



UNIVERSIDAD UTE

**FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA E
INDUSTRIAS
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

**TRABAJO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO EN MECATRÓNICA**

**DISEÑO DE UN MOLINO-EXTRUSOR AUTOMÁTICO PARA
PASTA DE CACAO FINO DE AROMA.**

OSCAR OMAR GUILCAPI ALULEMA

DIRECTOR: ING. GUTIERREZ NELSON

Quito, Agosto, 2018

© Universidad UTE 2018.

Reservados todos los derechos de reproducción

FORMULARIO DE REGISTRO BIBLIOGRÁFICO PROYECTO DE TITULACIÓN

DATOS DE CONTACTO	
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1722538020
APELLIDO Y NOMBRES:	GUILCAPI ALULEMA OSCAR OMAR
DIRECCIÓN:	Vilcabamba y S18C (Pasaje E10A)
EMAIL:	oscaromar_95@hotmail.com
TELÉFONO FIJO:	(02) 2688 340
TELÉFONO MOVIL:	09 8112 4406

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	Diseño de un molino – extrusor automático para pasta de cacao fino de aroma.
AUTOR O AUTORES:	Guilcapi Alulema Oscar Omar
FECHA DE ENTREGA DEL PROYECTO DE TITULACIÓN:	6 de Agosto del 2018
DIRECTOR DEL PROYECTO DE TITULACIÓN:	ING. GUTIERREZ NELSON MSC.
PROGRAMA	PREGRADO <input checked="" type="checkbox"/> POSGRADO <input type="checkbox"/>
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniero en Mecatrónica
RESUMEN:	<p>En este proyecto se aborda la etapa de molienda de los granos para formar la pasta de cacao, para ello se diseñó un molino-extrusor basado en un tornillo sin fin el cual comprime y empuja los granos hacia una cámara de presión donde estos se rompen y mediante un disco de molienda estos fragmentos son reducidos hasta formar una pasta. Se analizaron las características y prestaciones de los diferentes equipos de molienda, así como los materiales más aptos disponibles en el país para el manejo de alimentos, se dimensionaron los componentes en base a la fuerza de ruptura de los granos, posteriormente</p>

con el objetivo de simplificar las operaciones y dotar a la máquina de un cierto grado de autonomía se incluyó una unidad de control programable encargada de gobernar y monitorear cada etapa del proceso, además se desarrolló un sistema automático de alimentación a fin de regular la cantidad de material que ingresa al tornillo y con ello ajustar la cantidad de material procesado. Una vez diseñada la máquina mediante el método de elementos discretos – DEM se evaluó el funcionamiento y desempeño de la misma registrándose una capacidad de procesamiento máxima de 43 kg/h muy superior a los 5.5 kg/h que ofrecen las máquinas artesanales actualmente empleadas; y, mediante software CAE se verificó que los esfuerzos y deformaciones desarrollados en los componentes no superen los máximos establecidos, asegurando la integridad y la correcta operación de la máquina.

PALABRAS CLAVES:

Molino, Extrusora, DEM, Tornillo sin fin

ABSTRACT:

This project deals with the grinding stage of the grains to form the cocoa paste, for which a mill-extruder based on an endless screw was designed which compresses and pushes the grains towards a pressure chamber where they break and by means of a grinding disk these fragments are reduced to form a paste. The characteristics and performances of the different grinding equipment were analyzed, as well as the most suitable materials available in the country for food handling, the components were dimensioned based on the breaking

strength of the grains, later with the aim of simplifying the operations and provide the machine with a certain degree of autonomy, a programmable control unit was included, wich is responsible for governing and monitoring each stage of the process, in addition an automatic feeding system was developed in order to regulate the amount of material entering the screw and with it adjust the amount of material processed. Once the machine was designed using the discrete element method - DEM, the operation and performance of the machine were evaluated, recording a maximum processing capacity of 43 kg/h, much higher than the 5.5 kg/h offered by the handcrafted machines currently used; and, through CAE software it was verified that the efforts and deformations developed in the components do not exceed the established maximums, ensuring the integrity and correct operation of the machine.

KEYWORDS

Mill, Extruder, DEM, Endless Screw

Se autoriza la publicación de este Proyecto de Titulación en el Repositorio Digital de la Institución.

f: _____



GUILCAPI ALULEMA OSCAR OMAR

1722538020

DECLARACIÓN Y AUTORIZACIÓN

Yo, **GUILCAPI ALULEMA OSCAR OMAR**, 1722538020 autor del proyecto titulado: **Diseño de un molino – extrusor automático para pasta de cacao fino de aroma**, previo a la obtención del título de **INGENIERO EN MECATRÓNICA** en la Universidad UTE.

1. Declaro tener pleno conocimiento de la obligación que tienen las Instituciones de Educación Superior, de conformidad con el Artículo 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior, de entregar a la SENESCYT en formato digital una copia del referido trabajo de graduación para que sea integrado al Sistema Nacional de información de la Educación Superior del Ecuador para su difusión pública respetando los derechos de autor.
2. Autorizo a la BIBLIOTECA de la Universidad UTE a tener una copia del referido trabajo de graduación con el propósito de generar un Repositorio que democratice la información, respetando las políticas de propiedad intelectual vigentes.

Quito, 6 de Agosto del 2018.

f: _____



GUILCAPI ALULEMA OSCAR OMAR

1722538020

DECLARACIÓN

Yo, **GUILCAPI ALULEMA OSCAR OMAR**, portador de la cédula de identidad N° 1722538020, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad UTE puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

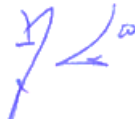


GUILCAPI ALULEMA OSCAR OMAR

1722538020

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo que lleva por título “**Diseño de un molino – extrusor automático para pasta de cacao fino de aroma.**”, que, para aspirar al título de **INGENIERO EN MECATRÓNICA** fue desarrollado por **GUILCAPI ALULEMA OSCAR OMAR**, bajo mi dirección y supervisión, en la Facultad de Ciencias de la Ingeniería e Industrias; y cumple con las condiciones requeridas por el reglamento de Trabajos de Titulación artículos 19, 27 y 28.



ING. NELSON RAMIRO GUTIERREZ SUQUILLO

DIRECTOR DEL TRABAJO

C.I. 1712465713

DEDICATORIA

A Roberto y Nelly, mis padres, por su amor incondicional y a Bryan, mi hermano, con quién he compartido toda la vida.

OSCAR

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme el don de la vida, una hermosa familia y la oportunidad de ser un profesional.

A mis amigos y compañeros de aula que me brindaron su amistad, con quienes he trabajado junto y compartido experiencias inolvidables.

A la Universidad UTE, lugar donde me formé, y a los maestros que inculcaron en mí sus conocimientos.

Al Ing. Nelson Gutierrez, director de tesis, por su apoyo, dedicación, y mentoría en la consecución de este trabajo.

Y a todos quienes han contribuido en mi formación profesional y personal.

OSCAR

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PÁGINA

RESUMEN	1
ABSTRACT	2
1. INTRODUCCIÓN	3
1.1 EL CACAO	5
1.1.1 TIPOS DE CACAO.....	5
1.1.2 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS GRANOS DE CACAO..	5
1.2 LA INDUSTRIA DEL CACAO.....	6
1.2.1 PRODUCTOS DEL CACAO	7
1.3 CARACTERÍSTICAS DEL SEGMENTO FINO Y DE AROMA.....	8
1.4 CADENA DE VALOR DEL CACAO – CHOCOLATE	8
1.5 MOLIENDA.....	9
1.5.1 EQUIPOS PARA MOLIENDA.....	10
1.5.2 TIPOS DE MOLINOS Y APLICACIONES.....	10
1.5.3 MOLIENDA DEL CACAO	12
1.6 EXTRUSIÓN.....	13
1.6.1 COMPONENTES DE LA EXTRUSORA	13
2. METODOLOGÍA	16
2.1 REQUERIMIENTOS	16
2.1.1 FUNCIÓN DE DESPLIEGUE DE LA CALIDAD (QFD)	17
2.2 DISEÑO DEL SISTEMA	18
2.2.1 DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL DE LA MÁQUINA	18
2.2.2 ALTERNATIVAS DE DISEÑO	19
2.2.3 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS	20
2.2.4 DIAGRAMA DE BLOQUES DE LA MÁQUINA	21
2.3 DISEÑO MECÁNICO	21
2.3.1 DISEÑO DEL TORNILLO SIN FIN	21
2.3.2 DISEÑO DE LA ARTESA TUBULAR	27
2.3.3 DISEÑO DE LA CÁMARA DE PRESIÓN	28
2.3.4 DISEÑO DEL DISCO DE MOLIENDA	29
2.3.5 DISEÑO DEL EJE DEL TORNILLO SIN FIN	31
2.3.6 DISEÑO DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN	37
2.3.7 SELECCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD	39
2.3.8 PERFIL DE LA ESTRUCTURA	41
2.3.9 MODELO CAD DE LA MÁQUINA	43
2.4 DISEÑO ELÉCTRICO Y SISTEMA DE CONTROL.....	44
2.4.1 MOTOR PARA EL TORNILLO SIN FIN.....	44
2.4.2 MOTOR DEL ALIMENTADOR	44
2.4.3 SENSORES Y ELEMENTOS DE MANIOBRA	45
2.4.4 CONTROLADOR	45
2.4.5 POTENCIA DE LA FUENTE DE ALIMENTACIÓN	46

2.4.6	DIAGRAMA DE CONTROL.....	47
2.4.7	DIAGRAMA DE FUERZA.....	47
2.4.8	LÓGICA DE CONTROL.....	48
2.5	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	49
2.5.1	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	49
2.5.2	PRUEBAS ESTRUCTURALES.....	51
3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	52
3.1	DESCARGA DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN.....	52
3.1.1	DESCARGA PARTÍCULAS GRANDES.....	52
3.1.2	DESCARGA PARTÍCULAS MEDIANAS.....	53
3.1.3	DESCARGA PARTÍCULAS PEQUEÑAS.....	53
3.2	FUERZA DE COMPRESIÓN DE LA MÁQUINA.....	55
3.2.1	FUERZA DE COMPRESIÓN – PARTÍCULAS GRANDES.....	55
3.2.2	FUERZA DE COMPRESIÓN – PARTÍCULAS MEDIANAS.....	56
3.2.3	FUERZA DESARROLLADA EN LAS ORILLAS DEL SIN FIN ..	57
3.3	CAPACIDAD DE MOLIENDA.....	58
3.4	ANÁLISIS ESTRUCTURAL - TOLVA DE ALIMENTACIÓN.....	61
3.5	ANÁLISIS ESTRUCTURAL - TORNILLO SIN FIN.....	62
3.6	ANÁLISIS ESTRUCTURAL - ORILLAS DEL SIN FIN.....	63
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	65
5.	ANEXOS.....	70

ÍNDICE DE TABLAS

PÁGINA

Tabla 1. Propiedades mecánicas granos de cacao - 10% de humedad.....	6
Tabla 2. Países que producen cacao fino de aroma.....	8
Tabla 3. Molinos empleados de acuerdo al tamaño del producto final.....	10
Tabla 4. Comparación de los principales tipos de molinos.	11
Tabla 5. Requerimientos de la máquina.	16
Tabla 6. Casa de calidad.....	17
Tabla 7. Grado de relación.	17
Tabla 8. Matriz morfológica.	19
Tabla 9. Comparación de alternativas de diseño.	20
Tabla 10. Diámetro mínimo del eje en los puntos de interés.	35
Tabla 11. Rodamientos de bolas de ranura profunda de una sola hilera.	36
Tabla 12. Factores de carga radial y de empuje.	36
Tabla 13. Factores de servicio.....	40
Tabla 14. Tamaños de reductores de engranajes helicoidales.	40
Tabla 15. Entradas y salidas de la máquina.	46
Tabla 16. Corriente requerida por los componentes.	46
Tabla 17. Propiedades de los materiales empleados en las pruebas.	49
Tabla 18. Tamaño de las partículas de prueba.....	49
Tabla 19. Prueba de descarga de la tolva de alimentación.....	54

ÍNDICE DE FIGURAS

PÁGINA

Figura 1. Tipos de cacao.....	5
Figura 2. Cadena de elaboración del cacao.....	6
Figura 3. Semielaborados del cacao.....	7
Figura 4. Cadena de valor Cacao – Chocolate.....	8
Figura 5. Métodos de reducción de tamaño.....	9
Figura 6. Principales tipos de Molinos.....	10
Figura 7. Molienda del cacao.....	12
Figura 8. Configuración básica de una extrusora de husillo sencillo.....	13
Figura 9. Tornillo de una extrusora.....	14
Figura 10. Tipos de Tolvas.....	14
Figura 11. Garganta de Alimentación.....	15
Figura 12. Plato rompedor.....	15
Figura 13. Modelo en V.....	16
Figura 14. Función global de la máquina.....	18
Figura 15. Funciones principales y secundarias de la máquina.....	18
Figura 16. Diagrama de bloques del molino.....	21
Figura 17. Carga de artesa 45%.....	22
Figura 18. Carga en la orilla del sin fin.....	24
Figura 19. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la orilla.....	24
Figura 20. Dimensiones de la artesa tubular.....	27
Figura 21. Dimensiones de la cámara de presión.....	28
Figura 22. Dimensiones del disco de molienda.....	29
Figura 23. Fuerza cortante y momento flector en el disco de molienda.....	30
Figura 24. Cargas en el eje del tornillo sin fin.....	31
Figura 25. Disco de molienda.....	31
Figura 26. DCL del eje del sin fin.....	32
Figura 27. Diagrama de momento torsor del eje.....	33
Figura 28. El DCL del eje - plano XY.....	33
Figura 29. Fuerza cortante y momento flector en el eje – plano XY.....	33
Figura 30. El DCL del eje - plano XZ.....	34
Figura 31. Fuerza cortante y momento flector en el eje – plano XZ.....	34
Figura 32. Dimensiones tolva de alimentación.....	38
Figura 33. DCL Lámina de tolva.....	38
Figura 34. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la lámina.....	38
Figura 35. Estructura base de la máquina.....	41
Figura 36. Perfiles cuadrados ASTM 500.....	41
Figura 37. Fuerza cortante y de momento flector en la viga.....	42
Figura 38. Modelo CAD de la máquina.....	43
Figura 39. Alimentador.....	44
Figura 40. Diagrama de control.....	47

Figura 41. Diagrama de fuerza.....	47
Figura 42. Diagrama de Flujo de la máquina.....	48
Figura 43. Descarga de partículas grandes.....	52
Figura 44. Flujo de masa – partículas grandes.	52
Figura 45. Velocidad en la zona de descarga – partículas grandes.	53
Figura 46. Flujo de masa y velocidad de descarga – partículas medianas..	53
Figura 47. Flujo de masa y velocidad de descarga – partículas pequeñas..	53
Figura 48. Fuerza de compresión – partículas grandes.	55
Figura 49. Fuerza de compresión vs tiempo – partículas grandes.	55
Figura 50. Fuerza de compresión – partículas medianas.....	56
Figura 51. Fuerza de compresión vs tiempo – partículas medianas.....	57
Figura 52. Fuerza desarrollada en las orillas del sin fin.....	57
Figura 53. Fuerza total en las orillas del sin fin, intervalo 8 a 12 segundos.	58
Figura 54. Capacidad de molienda.	58
Figura 55. Flujo de masa intervalo de 4 a 15 segundos.....	59
Figura 56. Flujo de masa – $t = 4s$	59
Figura 57. Flujo de masa – $t = 10s$	60
Figura 58. Flujo de masa promedio.....	60
Figura 59. Elongación y deformación - tolva de alimentación.....	61
Figura 60. Esfuerzo Von-Mises y factor de seguridad - tolva.	61
Figura 61. Elongación y deformación - tornillo sin fin.	62
Figura 62. Esfuerzo Von- Mises y factor de seguridad - tornillo sin fin.	62
Figura 63. Elongación y deformación - orillas del sin fin.....	63
Figura 64. Esfuerzo Von-Mises y factor de seguridad - orillas del sin fin.....	63

ÍNDICE DE ANEXOS

	PÁGINA
Anexo 1. Planos.....	70
Anexo 2. Especificaciones de motores.....	71
Anexo 3. Especificaciones de sensores	72
Anexo 4. Especificaciones de elementos de maniobra y control	73

RESUMEN

En este proyecto se aborda la etapa de molienda de los granos para formar la pasta de cacao, para ello se diseñó un molino-extrusor basado en un tornillo sin fin el cual comprime y empuja los granos hacia una cámara de presión donde estos se rompen y mediante un disco de molienda estos fragmentos son reducidos hasta formar una pasta. Se analizaron las características y prestaciones de los diferentes equipos de molienda, así como los materiales más aptos disponibles en el país para el manejo de alimentos, se dimensionaron los componentes en base a la fuerza de ruptura de los granos, posteriormente con el objetivo de simplificar las operaciones y dotar a la máquina de un cierto grado de autonomía se incluyó una unidad de control programable encargada de gobernar y monitorear cada etapa del proceso, además se desarrolló un sistema automático de alimentación a fin de regular la cantidad de material que ingresa al tornillo y con ello ajustar la cantidad de material procesado. Una vez diseñada la máquina mediante el método de elementos discretos – DEM se evaluó el funcionamiento y desempeño de la misma registrándose una capacidad de procesamiento máxima de 43 kg/h muy superior a los 5.5 kg/h que ofrecen las máquinas artesanales actualmente empleadas; y, mediante software CAE se verificó que los esfuerzos y deformaciones desarrollados en los componentes no superen los máximos establecidos, asegurando la integridad y la correcta operación de la máquina.

Palabras clave: Molino, Extrusora, DEM, Tornillo sin fin.

ABSTRACT

This project deals with the grinding stage of the grains to form the cocoa paste, for which a mill-extruder based on an endless screw was designed which compresses and pushes the grains towards a pressure chamber where they break and by means of a grinding disk these fragments are reduced to form a paste. The characteristics and performances of the different grinding equipment were analyzed, as well as the most suitable materials available in the country for food handling, the components were dimensioned based on the breaking strength of the grains, later with the aim of simplifying the operations and provide the machine with a certain degree of autonomy, a programmable control unit was included, which is responsible for governing and monitoring each stage of the process, in addition an automatic feeding system was developed in order to regulate the amount of material entering the screw and with it adjust the amount of material processed. Once the machine was designed using the discrete element method - DEM, the operation and performance of the machine were evaluated, recording a maximum processing capacity of 43 kg/h, much higher than the 5.5 kg/h offered by the handcrafted machines currently used; and, through CAE software it was verified that the efforts and deformations developed in the components do not exceed the established maximums, ensuring the integrity and correct operation of the machine.

Keywords: Mill, Extruder, DEM, Endless screw

1. INTRODUCCIÓN

Ecuador, debido a su ubicación geográfica constituye un productor de cacao por excelencia, siendo su cacao apetecido y muy codiciado a nivel mundial debido al sabor y profundo aroma que este posee, es así que, la industria del cacao se ha posicionado de manera sólida en nuestro país y a su vez, existen emprendimientos en zonas cercanas donde crece la variedad de cacao denominada fino de aroma (Anecacao, 2015).

La asociación de agricultores de cacao ASHUMIRA constituye un ente representativo a nivel nacional en la fabricación y comercialización de productos a partir del cacao fino de aroma, posee una fábrica en la cual se elaboran pastas de cacao amargas, pastas dulces, así como también tabletas y bombones.

Esta fábrica en sus inicios fue concebida de manera artesanal con un proceso productivo basado en operaciones manuales y máquinas artesanales de pequeños volúmenes de producción que permitían satisfacer las exigencias del mercado de ese tiempo. Sin embargo, debido a la calidad, sabor, aroma de sus productos y la consolidación de la marca en el mercado nacional, aumentó considerablemente la demanda y con ello las exigencias de producción a las máquinas utilizadas haciendo que se exceda la capacidad para la cual fueron diseñadas. En este contexto, en la actualidad, la fábrica no cuenta con la capacidad suficiente para procesar mayores volúmenes de producción y satisfacer toda la demanda del mercado.

Una vez tostado, descascarado y triturado el cacao, este se introduce en el proceso de elaboración de la pasta de cacao, allí se identifica que la etapa de la molienda es donde más tiempo demora el cacao en ser procesado alcanzando actualmente un ritmo de producción de 10 libras de cacao por operario por hora.

Con el tipo máquinas utilizadas no sólo se presenta un bajo volumen de producción, sino que además surgen problemas como recalentamiento de los dados de los molinos, atascamiento de material en la tolva de alimentación, falta de homogeneidad en la pasta, cristalización del cacao y con ello el taponamiento de la salida de la pasta, razones por las cuales se hace prácticamente imposible procesar grandes cantidades de producto para satisfacer las demandas actuales.

Debido a los inconvenientes generados por la utilización de este tipo de maquinaria artesanal, es necesario cambiar la tecnología utilizada en la fábrica y reemplazar estas máquinas con unas de mayor capacidad de producción, menor tamaño, que generen menos desperdicio, ruido y que no requieran la presencia de un operador para su funcionamiento.

Este trabajo se centra en la etapa de molienda ya que a partir de la pasta de cacao que se procesa en esta fase, la misma es utilizada como materia prima en otros procesos que permiten obtener los diferentes productos y es aquí donde mayor tiempo toma procesar el cacao, es por ello, que se pretende diseñar un molino-extrusor de pasta de cacao acorde a las necesidades de producción de la fábrica, que sea capaz de procesar mayor volumen de cacao por hora, que sea de alimentación automática, que la pasta sea homogénea y de buena calidad, y sobre todo que funcione sin la necesidad de la intervención de un operador humano.

Una mejora de las máquinas y por ende una mejora del proceso productivo de esta fábrica, permitiría a la asociación de agricultores de cacao ser más competitivos, mejorar la calidad de sus productos, ganar más espacio en el mercado, ahorrar recursos, reducir los costos asociados al proceso y sobre todo generar mayores ganancias para el propio beneficio de los agricultores y su fábrica.

Con el fin de mejorar el proceso de molienda en la fábrica se desarrolló el presente proyecto bajo el siguiente objetivo general:

Diseñar un molino-extrusor automático para pasta de cacao fino de aroma.

Y, para el desarrollo del mismo se han planteado los siguientes objetivos específicos

- Investigar las diferentes tecnologías molienda y trituración desarrolladas y aplicadas en la industria del cacao.
- Diseñar el sistema mecánico, eléctrico y sistema de control del molino-extrusor.
- Validar el diseño mediante herramientas de simulación a fin de comprobar que el molino-extrusor satisface todos los requerimientos solicitados.

1.1 EL CACAO

Es el fruto que proviene de los árboles 'Theobroma cacao'. Se cultiva esencialmente en una estrecha franja de unos 20 grados de latitud al norte y al sur del Ecuador donde factores climáticos como temperatura, humedad, luz solar y lluvia son propicios para su crecimiento (Acebo, 2016).

1.1.1 TIPOS DE CACAO

Según el Instituto Nacional Autónomo de Investigaciones Agropecuarias – INIAP (2015) a nivel mundial se distinguen los tipos de cacao: criollo, forastero amazónico, trinitario y nacional del Ecuador denominado fino de aroma (Figura 1).



Figura 1. Tipos de cacao.
(Belize, 2014)

1.1.1.1 Nacional del Ecuador

Tiene sus propias características distintivas de sabor y aroma que lo hace muy apetecido por la industria de cacao fino, especialmente en Europa. El Cacao Nacional es reconocido en el mercado internacional con la denominación 'Cacao de Arriba' (Quingaísa, 2007).

Entre los 17 países que la Organización Internacional del Cacao - ICCO reconoce como productores de cacao fino y de aroma, Ecuador está catalogado como un productor del 75% de cacao fino y de aroma del mundo, es el mayor proveedor de esta variedad de cacao ya que produce alrededor de 60 a 70 mil toneladas al año, lo cual representa más de la mitad de la producción mundial (León, Calderón, & Mayorga, 2016).

1.1.2 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS GRANOS DE CACAO

Amoah, Abano y Anyidoho (2012) en su trabajo presentan algunas propiedades físicas y mecánicas de dos variedades de granos de cacao en base al contenido de humedad y la orientación de la carga en los granos, estas

propiedades se resumen en la Tabla 1 y serán utilizadas para el diseño de la máquina. Los valores registrados corresponden al instante en que se produce la ruptura del grano.

Tabla 1. Propiedades mecánicas granos de cacao - 10% de humedad.

Propiedad	Unidad	Valor
Fuerza de ruptura	N	130
Energía absorbida	mJ	80
Elongación máxima	mm	1.35
Esfuerzo de compresión	MPa	0.75
Deformación a la compresión	mm/mm	0.10
Módulo de Young Aparente (Secante)	Mpa	10

(Amoah, Abano, & Anyidoho, 2015)

1.2 LA INDUSTRIA DEL CACAO

La industria del cacao y sus elaborados congrega a quienes se dedican a la actividad agrícola de cultivo de cacao destinado a servir de materia prima para la manufactura de chocolate y otros productos derivados como licor, manteca, torta y cacao en polvo (Acebo, 2016). La Figura 2 muestra las principales etapas de procesamiento de los granos de cacao.

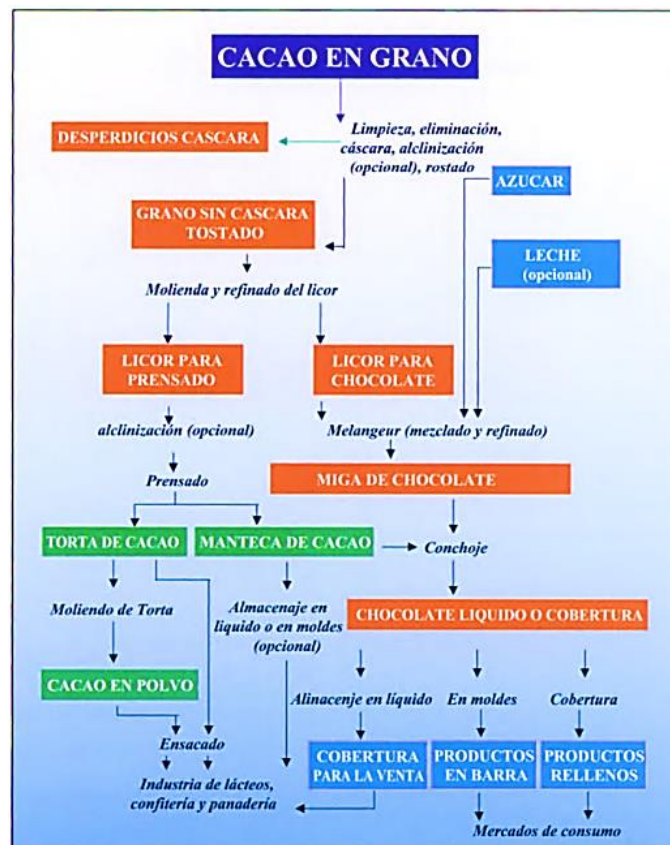


Figura 2. Cadena de elaboración del cacao.
(United Nations, 2004)

1.2.1 PRODUCTOS DEL CACAO

Acorde a Acebo (2016) luego de las actividades post-cosecha fermentación, secado y almacenamiento, se da origen a dos segmentos particulares en la industria: la producción de semielaborados y la elaboración del chocolate en sí como producto final.

1.2.1.1 Productos semielaborados

Son los ingredientes de cacao que luego se utilizan como insumos en productos alimenticios, cosméticos y de salud. Es el cacao en una etapa de industrialización. Se separan las fases sólidas de las líquidas, obteniendo productos que serán utilizados para la fabricación de chocolates y derivados, se distinguen cuatro productos semielaborados (Figura 3) (Anecacao, 2015).



Figura 3. Semielaborados del cacao.
(Zanizdra, 2016)

1.2.1.2 Elaboración del chocolate

Luego de que el cacao pasa por el proceso industrializado o artesanal, se da lugar al chocolate que puede ser: barras, tabletas, bombones, coberturas, blanco, en polvo, relleno, baños y un sin fin de variedades obtenidas a partir de mezclas con otros productos

En Ecuador, sólo el 10% de los granos de cacao producidos se procesan a nivel local para la obtención de semielaborados (licor, manteca, torta y polvo) y el resto tiene como destino la exportación. Mientras que, apenas el 1% de los granos es transformado a chocolate (barras, tabletas, bombones, coberturas, en polvo, relleno, chocolate blanco) en el país (Acebo, 2016).

1.3 CARACTERÍSTICAS DEL SEGMENTO FINO Y DE AROMA

Según Organización Internacional de Cacao - ICCO (2017) en la actualidad el cacao fino representa entre 6% y 8% de la producción mundial de cacao, siendo América Latina y el Caribe la región más importante al aportar con cerca de 80% de la producción mundial de cacao fino.

Ecuador destaca a pesar de que es un país con una pequeña producción a nivel mundial (4%), sin embargo, para los cacaos finos de aroma representa el primer productor con un margen del 60% de la participación mundial (Quingaísa, 2007). En la Tabla 2 se muestra la participación de los países que producen Cacao Fino o de Aroma.

Tabla 2. Países que producen cacao fino de aroma.

País	% Participación
Ecuador	60%
Indonesia	10%
Papúa Nueva Guinea	9%
Colombia	8%
Venezuela	6%
Trinidad y Tobago	2%
Otros países	5%

(Quingaísa, 2007)

1.4 CADENA DE VALOR DEL CACAO – CHOCOLATE

En la cadena de valor de cacao-chocolate (Figura 4), a nivel mundial se distinguen tres grandes grupos de actores económicos en donde los líderes (grandes empresas y compañías) controlan cómo y dónde el valor se crea y se distribuye a lo largo de la cadena.



Figura 4. Cadena de valor Cacao – Chocolate.

(Acebo, 2016)

La distribución asimétrica del valor a lo largo de la cadena hace que los productores de cacao sean quienes menos ingresos reciben del precio final al consumidor, apenas entre el 4 y 6%, mientras que las grandes marcas absorben todas las ganancias cerca del 70% del precio final (Acebo, 2016).

1.5 MOLIENDA

Es una operación unitaria que reduce el volumen promedio de las partículas de una muestra sólida, la molienda se caracteriza porque se tratan partículas de tamaños inferiores a una pulgada, el grado de desintegración es mayor al de trituración. La reducción se lleva a cabo dividiendo o fraccionando la muestra por medios mecánicos hasta alcanzar el tamaño deseado (Ecured, 2012).

Si el sólido contiene mucha humedad, en lugar de reducir el tamaño, se forma una pasta, el costo del proceso es mayor, mientras más fina es la molienda. Para moler, se necesita que un sólido tenga de humedad del 8-10%, si sobrepasa esta condición se llama extruir (ProcesosBio, 2012).

Los métodos de reducción de tamaño más empleados en las máquinas de molienda son compresión, impacto, frotamiento de cizalla y cortado (Figura 5).

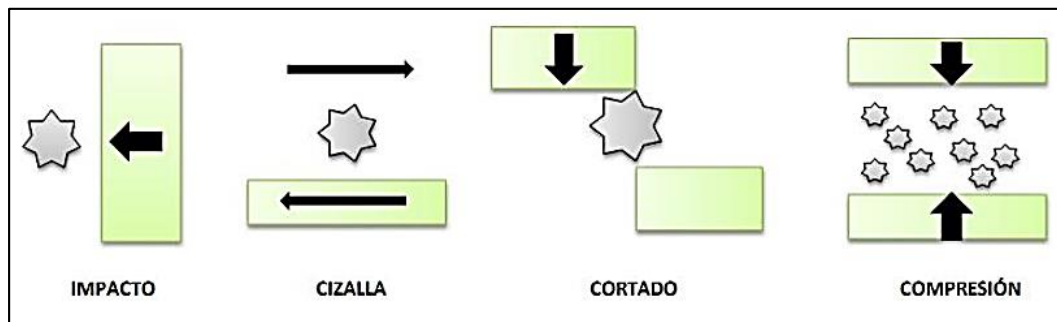


Figura 5. Métodos de reducción de tamaño.
(ProcesosBio, 2012)

Compresión: reducir sólidos duros a tamaños menores, con presión arriba y abajo.

Impacto: romper por golpe, produce tamaños gruesos, medianos y finos.

Frotación o cizalla: Produce partículas finas, puede ser con un serrucho.

Cortado: se realizan cortes con tamaños prefijados.

La energía requerida para la fractura depende del tipo de material y sus características como la dureza, el tamaño y otros factores. La magnitud de la fuerza mecánica aplicada, su duración, el tipo de fuerza (compresión, esfuerzo cortante e impacto), afectan la eficiencia y alcance del proceso de reducción de tamaño (ProcesosBio, 2012).

1.5.1 EQUIPOS PARA MOLIENDA

Se denominan molinos a los equipos que se usan para disminuir el tamaño de partículas. Los equipos destinados a moler grandes cantidades de aglomerados se denominan ‘crushers’ característicos por su alta robustez mecánica, mientras que los destinados a moler partículas de pequeños tamaños se denominan ‘mills’, estos equipos sufren un importante desgaste mecánico debido a la erosión causada por las partículas más pequeñas (Criba, 2006). En la Tabla 3 se muestran los tipos de molinos utilizados en función del tamaño del producto final.

Tabla 3. Molinos empleados de acuerdo al tamaño del producto final.

Rango de reducción de Tamaño	Nombre genérico del equipo	Tipo de equipo
Grueso e intermedio	Molinos de gruesos -Crushers	De rodillos
Intermedio y fino	Molinos de finos - Mills o Grinders	De martillo Disco de atrición De rodillos
Fino y ultrafino	Molinos de ultrafinos - Ultrafine grinders	De martillo De bolas

(Criba, 2006)

1.5.2 TIPOS DE MOLINOS Y APLICACIONES

Existen diversos tipos de molinos cuya aplicación depende del material a procesar, el tipo de fuerzas involucradas, la relación de reducción de tamaño, velocidades y otras variables propias del proceso, la Figura 6 muestra los principales tipos de molinos de discos, de bolas/barras, de martillos, de rodillos (UBA, 2015).

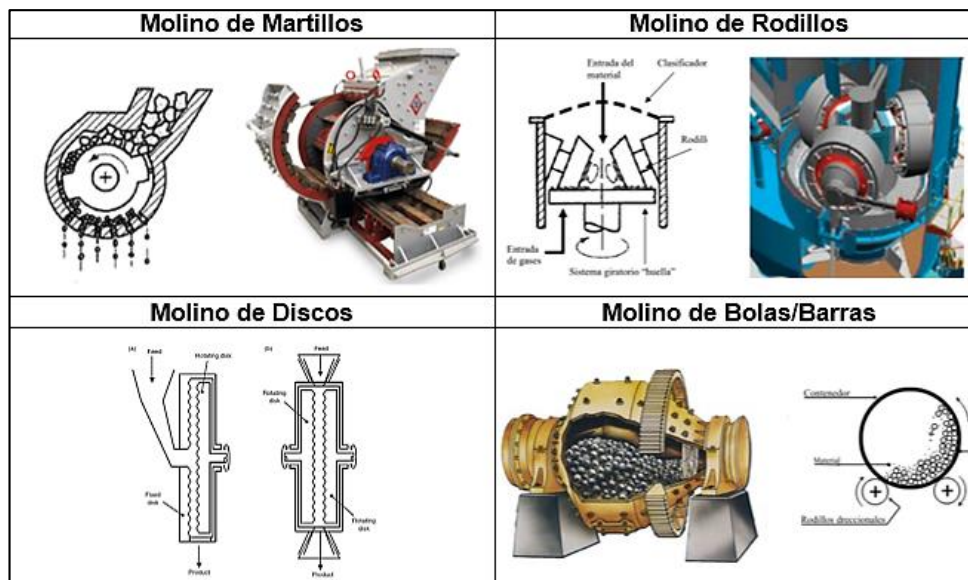


Figura 6. Principales tipos de Molinos.
(UBA, 2015)

En la Tabla 4 se muestra una comparación entre las principales características, fuerzas involucradas, variables y aplicaciones de los diferentes tipos de molinos.

Tabla 4. Comparación de los principales tipos de molinos.

Tipo	Fuerza	Variables	Características del Equipo	Elementos Molientes	Aplicación
Molino de Martillos	De impacto y 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, dentados, lisos, afilados	Sólidos cristalinos duros Productos fibrosos: pimienta, especias, azúcares
Molino de Discos	De cizalla	Separación entre discos Velocidad de alimentación Mayor fuerza de cizallamiento	Discos de cizalla, estirados y de dientes	Reducción de sólidos, nixtamalización Productos blandos cristalinos	Alginatos, pimienta, pectina, papiika, verduras deshidratadas
Molino de rodillos	De compresión y cizalla	Velocidad de rotación de rodillos Velocidad de alimentación Distancia de separación entre rodillos (ángulo de atrape)	Dos o más rodillos de acero giran uno hacia otro	Lisos Estriados Corrugados	Molienda fina, intermedia Cáscara de cacahuates, almidones
Molino de bolas	De impacto, cizalla y centrífuga	Velocidad de operación Tiempo de molienda Velocidad de alimentación	Molino giratorio, vibratorio Bolas grandes = fuerza de impacto Bolas pequeñas = fuerzas de cizalla	Bolas de acero Bolas de cerámica Piedras	Molienda fina y ultrafina para alimentos duros y abrasivos Colorantes
Trituradoras	Cizalla y compresión	Longitud, diámetro de rodillos Velocidad de rotación	Quebrantadores Plato estacionario Mandíbulas giratorias		Partículas finas

(Gutiérrez & Ulloa, 2016)

1.5.3 MOLIENDA DEL CACAO

La molienda del cacao (Figura 7) es el proceso industrial de transformar la materia prima por medio de fuerzas de fricción y compresión, los granos de cacao se convierten en productos derivados del mismo, como lo son la manteca, el licor, la torta y el polvo de cacao (Anecacao, 2015).



Figura 7. Molienda del cacao.
(Olaizola, 2015)

Industria Alimenticia (2012) establece que los granos de cacao una vez tostados, estos se muelen. Esta operación transforma las partículas sólidas de los granos en un líquido denominado licor de cacao. Por lo general se utilizan granos descortezados tostados que contengan manteca de cacao entre el 50 y 55%; la manteca se encuentra envuelta dentro de 'células' que forman pequeñas burbujas individuales, cuando se muelen, las 'células' se rompen y se libera la manteca de cacao, transformando la pasta de cacao en un líquido. Mientras más se muelen las partículas, éstas se harán más pequeñas; para el licor, la fineza deseada final es de $99,5\% \leq 75$ micras.

1.5.3.1 Pasos de molienda para cacao

Por lo general un solo paso de molienda no es suficiente para lograr esa finura; dependiendo de la capacidad, se requieren tres pasos de molienda o más. Según IA (2012) se distinguen tres etapas de molienda en el procesamiento del cacao.

Molienda gruesa o previa: los granos descortezados se muelen y transforman de un sólido a un líquido

Molienda intermedia: el licor grueso se refina más

Molienda fina: determina la finura final y la calidad del licor de cacao.

1.6 EXTRUSIÓN

Es una operación de transformación en la que un material fundido es forzado a atravesar una boquilla para producir un artículo de sección transversal constante y, en principio, longitud indefinida. Además de los plásticos, muchos otros materiales se procesan mediante extrusión, como los metales, cerámicas o alimentos. Aunque existen extrusoras de diversos tipos, las más utilizadas son las de tornillo o de husillo simple.

En la configuración básica una extrusora (Figura 8) consta de un sistema de alimentación de material, un sistema de fusión-plastificación del mismo, un sistema de bombeo y presurización, y finalmente, el dispositivo para dar lugar al conformado del material fundido. Las extrusoras operan entre 10 y 500 rpm y según su tamaño, pueden alcanzar caudales de 2000 kg/h de material. (Beltrán & Marcilla, 2012).

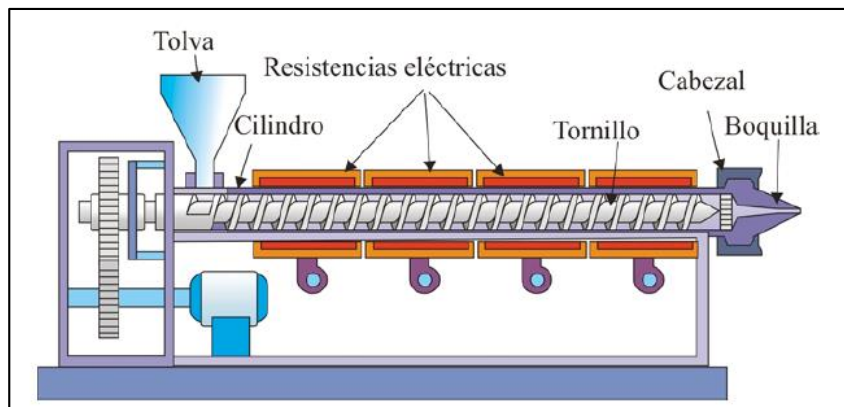


Figura 8. Configuración básica de una extrusora de husillo sencillo.
(Beltrán & Marcilla, 2012)

1.6.1 COMPONENTES DE LA EXTRUSORA

Beltrán y Marcilla (2012) exponen que una extrusora en general está compuesta por el tornillo de extrusión, un cilindro, la garganta de alimentación, tolva, plato rompedor, filtros, cabezal y boquilla.

1.6.1.1 Tornillo de Extrusión

El tornillo o husillo (Figura 9) es un cilindro largo rodeado por un filete helicoidal, cumple las funciones de transportar, calentar, fundir y mezclar el material. Del diseño del tornillo depende la estabilidad del proceso y la calidad del producto que se obtiene. Los parámetros más importantes en el diseño del tornillo son su longitud (L), diámetro (D), el ángulo del filete (θ) y el paso de rosca (w).

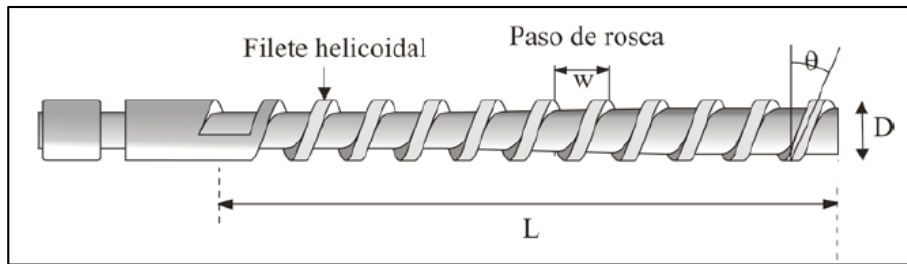


Figura 9. Tornillo de una extrusora.
(Beltrán & Marcilla, 2012)

El material a medida que avanza por el tornillo se va presurizando, empezando con presión atmosférica en la tolva y aumentando hasta la salida por la boquilla. La sección de paso del tornillo no es constante, sino que es mayor en la zona de alimentación.

1.6.1.2 Cilindro

Alberga en su interior al tornillo, su superficie debe ser muy rugosa para aumentar las fuerzas de cizalla que soportará el material y así permitir que éste fluya a lo largo de la extrusora. Para evitar la corrosión y el desgaste mecánico, el cilindro suele construirse de aceros muy resistentes (Beltrán & Marcilla, 2012).

1.6.1.3 Tolva

Es el contenedor que se utiliza para introducir el material en la máquina, tanto tolva como garganta de alimentación y boquilla deben estar ensambladas perfectamente y diseñadas de manera que proporcionen un flujo constante de material. Este efecto se consigue más fácilmente con tolvas de sección circular, aunque son más caras y difíciles de construir que las de sección rectangular (Figura 10). Se diseñan con un volumen que permita albergar material para 2 horas de trabajo (Beltrán & Marcilla, 2012).

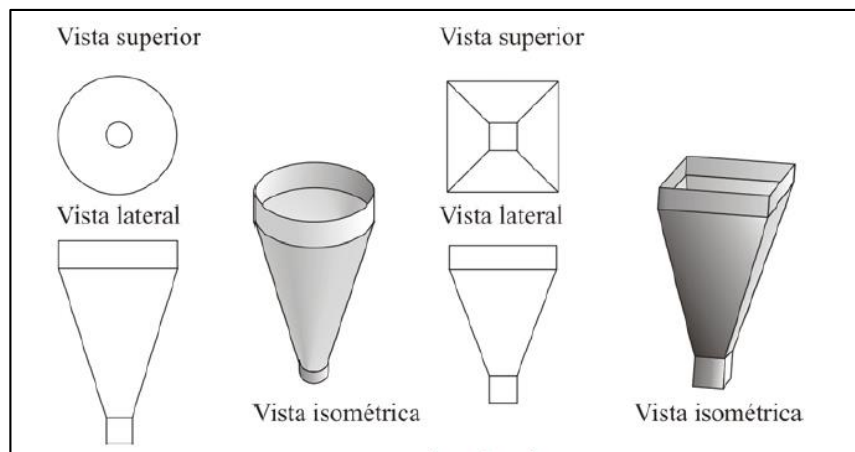


Figura 10. Tipos de Tolvas.
(Beltrán & Marcilla, 2012)

1.6.1.4 Garganta de alimentación

Es la parte situada debajo de la tolva (Figura 11), está conectada con la tolva a través de la boquilla de entrada o de alimentación. Esta boquilla suele tener una longitud de 1.5 veces el diámetro del cilindro y una anchura de 0.7 veces el mismo, y suele estar desplazada del eje del tornillo para facilitar la caída del material a la máquina (Beltrán & Marcilla, 2012).

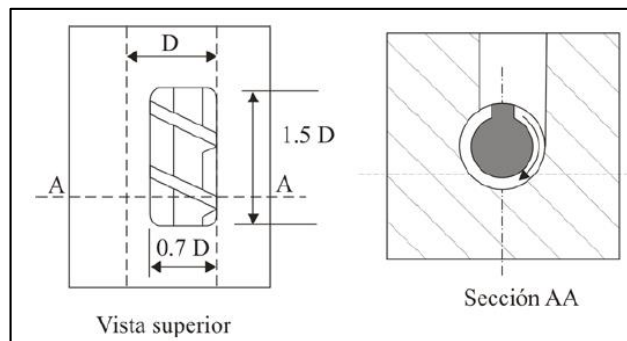


Figura 11. Garganta de Alimentación.
(Beltrán & Marcilla, 2012)

1.6.1.5 Plato rompedor, filtros, cabezal y boquilla

El plato rompedor se encuentra al final del cilindro, constituye un disco delgado de metal con agujeros (Figura 12), sirve de soporte a un paquete de filtros cuyo objetivo es atrapar los contaminantes para que no salgan con el producto extruido.

El cabezal se encuentra situado al final del cilindro que sujeta la boquilla. El perfil interno del cabezal debe facilitar lo más posible el flujo del material hacia la boquilla. La función de la boquilla es la de moldear el material a la salida (Beltrán & Marcilla, 2012).

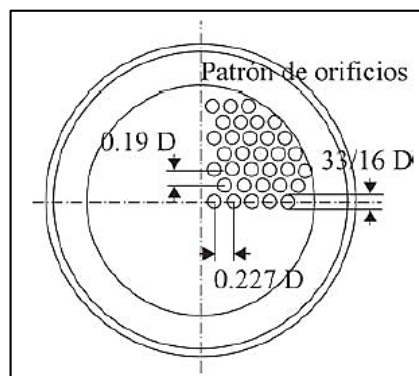


Figura 12. Plato rompedor.
(Beltrán & Marcilla, 2012)

2. METODOLOGÍA

El desarrollo del presente trabajo sigue la Metodología en V como lo indica la Figura 13, primero se definen los requerimientos en base a criterios establecidos, luego se desarrolla la conceptualización de la máquina en la etapa denominada diseño del sistema, una vez obtenida la solución conceptual se aborda la etapa del diseño específico, en donde mediante la aplicación de ingeniería eléctrica, mecánica y control se dimensionan todos los componentes necesarios que formarán el equipo, a continuación se realiza la integración del sistema, fase en la cual los componentes dimensionados se agrupan como uno solo, y por último se realiza la etapa de comprobación de propiedades en la cual se validan y comprueban todos los requerimientos y especificaciones que debe cumplir el dispositivo para así finalmente obtener el producto que constituye resultado del desarrollo de esta metodología.

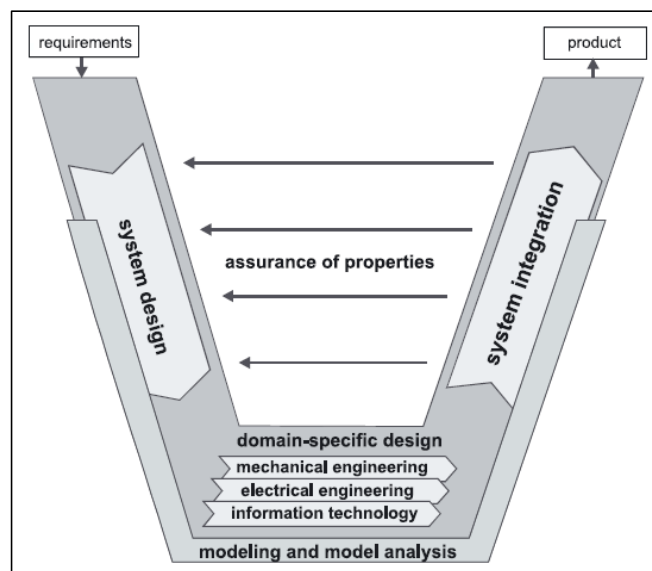


Figura 13. Modelo en V.
(VDI, 2004)

2.1 REQUERIMIENTOS

Los requerimientos de la máquina se detallan en la Tabla 5.

Tabla 5. Requerimientos de la máquina.

Parámetro	Descripción
Capacidad de producción	La máquina debe ser capaz de procesar 12 kg/h
Material de construcción	Debe cumplir con los requisitos del apartado 'Equipos y utensilios' de la Normativa técnica sanitaria para alimentos procesados.
Dimensiones de la máquina	Las dimensiones máximas son largo: 2 m, ancho: 1.5 m y altura 2m
Limpieza y facilidad de montaje	Las partes deben acoplarse y desacoplarse con facilidad a fin de permitir la limpieza de cada una.
Graduación de la finura de la pasta	La finura de la pasta obtenida puede ser ajustada acorde a los requisitos de producción

Alimentación eléctrica	La máquina debe operar a 110 VAC, 60 Hz debido a que este voltaje corresponde al suministro eléctrico de la zona.
Seguridad y protecciones de la máquina	Los componentes no deben estar a simple vista sino que deben estar cubiertos a fin de garantizar la integridad de las personas y de la propia máquina.
Interfaz de control	A través de un tablero se controlará las funciones de la máquina
Operación	Automática : el operario sólo interviene en la carga de materiales y descarga del producto
Costo de fabricación y simplicidad en la manufactura de componentes	Las partes y piezas no deben ser muy complejas a fin de reducir los costos de fabricación.
Tiempo de operación	La máquina debe tener capacidad suficiente para trabajar 2 horas continuas.
Durabilidad y mantenimiento	Los componentes de la máquina deben requerir el mínimo mantenimiento y no estropearse fácilmente.

2.1.1 FUNCIÓN DE DESPLIEGUE DE LA CALIDAD (QFD)

Mediante la casa de calidad se evalúan y relacionan los requerimientos del cliente con los de ingeniería a fin de identificar los criterios más importantes que permitan satisfacer las necesidades del cliente. La Tabla 6 muestra la casa de calidad mientras que en la Tabla 7 se muestra la interpretación del grado de relación de los requerimientos.

Tabla 6. Casa de calidad.

Características Técnicas Requerimientos del cliente	Características Técnicas							Criterios Ponderados
	Diseño y forma	Ensamble	Materiales	Mantenimiento	Control	Manufactura	Consumo Energético	
Facilidad de limpieza	5	5	5	3	1	5	0	24
Bajo costo de fabricación	5	5	5	1	0	5	0	21
Operación automática	5	5	1	1	5	1	5	23
Alta durabilidad	5	5	5	5	3	5	3	31
Tiempo de Operación	5	3	3	1	5	3	5	25
Capacidad de Producción	5	5	5	3	5	5	5	33
Dimensiones de la máquina	5	5	5	0	0	5	0	20
Seguridad	5	5	5	1	3	5	0	24
Criterios ponderados	40	38	34	15	22	34	18	

Tabla 7. Grado de relación.

Valor	Estado	Interpretación
5	Alto	Alta
3	Medio	Mediana
1	Bajo	Baja
0	Ninguno	Ninguna

A través del análisis de la casa de calidad se identifica que para el cliente la característica más relevante constituye la ‘capacidad de producción’ de la máquina, seguida por la ‘alta durabilidad’ que deben tener sus componentes; en este contexto, para asegurar estas características se debe garantizar que el ‘diseño y forma’ de las partes y piezas que conforman la máquina y el ‘ensamble’ entre estos componentes sean los adecuados.

2.2 DISEÑO DEL SISTEMA

2.2.1 DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL DE LA MÁQUINA

Mediante el análisis funcional se describe la estructura funcional del producto, se identifica la función global, las funciones principales y secundarias que posee la máquina.

2.2.1.1 Función global

En la Figura 14 se detalla la función global del molino-extrusor, en el lado izquierdo del bloque se identifican las entradas de material, energía y señales de control necesarias para llevar a cabo dicha función, mientras que en el lado derecho del bloque se muestra el resultado que entrega la operación.

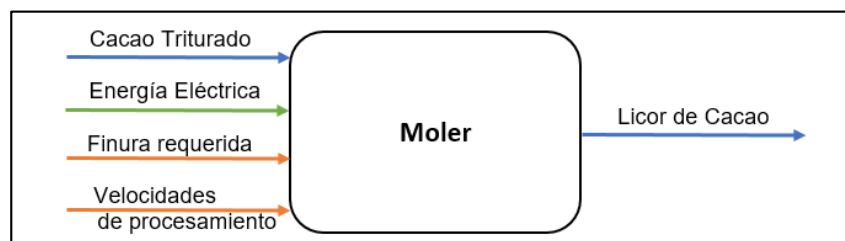


Figura 14. Función global de la máquina.

2.2.1.2 Funciones principales y secundarias

La función global se descompone en un nivel en el que se puede apreciar las sub-funciones relacionadas con la ingeniería mecánica, eléctrica y el control, de igual manera, en la Figura 15 se detallan las entradas de material, energía, señales de control y salidas que generan cada una de las sub-funciones.

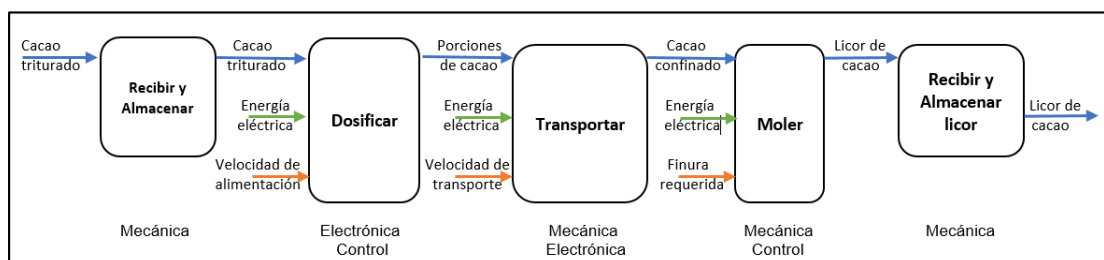



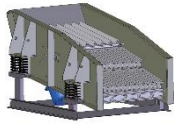
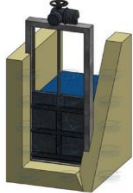




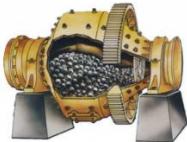
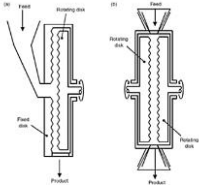
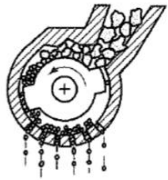



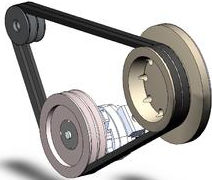










Figura 15. Funciones principales y secundarias de la máquina.

2.2.2 ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Mediante la aplicación de la matriz morfológica (Tabla 8) se definen los posibles elementos que conformarán la máquina tomando en cuenta las funciones, sub-funciones, requerimientos y criterios de selección que permitan establecer los componentes más adecuados.

Tabla 8. Matriz morfológica.

Alternativas Sub-funciones	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Almacenamiento	Silo 	Tolva Piramidal 	Tolva Cónica 
Dosificación	Vibración 	Compuerta 	Gravedad 
Transporte	Cilindro neumático 	Tornillo sin fin 	Banda 
Dispositivo final de Molienda	Barras/Bolas 	Discos 	Martillos 
Motor	DC 	Monofásico 	Servomotor 
Acoplamiento mecánico	Bandas 	Caja reductora 	Acople directo 

Controlador	Raspberry 	LOGO 	PLC 
Panel de control y visualización	Botonera con luces piloto 	Display 	Pantalla Táctil 

(ABM, 2013)

(Eralki, 2013)

(FESTO, 2018)

(CISTSA, 2013)

2.2.3 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Para evaluar las alternativas de diseño se utiliza el método de factores ponderados a través del cual a cada criterio se asigna una importancia relativa (0.5 - 0.7 - 1) y se valora cada alternativa en escala (0 - 10) considerando que tan acertadamente satisface los requerimientos. En la Tabla 9 se comparan las tres alternativas de diseño a fin de encontrar la más adecuada.

Tabla 9. Comparación de alternativas de diseño.

Alternativa \ Criterio	Peso	Alt. 1	Alt. 2	Alt. 3	Alt. 1 Ponderada	Alt. 2 Ponderada	Alt.3 Ponderada
Facilidad de limpieza	0,70	7	9	8	4,90	6,30	5,60
Bajo costo	0,50	9	7	6	4,50	3,50	3,00
Materiales	1,00	8	9	8	8,00	9,00	8,00
Durabilidad	0,70	6	8	9	4,20	5,60	6,30
Tamaño	0,50	6	9	7	3,00	4,50	3,50
Tiempo de Operación	0,50	8	7	8	4,00	3,50	4,00
Seguridad	0,70	7	8	8	4,90	5,60	5,60
Operación automática	1,00	8	9	8	8,00	9,00	8,00
Capacidad de producción	1,00	6	8	8	6,00	8,00	8,00
Total					47,50	55,00	52,00

Mediante la evaluación de alternativas, se determina que la solución más adecuada corresponde la alternativa número 2 debido a que satisface de mejor manera los criterios más importantes para el cliente, de esta manera, la

solución conceptual queda definida y esta será utilizada como base de diseño en las etapas posteriores.

2.2.4 DIAGRAMA DE BLOQUES DE LA MÁQUINA

Un análisis de las sub-funciones permite definir los componentes que integrarán el molino. La Figura 16 muestra la configuración básica de la máquina, está formada por una tolva de alimentación acoplada a un dispositivo dosificador que permitirá controlar el flujo del cacao triturado, mediante un mecanismo de transporte accionado por un motor se llevará el cacao hacia la cámara de molido y posteriormente hacia el dispositivo final de molienda que permitirá dar la finura necesaria a la pasta que finalmente será depositada en una tolva de recolección; además, existe una interfaz de panel de control desde la cual el usuario podrá interactuar y controlar la máquina. Todos estos elementos estarán soportados sobre una estructura específicamente diseñada para tal aplicación.

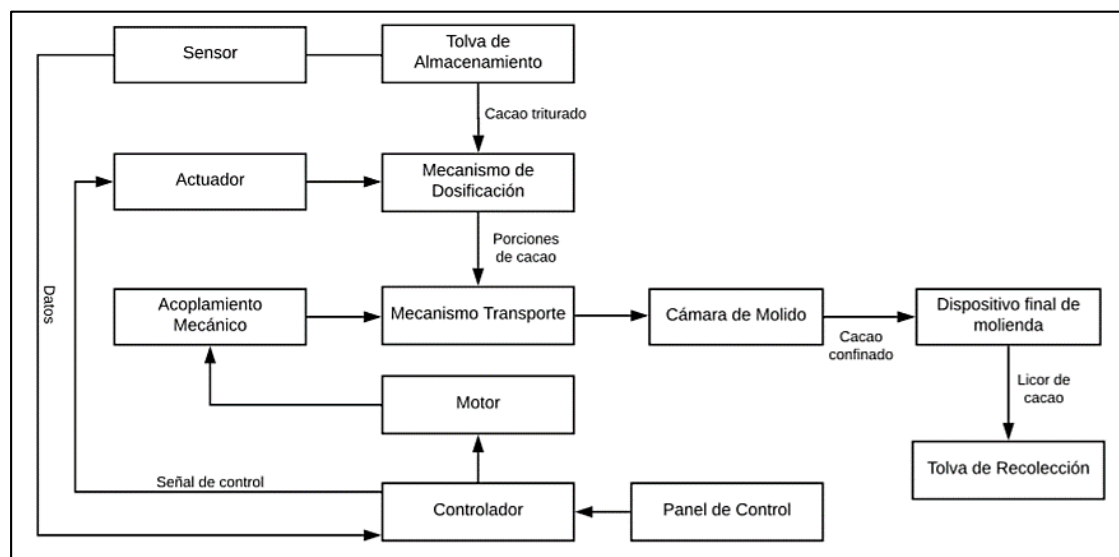


Figura 16. Diagrama de bloques del molino.

2.3 DISEÑO MECÁNICO

Comprende el dimensionamiento de los elementos mecánicos y estructurales de la máquina, se define la forma, dimensiones y el material de cada parte.

2.3.1 DISEÑO DEL TORNILLO SIN FIN

La capacidad requerida en el transportador es de 12 kg/h (26.4 lb/h), y si la densidad de los granos de cacao es 561.4 kg/m^3 (35 lb/pie^3) entonces la capacidad requerida en volumen por unidad de tiempo es $0.0213 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0.754 \text{ pie}^3/\text{h}$).

2.3.1.1 Capacidad de diseño

Se determina capacidad de diseño equivalente del sin fin (Martin, 2013).

$$C_{eq} = C_{req} * C_{F1} * C_{F2} * C_{F3} \quad [1]$$

Donde:

C_{eq} : capacidad equivalente [pie^3/h]

C_{req} : capacidad requerida [pie^3/h] = 0.754

C_{F1} : factor de paso del helicoidal = 1 (Transportador de paso medio)

C_{F2} : factor de tipo de helicoidal = 1

C_{F3} : factor de paletas mezcladoras = 1

$$C_{eq} = 0.754 * 2 * 1 * 1 = 1.51 \frac{\text{pie}^3}{\text{h}}$$

2.3.1.2 Velocidad del transportador

Se determina la velocidad mínima a la que debe girar el tornillo para transportar la carga equivalente. Para una carga de artesa al 45% (Figura 17), la capacidad de un transportador girando a 1 rpm es de 0.62 pie^3/h , siendo el diámetro del helicoidal de 101.6 mm (4'), diámetro del eje 50.8 mm (2") y la velocidad máxima de 184 rpm (Martin, 2013).

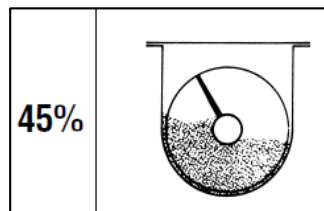


Figura 17. Carga de artesa 45%.
(Martin, 2013)

$$N = \frac{C_{eq}}{\text{pies}^3 / \text{h a 1 rpm}} \quad [2]$$

$$N = \frac{1.51}{0.62} = 2.44 \text{ rpm}$$

Debido a que los motores monofásicos no manejan velocidades tan bajas, es necesario utilizar una velocidad mayor a esta siempre y cuando no se supere a la máxima recomendada (184 rpm). En este caso para el transportador se establece una velocidad cercana a 40 rpm.

2.3.1.3 Potencia requerida por el transportador

Se determina la potencia HP_f necesaria para vencer la fricción y mover el tornillo en vacío (Martin, 2013).

$$HP_f = \frac{LNF_dF_b}{1\ 000\ 000} \quad [3]$$

Donde:

L: longitud total del transportador [pies] = 0.82 (250 mm)

N: Velocidad de operación [rpm] = 40

F_d : factor de diámetro del transportador = 12 (Helicoidal de 50.8 mm)

F_b : factor del buje para colgante = 2

$$HP_f = \frac{0.82 * 40 * 12 * 2}{1\ 000\ 000} = 7.87 \times 10^{-4} \text{ hp}$$

La potencia HP_m requerida para mover el material dentro del transportador se calcula como (Martin, 2013).

$$HP_m = \frac{CLWF_fF_mF_p}{1\ 000\ 000} \quad [4]$$

Donde:

C: capacidad del transportador [pie³/h] = 1.51

W: densidad del material [lb/ pie³] = 35

F_f : factor de helicoidal = 1

F_m : factor de material = 0.5

F_p : factor de las paletas = 1

$$HP_m = \frac{1.51 * 0.82 * 35 * 1 * 0.5 * 1}{1\ 000\ 000} = 2.17 \times 10^{-5} \text{ hp}$$

Una vez conocidas HP_f y HP_m se determina potencia total requerida por el transportador (Martin, 2013).

$$HP_{Total} = \frac{(HP_f + HP_m) * F_o}{e} \quad [5]$$

Donde:

F_o : factor de sobrecarga = 742

e: eficiencia de la transmisión = 0.95 (Caja reductora)

$$HP_{Total} = \frac{(8.087 \times 10^{-4}) * 742}{0.95}$$

$$HP_{Total} = 0.64 \text{ hp} = 477.44 \text{ w}$$

2.3.1.4 Cálculo del espesor de las orillas

El espesor de las orillas del tornillo sin fin se calcula mediante la fuerza necesaria para romper una cantidad de granos de cacao que ocupen el volumen de la cámara de presión. Se divide el volumen de la cámara para el volumen promedio de un grano de cacao para determinar el número de granos y este valor se multiplica por la fuerza de ruptura del grano (130 N) para obtener la fuerza total.

$$N_{Granos} = \frac{V_{Cámara}}{V_{Prom}} = \frac{29\ 051.88}{2\ 210.34} \approx 13\ granos \quad [6]$$

$$F_{Total} = N_{Granos} * F_{ruptura} = 13(130) = 1\ 690\ N \quad [7]$$

Si toda la fuerza se concentra la mitad de la parte inferior de la orilla se tiene una lámina que se encuentra fija en un extremo y libre en el otro (Figura 18); la longitud de la lámina está dada por el diámetro medio que forma la parte inferior de la orilla, el momento flector y fuerza cortante desarrollados se muestran en la Figura 19.

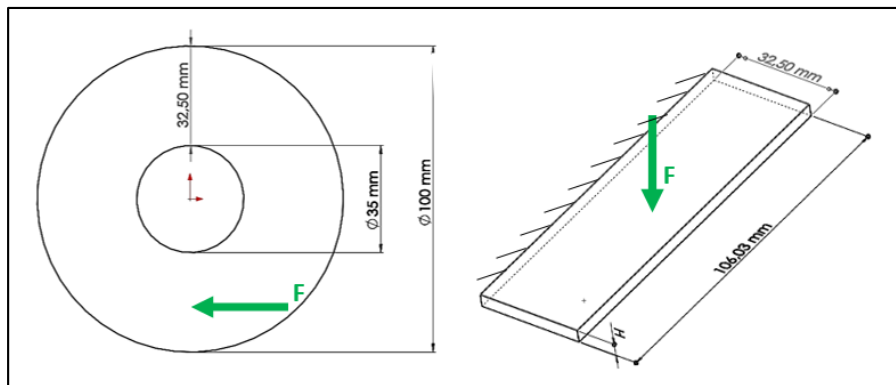


Figura 18. Carga en la orilla del sin fin.

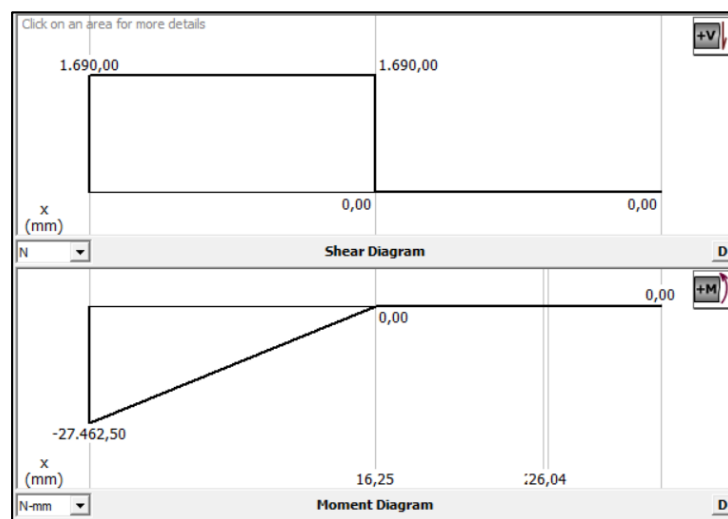


Figura 19. Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la orilla.

$$L_{Orilla} = \pi * \frac{D_m}{2} = \pi \frac{67.5}{2} = 106.03 \text{ mm} \quad [8]$$

Debido a la naturaleza cíclica de la carga, este elemento se diseña con el método de esfuerzos normales fluctuantes: método de Goodman (Mott, 2006).

$$\frac{K_t \sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{N} \quad [9]$$

Donde:

K_t : factor de concentración de esfuerzo.

σ_a : esfuerzo amplitud.

σ_m : esfuerzo medio.

S'_n : resistencia a la fatiga real estimada.

S_u : resistencia última a la tensión.

N : factor de diseño.

El esfuerzo amplitud y el esfuerzo medio se determinan mediante (Mott, 2006).

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{Max} - \sigma_{Min}}{2} \quad [10]$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{Max} + \sigma_{Min}}{2} \quad [11]$$

Para elementos diseñados como vigas el esfuerzo máximo y mínimo se calculan como (Mott, 2006).

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{Max}}{S} \quad [12]$$

$$\sigma_{Min} = \frac{M_{Min}}{S} \quad [13]$$

Donde:

M_{Max} : momento máximo.

M_{Min} : momento mínimo.

S : módulo de sección.

El momento máximo es resultado de la fuerza de ruptura aplicada $M_{Max} = 27\ 462.5$ Nmm, mientras que el momento mínimo ocurre cuando no existe material, no hay carga $M_{Min} = 0$ por lo tanto, $\sigma_{Min} = 0$, reemplazando estos valores en las ecuaciones 10 y 11 se tiene:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{Max}}{2} = \frac{\frac{M_{Max}}{S}}{2} = \frac{27\ 462.50}{2 * S} = \frac{13\ 731.25}{S} \text{ MPa}$$

Se elige un material propicio para el manejo de alimentos, en este caso se utiliza el acero inoxidable AISI 304 cuyas características son: resistencia a la tensión $S_u = 586$ MPa y resistencia a la fluencia. $S_y = 241$ MPa. Se calcula la resistencia a la fatiga real estimada, S'_n (Mott, 2006).

$$S'_n = S_n C_m C_{st} C_R C_S \quad [14]$$

Donde:

S_n : resistencia a la fatiga = 230 MPa (acero maquinado)

C_m : factor de material = 1 (aceros forjados)

C_{st} : factor de tipo de esfuerzo = 1 (esfuerzo flexionante)

C_R : factor de confiabilidad = 0.81 (confiabilidad del 99%)

C_S : factor de tamaño = 0.8

$$S'_n = 230 * 1 * 1 * 0.81 * 0.8 = 149 \text{ MPa}$$

Al reemplazar todos los términos en la ecuación 9 y resolver para S se tiene:

$$\frac{1 * \frac{13\,731.25}{S}}{149} + \frac{\frac{13\,731.25}{S}}{586} = \frac{1}{2}$$

$$S \geq 231.18 \text{ mm}^3$$

En una sección rectangular, el módulo de sección está dado por (Mott, 2006).

$$S = \frac{BH^2}{6} \quad [15]$$

Al igualar términos y resolver para H, se calcula el espesor requerido por la orilla del transportador sin fin. Se empleará un espesor de 4 mm.

$$\frac{BH^2}{6} \geq 414.93$$

$$H \geq \sqrt{\frac{6 * 231.18}{106.03}}$$

$$H \geq 3.62 \text{ mm}$$

Se calcula la deflexión máxima en las orillas (Mott, 2006).

$$Y_{Max} = \frac{PL^3}{3EI} = \frac{1690(32.5)^3}{3(207 \times 10^3) \frac{106.03 * 4^3}{12}} = 0.165 \text{ mm} \quad [16]$$

2.3.2 DISEÑO DE LA ARTESA TUBULAR

Para calcular el espesor requerido por el tubo que contiene al material y al tornillo sin fin se determina la presión interna que soportará el tubo debido a la compactación del material. Se selecciona un tubo cédula 40 estándar lo más cercano al diámetro interno de 101.6 mm (4") el cual posee las siguientes dimensiones $D_o = 114.30$ mm, $D_i = 102.26$ mm, $t = 6.02$ mm.

Si la fuerza se aplica de manera perpendicular al área de sección transversal del tubo (Figura 20) entonces la presión se calcula como

$$P = \frac{F}{A} = \frac{1690}{\frac{\pi}{4} * (102.26)^2} = 0.21 \text{ MPa} \quad [17]$$

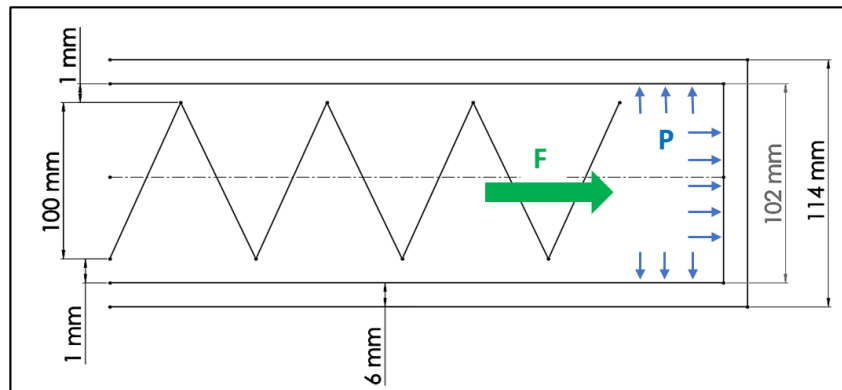


Figura 20. Dimensiones de la artesa tubular.

En cilindros de pared gruesa se calcula el esfuerzo anular (Mott, 2009).

$$\sigma_1 = \frac{P (b^2 + a^2)}{b^2 - a^2} \quad [18]$$

Donde:

P: presión interna.

a: radio interno.

b: radio externo.

$$\sigma_1 = \frac{0.21 (57.15^2 + 51.13^2)}{57.15^2 - 51.13^2} = 1.89 \text{ MPa}$$

Se determina el esfuerzo longitudinal (Mott, 2009).

$$\sigma_2 = \frac{P a^2}{b^2 - a^2} \quad [19]$$

$$\sigma_2 = \frac{0.21 (51.13^2)}{57.15^2 - 51.13^2} = 0.84 \text{ MPa}$$

Se determina el esfuerzo radial, el signo (-) indica compresión (Mott, 2009).

$$\sigma_3 = -P \quad [20]$$

$$\sigma_3 = -0.21 \text{ Mpa}$$

Cada uno de estos esfuerzos se comparan con el esfuerzo de diseño σ_d y si son menores, el diseño es satisfactorio (Mott, 2009), si se considera un $N = 4$ y un $S_Y = 241 \text{ MPa}$ entonces:

$$\sigma_d = \frac{S_Y}{N} \quad [21]$$

$$\sigma_d = \frac{241}{4} = 60.25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 < 60.25 \text{ MPa}$$

\therefore Diseño satisfactorio

2.3.3 DISEÑO DE LA CÁMARA DE PRESIÓN

De la misma manera, la cámara de presión se diseña como si fuera un recipiente sometido a presión interna, se calcula el espesor mínimo de la pared que soportará la presión de trabajo. Si la fuerza actúa perpendicularmente sobre un área de trabajo menor, área del diámetro interno de la cámara menos el área ocupada por el eje y el disco de molienda (Figura 21), la presión aumenta y se calcula mediante la ecuación 17.

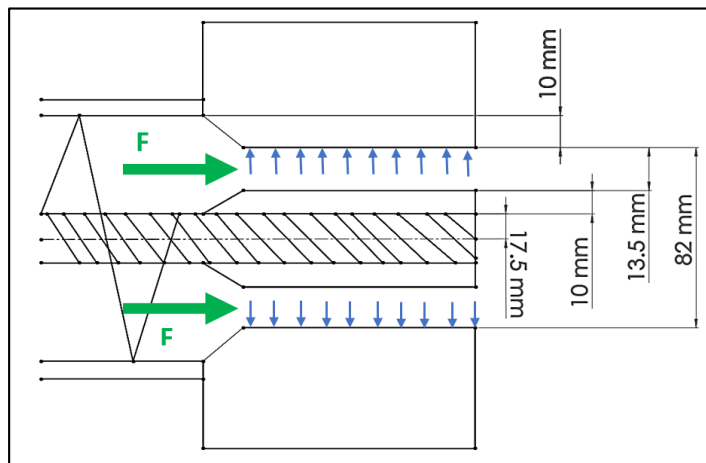


Figura 21. Dimensiones de la cámara de presión.

$$P = \frac{F}{A} = \frac{1690}{\frac{\pi}{4}(82^2 - 55^2)} = 0.58 \text{ MPa}$$

El espesor de la cámara se establece $t = 40$ mm ya que un extremo de la cámara constituye parte del disco de molienda fijo. Debido a que se trata de un recipiente de pared gruesa, se calcula el esfuerzo anular, longitudinal y radial mediante las ecuaciones 18, 19 y 20 respectivamente para compararlos con el esfuerzo de diseño a fin de determinar si el diseño es aceptable.

$$b = \frac{D_o}{2} = \frac{162}{2} = 81 \text{ mm} ; a = \frac{D_i}{2} = \frac{82}{2} = 41 \text{ mm}$$

$$\sigma_1 = \frac{0.58 (81^2 + 41^2)}{81^2 - 41^2} = 0.98 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{0.58 (41^2)}{81^2 - 41^2} = 0.20 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = -0.58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = \frac{241}{4} = 60.25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 < 60.25 \text{ MPa}$$

\therefore Diseño satisfactorio

2.3.4 DISEÑO DEL DISCO DE MOLIENDA

Para el disco móvil que va montado sobre el eje se determina el espesor necesario de la placa que soportará la fuerza de compresión de los granos de cacao. Si se analiza la parte inferior del disco como lo indica la Figura 22 y la fuerza se concentra a una distancia $D = 23.5$ mm desde el radio exterior del eje, entonces como en el caso de las orillas del sinfín, se tiene una placa sometida a esfuerzo flexionante.

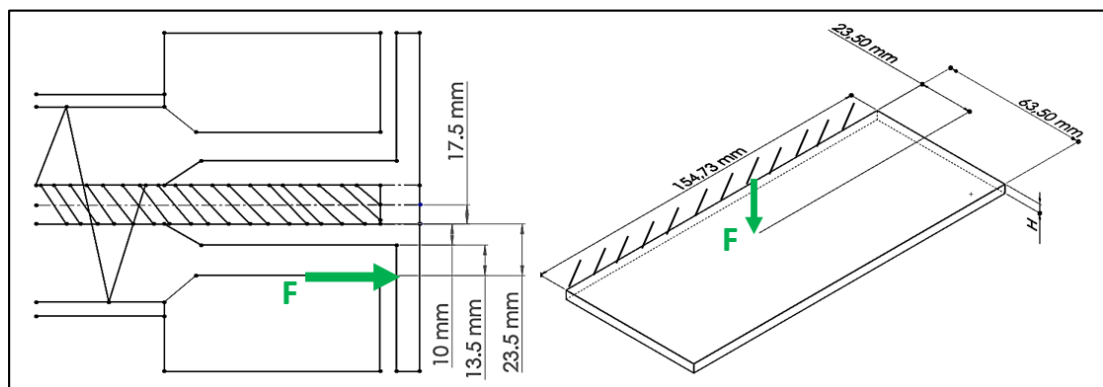


Figura 22. Dimensiones del disco de molienda.

La longitud de la lámina del disco está dada por el diámetro medio que se forma entre el diámetro exterior del eje $D_{OE} = 35 \text{ mm}$ y el diámetro exterior del disco $D_{OD} = 162 \text{ mm}$, esta longitud se divide para dos debido a que se analiza solo la parte inferior del disco y se calcula mediante la ecuación 8.

$$L_{Lámina} = \pi * \frac{D_m}{2} = \pi * \frac{98.5}{2} = 154.73 \text{ mm}$$

La Figura 23 la fuerza cortante y momento flector desarrollados en el disco.

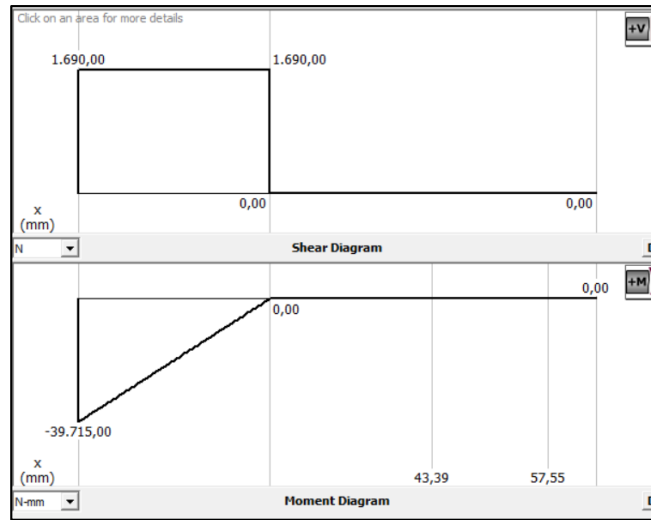


Figura 23. Fuerza cortante y momento flector en el disco de molienda.

Si se considera una carga fluctuante en la cual el momento máximo $M_{Max} = 39\ 715 \text{ Nmm}$ se produce cuando se aplica la fuerza de $1\ 690 \text{ N}$ y el momento mínimo $M_{Min} = 0$ cuando se retira esta carga, al reemplazar en la ecuación 9 se tiene.

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{Max}}{2} = \frac{\frac{M_{Max}}{S}}{2} = \frac{39\ 715}{2 * S} = \frac{19\ 857.5}{S} \text{ MPa}$$

$$\frac{1 * \frac{19\ 857.5}{S}}{149} + \frac{\frac{19\ 857.5}{S}}{586} = \frac{1}{2}$$

$$S \geq 334.32 \text{ mm}^3$$

Se calcula el espesor requerido por el disco de molienda mediante la ecuación 15. Se utilizará un espesor de 10 mm para formar el disco de molienda.

$$\frac{BH^2}{6} \geq 334.32$$

$$H \geq \sqrt{\frac{6 * 334.32}{154.73}}$$

$$H \geq 3.60 \text{ mm}$$

2.3.5 DISEÑO DEL EJE DEL TORNILLO SIN FIN

En la Figura 24 se muestran las cargas que soporta el eje y la ubicación de las mismas. El punto A es la entrada de potencia al eje, 1 hp a 40 rpm desde el motor-reductor, en los puntos B y C se encuentran los rodamientos, en el punto D se produce la ruptura de los granos de cacao, por tanto, se considera que la fuerza de ruptura actúa en este punto y por último en el punto E se considera el peso del disco de moliente.

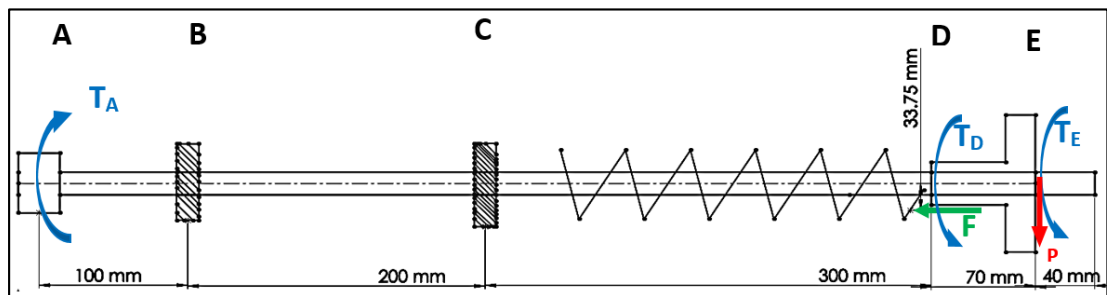


Figura 24. Cargas en el eje del tornillo sin fin.

El peso aproximado del disco de moliente (Figura 25) al determinar su volumen y multiplicar por la densidad del acero, se calcula como.

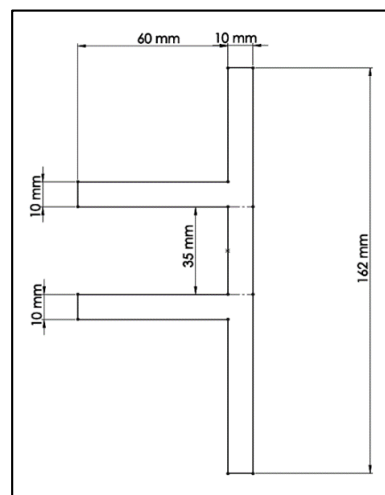


Figura 25. Disco de moliente.

$$V = \frac{\pi}{4} (55^2 - 35^2)(60) + \frac{\pi}{4} (162 - 35^2)(10) = 281.32 \times 10^3 \text{ mm}^3 \quad [22]$$

$$P = V\rho g = (281.32 \times 10^3)(7.68 \times 10^{-6})(9.81) = 21.19 \text{ N} \quad [23]$$

El DCL del eje se muestra en la Figura 26, se puede observar en el punto D que la fuerza de 1 690 N que actúa sobre la orilla del sin fin se considera como un momento de flexión concentrado y una fuerza equivalente.

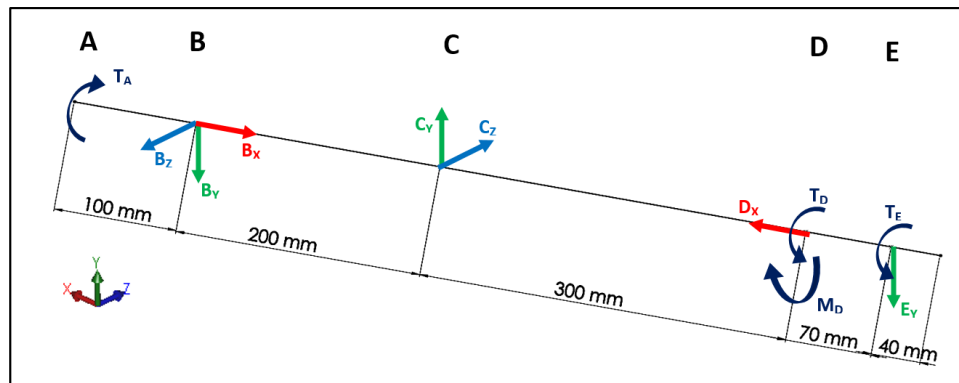


Figura 26. DCL del eje del sin fin.

$$M_D = 1\,690 * 33.75 = 57\,037.50 \text{ Nmm}$$

$$D_x = 1\,690 \text{ N}$$

Si el eje gira a 40 rpm, el torque en los puntos de interés del eje se calcula como (Mott, 2006)

$$T = \frac{P}{\omega} \quad [24]$$

Donde:

T: torque [Nm]

P: potencia [W]

ω : velocidad angular [rad/s]

$$T_A = \frac{746}{40 * \frac{2\pi}{60}} = 178\,094 \text{ Nmm}$$

La potencia para mover al tornillo sin fin y transportar el material es 0.64 hp, por lo cual el torque al final del sin fin en el punto D se calcula como

$$T_D = \frac{0.64 * 746}{40 * \frac{2\pi}{60}} = 113\,980 \text{ Nmm}$$

Mientras que el torque en el disco de molienda, punto E, es igual a la diferencia entre el torque de entrada y el torque del punto D. La Figura 27 muestra el diagrama de momento torsor a lo largo del eje.

$$T_E = T_A - T_D = 178\,094 - 113\,980 = 64\,114 \text{ Nmm}$$

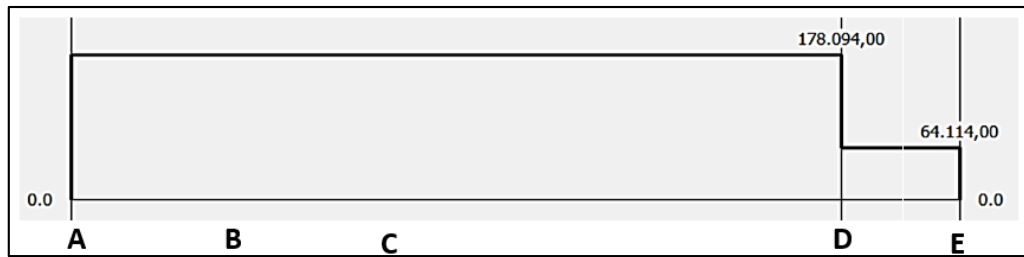


Figura 27. Diagrama de momento torsor del eje.

El DCL del eje en el plano XY se muestra en la Figura 28, se determinan las reacciones y los diagramas de fuerza cortante y momento flector (Figura 29).

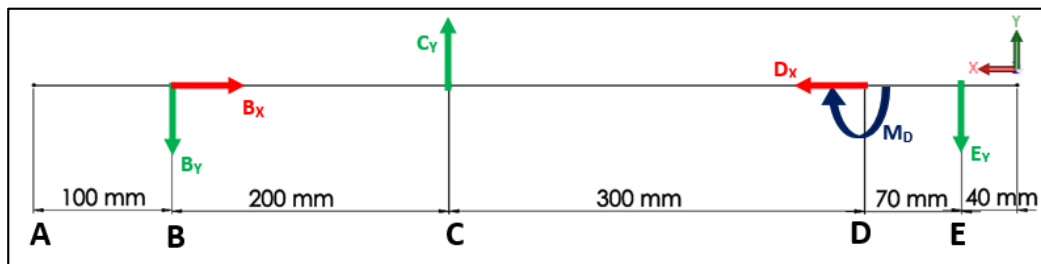


Figura 28. El DCL del eje - plano XY.

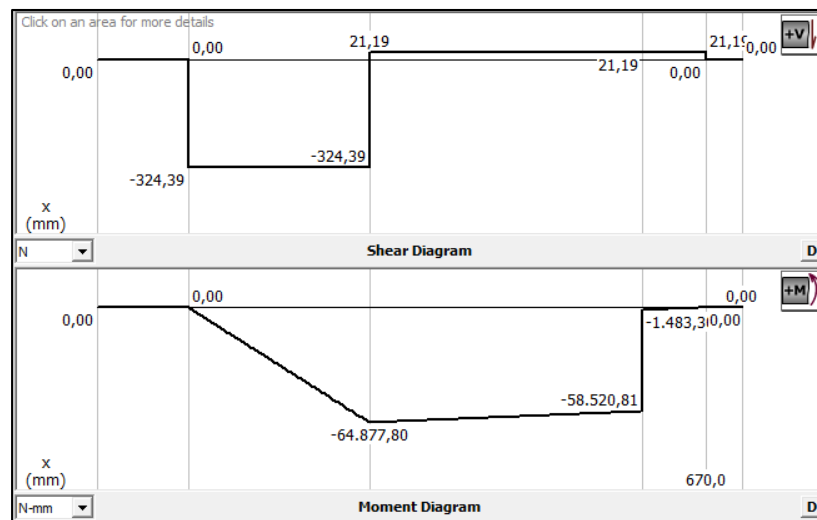


Figura 29. Fuerza cortante y momento flector en el eje – plano XY.

$$C_Y = 345.58 \text{ N}$$

$$B_Y = 324.39 \text{ N}$$

$$D_X = B_X = 1\,690 \text{ N}$$

El DCL del eje en el plano XZ se muestra en la Figura 30, se determinan las reacciones y los diagramas de fuerza cortante y momento flector (Figura 31).

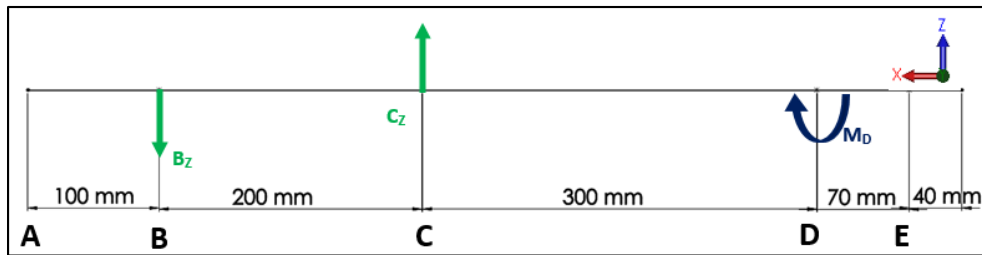


Figura 30. El DCL del eje - plano XZ.

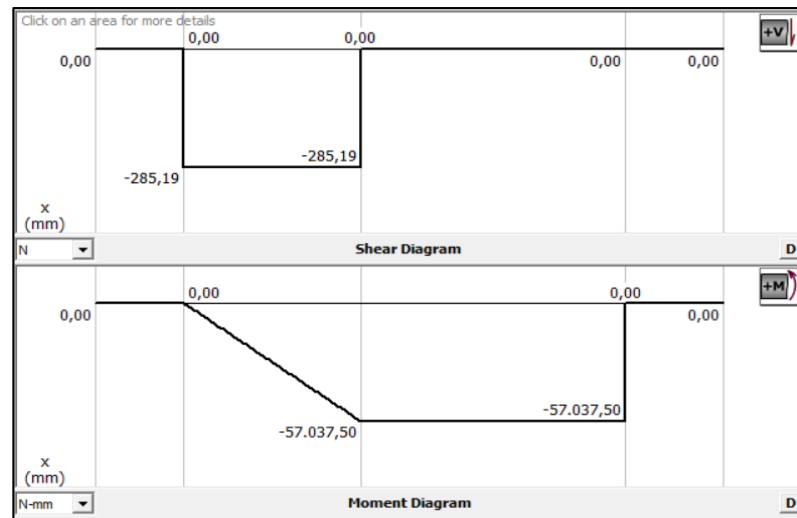


Figura 31. Fuerza cortante y momento flector en el eje – plano XZ.

$$C_Z = 285.19 \text{ N}$$

$$B_Z = C_Z = 285.19 \text{ N}$$

Se determina el diámetro mínimo de un eje de sección circular sólida si se considera un factor de diseño $N = 2$, un $S_Y = 241 \text{ MPa}$ y un $S'_n = 149 \text{ MPa}$; la Tabla 10 resume el diámetro mínimo requerido en cada punto de interés (Mott, 2006).

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_Y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad [25]$$

Donde:

D: diámetro del eje.

N: factor de diseño.

K_t : factor de concentración de esfuerzo.

M: momento flexionante.

S'_n : resistencia a la fatiga real estimada.

T: momento torsor.

S_Y : resistencia a la fluencia.

Tabla 10. Diámetro mínimo del eje en los puntos de interés.

Punto	K_t	M [Nmm]	T [Nmm]	D [mm]
A	1.6 - Cuñero de trineo	0	178 094	23.54
B	2.5 - Rodamiento	0	178 094	23.54
C	2.5 - Rodamiento	86 385.21	178 094	31.84
D	1	81 718.80	178 094	25.80
E	1.6 - Cuñero de trineo	0	64 114	16.74

2.3.5.1 Selección de rodamientos

La carga equivalente para un rodamiento sobre el cual se ejercen cargas radiales y de empuje se determina como (Mott, 2006).

$$P = VXR + YT \quad [26]$$

Donde:

P: carga equivalente.

V: factor por rotación.

R: carga radial aplicada.

T: carga de empuje aplicada.

X: factor radial.

Y: factor de empuje.

La capacidad de carga dinámica básica de un rodamiento se determina como (Mott, 2006).

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad [27]$$

Donde:

C: capacidad de carga dinámica básica.

P_d : carga de diseño.

L_d : duración de diseño.

k: factor de tipo de elemento rodante, k=3 para rodamientos de bolas.

Se calcula la duración de diseño si se conoce la duración de diseño de la máquina en horas de operación (h) y la velocidad de giro en revoluciones por minuto (n) (Mott, 2006).

$$L_d = h * n * 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \quad [28]$$

El molino se considera una máquina industrial en general, la duración nominal es $L_{10} = 25\ 000$ h y el eje gira a 40 rpm.

$$L_d = 25\ 000\ h * 40 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 60 \times 10^6\ \text{rev}$$

Para el punto C que soporta la carga de empuje, de la Tabla 11 se selecciona el rodamiento 60/32 y mediante la Tabla 12 se calcula el valor de Y, se comprueba que la carga dinámica básica desarrollada sea menor a la máxima soportada por el rodamiento.

$V = 1$, debido a que la pista interior del rodamiento es la que gira.

$$R_C = \sqrt{C_Y^2 + C_Z^2} = \sqrt{345.58^2 + 285.19^2} = 448.06 \text{ N}$$

$$T_C = C_X = 1\,690 \text{ N}$$

$X = 0.56$, para todos los valores de Y.

$$Y = 1.239$$

Tabla 11. Rodamientos de bolas de ranura profunda de una sola hilera.

Dimensiones (mm)	Índices de Carga Básica (N)				Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento						
	d	D	B	r mín.		Grasa		Aceite		Abierto	Blindado	Sellado			
						C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}				Abierto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Abierto Z
30	42	7	0.3	4 700	3 650	480	370	16.4	15 000	9 000	18 000	6806	ZZ	VV	DD
	47	9	0.3	7 250	5 000	740	510	15.8	14 000	8 500	17 000	6906	ZZ	VV	DDU
	55	9	0.3	11 200	7 350	1 150	750	15.2	13 000	—	15 000	16006	—	—	—
	55	13	1	13 200	8 300	1 350	845	14.7	13 000	8 000	15 000	6006	ZZ	VV	DDU
	62	16	1	19 500	11 300	1 980	1 150	13.8	11 000	7 500	13 000	6206	ZZ	VV	DDU
32	72	19	1.1	26 700	15 000	2 720	1 530	13.3	9 500	6 700	12 000	6306	ZZ	VV	DDU
	58	13	1	15 100	9 150	1 530	935	14.5	12 000	7 500	14 000	60/32	ZZ	VV	DDU
	65	17	1	20 700	11 600	2 120	1 190	13.6	10 000	7 100	12 000	62/32	ZZ	VV	DDU
	75	20	1.1	29 900	17 000	3 050	1 730	13.2	9 000	6 300	11 000	63/32	ZZ	VV	DDU

(NSK, 2013)

Tabla 12. Factores de carga radial y de empuje.

$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22	1	0	0.56	1.99
0.689	0.26	1	0	0.56	1.71
1.03	0.28	1	0	0.56	1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38	1	0	0.56	1.15
5.17	0.42	1	0	0.56	1.04
6.89	0.44	1	0	0.56	1.00

(NSK, 2013)

$$\frac{T}{C_O} = \frac{f_0 F_a}{C_{0r}} = \frac{14.5 (1\,690) \text{ N}}{9\,150 \text{ N}} = 2.678$$

$$P_C = 1(0.56)(448.06) + 1.239(1\,690) = 2\,344.82 \text{ N}$$

$$C_C = 2\,344.82 \left(\frac{60 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 9\,179.62 \text{ N}$$

$$9\,179.62 \text{ N} < 15\,100 \text{ N}$$

La selección del rodamiento número 60/32 es adecuada debido a que la carga dinámica que soporta es menor a la máxima especificada en la Tabla 11.

En el punto B debido a que solo existen cargas radiales, se calcula la capacidad de carga dinámica básica, se elige rodamiento 6806 cuya capacidad de carga dinámica $C = 4\ 700$ es superior a la calculada.

$$R_B = \sqrt{B_Y^2 + B_Z^2} = \sqrt{324.39^2 + 285.19^2} = 431.93\ N$$

$$C_B = 431.93 \left(\frac{60 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1\ 690.95\ N$$

2.3.6 DISEÑO DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN

Se determinan las dimensiones de la tolva para almacenar una cantidad de 24 kg de cacao, se calcula la altura requerida, si considera una sección cuadrada de 350 mm de lado (Maynard, 2013).

$$H = \frac{m}{\rho A} \quad [29]$$

Donde:

H: altura requerida [m].

m: masa almacenada [kg].

ρ : densidad del material [kg/m^3].

A: área de sección transversal del tubo [m^2].

$$H = \frac{24}{561.4 * 0.35^2} = 0.349\ m \approx 350\ mm$$

El flujo de masa [kg/s] en la salida de la tolva (Figura 32) si considera una salida de sección rectangular de 50x40 mm y un ángulo de salida del material $\Theta=40^\circ$ se calcula como (Maynard, 2013).

$$M = \rho A \sqrt{\frac{Bg}{2(1+m)\tan\theta}} \quad [30]$$

Donde:

M: flujo de masa en la salida [kg/s]

A: área de sección transversal de la salida [m^2].

B: tamaño de la salida [m].

g: aceleración, (gravedad $9.8\ \text{m}/\text{s}^2$).

m: 0, para una salida de diferente forma a la circular.

Θ : ángulo de salida del flujo de masa, medido desde la vertical [grados].

$$M = 561.4(0.04 * 0.05) \sqrt{\frac{0.04(9.8)}{2 \tan 40^\circ}} = 0.54\ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

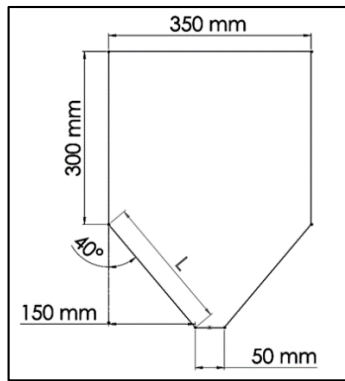


Figura 32. Dimensiones tolva de alimentación.

Para determinar el espesor necesario de la lámina de la tolva se considera que el peso total se distribuye en el centro de cada una de las cuatro paredes inferiores como lo indica la Figura 33 y, mediante los diagramas de fuerza cortante y momento flector (Figura 34) se calcula el máximo esfuerzo desarrollado en la lámina.

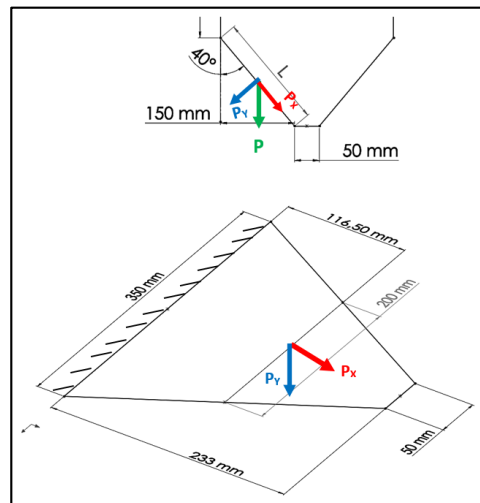


Figura 33. DCL Lámina de tolva.

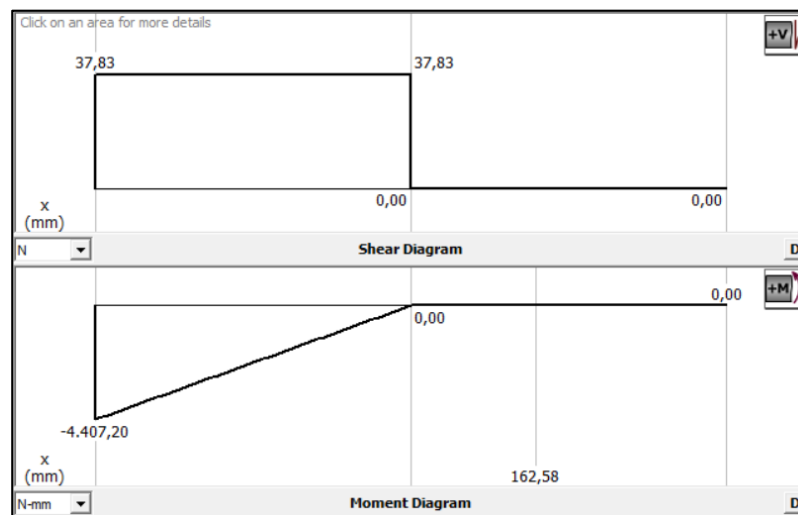


Figura 34. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la lámina.

$$P = mg = \frac{24(9.81)}{4} = 58.86 \text{ N}$$

$$P_X = P \cos 40^\circ = 45.09 \text{ N}$$

$$P_Y = P \sin 40^\circ = 37.83 \text{ N}$$

$$\sigma_{Max} = \sigma_M + \sigma_{Px} = \frac{M_{Max}}{S} + \frac{P_X}{A}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{Max}}{2} = \frac{\frac{M_{Max}}{S} + \frac{P_X}{A}}{2} = \frac{M_{Max}}{2\left(\frac{BH^2}{6}\right)} + \frac{P_X}{2(BH)}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{4 \ 407.20}{2\left(\frac{200 * H^2}{6}\right)} + \frac{45.09}{2(200 * H)} = \frac{66.11}{H^2} + \frac{0.11}{H}$$

Mediante la ecuación 9, se determina el espesor requerido de la lámina.

$$\frac{\frac{66.11}{H^2} + \frac{0.11}{H}}{149} + \frac{\frac{66.11}{H^2} + \frac{0.11}{H}}{586} = \frac{1}{2}$$

$$H \approx 1 \text{ mm}$$

Se calcula la deflexión en las paredes inferiores de la tolva (Mott, 2006).

$$Y_{Max} = \frac{PL^3}{48EI} = \frac{37.83(116.5)^3}{48(207 \times 10^3) \frac{200 * 1^3}{12}} = 0.361 \text{ mm} \quad [31]$$

2.3.7 SELECCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

Al emplear la ecuación 24 se determina el par requerido por la aplicación M_a si se tiene una potencia en el eje de 746 w y una velocidad angular de 40 rpm

$$M_a = \frac{P}{\omega} = \frac{746}{40(2\pi/60)} = 178.1 \text{ Nm}$$

Se calcula el factor de servicio de la aplicación en particular, S_1 es función de la naturaleza y duración de la carga y S_2 es función de la naturaleza y frecuencia de la carga. (Ramfe, 2014).

$$f_s = S_1 * S_2 = \frac{M_{admisible}}{M_{aplicado}} \quad [32]$$

Para los molinos en general, se considera una naturaleza de carga media, los factores se encuentran mediante la Tabla 13, si la máquina tiene un funcionamiento de 8 horas al día entonces $S_1 = 1.25$ y si se establece un máximo de 4 arranques por hora entonces $S_2 = 1$ (Ramfe, 2014).

Tabla 13. Factores de servicio.

NATURALEZA DE LA CARGA DE LA MAQUINA ACCIONADA		DURACION DEL FUNCIONAMIENTO horas / día (h / d)					FRECUENCIA DE ARRANQUES arranques / hora (arr / h)							
REF	DESCRIPCION	2	4	8	16	24	2	4	8	16	32	63	125	250
U	UNIFORME	0.8	0.9	1	1.18	1.32	0.94	1	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4	1.5
M	MEDIA	1	1.12	1.25	1.5	1.7	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4
P	PESADA	1.32	1.5	1.7	2	2.24	1	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32

(Ramfe, 2014)

$$f_s = 1.25 * 1 = 1.25$$

El par en el eje de salida M_2 , se obtiene al multiplicar el par requerido por la aplicación por el factor de servicio.

$$M_2 = M_a * f_s \quad [33]$$

$$M_2 = 178.1 * 1.25 = 222.63 \text{ Nm}$$

De la Tabla 14 se selecciona un reductor de engranajes helicoidales cuya relación de reducción o la velocidad de salida sea la más cercana a la requerida y que el par de salida M_2 sea mayor o igual al calculado, el reductor con el código RG04 2104-21H-A10 satisface estos requerimientos

Tabla 14. Tamaños de reductores de engranajes helicoidales.

TÑO RED	n_2	M_2	$i_{trans.}$	F_s	Codigo	
	[1/min]	[Nm]	[-]	[-]	Equipo	
	Kw / Hp 0.9 / 1.2 - Frame - Polos 80 - 4					
RG04	49.8	172.7	33.65	2.6	2104	21E A10
	46.5	184.7	36.00	2.4	2104	21F A10
	43.1	199.5	38.88	2.3	2104	21G A10
	38.2	224.9	43.83	2.0	2104	21H A10
	33.7	255.1	49.71	1.8	2104	21I A10
	29.7	289.0	56.33	1.6	2104	22F A10
	27.5	312.1	60.83	1.4	2104	22G A10
	24.4	351.9	68.57	1.3	2104	22H A10
	21.5	399.1	77.78	1.1	2104	22I A10
	18.8	456.4	88.94	1.0	2104	22J A10

(Ramfe, 2014)

Finalmente se verifica que el factor de servicio actual que brinda este reductor sea mayor al factor de servicio requerido por la aplicación.

$$f_{s-actual} = \frac{M_{admisible}}{M_{aplicado}} = \frac{M_a * f_s}{M_{aplicado}} = \frac{224.9 * 2}{178.1} = 2.525$$

$$f_{s-actual} (2.25) > f_{s-requerido} (1.25)$$

2.3.8 PERFIL DE LA ESTRUCTURA

La Figura 35 muestra la estructura, para dimensionar el tamaño del perfil se analiza una de las columnas que soportan la tolva de alimentación, así como también una de las vigas que soportan el motor, reductor, tornillo y tubo.

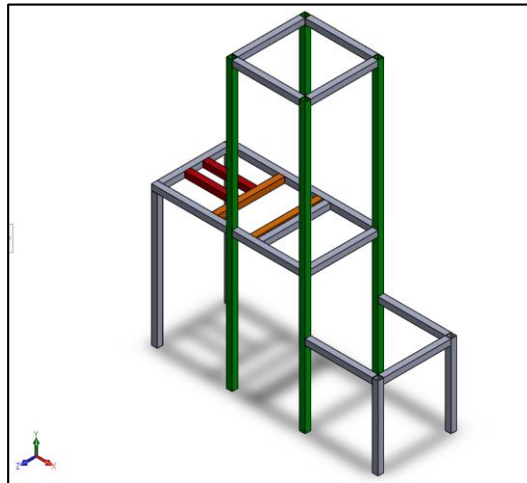


Figura 35. Estructura base de la máquina.

La constante de columna se calcula mediante la expresión (Mott, 2006).

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_Y}} \quad [34]$$

Donde:

E: módulo de elasticidad del material = 207×10^3 MPa (ASTM500)

S_Y: resistencia de fluencia del material = 345 MPa (ASTM500)

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(207 \times 10^3)}{345}} = 108.83$$

De la Figura 36 se escoge el perfil de sección cuadrada L = 30 mm y espesor e = 2 mm, el cual posee las siguientes características, momento de Inercia I = 27 100 mm⁴, módulo de sección W = 1 810 mm³, área de sección transversal A = 214 mm² y radio de giro mínimo i = 11.3 mm.

Dimensiones nominales		Peso teórico	Área A	Ejes X-X e Y-Y		
A	Espesor			I	W	i
mm	mm	Kgf/m	cm ⁴	cm ³	cm	
25	1,0	0,73	0,93	0,88	0,71	0,97
	1,5	1,06	1,35	1,21	0,97	0,95
	2,0	1,36	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,0	0,89	1,13	1,57	1,05	1,18
	1,5	1,30	1,65	2,19	1,46	1,15
	2,0	1,68	2,14	2,71	1,81	1,13

Figura 36. Perfiles cuadrados ASTM 500.

(CINTAC, 2013)

Se calcula la carga requerida si la columna soporta el peso de los 24 kg de material (235.44 N), se asume un factor de diseño $N = 3$; y se determina la carga crítica en una columna corta (Mott, 2006)

$$P_{req} = N P_A = 3 * 235.44 = 706.32 \text{ N} \quad [35]$$

$$P_{crit} = AS_Y \left[1 - \frac{S_Y \left(\frac{KL}{r_{min}} \right)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad [36]$$

Donde:

A: Área de sección transversal de la columna = 214 mm²

K: constante que depende de los extremos de la columna = 0.65

L: longitud real de la columna entre los soportes = 1500 mm

r_{min} : radio de giro mínimo = 11.3 mm.

$$P_{crit} = 214(345) \left[1 - \frac{345 \left(\frac{0.65 * 1500}{11.3} \right)^2}{4\pi^2 (207 * 10^3)} \right] = 50\,625.4 \text{ N}$$

$$706.32 < 50\,625.4$$

La carga aplicada $P_A = 706.32 \text{ N}$ es mucho menor a la carga crítica que soporta la columna, por lo tanto, el perfil seleccionado cumple satisfactoriamente el diseño con la carga asignada.

Si se analiza una de las vigas que sostienen al tornillo sin fin, entonces las cargas aplicadas corresponden a las reacciones en los apoyos de los rodamientos. Se escoge el punto C, $C_Y = 345.58 \text{ N}$ y $C_Z = 285.19 \text{ N}$. La Figura 37 muestra el diagrama de fuerza cortante y de momento flector en la viga.

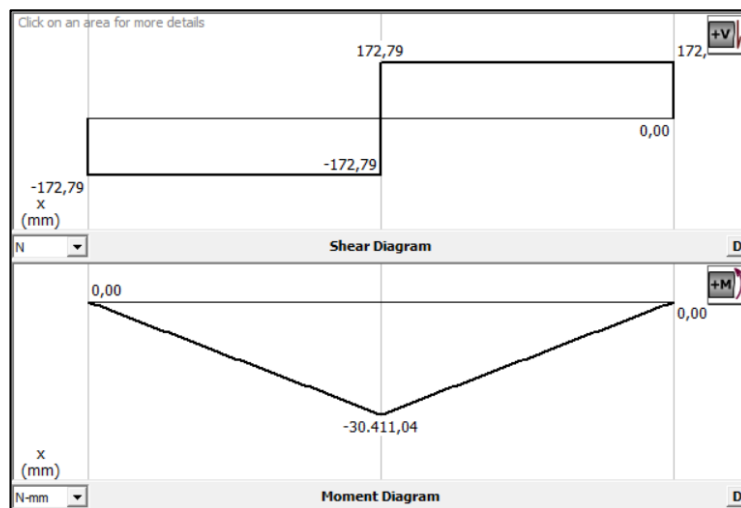


Figura 37. Fuerza cortante y de momento flector en la viga.

Se calcula el esfuerzo máximo debido a la flexión provocada por la componente C_Y y a la tracción como consecuencia de la componente C_Z , mediante la ecuación 20 se comprueba que sea menor al esfuerzo permisible si $N = 2$.

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{Max}}{S} + \frac{F}{A} = \frac{30\,411.04}{1\,810} + \frac{285.19}{214} = 18.13 \text{ MPa}$$

$$18.13 \leq \frac{S_Y}{N} = \frac{345}{2} = 172.5$$

2.3.9 MODELO CAD DE LA MÁQUINA

En la Figura 38 se muestra los elementos que conforman la máquina y su disposición dentro de la estructura, las dimensiones totales de la máquina son a lo largo de eje X 1 194 mm, a lo largo del eje Y 1500 mm y a lo largo del eje Z 416 mm. Los planos y dimensiones de cada uno componentes se adjuntan en el Anexo 1.

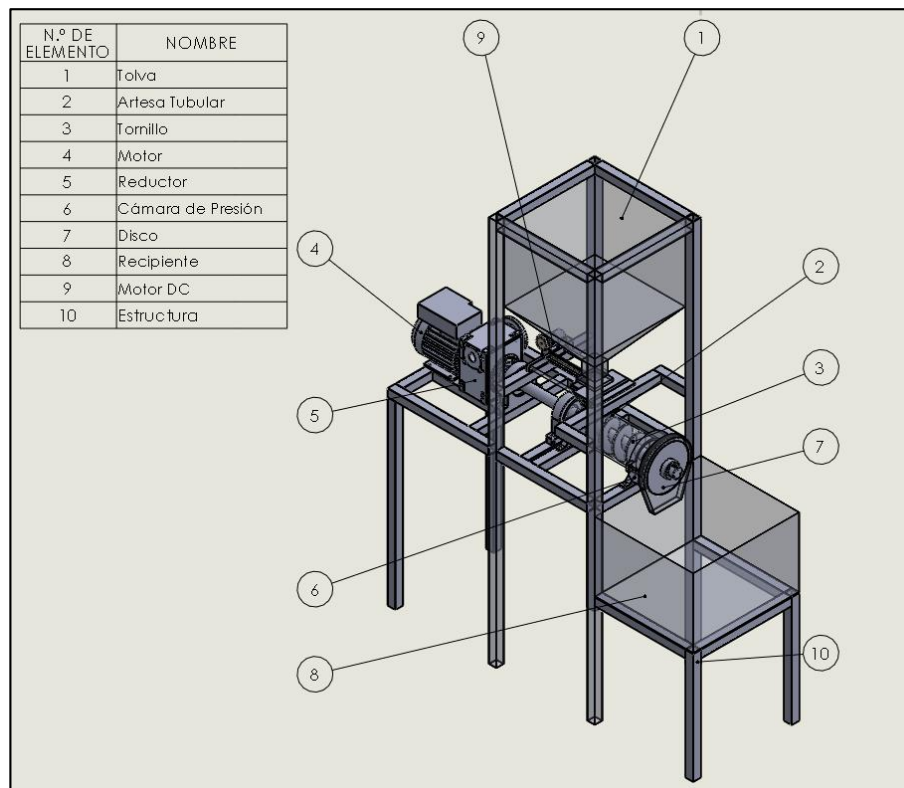


Figura 38. Modelo CAD de la máquina.

De esta manera se satisface el requerimiento de las dimensiones máximas de la máquina en el cual se establecía que esta no puede superar los 2 000 mm de largo (X), 1 500 mm de ancho (Z) y 2 000 mm de altura (Y).

2.4 DISEÑO ELÉCTRICO Y SISTEMA DE CONTROL

2.4.1 MOTOR PARA EL TORNILLO SIN FIN

Se selecciona en función de la potencia requerida, la velocidad de salida, la eficiencia y el tipo de alimentación. En el catálogo en línea de Selección de Motores Eléctricos Weg (2018), en la línea de productos TEFC – Aplicación General – NEMA 56 se escoge el motor monofásico de inducción – Rotor de jaula número F56H.

Se calcula la potencia mecánica en el eje de salida del motor si se considera un rendimiento del 76.5% y se determina la potencia entregada al tornillo sin fin si la eficiencia del reductor es del 98% (Ramfe, 2014).

$$P_{salida} = n P_{entrada} = 0.765(1100) = 841.5 \text{ w} \quad [37]$$

$$P_{tornillo} = 0.98 (841.5) = 824.67 \text{ w} \quad [38]$$

Si se considera la velocidad del eje del motor y la relación de reducción (i) de la caja reductora, entonces la velocidad angular en el tornillo sin fin es de 39.93 rpm la cual es muy cercana a las 40 rpm requeridas.

$$n_{salida} = \frac{n_{entrada}}{i} = \frac{1750}{43.83} = 39.93 \text{ rpm} \quad [39]$$

2.4.2 MOTOR DEL ALIMENTADOR

El motor requerido en el alimentador se dimensiona en función del torque y la fuerza necesaria para vencer la fricción y mover la compuerta (Figura 39).

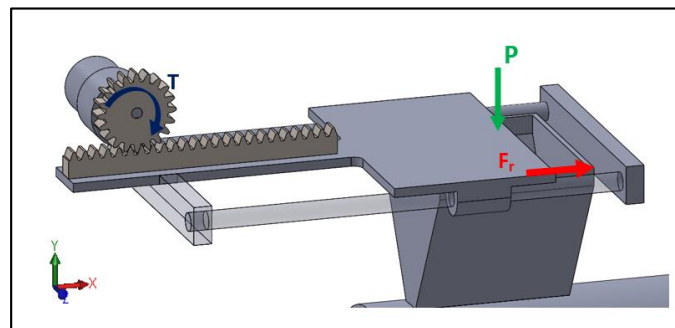


Figura 39. Alimentador.

Se calcula la fuerza ejercida sobre la compuerta como si esta soportara una columna de material encima.

$$P = \rho v g = 561.4(0.58 * 0.5^2)(9.81) = 7.98 \text{ N} \quad [40]$$

Se determina la fuerza de rozamiento, para dos superficies de acero en contacto coeficiente de fricción estático es $\mu_s = 0.74$ (Serway & Jewett, 2014), y se calcula el torque mínimo necesario para mover el mecanismo de alimentación si la distancia entre el eje del motor y la compuerta es de 40 mm

$$F_r = \mu_s N = 0.74(7.98) = 5.9 \text{ N} \quad [41]$$

$$T_{min} = F * r = 5.9 * 40 = 236 \text{ Nmm} = 0.236 \text{ Nm} \quad [42]$$

Se selecciona el motor-reductor DC Nidec DMN29B36G100B el cual posee un torque superior al requerido $T = 0.39 \text{ Nm}$. Las especificaciones de los motores seleccionados se incluyen en el Anexo 2.

2.4.3 SENSORES Y ELEMENTOS DE MANIOBRA

Se empleará un detector de proximidad fotoeléctrico en la zona de descarga de la tolva de alimentación para comprobar la existencia de material. El sensor difuso 3RG70 40-0GB00 cuenta con una zona de detección de 50 mm, una tensión de funcionamiento de 24 VDC y tipo de conexión NPN.

Se utilizarán dos contactos fines de carrera para controlar la apertura y cierre de la compuerta de alimentación. Se elige el fin de carrera Sirius Position Switch 3SE5232-0BD03. En el Anexo 3 se adjuntan las especificaciones de los sensores seleccionados.

El contactor que acciona el motor del tornillo sin fin se selecciona en función de la potencia de la carga, en este caso el contactor 3TF2911-0BB4 tiene una potencia de 2.2 kw superior a los 1.1 kw requeridos por el motor, y un accionamiento de bobina de 24 VDC.

Para accionar el motor del alimentador se elige el relé LZS:RT4B4L24 cuya bobina se acciona con 24 VDC y soporta una intensidad de 2 A mayor la cual es superior a los 210 mA requeridos por el motor. En el Anexo 4 se muestran las especificaciones de los dispositivos de maniobra seleccionados.

2.4.4 CONTROLADOR

El controlador se selecciona en función de la cantidad de entradas y salidas, el tipo, tensiones de funcionamiento y las prestaciones adicionales que el controlador ofrece, la Tabla 15 resume las entradas y salidas de la máquina.

Tabla 15. Entradas y salidas de la máquina.

	Nombre	Código	Tipo	Descripción
Entradas	Contacto compuerta abierta	A0	Digital / Relé	Detecta cuando la compuerta del alimentador está totalmente abierta
	Contacto compuerta cerrada	A1	Digital / Relé	Detecta cuando la compuerta del alimentador está totalmente cerrada
	Detector de material en la tolva	D0	Digital / NPN	Detecta presencia de material en la zona de dosificación de la tolva
	Botón Arranque	ON	Digital	Permite iniciar el proceso de molienda de los granos.
	Botón de Paro	OFF	Digital	Permite detener el proceso de molienda de los granos.
	Botón de Emergencia	EMG	Digital	Detiene la máquina en su totalidad
Salidas	Arranque Motor del tornillo sin fin	MT	Digital / Relé	Permite accionar el motor que hace girar al tornillo sin fin
	Arranque Motor del alimentador – abrir	MA	Digital / Relé	Hace girar al motor del alimentador en sentido horario y permite la abertura de la compuerta
	Arranque Motor del alimentador – cerrar	MC	Digital / Relé	Hace girar al motor del alimentador en sentido anti horario y permite el cierre de la compuerta
	Luz Piloto	LP	Digital / Relé	Se enciende en caso de paro imprevisto de la máquina.

Se elige el módulo LOGO! 24RC como unidad de control debido a que cuenta con 8 entradas digitales y 4 salidas de relé, su tensión de funcionamiento es 24 VDC, además cuenta con una pantalla que permitirá mostrar datos relevantes y estados de la máquina. Algunas de las especificaciones técnicas del controlador 6ED1052-1HB00-0BA6 se incluyen en el Anexo 4.

2.4.5 POTENCIA DE LA FUENTE DE ALIMENTACIÓN

La fuente de corriente directa se dimensiona en función de la corriente requerida por los elementos auxiliares y elementos de control. La Tabla 16 resume la corriente requerida por cada componente.

Tabla 16. Corriente requerida por los componentes.

Componente	Corriente requerida
Motor del Alimentador	0.210 A
Fin de Carrera (2)	2 x 0.060 A
Detector de proximidad	0.100 A
Relé (2)	2 x 0.050 A
Contactador	0.200 A
Controlador	0.062A
Luz Piloto	0.100
Total	0.892 A

(Siemens, 2018)

Si se considera un factor de seguridad $N=1.2$, entonces la corriente total requerida es de 1.07 A, una fuente DC de 24 V con una corriente igual o superior a este valor cumplirá satisfactoriamente con el diseño.

2.4.6 DIAGRAMA DE CONTROL

La Figura 40 muestra el diagrama de control, una fuente de 24 VDC es utilizada para alimentar al controlador, abastecer a las entradas y a las bobinas que controlan el accionamiento de los motores.

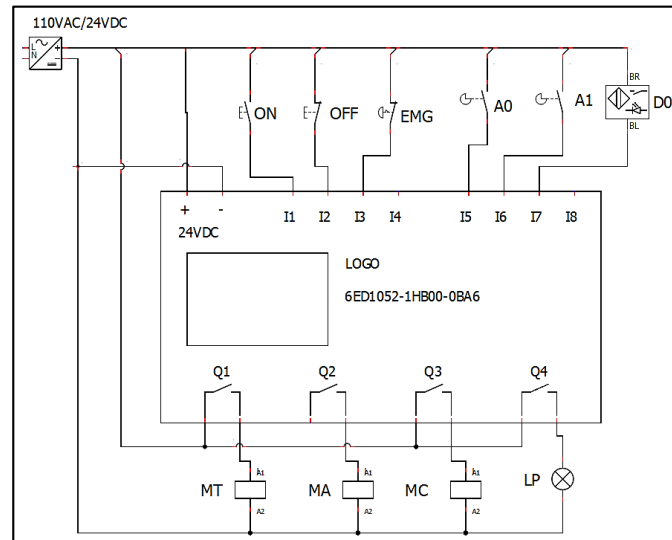


Figura 40. Diagrama de control.

2.4.7 DIAGRAMA DE FUERZA

La Figura 41 describe el circuito de fuerza empleado, al accionar las bobinas en las salidas del controlador estas cierran los contactos MT que permite el accionamiento del motor del tornillo sin fin, MA que abre la compuerta del alimentador y MC que cierra la compuerta.

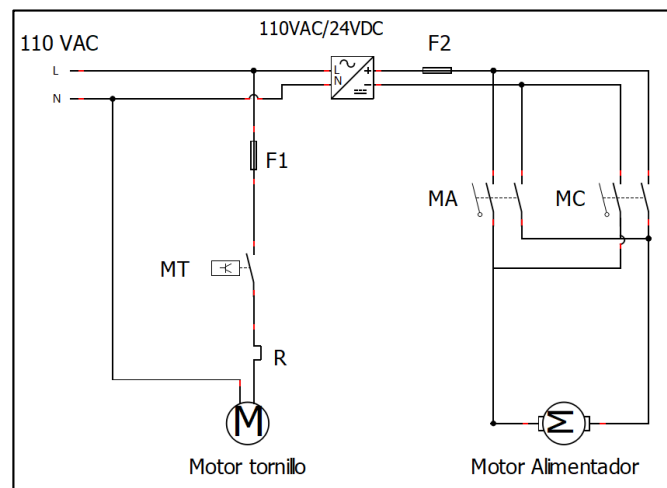


Figura 41. Diagrama de fuerza.

2.4.8 LÓGICA DE CONTROL

El diagrama de flujo (Figura 42) representa el algoritmo base utilizado para controlar la máquina. La descripción del proceso es la siguiente, primero la compuerta del alimentador se cierra totalmente, una vez cerrada la compuerta se procede a detectar la presencia de material en la zona de dosificación, si existe material por procesar entonces se enciende el motor que hace girar al tornillo sin fin y se establece un temporizador $t = 30$ segundos, luego se procede a abrir la compuerta del alimentador para abastecer de material al tornillo, comenzar la molienda y nuevamente a cerrar la compuerta del alimentador, en ese momento el temporizador empieza a reducir su valor cada segundo y al llegar a 0 nuevamente se comprueba la existencia de material en la zona de descarga, de ser así, el ciclo anterior se repite mientras exista material por procesar, caso contrario luego de transcurrir 30 segundos la máquina se detiene automáticamente.

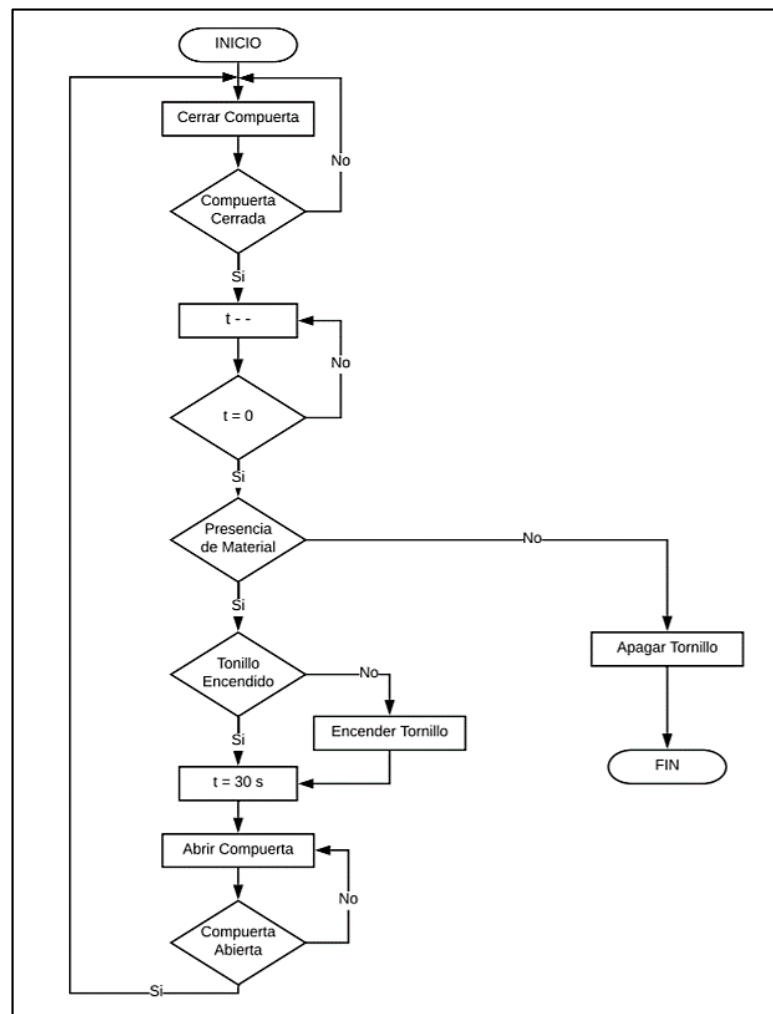


Figura 42. Diagrama de Flujo de la máquina.

2.5 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Se realiza dos tipos de pruebas, las de funcionamiento que evalúan parámetros operativos de la máquina y las pruebas estructurales que pretenden evaluar la rigidez de los componentes que conforman la máquina.

2.5.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Se evalúan parámetros relacionados con la operación de los componentes, movimiento y comportamiento de los materiales granulares dentro de la máquina, se determinan atributos como la capacidad de transporte del tornillo sin fin, la capacidad de molienda de la máquina, flujos de masa, fuerzas de compresión y velocidades de las partículas dentro del molino. Se utiliza un software basado en el Método de Elementos Discretos – DEM para llevar a cabo las pruebas.

Para cada una de las pruebas el modelo del material con el que se representa a las partículas de cacao se obtiene mediante la Base de datos genérica de modelo de materiales de EDEM – GEMM, adicionalmente se proporciona al software algunas propiedades físicas y mecánicas. En la Tabla 17 se resumen las propiedades de los materiales empleados.

Tabla 17. Propiedades de los materiales empleados en las pruebas.

Propiedad	Material de las partículas (Granos de Cacao)	Material de los Componentes (Acero Inoxidable)
Módulo de Elasticidad	1e+07 Pa	2e+11 Pa [S]
Módulo de Cortante	4e+06 Pa [S]	8e+10 Pa
Relación de Poisson	0.25 [S]	0.27
Densidad	561 kg/m ³	7680 kg/m ³
Coefficiente de restitución	0.75 [S]	0.5 [S]
Coefficiente de fricción estática	0.32 [S]	0.45 [S]
Coefficiente de fricción de rodadura	0 [S]	0.15 [S]

[S]: significa que son valores proporcionados por el software.

Las pruebas realizadas varían en función del tamaño de las partículas utilizadas, en la Tabla 18 se muestran las dimensiones de cada una de ellas.

Tabla 18. Tamaño de las partículas de prueba.

Tipo	Radio	Descripción
Partícula Grande	8 mm	Partícula de igual volumen que un grano de masa promedio $m = 1.2 \text{ g}$
Partícula Mediana	3.5 mm	Partícula que representa el 43.75% del tamaño original.
Partícula Pequeña	1.25 mm	Partícula del tamaño aproximado de la primera molienda del grano.

2.5.1.1 Descarga de la tolva de alimentación

Se evalúa el comportamiento en la salida del material mediante el flujo de masa y la velocidad de salida de las partículas. Se realizan tres pruebas en función del tamaño de las partículas en la tolva, cada prueba tendrá una duración de 3 segundos y la masa de material presente será de 4 kg. Tanto el flujo de masa como la velocidad de salida de las partículas se determinan en la boca de descarga de la tolva.

2.5.1.2 Fuerza de compresión desarrollada

Se determina la fuerza de compresión que se ejerce sobre los granos de cacao. Se realizan dos pruebas de este tipo para determinar cuanta fuerza se ejerce a las partículas en función de su tamaño.

La primera prueba se realiza para las partículas grandes de radio 8 mm, se emplea un flujo de masa a la entrada del tornillo de 0.12 kg/s, una velocidad de rotación del tornillo sin fin de 40 rpm, una cantidad de masa de 0.1 kg y un tiempo de simulación de 12 s; mientras la segunda prueba, se realiza para las partículas medianas de radio 3.5 mm con las mismas consideraciones.

Además, se analiza la fuerza desarrollada a lo largo del tornillo sin fin, se considera la fuerza total que ejercen las partículas de radio 8 mm sobre las orillas y el eje del sin fin al momento de alcanzar la cámara y empezar la compresión.

2.5.1.3 Capacidad de molienda de la máquina

Se determina el flujo de masa a la salida de la máquina para determinar cuánto material es capaz de procesar el molino por unidad de tiempo.

Si se considera que los granos se rompen a un tamaño lo suficientemente pequeño como para abandonar de la zona comprendida entre la cámara de presión y el disco de molienda entonces se puede determinar el flujo de masa de material procesado por el molino, para esta prueba se considera una separación del disco de 1 mm, un tamaño de partícula de radio igual a 1.25 mm, la velocidad de rotación del eje a 40 rpm, un flujo de masa a la entrada del tornillo sin fin de 0.12 kg/s, una cantidad de masa de 0.3 kg y un tiempo de simulación de 15 s.

2.5.2 PRUEBAS ESTRUCTURALES

Mediante las pruebas estructurales se evalúan parámetros relacionados con las cargas, esfuerzos y deformaciones desarrollados en los componentes, se determina las zonas críticas de esfuerzos, regiones de deformaciones y elongaciones máximas, y se comprueba el valor del factor de diseño. Se realizan tres pruebas estructurales mediante software CAE. Para cada una de las pruebas el material de los componentes se define como acero inoxidable AISI 304, resistencia a la tensión $S_U = 586$ MPa y resistencia a la fluencia $S_Y = 241$ MPa.

2.5.2.1 Análisis estructural de la tolva de alimentación

Mediante el análisis estructural de la tolva de alimentación se evalúa la elongación máxima, el esfuerzo equivalente de Von-Mises, la deformación máxima desarrollados a lo largo del componente y se comprueba que el valor del factor de seguridad sea superior al factor de diseño considerado $N = 2$.

Para los soportes y cargas empleados en el análisis, se considera un soporte fijo en la cara superior de la tolva mientras que la carga aplicada $P = 58.86$ N correspondientes a los 24 kg de material que puede contener la tolva, actúa sobre cada una de las cuatro paredes inferiores la tolva en la dirección -Y.

2.5.2.2 Análisis estructural del tornillo sin fin

La fuerza $F = 1\ 690$ N actúa sobre las orillas, se aplican los torques resultantes en la entrada del eje debido a potencia entregada por el motor $M_1 = 178\ 094$ Nmm, en el final de las orillas debido al torque requerido para mover el tornillo y transportar el material $M_2 = 113\ 980$ Nmm, y al final del eje como consecuencia del rozamiento entre el material molido y los discos de molienda $M_3 = 64\ 114$ Nmm; además, se asignan dos soportes uno para cada rodamiento sobre los cuales va montado el eje.

2.5.2.3 Análisis estructural de las orillas del tornillo sin fin

Se determina el esfuerzo equivalente de Von-Mises, la elongación máxima y el factor de seguridad desarrollado en las orillas del tornillo sin fin, para ello, se considera que la fuerza $F = 1\ 690$ N actúa sobre la cara del primer paso (primera vuelta) que forma la hélice del tornillo, además se considera que la cara interior de las orillas se encuentra fija ya que esta se halla unida al eje del tornillo sin fin

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 DESCARGA DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN

3.1.1 DESCARGA PARTÍCULAS GRANDES

La Figura 43 muestra la descarga de las partículas grandes de la tolva de alimentación, se presenta a las partículas por colores en función de la velocidad de cada una de estas donde el color azul predomina en las partículas más alejadas de la boca de descarga y significa que estas tienen mucho menor velocidad que aquellas más próximas a la zona de descarga las cuales al tener vía libre empiezan a caer y como consecuencia adquieren mayor velocidad durante la salida.

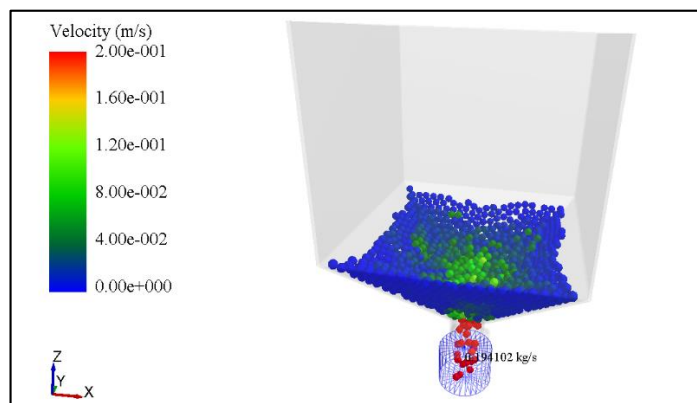


Figura 43. Descarga de partículas grandes.

En la Figura 44 se muestra la variación del flujo de masa en la salida de la tolva a través del tiempo, la línea anaranjada indica el flujo de masa promedio, para las partículas del tamaño de un grano de cacao el flujo de masa es $FM = 0.12 \text{ kg/s}$; mientras que la Figura 45 muestra la velocidad de salida de las partículas en la zona de descarga, la línea anaranjada representa el promedio de la velocidad de salida, $V_s = 1.70 \text{ m/s}$.

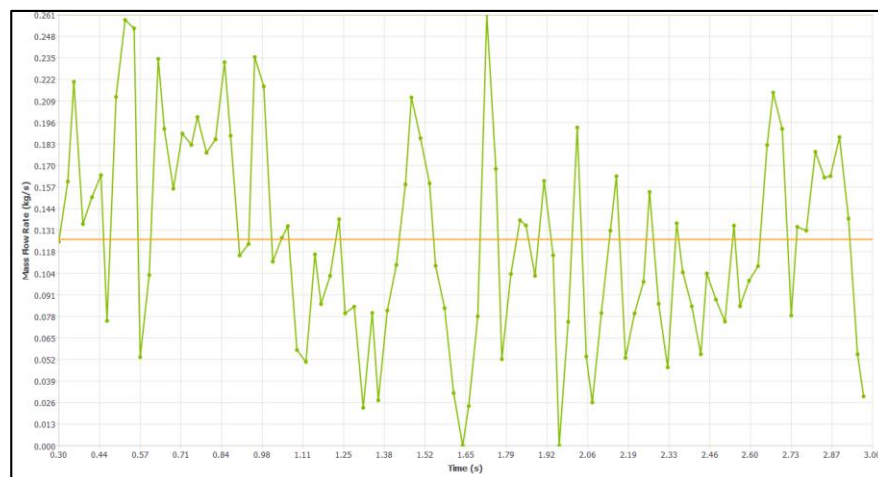


Figura 44. Flujo de masa – partículas grandes.

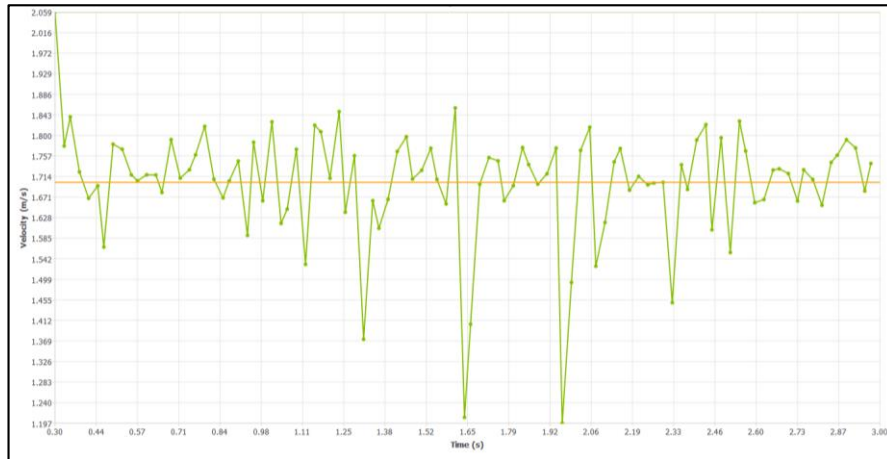


Figura 45. Velocidad en la zona de descarga – partículas grandes.

3.1.2 DESCARGA PARTÍCULAS MEDIANAS

En el lado izquierdo de la Figura 46 se muestra el flujo de masa en función del tiempo, el promedio es $FM = 0.26 \text{ kg/s}$, mientras que en el lado derecho se muestra la velocidad de las partículas en la zona de descarga $V_s = 1.84 \text{ m/s}$.

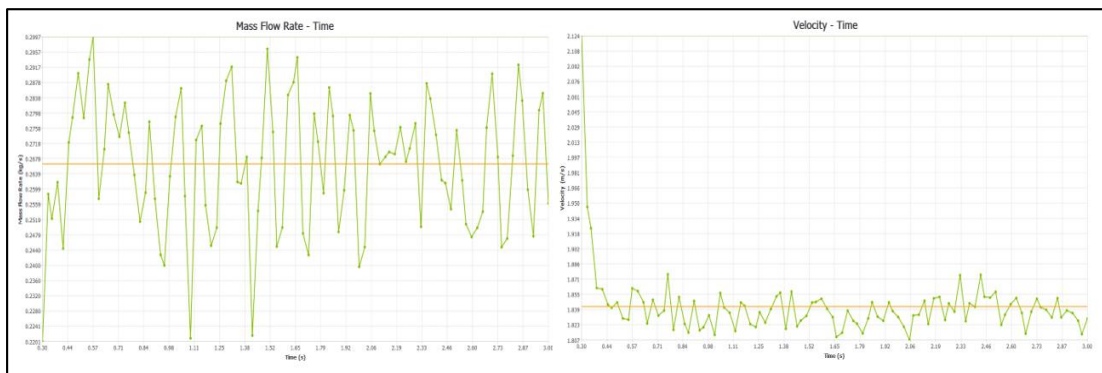


Figura 46. Flujo de masa y velocidad de descarga – partículas medianas.

3.1.3 DESCARGA PARTÍCULAS PEQUEÑAS

Para las partículas pequeñas en la Figura 47 se muestra el flujo de masa $FM = 0.39 \text{ kg/s}$ y la velocidad de salida $V_s = 1.87 \text{ m/s}$.

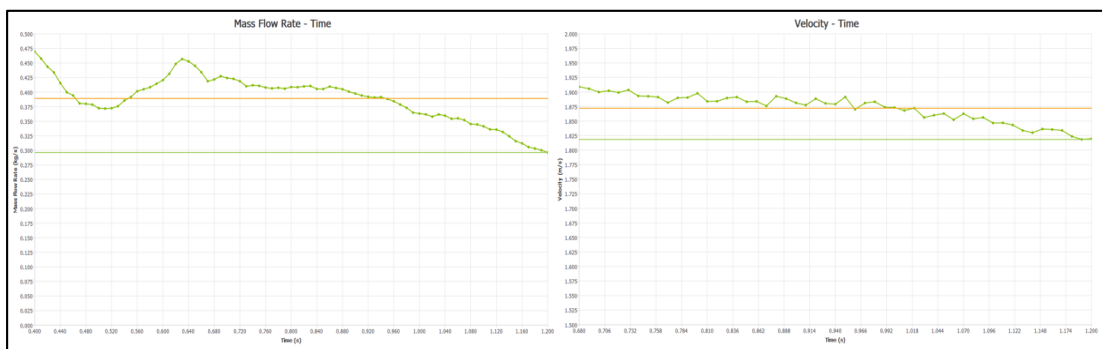


Figura 47. Flujo de masa y velocidad de descarga – partículas pequeñas.

En la Tabla 19 se resume los resultados de la prueba de descarga de la tolva de alimentación, se puede observar que al tratarse de partículas de diferente tamaño el flujo de masa se ve afectado entre todas las pruebas, existe un incremento de kilogramos por unidad de tiempo mientras más pequeña es la partícula que pasa a través de la sección transversal de la zona de descarga, esto se debe a que las partículas grandes al tener mayor volumen tienden a obstruir la salida y en la zona de descarga ocupan un mayor área causando que el número de partículas que pasa se reduzca y de esta manera afectando el flujo de masa a la salida; mientras que, las partículas más pequeñas al tener menor volumen y menor área ocupada en la sección transversal permiten que muchas otras ingresen a la zona de descarga aumentando considerablemente el flujo de masa en la salida de la tolva.

Tabla 19. Prueba de descarga de la tolva de alimentación.

	Flujo de masa [kg/s]	Velocidad de salida [m/s]
Partículas Grandes	0.12	1.70
Partículas Medianas	0.26	1.84
Partículas Pequeñas	0.39	1.87

De igual manera, la velocidad de salida de las partículas aumenta a medida que el tamaño de las partículas varía, sin embargo, la diferencia entre velocidades no es tan amplia en comparación a la variación del flujo de masa, esto se debe a que, para este tipo de partículas sólidas modeladas de igual manera, la velocidad de salida depende de las características geométricas de la tolva, el ángulo de inclinación y de la abertura de la zona de descarga, al utilizar la misma tolva para los tres casos entonces la velocidad de salida es casi la misma.

El flujo de masa de partículas pequeñas registrado en esta prueba (0.39 kg/s) es el más cercano al flujo de masa calculado en el diseño (0.54 kg/s), la diferencia entre estos dos valores se debe a que en la fórmula de diseño no se consideran coeficientes de fricción estática ni de rodadura entre los materiales y las partículas, simplemente se consideran características geométricas de la tolva, mientras que en las pruebas ejecutadas al considerar una mayor cantidad de parámetros como la propia forma de las partículas y las interacciones material-partícula y partícula-partícula, entonces se obtienen valores diferentes a los calculados, a pesar de ello, cualquiera de los tres valores de flujos de masa de las diferentes partículas es superior al flujo requerido (0.0035 kg/s), razón por la cual es acertada la decisión de incorporar un dosificador a la salida de la tolva que permita limitar y regular la cantidad de material que ingresa al tornillo

3.2 FUERZA DE COMPRESIÓN DE LA MÁQUINA

3.2.1 FUERZA DE COMPRESIÓN – PARTÍCULAS GRANDES

La Figura 48 muestra a las partículas grandes en la etapa de compresión, se representa a las partículas por colores en función de la fuerza de compresión aplicada a cada una de ellas en la cual, la tendencia al rojo simboliza que la partícula supera la fuerza de ruptura utilizada en este diseño (130 N), se puede distinguir que las partículas de este tamaño están limitadas por las dimensiones de la cámara de presión y sólo avanzan hasta la región inicial de la misma, es decir estas partículas no alcanzan el disco de molienda, sin embargo, al superarse la fuerza de ruptura en esta zona, las partículas se fragmentan en unas más pequeñas permitiendo que avancen hacia el interior de la cámara de presión y posteriormente hacia el disco de molienda.

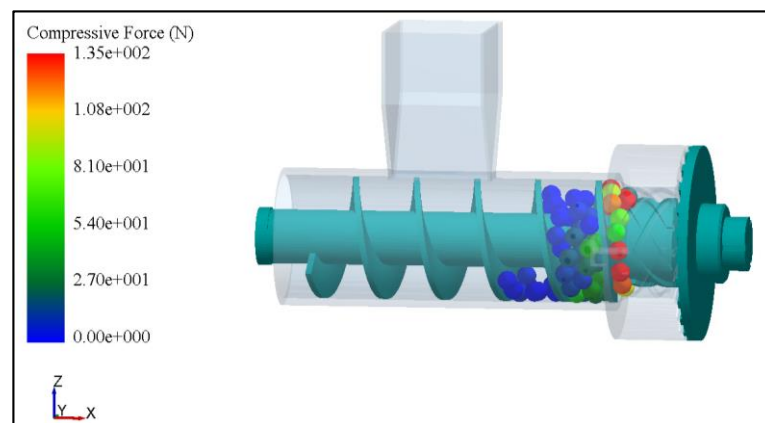


Figura 48. Fuerza de compresión – partículas grandes.

En la Figura 49 se muestra la fuerza de compresión en función del tiempo, el intervalo de tiempo analizado es de 6 a 12 segundos ya que a partir de los 6 segundos las partículas alcanzan la cámara de presión y empiezan a comprimirse, la línea anaranjada representa el promedio de la fuerza desarrollada $F_{Prom} = 170$ N, este valor registrado al ser mayor que la fuerza de ruptura necesaria (130 N) garantiza que las partículas se fragmentan.

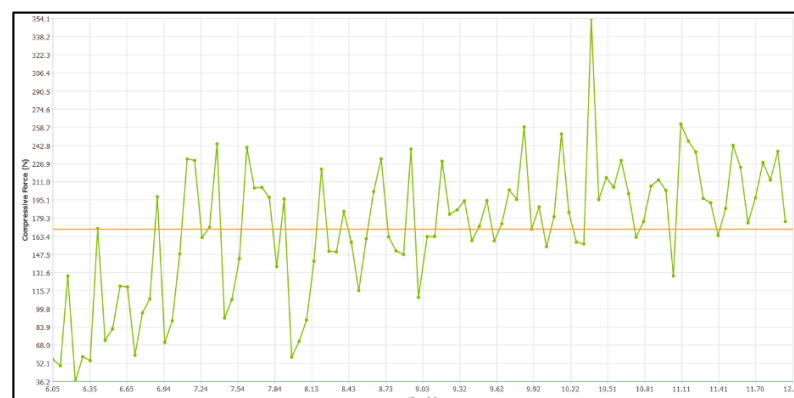


Figura 49. Fuerza de compresión vs tiempo – partículas grandes.

3.2.2 FUERZA DE COMPRESIÓN – PARTÍCULAS MEDIANAS

En la Figura 50 se muestra a las partículas medianas en la etapa de compresión, de igual manera, se representa a las partículas por colores en función de la fuerza de compresión desarrollada en cada una de ellas, se puede distinguir que la ruptura de estas partículas ocurre en el extremo derecho de la cámara de presión junto al disco de molienda donde ocurren los valores máximos de la fuerza de compresión, una vez superado este límite las partículas se rompen y avanzan hacia el disco de molienda en donde el tamaño máximo de las nuevas partículas fragmentadas depende de la separación entre el disco de molienda y la cámara de presión.

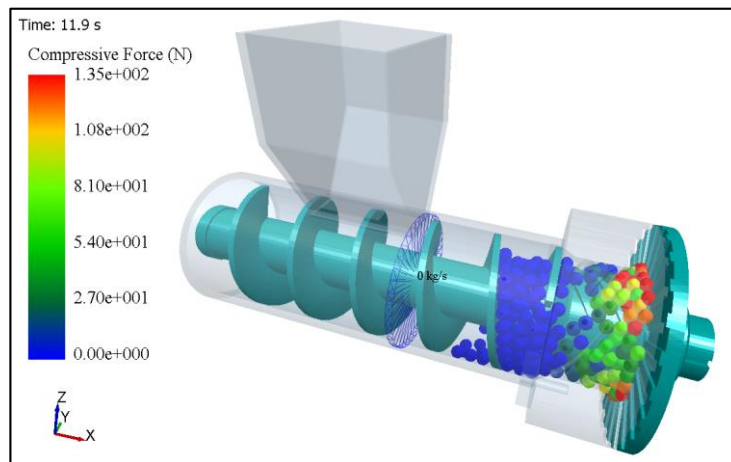


Figura 50. Fuerza de compresión – partículas medianas.

La Figura 51 muestra la fuerza de compresión desarrollada en las partículas medianas en función del tiempo, el intervalo de tiempo analizado es de 9 a 12 segundos ya que a partir de los 9 segundos las partículas alcanzan el extremo derecho de la cámara, la línea anaranjada representa la fuerza promedio desarrollada $F_{Prom} = 182$ N, existe un aumento de la fuerza de compresión en relación a la prueba de las partículas grandes, esto se debe a que a medida que las partículas avanzan hacia el disco de molienda el espacio disponible se reduce, las partículas se aglomeran y por lo tanto se produce un incremento de fuerza haciendo que las partículas nuevamente se dividan en fragmentos cada vez más pequeños hasta alcanzar el tamaño necesario para abandonar la cámara de presión y avanzar hacia la etapa final en el disco de molienda.

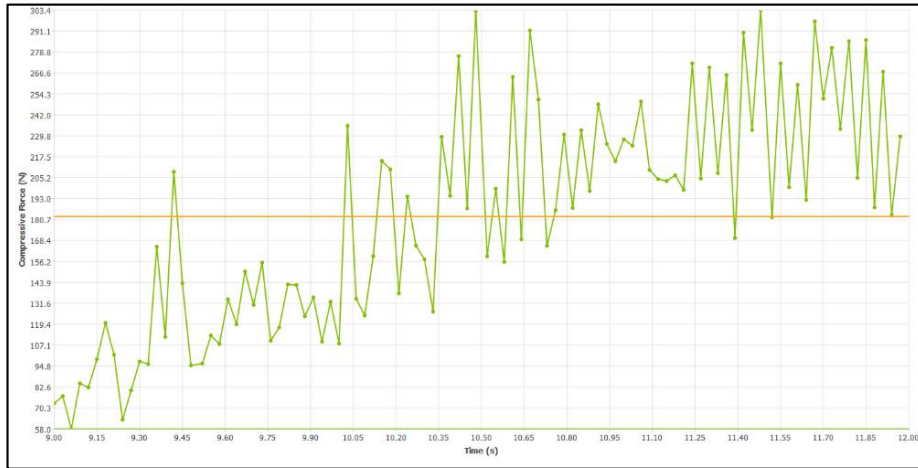


Figura 51. Fuerza de compresión vs tiempo – partículas medianas.

3.2.3 FUERZA DESARROLLADA EN LAS ORILLAS DEL SIN FIN

En la Figura 52 se muestra la fuerza ejercida por las partículas sobre las orillas del tornillo sin fin, se puede apreciar que en las orillas del último paso del sin fin es donde actúan las fuerzas, esto se debe a que estas orillas son las que empujan las partículas contra la cámara de presión provocando la compresión y ruptura de las mismas.

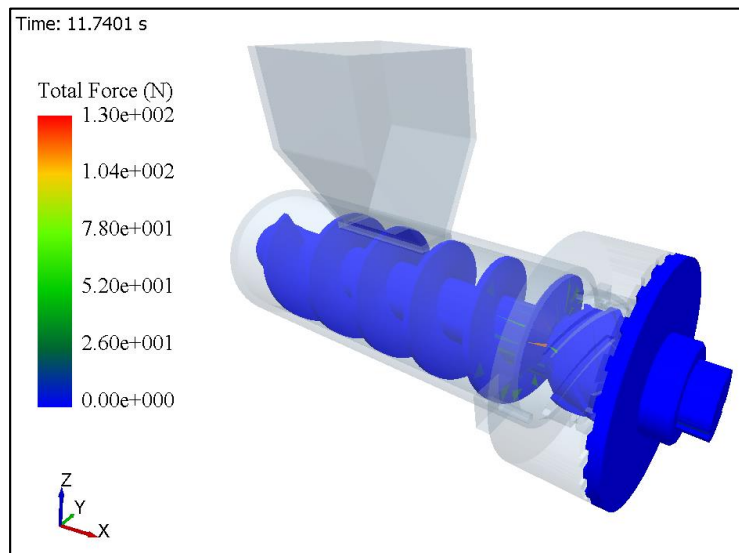


Figura 52. Fuerza desarrollada en las orillas del sin fin.

En la Figura 53 se muestra la fuerza total desarrollada en el sin fin en el intervalo de 8 a 12 segundos, se registra un promedio de fuerza de 160 N, sin embargo, existen picos superiores a 300 N como resultado de un mayor número de partículas en contacto con las orillas del sin fin; a pesar de esto, en el diseño de las orillas se consideró que estas soportarían una fuerza de 1690 N la cual es superior a las máximas registradas en esta prueba, por lo tanto, se garantiza que el diseño del tornillo sin fin es adecuado y cumple las condiciones de trabajo establecidas.

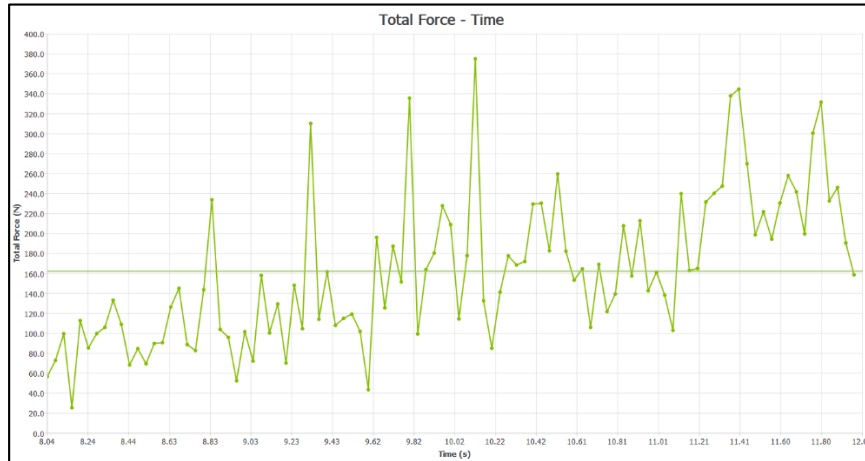


Figura 53. Fuerza total en las orillas del sin fin, intervalo 8 a 12 segundos.

3.3 CAPACIDAD DE MOLIENDA

La Figura 54 muestra el funcionamiento del molino en el tiempo $t = 14.89$ s, se puede observar cómo las partículas avanzan a través de las ranuras del disco de molienda, a medida que estas pasan y se alejan del disco adquieren mayor velocidad, lo que les permite abandonar esa región y caer libremente.

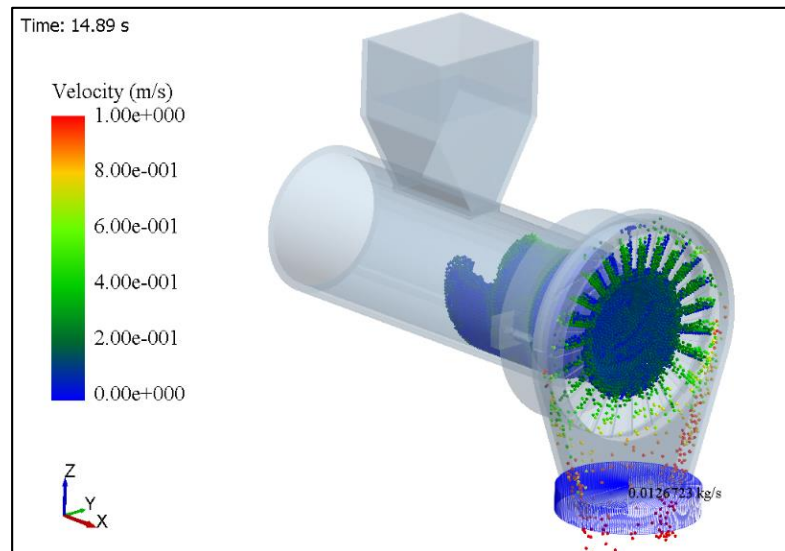


Figura 54. Capacidad de molienda.

La capacidad de procesamiento de la máquina se mide a través del flujo de masa a la salida del molino. La Figura 55 muestra la variación del flujo de masa en función del tiempo, el intervalo de tiempo analizado es de 4 a 15 segundos, tiempo desde que las partículas empiezan a llegar al disco de molienda hasta que el flujo se estabiliza, la línea anaranjada muestra el flujo de masa promedio dentro de este intervalo $FM_{4-15s} = 0.009$ kg/s.

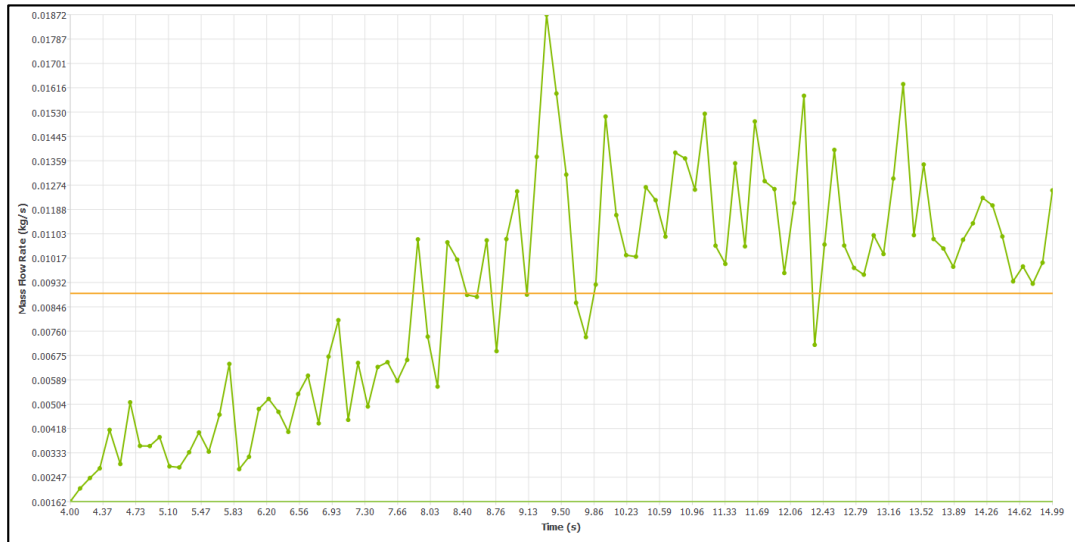


Figura 55. Flujo de masa intervalo de 4 a 15 segundos.

Al tiempo $t = 4$ segundos (Figura 56) se puede observar que las primeras partículas empiezan a llegar al disco de molineta a pesar de que la cámara de presión no se encuentra totalmente llena, razón por la cual el flujo de masa en este instante es mínimo registrando un valor $FM_{4s} = 0.001$ kg/s.

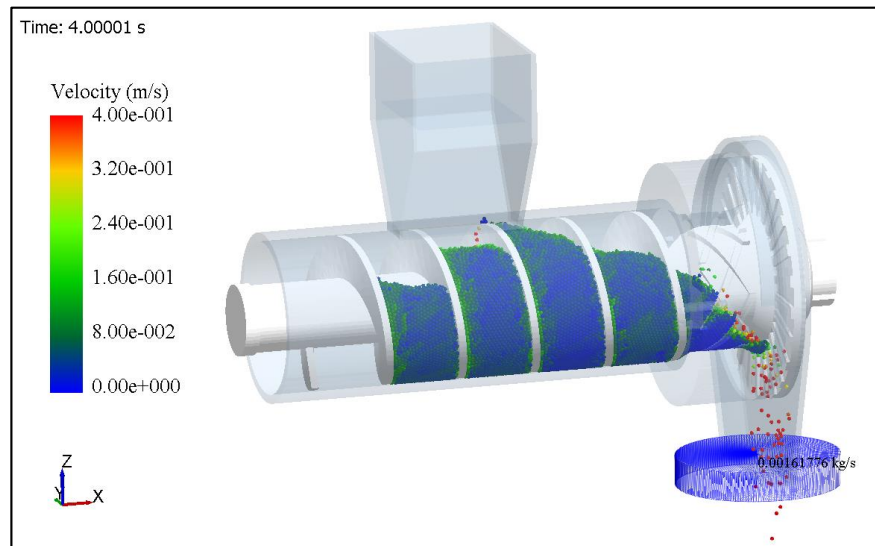


Figura 56. Flujo de masa – $t = 4s$.

A medida que el tornillo gira, el material avanza y la cámara de presión se llena, el flujo de masa se incrementa debido al mayor número de partículas presentes, al tiempo $t = 10$ segundos (Figura 57) se observa que las partículas han llenado completamente la cámara de presión provocando un aumento del flujo de masa a la salida del molino registrando un valor $FM_{10s} = 0.015$ kg/s.

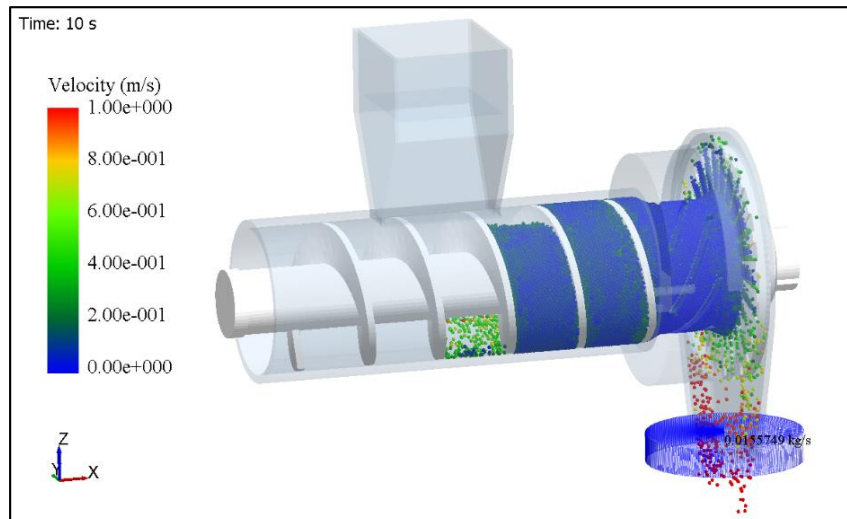


Figura 57. Flujo de masa – t = 10s.

Si se analiza el intervalo de tiempo desde que las partículas llenan completamente la región comprendida entre la cámara de presión y el disco de molienda se determina la capacidad de procesamiento de material del molino. En la Figura 58 se puede observar cómo el flujo de masa a la salida del molino se estabiliza a medida que avanza el tiempo obteniéndose un valor promedio de $FM_{Prom} = 0.012 \text{ kg/s}$.

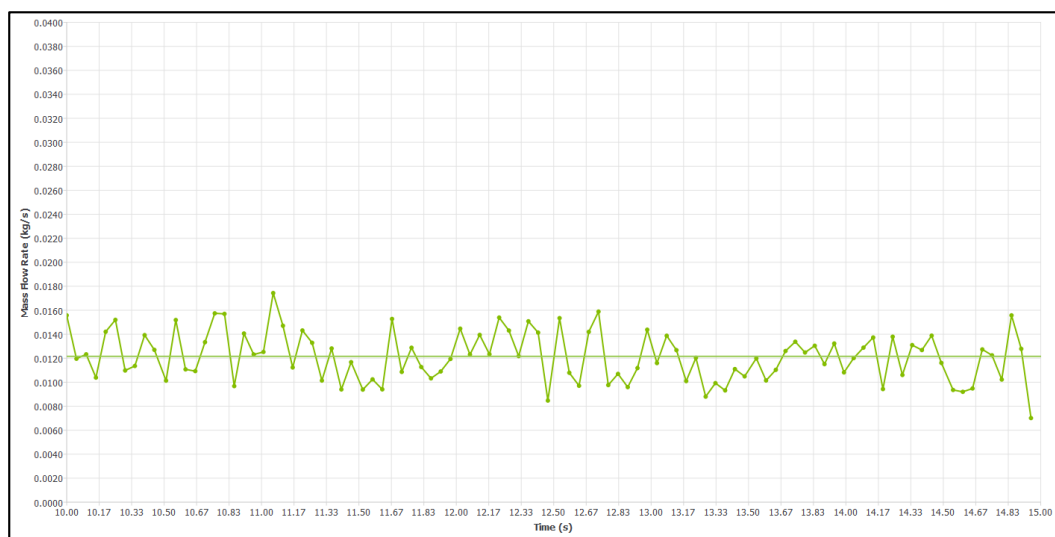


Figura 58. Flujo de masa promedio.

Mediante la prueba de capacidad de procesamiento de material de la máquina para una separación del disco de molienda de 1 mm se determinó que la capacidad máxima de producción es de 0.012 kg/s (43.2 kg/h) la cual es superior a la requerida 0.0035 kg/s (12.5 kg/h) para procesar 100 kg/día en un periodo de 8 horas, la diferencia entre el flujo requerido y el obtenido se debe principalmente a la diferencia entre la velocidad angular del tornillo requerida 3 rpm y la velocidad empleada 40 rpm.

3.4 ANÁLISIS ESTRUCTURAL - TOLVA DE ALIMENTACIÓN

En la Figura 59 se muestra la elongación y la deformación desarrolladas en la tolva de alimentación debido a la carga de 58.86 N aplicada, la elongación máxima se desarrolla en la zona central de cada una de las caras inferiores ya que en aquella región se concentra todo el peso del material contenido por la tolva. La elongación registra un valor máximo $d = 0.120$ mm, mientras que la deformación un valor máximo $\epsilon = 4.589 \times 10^{-5}$ mm/mm; ambos valores resultan muy pequeños, imperceptibles de tal manera que no influirán en el normal funcionamiento de la máquina.

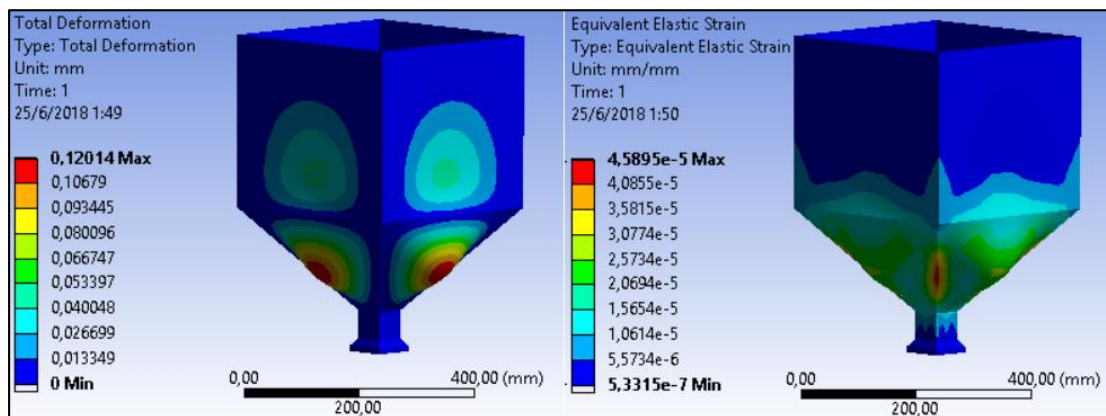


Figura 59. Elongación y deformación - tolva de alimentación.

El esfuerzo equivalente de Von-Mises desarrollado en la tolva y el factor de seguridad se muestran en la Figura 60, el valor máximo del esfuerzo desarrollado es $\sigma_{Max} = 8.760$ MPa el cual es muy pequeño en comparación a la resistencia a la fluencia del material AISI 304 $S_Y = 241$ MPa, razón por la cual el factor de seguridad es muy superior en comparación al $N = 2$ considerado en el diseño.

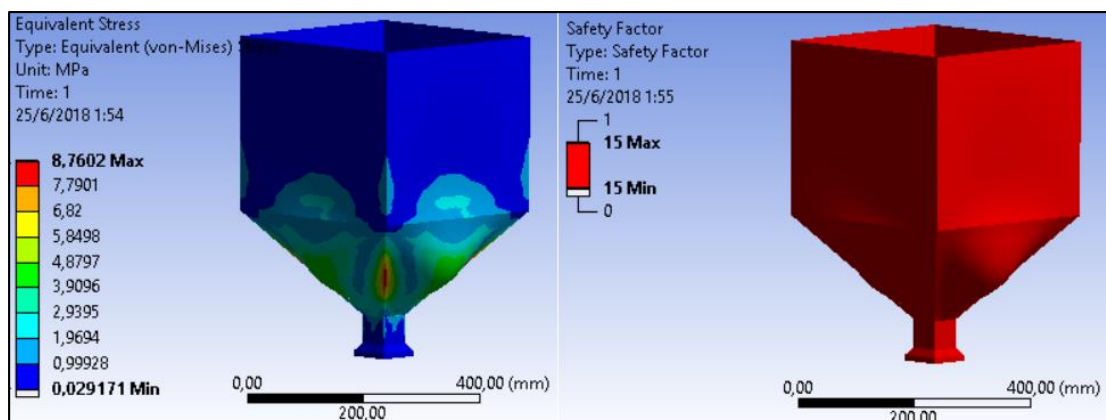


Figura 60. Esfuerzo Von-Mises y factor de seguridad - tolva.

La deflexión desarrollada en las paredes inferiores (0.120 mm) es menor a la calculada en el diseño (0.361 mm), de esta manera se asegura que el

componente soporta satisfactoriamente las cargas asignadas y cumple los requerimientos de diseño establecidos.

3.5 ANÁLISIS ESTRUCTURAL - TORNILLO SIN FIN

En la Figura 61 se muestra la elongación máxima y deformación desarrolladas en el tornillo sin fin, se observa que la deformación se produce en el extremo libre del tornillo, se registra una elongación y deformación máxima $d = 0.169$ mm y $\epsilon = 2.457 \times 10^{-4}$ respectivamente. Al igual que en los otros dos casos analizados anteriormente estos valores son demasiado pequeños como para provocar el mal funcionamiento de la máquina o el rozamiento entre partes, lo cual garantiza una alta confiabilidad en las operaciones por parte de este elemento.

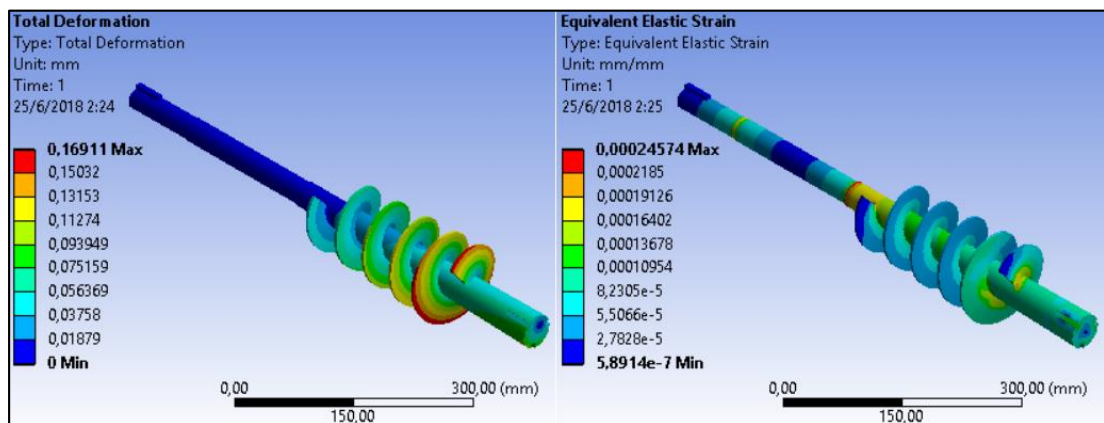


Figura 61. Elongación y deformación - tornillo sin fin.

El esfuerzo equivalente desarrollado y el factor de seguridad se muestran en la Figura 62, se puede observar que existe mayor concentración de esfuerzo en las regiones en las que se encuentran los rodamientos y en la unión de las orillas con el eje, alcanzando un valor máximo $\sigma_{Max} = 47.379$ MPa, razón por la cual el factor de seguridad en esta región es $N_{Min} = 5.086$ y al ser superior al factor de diseño considerado $N = 2$ asegura que el conjunto tornillo sin fin no fallará durante su operación.

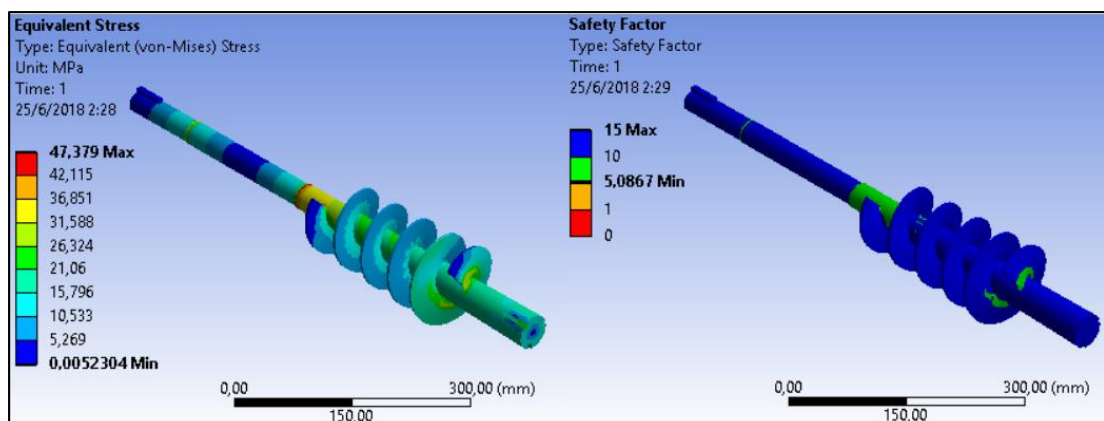


Figura 62. Esfuerzo Von- Mises y factor de seguridad - tornillo sin fin.

Mediante estos resultados se concluye que a pesar de que se desarrollan deformaciones en el tornillo sin fin, estas no afectan el normal funcionamiento de la máquina ni a otros componentes aledaños, tal es el caso de la elongación máxima registrada en el tornillo que al estar separado de la artesa tubular (elemento más próximo) una distancia de 1 mm, una deflexión de 0.169 mm no causaría que estos componentes lleguen a tocarse.

3.6 ANÁLISIS ESTRUCTURAL - ORILLAS DEL SIN FIN

La Figura 63 muestra la elongación y deformación producidas en las orillas del tornillo sin fin, la elongación registra un valor máximo $d = 0.040$ mm, esta se desarrolla en la periferia exterior e incrementa a medida que se aproxima a la zona final de contacto con el material, en el caso de la deformación se registra un valor máximo $\varepsilon = 2.971 \times 10^{-4}$ y a diferencia de la elongación, esta ocurre en la periferia interior de las orillas..

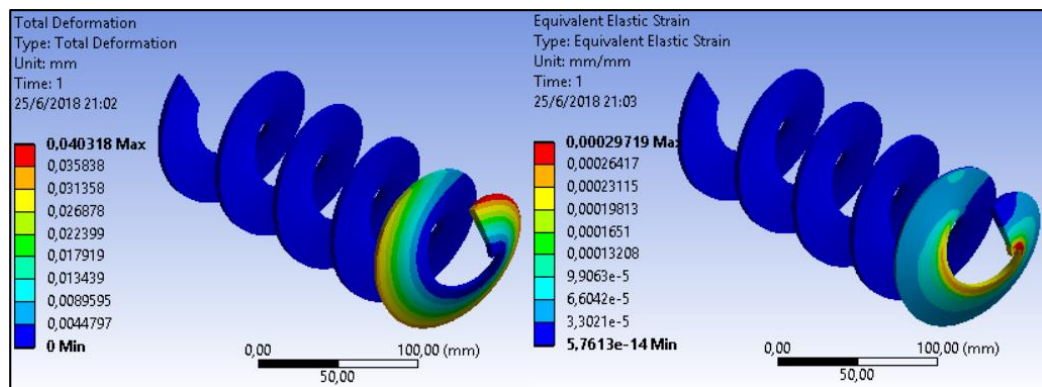


Figura 63. Elongación y deformación - orillas del sin fin.

La Figura 64 muestra el esfuerzo equivalente desarrollado en las orillas, se registra un valor máximo $\sigma_{Max} = 57.355$ MPa desarrollado en la unión entre las orillas y el eje del tornillo, este valor al ser menor que el esfuerzo de fluencia del material (241 MPa) registra un factor de seguridad mínimo $N_{Min} = 4.2$ que al ser superior al empleado $N = 2$, significa que el componente cumple satisfactoriamente las condiciones de carga para las que fue diseñado.

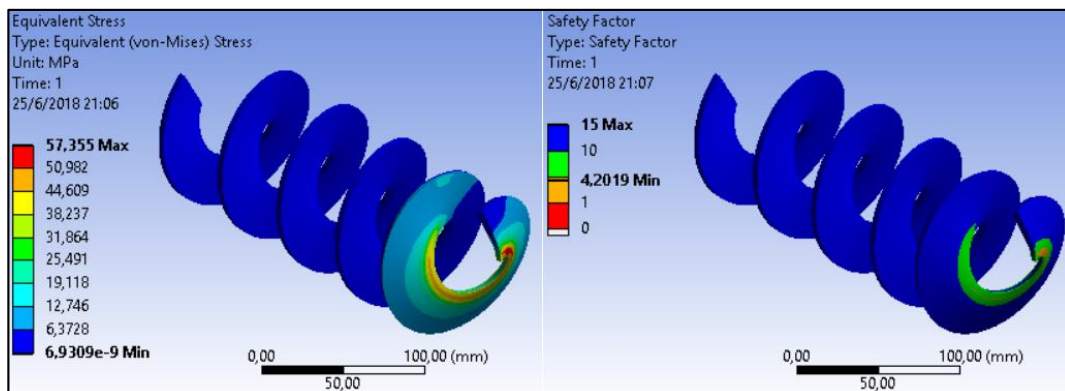


Figura 64. Esfuerzo Von-Mises y factor de seguridad - orillas del sin fin.

Si se analiza la deflexión máxima desarrollada en las orillas (0.040 mm) y se compara con la deflexión calculada en el diseño (0.165 mm) se puede evidenciar que con la carga aplicada de 1690 N la deformación desarrollada es menor a la calculada, por lo tanto, se garantiza que el componente no llegará a tocarse con sus elementos más próximos (artesa tubular y cámara de presión), asegurando el normal funcionamiento de la máquina.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

Debido a las altas velocidades de rotación de los motores monofásicos y las limitadas relaciones de reducción que ofrecen las cajas reductoras, controlar el flujo de masa a la salida de la máquina a través de la velocidad de giro del tornillo resulta una tarea complicada, razón por la cual, se limita la cantidad de material mediante la inclusión de un mecanismo dosificador que permite regular el flujo de masa a la entrada del tornillo en función del tiempo en que la compuerta del dosificador se encuentra abierta, de esta manera, se ajusta la capacidad de producción de la máquina en base a la cantidad de material que ingresa al tornillo.

La fuerza ejercida sobre los granos de cacao dentro de la cámara de presión es superior a la fuerza de ruptura del grano requerida de 130 N, a partir de este punto los granos se rompen y empiezan a dividirse en fragmentos cada vez más pequeños y a medida que avanzan hacia el disco de molienda el espacio disponible para el material se reduce, permitiendo un incremento en la fuerza que se ejerce sobre las partículas, de esta manera los fragmentos se dividen nuevamente hasta llegar a la región de los dientes del disco de molienda en donde las fuerzas de cizalla reducirán las partículas hasta el tamaño necesario que les permita abandonar la región y salir del disco de molienda.

El tamaño máximo de las partículas está limitado por la separación entre disco de molienda y la cámara de presión, el diseño de la parte final del eje y el diseño del disco permiten ajustar la separación entre estos dos elementos, las ranuras en el eje permiten montar y desmontar el disco para regular la distancia de separación, en este caso, el eje permite una regulación de 1 mm, 0.5 mm y 0.2 mm para molienda.

El sistema de control programable empleado permite ajustar fácilmente la alimentación a la entrada del tornillo en base al tiempo que la compuerta se encuentra abierta, en el caso reducir la separación del disco para aumentar la finura de la pasta, el flujo de masa a la salida del molino se reduce, por lo tanto para evitar la aglomeración y atascamiento de material en el tornillo es necesario reducir la cantidad de material a la entrada del mismo lo cual se logra modificando el tiempo de abertura de la compuerta.

Al utilizar un sistema de control automático se elimina la presencia continua de un operario durante el proceso, este solo interviene para la carga y descarga de material de la máquina, además al controlar la existencia de material en la tolva de alimentación se evita que la máquina se accione involuntariamente o que trabaje en vacío y a la vez permite el apagado

automático de la máquina una vez que se ha procesado todo el material presente en la tolva.

El diseño modular de la máquina permite acoplar y desacoplar los componentes de una manera rápida y sencilla sin la necesidad de herramientas especiales, facilitando la limpieza de los componentes la cual es fundamental en equipos que manejan y procesan alimentos.

El incorporar un mecanismo de ajuste y regulación automática de separación entre los discos constituiría una mejora considerable en la funcionalidad máquina e incrementaría el rango de tamaños de partículas que se pueden obtener durante la molienda.

Recomendaciones

A fin de ampliar el rango de finura, el tamaño o cantidad de material procesado se debería desarrollar varios juegos de discos de molienda con diferente geometría y forma de los dientes, de esta manera se aportaría una mayor versatilidad a la máquina en sus operaciones.

Al emplear un controlador lógico programable sería pertinente desarrollar varias rutinas de programas en base al tipo, tamaño y cantidad de material procesado por unidad de tiempo para que de esta manera el operario simplemente seleccione la que más se ajuste a sus circunstancias y sin necesidad de un especialista se puedan configurar los parámetros de la máquina.

BIBLIOGRAFÍA

- ABM. (2013). *ABM Industrial Mining*. Obtenido de <http://www.abm-industrial.com/2013/06/17/acoplamiento-mecanicos/>
- Acebo, M. (2016). Estudios Industriales Orientación Estratégica para la toma de decisiones: Industria de Cacao. Obtenido de <http://www.espae.espol.edu.ec/wp-content/uploads/2016/12/industriacacao.pdf>
- Aguilar, C., & Guharay, F. (2013). *Caja de Herramientas para el Cacao: Aprendiendo e Innovando sobre el Manejo Sostenible del Cultivo de Cacao en Sistemas Agroforestales*. Obtenido de Lutheran World Relief: <http://cacaomovil.com/guia/1/contenido/tipos-y-variedad/>
- Amoah, R., Abano, E., & Anyidoho, E. (2015). The effects of moisture content and loadind orientation on some physical and mechanical properties of "Tafo hybrid" and "Amelonado" cocoa beans. *Journal of Food Process Engineering*.
- Anecacao. (2015). *Asociación Nacional de Exportadores de Cacao - Ecuador*. Obtenido de <http://www.anecacao.com/index.php/es/quienes-somos/cacao-en-ecuador.html>
- Belize. (2014). *Belize Cacao Consortium*. Obtenido de <https://belizecacaoconsortium.com/cacao-varietals/>
- Beltrán, M., & Marcilla, A. (2012). *Tecnología de Polímeros. Procesado y propiedades*. Universidad Alicante.
- CINTAC. (2013). Catálogo de perfiles.
- CISTSA. (2013). *CITSA Digital*. Obtenido de <http://www.citsadigital.com/TimersProgramables/Tipos%20de%20botonas/202/>
- Criba. (2006). *Criba - Reducción de tamaño - Molinos*. Obtenido de <http://www.criba.edu.ar/cinetica/solidos/Capitulo9.pdf>
- Ecured. (2012). *Ecured - Conocimiento con todos y para todos*. Obtenido de <https://www.ecured.cu/Molienda>
- Eralki. (2013). *Eralki Engineering SL*. Obtenido de <https://www.eralki.com/wp-content/uploads/2013/12/Catalogo-Eralki-Engineering-Maquinaria-Vibrante-Vibrating-Equipment-Machines-Vibrantes.pdf>
- FESTO. (2018). *FESTO*. Obtenido de https://www.festo.com/cat/es-co_co/products_010200
- GIZ. (2013). *Catalogo de maquinaria para procesamiento de cacao*. (I. SAC, Ed.) Lima.
- Gutiérrez, E., & Ulloa, A. (2016). *Elaboración de nejayote y noxtamalización de maíz - Reducción de Tamaño*. Cautitlán, México.
- IA. (2012). *Industria Alimenticia*. Obtenido de <https://www.industriaalimenticia.com/articles/85937-el-proceso-de-molienda-de-granos->

descortezados?WT.rss_a=El+proceso+de+molienda+de+granos+descortezados&WT.rss_ev=a&WT.rss_f=Aplicaciones&page=1

- ICCO. (2013). *International Cocoa Organization - Growing Cocoa*. Obtenido de <https://www.icco.org/about-cocoa/growing-cocoa.html>
- ICCO. (2017). *International Cocoa Organization - Fine or Flavour Cocoa*. Obtenido de <https://www.icco.org/about-cocoa/fine-or-flavour-cocoa.html>
- INIAP. (2015). Manejo Técnico del Cultivo de Cacao en Manabí. Obtenido de <http://www.iniap.gob.ec/web/wp-content/uploads/2015/09/1599.pdf>
- León, F., Calderón, J., & Mayorga, E. (2016). Estrategias para el cultivo, comercialización y exportación del cacao fino de aroma en Ecuador. *Revista Ciencia UNEMI*, 45-55.
- Martin. (2013). Martin Sprocket & Gear, Inc - El gran catálogo 4000.
- Maynard, E. (2013). *Ten Steps to an effective bin design*. Obtenido de American Institute of Chemical Engineers (AIChE): https://www.aiche.org/sites/default/files/cep/20131125_1.pdf
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson Educación.
- Mott, R. (2009). *Resistencia de Materiales*. México: Pearson Educación.
- Nieburg, O. (2014). *Confectionery*. Obtenido de <https://www.confectionerynews.com/Article/2014/10/23/Barry-Calle-baut-to-spend-11.5m-on-Brazilian-plant-expansion>
- NSK. (2013). Nsk - rodamientos catálogo general.
- Olaizola, B. (2015). *Academia Vasca de Gastronomía*. Obtenido de <https://academiavascadegastronomia.com/noticias-gastronomia-academia-vasca/apuntes-de-gastronomia/menudo-cacao/26351/>
- ProcesosBio. (2012). *Procesos Bio*. Obtenido de <http://procesosbio.wikispaces.com/Molienda>
- Quingaísa, E. (2007). Estudio de caso: Denominación de origen 'Cacao de Arriba'. Obtenido de http://www.fao.org/fileadmin/templates/olq/documents/Santiago/Documentos/Estudios%20de%20caso/Cacao_Ecuador.pdf
- Ramfe. (2014). Catálogo General de Selección. Bogotá D.C., Colombia. Obtenido de <http://lab.transmitec.com/wp-content/uploads/2014/05/CATALOGO-DE-SELECCIÓN-RAMFE.pdf>
- RS. (2018). *RS Components*. Obtenido de <https://es.rs-online.com/web/p/motores-dc-con-caja-reductora/8814497/>
- Serway, R., & Jewett, J. (2014). *Physics for Scientists and Engineers with Modern Physics*. CENGAGE LEARNING.
- Siemens. (2009). Obtenido de <https://www.automation.siemens.com/simatic-sensors-static/ftp/e86060-k8310-a101-a5-7800.pdf>
- Siemens. (2018). Obtenido de <https://support.industry.siemens.com/cs/pd/185406?pdtdi=td&dl=en&pnid=13618&lc=en-WW>
- Siemens. (2018). Obtenido de <https://support.industry.siemens.com/cs/pd/12742?pdtdi=td&dl=en&pnid=16406&lc=en-WW>

- Siemens. (2018). Obtenido de <https://support.industry.siemens.com/cs/pd/308655?pdtdl=en&pnid=16132&lc=en-WW>
- Siemens. (2018). Obtenido de <https://support.industry.siemens.com/cs/pd/5936?pdtdl=en&pnid=16142&lc=en-WW>
- Siemens. (2018). *Siemens*. Obtenido de <https://support.industry.siemens.com/cs/pd/330163?pdtdl=en&lc=en-WW>
- Simbiotik. (2016). *Simbiotik Formación y Consultoría*. Obtenido de Ecuador lidera la producción de cacao fino de aroma: <http://www.simbiotik.com/ecuador-lidera-la-produccion-de-cacao-fino-de-aroma/>
- UBA. (2015). *Universidad de Buenos Aires - Industrias I*. Obtenido de http://materias.fi.uba.ar/7202/MaterialAlumnos/06_Apunte%20Molienda.pdf
- UnitedNations. (2004). *Atlas de productos básicos*. United Nations Publications.
- VDI. (2004). Design methodology for mechatronic systems.
- Weg. (2018). *Selección de Motores Eléctricos*. Obtenido de http://ecatalog.weg.net/TEC_CAT/tech_motor_dat_web.asp
- Zanizdra, V. (2016). *Baker Group*. Obtenido de Equipo para el prensado de licor de cacao y cacao en polvo: <https://es.baker-group.net/technology-and-recipes/7374-equipment-for-pressing-cocoa-liquor-and-cocoa-powder.html>

5. ANEXOS

Anexo 1. Planos

1

2

3

4

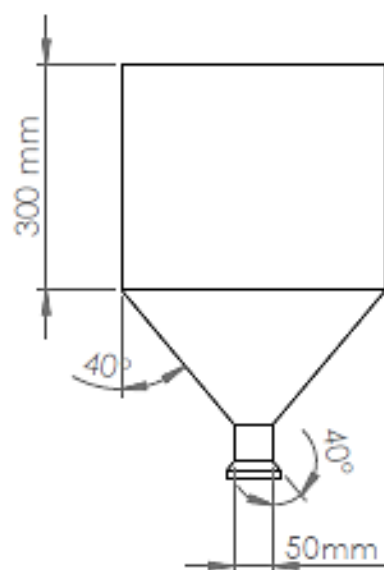
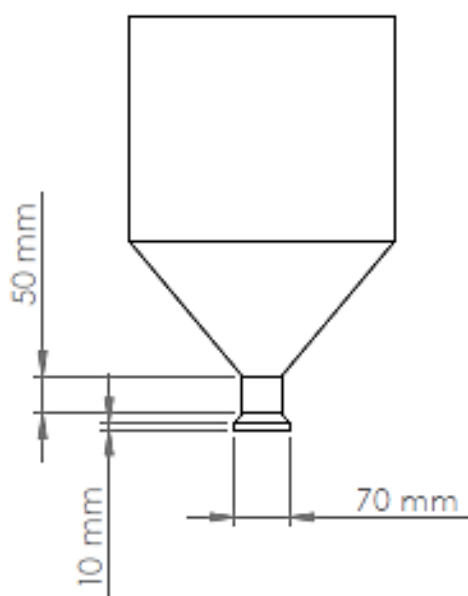
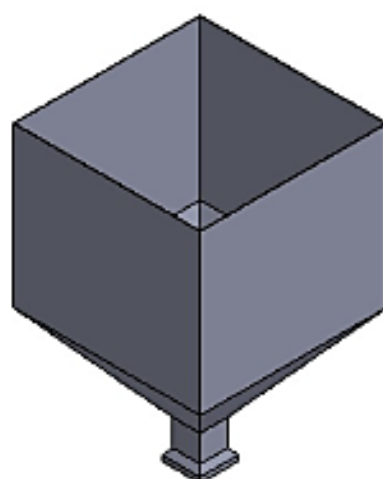
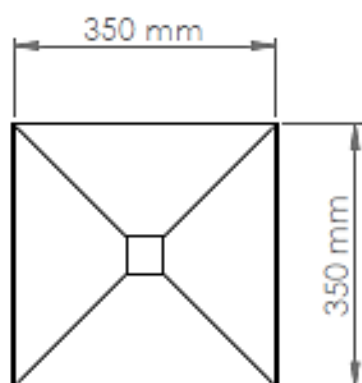
A


B

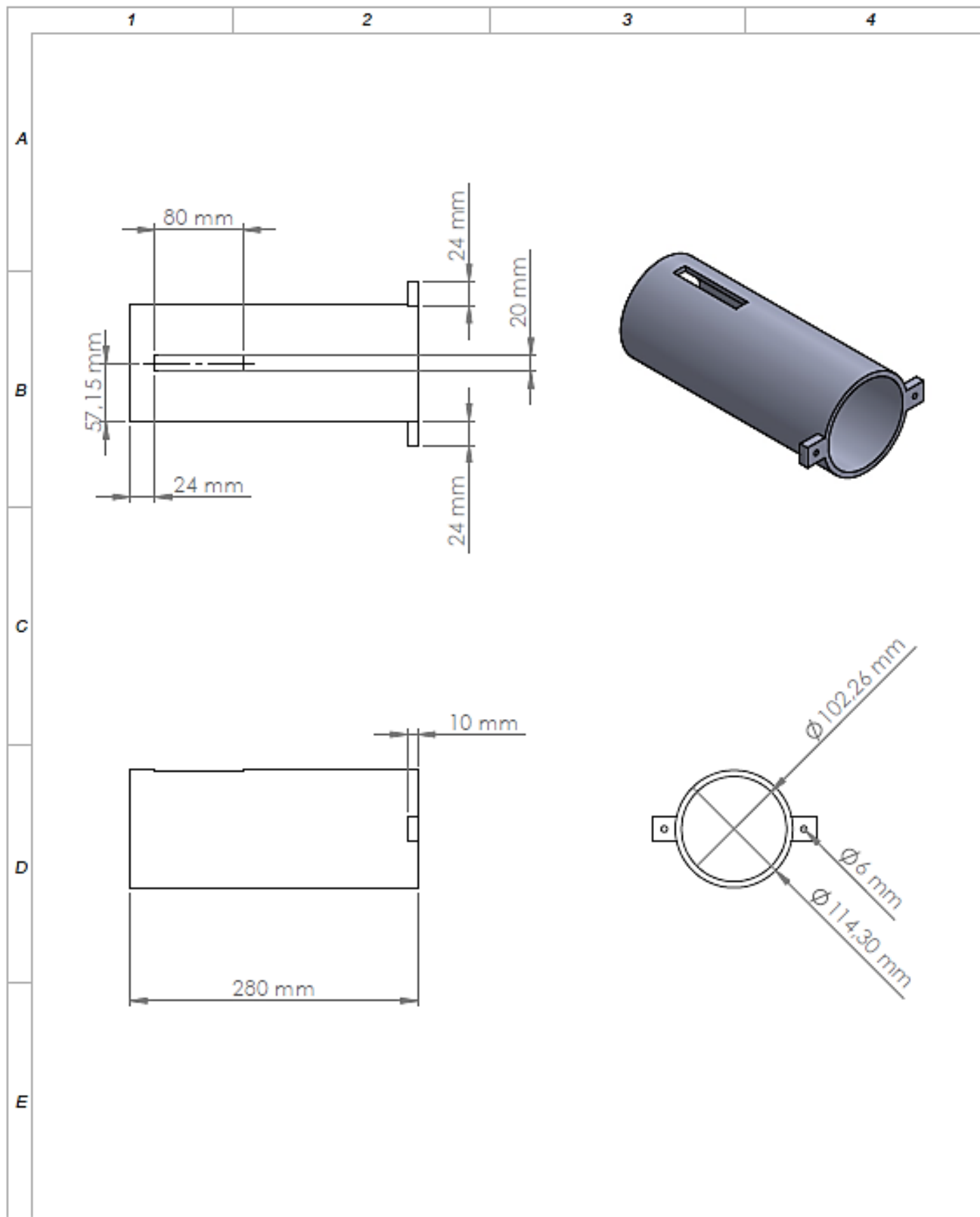
C

D

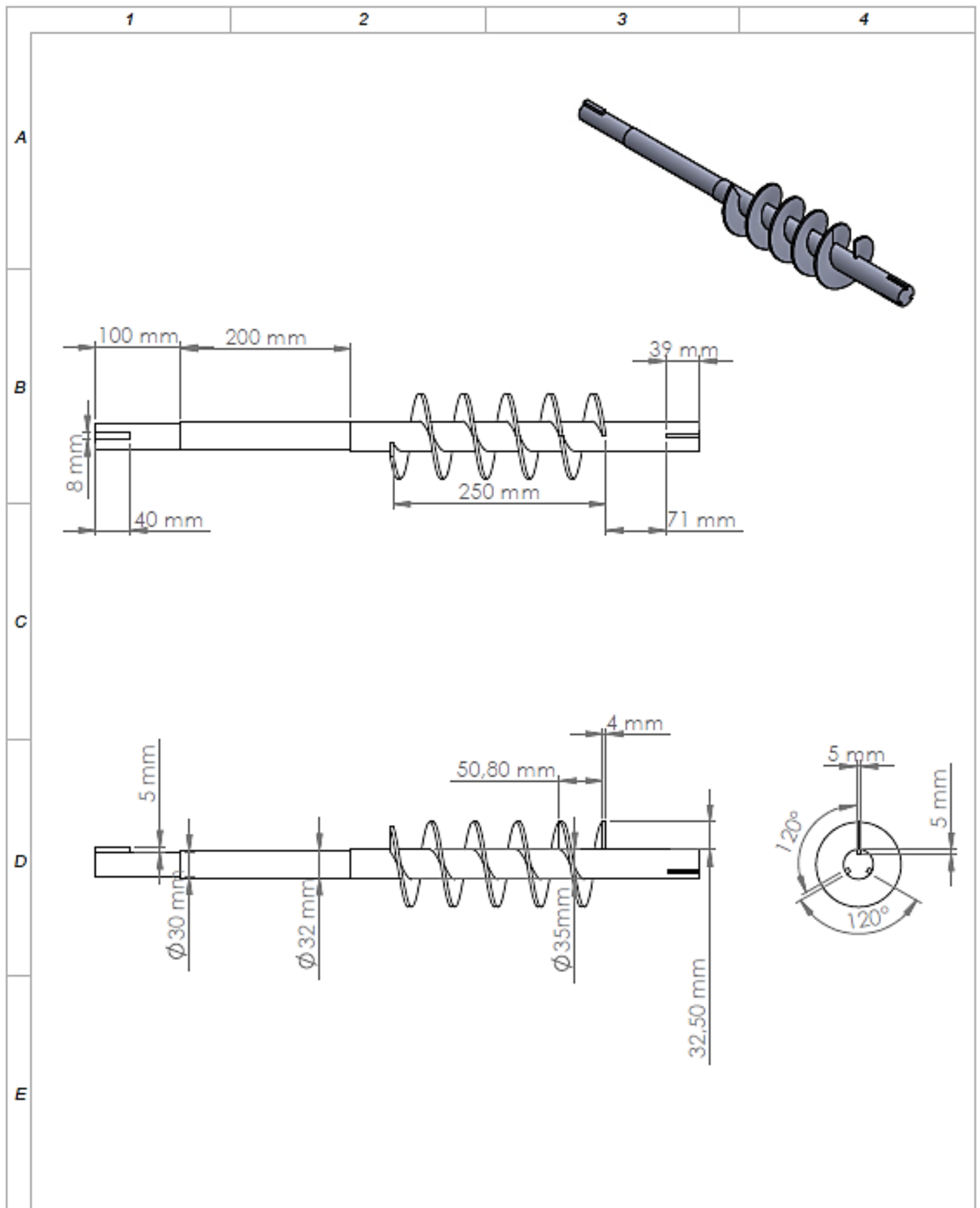
E



				TOLERANCIA: ± 0.1	PESO (Kg):	MATERIAL: ACERO 304 INOX	
						<h1>Tolva</h1>	ESCALA: 1:10
				Fecha	Nombre		
				Dibujado 17/6/2018	Oscar Guisepi		
				Revisado			
				Aprobado			
				FIRMA / EMPRESA: UTE 		DIBUJO Nº: PLANO 1	HOJA: A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



				TOLERANCIA:	PESO (Kg):	MATERIAL:	
				± 0.1		ACERO 304 INOX	
				Fecha	Nombre	<h1>Artesa Tubular</h1>	ESCALA:
				Dibujado	Oscar Gullopi		1:5
				Revisado			
				Aprobado			
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO Nº:	HOJA:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			PLANO 2	A4



				TOLERANCIA:	PESO (Kg):	MATERIAL:		
				± 0.1		ACERO 304 INOX		
				Fecha	Nombre	<h1>Tornillo</h1>		
				Dibujado	17/8/2018			Oscar Gulcepil
				Revisado				
				Aprobado				
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO N°:	ESCALA:	
				UTE		PLANO 3	1:6	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				HOJA:	A4

1

2

3

4

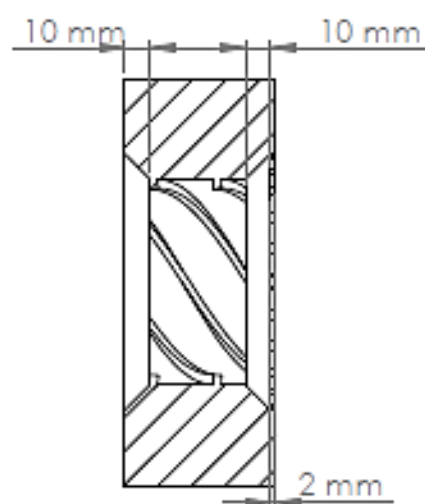
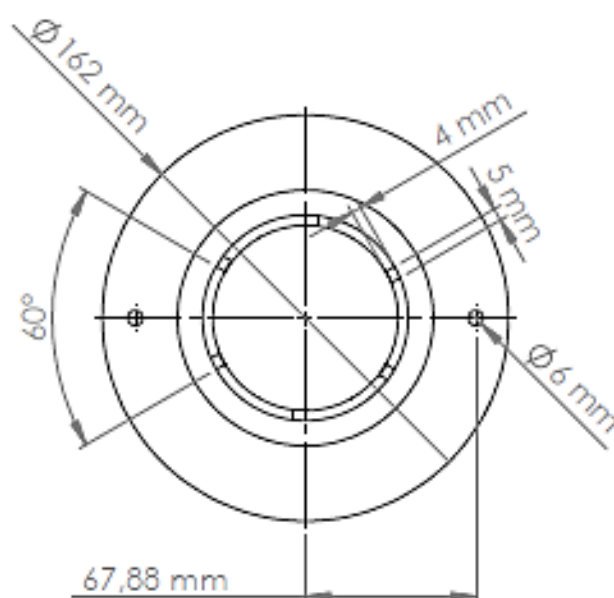
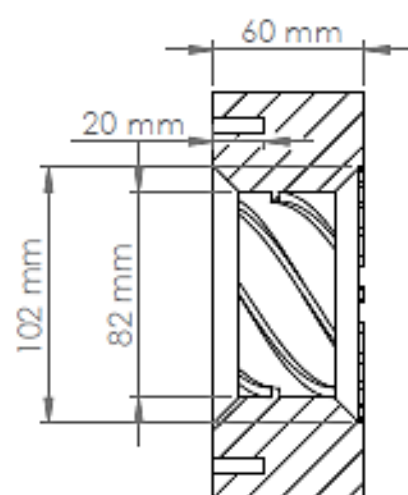
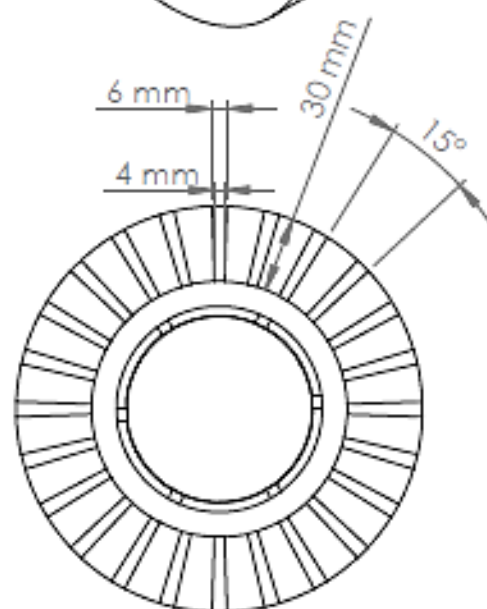
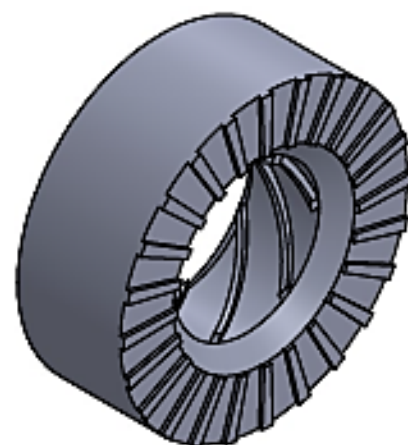
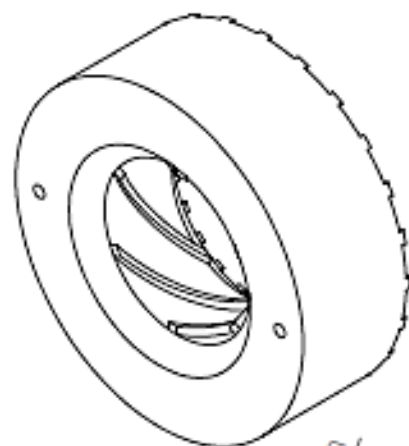
A


B

C

D

E



				TOLERANCIA:	PESO (Kg):	MATERIAL:	
				±0.1		ACERO 304 INOX	
				Fecha	Nombre	Cámara de Presión	
				Dibujado 17/8/2018	Oscar Gulicapi		
				Revisado			
				Aprobado		ESCALA:	
				FIRMA / EMPRESA		DIBUJO Nº:	
						PLANO 4	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			HOJA:	
						A4	

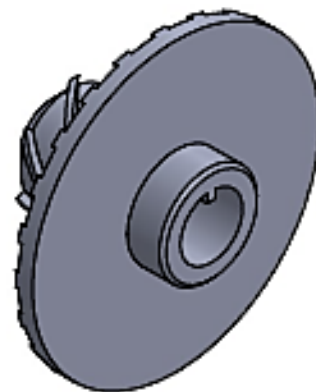
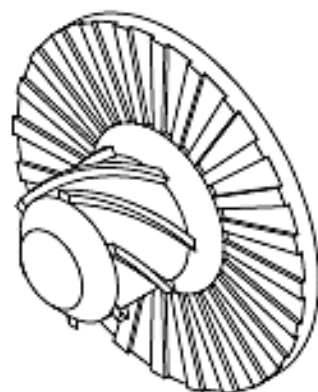
1

2

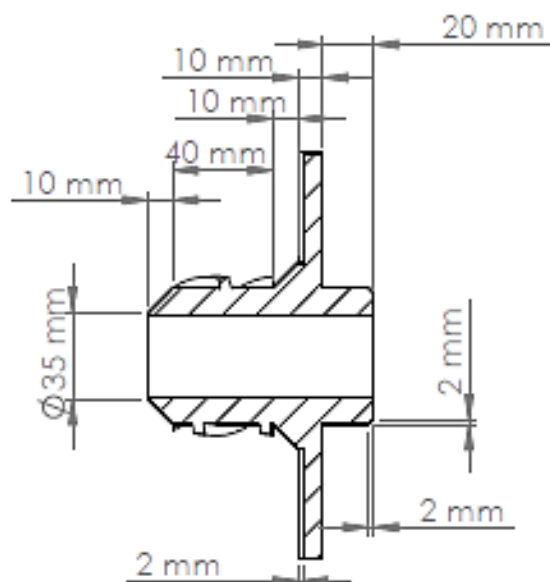
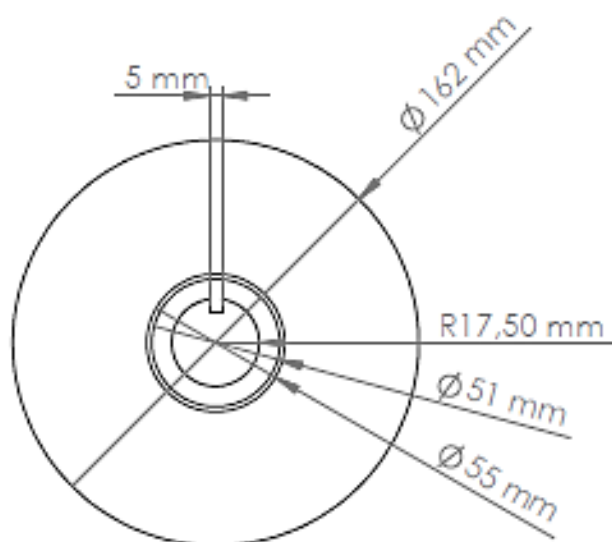
3

4

A

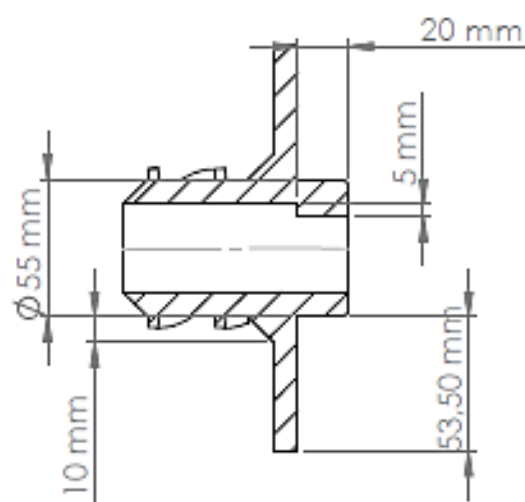
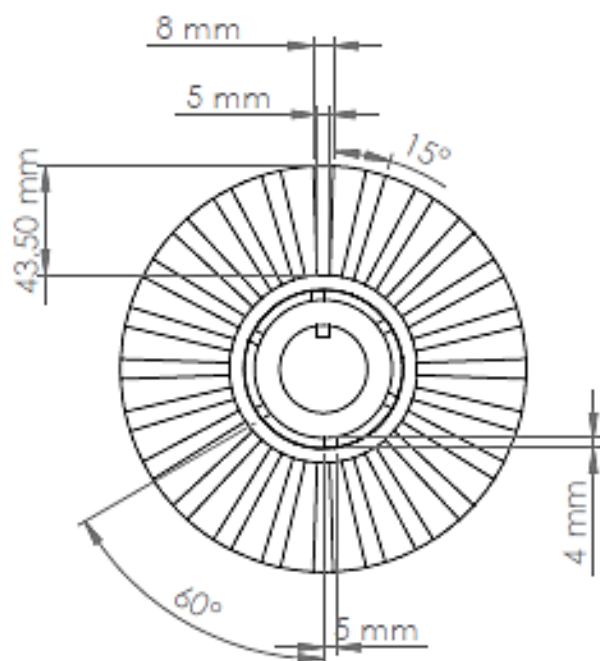


B




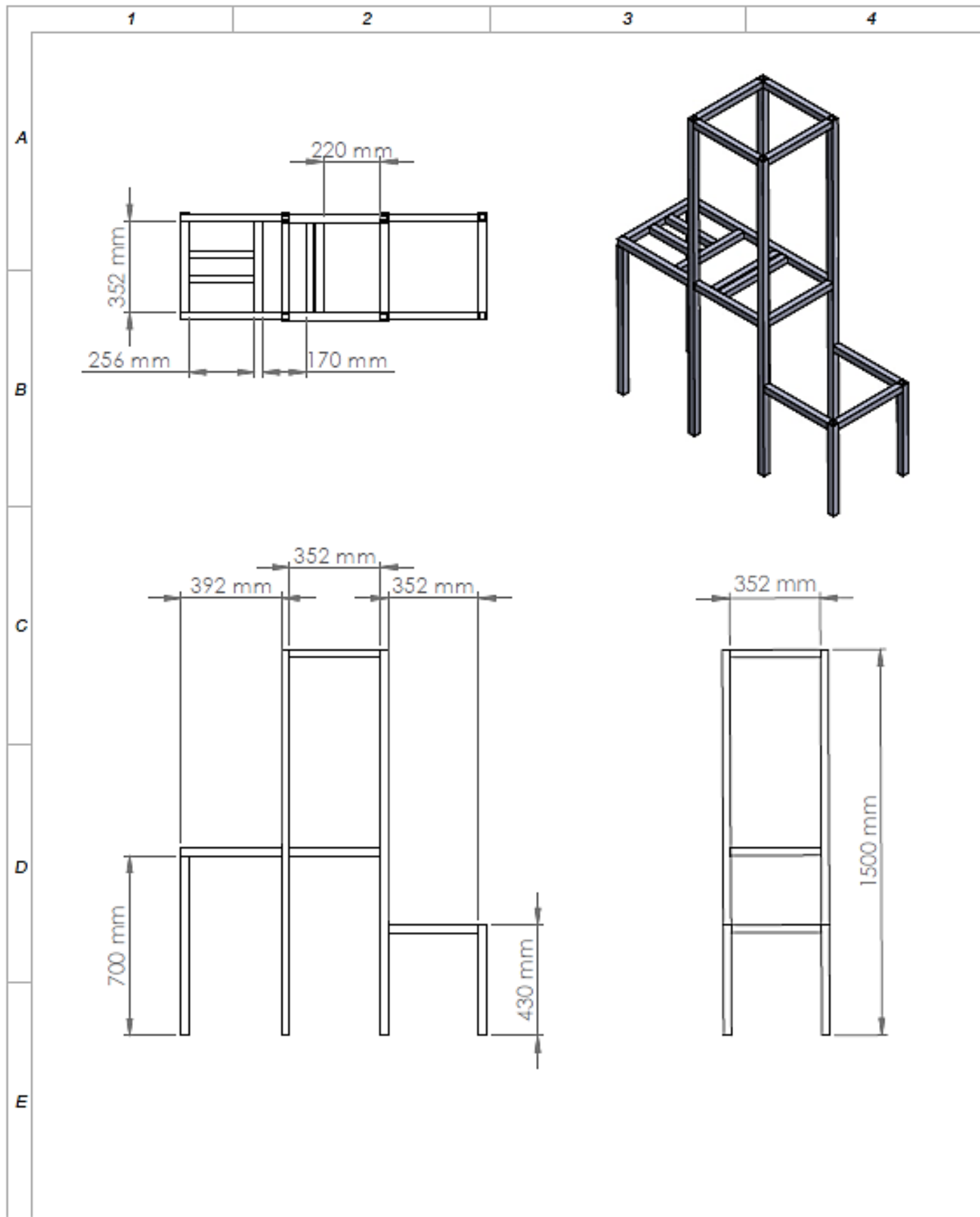
C

D



E

				TOLERANCIA:	PESO (Kg):	MATERIAL:		
				±0.1		ACERO 304 INOX		
				Fecha	Nombre	Disco		
				Dibujado 17/5/2018	Oscar Gulcepri			
				Revisado				
				Aprobado		ESCALA:		
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO Nº:		
				UTE 		PLANO 5		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					HOJA:
								A4



		TOLERANCIA:		PESO (Kg):		MATERIAL:			
		± 0.1				ASTM 500 - 30X30X2 mm			
		Fecha		Nombre		Estructura			
		Dibujado 17/6/2018		Oscar Gulcepi				ESCALA:	
		Revisado						1:20	
		Aprobado							
		FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO Nº:		HOJA:			
		UTE		PLANO 6		A4			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre						

Anexo 2. Especificaciones de motores

Motor Weg F56H.

Carcasa	: F56H				
Potencia	: 1,1 kW				
Frecuencia	: 60 Hz				
Polos	: 4				
Rotación nominal	: 1750 rpm				
Deslizamiento	: 2,78 %				
Voltaje nominal	: 115/208-230 V				
Corriente nominal	: 17,4/8,70-8,70 A				
Corriente de arranque	: 113/56,6 A				
Ip/In	: 6,5				
Corriente en vacío	: 11,8/5,90 A				
Par nominal	: 6,01 Nm				
Par de arranque	: 280 %				
Par máxima	: 260 %				
Categoría	: ---				
Clase de aislación	: B				
Elevación de temperatura	: 80 K				
Tiempo de rotor bloqueado	: 6 s (caliente)				
Factor de servicio	: 1,15				
Régimen de servicio	: S1				
Temperatura ambiente	: -20°C - +40°C				
Altitud	: 1000 m				
Protección	: IP55				
Masa aproximada	: 21 kg				
Momento de inercia	: 0,00824 kgm²				
Nivel de ruido	: ---				

	Delantero	Trasero	Carga	Factor de potencia	Rendimiento (%)
Rodamiento	6204 ZZ	6203 ZZ	100%	0,72	76,5
Intervalo de lubricación	—	—	75%	0,64	75,0
Cantidad de grasa	—	—	50%	0,52	70,0

(Weg, 2018)


Motor DC Nidec DMN29B36G100B.

Atributo	Valor
Velocidad de Salida	40,1 rpm
Tensión de Alimentación	24 V dc
Par de Salida Máximo	0,39 Nm
Tipo de Motor DC	Con escobillas
Diámetro del Eje	6mm
Potencia Nominal	3 W
Longitud	87,8mm
Anchura	37mm
Dimensiones	37 (diám.) x 87,8 mm
Corriente Nominal	210 mA
Relación de Cambio	100
Ángulo del eje	Recta
Serie	DMN29
Cumplimiento normativo	RoHS

(RS, 2018)

Anexo 3. Especificaciones de sensores

Detector fotoeléctrico 3RG70 40-0GB00.

Modo de operación		Sensor difuso	
			
Zona de detección	cm	5 (no ajustable)	
Placa de medición normalizada	mm	100 x 100 (blanca)	
Rango de tensión de empleo (DC)	V	10 ... 30 (máx. 20% de ondulación residual)	
Intensidad en vacío i_0 (tip.)	mA	10	
Intensidad asignada de empleo i_g	mA	100	
Frecuencia de conmutación	Hz	250	
Tiempo de conmutación	ms	2,5	
Longitud de onda (tipo de luz)	nm	880 (IR)	
Señalizadores			
• Detección segura		LED amarillo	
• Exceso de ganancia agotado		LED amarillo interm.	
Material de la caja		Acero inoxidable	
Grado de protección		IP67	
Temperatura ambiente	°C	0 ... +55	
Coefficiente de temperatura	%/K	0,3	
Tipo		3RG70 40-...00	

(Siemens, 2009)

Sirius Position Switch 3SE5232-0BD03.

General technical data	
Product function	Yes
• positive opening	
Insulation voltage	400 V
• rated value	
Degree of pollution	class 3
Surge voltage resistance rated value	6 kV
Protection class IP	IP65
Shock resistance	30 g / 11 ms
• acc. to IEC 60068-2-27	
Vibration resistance	0.35 mm/5g
• acc. to IEC 60068-2-6	
Mechanical service life (switching cycles)	15 000 000
• typical	
Electrical endurance (switching cycles)	100 000
• at AC-15 at 230 V typical	
Electrical endurance (switching cycles) with contactor 3RH11, 3RT1016, 3RT1017, 3RT1024, 3RT1025, 3RT1026 typical	10 000 000
Electrical operating cycles in one hour with contactor 3RH11, 3RT1016, 3RT1017, 3RT1024, 3RT1025, 3RT1026	6 000
Thermal current	10 A
Material of the enclosure of the switch head	plastic
Continuous current of the C characteristic MCB	1 A; for a short-circuit current smaller than 400 A
Continuous current of the quick DIAZED fuse link	10 A; for a short-circuit current smaller than 400 A
Continuous current of the DIAZED fuse link gG	6 A
Active principle	mechanical
Repeat accuracy	0.05 mm
Minimum actuating force in activation direction	20 N
Length of the sensor	86 mm
Width of the sensor	31 mm
Design of the switching contact	mechanical
Operating frequency rated value	50 ... 60 Hz
Number of NC contacts for auxiliary contacts	1
Number of NO contacts for auxiliary contacts	1
Number of CO contacts for auxiliary contacts	1
Operating current at AC-15	
• at 24 V rated value	6 A
• at 240 V rated value	6 A
• at 400 V rated value	4 A
Operating current at DC-13	
• at 24 V rated value	3 A
• at 125 V rated value	0.55 A
• at 250 V rated value	0.27 A
• at 400 V rated value	0.12 A

(Siemens, 2018)

Anexo 4. Especificaciones elementos de maniobra y control

Contactor 3TF2911-0BB4

General technical data	
Size of contactor	0
Protection class IP	
• on the front	IP20
Reference code acc. to DIN 40719 extended according to IEC 204-2 acc. to IEC 750	K
Reference code acc. to DIN EN 81346-2	Q
Ambient conditions	
Ambient temperature	
• during operation	-25 ... +55 °C
Main circuit	
Number of poles for main current circuit	3
Number of NO contacts for main contacts	3
Number of NC contacts for main contacts	0
Operating current	
• at AC-1 at 400 V	
— at ambient temperature 40 °C rated value	16 A
• at AC-3	
— at 400 V rated value	5 A
• at AC-4 at 400 V rated value	1.9 A
Operating power	
• at AC-1	
— at 400 V rated value	10 kW
• at AC-3	
— at 400 V rated value	2.2 kW
• at AC-4 at 400 V rated value	850 W
Control circuit/ Control	
Type of voltage of the control supply voltage	DC
Control supply voltage at DC	
• rated value	24 V
Control version of the switch operating mechanism	conventional

(Siemens, 2018)

Relé LZS:RT4B4L24.

Control circuit/ Control	
Control supply voltage at DC	
• rated value	24 V
Operating range factor control supply voltage rated value at DC	
• initial value	0.9
• Full-scale value	1.4
Closing delay	
• at DC	8 ms
Opening delay	
• at DC	6 ms
Design of the relay operating mechanism	poled
Product component Plug-in socket	Yes
Design of the snap-on socket base	Logical
Short-circuit protection	
Design of the fuse link	
• for short-circuit protection of the auxiliary switch required	fuse gG: 10 A
Auxiliary circuit	
Type of switching contact	Changeover contact
Material of switching contacts	AgNi 90/10
Number of NC contacts	
• for auxiliary contacts	0
Number of NO contacts	
• for auxiliary contacts	0
Number of CO contacts	
• for auxiliary contacts	2
Operating current of auxiliary contacts at AC-15	
• at 250 V	3 A
Operating current at DC-13	
• at 24 V rated value	2 A
Operating current of auxiliary contacts at DC-13	
• at 24 V	2 A
Main circuit	
Type of voltage	DC

(Siemens, 2018)

LOGO 6ED1052-1HB00-0BA6.

Display	
with display	Yes
Installation type/mounting	
Mounting	on 35 mm DIN rail, 4 spacing units wide
Supply voltage	
Rated value (DC)	
• 24 V DC	Yes
permissible range, lower limit (DC)	20.4 V
permissible range, upper limit (DC)	28.8 V
Rated value (AC)	
• 24 V AC	Yes
Line frequency	
• permissible range, lower limit	47 Hz
• permissible range, upper limit	63 Hz
Time of day	
Time switching clocks	
• Number	8
• Power reserve	80 h
Digital inputs	
Number of digital inputs	8
Digital outputs	
Number of digital outputs	4; Relays
Short-circuit protection	No; external fusing necessary
Relay outputs	
Switching capacity of contacts	
— with inductive load, max.	3 A
— with resistive load, max.	10 A
Ambient conditions	
Ambient temperature during operation	
• min.	0 °C
• max.	55 °C
Dimensions	
Width	72 mm
Height	90 mm
Depth	55 mm

(Siemens, 2018)