UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR

FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DIVISORA Y FORMADORA DE MASA PARA PAN DE HAMBURGUESA.

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN MECATRÓNICA

PABLO SEBASTIÁN ERAZO CASCANTE

DIRECTOR: JOSÉ GUSTAVO BELTRÁN BENALCÁZAR, MSc.

D. M. Quito,

2019

DECLARACIÓN

Yo PABLO SEBASTIÁN ERAZO CASCANTE, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que se ha investigado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Internacional del Ecuador, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por normativa institucional vigente.

PABLO SEBASTIÁN ERAZO CASCANTE

C.I. 172618810-3

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por PABLO SEBASTIÁN ERAZO CASCANTE, bajo mi supervisión.

ING. JOSÉ GUSTAVO BELTRÁN BENALCÁZAR, MSc

DIRECTOR DE PROYECTO

Dedico a mis padres y hermana por su motivación y apoyo incondicional en todo momento.

Agradecimientos

Agradezco a mis maestros que me han guiado a través de todo este proceso impartiéndome sus conocimientos.

A mis padres y hermana por estar siempre junto a mí, apoyándome en mis buenos y malos momentos.

A mis amigos junto a los que he compartido grandes momentos en el transcurso de toda la carrera.

Al Ing. José Beltrán por su valiosa guía y colaboración a través del desarrollo del proyecto.

Índice general

1. Tema 1
2. Objetivos 1
   2.1. General 1
   2.2. Específicos 1
3. Problema 1
4. Hipótesis 2
5. Estudio Teórico del Proceso de División y Formado de Masa 2
   5.1. División de Masa 2
   5.2. Boleado de Masa 4
   5.3. Características de Divisoras Boleadoras Comerciales 6
6. Normas en el Ámbito Alimenticio 8
7. Análisis y Selección de Alternativas 9
   7.1. Especificaciones Técnicas 9
   7.2. Análisis Funcional 10
   7.3. Matriz Morfológica 12
   7.4. Matriz de Residuos Ponderados 13
8. Diseño Mecánico 14
   8.1. Dimensionamiento de la Tolva 15
   8.2. Cálculo de Tornillo Simple 16
   8.3. Diseño Estructural de la Máquina 20
   8.4. Diseño del Sistema de la Banda 26
9. Dimensionamiento Electrónico 30
   9.1. Controlador 31
   9.2. Interfaz Humano Máquina (HMI) 33
   9.3. Variador de Velocidad 34
   9.4. Selección de Motores 34
   9.5. Controlador para Motor a Pasos 35
   9.6. Fuente de Alimentación de 24 Vdc 36

9.7. Protección Motores 37
9.8. Protección Fuente y Controlador 37
9.9. Selección Luces Piloto 38
9.10. Selección Botón Paro de Emergencia 38
10. Desarrollo de la Programación 39
11. Conclusiones 42
12. Recomendaciones 42

Índice de figuras

1. División de masa de forma manual 3
2. Boleado manual de masa 4
3. Divisora boleadora fabricación ecuatoriana 7
4. Divisora con boleadora cilíndrica semiautomática 7
5. Divisora tipo boleadora industrial 8
6. Análisis funcional Nivel 0 10
7. Análisis funcional Nivel 1 11
8. Análisis funcional Nivel 2 12
9. Alternativas matriz de residuos ponderados 14
10. Alternativa seleccionada de la matriz de residuos ponderados 14
11. Bosquejo de alternativa seleccionada 15
12. Dibujo esquemático de los parámetros del tornillo 17
13. Vigas longitudinal y transversal para la estructura de la mesa 22
14. Deflexión máxima en viga con apoyos fijos y carga central 22
15. Simulación deflexión máxima viga longitudinal de la estructura de la mesa . . 24
16. Vigas longitudinal y transversal de la estructura para soportar la tolva 25
17. Simulación flexión máxima de la viga longitudinal de la estructura soporte de la tolva 26
18. Renderizado diseño de máquina 31
19. Diagrama de bloques para dimensionamiento electrónico 32
20. PLC Siemens S7-1200 32
21. HMI KTP400 basic 33
22. Variador Sinamics G110 34
23. Motor de 1HP 35
24. Motor Nema 34 35
25. Driver DM860 36
26. Fuente Sitop PSU100S 36
27. Relé térmico SIRUS 37

28. Interruptor termomagnético SETRON 38
29. Luz piloto 38
30. Botón paro de emergencia 39
31. Flujograma para el control de la máquina 40
32. Pantalla principal 41
33. Pantalla de información 41

Índice de tablas

1. Divisoras Mecánicas para Masa de Pan 3
2. Boleadoras Mecánicas para Masa de Pan 4
3. Normas de Alimentos 8
4. Análisis de Alternativas 13
5. Asignación de Letras de los Criterios de Ponderación 13
6. Límites de Flexión Recomendados 20
7. Coeficiente de Fricción de las Partes Giratorias 28
8. Análisis de I/O 30
9. Características Principales PLC 32
10. Características Principales HMI 33
11. Características Fuente Sitop PSU100S 37

Índice de anexos

Anexo A: Desarrollo de la QFD

Anexo B: Matriz Morfológica

Anexo C: Análisis de Alternativas

Anexo D: Experimento Cálculo de Densidad de la Masa

Anexo E: Catálogo Dipac Tubo Estructural Rectangular

Anexo F: Catálogo Dipac Tubo Estructural Cuadrado

Anexo G: Catálogo Cálculo Rodillos

Anexo H: Catálogo Selección Banda

Anexo I: Planos de Construcción

1. Tema

El tema del proyecto planteado es el diseño de una máquina divisora y formadora de masas para pan de hamburguesa.

2. Objetivos

2.1. General

Diseñar una máquina divisora y formadora de masa para pan de hamburguesa.

2.2. Específicos

- Investigar y documentar los sistemas y mecanismos necesarios para diseñar una máquina divisora y formadora, así como el proceso de elaboración del pan.
- Dimensionar y diseñar los elementos mecánicos y componentes móviles de la máquina basados en normativa para el efecto.
- Diseñar la máquina para un proceso automático de división y de formación de la masa.
- Implementar una HMI que permita configurar el tamaño de masa deseado.

3. Problema

La empresa PANASA es una empresa dedicada a la producción de diferentes tipos de panes, entre ellos se produce pan de hamburguesa cuyo proceso de elaboración se inicia desde la mezcla de los ingredientes para formación de la masa, una vez preparada la masa se realiza el corte y pesado para posteriormente dividirla en treinta porciones iguales. Cuando la masa ha sido dividida en pequeñas porciones se da forma a cada una de estas porciones manualmente en un proceso conocido como boleado. Se divide y da forma a 600 porciones de masa de pan de hamburguesa en una hora de forma manual. Se requiere convertir el proceso de división y formado en un proceso automático en el que se produzcan

1200 masas de pan de hamburguesa en una hora, además es necesario tener la posibilidad de elegir el peso de masa de pan entre tres diferentes tamaños de pan de hamburguesa.

4. Hipótesis

La máquina divisora y formadora de masa para pan de hamburguesa disminuirá en un 50 % el tiempo de producción en comparación al proceso manual, optimizando recursos para la empresa, además se generará productos con homogeneidad en el peso. Será capaz de dividir una masa de 25 kg en partes más pequeñas con pesos de: 60gr, 80gr y 100gr, cuya selección se realizará mediante una HMI. Cada porción de masa pasará a través de una etapa de formado, la cual se encargará del moldeo final. La máquina deberá tener una capacidad de producción de 1200 masas para pan de hamburguesa en un periodo de una hora.

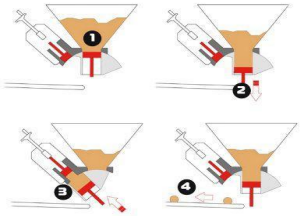
5. Estudio Teórico del Proceso de División y Formado de Masa

5.1. División de Masa

En la industria de la panadería el proceso de división de masa es fundamental debido a que se tiene una sola porción de masa la cual sale de una mezcladora y es necesario fraccionar la masa en porciones más pequeñas para trabajar con estas. Existen dos formas de dividir la masa ya sea manual o dividirla con máquinas [1]. El proceso manual lo realiza un panadero utilizando un cortador de masa y una balanza, como se presenta en la Figura 1. La división de masa con máquinas realiza el proceso automáticamente de forma más rápida, con la ventaja de ser simple de operar y de fácil limpieza [2]. Existen varias máquinas que realizan este proceso, estas se presentan en la Tabla 1.

Figura 1: División de masa de forma manual [1]

Tabla 1: Divisoras Mecánicas para Masa de Pan

Tipos	Imagen
Divisora volumétrica: La masa se succiona desde la tolva hacia una cámara de compresión donde un pistón obliga su entrada, posteriormente la cámara se desplaza y el pistón obliga la salida de la masa la cual es cortada por una cuchilla [1].	
Divisora hidráulica: Están constituidas por un armazón en el cual se tiene en la parte inferior un sistema de prensa hidráulico. En la parte superior tiene una bandeja rectangular o redonda según el modelo, cerrado por una tapa y como fondo unas plaquetas revestidas de plástico. De estas plaquetas salen unas cuchillas de acero inoxidable las cuales se encargan de dividir la masa [1].	
Divisora por extrusión: Tal como su propio nombre indica, la extrusión es un proceso en el que se hace pasar la masa por un hueco con la ayuda de un elemento de extracción (Rodillos, Tornillo, Presión). En el momento en el que la cantidad de masa deseada ha salido se corta la masa con la ayuda de una cuchilla.	

5.2. Boleado de Masa

El proceso de boleado se inicia una vez terminado el proceso de división de masa, se le da una forma esférica y con superficie lisa a la porción de masa dividida con el fin de eliminar bolsas de aire en el interior de esta [3]. Este proceso se lo puede realizar de manera manual o mediante máquina, en el caso de realizarlo manualmente el panadero solamente necesita de la habilidad de sus manos para dar la forma adecuada a la masa como se presenta en la Figura 2. El boleado mecánico se lo puede realizar de diferentes formas como las listadas en la Tabla 2.

Figura 2: Boleado manual de masa [3]

Tabla 2: Boleadoras Mecánicas para Masa de Pan

Tipos	Imagen
Boleadora cónica: Este tipo de boleadora es muy eficaz para bolear masas de pan de hamburguesa, tienen una forma de cono invertido el cual rota sobre su propio eje a una velocidad constante. La masa ingresa en la base del cono y va ascendiendo por este gracias a unas guías que darán la forma a la masa conforme va ascendiendo hasta llegar al tope del cono y salir con la forma esférica que se busca [4].	

Tipos	Imagen
Boleadora divisora: Este tipo de boleadora se caracteriza por dividir y bolear la masa, estas máquinas consisten en dividir en partes iguales la masa colocada en un plato, una vez dividida la masa esta es boleada obteniendo así porciones de masa de un mismo peso y boleadas [2]. Este tipo de máquina es muy útil para la producción de masa para pan de hamburguesa, la desventaja de esta es que se debe dividir manualmente una porción de masa para colocarla en el plato de la máquina lo que hace de este un proceso semiautomático.	
Boleadora heñidora de bandas: Este tipo de boleadora da forma a la masa después de ser dividida, tiene la ventaja de bolear masa hasta un peso de 1400 gr., su principio de funcionamiento se basa en dos cintas transportadoras colocadas paralelamente con un espacio entre ellas en el cual se coloca la porción de masa recién dividida la cual avanzará a través de las cintas que se mueven en direcciones opuestas provocando de esta forma que la masa tome una forma esférica [5].	

Tipos	Imagen
Boleadora cilíndrica: Este tipo de boleadora tiene un principio parecido a la boleadora cónica con la diferencia de que en lugar de poseer un cono tiene un cilindro hueco en el centro para permitir el paso de la masa que cae por este, al llegar al fondo del cilindro por medio de un agujero a un costado de este la masa sale del cilindro, la masa asciende por las hélices acopladas en su exterior por medio de una rotación excéntrica de un cilindro exterior en movimiento esta presiona la masa haciendo que tome forma y una vez que llega a la parte superior del cilindro, la masa sale de este con una forma esférica [6].	

5.3. Características de Divisoras Boleadoras Comerciales

En la actualidad la implementación de máquinas divisoras y boleadoras en las grandes empresas panificadoras es indispensable, debido a esto se han creado máquinas cuya capacidad de producción por hora es mayor a 3000 porciones [7], son perfectas para grandes empresas pero en el caso de pequeñas y medianas empresas esta cantidad de producción es innecesaria, además los costos de estas máquinas se encuentran fuera del alcance para este tipo de empresas. En el Ecuador existen proveedores de máquinas solamente del tipo divisora boleadora, se pueden encontrar otros tipos de divisoras y boleadoras realizados en Ecuador de forma artesanal. Dentro de las máquinas de fabricación en talleres se puede encontrar la divisora boleadora que se presenta en la Figura 3, esta tiene la capacidad de dividir hasta 1500 porciones por hora, posee cuatro regulaciones de peso las cuales se las debe realizar de forma manual.

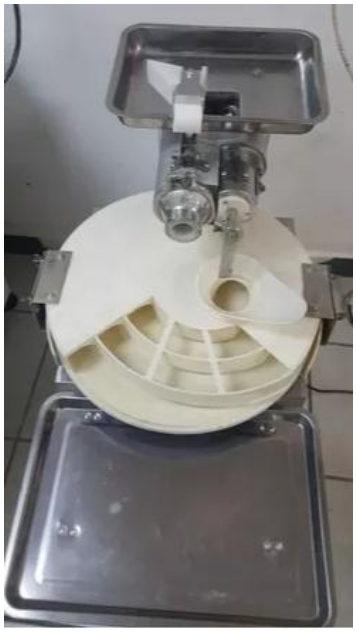


Figura 3: Divisora boleadora fabricación ecuatoriana

Otro tipo de máquina que se puede encontrar es una divisora cilíndrica de fabricación Cuencana con una capacidad de producción de 1800 porciones por hora, la regulación de peso se debe realizar de manera manual [8], en la Figura 4 se presenta esta máquina.

Figura 4: Divisora con boleadora cilíndrica semiautomática [8]

En cuanto a las máquinas tipo boleadora divisora son de uso común en pequeñas panaderías, aunque su introducción en las panaderías medianas no ha logrado obtener una buena acogida por el tiempo de producción y capacidad de estas ya que permite elaborar masas boleadas de 25 a 83gr, y divide de 30 a 36 unidades dependiendo del equipo [2]. En la Figura 5 se presenta una divisora boleadora común en el mercado ecuatoriano.

Figura 5: Divisora tipo boleadora industrial [9]

Las máquinas que se encuentran a la venta en el mercado ecuatoriano son, en el mejor de los casos, semiautomáticas ya que en la mayoría de las veces la regulación del peso de la masa se lo debe realizar de forma manual.

6. Normas en el Ámbito Alimenticio

En la Tabla 3 se presentan las normas aplicadas al área alimenticia y su respectiva descripción.

Tabla 3: Normas de Alimentos

Norma	Descripción
FDA CFR Title 21 Parts 170-179 Food Additives	Componentes que pueden encontrarse en contacto directo con un alimento.
NTE INEN 3039	Servicios de restauración. Buenas prácticas de manufactura.
CPE INEN 01:1987	Código de práctica para manipulación de alimentos.
RTE INEN 131	Seguridad e higiene de maquinaria para procesamiento de alimentos.

Norma	Descripción
INEN-EN 1672-1	Maquinaria para procesado de alimentos. Conceptos básicos. Parte 1: Requisitos de seguridad.
INEN-EN 1672-2	Maquinaria para procesado de alimentos. Conceptos básicos. Parte 2: Requisitos de higiene.
IEC 60529	Grados de protección IP en los equipos e instalaciones.
ISO 12100:2012	Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo.

En base a estas normas se realiza la selección de materiales para el diseño de la máquina divisora y formadora de masas de pan de hamburguesa.

7. Análisis y Selección de Alternativas

7.1. Especificaciones Técnicas

Se realiza el análisis de especificaciones técnicas a partir de las expectativas y requerimientos del usuario. De esta forma se diseña un proyecto de calidad. La definición de calidad se la toma como “el conjunto de propiedades y características de un producto o servicio que le confiere la aptitud para satisfacer unas necesidades expresadas o implícitas.” [10]

Por medio de las especificaciones técnicas se define el diseño de la máquina y se especifican las prioridades del cliente. Generando así un diseño de calidad que satisfaga al cliente. Todo el desarrollo de la QFD se lo encuentra en el Anexo A. Del desarrollo de la QFD se obtiene como resultado que una de las características que tiene una mayor ponderación es el de la cantidad de masas que se pueden dividir por hora junto con la cantidad de tamaños o pesos que se pueden seleccionar y la precisión de pesos de cada porción de masa. Que la máquina sea modular y que tenga protecciones son otras características que se deben tomar en cuenta.

7.2. Análisis Funcional

Este análisis se lo realiza descomponiendo el sistema a diseñar en varios bloques funcionales, los cuales interactúan entre sí de forma que cumplan con el objetivo por el cual fue diseñada la máquina.

Nivel 0

Se representa el proceso de manera general en el cual se tiene en el ingreso materia prima, energía y señal, con lo que se busca generar el diseño de una máquina divisora y formadora de masas para pan de hamburguesas y obtener la memoria técnica, planos eléctricos, planos mecánicos y una simulación del sistema de control. En la Figura 6 se presenta el nivel 0.

Figura 6: Análisis funcional Nivel 0

El Nivel 1 genera 2 módulos, uno de control y el otro mecánico, en los cuales se representa todos los procesos involucrados en el diseño de la máquina. En la Figura 7 se presenta el Nivel 1.

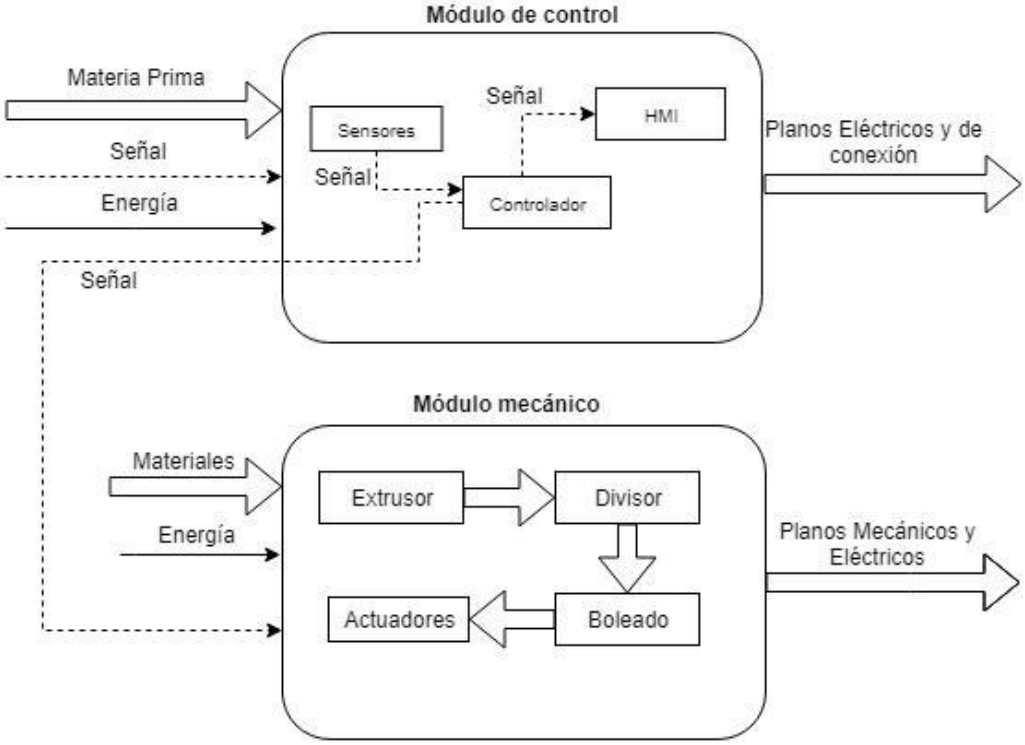


Figura 7: Análisis funcional Nivel 1

Una vez creado el Nivel 1 se procede a construir el Nivel 2, del cual se generan 4 módulos que son el módulo 1 de extrusión, módulo 2 de división, módulo 3 de formado y módulo 4 de control. Estos módulos muestran de forma más detallada los procesos del Nivel 1. En la Figura 8 se presentan los cuatro módulos del Nivel 2.

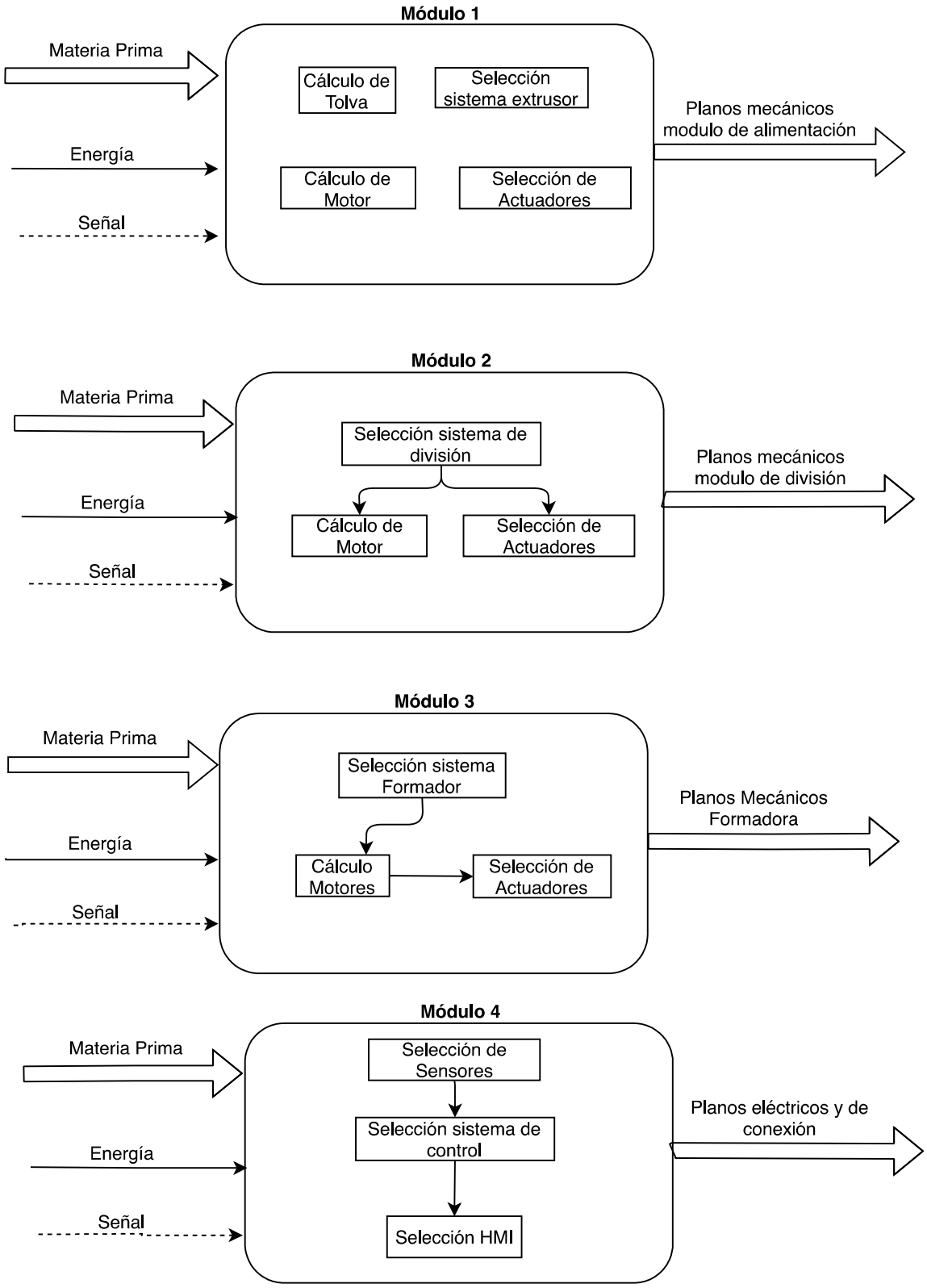


Figura 8: Análisis funcional Nivel 2

7.3. Matriz Morfológica

La matriz morfológica permite presentar las opciones que se tienen para cada requerimiento de la máquina. Conociendo las opciones se determinan diferentes combinaciones

que son creadas con las soluciones de los módulos funcionales que conforman el sistema. De las combinaciones se debe seleccionar la alternativa que mejor se adapte al proyecto. En el Anexo B se presenta una Tabla con las alternativas de la matriz morfológica y las 4 alternativas obtenidas de la Tabla.

7.4. Matriz de Residuos Ponderados

La matriz de residuos ponderados permite determinar cuál de las alternativas generadas en la matriz morfológica es la más óptima para el proyecto, esta selección se la realiza mediante criterios específicos de evaluación los cuales se especifican en el Anexo C al igual que la determinación de la prioridad de cada criterio y la comparación de cada alternativa según cada criterio.

En la Tabla 4 se presentan los resultados de los 5 criterios de ponderación (Se les asigna una letra desde A hasta E) evaluados para cada alternativa. Como resultado la Alternativa 1 con un valor de 0.295 es la mejor opción para el diseño de la máquina. Además se observa que la Alternativa 4 se encuentra como segunda opción con un valor de 0.283. En la Tabla 5 indica el significado de las letras asignadas a los criterios de ponderación. Las 4 alternativas se las presenta en la Figura 9, donde A es la Alternativa 1, B la Alternativa 2, C la Alternativa 3 y D la Alternativa 4.

Tabla 4: Análisis de Alternativas

	A	B	C	D	E	$\sum +1$	Prioridad
Alternativa 1	0.093	0.030	0.035	0.047	0.090	0.295	1
Alternativa 2	0.027	0.070	0.015	0.020	0.030	0.162	4
Alternativa 3	0.080	0.070	0.015	0.020	0.075	0.260	3
Alternativa 4	0.067	0.030	0.035	0.047	0.105	0.283	2

Tabla 5: Asignación de Letras de los Criterios de Ponderación

ASIGNACIÓN	CRITERIOS
A	Capacidad
B	Precisión
C	Seleción Tamaño
D	Seguridad
E	Limpieza

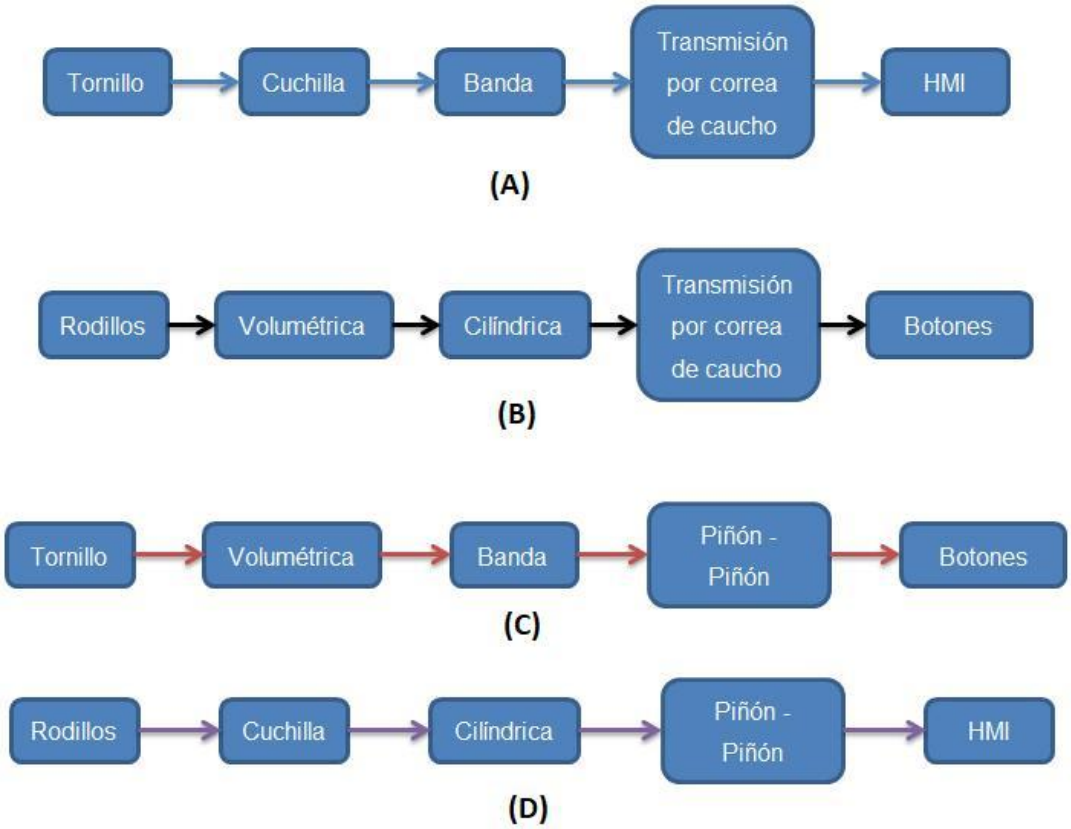


Figura 9: Alternativas matriz de residuos ponderados

8. Diseño Mecánico

Con el resultado obtenido en la matriz de residuos ponderados se empieza, mediante cálculos matemáticos, el dimensionamiento de los elementos mecánicos que componen la máquina. En la Figura 10 se presentan las partes que componen la alternativa seleccionada. Esta alternativa consiste en un tornillo simple helicoidal que se encuentra dentro de una

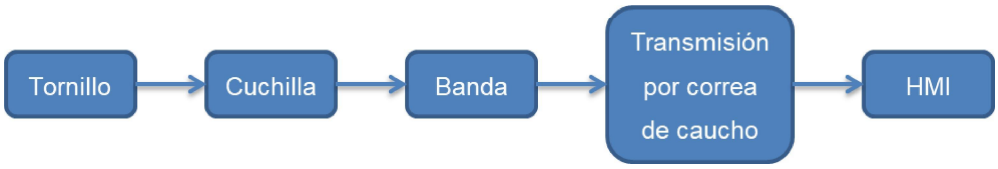


Figura 10: Alternativa seleccionada de la matriz de residuos ponderados

tolva que contiene masa, mediante la rotación del tornillo se extruye la masa de la tolva. La masa que sale de la tolva es cortada por una cuchilla en porciones con el peso deseado y a continuación cae en una banda transportadora que se mueve con una trasmisión por correa de caucho acoplada a un motor. El peso deseado de las porciones de masa es seleccionado mediante un HMI. En la Figura 11 se presenta un bosquejo de la alternativa seleccionada.

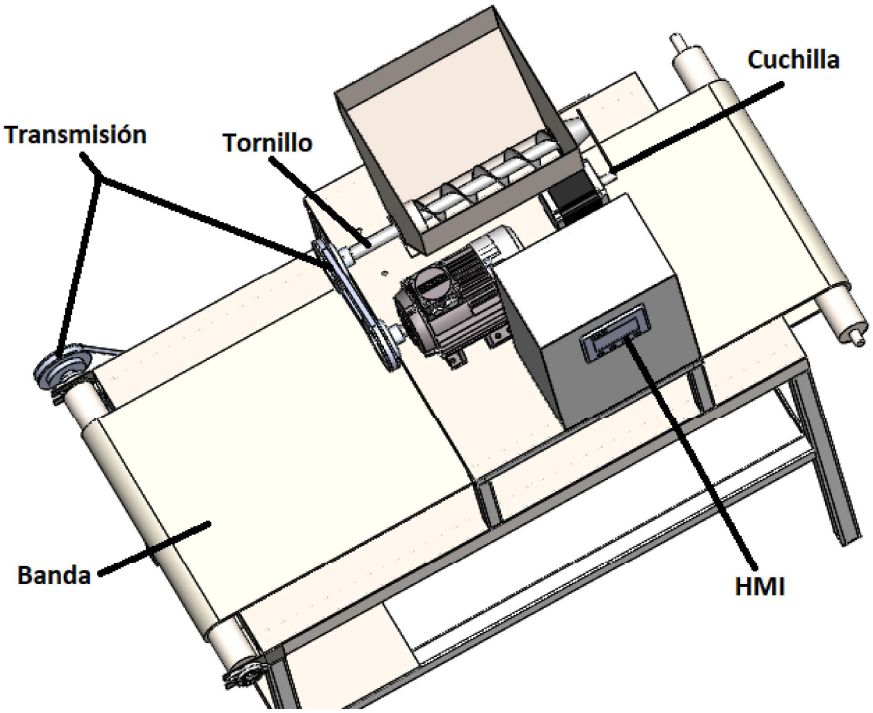


Figura 11: Bosquejo de alternativa seleccionada

8.1. Dimensionamiento de la Tolva

Según los datos brindados por el cliente, se busca que la tolva tenga una capacidad de carga de 25 kg. Se inicia por calcular el volumen que ocupa 25 kg de masa, para esto es necesario conocer la densidad de la masa con la que se trabaja, por lo que se realiza un experimento en el cual se llena de masa 3 diferentes recipientes de diferente volumen cada uno y se pesa la masa contenida en estos 10 veces, con lo que se obtiene un promedio del peso de la masa en cada recipiente y conociendo su volumen se puede obtener la densidad de la masa, este experimento se lo presenta en el Anexo D. De este experimento se obtiene la densidad de la masa con la que se trabaja de 1112 $\mathrm{kg/m^3}$. Para calcular el volumen que ocupa la masa de 25 kg se utiliza la ecuación (1).

$$\rho = m/V \tag{1}$$

Donde:

ρ Densidad, en $\mathrm{kg/m^3}$;

m Masa, en kg;

V Volumen, en $\mathrm{m^3}$;

Despejando y reemplazando en (1) se obtiene:

$$V = m/\rho$$

$$V = 24646,85 \ \mathrm{cm}^3$$

$$V = 0,024 \ \mathrm{m}^3$$

Una vez calculado el volumen que ocupa una masa de 25 kg se calcula las dimensiones que debe tener un cubo para contener la masa y conocer las dimensiones de la tolva. El cálculo se lo realiza con la ecuación (2) con la que se calcula el volumen de un cubo.

$$V = l^3 \tag{2}$$

$$l = \sqrt[3]{24646,85 \ \mathrm{cm}^3}$$

$$l = 29{,}10 \ \mathrm{cm}$$

La masa que ingresa en la tolva debe salir de esta por medio de un orificio, a este proceso se lo conoce como extrusión.

El proceso de extrusión tiene como ventajas la versatilidad o adaptabilidad, eficiencia energética, bajo costo, proceso continuo, alta calidad del producto del material a extruir. Existen varios tipos de extrusores en este caso se utilizará un extrusor de tornillo simple [11].

8.2. Cálculo de Tornillo Simple

Los extrusores de tornillo simple pueden ser de diversas formas y tamaños, su mayor ventaja es que son de bajo costo y mecánicamente simples de construir [11]. Los tornillos están diseñados para convertir movimiento de rotación en movimiento lineal, y ejercer la fuerza necesaria para mover un elemento a lo largo de una determinada trayectoria [12]. En este tipo de extrusoras el movimiento de la masa es directamente proporcional a la velocidad del tornillo.

Debido a que este empuja la masa por el extrusor es la parte más importante de la extrusora. En la Figura 12 se presentan los parámetros de diseño del tornillo.

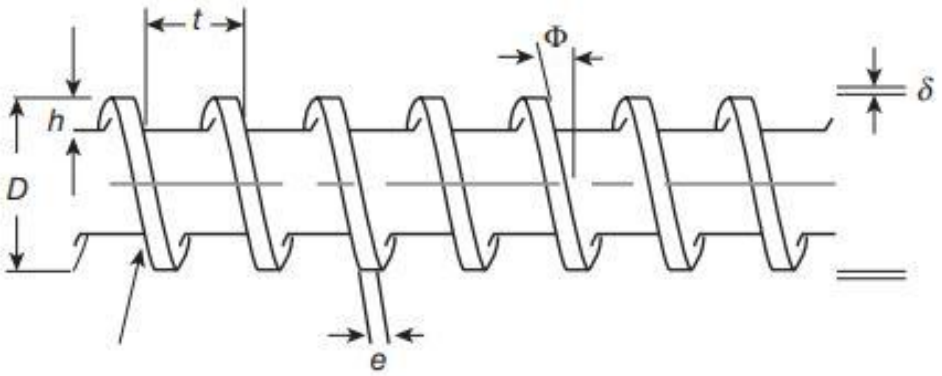


Figura 12: Dibujo esquemático de los parámetros del tornillo [13].

Para calcular el tornillo se debe tomar en cuenta el tipo de material que se va a manipular y la capacidad por hora de la máquina. Estos parámetros son:

- Densidad de la masa $\rho : 1014\ \mathrm{kg/m^3}$.
- Capacidad de la máquina $Q_m : 120\ \mathrm{kg/h}$.

La capacidad de la máquina se calcula conociendo que se desea producir 1200 unidades de masa, si se considera que todas las unidades sean del tamaño más grande que es 100 gr se obtiene que es necesario 120 kg/h de masa para cumplir con esta producción.

Para el cálculo de la velocidad del tornillo se debe despejar de la ecuación (3) N_t, que es la velocidad del tornillo en rad/s [14]. De esta ecuación se conocen el diámetro exterior del tornillo D de 65,4 mm, la altura del filete de tornillo h es igual a 20 mm, el paso del tornillo t es 70 mm.

$$Q_m = \frac{60\pi}{1000^3} \cdot (D^2 - D_{tp}^2) \cdot t \cdot N_t \cdot F_l \cdot \rho \tag{3}$$

Donde:

Q_m Capacidad de la máquina, en kg/h;

D Diámetro exterior del tornillo, en mm;

D_{tp} Diámetro Primitivo del tornillo, en mm;

t Paso del tornillo, en mm;

N_t Velocidad del tornillo, en rad/s;

F_l Factor de llenado, adimensional;

ρ Densidad de la masa, en $\mathrm{kg/m^3}$;

Se despeja N_t de la ecuación (3) y se obtiene la ecuación (4).

$$N_t = \frac{Q_m}{\frac{60\pi}{1000^3} \cdot (D^2 - D_{tp}^2) \cdot t \cdot F_l \cdot \rho} \tag{4}$$

El diámetro primitivo del tornillo D_{tp} se calcula con la ecuación (5).

$$D_{tp} = D - 2h \tag{5}$$

$$D_{tp} = 65{,}4 \ \text{mm} - 2(20) \ \text{mm}$$

$$D_{tp} = 25{,}4 \ \text{mm}$$

Una vez calculado D_{tp} se reemplaza en la ecuación (4) y se obtiene:

$$N_t = 3,08 \ \text{rad/s}$$

$$N_t = 29,46 \ \text{rpm}$$

Es necesario una velocidad N_t de 29,46 rpm para una capacidad de carga de 120 kg/h.

El cálculo de la potencia del motor se lo realiza con la ecuación (6) tomado de [14].

$$Pm = \frac{\mu_{ap} \cdot (\pi \cdot N_t \cdot D)^2 \cdot W_t \cdot L_t}{h \cdot sen(\phi)} \cdot (4) \tag{6}$$

Donde:

P Potencia del motor, en W;

μ_{ap} Viscosidad aparente del material, en Pa· s;

N_t Velocidad del tornillo, en rad/s;

D Diámetro exterior del tornillo, en mm;

W_t Ancho del canal del tornillo, en mm;

L_t Longitud del tornillo, en mm;

h Altura del filete de tornillo, en mm;

ϕ Ángulo del filete, en grados;

El ancho del canal del rodillo se calcula con la ecuación (7).

$$W_t = t - e \tag{7}$$

$$W_t = 70\ \text{mm} - 2\ \text{mm}$$
$$W_t = 68\ \text{mm}$$

Debido a que en la mayoría de los alimentos extruidos la viscosidad disminuye con el aumento de la tensión cortante producida por el tornillo de extrusión, es necesario realizar el cálculo de la razón de γ y la viscosidad aparente del material μ_{ap} [15]; definidas en (8) y (9) respectivamente.

$$\gamma = \frac{\pi \cdot N_t \cdot D}{h} \tag{8}$$

$$\mu_{ap} = mf \cdot \gamma^{nf-1} \tag{9}$$

Reemplazando en (8) se obtiene:

$$\gamma = 31,70\ \tfrac{1}{\text{s}}$$

Reemplazando γ en (9), donde $mf = 350$ y $nf = 0{,}8$, estos son índices de flujos dados por tablas según el tipo de material [15]:

$$\mu_{ap} = 178,63\ \text{Pa.s}$$

El ángulo de filete ϕ se lo calcula con la ecuación (10).

$$\phi = tan^{-1}(\frac{t}{2\pi \cdot r_m}) \tag{10}$$

Donde r_m es el radio medio del tornillo y se lo calcula con la ecuación (11).

$$r_m = \frac{D - h}{2} \tag{11}$$

$$r_m = 22,7\ \text{mm}$$

Reemplazando (11) en (10) se obtiene como resultado:

$$\phi = 0,456\ \text{rad} = 26,14^{\text{o}}$$

De esta manera se calcula la potencia necesaria del motor reemplazando los valores calculados con (9), (4), (7), (10), y conociendo que $D = 65,4 \text{ mm}$, $L_t = 334,5 \text{ mm}$ y $h = 20 \text{ mm}$, en la ecuación (6).

$$Pm = 676,08 \text{ W} = 0,90 \text{ Hp}$$

Se determina que es necesario un motor de 0,90 Hp de potencia por lo que se selecciona un motor de 1 Hp para el tornillo.

8.3. Diseño Estructural de la Máquina

La máquina debe soportar un peso aproximado de 200 kg por lo que se necesita que la estructura sea rígida y se busca que tenga un diseño por rigidez que considere la deflexión de los elementos a ser seleccionados. En la Tabla 6 se presenta los parámetros recomendados de flexión máxima permisible de la estructura [16].

Tabla 6: Límites de Flexión Recomendados [16].

ASIGNACIÓN	CRITERIOS
Parte general de una máquina	$Y_{max} = 0{,}0005 \ a \ 0{,}003 mm/mm$ de longitud de viga
Precisión Moderada	$Y_{max} = 0{,}00001 \ a \ 0{,}0005 mm/mm$ de longitud de viga
Alta precisión	$Y_{max} = 0{,}000001 \ a \ 0{,}00001 mm/mm$ de longitud de viga

Usando como parámetro de precisión moderada un Y_{max} = 0,0005 se comienza con el diseño de las columnas de la estructura principal.

Se debe garantizar que el diseño soporte toda la carga de la máquina por lo que se considera el peso de las vigas de la mesa, el conjunto de la tolva y los componentes eléctricos lo que da un total aproximado de 200 kg. La carga total sobre las columnas se calcula con la ecuación (12).

$$P_t = m_t \cdot g \tag{12}$$

Donde:

P_t Carga total, en N;

m_t Masa total, en Kg;

g Gravedad, constante 9.8 m/s^2;

$$P_t = 200\ \text{kg} \cdot 9{,}8\ \text{m/s}^2$$

$$P_t = 1960\ \text{N}$$

Se calcula la carga crítica P_{cr} en las columnas con (13). Donde el módulo de elasticidad del acero E = 200 GPa, la inercia de la viga $I = 10,20\ \text{m}^4$, con una longitud de la viga de $L = 0,81\ \text{m}$.

$$P_{cr} = \frac{1,2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \tag{13}$$

$$P_{cr} = 3,68\ E10^4\ \text{N}$$

El factor de seguridad η que se tiene se calcula con (14).

$$\eta = \frac{P_{cr}}{P_t} \tag{14}$$

$$\eta = 18{,}78$$

Las columnas de la estructura son capaces de soportar la carga de 200 kg con un factor de seguridad de 18,78. Este alto factor de seguridad se obtiene debido a la alta inercia del perfil cuadrado seleccionado de tipo tubo estructural, cuyas características son 50 mm x 50 mm con un espesor de 3 mm.

Una vez que se comprueba que las columnas de la estructura van a soportar el peso, se diseña las vigas longitudinal y transversal de la mesa, estas se las presenta en la Figura 13. Se calcula la inercia de las vigas con apoyos fijos con carga central con (15) [17].

$$Y_{max} = -\frac{F \cdot l^3}{192 \cdot E \cdot I} \tag{15}$$

En la Figura 14 se muestra la representación de la deflexión máxima en una viga con apoyos fijos y carga central.

Figura 13: Vigas longitudinal y transversal para la estructura de la mesa

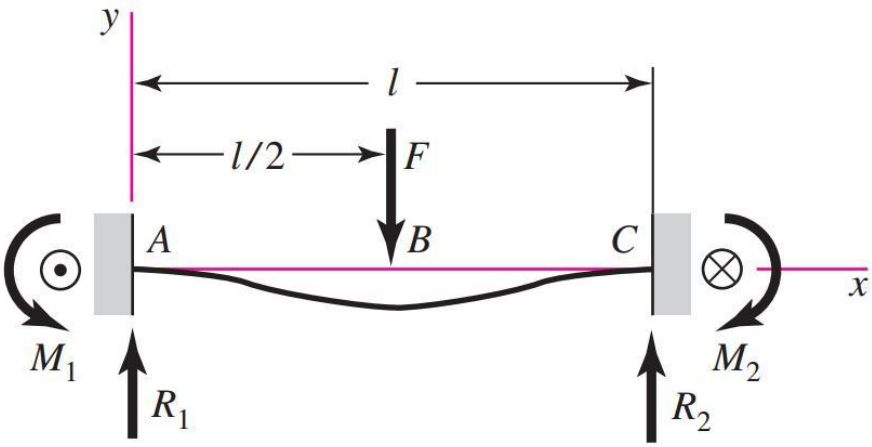


Figura 14: Deflexión máxima en viga con apoyos fijos y carga central [17]

Se despeja la inercia I de la ecuación (16).

$$I = -\frac{F \cdot l^3}{192 \cdot E \cdot Y_{max}} \tag{16}$$

Donde:

Y_{max} Flexión máxima, en m;

F Fuerza sobre la viga, en N;

l Longitud de viga, en m;

E Módulo de elasticidad del acero, en GPa;

I Inercia de la viga, en m^4;

Para calcular la viga longitudinal se reemplaza en (16) los valores F = 1962 N, $Y_{max} = 0{,}0005$, E = 200 GPa, l = 1,20 m.

$$I = 14{,}715\ \mathrm{cm}^4$$

En el caso de la viga transversal se tienen los valores F = 1962 N, $Y_{max} = 0{,}0005$, E = 200 GPa, l = 0,62 m.

$$I = 3,93\ \mathrm{cm}^4$$

Comparando la inercia de la viga longitudinal y la viga transversal se observa como crítica a la viga longitudinal ya que su inercia debe ser mayor para soportar la carga. De la Tabla del catálogo de aceros Dipac en el anexo E se selecciona un tubo estructural rectangular con dimensiones 40mm X 60mm con espesor 2mm el cual tiene una inercia de 18,08 cm^4 la cual es mayor a la calculada de 14,71 cm^4 por lo que el perfil seleccionado es adecuado para la viga longitudinal y por lo tanto también para el perfil transversal.

Para cumplir con el límite de deflexión recomendado por [16], si se busca obtener una máquina de precisión moderada, el valor máximo de Y_{max} debe ser menor al calculado a continuación con (17). Donde L = 1200 mm.

$$Y_{max} = \frac{0,0005\ mm}{mm\ de\ longitud} \cdot L \tag{17}$$

$$Y_{max} = 0{,}6\ \mathrm{mm}$$

Con una inercia I = 18,08 cm^4 se calcula con la ecuación (15) la deflexión que se tiene con el perfil seleccionado.

$$Y = 0{,}36\ \mathrm{mm}$$

Se comprueba que la deflexión obtenida con este perfil ($Y = 0{,}48\ \mathrm{mm}$) es menor a la deflexión máxima permisible ($Y_{max} = 0{,}6\ \mathrm{mm}$) para una máquina con precisión moderada. Se realiza una simulación con ayuda de SolidWorks, de la viga longitudinal por ser la más

crítica para comprobar los cálculos realizados y validar la selección del perfil.

En la Figura 15 se presenta el resultado de la simulación, en la cual se observa que se tiene una flexión Y_{max}=0,32 mm. Con la simulación se comprueba que el perfil estructural seleccionado es adecuado para la estructura de la mesa de la máquina.

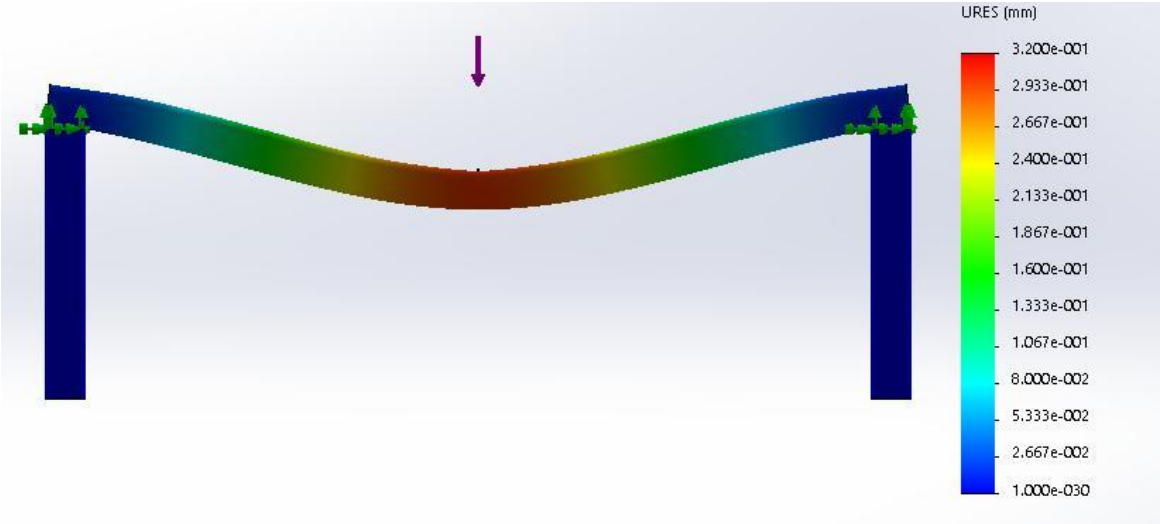


Figura 15: Simulación deflexión máxima viga longitudinal de la estructura de la mesa

Una vez calculado la deflexión máxima de las vigas de la estructura de la mesa se realiza el mismo cálculo para las vigas para la estructura que soporta la tolva. En la Figura 16 se presentan las vigas longitudinal y transversal de esta estructura.

Se calcula la viga longitudinal de la estructura que soporta el conjunto de la tolva reemplazando en (1) los valores F = 981N, $Y_{max} = 0{,}0005$, E = 200GPa, l = 0.64 m se obtiene.

$$I = 2,09cm^4$$

Para la viga transversal con los valores F = 981N, $Y_{max} = 0{,}0005$, E = 200GPa, l = 0.5 m se tiene una inercia de:

$$I = 1,27cm^4$$

Se observa que la viga longitudinal va a ser la crítica por tener una mayor inercia por lo que en la selección del perfil se toma en cuenta esta inercia. Del anexo F se selecciona un tubo estructural cuadrado con dimensiones 30mm X 30mm con espesor 2 mm cuya inercia es de 2,71 cm^4, este es mayor al calculado de 2,09 cm^4 por lo que el perfil seleccionado es adecuado para la estructura de la mesa de la tolva.

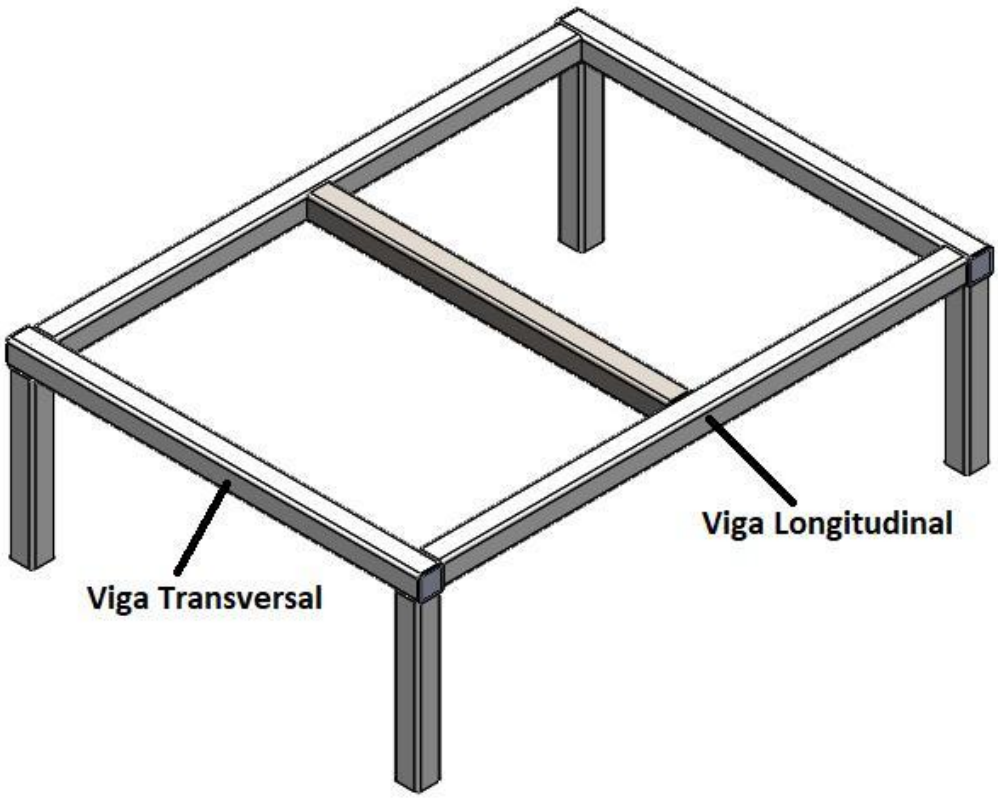


Figura 16: Vigas longitudinal y transversal de la estructura para soportar la tolva

El límite de deflexión máxima para la viga longitudinal es calculado con (17). Donde L = 640 mm.

$$Y_{max} = 0{,}32 \ \mathrm{mm}$$

Con la inercia del perfil seleccionado de I = 2,71 cm^4 se calcula con la ecuación (15) la deflexión que se tiene con este perfil.

$$Y = 0{,}25 \ \mathrm{mm}$$

El resultado obtenido del cálculo comprueba que la deflexión del perfil va a ser menor a la permisible por lo que el perfil seleccionado es el adecuado. Para validar estos cálculos se realiza una simulación. El resultado de la simulación se lo presenta en la Figura 17 con una flexión Y_{max} = 0,29 mm.

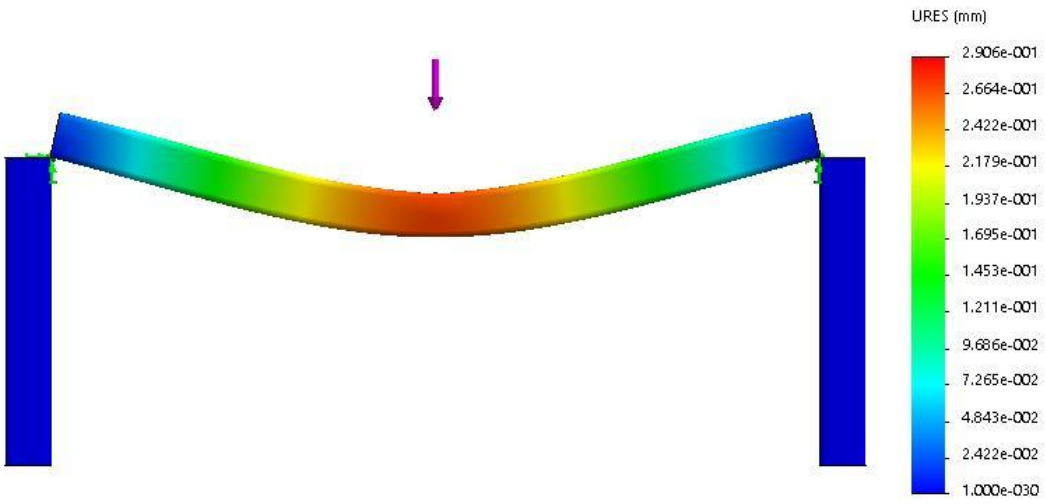


Figura 17: Simulación flexión máxima de la viga longitudinal de la estructura soporte de la tolva

8.4. Diseño del Sistema de la Banda

A continuación se selecciona el tipo de rodillo y banda a utilizar, para esto se toma de guía un catálogo que se adjunta en el anexo G. Se inicia por seleccionar el tipo de banda que se va a utilizar, esta debe ser de grado alimenticio y de un material permitido por la FDA [18].

La banda seleccionada es la CX07UF la cual se la encuentra en el catálogo del anexo H. Esta tiene los siguientes valores que pueden ser reemplazados en la ecuación (18) para encontrar el peso por metro de banda G_g, donde el ancho de banda es B = 0,5 m, el espesor total de los recubrimientos E = 1.1 mm, el peso por metro cuadrado de lona PI = 3,5 kg/m^2 y número de lonas Z = 2.

$$G_g = B \cdot ((1,2 \cdot E) + (PI \cdot Z)) \tag{18}$$

$$G_g = 0,5 \ \mathrm{m} \cdot ((1,2 \cdot 1,1 \ \mathrm{mm}) + (3,5 \ \mathrm{kg/m^2} \cdot 2))$$
$$G_g = 4,16 \ \mathrm{Kg/m}$$

Calculado el peso de la banda transportadora se selecciona los rodillos con (19).

$$K_r = R + L_1(G_g + \frac{Q_r}{3,6V})F_c \cdot F_i \cdot F_v \tag{19}$$

Donde:

K_r Carga sobre un rodillo, en kg;

R Peso de partes rodantes rodillo, en kg;

L_1 Separación entre estaciones, en m;

G_g Peso de la banda, en kg/m;

Q_r Capacidad de carga real, en Tm/h;

V Velocidad de la banda, en m/s;

F_c Factor de carga;

F_i Factor de impacto;

F_v Factor de vida del rodillo;

De tablas del catálogo del anexo G se conoce R=1 kg, L_1 = 3 m, Q_r = 33,25 Tm/h, V=0,5 m/s, F_c = 1, F_i = 1, F_v = 1,445. Se reemplazan los valores en (19)

$$K_r = 99,11 \ \text{kg}$$

Se selecciona el rodillo a utilizar con ayuda del catálogo del Anexo G, al obtener un K_r = 99 kg el tipo de rodillo que se debe utilizar es uno con diámetro de eje de 20 mm, diámetro del rodillo de 63,5 mm y un rodamiento 6204. Se calcula la vida del rodamiento V_{rod} con (20). Donde C = 13600 N, P = 1000 N y n = 150 rpm.

$$V_{rod} = \frac{(2C)^3 \cdot 10^6}{P^3 \cdot n \cdot 60} \tag{20}$$

$$V_{rod} = 558990 \ \text{h} = 63,81 \ \text{Años}$$

Una vez calculado el peso de la banda y el rodillo a utilizar se realiza el cálculo de la potencia P necesaria para mover la banda. Este cálculo de potencia se lo realiza con la ecuación (21) de [19]. En la cual F_1 es la fuerza necesaria para mover la banda en vacío, F_2 es la fuerza necesaria para desplazar la carga, v es la velocidad lineal de la banda.

$$P = \frac{(F_1 + F_2) \cdot v}{1000} \tag{21}$$

Se inicia calculando la velocidad de la banda con la ecuación (22).

$$v = w \cdot R \tag{22}$$

Donde:

v Velocidad lineal, en m/s;

R Radio de rodillo, en m;

w Velocidad angular, en rpm;

Se conoce que el radio del rodillo es R = 0.0317 m y la velocidad angular es w = 170 rpm. Reemplazando estos valores en (22) se obtiene:

$$v = 170rpm \cdot 0,0317 \text{ m}$$

$$v = 0,564 \text{ m/s}$$

La fuerza F_1 necesaria para mover la banda en vacío junto con sus componentes se lo calcula con la ecuación (23).

$$F_1 = C \cdot f \cdot L \cdot G_g \cdot g \tag{23}$$

Donde:

F_1 Fuerza, en N;

C Factor de fricción por longitud de banda;

f Factor de fricción de las partes móviles;

L Longitud de la banda, en m;

G Peso por metro de banda, en kg/m;

f Gravedad, 9,81 m/s;

El factor de fricción de las partes móviles se lo consigue de la Tabla 7. El valor tomado de esta es 0,030.

Tabla 7: Coeficiente de Fricción de las Partes Giratorias [19]

CONDICIÓN	f
Buenos transportadores con rodillos de marcha suave y pequeña fricción interna en el material.	0,017
Valor estándar para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo	0,020
Para condiciones de marcha desfavorables operación polvosa, sobrecargas periódicas.	0,023-0,030
Transportadores descendentes que requieren frenado por medio de motor	0,012

El factor de fricción C se lo calcula mediante la ecuación (24). Donde la longitud de la banda es L = 1,4 m.

$$C = (15,9 \cdot L^{-0,61}) + 0,77 \tag{24}$$

$$C = (15,9 \cdot 1,4^{-0,61}) + 0,77$$

$$C = 13,72$$

Se reemplaza los valores en (23)

$$F_1 = 13,72 \cdot 0,03 \cdot 1,4 \ \mathrm{m} \cdot 4,16 \ \mathrm{kg/m} \cdot 9,81 \ \mathrm{m/s^2}$$

$$F_1 = 23,52 \ \mathrm{N}$$

El cálculo de la fuerza necesaria para desplazar la carga horizontalmente se lo realiza con la ecuación (25).

$$F_2 = (\frac{C \cdot f \cdot L \cdot Q_t}{3,6 \cdot v}) \cdot g \tag{25}$$

Donde Q_t es la capacidad máxima de transporte en ton/h y se lo calcula con la ecuación (26).

$$Q_t = Q_v \cdot \rho \tag{26}$$

Se conoce la densidad de la masa $\rho = 1112 kg/m^3$ y se calcula la capacidad volumétrica $Q_v$con la ecuación (27).

$$Q_v = 3600 \cdot A \cdot v \tag{27}$$

Donde A es el área de la masa de pan que se encuentra sobre la banda, de la cual se conoce que en el caso de tener masas de 100 gr estas tienen un diámetro de 8cm, si se tienen 4 porciones sobre la banda al mismo tiempo el área resultante se calcula con la ecuación (28).

$$A = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \tag{28}$$

$$A = 0,081 \ \mathrm{m^2}$$

Reemplazando en (27) se obtiene.

$$Q_v = 3600 \ \mathrm{s/h} \cdot 0,081 \ \mathrm{m} \cdot 0,56 \ \mathrm{m/s}$$

$$Q_v = 163,39 \ \mathrm{m^3/h}$$

Se calcula la capacidad máxima de transporte reemplazando en (26).

$$Q_t = 181,69 \ \text{ton/h}$$

De la ecuación (25) se reemplaza para obtener

$$F_2 = 1093 \ \text{N}$$

Conociendo las fuerzas se calcula la potencia del motor con (21).

$$P = 0,63 \ \text{kW} = 0,845 \ \text{Hp}$$

La potencia necesaria para la banda es P = 0,845 Hp por lo que se selecciona un motor de 1 Hp.

Al diseño 3D creado en SolidWorks se lo puede renderizar para crear una imagen mas realista del diseño. El renderizado del diseño de la máquina final se presenta en la Figura 18.

9. Dimensionamiento Electrónico

Para la selección de componentes electrónicos es necesario conocer los elementos que necesita la máquina para lo cual se realiza un diagrama de bloques con las partes que componen la máquina, en la Figura 19 se presenta el diagrama de bloques.

A continuación se realiza un análisis de las entradas y salidas al controlador lógico programable, este análisis se presenta en la Tabla 8.

Tabla 8: Análisis de I/O

I/O	Descripción	Señal
I	Señal pulsador de encendido	Analógica/Digital
I	Señal pulsador de paro de emergencia	Analógica/Digital
I/O	Conexión Ethernet del HMI	Ethernet
O	Señal de activación contactor banda	Digital
O	Señal de activación contactor tornillo	Digital
O	Señal de activación luz indicadora de Stop	Digital
O	Señal de activación luz indicadora de ON	Digital
O	Señal de activación Driver DM860	Digital

Los componentes seleccionados para el funcionamiento y control de la máquina se los presenta a continuación.

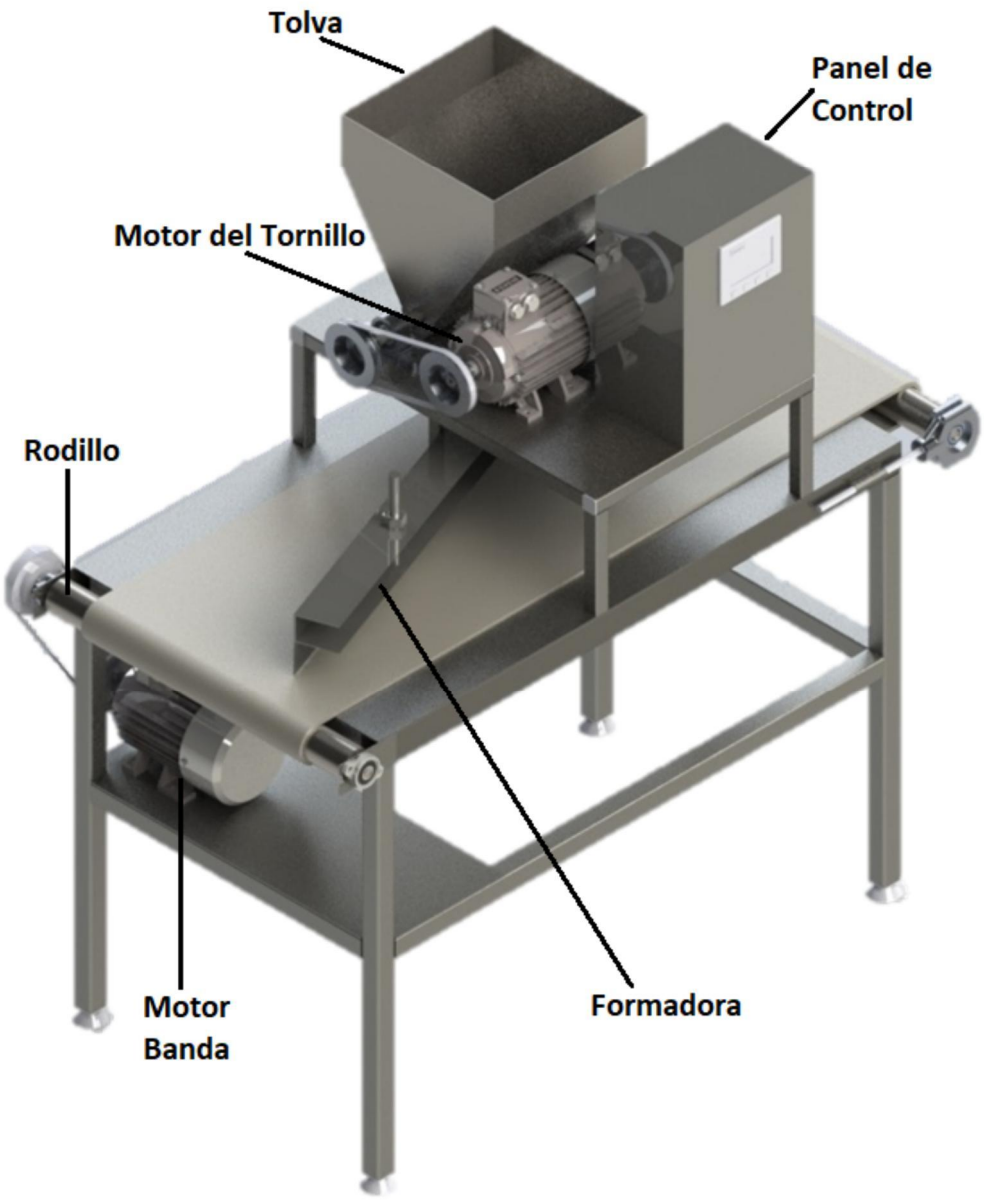


Figura 18: Renderizado diseño de máquina

9.1. Controlador

Para el sistema de control se utiliza un controlador lógico programable PLC Siemens S7-1200 CPU 1214C AC/DC/RLY, el módulo se presenta en la Figura 20. Este tipo de controlador es ideal para soluciones de gama baja de automatización discreta y autónoma lo que lo hace una solución perfecta para el control de una amplia variedad de aplicaciones en el sector industrial [20]. Sus características se presentan en la Tabla 9.

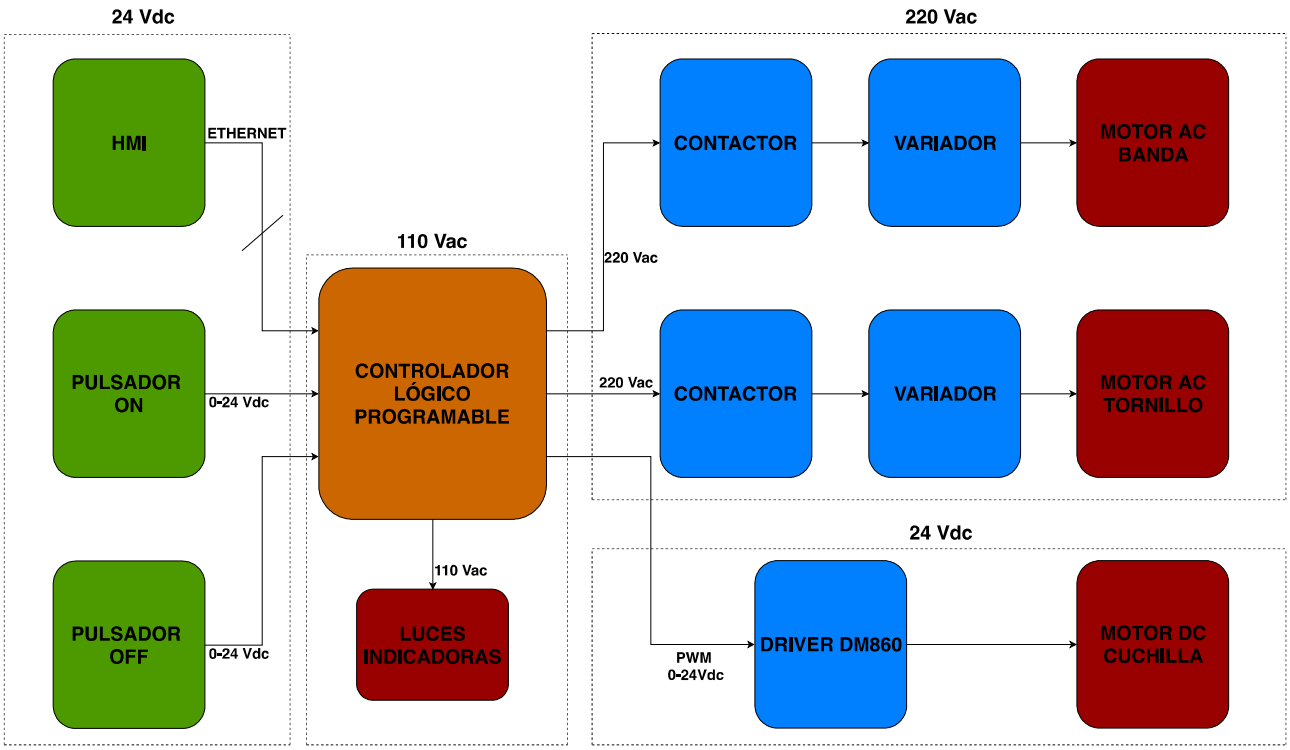


Figura 19: Diagrama de bloques para dimensionamiento electrónico

Tabla 9: Características Principales PLC [20]

Descripción	Características
Digitales I/O	14 entradas / 10 salidas
Análogas	2 entradas
Dimensiones W x H x D	110 x 100 x 75
Alimentación	110 Vac

Este modelo de PLC está sobredimensionado para el tipo de máquina que se desea construir, esto se debe a que la empresa está iniciando la automatización de sus máquinas

Figura 20: PLC Siemens S7-1200 [20]

y se busca en un futuro la automatización de otras máquinas en las cuales se puede hacer uso de este controlador lógico programable con un control centralizado.

9.2. Interfaz Humano Máquina (HMI)

El HMI permite el manejo y la visualización de los procesos de una instalación industrial [21]. Se selecciona un HMI de marca Siemens modelo KTP400 Basic el cual es compatible con el PLC seleccionado, tiene una pantalla de 4” la cual es adecuada para visualizar el sistema a controlar y los comandos de selección de tamaño de masa. En la Figura 21 se presenta el HMI seleccionado.

Figura 21: HMI KTP400 basic [21]

Las características principales del panel KTP400 basic se presentan en la Tabla 10.

Tabla 10: Características Principales HMI [21]

Descripción	Características
Alimentación	24 VDC
Comunicación	Profinet - Ethernet RJ45
Dimensiones W x H x D	140 x 116 x 38
Resolución	4"

9.3. Variador de Velocidad

Para encender los motores y controlar la velocidad es necesario utilizar un variador de velocidad para cada motor, se selecciona el variador Sinamics G110 de tipo 6SL3211-0AB17-5UA1, este sirve para motores de hasta 1 HP por lo que es ideal para utilizarlo con los motores de la banda y el tornillo. En la Figura 22 se presenta el variador que se va a utilizar. Este equipo es capaz de proporcionar una protección de sobrecarga del motor

Figura 22: Variador Sinamics G110 [22]

interna [22].

9.4. Selección de Motores

En el caso de los motores de la banda y del tornillo previamente se calculó la potencia necesaria para que cumplan correctamente con su función, se selecciona dos motores de 1 Hp, en el catálogo [23] se selecciona el motor tipo 1LA6 106-8AB el cual tiene como características potencia de 1HP y una velocidad nominal de 900 rpm, lo cual cumple con las necesidades del sistema. Se puede observar el motor seleccionado en la Figura 23. Para mayor información de las caracteristísticas del motor consultar [23].

Para el corte de la masa se selecciona un motor Nema 34 al cual se acopla una cuchilla que corte la masa. El Nema 34 es un motor que funciona mediante la conversión de impulsos electricos enviados por el controlador en un desplazamiento angular [24], gracias a

Figura 23: Motor de 1HP [23]

esto se logra realizar un corte con precisión y así generar cortes de porciones de masa de pan con el peso deseado. Se presenta un motor Nema 34 en la Figura 24.

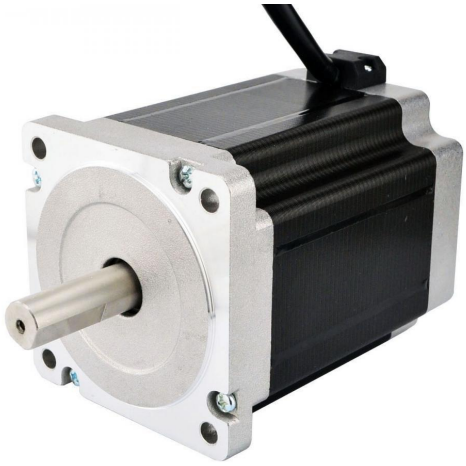


Figura 24: Motor Nema 34 [24]

El Motor seleccionado funciona con 24 Vdc y una corriente de 4 A.

9.5. Controlador para Motor a Pasos

Para controlar los motores Nema es necesario utilizar un driver controlador para su correcto funcionamiento, el driver seleccionado es un DM860 ya que se lo puede utilizar con el PLC seleccionado, además trabaja con un voltaje de 24 Vdc hasta 80 Vdc y sirve para motores desde 2 A hasta 7 A. En la Figura 25 se presenta el driver seleccionado, más detalles de este driver se encuentran en [25].

Figura 25: Driver DM860 [25]

9.6. Fuente de Alimentación de 24 Vdc

La fuente de alimentación se encarga de brindar el voltaje y corriente necesarios para el funcionamiento del motor de la cuchilla el cual es un Nema 34 que consume 4 A de corriente y funciona con 24 Vdc. Tomando en cuenta la corriente y el voltaje necesario para el motor se decide implementar una fuente SITOP PSU100S [26], la cual se presenta en la Figura 26 y tiene como características las que se muestran en la Tabla 11.

Figura 26: Fuente Sitop PSU100S. [26]

Tabla 11: Características Fuente Sitop PSU100S [26]

Descripción	Características
Alimentación	110/220 Vac
Tensión nominal	24 Vdc
Intensidad nominal	5 A

9.7. Protección Motores

Se selecciona un relé térmico para que los motores se encuentren protegidos contra sobrecarga y corte de fase [27]. Se calculó que los motores tienen una potencia de 0,75 kW, por lo que el relé térmico seleccionado es un relé de sobrecarga SIRIUS 3RU21 16-1BB. En la Figura 27 se presenta el relé seleccionado.

Figura 27: Relé térmico SIRUS [27]

9.8. Protección Fuente y Controlador

La protección de estos elementos se la realiza con un interruptor termo magnético el cual protege contra cortocircuitos y sobrecargas [28]. Para la fuente de voltaje se utiliza un interruptor 5SX1206-7 el cual protege corrientes superiores a 6A, es ideal para la fuente que su límite de intensidad de corriente es de 6 a 7.1A. En el caso del PLC se selecciona un interruptor 5SX1202-7 para corrientes de 2A la cual es la intensidad máxima del PLC seleccionado. En la Figura 28 se presenta el interruptor termo magnético seleccionado.

Figura 28: Interruptor termomagnético SETRON [27]

9.9. Selección Luces Piloto

Es necesario en el panel de control colocar luces piloto las cuales sirven como indicadores, se tendrá una luz por cada motor para indicar si se encuentra encendido o apagado el motor, también se cuenta con una luz verde para informar que la máquina se encuentra encendida y se tiene una luz roja que informa que la máquina se encuentra con un paro de emergencia. Las luces seleccionadas funcionan con un voltaje de 110/220 V y tienen un diámetro de 22mm, se muestra en la Figura 29 la luz piloto seleccionada.

Figura 29: Luz piloto [29]

9.10. Selección Botón Paro de Emergencia

El botón seleccionado para el paro de emergencia es de gran importancia ya que al presionarlo el proceso debe detenerse y el botón permanece enclavado hasta que el operador

gire la roseta, por lo que si el botón falla puede causar un accidente. En la Figura 30 se presenta el botón seleccionado y en [30] se puede encontrar mayor información sobre este.

Figura 30: Botón paro de emergencia [30]

10. Desarrollo de la Programación

La programación del controlador lógico PLC siemens S7-1200 realiza con el software TIA Portal el cual es un innovador sistema de ingeniería que permite configurar de forma intuitiva y eficiente todos los procesos de planificación y producción [31]. Se hace uso de la versión TIA Portal V14.0 en la cual se realiza un programa que realice las funciones para que el sistema funcione de manera adecuada. En la Figura 31 se presenta un diagrama de flujo de las actividades que el PLC controla para cumplir con los objetivos de la máquina.

Se realiza una simulación de la programación con un PLC siemens S7-1200 y un HMI KTP600 basic. Se diseña la pantalla principal como se indica en la Figura 32 en donde se tiene un botón de encendido, un botón de Stop y 3 botones para la selección del peso de masa de pan deseado.

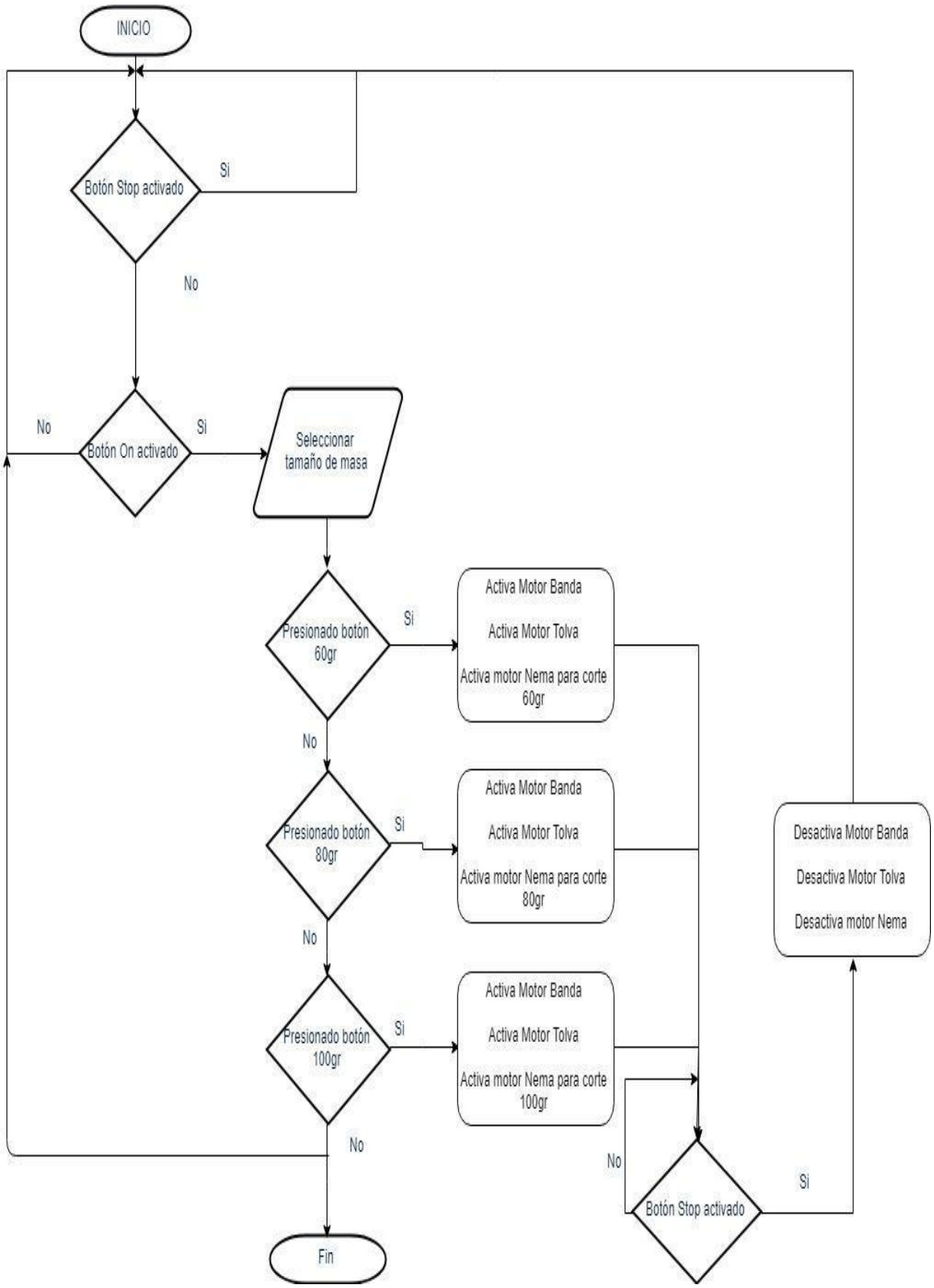


Figura 31: Flujograma para el control de la máquina

Figura 32: Pantalla principal

Se tiene una pantalla secundaria en la cual se da información sobre los botones de la pantalla principal, esta pantalla secundaria se presenta en la Figura 33.

Figura 33: Pantalla de información

11. Conclusiones

- La capacidad de producción de la máquina divisora y formadora de masa para pan de hamburguesa es de aproximadamente 1200 unidades por hora.
- Los rodamientos son diseñados para tener una duración de 550 mil horas de trabajo.
- Las superficies que se encuentran en contacto con la masa han sido diseñadas con normativa de la FDA capítulo 21 partes170-179, por lo que se debe respetar el tipo de material seleccionado para estas partes.
- La tolva tiene una capacidad de carga de 25Kg de masa.
- El diseño por deflexión de la estructura garantiza la funcionalidad y rigidez de la máquina, con una deflexión máxima de 0,36mm en la estructura de la mesa y 0,25mm en la estructura de mesa de la tolva.

12. Recomendaciones

- La adquisición de elementos debe realizarse respetando las medidas, principalmente en lo que se refiere a tubos estructurales, banda transportadora y protecciones eléctricas.
- La tolva no debe tener ningún punto de acumulación de materia prima debido a que dificulta la limpieza e higiene del sistema y genera puntos de concentración de bacterias.
- Los rodamientos necesitan lubricación, mantenimiento y revisión cada 90 días de acuerdo con las recomendaciones del fabricante.
- La caja de control tiene que tener la protección IP60 que corresponde a un ambiente de trabajo en el que existe polvo.
- El constructor debe tener especial cuidado en las tolerancias geométricas y dimensionales para la alineación de ejes y motores según lo especificado en los planos.

BIBLIOGRAFÍA

[1] M. Flecha, “Procesos y técnicas de panificación,” *Sin editorial*, 2015.

[2] E. I. Díaz Yánez, “Diseño de divisora boleadora de masa adaptada a la realidad del ecuador para la incrementación de la productividad del mercado panadero de producción mediana,” B.S. thesis, PUCE, 2017.

[3] J. Figueroa y M. José, “Diseño y construcción de una laminadora y diseño de una línea de producción para panificación,” Ph.D. dissertation, Esc. Ing. Mecánica, ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, Riobamba, Ecuador, 2010.

[4] B. Á. F. CASTILLO QUESADA, D. G. CHICA, y M. M. MEDINA, “Procesos de panificación en la industria alimentaria.”

[5] Heñidora de bandas bongard. [En línea]. Disponible: https://bit.ly/32Hs9RY [Fecha de consulta: Julio 2019]

[6] F. Tejero, “Manual de control de calidad en la panadería,” 2008.

[7] Trima, *Divisora Boleadora Automática K2*, Trima Bakery Machines, Alemania.

[8] I. Díaz, “Diseño de divisora boleadora de masa adaptada a la realidad del ecuador para la incrementación de la productividad del mercado panadero de producción mediana,” Ph.D. dissertation, Esc. Diseño, PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL ECUADOR, Quito, Ecuador, 2017.

[9] *Divisora Boleadora de masa semi-automática FC-330*, Brunetti, Argentina.

[10] C. R. Romeva, *Diseño concurrente*. Univ. Politèc. de Catalunya, 2010, vol. 126.

[11] M. Beltrán *et al.*, “Tema 4. extrusión,” *Tecnología de los Polímeros*, 2011.

[12] J. Ahmed y M. S. Rahman, *Handbook of food process design*. John Wiley & Sons, 2012.

[13] J. Ahmed y M. Shafiur, *Extrusion process design, Handbook of Food Process Design*, segunda ed. Hoboken - USA, 2012.

[14] M. Tutasi y L. Javier, “Diseño y construcción de una máquina para la extracción de aceite de cacao,” B.S. thesis, QUITO/UIDE/2016, 2016.

[15] M. S. Rahman, *Handbook of food preservation*. CRC press, 2007.

[16] R. L. Mott, R. Navarro Salas *et al.*, *Resistencia de materiales aplicada*, 1996.

[17] K. Budynas, R.and Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, octava ed. Mc Graw Hill - México, 2008.

[18] Part 175 – indirect food additives: Adhesives and components of coatings. [En línea]. Disponible: https://bit.ly/2LCcVsd [Fecha de consulta: Abril 2019]

[19] S. Terán, J. Andrés, y A. J. Tirira Freire, “Diseño y construcción de una máquina para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa taquito’s,” B.S. thesis, QUITO/EPN/2011, 2011.

[20] *Manual de uso Simatic S7-1200*, Siemens.

[21] Siemens, *Simatic HMI device operating instruccions*, Siemens AG, Germany, Agosto 2008.

[22] S. G110, *Instrucciones de servicio Variador G110*, 11th ed., Siemens, Germany, Noviembre 2004.

[23] Siemens, *IEC Squirrel-Cage Motors*, Siemens AG, Germany, Enero 2008.

[24] Nema 34, 34h2a stepper motors. [En línea]. Disponible: https://bit.ly/2YkVK4v [Fecha de consulta: Julio 2019]

[25] Manual de usuario dm860. [En línea]. Disponible: https://bit.ly/2SCAD8h [Fecha de consulta: Julio 2019]

[26] *Hoja de datos SITOP PSU100S 24V-5A*, Siemens, Junio 2019.

[27] Siemens, *Catálogo de baja tensión, control y distribución*, Siemens AG, Germany, 2014.

[28] SETRON, *Catálogo de general de productos*, Siemens AG, Germany, Mayo 2015.

[29] *Datasheet RS Pro LED Indicators*, Siemens, Junio 2019.

[30] Xb4bs542 red Ø40 emergency switching off pushbutton. [En línea]. Disponible: https://bit.ly/2y9GSam [Fecha de consulta: Julio 2019]

[31] Tia portal siemens. [En línea]. Disponible: https://sie.ag/2YciqzP [Fecha de consulta: Julio 2019]