUINA DE MOLER O MOLINO DE GRANOS:
<https://www.victoria.com.co/maquina-de-moler-o-molino-de-granos-primera-parte/>
- Iztapalapa, U. A. (16 de Junio de 2016). sgpwe.izt.uam.mx. Obtenido de
<http://sgpwe.izt.uam.mx/files/users/uami/mlci/granulometria.pdf>
- Larburu, N. (2000). Máquinas: Prontuario. Mexico.
- Mott, R. L. (2012). Diseño de Elementos de Máquina. En R. L. Mott, Diseño de Elementos de
Máquina (págs. 90-91-105-95-97). México: Pearson Education.
- Nisbert, R. G. (2012). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México: Mc Graw-Hil.
- NSK. (s.f.). Selección de rodamientos. Catalogo de selección de rodamientos.
- Oleostatic. (s.f.). CORREAS TRAPECIALES. Obtenido de [http://ocw.uc3m.es/ingenieria-
mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_catalogo_correas](http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_catalogo_correas)
- Ortegas-Rivas, E. (2014). Handling and Processing of Food Powders and Particulars. (C. P.
Onwulata C., Ed.) Estados Unidos.
- prat, J. V. (Octubre de 2002). Elementos de Máquina Teoría.
- Pytel, A. (2012). Ingeniería Mecánica Estática. México: Cengage Learning.
- Rodriguez, L. (10 de Julio de 2015). Scribd. Obtenido de
<https://es.scribd.com/document/154596193/Molinos-de-Martillos>
- Siemens-Ecuador. (2020). Catálogos de Motores. Obtenido de www.siemens.com.ec
- Singer, A. P. (2012). Resistencia de materiales. México: Oxford University Press México S. A.
de C. V.
- SKF. (2018). Rodamientos. Gotemburgo, Suecia.

11. ANEXOS

Anexo 1. Ensayo de ruptura



Altura (\bar{h})	Tamaño de grano
0.05 m	10- 13 mm
0.10 m	5 - 7 mm
0.15 m	1 - 3 mm

Fuente: Autora



13-10 mm



1 - 3 mm

Anexo 2. Parámetros

Masa objeto de prueba



Masa muestra de 100 granos maíz



Humedad



Fuente: (Autora)

Anexo 3. Chavetas paralelas, serie normal. Selección de chavetas y chaveteros.

CHAVETERO														
Diámetro del eje d		Sección de la chaveta	Ancho b, tolerancia						Profundidad				Chaflán R1	
			Nominal	Libre		Normal		Ajustado	Eje h1		Cubo h2			
Más de	Hasta	b x h		Eje h9	Cubo D10	Eje N9	Cubo Js 9	Eje y cubo P9	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Mín.	Máx.
10	12	4 x 4	4						2,5		1,8		0,08	0,16
12	17	5 x 5	5	+0,030 0	+0,078 +0,030	0 -0,030	± 0,015	-0,012 -0,042	3	+0,1 0	2,3	+0,1 0	0,16	0,25
17	22	6 x 6	6						3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 x 7	8	+0,036 0	+0,098 +0,040	0 -0,036	± 0,018	-0,015 -0,051	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 x 8	10						5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 x 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 x 9	14	+0,043 0	+0,120 +0,050	0 -0,043	± 0,0215	-0,018 -0,061	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 x 10	16						6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 x 11	18						7	+0,2 0	4,4	+0,2 0	0,25	0,40
65	75	20 x 12	20						7,5		4,9		0,40	0,60
75	85	22 x 14	22	+0,052 0	+0,149 +0,065	0 -0,052	± 0,026	-0,022 -0,074	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 x 14	25						9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 x 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 x 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 x 20	36						12		8,9		0,70	1,00
150	170	40 x 22	40	+0,062 0	+0,180 +0,080	0 -0,062	± 0,031	-0,026 -0,106	13	+0,3 0	9,4	+0,3 0	0,70	1,00
170	200	45 x 25	45						15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 x 28	50						17		11,4		0,70	1,00

CHAVETAS PARALELAS SERIE NORMAL								
Sección b x h	Ancho		Altura		Chaflán b1		Longitud	
	Nominal	Tole. H9	Nominal	Toler. H9 y h11	Mínima	Máximo	De...a
4 x 4	4		4		0,16	0,25	8	45
5 x 5	5	0 -0,030	5	0 -0,030	0,25	0,40	10	56
6 x 6	6		6		0,25	0,40	14	70
8 x 7	8	0	7		0,25	0,40	18	90
10 x 8	10	-0,036	8		0,40	0,60	22	110
12 x 8	12		8	0 -0,090	0,40	0,60	28	140
14 x 9	14	0	9		0,40	0,60	36	160
16 x 10	16	-0,043	10		0,40	0,60	45	180
18 x 11	18		11		0,40	0,60	50	200
20 x 12	20		12		0,40	0,80	56	220
22 x 14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250
25 x 14	25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280
28 x 16	28		16		0,60	0,80	80	320
32 x 18	32		18		0,60	0,80	90	360
36 x 20	36		20		0,60	1,20	100	400
40 x 22	40	0	22	0	1,00	1,20		
45 x 25	45	-0,062	25	-0,130	1,00	1,20		
50 x 28	50		28		1,00	1,20		

Fuente: (Larburu, Técnica del Dibujo)

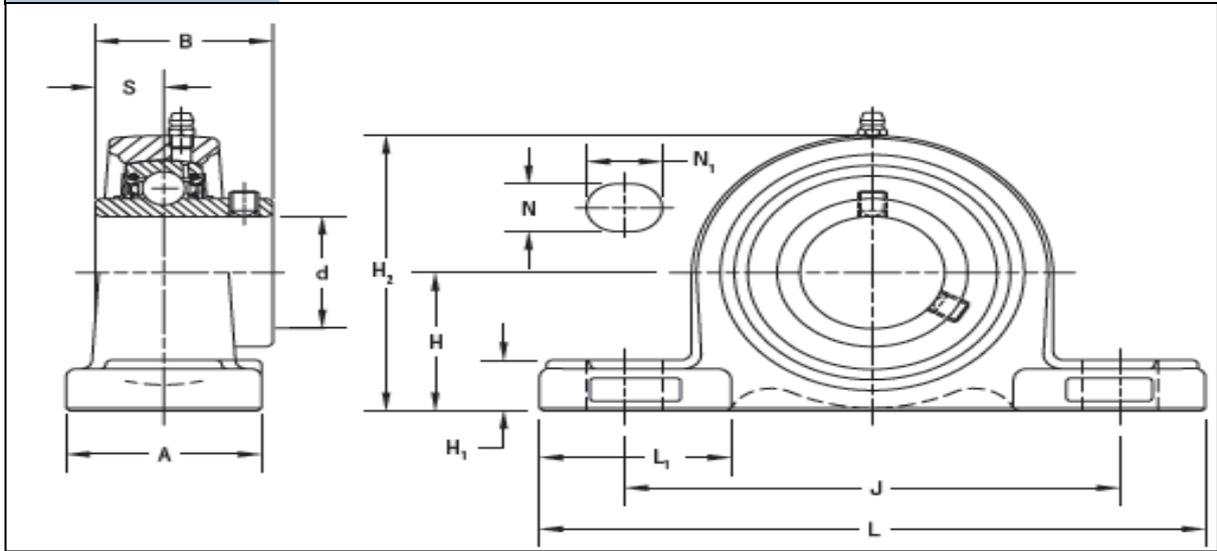
Anexo 4. Vida útil de un rodamiento.

Tipo de Máquina	Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico.	300 ... 3000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción.	3000 ... 8000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores(elevadores), grúas para productos embalados o eslingas de tambores.	8000 ... 12000
Máquinas para ocho horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo; transmisores por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias.	10000 ... 25000
Máquinas para ocho horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras.	20000 ... 30000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil.	40000 ... 50000

Fuente: (SKF, 2018)

**Anexo 5. SERIE INDUSTRIAL UCP 200 CON BLOQUEO POR TORNILLOS PRISIONEROS
SOPORTES TIPO PUENTE DE HIERRO FUNDIDO.**

D	Designación del soporte	Referencia del rodamiento	Índices de carga básicos		Dimensiones										T del perno	Peso	
			Dinámico	Estático	H	L	L ₁	A	H ₁	J	H ₂	S	B	N			N ₁
			C _r	C _{or}	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			mm
mm			kN	kN	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
12	UCP201	UC201	12,8	6,7	30,2	127	36	38	16	95	60	12,7	31	13	18	M10	0,6
15	UCP202	UC202															
17	UCP203	UC203															



Fuente: (TIMKEM, 2018)

Anexo 6. Factor de corrección Cc, para correas trapeciales.

FACTORES DE SERVICIO VALORES DE CC (COEFICIENTE DE CORRECCION) SEGÚN LAS CONDICIONES DE TRABAJO Y EL TIPO DE CARGA.	Tipos de Motores					
	Motores eléctricos, de par de corriente alterna: de par normal, de jaula de ardilla, síncronos.	Motores eléctricos de corriente alterna: de par elevado, de deslizamiento elevado, monofásicos; rotor bobinado, por colector.				
	Motores eléctricos de corriente continua; excitación en paralelo; motores térmicos de varios cilindros; turbinas de gas o de vapor.	Motores eléctricos de corriente continua: excitación en serie y compuesta; motores térmicos de un cilindro con acoplamiento directo o contra-árbol; máquinas de vapor.				
Aplicaciones	Horas diarias de funcionamiento					
	0-8	8-16	16-24	0-8	8-16	16-24
Trabajos ligeros						
Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (materiales ligeros), ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Trabajos normales						
Cizallas para chapa, prensas, cintas transportadoras y de cadena, tamices (materiales pesados), grupos generadores, máquinas-herramienta, amasadoras, lavadoras industriales, prensas de tipografía, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Trabajos pesados						
Molino de martillos, compresores de pistón, cintas transportadoras para cargas muy pesadas, montacargas, máquinas para la industria textil. máquinas continuas para papeleras, bombas de pistón, bombas para dragar, sierras alternativas.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Trabajos particularmente pesados						
Molinos de potencia elevada, Trituradores de piedras, calandras, mezcladoras, grúas, excavadoras, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Fuente: (Oleostatic)

Anexo 7. *Diámetros recomendados para poleas para correas trapeciales.*

Ø mm	Z	A	B	C
50				
53				
56				
60	•			
63	• •			
67	•			
71	• •			
75	•			
80	• •			
90	•	•		
95		•		
100	•	• •		
106	•	•		
112	•	•		
118	•	•		
125	•	• •	•	
132		•	•	
140		• •	•	
150	•	•	•	
160	• •	• •	• •	
170	•	•	•	
180	•	•	• •	
200	• •	• •	• •	• •
212				•

Fuente: (Oleostatic)

Anexo 8. Longitud primitiva L_p de las correas trapeciales.

A TIPO	(mm 13 x 8)	Li (mm)	Lp (mm)
A 15		382	415
A 18		457	490
A 19		480	513
A 20		508	541
A 21		535	535
A 21	3/4	552	585
A 22		560	593
A 23		587	620
A 23	1/2	600	633
A 24		610	643
A 25		637	670
A 25	1/2	647	680
A 26		660	693
A 26	1/2	670	703
A 27		686	719
A 28		710	743
A 29		737	770
A 29	1/2	750	783
A 30		767	800
A 30	1/2	775	808
A 31		787	820
A 31	1/2	800	833
A 32		813	846
A 32	1/2	825	858
A 33		838	871
A 33	1/4	847	880
A 33	1/2	850	883
A 34		867	900
A 34	1/2	875	908
A 35		900	933
A 36		914	947
A 37		942	975
A 37	1/2	950	983
A 38		965	998

Fuente: (Oleostatic)

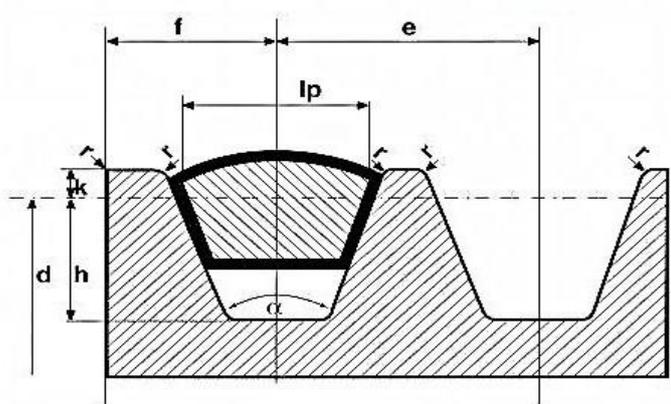
Anexo 9. Prestaciones básicas, Pb, y prestaciones adicionales, Pd para correas trapeciales.

diámetro	Pb (kW) por d:													
	71	80	85	90	95	100	106	112	125	132	140	150	160	170
rpm														
100	0,13	0,16	0,19	0,21	0,23	0,25	0,28	0,30	0,35	0,38	0,42	0,46	0,50	0,54
200	0,22	0,29	0,33	0,37	0,41	0,45	0,50	0,54	0,65	0,70	0,76	0,84	0,92	0,99
300	0,29	0,40	0,46	0,52	0,57	0,63	0,70	0,77	0,91	0,99	1,08	1,19	1,3	1,41
400	0,36	0,50	0,57	0,65	0,73	0,80	0,89	0,98	1,17	1,27	1,38	1,53	1,67	1,81
500	0,42	0,59	0,68	0,78	0,87	0,96	1,07	1,18	1,41	1,53	1,67	1,85	2,02	2,19
600	0,48	0,68	0,79	0,90	1,00	1,11	1,24	1,37	1,64	1,78	1,95	2,15	2,36	2,56
700	0,53	0,76	0,89	1,01	1,13	1,26	1,40	1,55	1,86	2,03	2,26	2,48	2,74	3,00
725	0,54	0,78	0,91	1,04	1,16	1,29	1,53	1,59	1,92	2,09	2,49	2,52	3,02	3,3
800	0,58	0,84	0,95	1,12	1,26	1,40	1,60	1,72	2,08	2,26	2,48	2,74	2,76	3,26
900	0,63	0,91	0,98	1,22	1,38	1,53	1,66	1,89	2,28	2,49	2,73	3,02	3,30	3,59
950	0,65	0,95	1,11	1,27	1,43	1,60	1,79	1,98	2,39	2,60	2,85	3,15	3,45	3,75
1000	0,67	0,98	1,15	1,32	1,49	1,66	1,91	2,06	2,49	2,71	2,97	3,29	3,60	3,91
1100	0,71	1,05	1,23	1,42	1,60	1,79	2,02	2,22	2,68	2,93	3,21	3,55	3,89	4,22
1200	0,74	1,11	1,31	1,51	1,71	1,91	2,14	2,37	2,87	3,14	3,43	3,80	4,17	4,53
1300	0,78	1,17	1,39	1,60	1,81	2,02	2,27	2,52	3,05	3,34	3,66	4,05	4,44	4,82
1400	0,81	1,23	1,46	1,69	1,91	2,14	2,40	2,67	3,23	3,53	3,87	4,29	4,70	5,1
1425	0,82	1,24	1,48	1,71	1,94	2,16	2,44	2,70	3,48	3,58	3,92	4,35	4,76	5,17
1500	0,84	1,28	1,53	1,77	2,01	2,25	2,53	2,81	3,41	3,72	4,08	4,52	4,95	5,37
1600	0,86	1,33	1,59	1,85	2,10	2,35	2,65	2,95	3,57	3,91	4,28	4,74	5,19	5,63
1700	0,89	1,38	1,66	1,93	2,19	2,46	2,77	3,08	3,74	4,08	4,48	4,96	5,43	5,89

rpm	Pb (kW) por k desde..... Hasta...								
	1,00	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,17	1,23	
	1,01	1,03	1,06	1,08	1,12	1,16	1,22	1,32	
200	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03
300	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,04
400	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06
500	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07
600	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08
700	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,10	0,10
725	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,10	0,10
800	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,11
900	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,13
950	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,09	0,11	0,13	0,13
1000	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,14
1100	0,00	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,15
1200	0,00	0,02	0,05	0,07	0,10	0,12	0,14	0,17	0,17
1300	0,00	0,03	0,05	0,08	0,10	0,13	0,16	0,18	0,18
1400	0,00	0,03	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17	0,20	0,20
1425	0,00	0,03	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17	0,20	0,20
1500	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18	0,21	0,21
1600	0,00	0,03	0,06	0,10	0,13	0,16	0,19	0,22	0,22
1700	0,00	0,03	0,07	0,10	0,14	0,17	0,20	0,24	0,24

Fuente:(Oleostatic)

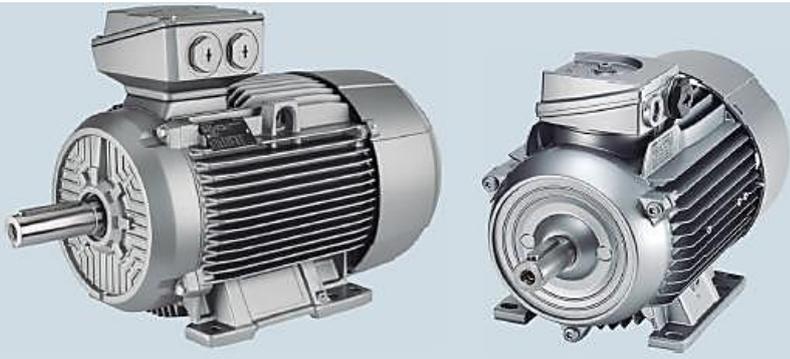
Anexo 10. Dimensiones prácticas de las poleas para correas trapeciales.



	lp (mm)	k (mm)	h (mm)	e (mm)	f (mm)	$\Delta\alpha$
Z	8,5	2,5	7	12 ± 0,3	8 $\begin{smallmatrix} +1 \\ -1 \end{smallmatrix}$	± 1°
A	11	3,3	8,7	15 ± 0,3	10 $\begin{smallmatrix} +2 \\ -1 \end{smallmatrix}$	± 1°
B	14	4,2	10,8	19 ± 0,4	12,5 $\begin{smallmatrix} +2 \\ -1 \end{smallmatrix}$	± 1°
C	19	5,7	14,3	25,5 ± 0,5	17 $\begin{smallmatrix} +2 \\ -1 \end{smallmatrix}$	± 1/2°
D	27	8,1	19,9	37 ± 0,6	24 $\begin{smallmatrix} +3 \\ -1 \end{smallmatrix}$	± 1/2°
E	32	9,6	23,4	44,5 ± 0,7	29 $\begin{smallmatrix} +4 \\ -1 \end{smallmatrix}$	± 1/2°

Fuente:(Oleostatic)

Anexo 11. Selección del motor eléctrico



¡Su motor es muy valioso!

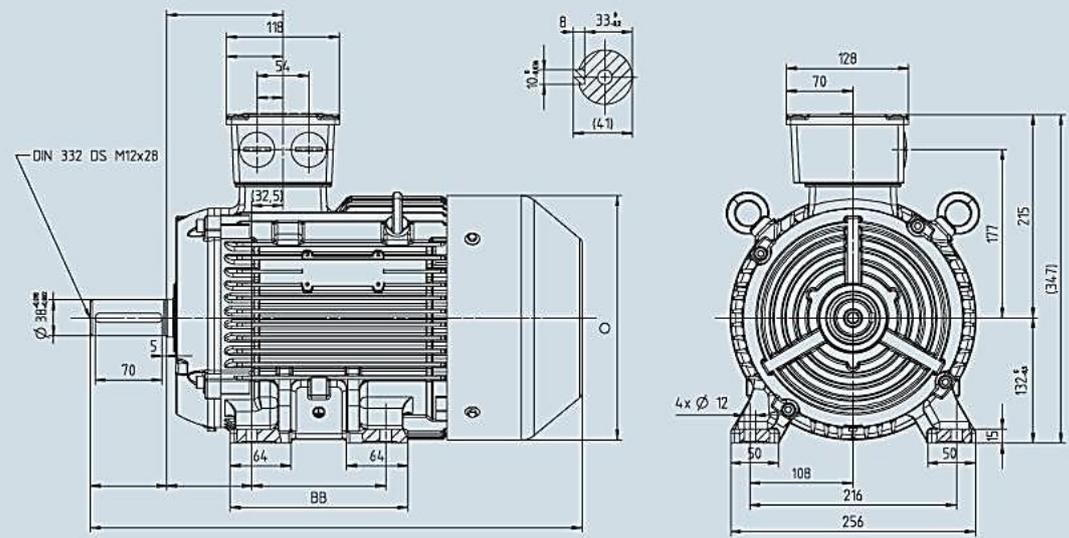
Protéjalo únicamente con productos Siemens:

- ✓ SIRIUS
- ✓ SINAMICS

SIMOTICS 6 polos Tipo 1LE0

	Tipo	Tamaño Constructivo	Potencia		F.Servicio FS	Corriente (A)			
			HP	kW		220 V	380 V	440 V	
VELOCIDAD 1.200 rpm (6 polos)									
100354253	1LE0142-ODC36-4AA4-Z	80 M	0.75	0.55	1.15	2.90	1.69	1.46	231,00
100350245	1LE0142-ODC86-4AA4-Z	80 M	1.0	0.75	1.15	3.65	2.15	1.84	278,00
100350246	1LE0142-OEC46-4AA4-Z	90 L	1.5	1.12	1.15	5.60	3.25	2.80	328,00
100350247	1LE0142-OEC86-4AA4-Z	90 L	2.0	1.50	1.15	7.00	4.05	3.50	378,00
100350248	1LE0142-1AC86-4AA4-Z	100 L	3.0	2.20	1.15	10.20	5.90	5.10	442,00
100350249	1LE0142-1BC86-4AA4-Z	112M	4.0	3.00	1.15	12.80	7.40	6.40	545,00
100350250	1LE0142-1CC26-4AA4-Z	132M	5.0	3.73	1.15	16.10	9.30	8.00	699,00
100350251	1LE0142-1CC36-4AA4-Z	132M	7.5	5.60	1.15	23.50	13.50	11.70	857,00
100350252	1LE0142-1CC86-4AA4-Z	132M	10.0	7.5	1.15	31.00	17.80	15.40	1.183,00
100350253	1LE0142-1DC46-4AA4-Z	160 L	15.0	11.2	1.15	45.00	26.00	22.50	1.666,00
100350254	1LE0142-1DC86-4AA4-Z	160 L	20.0	14.9	1.15	58.00	33.50	29.00	1.966,00

Tamaños constructivos 132 IMB3



Fuente: (Siemens-Ecuador, 2020)

Anexo 12. Diseños de los componentes

Archivo digital

Anexo 13. Planos

Archivo digital