



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO
CARRERA DE MECATRÓNICA

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA PORCIONADORA DE MASA PARA
LA ELABORACIÓN DE TRUFAS DE CHOCOLATE DE 10 GR DE PESO PARA LA
EMPRESA SALINERITO**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
Título de Ingeniero en Mecatrónica

AUTOR: CARLOS ALBERTO PARRA CUENCA
JEAN CARLO ROSERO SANTILLÁN

TUTOR: FABIO EDUARDO OBANDO HERRERA

Quito – Ecuador

2023


CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUDITORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Carlos Alberto Parra Cuenca con documento de identificación N° 1726874769 y Jean Carlo Rosero Santillán con documento de identificación N° 0603956939; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Quito, 27 de septiembre del año 2023

Atentamente,



Carlos Alberto Parra Cuenca
1726874769



Jean Carlo Rosero Santillán
0603956939

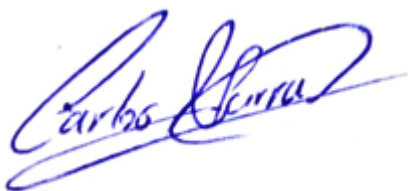
**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, Carlos Alberto Parra Cuenca con documento de identificación No. 1726874769 y Jean Carlo Rosero Santillán con documento de identificación No. 0603956939, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores de Propuesta Tecnológica: “Diseño y simulación de una máquina porcionadora de masa para la elaboración de trufas de chocolate de 10 gr de peso para la empresa Salinerito”, la cual ha sido desarrollada para optar por el título de: Ingeniero en Mecatrónica, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 27 de septiembre del año 2023

Atentamente,



Carlos Alberto Parra Cuenca
1726874769



Jean Carlo Rosero Santillán
0603956939

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Fabio Eduardo Obando Herrera con documento de identificación N° 1707982169 docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA PORCIONADORA DE MASA PARA LA ELABORACIÓN DE TRUFAS DE CHOCOLATE DE 10 GR DE PESO PARA LA EMPRESA SALINERITO, realizado por Carlos Alberto Parra Cuenca con documento de identificación N° 1726874769 y Jean Carlo Rosero Santillán con documento de identificación N° 0603956939, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción de Propuesta Tecnológica que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 27 de septiembre del año 2023

Atentamente,



Ing. Fabio Eduardo Obando Herrera, MSc

1707982169

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a mi padre Juan Parra y a mi madre Judith Cuenca, quienes han sido siempre mi inspiración y ejemplo a seguir; ya que han estado en todo momento de mi vida para apoyarme y guiarme con su amor incondicional. A mi hermano Juan Parra que siempre ha estado para apoyarme. A mis abuelos/as Lilia Mena, Rosa Cuenca y Segundo Cuenca, que me apoyaron y aconsejaron durante mi proceso de formación. Y a todos mis demás familiares y amigos que me acompañaron en este arduo camino de la vida.

(Parra C.)

Dedico esta tesis a mi familia y amigos. Su presencia en mi vida ha sido una fuente inagotable de inspiración y motivación para superar cada obstáculo. Cada logro que alcanzo tiene un pedacito de ustedes en él.

Gracias por creer en mí y por ser mi apoyo incondicional en los momentos de duda. Esta tesis no solo es el resultado de mi esfuerzo, sino también un reflejo del amor y la confianza que ustedes depositaron en mí.

(Rosero J.)

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a las personas e instituciones que contribuyeron de manera significativa a la realización de esta tesis; sin su apoyo, este logro no hubiera sido posible. Agradezco a mi supervisor y guía, Ing. Fabio Obando PhD, por su valiosa orientación, paciencia y dedicación a lo largo de todo el proceso. También quiero extender mi gratitud a todos los docentes de la Universidad Politécnica Salesiana, quienes durante todos estos años compartieron su sabiduría y experiencia conmigo. Además, quiero reconocer el respaldo de mis amigos y familiares, quienes siempre estuvieron a mi lado, brindándome su aliento y comprensión durante los momentos más desafiantes; su amor y apoyo incondicional fueron un pilar fundamental en mi camino hacia la culminación de este trabajo.

(Parra C.)

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a mi familia, allegados y a todas las personas que contribuyeron de manera significativa a la realización de este proyecto. Sin su apoyo y colaboración, este logro no habría sido posible.

(Rosero J.)

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUDITORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	ii
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA	iii
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN.....	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
ÍNDICE DE CONTENIDO	vii
Índice de Figuras.....	xi
Índice de Tablas	xiv
RESUMEN	xvi
ABSTRACT.....	xvii
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
PROBLEMA DE ESTUDIO.....	1
JUSTIFICACIÓN.....	2
GRUPO OBJETIVO	3
OBJETIVOS.....	3
OBJETIVO GENERAL	3
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
CAPÍTULO I	4
MARCO TEÓRICO.....	4
1.1 Porcionadora de masa.....	4
1.2 Tipos de porcionadora de masa.....	4
1.2.1 Porcionadora neumática	4
1.2.2 Porcionadora mecánica.....	5

1.2.3	Porcionadora al vacío	5
1.2.4	Porcionadora automática	6
1.3	Tolva.....	6
1.4	Comparativa del tipo de tolvas según el flujo	8
1.5	Banda de transporte	8
1.5.1	Banda transportadora de rodillos	9
1.5.2	Banda transportadora modular.....	9
1.5.3	Banda transportadora plana	10
1.5.4	Banda transportadora de cinta curva	10
1.6	Proceso de mezclado	10
1.6.1	Tipos de mezclas	11
1.7	Dosificación	11
1.8	Marco Normativo	11
1.8.1	Normativa vigente RTE INEN 131	11
1.8.2	Reglamento Técnico Ecuatoriano RTE INEN 284.....	12
1.9	Diseño mecánico	12
1.10	Tornillo de potencia	13
1.11	Sensores.....	13
1.11.1	Sensor final de carrera	14
1.11.2	Sensor óptico	14
1.12	Materiales para el diseño.....	15
1.13	Automatismo eléctrico	16
1.13.1	Motor a pasos.....	16
1.13.2	Controlador de velocidad de motores A.C	17
1.14	Sistema de corte	17
1.15	Controlador PLC	17
CAPÍTULO II.....		19

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	19
2.1 Alternativa 1.....	19
2.2 Alternativa 2.....	19
2.3 Alternativa 3.....	19
2.4 Análisis y selección de alternativas de diseño	19
2.5 Análisis del sistema de porcionamiento	20
2.6 Análisis de los materiales.....	23
2.7 Análisis del tipo de tolva según su flujo	24
2.8 Análisis para el uso del motor en el sistema de corte.....	25
2.9 Análisis para el uso del controlador	26
CAPÍTULO III.....	28
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN	28
3.1 Análisis para encontrar la densidad de la masa de trufa de chocolate	28
3.2 Dimensionamiento de la tolva para la contención de la masa de Trufa	29
3.3 Cálculo de la banda de 500x200 mm	32
3.4 Cálculo de la banda de 1100x200 mm	47
3.5 Análisis de la fuerza necesaria para dosificar la masa de Trufa.....	58
3.6 Dimensionamiento de la boquilla ubicada en la salida de la tolva.....	60
3.7 Selección de perfiles estructurales cuadrados	62
3.8 Selección de rodamientos.....	63
3.9 Sistema de tornillo de potencia	64
3.10 Selección de motores y motoreductores.....	65
3.11 Simulación estática de la estructura	72
3.12 Simulación estática de la tolva	81
3.13 Esquema de control de la máquina.....	84
3.14 Diagrama de flujo del funcionamiento de la máquina	89
CAPÍTULO IV.....	91

ANÁLISIS Y RESULTADOS	91
4.1 Simulación de la máquina	91
4.2 Análisis económico estimado.....	92
4.3 Mano de obra.....	94
4.4 Total de costos de la máquina porcionadora de masa de trufa de chocolate.....	94
4.5 Tasa de interés de financiamiento o rendimiento mínimo requerido aceptable	95
4.6 Análisis para determinar el VAN	95
4.7 Tasa interna de retorno.....	96
CONCLUSIONES	98
RECOMENDACIONES.....	99
BIBLIOGRAFÍA	100
ANEXOS	104
PLANOS MECÁNICOS.....	104

Índice de Figuras

Figura 1. Porcionadora neumática [1].....	4
Figura 2. Porcionadora mecánica [2].....	5
Figura 3. Porcionadora al vacío [3].	5
Figura 4. Porcionadora Automática [4].	6
Figura 5. Tolva [5].....	7
Figura 6. Tolvas de flujo másico [5].....	7
Figura 7. Tolvas de flujo tubular [5].....	8
Figura 8: Banda transportadora de rodillos [9].....	9
Figura 9. Banda transportadora modular [11].....	9
Figura 10. Banda transportadora plana [13].	10
Figura 11. Banda transportadora de cinta curva [15].....	10
Figura 12. Fases del proceso de diseño que reconocen múltiples retroalimentaciones e iteraciones [20].....	13
Figura 13. Tornillo de potencia empleado para elevar un peso [23].	13
Figura 14. Finales de carrera [25].....	14
Figura 15. Sensor óptico [27].	15
Figura 16. Motor a pasos y placa controladora asociada [29].	17
Figura 17. PLC SIMATIC S7-1200 [32].	18
Figura 18. Dimensiones finales de la tolva.....	32
Figura 19. Guía para determinar la sección transversal del material [33].	32
Figura 20. Diseño de la banda de 500x200 mm.	47
Figura 21. Diseño de la banda de 500x200mm.	58
Figura 22. Representación del experimento.	59
Figura 23. Modelo de la boquilla para la tolva.	62
Figura 24. Diseño estructural de la máquina.	62

Figura 25. Dimensiones del rodamiento con pestaña F3BBC 30M-TPSS [34].	63
Figura 26. Datos mecánicos del rodamiento con pestaña F3BBC 30M-TPSS [34].	64
Figura 27. Información de montaje del rodamiento con pestaña F3BBC 30M-TPSS [34].	64
Figura 28. Sistema de tornillo de potencia. (a) Versión real del tornillo de potencia, (b) Versión simulada del tornillo de potencia [35].	65
Figura 29. Catálogo de la marca WEG para motoredutores [36].	66
Figura 30. Motoreductor Angular Italiano 1/4 Hp 30 Rpm Monofásico con sus planos del reductor [37].	67
Figura 31. Motoreductor Angular Italiano 1/4 Hp 35 Rpm Monofásico con sus planos del reductor [38].	68
Figura 32. Motor paso a paso con numeración 86HS68-4004 [39].	69
Figura 33. Driver MA860H [39].	70
Figura 34. Ubicación del motor paso a paso en la máquina para ejercer el trabajo de corte.	70
Figura 35. Fuerza aplicada en la parte superior de la estructura.	74
Figura 36. Fuerza aplicada en la parte media de la estructura.	75
Figura 37. Fuerza aplicada en el área de la tolva de dosificación.	76
Figura 38. Fuerza aplicada en la parte inferior de la estructura.	77
Figura 39. Fuerza general aplicada en la parte inferior de la estructura.	78
Figura 40. Fuerzas totales aplicadas en la estructura.	79
Figura 41. Mallado de la estructura.	79
Figura 42. Tensión de la estructura mediante análisis estático.	80
Figura 43. Desplazamiento de la estructura mediante análisis estático.	80
Figura 44. Factor de seguridad mediante análisis estático.	81
Figura 45. Presión aplicada en la tolva para su análisis.	82
Figura 46. Mallado de la tolva.	82
Figura 47. Tensión en la tolva mediante análisis estático.	83
Figura 48. Desplazamiento en la tolva mediante análisis estático.	83
Figura 49. Factor de seguridad en la tolva mediante análisis estático.	84

Figura 50. Variables de control de la máquina.	84
Figura 51. Salidas del PLC.	85
Figura 52. Conexiones del motor monofásico para tornillo de potencia.	87
Figura 53. Conexiones de los motores monofásicos. (a) Motor de la banda 500x200 mm, (b) Motor de la banda 1100x200 mm.	87
Figura 54. Conexiones del driver de control del motor paso a paso.	88
Figura 55. Conexiones del motor a pasos con su driver de control.	88
Figura 56. Diagrama general de conexiones de sensores y actuadores de la máquina.	89
Figura 57. Diagrama de flujo del proceso de porcionamiento de masa de trufa de chocolate.	90
Figura 58. Número de porciones de trufa de chocolate vs Tiempo.	92

Índice de Tablas

Tabla 1. Comparativa entre la tolva de flujo másico y tubular [7].	8
Tabla 2. Clasificación de los sensores por el tipo de variable medida [24].	14
Tabla 3. Posibles materiales usados en la simulación.	15
Tabla 4. Análisis de alternativas del sistema de porcionamiento.	20
Tabla 5. Equivalencia de calificaciones para la selección del sistema de la máquina de porcionamiento.	22
Tabla 6. Calificación a las alternativas para la selección del sistema de la máquina de porcionamiento.	22
Tabla 7. Sistema de calificación para las alternativas de los materiales.	23
Tabla 8. Calificación de los materiales.	23
Tabla 9. Sistema de calificación para las alternativas del tipo de tolva.	24
Tabla 10. Calificación para los tipos de tolvas.	24
Tabla 11. Sistema de calificación para el motor del sistema de corte.	25
Tabla 12. Calificación de las alternativas del motor para el sistema de corte.	25
Tabla 13. Sistema de calificación para el uso del controlador.	26
Tabla 14. Calificación de las alternativas del controlador.	27
Tabla 15. Densidades experimentales de la Trufa.	28
Tabla 16. Valores de la tolva.	30
Tabla 17. Dimensionamiento de la tolva.	31
Tabla 18. Características de los materiales [33].	34
Tabla 19. Factor de ancho de la banda, C_b [33].	37
Tabla 20. Factor de longitud de la banda, C_l [33].	37
Tabla 21. Factor de servicio, K_f [33].	37
Tabla 22. Potencias adicionales de equipos auxiliares [33].	38
Tabla 23. Factor de Servicio, C_1 [33].	40
Tabla 24. Resistencias nominales RN de las bandas textiles (N/mm) [33].	41

Tabla 25. Valores del coeficiente de fricción, μ [33].	43
Tabla 26. Descripción de la Figura 24.	63
Tabla 27. Datos mecánicos del sistema de tornillo de potencia 2SS-MSJ-I 24:1 [35].	65
Tabla 28. Valores resultantes de las ecuaciones (18), (36) y (38).	66
Tabla 29. Valores resultantes de las ecuaciones (18), (36) y (38).	67
Tabla 30. Características del Driver MA860H [39].	69
Tabla 31. Características del motor paso a paso 86HS68-4004 [39].	69
Tabla 32. Peso de los elementos acoplados al equipo.	72
Tabla 33. Características y funcionamiento de las entradas en el PLC-1200.	85
Tabla 34. Características y funcionamiento de las salidas en el PLC-1200.	86
Tabla 35. Tiempos de trabajo.	92
Tabla 36. Costos aproximados para la máquina.	93
Tabla 37. Costos mano de obra.	94
Tabla 38. Costo total de la máquina.	94
Tabla 39. Tasa de descuento (TMAR).	95
Tabla 40. Flujo neto de caja.	95
Tabla 41. Valor actual neto (VAN).	96
Tabla 43. Tasa interna de retorno (TIR).	96

RESUMEN

El presente trabajo de titulación se centra en el diseño y la simulación de una máquina porcionadora de masa de trufas, en este contexto el objetivo es realizar el cambio exitoso de una producción manual a una automatizada, que brinde a la microempresa una solución eficiente para aumentar su capacidad productiva y mejorar su competitividad. La producción artesanal enfrenta limitaciones en varios aspectos como el volumen, la eficiencia, los tiempos de producción, capacidad de personal. Además, los costos relacionados a la producción artesanal pueden llegar a ser insostenibles con el tiempo, por tanto, la implementación de una máquina automática porcionadora de masa para trufas representa una mejora en la eficiencia, productividad y ayudaría a liberar recursos humanos que pueden ser reasignados a diferentes áreas dentro de la microempresa.

El diseño y simulación de la máquina porcionadora de masa para trufas adaptada a las necesidades específicas de la microempresa será considerada también en el aspecto económico sabiendo que la transición de una producción artesanal a una producción automatizada requiere de una inversión inicial, es importante analizar los beneficios a largo plazo que pueden ser verificados en términos de eficiencia, productividad y costos laborales. Al eliminar la necesidad de emplear personal para tareas del porcionado manual, se puede asignar estos recursos a otras áreas de la empresa o incluso en la contratación de personal especializado en áreas clave dentro de la microempresa. Los beneficios no serán únicamente dentro del aspecto económico, también se debe considerar el impacto dentro del mercado y la competitividad de la empresa teniendo una posición más sólida dentro del mercado de la confitería.

ABSTRACT

The present titling work focuses on the design and simulation of a truffle dough portioning machine, in this context the objective is to make the successful change from manual production to an automated one, which provides microenterprises with an efficient solution to increase their productive capacity and improve their competitiveness. Artisanal production faces limitations in various aspects such as volume, efficiency, production times, staff capacity. In addition, the costs related to artisan production can become unsustainable over time, therefore, the implementation of an automatic dough portioning machine for truffles represents an improvement in efficiency, productivity and would help free up human resources that can be reallocated. to different areas within the microenterprise.

The design and simulation of the truffle dough proportioning machine adapted to the specific needs of the microenterprise will also be considered in the economic aspect, knowing that the transition from artisanal production to automated production requires an initial investment, it is important to analyze the benefits in the long term that can be verified in terms of efficiency, productivity and labor costs. By eliminating the need to employ personnel for manual portioning tasks, these resources can be assigned to other areas of the company or even in the hiring of specialized personnel in key areas within the microenterprise. The benefits will not only be within the economic aspect, the impact within the market and the competitiveness of the company must also be considered, having a more solid position within the confectionery market.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

PROBLEMA DE ESTUDIO

Actualmente existe un auge competitivo entre microempresas dedicadas a la chocolatería fina, debido a que es uno de los productos más consumidos a nivel mundial, dentro de este auge la microempresa Salinerito es pionera en la elaboración de productos artesanales.

Debido a la competencia latente dentro del sector, la microempresa Salinerito ha tomado parte de las innovaciones competentes dentro de su producción para mantenerse activo en el mercado, innovando sus procesos e instalaciones acorde a los avances tecnológicos en la industria.

La productividad en la empresa está determinada por los tiempos de fabricación del producto, para que la rentabilidad sea óptima debe cumplir con el menor tiempo posible, el uso de tecnología avanzada y equipamiento moderno aumenta tanto la velocidad y precisión de los procesos de producción.

Dentro de la empresa existe un mejoramiento continuo por lo que se requiere innovar en aquellas líneas de producción para optimizar, disminuir costos de operación y aumentar la calidad del producto.

La empresa Salinerito fabrica actualmente el producto conocido como “Trufa” a base de chocolate, este al ser elaborado de forma artesanal su principal problemática se enfoca en el peso individual de cada trufa que puede variar desde los 8 g hasta los 11 g y se requiere de un peso estándar de 10 g en toda su producción, es necesario el control para este producto debido a que en el empaque de su producto “Mix chocolate surtido Salinerito” está declarado un peso total de 150 g y debido a la irregularidad en el peso de la trufa este no puede cumplir con el peso requerido.

Con lo anteriormente planteado se propone como solución una porcionadora de masa automatizada para la trufa de chocolate, que permitirá optimizar el tiempo usado para su elaboración, los recursos humanos encargados de darle el tamaño de la trufa sin considerar el peso necesario para cumplir con los estándares, aumentando así la producción. Haciendo uso tanto de la simulación, diseño, sistema de control, se cumplirá con el prototipo de una máquina porcionadora para la elaboración de trufas de chocolate de 10 g de peso.

JUSTIFICACIÓN

Dentro de la empresa Salinerito existe un amplio catálogo de productos que comercializan, como quesos y otros derivados lácteos, que conforman la variada gama de productos de la marca campesina comunitaria Salinerito.

Otro campo de producción que posee esta empresa se centra en el chocolate, uno de sus productos estrella las fundas de bombones con un peso estandarizado de 150 g, dentro de esa bolsa se encuentran 3 tipos diferentes bombones estos pueden ser de 10, 9 y 5 g respectivamente y dentro de este paquete también se encuentran las trufas que deberían tener un peso estándar de 12 g (este peso está distribuido de tal forma que sus 10 g son de su masa principal antes de sus aditivos correspondientes), tal como se requiere.

La elaboración de esta trufa requiere un proceso especial y diferente al resto de productos, debido a que su masa tiene propiedades diferentes, dentro de esta, la más destacable es su densidad, debido a esa característica particular, se debe amasar y cortar manualmente haciendo uso de entre diez a quince trabajadores, el proceso completo desde la mezcla del chocolate hasta el corte de la masa es alrededor de 16 horas, usando tiempo que podría ser empleado en diferentes campos dentro de la industria, por su alta dificultad de ser cortada en máquinas prefabricadas para este proceso, a partir de este antecedente se ha realizado el corte de las trufas manualmente haciendo que su masa tenga variaciones desde los 8 g hasta los 11 g haciendo que el peso final de la bolsa de bombones sea irregular y se presenten inconvenientes al momento de cumplir con el peso estándar requerido.

Debido a esta serie de complicaciones se realizará una máquina acorde a las necesidades y planteamientos solicitados, tomando en cuenta todos los parámetros necesarios se realizará un estudio de la masa a usar y se diseñará posteriormente una máquina haciendo uso de diferentes herramientas como son, Auto CAD, Solid Works entre otros, este al ser un prototipo se busca que al ser validado pueda fabricarse en acero inoxidable AISI 304 especialmente utilizado en la industria alimenticia, gracias a sus propiedades, el sistema encargado de realizar el control será un PLC, utilizado en el ámbito industrial.

GRUPO OBJETIVO

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y simular una máquina porcionadora de masa para la elaboración de trufas de chocolate de 10 g de peso para la empresa Salinerito.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analizar el proceso de elaboración de trufas para determinar los factores necesarios para un óptimo funcionamiento de la máquina.
- Simular los elementos mecatrónicos, para alcanzar los parámetros de entrada en la elaboración de trufas de chocolate.
- Elaborar los planos mecánicos y electrónicos de la máquina dosificadora para una futura implementación.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

Dentro del capítulo 1 se definen las justificaciones teóricas que permitirán sentar las bases del tema tratado en el trabajo de titulación.

1.1 Porcionadora de masa

Dispositivo utilizado en la industria alimentaria es usado para dividir masa en porciones de diferente tamaño uniformemente. Son comúnmente utilizadas en panaderías, pastelerías y fábricas de alimentos para optimizar la fabricación de productos que requieren una porción consistente de masa.

Consiste en un sistema de alimentación donde se introduce la masa, que será dividida en porciones según el tamaño deseado, estas pueden tener formas y pesos específicos, según los requerimientos del producto a realizar. Pueden ser manuales o automáticas, donde en las manuales se requiere la intervención de un operario que controle el proceso de la división de masa, mientras que en las automáticas al ser programables realizar el proceso de una forma autónoma según los parámetros establecidos.

En las máquinas automáticas se beneficia de varias ventajas como la reducción del trabajo manual, el correcto control de la masa al ser consistente de tamaño y peso, aumento en la producción, control de la calidad y uniformidad del producto.

1.2 Tipos de porcionadora de masa

1.2.1 Porcionadora neumática

Como se muestra en la Figura 1 es una máquina que consta de un recipiente, removedor además de un pistón de inyección, que es accionado por un cilindro de transmisión neumática. Es efectiva para dosificar distintos tipos de masas como cremas, pastas, masas, al ser automática, posee una cómoda implementación gracias a su adaptabilidad [1].



Figura 1. Porcionadora neumática [1].

1.2.2 Porcionadora mecánica

Esta máquina cuenta con un sistema mecánico como se evidencia en la Figura 2, que divide la masa en diferentes porciones ya sean grandes, pequeños o en cantidades específicas, depende del modelo y tamaño de la máquina. Usa un sistema de desplazamiento mecánico en función de prensado, corte mediante una palanca [2].



Figura 2. Porcionadora mecánica [2].

1.2.3 Porcionadora al vacío

Son máquinas utilizadas mayormente en panaderías y plantas de procesamiento de alimentos como en la Figura 3, utilizando un sistema de vacío para crear un vacío alrededor de la masa, esto permite dividirla en porciones de un tamaño uniforme. Funciona con una cámara de vacío, haciendo que se presione contra una cuchilla de corte. Son de montaje rápido, perfectas para un porcionado de peso exacto y usa masas blandas y firmes [3].



Figura 3. Porcionadora al vacío [3].

1.2.4 Porcionadora automática

Son usadas para grandes cantidades de masa que deben ser porcionadas de manera uniforme, usualmente se encuentran en grandes panaderías y plantas de procesamiento de alimentos. Su manejo es muy intuitivo al tener una interfaz configurable por el operario para los distintos procesos, no necesitan de aceite de corte como en otro tipo de porcionadoras, y garantiza un ahorro considerable de recursos [4]. Como se visualiza en la Figura 4.



Figura 4. Porcionadora Automática [4].

1.3 Tolva

Una tolva es un dispositivo cuyo uso es almacenar y dispensar diferentes tipos de materiales, estos pueden ser sólidos, polvos o líquidos. Su forma característica es una pirámide invertida o cónica como se muestra en la Figura 5, que cuenta con una abertura grande que es el lugar donde se recepta los materiales, y una abertura que determina de cierta forma el flujo del material de una manera controlada. Usualmente se pueden encontrar en la industria alimentaria, construcción, agricultura y procesos afines. Son ampliamente usadas en diferentes industrias como alimentos, cemento, minerales.

Existe una clasificación de dos tipos básicos de tolva: [5]



Figura 5. Tolva [5].

- **Tolvas de flujo másico:** Las tolvas de flujo másico son utilizadas en aplicaciones de dosificación de materiales a granel, donde se busca un control preciso del flujo del material usado. El diseño en este tipo de tolvas garantiza un flujo uniforme y constante del material desde la tolva al proceso subsiguiente. Dentro de su estructura se pueden encontrar alimentadores vibratorios o tornillos sin fin que ayudan a el flujo del material y evitar obstrucciones [6]. Los tipos de tolvas de flujo másico se aprecian en la Figura 6.



Figura 6. Tolvas de flujo másico [5].

- **Tolvas de flujo tubular:** Radica en un flujo en forma de canal, que se halla directamente situado en la boca de salida de la tolva como en la Figura 7, debido que al momento de descarga del material este se moverá todo a la vez, lo que puede llegar a provocar que tanto el caudal como la densidad del material varíen en durante la operación. También existen partes de la tolva donde al final el proceso de vaciado siga teniendo material residual, el que puede convertirse en inservible gracias a los cambios

de propiedades a lo largo del tiempo [7].



Figura 7. Tolvas de flujo tubular [5].

1.4 Comparativa del tipo de tolvas según el flujo

En la Tabla 1 se realiza la comparativa entre la tolva de flujo másico y flujo tubular donde se plasman los principales beneficios de cada tipo de tolva.

Tabla 1. Comparativa entre la tolva de flujo másico y tubular [7].

Tolva de flujo másico	Tolva de flujo tubular
<ul style="list-style-type: none"> • Elimina la posibilidad de obstrucciones del flujo • Minimiza los efectos asociados a la segregación por tamaños • Renovación del material (no existen zonas muertas) • El flujo es uniforme y fácil de controlar • La densidad del lecho de polvo que se descarga es prácticamente constante • Se aprovecha toda la capacidad del almacenado 	<ul style="list-style-type: none"> • La altura necesaria para la misma capacidad es mejor • Las presiones que soportan las paredes son más bajas • La abrasión sobre las paredes es menor

1.5 Banda de transporte

Es un componente implementado en la mayoría de los procesos automáticos, que permite transportar entre varios puntos materiales que serán llevados a diferentes procesos de fabricación o productos que serán almacenados, este proceso aumenta al ritmo de trabajo. El

funcionamiento de la banda de transporte es mediante una cinta que se encuentra sobre rodillos o tambores que permiten un movimiento continuo, se debe tener en cuenta la carga que será capaz de soportar a su vez de la velocidad necesaria para el movimiento de los materiales. Existen variedad de bandas transportadoras a continuación las más comunes: [8].

1.5.1 Banda transportadora de rodillos

Consiste en una serie de rodillos como se muestra en la Figura 8, que reducen la fricción y las cargas manuales haciendo que la materia se deslice o ruede a lo largo de la banda. Facilitando un transporte suave y eficiente de los productos [8].



Figura 8: Banda transportadora de rodillos [9].

1.5.2 Banda transportadora modular

En la Figura 9 se observa que el tipo de banda modular utiliza un sistema deslizante en módulos de plástico con agujeros precisamente encajados. Esta forma de diseño garantiza una prolongada durabilidad de la banda. Es especialmente adecuada para la industria alimentaria gracias al bajo mantenimiento que requiere y su facilidad para la limpieza [10].

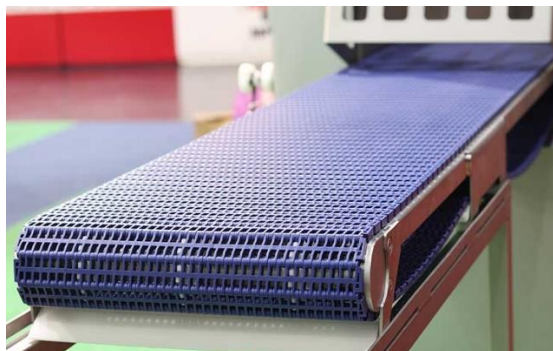


Figura 9. Banda transportadora modular [11].

1.5.3 Banda transportadora plana

Están compuesta de una cinta continua y plana, es desplazada mediante poleas motorizadas, estas poleas pueden ser fabricadas de materiales sintéticos o naturales como en la Figura 10. Tiene una gran versatilidad gracias a la posibilidad de agregar diferentes características adicionales, pueden ser unidades centrales o barras, según se requiera. Son utilizadas principalmente en áreas de lavado y ensamblaje [12].

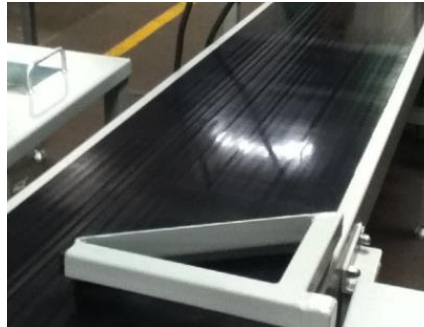


Figura 10. Banda transportadora plana [13].

1.5.4 Banda transportadora de cinta curva

Es un tipo de banda como se observa en la Figura 11, es muy útil para momentos donde el espacio a utilizar es limitado, permite la redirección del producto en diferentes puntos. En este dispositivo las cargas se deslizan en menor cantidad, aunque la implementación de esto es más costosa que las curvas con rodillos [14].



Figura 11. Banda transportadora de cinta curva [15].

1.6 Proceso de mezclado

El trabajo principal del proceso de mezclado es generar mezclas nuevas ya sean homogéneas o heterogéneas a partir de materia sólida, líquida o gaseosa. Los factores decisivos en este procedimiento son la proporción de las sustancias en la mezcla, la duración de la mezcla y la

cantidad de energía aplicada durante el proceso. Dentro de los procesos se emplea la tecnología de mezclado, utilizando herramientas como agitadores, amasadores, mezcladores de fluidos o mezcladoras de caída libre para lograr resultados económicos satisfactorios [16].

1.6.1 Tipos de mezclas

Se conocen dos tipos de mezclas:

- **Mezclas homogéneas:** Las mezclas homogéneas son aquellas que no pueden distinguirse a simple vista. Un ejemplo es cuando el azúcar se disuelve en el café. Estas soluciones están compuestas por un soluto, como el azúcar, que se disuelve en un disolvente, como el café [17].
- **Mezclas heterogéneas:** Son aquellas mezclas que pueden ser distinguidas a simple vista están compuestas por sustancias físicamente diferentes. En general, los elementos mezclados pueden separarse fácilmente [17].

1.7 Dosificación

La dosificación es crucial en la producción industrial, debido a varios factores como la cantidad precisa, la distribución correcta de materiales y la sucesión cronológica. Se utiliza en diversos sectores como en la industria química, maquinaria, alimentaria y farmacéutica. Es una parte indispensable de la producción moderna y eficiente, en la industria alimenticia este proceso va ganando cada vez más relevancia [18].

1.8 Marco Normativo

1.8.1 Normativa vigente RTE INEN 131

Este conjunto de reglamentos define aquellos requisitos que se deben cumplir y tomar en cuenta en las maquinarias utilizadas para el manejo o procesamiento de alimentos para garantizar la seguridad, la vida, salud y el medio ambiente. El mencionado reglamento incluye en sus clasificaciones a las máquinas utilizadas para procesar confites y productos relacionados con la elaboración de cacao o producción de chocolate con el número 8438.20, a su vez el reglamento determina que “la maquinaria para procesamiento de alimentos en su diseño debe cumplir lo establecido en la Norma UNE-EN 1672-2 vigente”[19]. También en el apartado electrónico se debe considerar con una protección IP54 según la norma IEC 60529 vigente, además “los elementos de una máquina automatizada que deban sustituirse con frecuencia deben montarse y desmontarse con facilidad y con total seguridad” [19].

1.8.2 Reglamento Técnico Ecuatoriano RTE INEN 284

“Este Reglamento Técnico se aplica tanto a preenvasados/preempacados de fabricación nacional como de importación que se comercialicen en el Ecuador” [20]. El reglamento hace referencia a los métodos utilizados para asegurar la precisión de los contenidos en productos previamente envasados o empacados, de esta forma se verifican los pesos declarados ya sean en unidades de volumen o masa, con el objetivo de evitar irregularidades en el producto final. Considerando que los productos preempacados son aquellos que han sido medidos o pesados antes de formar parte de un empaque cerrado que los contenga.

A la vez se menciona que se puede aplicar en “productos individuales, incluyendo a los productos que conformen un envase múltiple y productos formados por dos o más envases individuales que no estén destinados a ser vendidos por separado” [20]. Y se debe tomar en cuenta que “el contenido neto nominal del producto preenvasado/preempacado esté debidamente expresado en unidades del Sistema Internacional, SI ” [20].

1.9 Diseño mecánico

Diseñar es el proceso de crear un plan destinado a satisfacer una necesidad concreta o resolver un problema específico. “Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse” [20].

Además, el modelo mecánico tiene por objetivo optimizar el funcionamiento de los sistemas mecánicos existentes, ya sea mejorando su rendimiento, reduciendo su costo de producción o mejorando su seguridad [21].

En la Figura 12 se presentan las fases del proceso de diseño que reconocen múltiples retroalimentaciones e iteraciones [20].

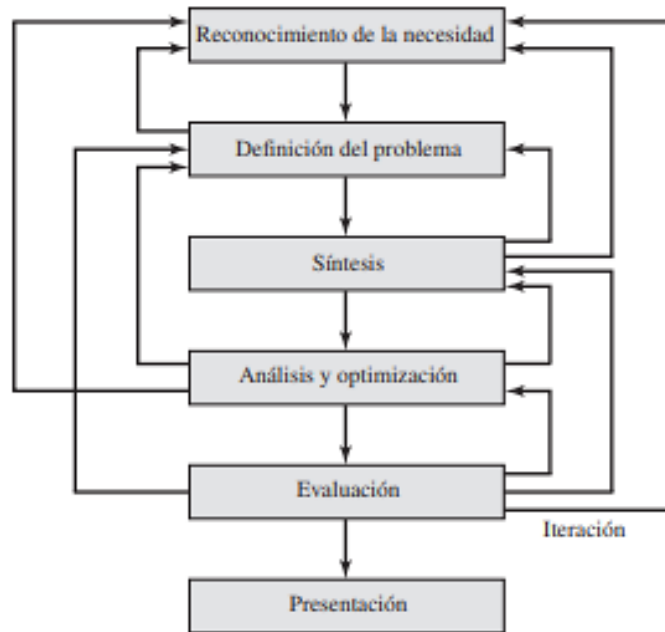


Figura 12. Fases del proceso de diseño que reconocen múltiples retroalimentaciones e iteraciones [20].

1.10 Tornillo de potencia

Dispositivo cuyo propósito es convertir el movimiento rotatorio en movimiento línea y transmitir potencia como se presenta en la Figura 13. Son usados en los tornos, prensas, gatos, y cualquier dispositivo que requiera generar una fuerza de sujeción o levantamiento. Usados comúnmente para facilitar el levantamiento de pesos, compactar objetos u obtener posiciones precisas en tornos o fresadoras [22].

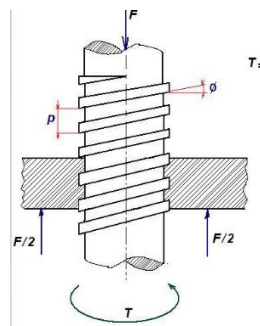


Figura 13. Tornillo de potencia empleado para elevar un peso [23].

1.11 Sensores

Son dispositivos que son intermediarios entre una variable física y el sistema de medida, la Tabla 2 presenta la clasificación de los sensores según la variable física que deben medir, haciendo que sea un módulo de entrada. Estos envían señales eléctricas como salidas, pueden

ser digitales o analógicas. Son utilizados en gran medida para la automatización de procesos o industrias [24].

Tabla 2. Clasificación de los sensores por el tipo de variable medida [24].

Clasificación de los sensores según la variable física a medir	De posición, velocidad y aceleración
	De nivel y proximidad
	De humedad y temperatura
	De fuerza y deformación
	De flujo y presión
	De color, luz y visión
	De gas y pH
	Biométricos
	De corriente

1.11.1 Sensor final de carrera

Son sensores de proximidad de contacto mostrados en la Figura 14, usados para detectar tanto la presencia o ausencia de objetos que genera un cambio sea una señal eléctrica o mecánica, pueden ser usados en procesos de conteo o donde se necesite saber la posición final de un objeto. Su principal ventaja es gracias a su precisión y confiabilidad, pero debido a su constante uso sufre un desgaste por lo que requiere un mantenimiento regular [25].

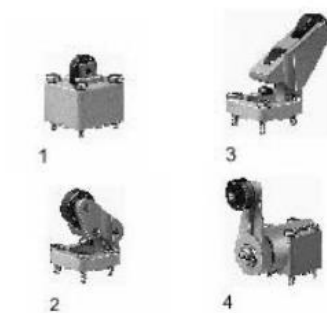


Figura 14. Finales de carrera [25].

1.11.2 Sensor óptico

Dispositivo observado en la Figura 15, que usa la luz para detectar y medir diferentes características. Usan diferentes principios para recopilar la información como son: la reflexión, absorción o la transmisión de luz, dichas características hacen que la información obtenida sea convertida en una señal eléctrica para ser usada en diferentes sistemas [26].



Figura 15. Sensor óptico [27].

1.12 Materiales para el diseño

Dentro de la industria alimenticia existen gran variedad de aceros y materiales con características especiales debido a que estarán en contacto con productos que pueden cambiar las propiedades de diferentes materiales. Entre ellos se detallan en la Tabla 3:

Tabla 3. Posibles materiales usados en la simulación.

Material	Ventaja	Desventaja
Acero Inoxidable AISI 316	<ul style="list-style-type: none"> • Resistencia a la corrosión • Durabilidad y resistencia mecánica 	<ul style="list-style-type: none"> • Costo elevado • Dificultad al ser soldado
Acero Inoxidable AISI 304	<ul style="list-style-type: none"> • Facilidad de limpieza por su superficie poco porosa • No es magnético • Buena soldabilidad 	<ul style="list-style-type: none"> • Baja resistencia en altas temperaturas • Menor resistencia a la corrosión en entornos agresivos
Acero Inoxidable AISI 430	<ul style="list-style-type: none"> • Resistencia a la corrosión en entornos no agresivos • Costo más bajo en comparación a otros aceros inoxidable 	<ul style="list-style-type: none"> • Menor resistencia mecánica (capacidad de carga) • Sensible a la fragilización en altas temperaturas
Poliéster	<ul style="list-style-type: none"> • Resistente a la tracción 	<ul style="list-style-type: none"> • Tiende a la

	<ul style="list-style-type: none"> • Bajo coeficiente de fricción 	<ul style="list-style-type: none"> • absorción de líquidos • Puede deformarse en altas temperaturas
Poliuretano	<ul style="list-style-type: none"> • Alta flexibilidad • Resistencia a los productos químicos y aceites 	<ul style="list-style-type: none"> • Sensible a altas temperaturas • Dificultad de reparación
Acero Estructural A36	<ul style="list-style-type: none"> • Alta Resistencia • Buena Fusibilidad • Buena Soldabilidad • Gran elasticidad • Durabilidad 	<ul style="list-style-type: none"> • Fractura frágil • Corrosión • Susceptible al pandeo • Costo de protección contra fuego

1.13 Automatismo eléctrico

Los mecanismos eléctricos cumplen una función primordial en la automatización de un proceso, son dispositivos destinados a la conexión, desconexión o regulación de la corriente que posteriormente ira destinada a los diferentes receptores sean estos motores eléctricos, lámparas. Están conformados por pulsadores, interruptores, detectores, dispositivos de señalización, de regulación, contactores y una variedad de componentes [28].

1.13.1 Motor a pasos

Se trata de un motor eléctrico que transforma señales eléctricas en movimiento mecánico, son motores utilizados debido a que el movimiento producido puede ser monitoreado y así obtener el valor de ángulo exacto de su rotación a través de un control del motor. No producen un gran

torque en comparación a otros motores debido a que son utilizados en equipos que requieren un movimiento a pasos [29].

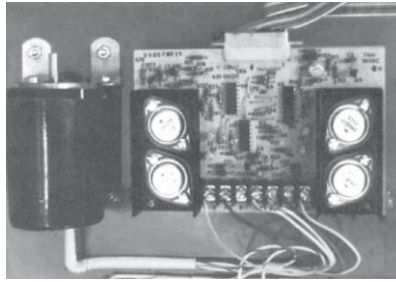


Figura 16. Motor a pasos y placa controladora asociada [29].

1.13.2 Controlador de velocidad de motores A.C

Los motores AC son muy usados en sistemas de automatización debido a su facilidad de integración, para controlar la velocidad de este tipo de motores se usan métodos de variación de frecuencia y deslizamiento que se basan en la variación del número de polos de la máquina. El uso de este sistema es para tener un control más preciso y estable de la velocidad del motor [30].

1.14 Sistema de corte

Se refiere a un sistema conjunto de herramientas, mecanismos o dispositivos que son usados para dividir, porcionar o cortar materiales en distintas formas según sea requerido. Usualmente son usados en industrias como la fabricación de piezas, construcción, agricultura, alimentación, medicina y otras.

Pueden contar con cuchillas, discos, laser, agua a presión, plasmas o cualquier método de corte, son activados de diferentes maneras, mediante energía eléctrica, neumática, hidráulica o a su vez puede funcionar de forma automática controlada por computadoras.

1.15 Controlador PLC

Es un dispositivo electrónico llamado Controlador Lógico Programable (PLC) mostrado en la Figura 16, es usado para el control y monitoreo de procesos secuenciales en tiempo real. Consta tanto de entradas como salidas que pueden ser, digitales, analógicas. Además, puede acoplarse diferentes módulos según sea requerido. Su funcionamiento está diseñado para recibir las señales de entrada y producir una señal de salida para controlar diferentes dispositivos como motores, válvulas, luces y diferentes componentes que forman parte del sistema [31].



Figura 17. PLC SIMATIC S7-1200 [32].

CAPÍTULO II

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

En el capítulo II se realiza una serie de comparativas de las posibles elecciones que darán solución a las dificultades del análisis.

2.1 Alternativa 1

En esta alternativa se propone una máquina en donde la masa se coloca en una tolva que se encuentra en la parte superior de la misma, la masa cae hacia una plancha que coloca la masa de forma horizontal a una plataforma donde se realizara el corte. Un cilindro neumático que está conectado a un sistema de aire comprimido que actúa como un pistón que mueve una cuchilla de manera vertical, cortando la masa en porciones del tamaño deseado.

Esta alternativa cumple la función del apropiada para el diseño, sin embargo, existe la posibilidad a largo plazo que existan deformaciones en la estructura debido a la fuerza que ejerce el cilindro neumático al momento del corte.

2.2 Alternativa 2

Esta opción contiene una estructura rígida que usa una tolva donde se carga la masa, para posteriormente con un pistón hidráulico se desplaza hacia adelante y llenar una cámara que, una vez esté llena con la cantidad deseada de masa, el pistón se retrae y una cuchilla corta la masa en porciones individuales. La alternativa 2 satisface el propósito del diseño, pero posee limitaciones en la viscosidad de la masa, que pueden afectar el rendimiento del pistón.

2.3 Alternativa 3

En esta última alternativa se propone una máquina con estructura móvil, cuenta con una tolva de flujo tubular que será cargada mediante una banda transportadora donde se coloca la masa, posterior a su carga se activa un tornillo de potencia vertical a la tolva que empuja mediante un pistón a la masa, que mediante una boquilla toma una forma definida donde será porcionada por una cuchilla giratoria donde la velocidad de corte está controlada mediante un módulo de control de velocidad y caerá a una banda transportadora.

2.4 Análisis y selección de alternativas de diseño

Se realizó una investigación de los sistemas actuales utilizados para el porcionamiento de masa, luego de un análisis de los diferentes procesos requeridos del sistema, como son: la

alimentación del producto para su posterior porcionamiento, el sistema de control, el sistema de corte, que fueron basadas en las necesidades requeridas, además de realizar un comparativa entre ventajas y desventajas del sistema a usar, para determinar el diseño apropiado que cumplirá con los estándares requeridos.

2.5 Análisis del sistema de porcionamiento

Para escoger el sistema de alimentación adecuado se realiza un análisis de los sistemas usados en distintas máquinas porcionadoras, mostrado en la Tabla 4, para seleccionar una solución que sea adecuada para la máquina.

Tabla 4. Análisis de alternativas del sistema de porcionamiento.

	Tipo de Porcionadora	Funcionamiento	Ventajas	Desventajas
Alternativa 1	Porcionadora neumática	Un tipo de porcionadora que utiliza aire comprimido para dosificar los alimentos. El aire es utilizado para llenar y expulsar el producto del cilindro.	Se caracteriza por su capacidad para dosificar productos delicados de manera precisa y suave, sin dañar la estructura o integridad. Como pueden ser masas suaves, rellenos, salsas u otros alimentos que requieran un manejo delicado.	Requiere un mantenimiento de mayor nivel debido a que tiene la necesidad de mantener y limpiar los componentes neumáticos para garantizar un rendimiento óptimo evitando obstrucciones o fugas. Además del correcto control de la presión de aire.

<p style="text-align: center;">Alternativa 2</p>	<p style="text-align: center;">Porcionadora mecánica</p>	<p>Puede usar distintas formas para la dosificación de la masa, esta puede ser mediante un tornillo sinfín, una cuchara u otro dispositivo similar. Este mecanismo recoge una cantidad específica de masa de la tolva y la lleva a la siguiente etapa del proceso.</p>	<p>La simplicidad y confiabilidad en el funcionamiento, debido a los mecanismos y sistemas mecánicos como engranajes, levas, manivelas, usados para dosificar la masa. Tienden a ser duraderas y son fáciles de operar.</p>	<p>Pueden tener limitaciones en la precisión y versatilidad en la dosificación, puede estar sujeto a ciertas tolerancias y variaciones.</p>
<p style="text-align: center;">Alternativa 3</p>	<p style="text-align: center;">Porcionadora Automática</p>	<p>Se configuran los parámetros de dosificación antes de iniciar el proceso, una vez que el producto esta adicionado empieza a funcionar porcionando de manera automática haciendo uso de sensores, controladores y mecanismos automáticos para dosificar la cantidad precisas del producto.</p>	<p>Gracias a su alta eficiencia y precisión en el proceso de dosificación reducen la intervención manual, que permite una mayor velocidad de producción.</p>	<p>Su costo inicial y los requerimientos del mantenimiento hacen de esta porcionadora un equipo costoso en comparación a porcionadoras semiautomáticas.</p>

Se realiza un análisis de las alternativas donde se evaluarán diferentes criterios que son requeridos para alcanzar los parámetros requeridos mostrados en la Tabla 5, donde se asignaran valores de 0 a 10 puntos, la alternativa seleccionada será la que posea el valor final más alto.

Tabla 5. Equivalencia de calificaciones para la selección del sistema de la máquina de porcionamiento.

Criterios para la evaluación	Equivalencia de calificación		
	0 a 3	4 a 7	8 a 10
Costo de construcción	Alto	Medio	Bajo
Área de uso	Grande	Medio	Bajo
Facilidad de manejo	Difícil	Normal	Fácil
Exactitud de porcionado	Bajo	Normal	Alto
Velocidad de operación	Bajo	Medio	Alto
Disponibilidad de materiales	Escaso	Normal	Abundante

A partir de la Tabla 5 se realiza una nueva donde se da la calificación a cada alternativa con el fin de obtener la alternativa que mejor se adapte a las necesidades requeridas.

Tabla 6. Calificación a las alternativas para la selección del sistema de la máquina de porcionamiento.

Criterios para la evaluación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo de construcción	4	5	3
Área de uso	4	4	5
Facilidad de manejo	5	6	7
Exactitud de porcionado	8	6	8
Velocidad de operación	8	6	8
Disponibilidad de materiales	6	6	7
TOTAL	35	33	38

Como resultado se obtuvo que la tercera alternativa, es decir una porcionadora con un sistema

automático siendo sus principales características la velocidad de operación, su fácil manejo y su exactitud en el porcionado, haciendo de esta la mejor solución para cubrir con las necesidades planteadas.

2.6 Análisis de los materiales

A partir de la Tabla 3, donde se describen los posibles materiales a usarse en la estructura de la máquina se genera una Tabla 7 donde se definen los criterios a calificar de cada alternativa.

Tabla 7. Sistema de calificación para las alternativas de los materiales.

Criterios para la evaluación	Equivalencia de calificación		
	1-3	4-7	8-10
Costo	Elevado	Normal	Bajo
Disponibilidad	Escaso	Normal	Abundante
Resistencia a la corrosión	Bajo	Media	Alta
Resistencia a la temperatura	Bajo	Media	Alta
Soldabilidad	Baja	Media	Alta

En la Tabla 8 se realiza la evaluación de los materiales con características relevantes para el proyecto como la resistencia a la corrosión y la soldabilidad del material.

Tabla 8. Calificación de los materiales.

Criterios para la evaluación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo	5	5	7
Disponibilidad	8	8	8
Resistencia a la corrosión	5	8	3
Resistencia a la temperatura	6	6	3
Soldabilidad	7	7	3
TOTAL	31	34	24

Luego del análisis se puede evidenciar que la segunda alternativa, es decir, el Acero Inoxidable AISI 304, es la opción más viable para el diseño.

2.7 Análisis del tipo de tolva según su flujo

En la Tabla 9, se muestran las calificaciones que tendrán los tipos de flujo de tolvas, que fueron comparadas en la Tabla 1.

Tabla 9. Sistema de calificación para las alternativas del tipo de tolva.

Criterios para la evaluación	Equivalencia de calificación		
	1-3	4-7	8-10
Control de dosificación	Bajo	Normal	Elevado
Limpieza	Alto	Normal	Bajo
Espacio	Alto	Medio	Bajo
Costo	Alto	Medio	Alto
Mantenimiento	Alto	Medio	Bajo

A partir de la Tabla 10 se califica según las equivalencias mostradas en la Tabla 9.

Tabla 10. Calificación para los tipos de tolvas.

Criterios para la evaluación	Tolva de flujo másico	Tolva de flujo tubular
Control de dosificación	7	9
Limpieza	9	7
Espacio	3	6
Costo	8	9
Mantenimiento	8	7
TOTAL	35	38

La tolva de flujo tubular es la alternativa adecuada para el diseño de la porcionadora, tomando de referencia la calificación de la Tabla 10.

2.8 Análisis para el uso del motor en el sistema de corte

El tipo de motores que se tienen a consideración para el uso en el sistema de corte, son evaluados en diferentes criterios que se encuentran en la Tabla 11.

Tabla 11. Sistema de calificación para el motor del sistema de corte.

Criterios para la evaluación	Equivalencia de calificación		
	1-3	4-7	8-10
Precisión de posicionamiento	Baja	Normal	Elevada
Velocidad de movimiento	Baja	Normal	Alta
Fuerza y torque	Bajo	Medio	Alto
Complejidad de control	Complicado	Medio	Fácil
Costo	Alto	Medio	Bajo

A partir de la Tabla 11 se realiza la calificación del motor para el sistema de corte.

Tabla 12. Calificación de las alternativas del motor para el sistema de corte.

Criterios para la evaluación	Motor Lineal	Motor Neumático	Motor a pasos
Precisión de posicionamiento	9	6	8
Velocidad de movimiento	7	8	7
Fuerza y torque	7	7	6
Complejidad de control	6	7	9
Costo	6	8	8
TOTAL	35	36	38

En los resultados obtenidos en la Tabla 12, se evidencia que el motor a pasos es la alternativa que cumple con las especificaciones requeridas para el sistema de corte a diferencia de las otras.

2.9 Análisis para el uso del controlador

El tipo de controlador a usarse será sometido a calificación tomando en cuenta varios criterios que serán indispensables para cumplir con las necesidades mostrados en la Tabla 13.

Tabla 13. Sistema de calificación para el uso del controlador.

Criterios para la evaluación	Equivalencia de calificación		
	1-3	4-7	8-10
Escalabilidad y flexibilidad	Baja	Normal	Alta
Complejidad de la aplicación	Baja	Normal	Alta
Espacio y tamaño	Alto	Medio	Bajo
Capacidad de comunicación	Baja	Medio	Alta
Funciones de seguridad	Baja	Media	Alta
Costo	Alto	Medio	Bajo

A partir de la Tabla 13 se realiza la calificación correspondiente a los diferentes tipos de controladores seleccionados en la Tabla 14.

Tabla 14. Calificación de las alternativas del controlador.

Criterios para la evaluación	PLC Compacto	PLC Modular	PLC Logo
Escalabilidad y flexibilidad	6	9	4
Complejidad de la aplicación	5	8	7
Espacio y tamaño	8	6	9
Capacidad de comunicación	7	9	5
Funciones de seguridad	6	8	3
Costo	7	6	9
TOTAL	39	46	37

El PLC Modular es la alternativa viable mostrando sus puntos fuertes en la escalabilidad, flexibilidad y su capacidad de comunicación.

CAPÍTULO III

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

En el presente capítulo se lleva a cabo el análisis tanto de la parte mecánica como eléctrica de la máquina porcionadora de masa de trufa de chocolate.

3.1 Análisis para encontrar la densidad de la masa de trufa de chocolate

Para obtener la densidad correspondiente a la masa de la trufa se realizaron 9 muestras con forma esférica de las cuales se obtuvo como dato principal el peso (g) y el diámetro (mm) de cada una.

Para encontrar el volumen de la masa de trufa de chocolate se emplea la ecuación siguiente.

$$V = \frac{4}{3} \pi r^3 \quad (1)$$

Donde:

V: es el volumen de la masa (m³).

r: es el radio de la esfera (m).

Para encontrar la densidad de la masa de trufa de chocolate se emplea la ecuación siguiente.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2)$$

Donde:

ρ : es la densidad de la masa (kg/m³).

m: es el peso de la masa (kg).

V: es el volumen de la masa (m³).

Una vez reemplazados los datos en las ecuaciones (1) y (2) se obtienen los valores de la Tabla 15.

Tabla 15. Densidades experimentales de la Trufa.

Tabla de Densidades de la Trufa						
N° de Muestras	Peso (g)	Peso (kg)	Diámetro (mm)	Diámetro (m)	Volumen (m ³)	Densidad (ρ) (kg/m ³)
1	9	0.009	24.22	0.02422	0.000007439	1209.82

2	9	0.009	23.18	0.02318	0.000006521	1380.08
3	9	0.009	23.74	0.02374	0.000007006	1284.70
4	9	0.009	23.2	0.0232	0.000006538	1376.51
5	8	0.008	23	0.023	0.000006371	1255.76
6	8	0.008	23.3	0.0233	0.000006623	1207.88
7	9	0.009	23.8	0.0238	0.000007059	1275.01
8	9	0.009	24.14	0.02414	0.000007366	1221.89
9	40	0.04	39.24	0.03924	0.000031636	1264.37
Densidad promedio de la masa de trufa de chocolate						1275.11

Realizando un promedio de las densidades encontradas se tiene que la densidad de la masa de trufa de chocolate es de 1275 kg/m³.

3.2 Dimensionamiento de la tolva para la contención de la masa de Trufa

Para determinar las dimensiones de la tolva se emplean los siguientes datos iniciales:

- Masa a contener, $m = 5$ kg
- Densidad de la masa, $\rho = 1275.11$ kg/m³
- Altura inicial considerada para la tolva, $h_1 = 20$ cm

Para encontrar el volumen requerido para la tolva se emplea la ecuación siguiente.

$$V_{req} = \frac{m}{\rho} \quad (3)$$

Donde:

V_{req} : es el volumen requerido para la tolva (m³).

m : es la masa a contener en la tolva (kg).

ρ : es la densidad de la masa (kg/m³).

Para encontrar área de la tolva se emplea la ecuación siguiente.

$$A_1 = \frac{V_{req}}{h_1} \quad (4)$$

Donde:

A_1 : es el área a considerar para la tolva (cm²).

h_1 : es la altura inicial de la tolva (cm).

V_{req} : es el volumen requerido para la tolva (cm³).

Para determinar el diámetro de la tolva se emplea la ecuación siguiente.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A_1}{\pi}} \quad (5)$$

Donde:

D: es el diámetro de la tolva (cm).

A_1 : es el área a considerar para la tolva (cm²).

Una vez reemplazados los valores obtenidos se los presenta en la Tabla 16.

Tabla 16. Valores de la tolva.

Valores calculados	
Masa a considerar (kg)	5
Densidad de la masa (kg/m³)	1275.11
Volumen (m³)	0.0039
Volumen requerido (cm³)	3921.23
Altura (cm)	20
Área (cm²)	196.06
Diámetro (cm)	15.80

Al diámetro final se lo redondea para estandarizar la medida por lo cual el diámetro final será de 16 cm o a su vez 160 mm.

Para encontrar la altura final de la tolva es necesario encontrar un volumen final que es 1.2 veces el volumen requerido, en donde se emplea la ecuación siguiente.

$$V_{Final} = V_{req} \cdot 1.2 \quad (6)$$

Donde:

V_{Final} : es el volumen final que tendrá la tolva (cm³).

V_{req} : es el volumen requerido para la tolva (cm³).

Para determinar el área final de la tolva se emplea la ecuación siguiente.

$$A_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (7)$$

Donde:

A_2 : es el área final a considerar para la tolva (cm²).

$D = 16$ cm, es el diámetro estandarizado del cálculo anterior (cm).

Para encontrar la altura final de la tolva se emplea la ecuación siguiente.

$$h_2 = \frac{V_{Final}}{A_2} \quad (8)$$

Donde:

h_2 : es la altura final de la tolva (cm).

V_{Final} : es el volumen final que tendrá la tolva (cm³).

A_2 : es el área final a considerar para la tolva (cm²).

Una vez reemplazados los valores obtenidos se los presenta en la Tabla 17.

Tabla 17. Dimensionamiento de la tolva.

Dimensionamiento de la tolva			
Volumen final	Diámetro	Área	Altura final
(cm³)	(cm)	(cm ²)	(cm)
4705.48	16	201.06	23.40

A la altura final se la redondea para estandarizar la medida por lo cual la altura final será de 24 cm o a su vez 240 mm.

En la Figura 18 se observan los valores obtenidos de 160 mm para el diámetro y 240 mm para la altura, generando así el diseño de la tolva.

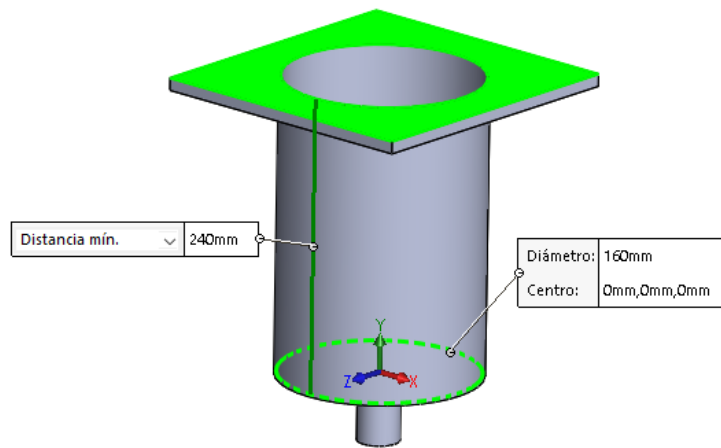


Figura 18. Dimensiones finales de la tolva.

3.3 Cálculo de la banda de 500x200 mm

“Para determinar el área de la sección transversal del material a ser transportado en la banda, se realiza una aproximación de la sección real a una teórica compuesta del área trapezoidal y triangular”, indicado en la Figura 19 [33].

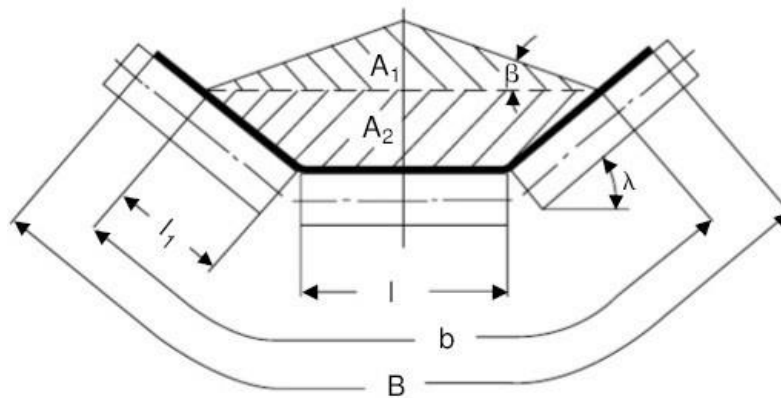


Figura 19. Guía para determinar la sección transversal del material [33].

Para calcular las dimensiones de la banda transportadora 1, se utilizan los siguientes datos iniciales:

- Material de transporte: Chocolate
- Longitud de la banda, L : 500 mm = 0.5 m.
- Inclinación de la cinta, φ : 0°.
- Ancho para la banda, B : 200 mm = 0.2 m.

Para encontrar la velocidad de avance de la cinta se emplea la ecuación siguiente.

$$v = \frac{L}{t} \quad (9)$$

$$v = \frac{0.5 \text{ m}}{5 \text{ s}}$$

$$v = 0.100 \text{ m/s}$$

Donde:

v : es la velocidad de avance de la cinta (m/s).

L : es la longitud de la banda (m).

t : es la sección trapezoidal inferior del material (m^2).

Para determinar el área de la sección transversal del material transportado se emplea la ecuación siguiente.

$$A = A_1 + A_2 \quad (10)$$

Donde:

A : área de la sección transversal del material (m^2).

A_1 : sección triangular superior del material (m^2).

A_2 : sección trapezoidal inferior del material (m^2).

Para determinar las incógnitas tanto de b como de l_1 se emplean las ecuaciones (11) y (12) respectivamente.

$$b = 0.9 \cdot B - 0.05 \quad (11)$$

$$b = B = 0.2$$

$$l_1 = 0.5 \cdot (b - l) \quad (12)$$

$$l_1 = 0.5 \cdot (0.2 - 0.2) = 0$$

Para determinar la sección triangular y la sección trapezoidal se emplean las ecuaciones (13) y (14) respectivamente.

$$A_1 = 0.25 \cdot \tan(\beta) \cdot [l + (b - l) \cdot \cos(\lambda)]^2 \quad (13)$$

$$A_1 = 0.25 \cdot \tan(35) \cdot [0.2 + (0.2 - 0.2) \cdot \cos(0)]^2$$

$$A_1 = 0.007 \text{ m}^2$$

$$A_2 = l_1 \cdot \text{sen}(\lambda) \cdot [l + l_1 \cdot \text{cos}(\lambda)] \quad (14)$$

$$A_2 = 0 \cdot \text{sen}(0) \cdot [0.2 + 0 \cdot \text{cos}(0)]$$

$$A_2 = 0 \text{ m}^2$$

Donde:

$\beta = 35^\circ$, es el ángulo de sobrecarga del material transportado por la cinta seleccionado de la Tabla 18, en donde, se utiliza el ángulo de reposo de la Tierra ya que su peso específico es similar al del chocolate siendo este valor de 1.27511 t/m^3 .

$\lambda = 0^\circ$, es el ángulo de artesa, este es cero ya que no se considera dicho ángulo.

$l = 0.2 \text{ m}$, es la longitud de los rodillos.

$B = 0.2 \text{ m}$, es el ancho de banda de la cinta.

Tabla 18. Características de los materiales [33].

Material	Peso específico (t/m³)	Ángulo de reposo (°)	Abrasividad
Arcilla fina	1.0 – 1.6	-	Muy abrasiva
Arena seca	1.5 – 1.8	35	Muy abrasiva
Asfalto	0.75	30 - 45	Abrasivo
Basalto	1.4 – 1.7	27 - 35	Abrasivo
Caliza	1.3 – 1.5	38	Abrasivo
Cemento	1.3 – 1.5	30 - 40	Muy abrasivo
Cenizas de carbón	0.7 – 0.8	45	Poco abrasivo
Cobre	1.9 – 2.2	20	Muy abrasivo
Coque	0.5 - 1	30 - 45	Muy abrasivo
Cuarzo	1.3 – 1.45	20 - 29	No abrasivo
Granito	1.4 – 1.5	35	Muy abrasivo
Grava	1.5 – 1.7	32	Muy abrasiva
Harina	0.6 – 0.9	0 - 10	No abrasiva
Fosfatos	1	26	Abrasivo
Lignito	0.7 – 1	40	Abrasivo
Tierra	1.2 – 1.3	35	-
Trigo	0.75	25	No abrasivo
Cebada	0.65	25	No abrasivo
Avena	0.45	30	No abrasivo

Resolviendo la ecuación (10) se obtiene como resultado que el área de la sección transversal es de 0.007 m^2 .

Para determinar la capacidad de transporte de la cinta se emplea la ecuación siguiente.

$$Q_v = 3600 \cdot v \cdot A \cdot k \quad (15)$$

Donde:

Q_v = es la capacidad de transporte volumétrica de la banda (m^3/h).

$v = 0.10 \text{ m/s}$, es la velocidad de avance de la banda.

$A = 0.007 \text{ m}^2$, es el área de la sección transversal del material transportado.

k : es un coeficiente de reducción de la capacidad de transporte por inclinación de la cinta. Este coeficiente se puede calcular aplicando la ecuación siguiente.

$$k = 1 - 1.64 \cdot \left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right)^2 \quad (16)$$

$$k = 1 - 1.64 \cdot \left(\frac{0 \cdot \pi}{180}\right)^2$$

$$k = 1$$

Donde:

$\varphi = 0$, es el ángulo de inclinación de la cinta ($^\circ$).

Resolviendo la ecuación (15) se obtiene que la capacidad de transporte de la cinta es de $2.520 \text{ m}^3/\text{h}$.

Para determinar la capacidad de transporte en masa se emplea la ecuación siguiente.

$$Q_m = Q_v \cdot y \quad (17)$$

$$Q_m = 2.52 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1.27511 \text{ t/m}^3$$

$$Q_m = 3.213 \text{ t/h}$$

Donde:

Q_m : es la capacidad de transporte en masa de la banda (t/h).

$Q_v = 2.52 \text{ m}^3/\text{h}$, Capacidad de transporte volumétrica.

$y = 1.27511 \text{ t/m}^3$, es el peso específico del material transportado.

Para determinar la potencia de accionamiento de la cinta se emplea la ecuación siguiente.

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 \quad (18)$$

Donde:

P_T : Potencia total de accionamiento de la banda (kW).

P_1 : Potencia necesaria para mover la cinta en vacío y cargada (kW).

P_2 : Potencia necesaria para elevar la carga hasta una cierta altura (kW).

P_3 : Potencia necesaria para vencer rozamientos de elementos auxiliares, dispositivos de limpieza y guías (kW).

• La potencia necesaria para mover la cinta en vacío y cargada, con desplazamiento horizontal de la cinta se determina empleando la ecuación siguiente.

$$P_1 = \frac{C_b \cdot v + Q_m}{C_l \cdot K_f} \quad (19)$$
$$P_1 = \frac{36 \text{ kg/s} \cdot 0.10 \text{ m/s} + 3.2132 \text{ t/h}}{222 \text{ m}^{-1} \cdot 1}$$
$$P_1 = 0.0306 \text{ kW}$$

Donde:

$C_b = 36 \text{ kg/s}$, factor de ancho de la banda.

$v = 0.10 \text{ m/s}$, es la velocidad de avance de la banda.

$Q_m = 3.2132 \text{ t/h}$, es la capacidad de transporte en masa de la banda.

$C_l = 222 \text{ m}^{-1}$, factor de longitud de la banda.

$K_f = 1$, factor de servicio.

Para determinar el valor del factor de ancho de la banda se toma como referencia la Tabla 19, considerando para la selección el ancho de la banda requerido (200 mm) y el peso específico (1275 kg/m^3).

Tabla 19. Factor de ancho de la banda, C_b [33].

Peso específico γ (t/m^3)	Ancho de banda (mm)							
	300	400	500	650	800	1000	1200	1400
$\gamma \leq 1$	31	54	67	81	108	133	194	227
$1 < \gamma \leq 2$	36	59	76	92	126	187	277	320
$\gamma > 2$	-	65	86	103	144	241	360	414

Para determinar el valor del factor de longitud de la banda se toma como referencia la Tabla 20, considerando para la selección el largo de la banda requerido (500 mm).

Tabla 20. Factor de longitud de la banda, C_l [33].

Longitud de banda (m)	32	40	50	63	80	90	100	150	200	250	300
C_l	222	192	167	145	119	109	103	77	63	53	47

Para determinar el valor del factor de servicio se toma como referencia la Tabla 21, considerando para la selección las condiciones de trabajo de la banda.

Tabla 21. Factor de servicio, K_f [33].

Condiciones de trabajo	K_f
Favorables, buena alimentación, bajas velocidades	1.17
Normal, condiciones estándar	1
Desfavorables, baja temperatura y alta velocidad	0.74 - 0.87
Temperaturas extremadamente bajas	0.57

• La potencia necesaria para elevar la carga hasta una cierta altura se determina empleando la ecuación siguiente.

$$P_2 = \frac{H \cdot Q_m}{367} \quad (20)$$

$$P_2 = \frac{0 \text{ m} \cdot 3.2132 \text{ t/h}}{367}$$

$$P_2 = 0 \text{ kW}$$

Donde:

$H = 0$ m, es la altura que alcanza la cabeza de la banda transportadora.

$Q_m = 3.2132$ t/h es la capacidad de transporte en masa de la banda.

- La potencia necesaria para vencer rozamientos de elementos auxiliares, dispositivos de limpieza y guías, se determina empleando la ecuación siguiente.

$$P_3 = P_a + P_b + P_c \quad (21)$$

Donde:

P_a : potencia debida a los trippers instalados (kW).

P_b : potencia debida a los dispositivos de limpieza (kW).

P_c : potencia debida a las guías y faldones instalados (kW).

Para la estimación del consumo de potencia debida a los elementos auxiliares se hace uso de la Tabla 22.

Tabla 22. Potencias adicionales de equipos auxiliares [33].

	Ancho de banda (m)	Potencia (kW)
Trippers, P_a	≤ 500	$0.8 \cdot v$
	≤ 1000	$1.5 \cdot v$
	> 1000	$2.3 \cdot v$
Dispositivos de limpieza, P_b	Tipo de contacto / presión	
	Contacto simple	$0.3 \cdot B \cdot v$
	Contacto elevado	$1.5 \cdot B \cdot v$
Guías de carga, P_c	Longitud L_f (m)	
	Desde punto de carga	$0.16 \cdot v \cdot L_f$

Para determinar la potencia debida a los trippers instalados se emplea la ecuación siguiente.

$$P_a = 0.8 \cdot v \quad (22)$$

$$P_a = 0 \text{ kW}$$

Para determinar la potencia debida a los dispositivos de limpieza se emplea la ecuación siguiente.

$$P_b = 0.3 \cdot B \cdot v \quad (23)$$
$$P_b = 0.3 \cdot 0.2 \text{ m} \cdot 0.10 \text{ m/s}$$
$$P_b = 0.006 \text{ kW}$$

Para determinar la potencia debida a las guías y faldones instalados se emplea la ecuación siguiente.

$$P_c = 0.16 \cdot v \cdot L_f \quad (24)$$
$$P_c = 0.16 \cdot 0.10 \text{ m/s} \cdot 0.5 \text{ m}$$
$$P_c = 0.008 \text{ kW}$$

Donde:

$L_f = 0.5 \text{ m}$ la longitud de las guías instaladas.

Resolviendo la ecuación (21) se obtiene que la potencia consumida por los elementos auxiliares es de 0.014 kW .

Una vez obtenido los valores de las anteriores potencias parciales se reemplaza en la ecuación (18), dando como resultado 0.0446 kW , siendo este el valor de la potencia total a transmitir por el tambor motriz para el accionamiento de la cinta.

La resistencia mínima a tracción de la banda se determina empleando la ecuación siguiente.

$$F_b = \frac{P_T \cdot C_1 \cdot 1000}{v} \quad (25)$$
$$F_b = \frac{0.0446 \text{ kW} \cdot 1.4 \cdot 1000}{0.10 \text{ m/s}}$$
$$F_b = 624.4 \text{ N}$$

Donde:

F_b : es la fuerza de tracción máxima de la banda (N).

$P_T = 0.0446 \text{ kW}$, es la potencia de accionamiento que el tambor motriz transmite a la banda.

$v = 0.10 \text{ m/s}$, es la velocidad de avance de la banda.

$C_1 = 1.4$, factor de servicio.

Para determinar el valor del factor de servicio se toma como referencia la Tabla 23, considerando para la selección el ángulo de contacto con la banda.

Tabla 23. Factor de Servicio, C_1 [33].

Recubrimiento de la cara inferior de la banda	V3, V5, U2, A5, E3			V1, U1, UH, U2H, V2H, V5H		
	180°	210°	240°	180°	210°	240°
Ángulo de contacto, α (en grados)						
Tambor de acero liso						
Seco	1.5	1.4	1.3	1.8	1.6	1.5
Mojado	3.7	3.2	2.9	5	4	3
Tambor con forro de fricción						
Seco	1.4	1.3	1.2	1.6	1.5	1.4
Mojado	1.8	1.6	1.5	3.7	3.2	2.9
Recubrimiento de la cara inferior de la banda	0, U0, NOVO, E0, A0, T, P			TX0 (AmpMiser)		
Ángulo de contacto, α (en grados)	180°	210°	240°	180°	210°	240°
Tambor de acero liso						
Seco	2.1	1.9	1.7	2.9	2.6	2.3
Mojado	No Recomendable			No Recomendable		
Tambor con forro de fricción						
Seco	1.5	1.4	1.3	1.8	1.6	1.5
Mojado	2.1	1.9	1.7	No Recomendable		

El cálculo de la resistencia nominal mínima de la banda se determina empleando la ecuación siguiente.

$$R = \frac{F_b \cdot C_s}{B} \quad (26)$$

$$R = \frac{624.4 \text{ N} \cdot 10}{200 \text{ mm}}$$

$$R = 31.22 \text{ N/mm}$$

Donde:

R: es la resistencia nominal de la banda (N/mm).

$F_b = 624.4 \text{ N}$, es la fuerza de tracción máxima de la banda.

$B = 200 \text{ mm}$, es el ancho de banda de la cinta.

$C_s = 10$, es un coeficiente de seguridad, según el tipo de banda elegido.

De la Tabla 24, se selecciona una banda con resistencia nominal de valor: $R_N = 126 \text{ N/mm}$.

Tabla 24. Resistencias nominales R_N de las bandas textiles (N/mm) [33].

126	160	200	250	315	400	500	630	800	1000
------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------	-------------

El coeficiente de seguridad por resistencia a la tracción se determina empleando la ecuación siguiente.

$$C_{seg} = \frac{R_N}{R} \quad (27)$$

$$C_{seg} = \frac{126 \text{ N/mm}}{31.22 \text{ N/mm}}$$

$$C_{seg} = 4.035$$

Donde:

C_{seg} : es el coeficiente de seguridad por resistencia a la tracción con la que trabajará la banda.

$R_N = 126 \text{ N/mm}$, es la resistencia nominal seleccionada de la Tabla 24.

$R = 31.22 \text{ N/mm}$, es la resistencia nominal calculada.

El cálculo de las tensiones de trabajo de la banda (T_1 y T_2):

- Estado estacionario

La fuerza tangencial que transmite el tambor motriz a la banda en estado estacionario se calcula empleando la ecuación siguiente.

$$F_t = \frac{P_T \cdot 1000}{v} \quad (28)$$

$$F_t = \frac{0.0446 \text{ kW} \cdot 1000}{0.10 \text{ m/s}}$$

$$F_t = 446 \text{ N}$$

Donde:

F_t : es la fuerza tangencial en el régimen de giro estacionario (N).

$P_T = 0.0446 \text{ kW}$, es la potencia total transmitida por el tambor motriz (kW).

$v = 0.10 \text{ m/s}$, es la velocidad de avance de la banda (m/s).

La ecuación de Euler-Eytelwein establece la relación entre ambas tensiones de cada ramal de la banda y se determina empleando las ecuaciones (29) y (30) respectivamente.

$$T_1 = F_t + T_2 \quad (29)$$

$$T_1 = 446 \text{ N} + 177 \text{ N}$$

$$T_1 = 623 \text{ N}$$

$$T_2 = \frac{F_t}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \quad (30)$$

$$T_2 = \frac{446 \text{ N}}{e^{0.4 \cdot \pi} - 1}$$

$$T_2 = 177 \text{ N}$$

Donde:

T_1 : es la tensión del lado más tenso de la banda (N).

T_2 : es la tensión del lado menos tenso de la banda (N).

$F_t = 446 \text{ N}$, es la fuerza tangencial en el régimen de giro estacionario.

$\mu = 0.4$, coeficiente de fricción entre banda y superficie del tambor.

$\alpha = \pi \text{ radianes} = 180^\circ$, es el ángulo de contacto entre banda y tambor motriz.

El valor del coeficiente de fricción entre banda y superficie del tambor se selecciona de la Tabla 25, considerando el tipo de superficie y el recubrimiento.

Tabla 25. Valores del coeficiente de fricción, μ [33].

Superficie del Tambor	Sin Recubrimiento	Con Recubrimiento
Alta adherencia	0.35	0.45
Seca	0.35	0.4
Húmeda	0.2	0.35
Mojada	0.1	0.3

- Estado NO Estacionario

Para el cálculo de la fuerza tangencial en el arranque se emplea la ecuación siguiente.

$$F_{t_A} = 1.6 \cdot F_t \quad (31)$$

$$F_{t_A} = 1.6 \cdot 446 \text{ N}$$

$$F_{t_A} = 713.6 \text{ N}$$

Donde:

F_{t_A} : fuerza tangencial en el arranque.

$F_t = 446 \text{ N}$, es la fuerza tangencial en el régimen de giro estacionario.

El coeficiente de fricción en los primeros momentos de arranque del motor se puede determinar empleando la ecuación siguiente.

$$\mu_A = \mu + 0.05 \quad (32)$$

$$\mu_A = 0.4 + 0.05$$

$$\mu_A = 0.450$$

Donde:

μ_A : es el coeficiente de fricción en los primeros momentos de arranque del motor.

$\mu = 0.4$, coeficiente de fricción entre banda y superficie del tambor.

Teniendo en cuenta el coeficiente de fricción obtenido de 0.450, las nuevas tensiones T_{1A} y T_{2A} en los ramales de la cinta durante el periodo de arranque del motor se pueden determinar empleando las ecuaciones (33) y (34) respectivamente.

$$T_{1A} = \frac{F_{tA} \cdot e^{\mu_A \cdot \alpha}}{e^{\mu_A \cdot \alpha} - 1} \quad (33)$$

$$T_{1A} = \frac{713.6 \text{ N} \cdot e^{0.45 \cdot \pi}}{e^{0.45 \cdot \pi} - 1}$$

$$T_{1A} = 942.9 \text{ N}$$

$$T_{2A} = \frac{F_{tA}}{e^{\mu_A \cdot \alpha} - 1} \quad (34)$$

$$T_{2A} = \frac{713.6 \text{ N}}{e^{0.45 \cdot \pi} - 1}$$

$$T_{2A} = 229.4 \text{ N}$$

Donde:

T_{1A} : es la tensión del lado más tenso de la banda (N).

T_{2A} : es la tensión del lado menos tenso de la banda (N).

$F_{tA} = 713.6 \text{ N}$, es la fuerza tangencial en el arranque.

$\mu_A = 0.45$, es el coeficiente de fricción en los primeros momentos de arranque del motor.

$\alpha = \pi$ radianes = 180° , es el ángulo de contacto entre banda y tambor motriz.

Cálculo del diámetro y velocidad de giro del tambor motriz:

- El diámetro del tambor motriz se determina mediante la ecuación siguiente.

$$D_{Tmin} = \frac{36 \cdot F_t}{\rho \cdot \pi \cdot \alpha^\circ \cdot B} \quad (35)$$

$$D_{Tmin} = \frac{36 \cdot 446 \text{ N}}{1800 \text{ kg/m}^2 \cdot \pi \cdot 180^\circ \cdot 0.2 \text{ m}}$$

$$D_{Tmin} = 0.078 \text{ m}$$

$$D_{Tmin} = 78 \text{ mm}$$

Donde:

$F_t = 446 \text{ N}$, es la fuerza tangencial en el régimen de giro estacionario.

$\alpha = 180^\circ$, es el ángulo de contacto entre banda y tambor.

$B = 0.2 \text{ m}$, es el ancho de banda de la cinta.

$p = 1800 \text{ kg/m}^2$, es la capacidad de transmisión tambor/banda.

- La velocidad de giro del tambor motriz se determina mediante la ecuación siguiente.

$$n_T = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_T} \quad (36)$$
$$n_T = \frac{0.10 \text{ m/s} \cdot 60}{\pi \cdot 0.078 \text{ m}}$$
$$n_T = 24.48 \text{ rpm}$$

Donde:

n_T : es la velocidad del tambor motriz (rpm).

$v = 0.10 \text{ m/s}$, es la velocidad de avance de la banda.

$D_T = 0.078 \text{ m}$, es el diámetro calculado del tambor motriz.

Cargas actuantes sobre el tambor motriz:

- El esfuerzo del tambor motriz en el arranque se determina mediante la ecuación siguiente.

$$F_{t_A} = T_{1_A} + T_{2_A} \quad (37)$$
$$F_{t_A} = 942.9 \text{ N} + 229.36 \text{ N}$$
$$F_{t_A} = 1172 \text{ N}$$

Donde:

F_{t_A} : es la fuerza tangencial del tambor motriz en el arranque (N).

$T_{1_A} = 942.9 \text{ N}$, es la tensión del lado tenso de la banda en el arranque.

$T_{2_A} = 229.36 \text{ N}$, es la tensión del lado menos tenso de la banda en el arranque.

- El par motor en el arranque se determina mediante la ecuación siguiente.

$$M_A = \frac{F_{t_A} \cdot D_T}{2} \quad (38)$$

$$M_A = \frac{1172.26 \text{ N} \cdot 0.078 \text{ m}}{2}$$

$$M_A = 45.71 \text{ Nm}$$

Donde:

M_A : es el par motor máximo en el arranque de la cinta (N·m).

$F_{t_A} = 1172.26 \text{ N}$, es la fuerza tangencial del tambor motriz en el arranque.

$D_T = 0.078 \text{ m}$, es el diámetro calculado del tambor motriz.

La selección final de la resistencia nominal de la banda se determina mediante la ecuación siguiente.

$$R = \frac{T \cdot C_s}{B} \quad (39)$$

$$R = \frac{942.9 \text{ N} \cdot 10}{200 \text{ mm}}$$

$$R = 47.14 \text{ N/mm}$$

Donde:

R: es la resistencia nominal mínima que debe ofrecer la banda (N/mm).

T: es la tensión de trabajo máximo calculada en la banda (N).

B = 200 mm, es el ancho de banda (mm).

$C_s = 10$, es un coeficiente de seguridad, según el tipo de banda.

La tensión T máxima calculada en todo el proceso es: T = 942.9 N, que se corresponde con la tensión del ramal más tenso durante el arranque.

De la Tabla 24, se selecciona una banda con resistencia nominal de valor: $R_N = 126 \text{ N/mm}$.

Con esta elección se obtiene un coeficiente final de seguridad en la banda por resistencia a la tracción que se determina mediante la ecuación siguiente.

$$C_{seg} = \frac{R_N}{R} \quad (40)$$

$$C_{seg} = \frac{126 \text{ N/mm}}{47.14 \text{ N/mm}}$$

$$C_{seg} = 2.670$$

Donde:

C_{seg} : es el coeficiente final de seguridad en la banda por resistencia a la tracción.

$R_N = 126 \text{ N/mm}$, es la resistencia nominal seleccionada de la Tabla 24.

$R = 47.14 \text{ N/mm}$, es la resistencia nominal mínima que debe ofrecer la banda.

Una vez determinado los parámetros necesarios para la banda de 500x200 mm se obtiene el diseño que se puede observar en la Figura 20.

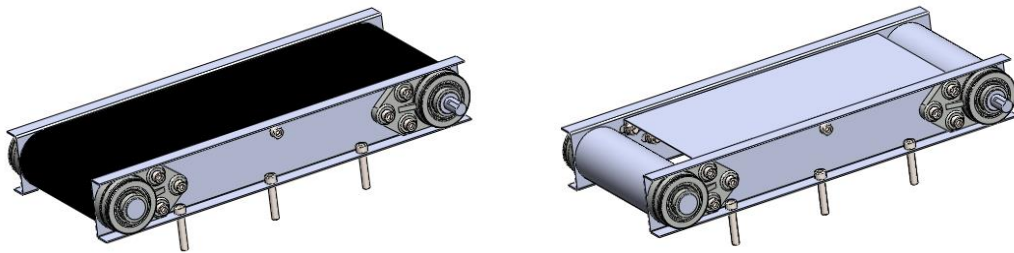


Figura 20. Diseño de la banda de 500x200 mm.

3.4 Cálculo de la banda de 1100x200 mm

Para determinar las dimensiones de la banda transportadora 2 se emplean los siguientes datos iniciales:

- Material de transporte: Chocolate
- Longitud de la banda, L : 1100 mm = 1.1 m
- Inclinación de la cinta, φ : 0°
- Ancho de banda, B : 200 mm = 0.2 m

Para encontrar la velocidad de avance de la cinta se emplea la ecuación (9) anteriormente descrita, obteniendo como resultado:

$$v = \frac{L}{t} \quad (9)$$
$$v = \frac{1.1 \text{ m}}{10 \text{ s}}$$
$$v = 0.110 \text{ m/s}$$

Para determinar el área de la sección transversal del material transportado se emplea la ecuación (10) anteriormente descrita.

$$A = A_1 + A_2 \quad (10)$$

Para determinar las incógnitas tanto de b como de l_1 se emplean las ecuaciones (11) y (12) anteriormente descritas.

$$b = 0.9 \cdot B - 0.05 \quad (11)$$

$$b = B = 0.2$$

$$l_1 = 0.5 \cdot (b - l) \quad (12)$$

$$l_1 = 0.5 \cdot (0.2 - 0.2) = 0$$

Para determinar la sección triangular y la sección trapezoidal se emplean las ecuaciones (13) y (14) anteriormente descritas.

$$A_1 = 0.25 \cdot \tan(\beta) \cdot [l + (b - l) \cdot \cos(\lambda)]^2 \quad (13)$$

$$A_1 = 0.25 \cdot \tan(35) \cdot [0.2 + (0.2 - 0.2) \cdot \cos(0)]^2$$

$$A_1 = 0.007 \text{ m}^2$$

$$A_2 = l_1 \cdot \text{sen}(\lambda) \cdot [l + l_1 \cdot \cos(\lambda)] \quad (14)$$

$$A_2 = 0 \cdot \text{sen}(0) \cdot [0.2 + 0 \cdot \cos(0)]$$

$$A_2 = 0 \text{ m}^2$$

Donde:

$\beta = 35^\circ$, es el ángulo de sobrecarga del material transportado por la cinta seleccionado de la Tabla 18, en donde, se utiliza el ángulo de reposos de la Tierra ya que su peso específico es similar al del chocolate siendo este valor de 1.27511 t/m^3 .

$\lambda = 0^\circ$, es el ángulo de artesía, este es cero ya que no se considera dicho ángulo.

$l = 0.2 \text{ m}$, es la longitud de los rodillos.

$B = 0.2 \text{ m}$, es el ancho de banda de la cinta.

Resolviendo la ecuación (10) se obtiene como resultado que el área de la sección transversal es de 0.007 m^2 .

Para determinar la capacidad de transporte de la cinta se emplea la ecuación (15) anteriormente descrita.

$$Q_v = 3600 \cdot v \cdot A \cdot k \quad (15)$$

Donde:

$v = 0.11$ m/s, es la velocidad de avance de la banda.

$A = 0.007$ m², es el área de la sección transversal del material transportado.

k : es un coeficiente de reducción de la capacidad de transporte por inclinación de la cinta.

Este coeficiente se puede calcular aplicando la ecuación (16) anteriormente descrita.

$$k = 1 - 1.64 \cdot \left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right)^2 \quad (16)$$

$$k = 1 - 1.64 \cdot \left(\frac{0 \cdot \pi}{180}\right)^2$$

$$k = 1$$

Donde:

$\varphi = 0$, es el ángulo de inclinación de la cinta (°).

Resolviendo la ecuación (15) se obtiene que la capacidad de transporte de la cinta es de 2.770 m³/h.

Para determinar la capacidad de transporte en masa se emplea la ecuación (17) anteriormente descrita.

$$Q_m = Q_v \cdot \gamma \quad (17)$$

$$Q_m = 2.77 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1.27511 \text{ t/m}^3$$

$$Q_m = 3.532 \text{ t/h}$$

Donde:

$Q_v = 2.77$ m³/h, Capacidad de transporte volumétrica.

$\gamma = 1.27511$ t/m³, es el peso específico del material transportado.

Para determinar la potencia de accionamiento de la cinta se emplea la ecuación (18) anteriormente descrita.

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 \quad (18)$$

• La potencia necesaria para mover la cinta en vacío y cargada, con desplazamiento horizontal de la cinta se determina empleando la ecuación (19) anteriormente descrita.

$$P_1 = \frac{C_b \cdot v + Q_m}{C_l \cdot K_f} \quad (19)$$

$$P_1 = \frac{36 \text{ kg/s} \cdot 0.11 \text{ m/s} + 3.5320 \text{ t/h}}{222 \text{ m}^{-1} \cdot 1}$$

$$P_1 = 0.0337 \text{ kW}$$

Donde:

$C_b = 36 \text{ kg/s}$, factor de ancho de la banda.

$v = 0.11 \text{ m/s}$, es la velocidad de avance de la banda.

$Q_m = 3.5320 \text{ t/h}$, es la capacidad de transporte en masa de la banda.

$C_l = 222 \text{ m}^{-1}$, factor de longitud de la banda.

$K_f = 1$, factor de servicio.

Para determinar el valor del factor de ancho de la banda se toma como referencia la Tabla 19, considerando para la selección el ancho de la banda requerido (200 mm) y el peso específico (1275.11 kg/m^3).

Para determinar el valor del factor de longitud de la banda se toma como referencia la Tabla 20, considerando para la selección el largo de la banda requerido (1100 mm).

Para determinar el valor del factor de servicio se toma como referencia la Tabla 21, considerando para la selección las condiciones de trabajo de la banda.

• La potencia necesaria para elevar la carga hasta una cierta altura se determina empleando la ecuación (20) anteriormente descrita.

$$P_2 = \frac{H \cdot Q_m}{367} \quad (20)$$

$$P_2 = \frac{0 \text{ m} \cdot 3.2132 \text{ t/h}}{367}$$

$$P_2 = 0 \text{ kW}$$

Donde:

$H = 0$ m, es la altura que alcanza la cabeza de la banda transportadora.

$Q_m = 3.2132$ t/h es la capacidad de transporte en masa de la banda.

- La potencia necesaria para vencer rozamientos de elementos auxiliares, dispositivos de limpieza y guías, se determina empleando la ecuación (21) anteriormente descrita.

$$P_3 = P_a + P_b + P_c \quad (21)$$

Para la estimación del consumo de potencia debida a los elementos auxiliares se hace uso de la Tabla 22.

Para determinar la potencia debida a los trippers instalados se emplea la ecuación (22) anteriormente descrita.

$$P_a = 0.8 \cdot v \quad (22)$$

$$P_a = 0 \text{ kW}$$

Para determinar la potencia debida a los dispositivos de limpieza se emplea la ecuación (23) anteriormente descrita.

$$P_b = 0.3 \cdot B \cdot v \quad (23)$$

$$P_b = 0.3 \cdot 0.2 \text{ m} \cdot 0.11 \text{ m/s}$$

$$P_b = 0.0066 \text{ kW}$$

Para determinar la potencia debida a las guías y faldones instalados se emplea la ecuación (24) anteriormente descrita.

$$P_c = 0.16 \cdot v \cdot L_f \quad (24)$$

$$P_c = 0.16 \cdot 0.11 \text{ m/s} \cdot 0 \text{ m}$$

$$P_c = 0 \text{ kW}$$

Donde:

$L_f = 0$ m la longitud de las guías instaladas.

Resolviendo la ecuación (21) se obtiene que la potencia consumida por los elementos auxiliares es de 0.0066 kW .

Una vez obtenido los valores de las anteriores potencias parciales se reemplaza en la ecuación (18) anteriormente descrita, dando como resultado 0.0403 kW , siendo este el valor de la potencia total a transmitir por el tambor motriz para el accionamiento de la cinta.

La resistencia mínima a tracción de la banda se determina empleando la ecuación (25) anteriormente descrita.

$$F_b = \frac{P_T \cdot C_1 \cdot 1000}{v} \quad (25)$$

$$F_b = \frac{0.0403 \text{ kW} \cdot 1.4 \cdot 1000}{0.11 \text{ m/s}}$$

$$F_b = 512.9 \text{ N}$$

Donde:

$P_T = 0.0403 \text{ kW}$, es la potencia de accionamiento que el tambor motriz transmite a la banda.

$v = 0.11 \text{ m/s}$, es la velocidad de avance de la banda.

$C_1 = 1.4$, factor de servicio.

Para determinar el valor del factor de servicio se toma como referencia la Tabla 23, considerando para la selección el ángulo de contacto con la banda.

El cálculo de la resistencia nominal mínima de la banda se determina empleando la ecuación (26) anteriormente descrita.

$$R = \frac{F_b \cdot C_s}{B} \quad (26)$$

$$R = \frac{512.9 \text{ N} \cdot 10}{200 \text{ mm}}$$

$$R = 25.64 \text{ N/mm}$$

Donde:

$F_b = 512.9 \text{ N}$, es la fuerza de tracción máxima de la banda.

$B = 200 \text{ mm}$, es el ancho de banda de la cinta.

$C_s = 10$, es un coeficiente de seguridad, según el tipo de banda elegido.

De la Tabla 24, se selecciona una banda con resistencia nominal de valor: $R_N = 126 \text{ N/mm}$.

El coeficiente de seguridad por resistencia a la tracción se determina empleando la ecuación (27) anteriormente descrita.

$$C_{seg} = \frac{R_N}{R} \quad (27)$$
$$C_{seg} = \frac{126 \text{ N/mm}}{25.64 \text{ N/mm}}$$
$$C_{seg} = 4.914$$

Donde:

$R_N = 126 \text{ N/mm}$, es la resistencia nominal seleccionada de la Tabla 24.

$R = 25.64 \text{ N/mm}$, es la resistencia nominal calculada.

El cálculo de las tensiones de trabajo de la banda (T_1 y T_2):

• Estado estacionario

La fuerza tangencial que transmite el tambor motriz a la banda en estado estacionario se calcula empleando la ecuación (28) anteriormente descrita.

$$F_t = \frac{P_T \cdot 1000}{v} \quad (28)$$
$$F_t = \frac{0.0403 \text{ kW} \cdot 1000}{0.11 \text{ m/s}}$$
$$F_t = 366 \text{ N}$$

Donde:

$P_T = 0.0403 \text{ kW}$, es la potencia total transmitida por el tambor motriz (kW).

$v = 0.11 \text{ m/s}$, es la velocidad de avance de la banda (m/s).

La ecuación de Euler-Eytelwein establece la relación entre ambas tensiones de cada ramal de la banda y se determina empleando las ecuaciones (29) y (30) anteriormente descritas.

$$T_1 = F_t + T_2 \quad (29)$$
$$T_1 = 366 \text{ N} + 145 \text{ N}$$
$$T_1 = 511 \text{ N}$$

$$T_2 = \frac{F_t}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \quad (30)$$

$$T_2 = \frac{366 \text{ N}}{e^{0.4 \cdot \pi} - 1}$$

$$T_2 = 145 \text{ N}$$

Donde:

$F_t = 366 \text{ N}$, es la fuerza tangencial en el régimen de giro estacionario.

$\mu = 0.4$, coeficiente de fricción entre banda y superficie del tambor.

$\alpha = \pi$ radianes = 180° , es el ángulo de contacto entre banda y tambor motriz.

El valor del coeficiente de fricción entre banda y superficie del tambor se selecciona de la Tabla 25, considerando el tipo de superficie y el recubrimiento.

• Estado NO Estacionario

Para el cálculo de la fuerza tangencial en el arranque se emplea la ecuación (31) anteriormente descrita.

$$F_{t_A} = 1.6 \cdot F_t \quad (31)$$

$$F_{t_A} = 1.6 \cdot 366 \text{ N}$$

$$F_{t_A} = 585.6 \text{ N}$$

Donde:

$F_t = 366 \text{ N}$, es la fuerza tangencial en el régimen de giro estacionario.

El coeficiente de fricción en los primeros momentos de arranque del motor se puede determinar empleando la ecuación (32) anteriormente descrita.

$$\mu_A = \mu + 0.05 \quad (32)$$

$$\mu_A = 0.4 + 0.05$$

$$\mu_A = 0.450$$

Donde:

$\mu = 0.4$, coeficiente de fricción entre banda y superficie del tambor.

Teniendo en cuenta el coeficiente de fricción obtenido de 0.450, las nuevas tensiones T_{1A} y T_{2A} en los ramales de la cinta durante el periodo de arranque del motor se pueden determinar empleando las ecuaciones (33) y (34) descritas anteriormente.

$$T_{1A} = \frac{F_{tA} \cdot e^{\mu_A \cdot \alpha}}{e^{\mu_A \cdot \alpha} - 1} \quad (33)$$

$$T_{1A} = \frac{585.6 \text{ N} \cdot e^{0.45 \cdot \pi}}{e^{0.45 \cdot \pi} - 1}$$

$$T_{1A} = 773.8 \text{ N}$$

$$T_{2A} = \frac{F_{tA}}{e^{\mu_A \cdot \alpha} - 1} \quad (34)$$

$$T_{2A} = \frac{585.6 \text{ N}}{e^{0.45 \cdot \pi} - 1}$$

$$T_{2A} = 188.2 \text{ N}$$

Donde:

$F_{tA} = 585.6 \text{ N}$, es la fuerza tangencial en el arranque.

$\mu_A = 0.45$, es el coeficiente de fricción en los primeros momentos de arranque del motor.

$\alpha = \pi$ radianes = 180° , es el ángulo de contacto entre banda y tambor motriz.

Cálculo del diámetro y velocidad de giro del tambor motriz:

- El diámetro del tambor motriz se determina mediante la ecuación (35) anteriormente descrita.

$$D_{Tmin} = \frac{36 \cdot F_t}{p \cdot \pi \cdot \alpha^\circ \cdot B} \quad (35)$$

$$D_{Tmin} = \frac{36 \cdot 366 \text{ N}}{1800 \text{ kg/m}^2 \cdot \pi \cdot 180^\circ \cdot 0.2 \text{ m}}$$

$$D_{Tmin} = 0.064 \text{ m}$$

$$D_{Tmin} = 64 \text{ mm}$$

Donde:

$F_t = 366 \text{ N}$, es la fuerza tangencial en el régimen de giro estacionario.

$\alpha^\circ = 180^\circ$, es el ángulo de contacto entre banda y tambor.

$B = 0.2 \text{ m}$, es el ancho de banda de la cinta.

$p = 1800 \text{ kg/m}^2$, es la capacidad de transmisión tambor/banda.

- La velocidad de giro del tambor motriz se determina mediante la ecuación (36) anteriormente descrita.

$$n_T = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_T} \quad (36)$$

$$n_T = \frac{0.11 \text{ m/s} \cdot 60}{\pi \cdot 0.064 \text{ m}}$$

$$n_T = 32.82 \text{ rpm}$$

Donde:

$v = 0.11 \text{ m/s}$, es la velocidad de avance de la banda.

$D_T = 0.064 \text{ m}$, es el diámetro elegido del tambor motriz.

Cargas actuantes sobre el tambor motriz:

- El esfuerzo del tambor motriz en el arranque se determina mediante la ecuación (37) anteriormente descrita.

$$F_{t_A} = T_{1_A} + T_{2_A} \quad (37)$$

$$F_{t_A} = 773.8 \text{ N} + 188.22 \text{ N}$$

$$F_{t_A} = 962 \text{ N}$$

Donde:

$T_{1_A} = 773.8 \text{ N}$, es la tensión del lado tenso de la banda en el arranque.

$T_{2_A} = 188.22 \text{ N}$, es la tensión del lado menos tenso de la banda en el arranque.

- El par motor en el arranque se determina mediante la ecuación (38) anteriormente descrita.

$$M_A = \frac{F_{t_A} \cdot D_T}{2} \quad (38)$$

$$M_A = \frac{962 \text{ N} \cdot 0.064 \text{ m}}{2}$$

$$M_A = 30.78 \text{ Nm}$$

Donde:

$F_{t_A} = 962 \text{ N}$, es la fuerza tangencial del tambor motriz en el arranque.

$D_T = 0.064 \text{ m}$, es el diámetro seleccionado del tambor motriz.

La selección final de la resistencia nominal de la banda se determina mediante la ecuación (39) anteriormente descrita.

$$R = \frac{T \cdot C_s}{B} \quad (39)$$
$$R = \frac{773.8 \text{ N} \cdot 10}{200 \text{ mm}}$$
$$R = 38.69 \text{ N/mm}$$

Donde:

T: es la tensión de trabajo máximo calculada en la banda (N).

B = 200 mm, es el ancho de banda (mm).

$C_s = 10$, es un coeficiente de seguridad, según el tipo de banda.

La tensión T máxima calculada en todo el proceso es: $T = 773.8 \text{ N}$, que se corresponde con la tensión del ramal más tenso durante el arranque.

De la Tabla 24, se selecciona una banda con resistencia nominal de valor: $R_N = 126 \text{ N/mm}$.

Con esta elección se obtiene un coeficiente final de seguridad en la banda por resistencia a la tracción que se determina mediante la ecuación (40) anteriormente descrita.

$$C_{seg} = \frac{R_N}{R} \quad (40)$$
$$C_{seg} = \frac{126 \text{ N/mm}}{38.69 \text{ N/mm}}$$
$$C_{seg} = 3.250$$

Donde:

$R_N = 126 \text{ N/mm}$, es la resistencia nominal seleccionada de la Tabla 24.

$R = 38.69 \text{ N/mm}$, es la resistencia nominal mínima que debe ofrecer la banda.

Una vez determinado los parámetros necesarios para la banda de 1100x200 mm se obtiene el diseño que se muestra en la Figura 21.

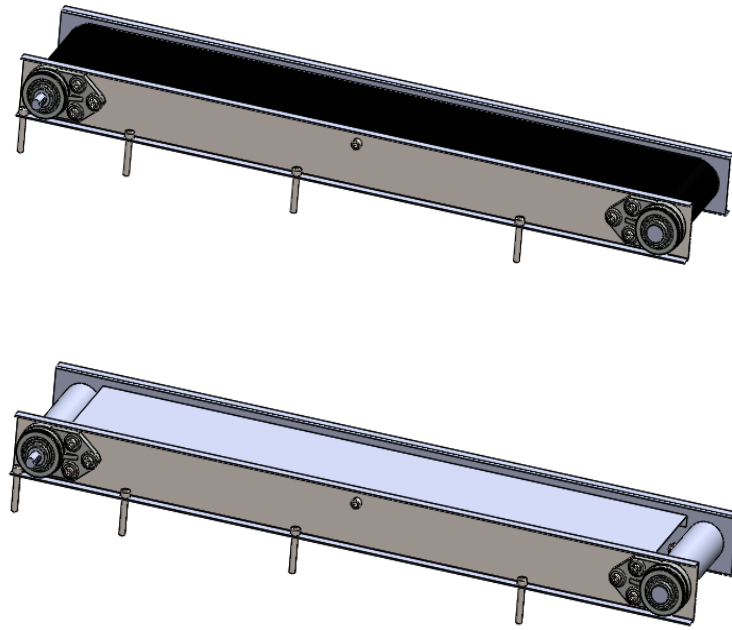


Figura 21. Diseño de la banda de 500x200mm.

3.5 Análisis de la fuerza necesaria para dosificar la masa de Trufa

Para conocer la fuerza que permita empujar la masa dentro de la tolva, se realizó un experimento que consta en recrear las condiciones deseadas de trabajo con la ayuda de una jeringa y colocando pesas sobre el embolo hasta lograr que la masa fluya constantemente por la salida de la jeringa. A continuación, se puede apreciar en la Figura 22 el ejemplo del experimento realizado.

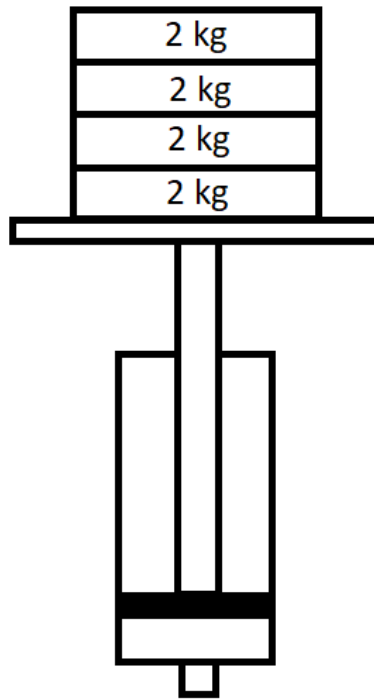


Figura 22. Representación del experimento.

Dentro de la jeringa se colocó una masa de 2 g y fue necesario un peso total de 8 kg para lograr que la masa fluya constantemente por la salida.

De acuerdo a esto se realiza un cálculo para determinar la fuerza necesaria para que fluyan 10 g de masa empleando la ecuación siguiente.

$$P_{nece} = \frac{P_{prac} \cdot m_{des}}{m_{prac}} \quad (41)$$

$$P_{nece} = \frac{8 \text{ kg} \cdot 10 \text{ g}}{2 \text{ g}}$$

$$P_{nece} = 40 \text{ kg}$$

Donde:

P_{nece} : es el peso necesario para empujar la masa dentro de la tolva (kg).

P_{prac} : es el peso experimental conseguido para empujar la masa dentro de la tolva (kg).

m_{des} : es la masa que se desea empujar dentro de la tolva (g).

m_{prac} : es la masa experimental que se usó (g).

Ya que la parte experimental es mucho más pequeña que la tolva a usarse, se considera un factor de seguridad de 2.

Entonces se obtiene el peso necesario considerando el factor de seguridad empleando la ecuación siguiente.

$$P_{final} = P_{nece} \cdot C_2 \quad (42)$$

$$P_{final} = 40 \text{ kg} \cdot 2$$

$$P_{final} = 80 \text{ kg}$$

Donde:

P_{final} : es el peso necesario considerando el factor de seguridad (kg).

$P_{nece} = 40 \text{ kg}$, es el peso necesario para empujar la masa dentro de la tolva (kg).

$C_2 = 2$, factor de seguridad.

Para determinar la fuerza necesaria para empujar la masa se emplea la ecuación siguiente.

$$F_{empuje} = P_{final} \cdot 9.8 \text{ m/s}^2 \quad (43)$$

$$F_{empuje} = 80 \text{ kg} \cdot 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$F_{empuje} = 784 \text{ N}$$

Donde:

F_{empuje} : es la fuerza necesaria para empujar la masa dentro de la tolva (N).

$P_{final} = 80 \text{ kg}$, es el peso necesario considerando el factor de seguridad (kg).

Entonces la fuerza necesaria es igual a 784 N.

3.6 Dimensionamiento de la boquilla ubicada en la salida de la tolva

Para encontrar el diámetro de salida que va a poseer la boquilla es necesario establecer las dimensiones finales que va a tener cada porción de masa de Trufa. De acuerdo a esto se calcula:

- El volumen se determina empleando la ecuación siguiente.

$$V_{por} = \frac{m}{\rho} \quad (44)$$

$$V_{por} = \frac{0.010 \text{ kg}}{1275.11 \text{ kg/m}^3}$$

$$V_{por} = 7.843 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Donde:

V_{por} : es el volumen de las porciones de masa (m^3).

$m = 10 \text{ g} = 0.010 \text{ kg}$, es la masa de cada porción (kg).

$\rho = 1275,11 \text{ kg/m}^3$, es la densidad de la masa (kg/m^3).

- El área se determina empleando la ecuación siguiente.

$$A = \frac{V_{por}}{h} \quad (45)$$
$$A = \frac{7.843 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{0.037 \text{ m}}$$
$$A = 2.120 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Donde:

A: es el área de las porciones de masa (m^2).

$h = 0.037 \text{ m}$, es la altura considerada para cada porción de masa (m).

$V_{por} = 7.843 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, es el volumen de las porciones de masa (m^3).

- El diámetro de las porciones de masa se determina empleando la ecuación siguiente.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad (46)$$
$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 2.120 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{\pi}}$$
$$D = 0.016 \text{ m}$$
$$D = 16 \text{ mm}$$

Donde:

D: es el diámetro de las porciones de masa (m).

$A = 2.120 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, es el área de las porciones de masa (m^2).

Como resultado se obtiene que la dimensión para el diámetro de la boquilla de salida debe ser de 16 mm, como se puede evidencia en la Figura 23.

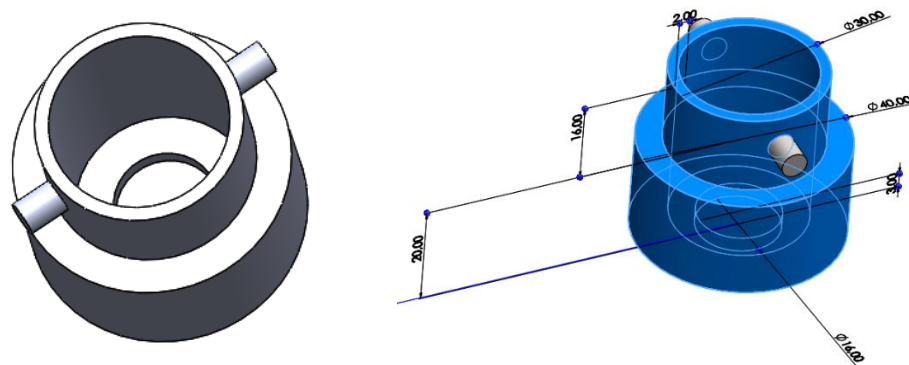


Figura 23. Modelo de la boquilla para la tolva.

3.7 Selección de perfiles estructurales cuadrados

Como se puede observar en la Figura 24, se seleccionan dos tipos de perfiles cuadrados los cuales son de 50x50x3 mm y 40x40x3 mm.

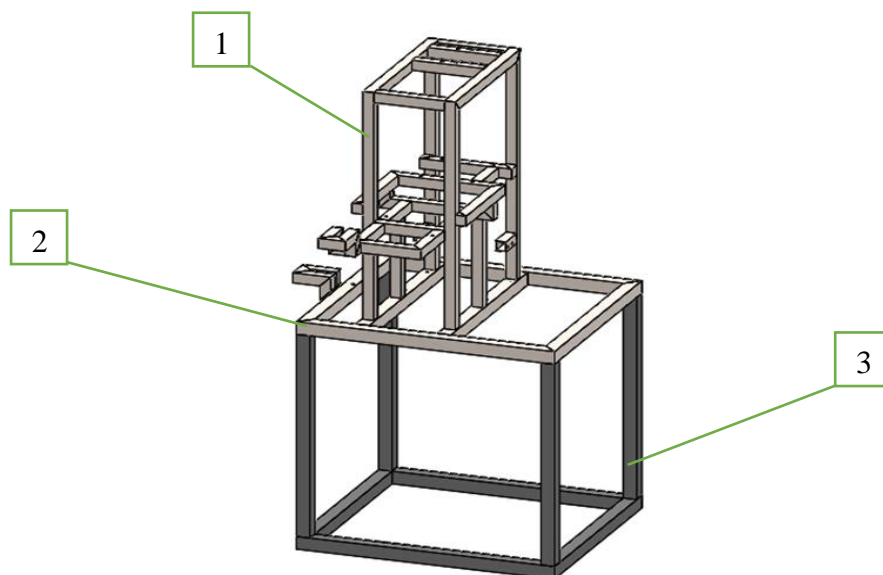





Figura 24. Diseño estructural de la máquina.

De acuerdo con la Figura 24, se describe en la Tabla 26 los perfiles cuadrados seleccionados para la estructura principal de la máquina.

Tabla 26. Descripción de la Figura 24.

Número	Color	Material	Dimensiones
1		Acero Inoxidable AISI 304	40x40x3 mm
2			50x50x3 mm
3		ASTM A-36	50x50x3 mm

3.8 Selección de rodamientos

Los rodamientos seleccionados serán utilizados para facilitar la rotación tanto del tambor motriz como del tambor de reenvío de cada banda, sus dimensiones están representadas en la Figura 25.

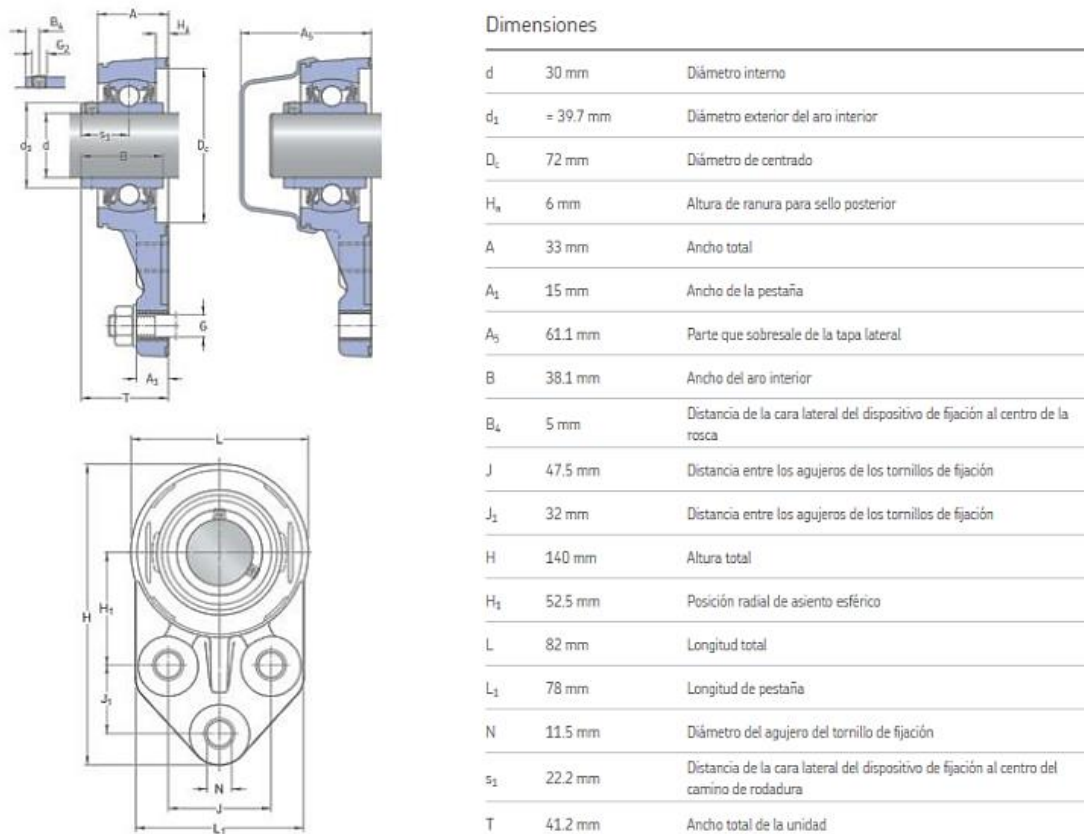


Figura 25. Dimensiones del rodamiento con pestaña F3BBC 30M-TPSS [34].

Se trata de rodamientos de bolas con pestaña con numeración F3BBC 30M-TPSS, cuyos datos mecánicos se encuentran en la Figura 26.

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	16.3 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	11.2 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.475 kN
Velocidad límite		3 800 r/min
		Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Figura 26. Datos mecánicos del rodamiento con pestaña F3BBC 30M-TPSS [34].

La información necesaria para su correcto montaje se encuentra en la Figura 27.

Información de montaje

Tornillo de fijación	G ₂	M6x0.75
Tamaño de llave hexagonal para tornillo de fijación		3 mm
Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación		4 N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	10 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.375 in

Figura 27. Información de montaje del rodamiento con pestaña F3BBC 30M-TPSS [34].

Estos rodamientos están diseñados para la industria de alimentos y bebidas ya que son resistentes a productos químicos, livianos y fuertes.

3.9 Sistema de tornillo de potencia

Este sistema también es conocido como “Gato de tornillo”, cuenta con engranaje helicoidal en pulgadas, su material de construcción es de acero inoxidable, con una relación de engranaje 24:1 con numeración 2SS-MSJ-I 24:1. El sistema de tornillo de potencia a emplear se muestra en la Figura 28.

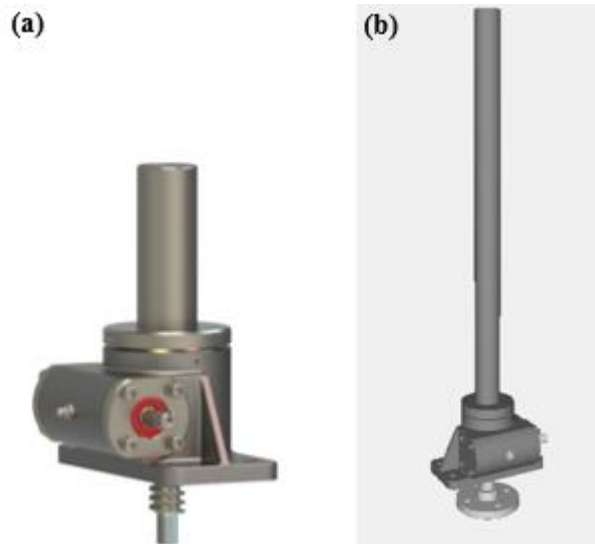


Figura 28. Sistema de tornillo de potencia. (a) Versión real del tornillo de potencia, (b) Versión simulada del tornillo de potencia [35].

Los datos mecánicos del tornillo de potencia 2SS-MSJ-I 24:1 se observan en la Tabla 27.

Tabla 27. Datos mecánicos del sistema de tornillo de potencia 2SS-MSJ-I 24:1 [35].

Detalles		Especificaciones de rendimiento		Peso	
Capacidad (Ton)	0.66	Entrada máxima permitida (hp)	0.50	Recorrido base 0 (lb)	17
Relación de transmisión	24:1	Torsión máxima de entrada (in-lb)	14	Por pulgada de recorrido (lb)	0.50
Vueltas por pulgada de recorrido	96	Carga máxima a 1750 rpm	1320	Grasa (lb)	0.5
Torque para elevar 1 lb (in-lb)	0.0150	Par de arranque	2xPar de funcionamiento		
Diámetro del tornillo de elevación (in)	1				
Avance del tornillo (in)	0.250				
Diámetro de la raíz (in)	0.698				
Par de arrastre (in-lb)	4				

3.10 Selección de motores y motoredutores

Para la selección de los motores necesarios para la máquina se toma en cuenta datos y parámetros descritos anteriormente.

Para el primer motoreductor correspondiente a la banda de 500x200 mm se consideran los siguientes datos obtenidos de las ecuaciones (18), (36) y (38) anteriormente descritas en el cálculo de la banda de 500x200 mm, estos valores resultantes se muestran en la Tabla 28.

Tabla 28. Valores resultantes de las ecuaciones (18), (36) y (38).

Nº de Ecuación	Descripción	Resultado
18	Potencia de accionamiento que el tambor motriz transmite a la banda (P_T).	0.0446 kW
36	Velocidad de giro del tambor motriz (n_T).	24.48 rpm
38	Par motor máximo en el arranque de la cinta (M_A).	45.71 Nm

A los valores obtenidos en la Tabla 28 se los estandariza para encontrar un motoreductor adecuado en el mercado, para lograr esto, se consideró el catálogo de la marca WEG, tal como se muestra en la Figura 29.

MOTOREDUCTOR MONOFÁSICO FCNDK ALUMINIO

Ortogonal, con eje hueco, tornillo sin fin y brida estándar.



Código	Potencia	Voltaje VAC	Carcasa M - R	i	Velocidad RPM	Fs	Torque Nm	Precio
543072	0.25HP (0.18kW)	110 - 220	63 - 40	30	58	2.10	26	0.00
543142	0.25HP (0.18kW)	110 - 220	63 - 40	40	45	1.60	27	0.00
543071	0.25HP (0.18kW)	110 - 220	63 - 50	60	29	1.90	34	0.00
543070	0.25HP (0.18kW)	110 - 220	63 - 50	100	17	1.00	55	0.00
543143	0.5HP (0.37kW)	110	71 - 40	7.5	233	3.00	13	0.00
543144	0.5HP (0.37kW)	110	71 - 40	10	175	2.40	17	0.00
543145	0.5HP (0.37kW)	110	71 - 40	15	117	1.70	25	0.00

Figura 29. Catálogo de la marca WEG para motoreductores [36].

En base a los valores anteriores se selecciona el motoreductor con numeración 543071 ya que este satisface los requerimientos. También como alternativa se tiene el motorreductor de la Figura 30 con numeración Motoreductor Angular Italiano 1/4 hp 30 rpm monofásico, en el que consta los planos del reductor que es válido para la primera opción.

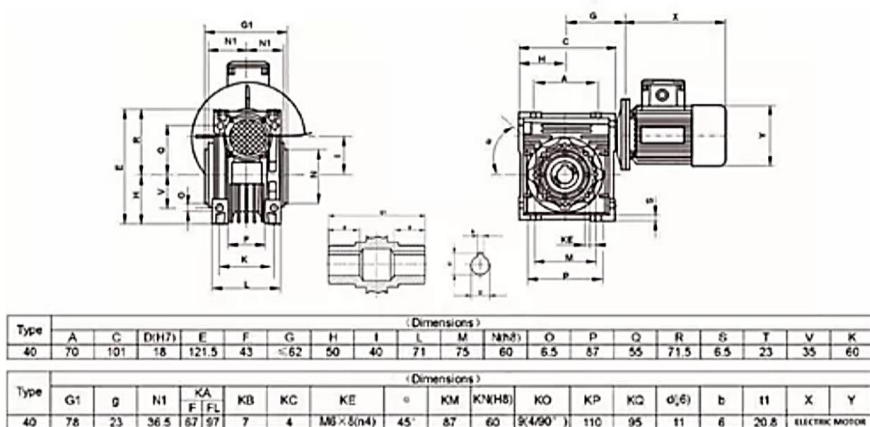


Figura 30. Motoreductor Angular Italiano 1/4 Hp 30 Rpm Monofásico con sus planos del reductor [37].

Para el segundo motoreductor correspondiente a la banda de 1100x200 mm se consideran los siguientes datos obtenidos de las ecuaciones (18), (36) y (38) anteriormente descritas en el cálculo de la banda de 1100x200 mm, estos valores resultantes se muestran en la Tabla 29.

Tabla 29. Valores resultantes de las ecuaciones (18), (36) y (38).

N ^o de Ecuación	Descripción	Resultado
18	Potencia de accionamiento que el tambor motriz transmite a la banda (P_T).	0.0403 kW
36	Velocidad de giro del tambor motriz (n_T).	32.82 rpm
38	Par motor máximo en el arranque de la cinta (M_A).	30.78 Nm

A los valores obtenidos en la Tabla 29 se los estandariza para encontrar un motoreductor adecuado en el mercado, para esto se tomó en cuenta el catálogo de la marca WEG como se ve

en la Figura 29.

En base a los valores anteriores se selecciona el motoreductor con numeración 543142 ya que este satisface los requerimientos. También como alternativa se tiene el motorreductor de la Figura 31 con numeración Motoreductor Angular Italiano 1/4 hp 35 rpm monofásico, en el que consta los planos del reductor que es válido para la primera y segunda opción.

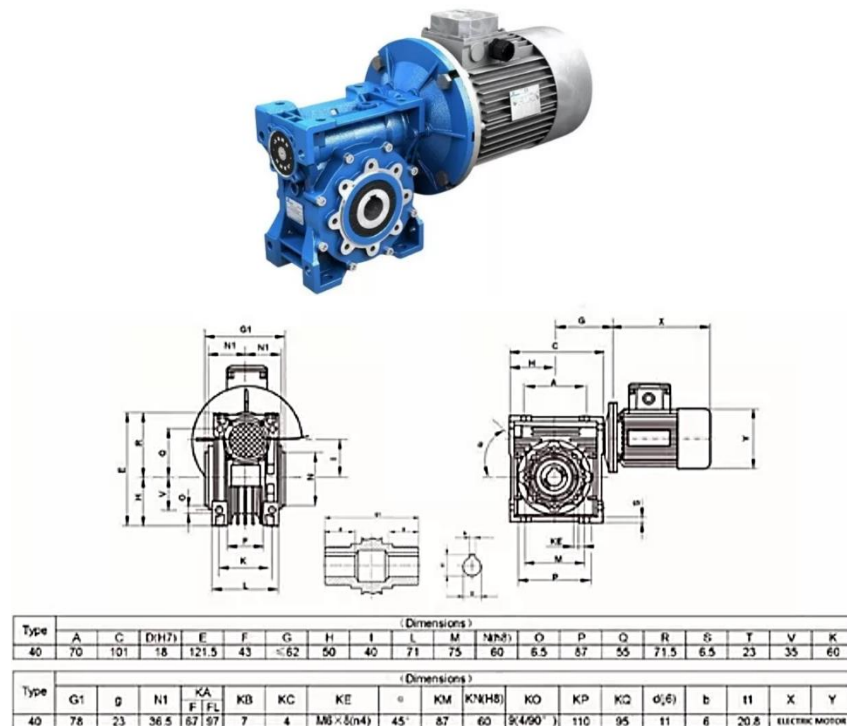


Figura 31. Motoreductor Angular Italiano 1/4 Hp 35 Rpm Monofásico con sus planos del reductor [38].

Para el tercer motoreductor correspondiente al sistema de tornillo de potencia se consideran los datos mecánicos de la Tabla 27, para esto se tomó en cuenta el catálogo de la marca WEG como se ve en la Figura 29.

En base a los valores anteriores se selecciona el motoreductor con numeración 543072 ya que este satisface los requerimientos para su funcionamiento.

Para el cuarto motor correspondiente al sistema de corte, se propone emplear un motor paso a paso, el cual será controlado mediante un driver denominado MA860H. Las especificaciones de este driver se detallan en la Tabla 30.

Tabla 30. Características del Driver MA860H [39].

Driver MA860H		
Corriente de salida	1.8-7.2	A
Tensión de alimentación	36-80	VAC
	50-110	VDC
Corriente de señal lógica	7-16	mA
Frecuencia de entrada de pulsos	300	kHz

Las características del motor paso a paso seleccionado se pueden apreciar en la Tabla 31 con numeración 86HS68-4004.

Tabla 31. Características del motor paso a paso 86HS68-4004 [39].

Motor Paso a Paso (86HS68-4004)		
Voltaje nominal	1.3	V
Corriente nominal	4	A
Torque	35	kg.cm
Longitud del motor	68	Mm
Peso del motor	1.7	kg

Este motor paso a paso según el fabricante se puede solicitar de varias dimensiones tanto para su carcasa y su eje, como se puede apreciar en la Figura 32 y obtener su máximo rendimiento.



Figura 32. Motor paso a paso con numeración 86HS68-4004 [39].

El driver MA860H a utilizarse se puede observar en la Figura 33.



Figura 33. Driver MA860H [39].

La ubicación del motor paso a paso en la máquina se puede observar en la Figura 34, será a una altura determinada para que el sistema de corte por rotación este cerca de la boquilla de salida de la tolva y este pueda cortar la masa de trufa de chocolate en el tamaño adecuado.

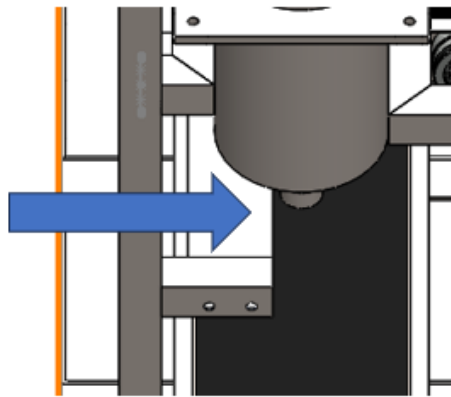


Figura 34. Ubicación del motor paso a paso en la máquina para ejercer el trabajo de corte.

Para determinar la potencia del motor pasos a paso se emplea la ecuación siguiente.

$$\begin{aligned} P &= V \cdot I \\ P &= 1.3 V \cdot 4 A \\ P &= 5.200 W \end{aligned} \tag{47}$$

Donde:

P: es la potencia del motor a pasos.

V: es el voltaje nominal del motor a pasos.

I: es la corriente nominal del motor a pasos.

Reemplazando la ecuación con los datos de la Tabla 31 la potencia del motor es 5.200 W.

Para determinar la velocidad angular del motor paso a paso se emplea la ecuación siguiente.

$$\omega = \frac{P}{\tau} \quad (48)$$
$$\omega = \frac{5.2 \text{ W}}{3.43 \text{ Nm}}$$
$$\omega = 1.510 \text{ rad/s} = 0.240 \text{ rev/s}$$

Donde:

ω : velocidad angular del motor paso a paso (rad/s).

P = 5.2 W, es la potencia dl motor paso a paso (W).

$\tau = 35 \text{ kg}\cdot\text{cm} = 3.43 \text{ N}\cdot\text{m}$, es el torque del motor paso a paso (Nm).

Para determinar el tiempo necesario para que la cuchilla se posicione para un nuevo corte se emplea una regla de tres simple.

$$\begin{array}{l} 0.24 \text{ rev} \rightarrow 1 \text{ s} \\ 1 \text{ rev} \rightarrow T_{total} \end{array}$$

Resolviendo la regla de tres simple se obtiene que el tiempo total necesario para que la cuchilla se posicione nuevamente para cortar es: $T_{total} = 4.166 \text{ s}$.

Para determinar el tiempo de corte por cada porción de masa de trufa de chocolate se emplea la ecuación siguiente.

$$T_{corte} = \frac{D}{\omega \cdot L} \quad (49)$$
$$T_{corte} = \frac{16 \text{ mm}}{1.51 \text{ rad/s} \cdot 90 \text{ mm}}$$
$$T_{corte} = 0.118 \text{ s}$$

Donde:

T_{corte} : es el tiempo de corte por cada porción de masa de trufa de chocolate.

$D = 16$ mm, es el diámetro de las porciones de masa (mm).

$\omega = 1.51$ rad/s, velocidad angular del motor paso a paso (rad/s)

$L = 90$ mm, es el largo de la cuchilla de corte (mm).

Para determinar el tiempo necesario para que la masa de trufa de chocolate salga de la boquilla antes de ser cortada se emplea la ecuación siguiente.

$$\begin{aligned}T_{porcióntrufa} &= T_{total} - T_{corte} & (50) \\T_{porcióntrufa} &= 4.166 \text{ s} - 0.118 \text{ s} \\T_{porcióntrufa} &= 4.048 \text{ s}\end{aligned}$$

Donde:

$T_{porcióntrufa}$: es el tiempo necesario para que la masa de trufa de chocolate salga antes del corte.

$T_{total} = 4.166$ s, es el tiempo necesario para que la cuchilla se posicione nuevamente para cortar. (s)

$T_{corte} = 0.118$ s, es el tiempo de corte por cada porción de masa de trufa de chocolate (s).

3.11 Simulación estática de la estructura

Para el diseño de la estructura que satisface los requerimientos, se usa el software Solidworks para el análisis estático de la misma.

Los resultados del análisis se obtienen considerando todos los pesos de cada elemento que este acoplado al equipo dando como resultado la Tabla 32.

Tabla 32. Peso de los elementos acoplados al equipo.

Cantidad	Elemento	Peso (kg)	Total (kg)
3	Motoreductor 1/4 HP	15	45
1	Motor paso a paso	4	4
1	ActionJac 2SS-MSJ-I 24:1 (Tornillo de potencia)	12.29	12.29
1	Banda 500x200 mm	29.20	29.20
1	Banda 1100x200 mm	31.89	31.89

1	Tolva	5.06	5.06
2	Tapa Lateral 800x750 mm	5.43	10.86
1	Tapa Inferior 850x750 mm	11.34	11.34
1	Tapa Posterior 800x850 mm	6.06	6.06
1	Tapa Frontal 800x850 mm	6.03	6.03
1	Tapa 150x750 mm	2.55	2.55
1	Tapa 250x750 mm	3.84	3.84
1	Tapa 350x750 mm	5.10	5.10
1	Tapa 35.8x260 mm	0.31	0.31
1	Tapa 260x331.8 mm	1.88	1.88
1	Soporte Tornillo de Potencia	0.40	0.40
1	Sellado de la tolva (Pistón)	1.09	1.09
1	Peso sin identificar	231	231
1	Boquilla de salida para la tolva	0.15	0.15
Peso total			408.05 kg

A partir de la Tabla 32 se observa que el peso total es: 408.1 kg.

Las fuerzas que van a actuar sobre la estructura se las considera en kgf/cm, por lo que se calcula el peso distribuido en cada zona de la máquina, teniendo como resultado las siguientes distribuciones.

La fuerza que actúa en la parte superior, como se muestra en la Figura 35, es el resultado de la suma de los pesos del tornillo de potencia, el sellado de la tolva (pistón), el soporte del tornillo de potencia, el motoreductor, la tapa de 35.8x260 mm y la tapa de 260x331.8 mm dando como resultado: 30.97 kg.

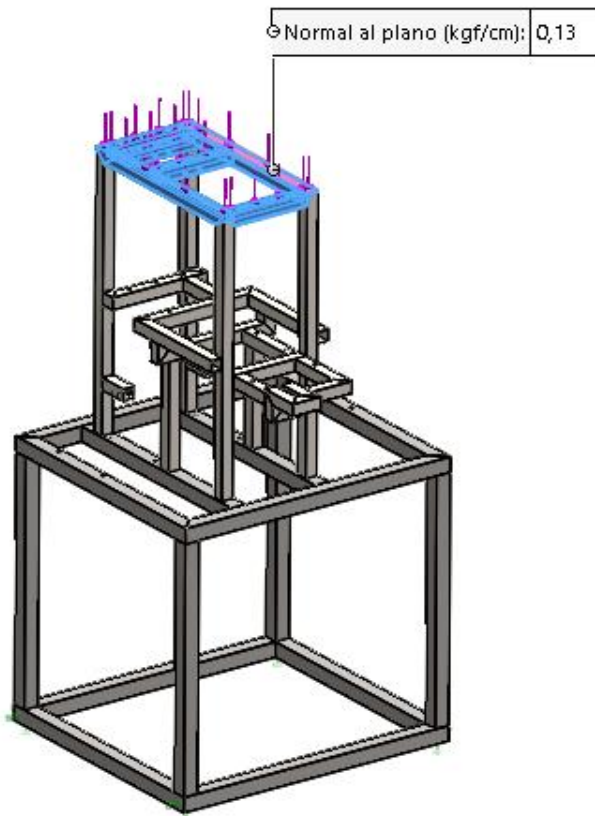


Figura 35. Fuerza aplicada en la parte superior de la estructura.

Para determinar la fuerza aplicada en la Figura 35 se emplea la ecuación (51), se toma en cuenta el valor de 30.97 kg correspondiente al peso que se aplica en esa zona y la superficie que va a soportar ese peso.

$$\begin{aligned}
 640 \text{ mm} \cdot 2 &= 1280 \text{ mm} \\
 260 \text{ mm} \cdot 4 &= 1040 \text{ mm} \\
 1280 \text{ mm} + 1040 \text{ mm} &= 2320 \text{ mm} \\
 F &= \frac{30.97 \text{ kg}}{2320 \text{ cm}} & (51) \\
 F &= 0.13 \text{ kg/cm}
 \end{aligned}$$

Esta fuerza resultante se ingresa en el análisis.

La fuerza que se registra en la parte media, tal como se muestra en la Figura 36, es el resultado de la suma de los pesos de la banda transportadora de 500x200 mm y el motoreductor dando como resultado: 44.20 kg.

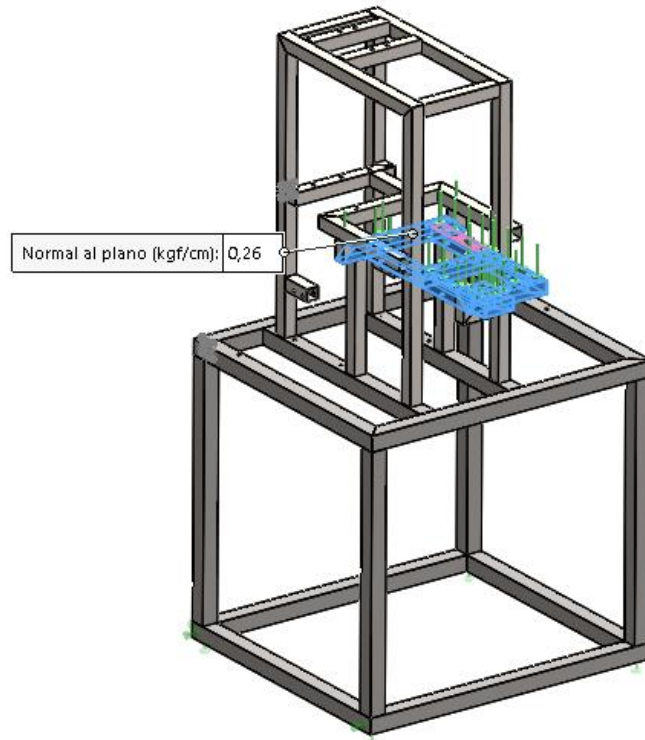


Figura 36. Fuerza aplicada en la parte media de la estructura.

Para determinar la fuerza aplicada en la Figura 36 se emplea la ecuación (52), se toma en cuenta el valor de 44.20 kg correspondiente al peso que se aplica en esa zona y la superficie que va a soportar ese peso.

$$226 \text{ mm} \cdot 2 = 452 \text{ mm}$$

$$230 \text{ mm} \cdot 2 = 460 \text{ mm}$$

$$260 \text{ mm} \cdot 3 = 780 \text{ mm}$$

$$452 \text{ mm} + 460 \text{ mm} + 780 \text{ mm} = 1692 \text{ mm}$$

$$F = \frac{44.20 \text{ kg}}{169.2 \text{ cm}} \quad (52)$$

$$F = 0.261 \text{ kg/cm}$$

Esta fuerza resultante se ingresa en el análisis.

La fuerza presente en la parte media, visible en la Figura 37, se genera a partir de la suma de los pesos de la tolva y su boquilla de salida dando como resultado: 5.210 kg.

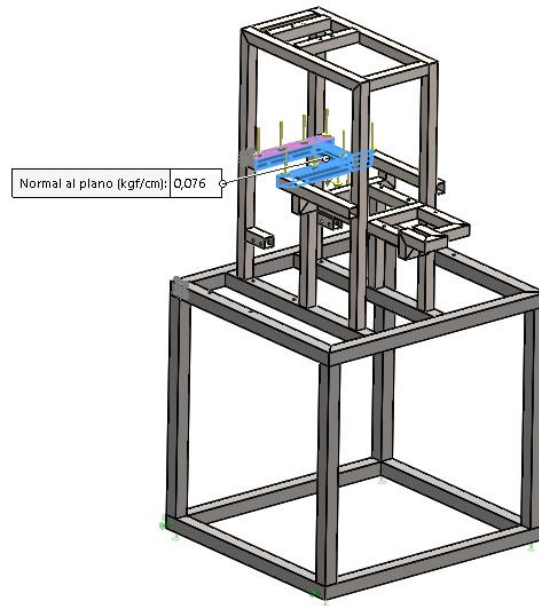


Figura 37. Fuerza aplicada en el área de la tolva de dosificación.

Para determinar la fuerza aplicada en la Figura 37 se emplea la ecuación (53), se toma en cuenta el valor de 5.210 kg correspondiente al peso que se aplica en esa zona y la superficie que va a soportar ese peso.

$$\begin{aligned}
 164 \text{ mm} \cdot 1 &= 164 \text{ mm} \\
 260 \text{ mm} \cdot 2 &= 520 \text{ mm} \\
 164 \text{ mm} + 520 \text{ mm} &= 684 \text{ mm} \\
 F &= \frac{5.210 \text{ kg}}{68.4 \text{ cm}} && (53) \\
 F &= 0.076 \text{ kg/cm}
 \end{aligned}$$

Esta fuerza resultante se ingresa en el análisis.

La fuerza que se visualiza en la parte inferior, representada en la Figura 38, proviene de la suma de los pesos de la banda de 1100x200 mm y su motoreductor: 46.86 kg.

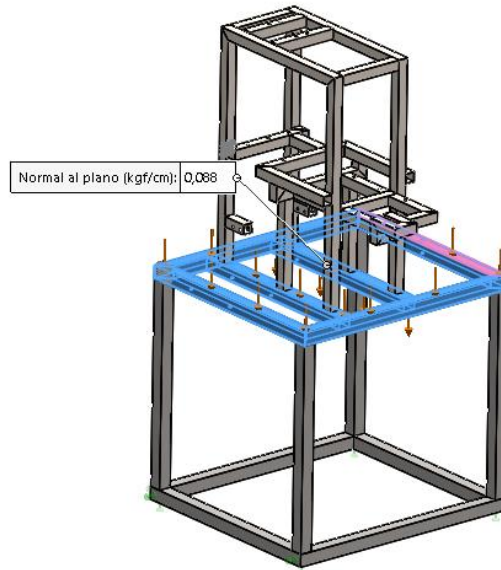


Figura 38. Fuerza aplicada en la parte inferior de la estructura.

Para determinar la fuerza aplicada en la Figura 38 se emplea la ecuación (54), se toma en cuenta el valor de 46.86 kg correspondiente al peso que se aplica en esa zona y la superficie que va a soportar ese peso.

$$\begin{aligned}
 950 \text{ mm} \cdot 2 &= 1900 \text{ mm} \\
 850 \text{ mm} \cdot 4 &= 3400 \text{ mm} \\
 1900 \text{ mm} + 3400 \text{ mm} &= 5300 \text{ mm} \\
 F &= \frac{46.86 \text{ kg}}{530 \text{ cm}} && (54) \\
 F &= 0.088 \text{ kg/cm}
 \end{aligned}$$

Esta fuerza resultante se ingresa en el análisis.

La fuerza total que se visualiza en la Figura 39 es el resultado de la suma de los pesos de las tapas de 150x750 mm, 250x750 mm, 350x750 mm, el motor paso a paso y 231 kg correspondientes a peso adicionales de seguridad, dando como resultado: 246.5 kg.

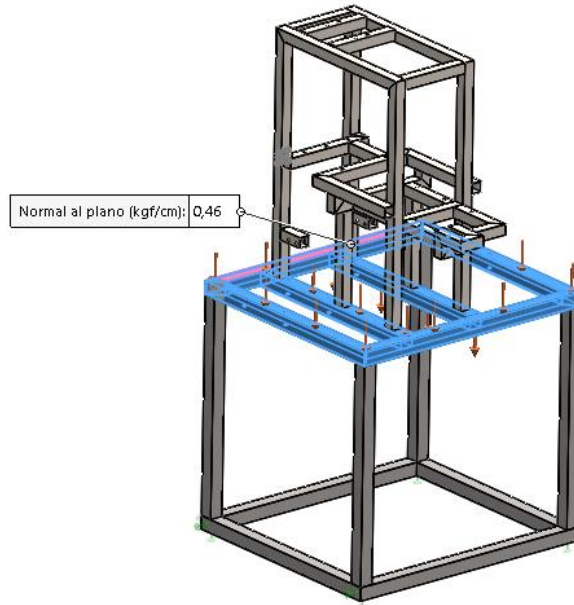


Figura 39. Fuerza general aplicada en la parte inferior de la estructura.

Para calcular la fuerza aplicada en la Figura 39 se emplea la ecuación (55), se toma en cuenta el valor de 246.5 kg correspondiente al peso que se aplica en esa zona y la superficie que va a soportar ese peso.

$$\begin{aligned}
 950 \text{ mm} \cdot 2 &= 1900 \text{ mm} \\
 850 \text{ mm} \cdot 4 &= 3400 \text{ mm} \\
 1900 \text{ mm} + 3400 \text{ mm} &= 5300 \text{ mm} \\
 F &= \frac{246.5 \text{ kg}}{530 \text{ cm}} \\
 F &= 0.46 \text{ kg/cm}
 \end{aligned}
 \tag{55}$$

Esta fuerza resultante se ingresa en el análisis.

En la Figura 40 se puede apreciar todas las fuerzas antes descritas.

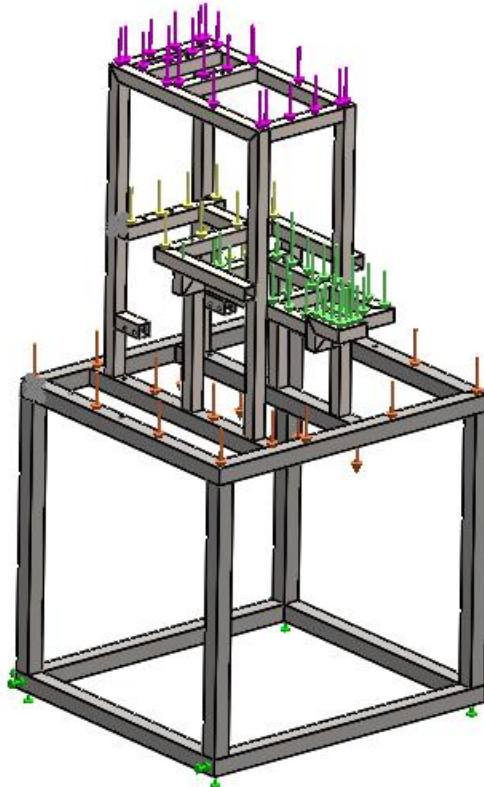


Figura 40. Fuerzas totales aplicadas en la estructura.

En la Figura 41 se puede apreciar el mallado empleado en la estructura para su respectivo análisis.

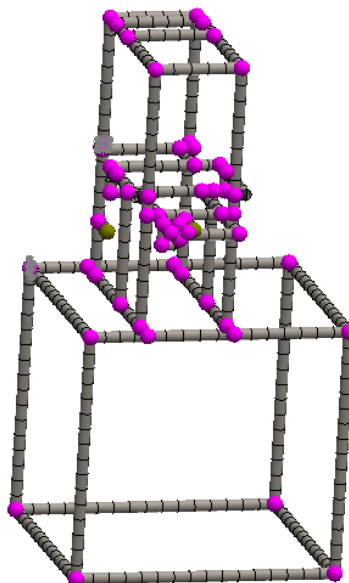


Figura 41. Mallado de la estructura.

Una vez aplicadas las fuerzas desarrolladas se puede observar en la Figura 42 una tensión máxima de $1.653 \times 10^7 \text{ Pa}$ el cual se denota con el color rojo.

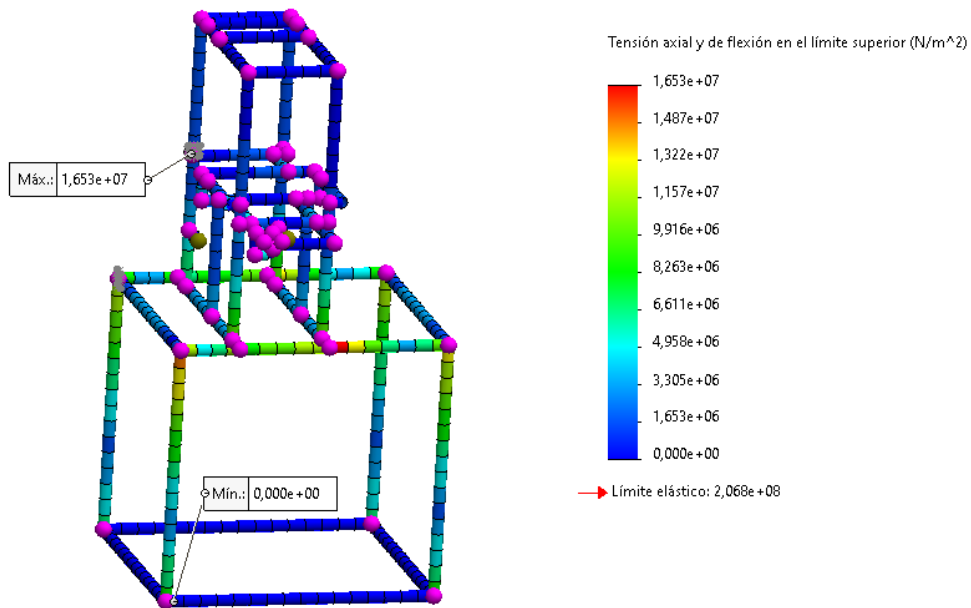


Figura 42. Tensión de la estructura mediante análisis estático.

En la Figura 43 se observa una deformación máxima de $2.824 \times 10^{-1} \text{ mm}$ correspondiente a toda la máquina.

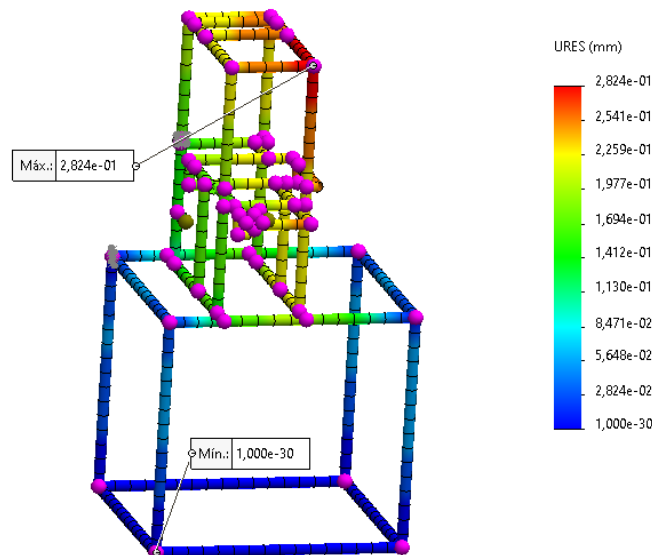


Figura 43. Desplazamiento de la estructura mediante análisis estático.

En la Figura 44 se muestra un factor de seguridad mínimo de 13. Dado que el factor de seguridad debe ser mayor o igual a 2, se llega a la conclusión de que la estructura está sobredimensionada para las cargas que soportará.

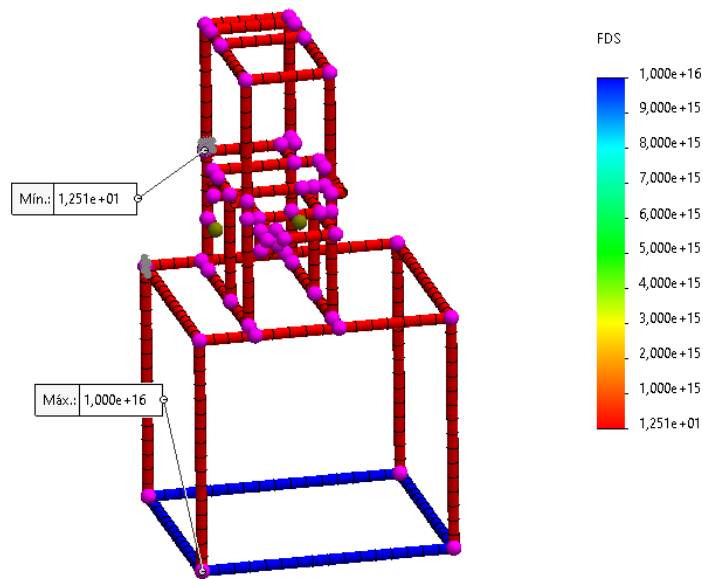


Figura 44. Factor de seguridad mediante análisis estático.

3.12 Simulación estática de la tolva

Para el modelo de la tolva que satisface los requerimientos, se usa el software Solidworks para el análisis estático de la misma.

Para considerar la presión que se va a ejercer dentro de la tolva se emplea la ecuación siguiente.

$$AT = \frac{\pi D_s^2}{4} \quad (56)$$

$$AT = \frac{\pi (15.9 \text{ cm})^2}{4}$$

$$AT = 198.6 \text{ cm}^2$$

Donde:

AT: es el área donde se va a ejercer presión (cm^2).

$D_s = 15.9 \text{ cm}$, diámetro de la pieza de sellado de la tolva (cm).

La fuerza que puede ejercer el tornillo de potencia es de 660 kg, para determinar la presión que se ejerce en la tolva se emplea la ecuación siguiente.

$$P_{Tol} = \frac{F_T}{AT} \quad (57)$$

$$P_{Tol} = \frac{660 \text{ kg}}{198.6 \text{ cm}^2}$$

$$P_{Tol} = 3.323 \text{ kg/cm}^2$$

Donde:

P_{Tol} : presión ejercida en la tolva (kg/cm^2).

$F_T = 660 \text{ kg}$, es la fuerza que ejerce el tornillo de potencia (kg).

$AT = 198.6 \text{ cm}^2$, es el área donde se va a ejercer presión (cm^2).

Con el valor de la presión encontrado se procede a ingresarlo en el software para el respectivo análisis como se puede observar en a Figura 45.

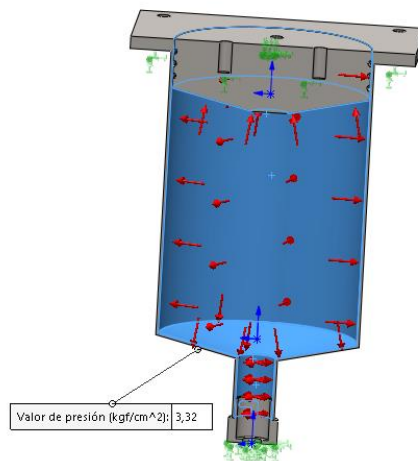


Figura 45. Presión aplicada en la tolva para su análisis.

En la Figura 46 se puede apreciar el mallado empleado en la estructura para su respectivo análisis.

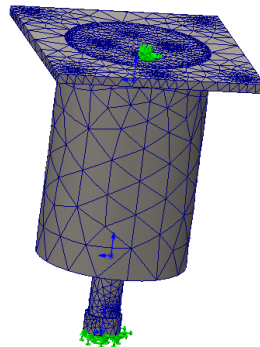


Figura 46. Mallado de la tolva.

En la Figura 47 se puede observar una tensión máxima de $3.730 \times 10^7 \text{ Pa}$.

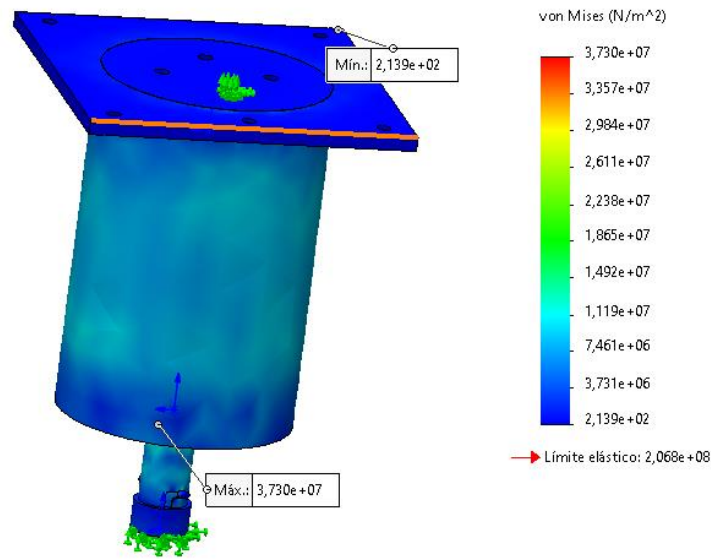


Figura 47. Tensión en la tolva mediante análisis estático.

En la Figura 48 se aprecia una deformación máxima de $1.560 \times 10^{-2} \text{ mm}$.

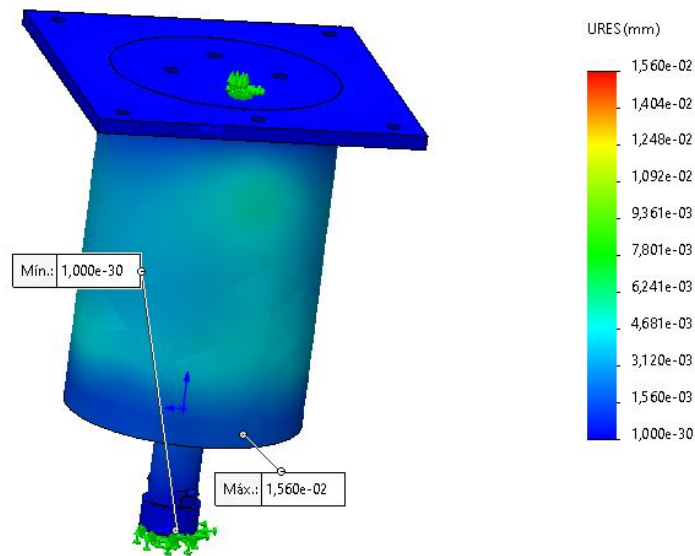


Figura 48. Desplazamiento en la tolva mediante análisis estático.

En la Figura 49 se puede apreciar un factor de seguridad mínimo obtenido de 5.5. El factor de seguridad debe ser mayor o igual a 2, por lo que se concluye que la tolva está sobredimensionada y va a soportar el trabajo correctamente.

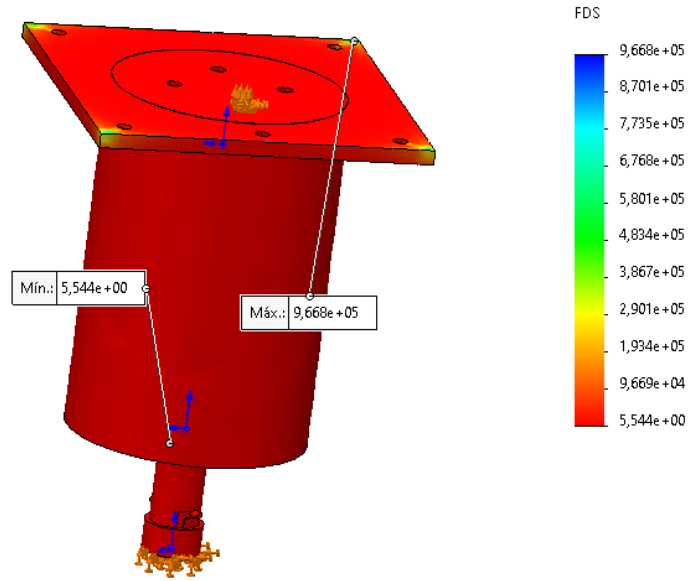


Figura 49. Factor de seguridad en la tolva mediante análisis estático.

3.13 Esquema de control de la máquina

Para el control de la máquina se realiza el siguiente esquema de conexiones con el PLC-1200 como se puede observar en la Figura 50. Donde el control depende de dos pulsadores, un paro de emergencia, un sensor fotoeléctrico, dos finales de carrera y un interruptor girador para el suministro de energía.

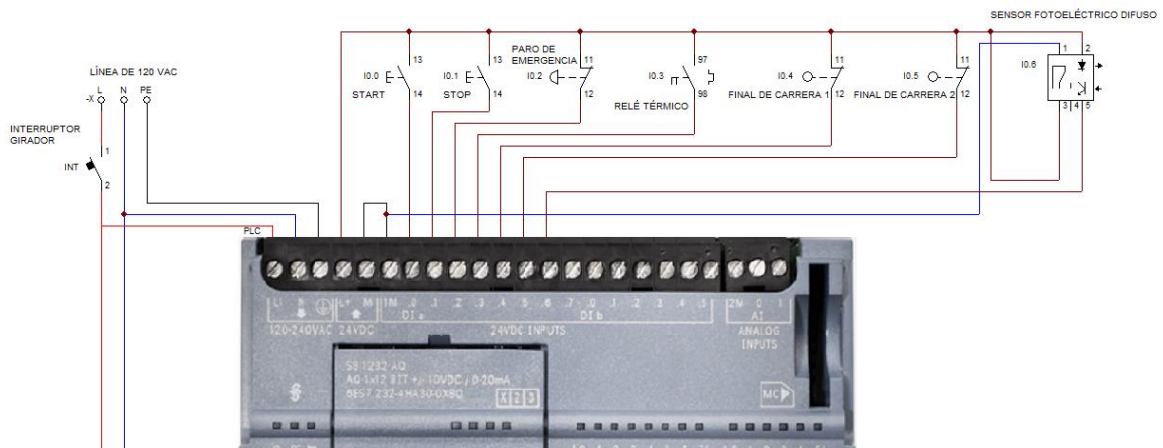


Figura 50. Variables de control de la máquina.

En la Tabla 33 se describe la Figura 50, indicando las entradas y su función en la máquina.

Tabla 33. Características y funcionamiento de las entradas en el PLC-1200.

Dirección de las entradas	Variable de entrada	Función
I0.0	Botón START	Inicia el proceso
I0.1	Botón STOP	Pausa el proceso
I0.2	Paro de emergencia	Detiene completamente el proceso
I0.3	Relé térmico	Aviso de falla en los motores
I0.4	Final de carrera 1	Límite superior del tornillo sin fin
I0.5	Final de carrera 2	Límite inferior del tornillo sin fin
I0.6	Sensor fotoeléctrico difuso	Sensor utilizado para detectar si la masa de trufa de chocolate esta lista sobre la tolva

En la Figura 51 se puede observar las salidas a utilizarse en el PLC-1200.

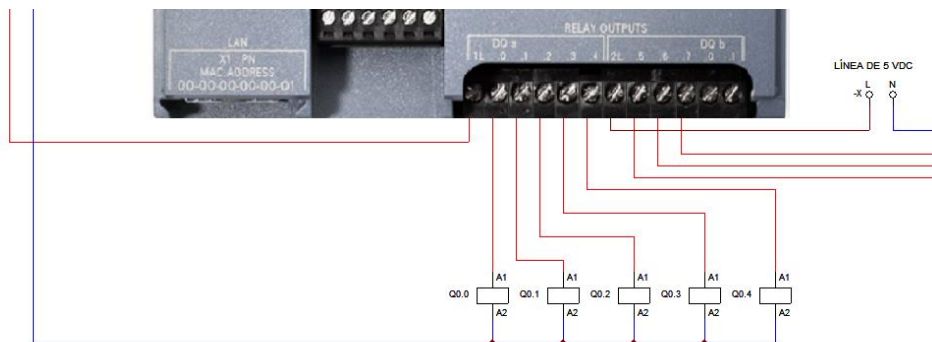


Figura 51. Salidas del PLC.

En la Tabla 34 se describe la Figura 51, indicando las salidas y su función en la máquina.

Tabla 34. Características y funcionamiento de las salidas en el PLC-1200.

Dirección de las salidas	Variable de salida	Función
Q0.0	Contactor 1 para el motor del tornillo de potencia	Este contactor se conecta a la par del contactor 2 o 3 para el control del cambio de giro del motor
Q0.1	Contactor para el motor de la banda 500x200 mm	Este contactor permite el accionamiento del motor de la banda
Q0.2	Contactor para el motor de la banda 1100x200 mm	Este contactor permite el accionamiento del motor de la banda
Q0.3	Contactor 2 para el motor del tornillo de potencia	Este contactor más el contactor 1 permite el giro horario del motor
Q0.4	Contactor 3 para el motor del tornillo de potencia	Este contactor más el contactor 1 permite el giro antihorario del motor
Q0.5	Control 1 del motor paso a paso	Regular el movimiento del motor paso a paso (sistema de corte)
Q0.6	Control 2 del motor paso a paso	Regular el movimiento del motor paso a paso (sistema de corte)
Q0.7	Control 3 del motor paso a paso	Regular el movimiento del motor paso a paso (sistema de corte)

En la Figura 52 se puede observar las conexiones necesarias para el motor que controla el tornillo de potencia.

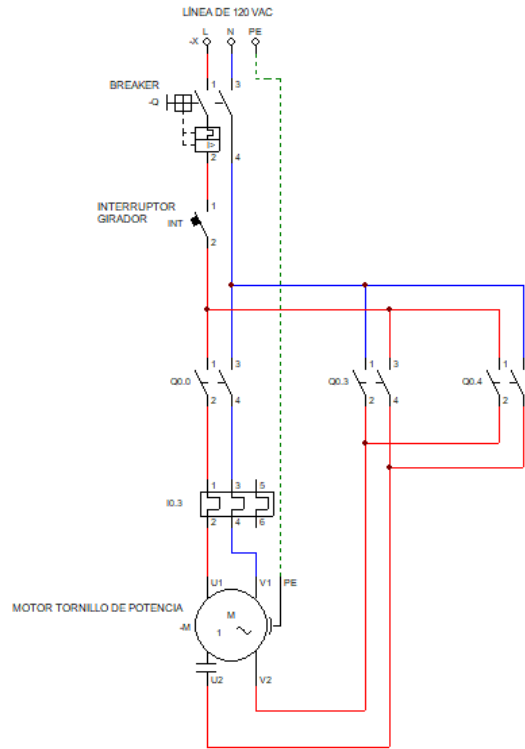


Figura 52. Conexiones del motor monofásico para tornillo de potencia.

En la Figura 53 se puede observar las conexiones necesarias para el motor que controla la banda de 500x200 mm y el motor que controla la banda de 1100x200 mm.

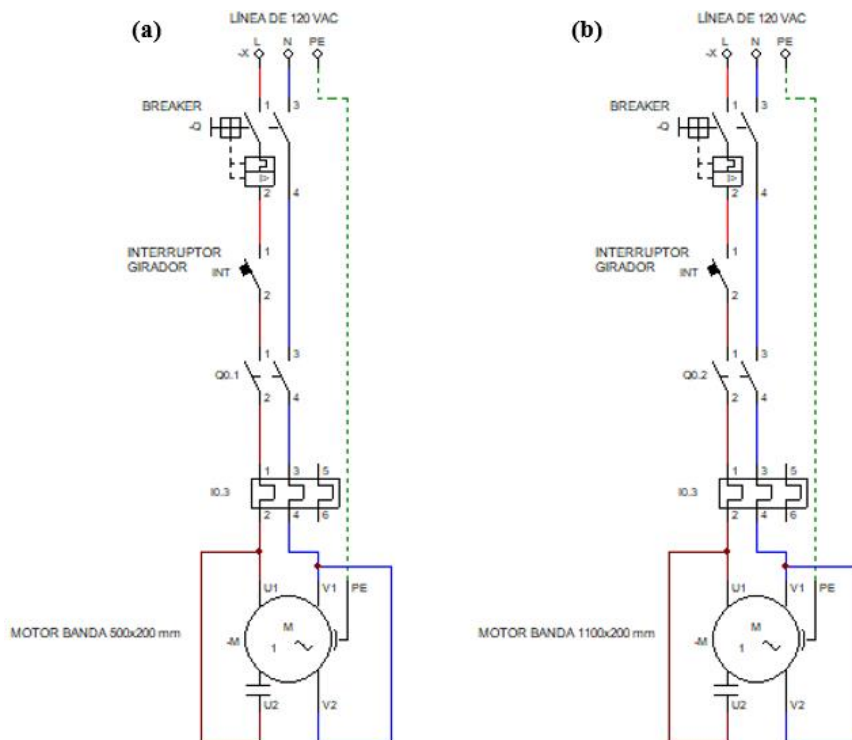


Figura 53. Conexiones de los motores monofásicos. (a) Motor de la banda 500x200 mm, (b) Motor de la banda 1100x200 mm.

En la Figura 54 se puede observar las conexiones necesarias para el driver del motor paso a paso que controla el sistema de corte.

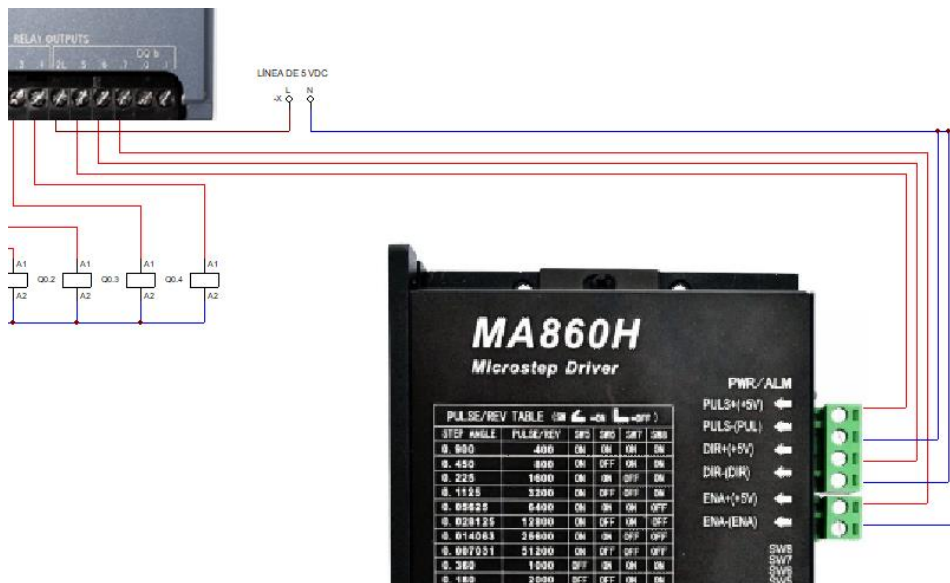


Figura 54. Conexiones del driver de control del motor paso a paso.

En la Figura 55 se muestran las conexiones requeridas para conectar el motor a pasos con su controlador (driver).

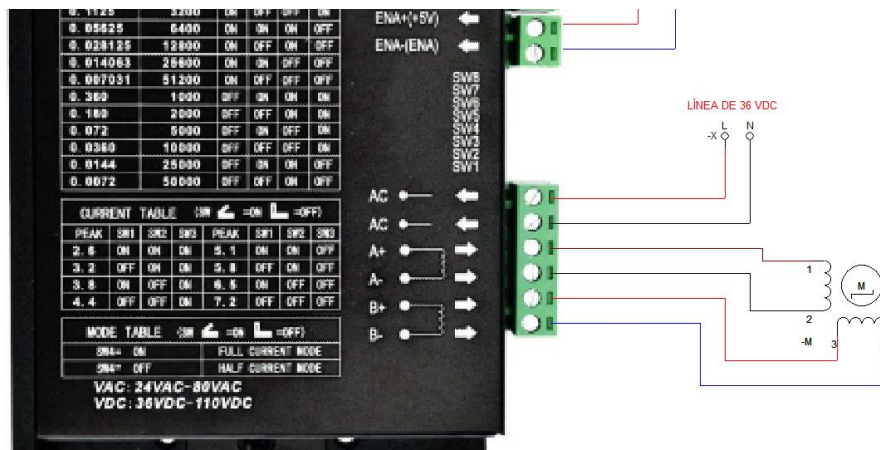


Figura 55. Conexiones del motor a pasos con su driver de control.

En la Figura 56 se puede observar todas las conexiones antes descritas.

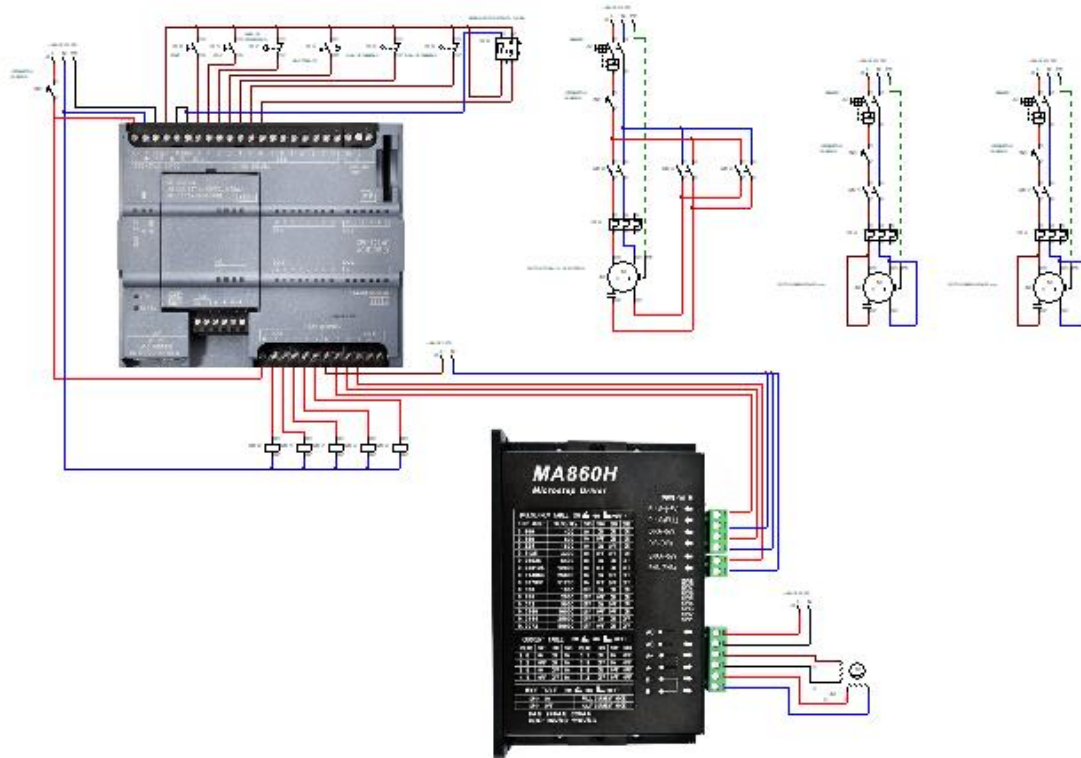


Figura 56. Diagrama general de conexiones de sensores y actuadores de la máquina.

3.14 Diagrama de flujo del funcionamiento de la máquina

En la Figura 57, se presenta un esquema en el que se detalla el proceso de porcionamiento de la masa de trufa de chocolate. Todo inicia con el energizado de la máquina al activar un interruptor giratorio. En la banda transportadora 1 se colocan los cilindros de masa de trufa de chocolate de 5 kg. Luego, mediante el botón "start", se inicia el proceso (en caso de que el tornillo de potencia se encuentre fuera de su posición inicial, este se ubica automáticamente) activando la banda transportadora 1 y la banda transportadora 2.

Cuando el sensor fotoeléctrico difuso detecta que el cilindro de masa de trufa se encuentra sobre la tolva, se detiene la banda transportadora 1, desciende el tornillo de potencia empujando la masa de trufa dentro de la tolva y se activa el sistema de corte. Como el tornillo de potencia continúa empujando constantemente la masa, al final de la tolva se encuentra una boquilla que le da el diámetro adecuado y finalmente es cortada por el sistema de corte.

Cuando el tornillo de potencia llega a su límite, se activa un final de carrera para que este vuelva a su posición inicial y se desactiva el sistema de corte. Este proceso se repite una vez que el tornillo de potencia llegue a su posición inicial. En caso de emergencia, el proceso se detiene completamente presionando el botón de paro de emergencia. También se cuenta con un "stop" en caso de ser necesario pausar el proceso en algún punto.

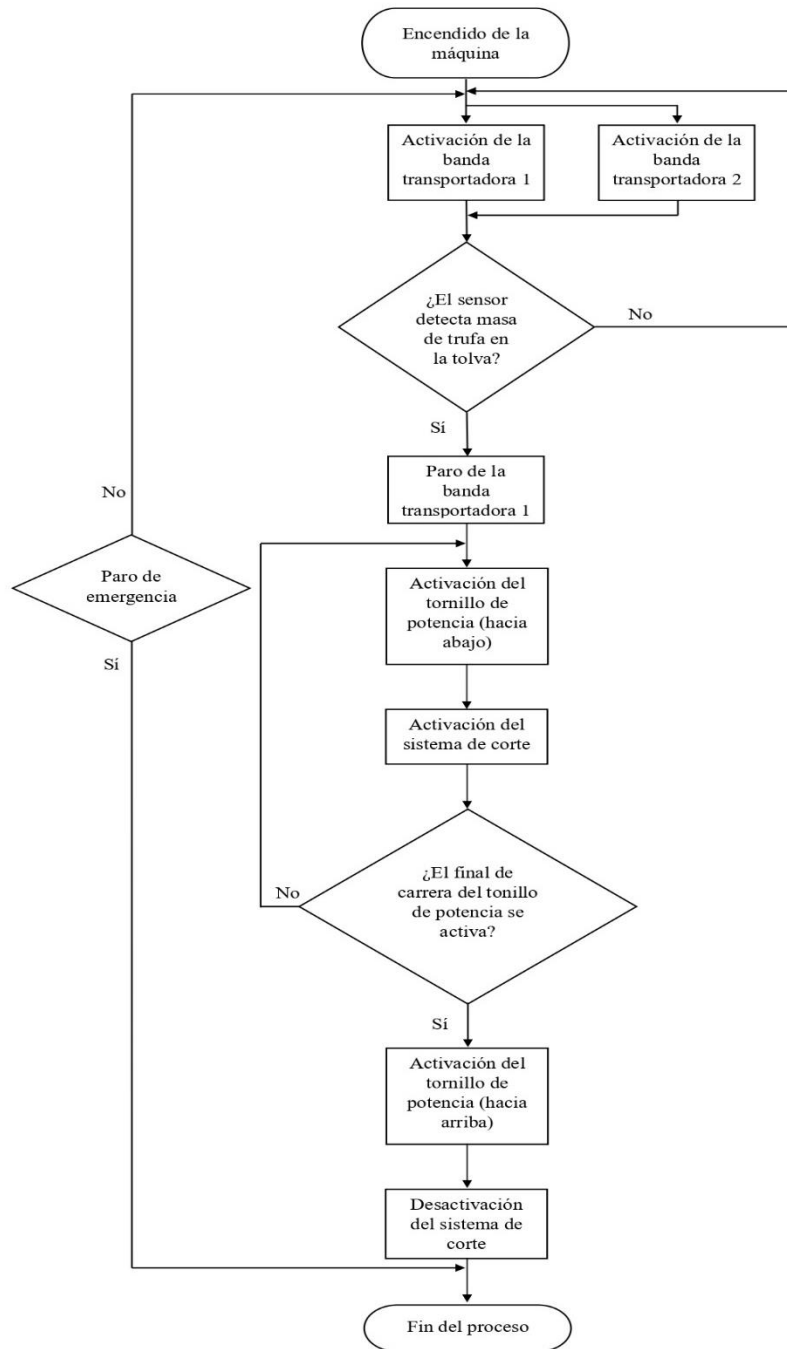


Figura 57. Diagrama de flujo del proceso de porcionamiento de masa de trufa de chocolate.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y RESULTADOS

En el capítulo IV se presentan los resultados obtenidos durante la elaboración del presente proyecto.

4.1 Simulación de la máquina

Para determinar cuántas trufas de chocolate se obtienen de la masa inicial de 5 kg que ingresa en la tolva se emplea la ecuación siguiente.

$$N_{trufas} = \frac{m_{inicial}}{m_{porción}} \quad (58)$$
$$N_{trufas} = \frac{5000 \text{ g}}{10 \text{ g}}$$
$$N_{trufas} = 500$$

Donde:

N_{trufas} : es el número de trufas de chocolate obtenidas de la masa inicial.

$m_{inicial} = 5 \text{ kg} = 5000$, es el peso de la masa inicial que ingresa a la tolva (g).

$m_{porción} = 10 \text{ g}$, es el peso de las porciones de trufa deseada (g).

Como resultado se conoce que de la masa inicial de 5 kg se puede obtener 500 porciones de trufas de chocolate.

A partir del dato obtenido de la ecuación (50) anteriormente descrita, se conoce que se necesitan 4.048 s para que la masa salga por la boquilla antes de ser cortada, conociendo también la cantidad de porciones que se obtienen a partir de la masa inicial, se puede determinar el tiempo que la máquina tardaría en completar su proceso empleando la ecuación siguiente.

$$T_{trabajo} = N_{trufas} \cdot T_{porcióntrufa} \quad (59)$$
$$T_{trabajo} = 500 \cdot 4.048 \text{ s}$$
$$T_{trabajo} = 2024 \text{ s} = 33.73 \text{ min}$$

Donde:

$T_{trabajo}$: es el tiempo de trabajo de la máquina por cada carga de masa.

$N_{trufas} = 500$, es el número de trufas de chocolate obtenidas de la masa inicial.

$T_{porcióntrufa} = 4.048 \text{ s}$, es el tiempo necesario para que la masa de trufa de chocolate salga

antes del corte.

Como resultado se obtiene que el tiempo de trabajo de la máquina por cada carga de masa es de 33.73 min.

En la Tabla 35 se presentan los tiempos calculados en función del número de trufas obtenidas

Tabla 35. Tiempos de trabajo.

Número de porciones de trufas de chocolate	Tiempo (min)
1	0.06
250	16.87
500	33.73

A partir de los datos de la Tabla 35 se presenta en la Figura 58 la recta de los tiempos de procesamiento en función del número de porciones de trufa de chocolate obtenidas.

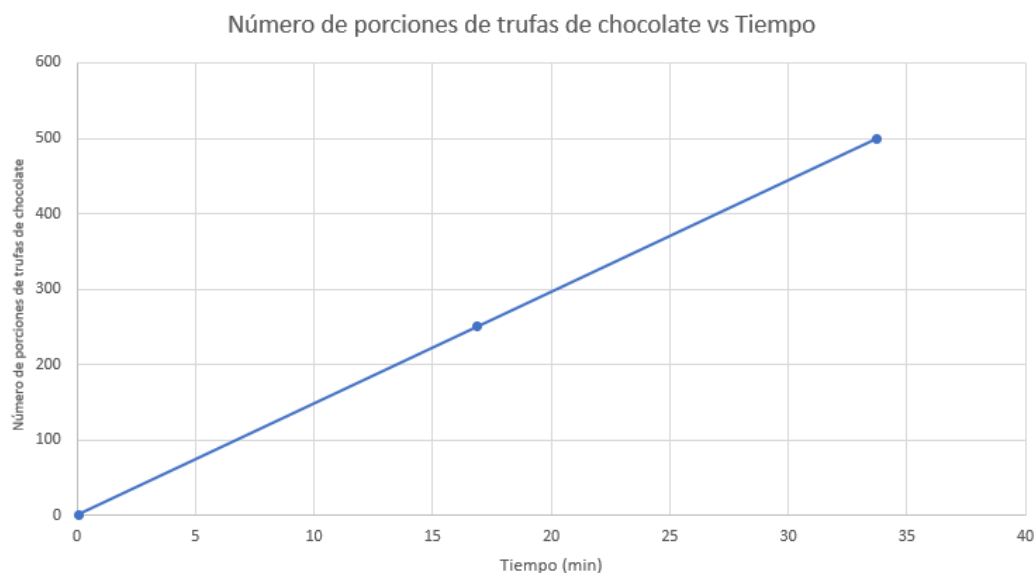


Figura 58. Número de porciones de trufa de chocolate vs Tiempo.

4.2 Análisis económico estimado

Se realiza un presupuesto estimado de los componentes y materiales a usarse para la posible implementación de la máquina porcionadora de trufa. Todos los costos se detallan en la Tabla 36.

Tabla 36. Costos aproximados para la máquina.

Cantidad	Elemento	Costo Unitario (\$)	Total (\$)
3	Motoreductor 1/4 HP	390	1170
1	Driver MA860H y Motor Paso a Paso (86HS68-4004)	40	40
1	ActionJac 2SS-MSJ-I 24:1 (Tornillo de potencia)	250	250
1	PLC-1200 Siemens	450	450
1	Interruptor Giratorio	18	18
2	Pulsadores de accionamiento (Rojo y Verde)	4	8
1	Paro de emergencia	8	8
3	Breakers 40A	13	39
3	Contactores 25A	28	84
3	Relés térmicos 30A	30	90
1	Sensor Fotoeléctrico Difuso (BJ1M-DDT)	60	60
2	Finales de carrera	10	20
1	Mecanizado de pieza soporte de tornillo de potencia	30	30
1	Mecanizado de boquilla de salida de la tolva	50	50
12	Rodajas de acero inoxidable	0.20	2.4
60	Tornillos Allen M10 y tuercas de seguridad M10 (Acero Inoxidable)	1.50	90
4	Rodamientos de bolas con pestaña	60	240
3	Plancha de acero inoxidable 2mm de espesor (1220x2440)	280	840
5	Plancha de acero ASTM A36 1.40mm de espesor	60	300

(1220x2440)			
3	Tubo Cuadrado Inoxidable 40x40x3 mm (6m de largo)	120	360
1	Tubo Cuadrado Inoxidable 50x50x3 mm (6m de largo)	150	150
2	Tubo Cuadrado acero ASTM A36 50x50x3 mm (6m de largo)	45	90
1	Imprevistos	500	500
TOTAL			4890

4.3 Mano de obra

Para la determinar el precio de la mano de obra del proyecto se toma en cuenta las horas empleadas para el diseño de la máquina y el costo de construcción de la misma, en la Tabla 37 se describen los valores mencionados.

Tabla 37. Costos mano de obra.

Mano de Obra	Horas	Valor por Horas (\$)	Total (\$)
Diseño de la máquina	336	5	1680
Construcción	300	5	1500
TOTAL			3180

4.4 Total de costos de la máquina porcionadora de masa de trufa de chocolate

Para determinar el costo total de la máquina se procede a sumar los valores totales de las Tablas 36 y 37, como se muestra en la Tabla 38.

Tabla 38. Costo total de la máquina.

Nombre del costo	Total (\$)
Costos aproximados para la máquina	4890
Mano de obra	3180
TOTAL	8070

4.5 Tasa de interés de financiamiento o rendimiento mínimo requerido aceptable

Para determinar el TMAR se emplea la ecuación siguiente.

$$TMAR = i + f + (i \cdot f) \quad (60)$$

Donde:

i: premio al riesgo.

f: inflación.

Reemplazando los datos se obtiene:

Inversionistas: $TMAR = 12\% \text{ inflación} + 11\% \text{ premio al riesgo} + (0.12 \cdot 0.11) = 0.243$

Otras empresas: $TMAR = 12\% \text{ inflación} + 11\% \text{ premio al riesgo} + (0.12 \cdot 0.11) = 0.243$

En la Tabla 39 se describe el TMAR global a considerarse en base a los valores obtenidos.

Tabla 39. Tasa de descuento (TMAR).

Accionista	%Aportación	TMAR	Ponderación
Inversionista	0.9	0.2301	0.2071
Otras empresas	0.1	0.2301	0.0230
TMAR global mixta			0.2301

El 23.01% representa el rendimiento mínimo que la empresa debe alcanzar para mantener su operación; de lo contrario, su rendimiento se vería perjudicado y no sería suficiente para cubrir los pagos de intereses a otros accionistas ni a su propia TMAR (tasa mínima aceptable).

4.6 Análisis para determinar el VAN

Para determinar el VAN se considera el valor de flujo de caja que se obtiene a partir de la Tabla 40.

Tabla 40. Flujo neto de caja.

Concepto	Inversión (\$)	Mes 1 (\$)
Ingreso operacional		53943
Costo variable		33260
Costo fijo		8070
Depreciación (5 años)		1614

Utilidad bruta		12613
15% Part. trabajadores		2226
Impuesto a renta 25%		10387
Utilidad neta		10999
Inversión fija	9000	
Capital de trabajo	200	
Valor de desecho		12613
Flujo de caja neto	-9200	12613

En la Tabla 41 se determina el valor del VAN, con el cual se define si es factible o no efectuar el proyecto.

Tabla 41. Valor actual neto (VAN).

Concepto	Inversión (\$)	Mes 1 (\$)
Flujo de caja neto	-9200	12613
Evaluación Financiera		
TMAR %	23%	
Valor Actual Neto	10217	

Como resultado se obtiene que el VAN es positivo ($VAN > 0$), por lo tanto, es factible ejecutar el proyecto.

4.7 Tasa interna de retorno

En la Tabla 43 se describen los valores a considerar para obtener el valor de la tasa interna de retorno, para definir si es factible o no efectuar el proyecto.

Tabla 43. Tasa interna de retorno (TIR).

Concepto	Inversión (\$)	Mes 1 (\$)
Flujo de caja neto	-9200	12613
Evaluación Financiera		
TMAR %	23%	
Valor Actual Neto	10217	
Tasa interna de retorno %	37%	

El TIR es mayor a la tasa de descuento con: $TIR = 37\% > TMAR = 23\%$, por lo tanto, es factible ejecutar el proyecto.

CONCLUSIONES

Mediante el análisis de las características de la trufa se obtiene que la densidad óptima es de 1275 kg/m^3 , basada en la masa original producida por la empresa Salinerito; con el fin de determinar la fuerza necesaria para que la masa de trufa de chocolate pueda pasar por la tolva de dosificación se empleó la experimentación dando como resultado una fuerza requerida de 784 N.

La simulación de los elementos mecánicos muestra factores de seguridad cuyo valor mínimo es de 5.5 garantizando de esta manera la resistencia y rigidez de la máquina porcionadora de masa de trufa de chocolate; los tiempos de trabajo del conjunto de componentes electrónicos y mecánicos dan como resultado que el proceso para que un bloque de masa de chocolate de 5 kg se procese en 34 min.

Mediante el análisis del TIR se obtiene una tasa interna de retorno del 37%, y el VAN da un valor positivo; concluyendo que el proyecto es factible económicamente de desarrollarse y ejecutarse en su totalidad.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda en caso de aumentar más procesos dentro de la planta, verificar si los componentes son compatibles con el controlador y entre sí.
- Se recomienda utilizar variadores de frecuencia en los motores monofásicos con el fin de mejorar su sincronización y tiempos de trabajo de la máquina.
- Debido a que el presente proyecto es un prototipo de una máquina porcionadora de masa de trufa de chocolate, está sujeto a mejoras. Una de ellas es la implementación de un HMI donde se podrán evidenciar datos en tiempo real de la cantidad de trufas cortadas, así como el control de la velocidad de corte.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] INHOSPAN, “Ficha técnica,” p. 2021, 2021.
- [2] VITELLA SRL, “Yo u r d i v i d e r”.
- [3] VEMAG, “El robot500”.
- [4] VEMAG, “DOUGH PORTIONER PRECISE PORTIONING WITHOUT OIL,” pp. 18–19, 2000.
- [5] A. J. Paredes Guerra, “DISEÑO MECÁNICO DE TOLVAS INDUSTRIALES (PRIMERA PARTE),” *mecanotecnia.blogspot.com*, 2017. <http://mecanotecnia.blogspot.com/2017/01/disenio-mecanico-de-tolvas-industriales.html> (accessed Jun. 21, 2023).
- [6] M. L. Bates *et al.*, *Bulk Solids Handling: Equipment Selection and Operation*, Don McGlin. 2008.
- [7] J. AMOROS ALBARO, G. MALLOL GASCH, F. GARCIA TEN, and E. SANCHEZ VILCHES, “Diseño de silos y tolvas para el almacenamiento de materiales pulverulentos. Problemas asociados a la operación de descarga,” *Tile brick Int.*, vol. 17, no. 1, pp. 15–23, 2001.
- [8] SDI, “▷ Bandas transportadoras | ¿Qué son, y cómo funcionan?,” 2022. <https://sdindustrial.com.mx/blog/bandas-transportadoras/#¿Como-funciona-una-banda-transportadora> (accessed Jun. 21, 2023).
- [9] Venmir De Colombia SAS, “Bandas transportadoras de rodillos por gravedad,” 2019. <https://venmir.com/bandas-transportadoras-de-rodillos/> (accessed Jun. 22, 2023).
- [10] Venmir De Colombia SAS, “Bandas transportadoras modulares claves en la industria de alimentos,” 2020. <https://venmir.com/bandas-transportadoras-modulares-y-porque-son-claves-en-la-industria-colombiana/> (accessed Jun. 22, 2023).
- [11] Repa, “Bandas transportadoras modulares | repasupplies.com,” 2023. <https://repasupplies.com/es/bandas-transportadoras-modulares/> (accessed Jun. 22, 2023).
- [12] MEPROSA, “TIPOS BÁSICOS DE BANDAS TRANSPORTADORAS,” *MEPORS*,

2019. <https://meprosa.mx/tipos-basicos-de-bandas-transportadoras/> (accessed Jun. 22, 2023).
- [13] AyJ Trasmisiones y Equipos, “Tipos de bandas transportadoras,” *Haboral*, 2022. <https://www.ajtrasmisiones.com/blog/tipos-de-bandas-transportadoras> (accessed Jun. 22, 2023).
- [14] Venmir, “¿Qué pasa con las bandas Transportadoras curvas?,” 2021. <https://venmir.com/que-pasa-con-las-bandas-transportadoras-curvas/> (accessed Jun. 22, 2023).
- [15] B. Arancibia, “Hamer-Fischbein, 4300, Banda Transportadora con Curva Motorizada – Balanzas Arancibia,” 2018. <https://www.balanzasarancibia.com/producto/hamer-fischbein-4300-banda-transportadora-con-curva-motorizada/> (accessed Jun. 22, 2023).
- [16] PCE Ibérica S.L., “Tecnología de mezclado,” 2023. <https://www.pce-iberica.es/instrumentos-de-medida/instrumentos-laboratorios/tecnologia-mezclado.htm> (accessed Jun. 22, 2023).
- [17] Dudalia, “Tipos De Mezclas,” 2021. <https://dudalia.com/tarea/rnvk> (accessed Jun. 22, 2023).
- [18] PCE Ibérica S.L., “Tecnología de dosificación,” 2023. <https://www.pce-iberica.es/instrumentos-de-medida/instrumentos-laboratorios/tecnologia-dosificacion.htm> (accessed Jun. 22, 2023).
- [19] INEN, “Seguridad e higiene de maquinaria para procesamiento de alimentos,” no. 14346, pp. 1–8, 2014.
- [20] K. J. BUDYNAS, RICHARD G. NISBETT, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, no. 1. 2014.
- [21] N. Robert L, *Diseño de maquinaria (cuarta edición)*. 2009.
- [22] M. T. Piovan, “C A P I T U L O 4 P R O Y E C T O D E E L E M E N T O S D E S U J E C I Ó N , A N C L A J E División 2 Mecánica de Tornillos Tornillos de transmisión Tornillo de ajuste y sujeción,” 2014.
- [23] Fullmecanica, “tornillos de potencia calculo,” 2014.

- <http://www.fullmecanica.com/definiciones/t/147-tornillos-de-potencia-mecanica>
(accessed Jun. 22, 2023).
- [24] L. G. C. Ramírez, G. S. A. Jiménez, and J. M. Carreño, *Sensores y Actuadores*. in *El libro Catedra*. Grupo Editorial Patria, 2014. [Online]. Available: <https://books.google.es/books?id=wMm3BgAAQBAJ>
- [25] F. Torres and C. Fernández, “Sensores y detectores,” *Automática, Robótica y Visión Artif.*, p. 63, 2014, [Online]. Available: https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/18433/1/Tema_2_Sensores_y_Detectores.pdf
- [26] C. P. Conde, *Sensores ópticos*. in *Cultura Universitaria Popular*. Universidad de València Servicio de Publicaciones, 1996. [Online]. Available: <https://books.google.es/books?id=hYuxdtJUU4UC>
- [27] WEG, “Sensores Ópticos | Sensores Fotoeléctricos | Sensores Industriales | Seguridad de Máquinas y Sensores Industriales | WEG - Productos,” *WEG Products*, 2020. https://www.weg.net/catalog/weg/BR/es/Seguridad-de-Máquinas%2C-Sensores-Industriales-y-Fontes-de-Alimentación/Sensores-Industriales/Sensores-Fotoeléctricos/Sensores-Ópticos/p/MKT_WDC_BRAZIL_SENSORS_OPTIC_SENSORS (accessed Jun. 22, 2023).
- [28] Areatecnologia, “Automatismos Electricos. Aparatos, Esquemas y Normativa.” <https://www.areatecnologia.com/electricidad/automatismos.html> (accessed Jun. 23, 2023).
- [29] T. Kubala, *Electricidad 4: motores de CA/CC, controles y mantenimiento (9a. ed.)*. Cengage Learning, 2011. [Online]. Available: <https://elibro.net/es/lc/bibliotecaups/titulos/76611>
- [30] S. P. A. Cantillo, “Sistema de control de velocidad para motor AC,” 2014.
- [31] H. Vallejo, “Los Controladores Lógicos Programables,” *Saber Electrónica*, vol. 166, pp. 3–11, 2001.
- [32] Siemens AG, “Hoja de Datos: 6ES7214-1AG40-0XB0,” p. 2015, 2015.
- [33] “Cálculo y Diseño de Cintas Transportadoras.”

- <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn84.html> (accessed Jul. 02, 2023).
- [34] SKF, “F3BBC 30M-TPSS - Unidades de rodamientos de bolas | SKF.” [https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units/productid-F3BBC 30M-TPSS](https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units/productid-F3BBC%20M-TPSS) (accessed Jul. 02, 2023).
- [35] Nook Industries, “ProductConfig | Nook Industries.” <https://www.nookindustries.com/ProductDetail/ProductConfig/?id=101689&chId=226032> (accessed Jul. 02, 2023).
- [36] R. C. Industrial, *Catálogo 2020*. 2020.
- [37] “Motoreductor Angular Italiano1/4 Hp 30 Rpm Monofasico | MercadoLibre.” https://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-517547008-motoreductor-angular-italiano14-hp-30-rpm-monofasico-_JM#position=7&search_layout=stack&type=item&tracking_id=a6bbcb42-6ab0-4afe-a632-45ec285db7e4 (accessed Jul. 02, 2023).
- [38] “Motoreductor Angular Italiano1/4 Hp 35 Rpm Monofasico | MercadoLibre.” https://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-517738688-motoreductor-angular-italiano14-hp-35-rpm-monofasico-_JM#position=8&search_layout=stack&type=item&tracking_id=580b66bc-1022-41e5-b135-eafdba2f8f48 (accessed Jul. 02, 2023).
- [39] “8n.m Hybrid Step Motors High Torque Nema 34 Stepper Motor For Cnc Router Laser Cutting Machine - Buy Nema 34 Stepper Motor,Stepper Motor High Torque,Cnc Stepper Motor Product on Alibaba.com.” https://www.alibaba.com/product-detail/8N-m-Hybrid-Step-Motors-High_1600761295989.html?spm=a2700.details.0.0.1a3b6c9dBe0AO7 (accessed Jul. 02, 2023).