



Powered by
Arizona State University

ING. MECATRÓNICA

**Tesis previa a la obtención del título
de Ingeniero en Mecatrónica.**

AUTOR: Felipe Agustin Ron
Andrade

TUTOR: Ing. Gabriela Andaluz
Ortiz, Msc

MÁQUINA CLASIFICADORA DE PAQUETES DE CINTA PIVOTANTE

DECLARACIÓN

Yo FELIPE AGUSTIN RON ANDRADE, 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.

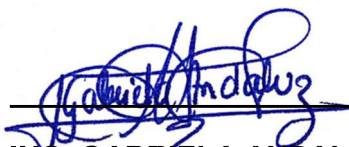
A handwritten signature in blue ink that reads "Felipe Ron". The signature is written in a cursive style with a long horizontal line extending from the end of the name.

FELIPE AGUSTIN RON ANDRADE

C.I. 172036630-9

CERTIFICACIÓN

La docente de la Facultad de Ciencias Técnicas, escuela de Ingeniería Mecatrónica Ingeniera Gabriela Andaluz Ortiz encargada de la revisión del documento final, CERTIFICA QUE: El proyecto de investigación denominado "MÁQUINA CLASIFICADORA DE PAQUETES DE CINTA PIVOTANTE", fue desarrollado por el Sr. FELIPE AGUSTIN RON ANDRADE y ha sido debidamente revisado y está en condiciones de ser entregado para que siga lo dispuesto por la Carrera de Ingeniería Mecatrónica, correspondiente a la sustentación y defensa del mismo.



ING. GABRIELA ANDALUZ

DIRECTOR DE PROYECTO

Agradecimientos

Primero agradezco a dios por haberme cuidado y permitido realizar el sueño de seguir esta carrera profesional.

Agradezco a mi papá, mamá y hermana por el apoyo incondicional, motivación y su amor durante todos los años de mi vida.

Agradezco a mi tutora por la guía durante la realización de esta tesis.

Agradezco a la Universidad por brindarme la ayuda y facilidades para poder estudiar esta carrera.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

- 1 Tema 1
- 2 Objetivos 1
 - 2.1 General 1
 - 2.2 Específicos 1
- 3 Problema 1
- 4 Hipótesis 2
- 5 Logística 2
- 6 Clasificadores de Paquetes 3
 - 6.1 Tipos de Clasificadores 4
 - 6.1.1 Clasificación a Baja Velocidad 4
 - 6.1.2 Clasificación de Velocidad Media 5
 - 6.1.3 Clasificación de Alta Velocidad 6
 - 6.2 Mecanismos en la Clasificación 7
- 7 Diseño y construcción 13
 - 7.1 Parámetros de diseño 13
 - 7.1.1 Masa de los paquetes 14
 - 7.1.2 Volumen del paquete 14
 - 7.1.3 Método de identificación 14
 - 7.1.4 Flujo de mercadería 14
 - 7.2 Variables de diseño 15
 - 7.2.1 Identificación de las necesidades 15
 - 7.3 Especificaciones Técnicas 16
 - 7.4 Análisis Funcional 17
 - 7.4.1 Análisis general 17

	7.4.2	Análisis detallado	17
7.5		Análisis de Alternativas	17
	7.5.1	Evaluación de pesos específicos de cada criterio	20
	7.5.2	Evaluación de las alternativas	21
7.6		Selección de materiales	23
8		Diseño Mecatrónico	28
9		Diseño mecánico	30
	9.1	Diseño funcional del módulo de clasificación	30
	9.2	Estructura del clasificador	32
	9.2.1	Dimensionamiento de uniones soldadas de la estructura del clasificador	36
	9.3	Diseño base superior e inferior del módulo de clasificación	40
	9.3.1	Selección sujeción de base inferior y estructura	45
	9.4	Módulo de bandas pivotantes	48
	9.5	Eje banda módulo	50
	9.5.1	Selección de Rodamientos Eje Banda	55
	9.6	Selección de poleas	57
	9.7	Selección de la banda del módulo de bandas pivotantes	59
	9.8	Diseño estructura de la banda de alimentación	62
	9.9	Diseño de base soporte banda alimentadora	64
	9.10	Selección rodillos y banda	66
	9.11	Dimensionamiento del motor banda alimentadora	69
10		Diseño Electrónico	70
	10.1	Selección de unidad central de proceso	71
	10.2	Selección de sensor de detección	72
	10.3	Selección de lector código de barras	73
	10.4	Selección motor de la banda de alimentación	74
	10.5	Selección del motor de módulo de cintas pivotantes	75
	10.6	Controlador motor a pasos	76
	10.7	Motor de las bandas del módulo	78

10.8	Selección del convertor para el motor banda	79
10.9	Selección de indicadores y pulsador de emergencia	81
10.10	Selección de la fuente de alimentación	82
10.11	Resumen de selección de componentes electrónicos	84
11	Desarrollo de la Programación	84
11.1	Programación del controlador	85
11.2	Programación de Interfaz Gráfica	85
12	Imágenes de construcción	87
13	Pruebas y resultados	89
13.1	Pruebas del lector de códigos a diferentes alturas	89
13.2	Prueba de velocidades con cargas	91
13.2.1	Prueba de velocidad 1 (1 m/s)	91
13.2.2	Prueba de velocidad 2 (1,5 m/s)	92
13.3	Prueba de clasificación con diferentes masas y velocidades	92
13.4	Prueba de clasificación por minuto	93
13.5	Análisis de resultados	94
14	Costos del prototipo	95
15	Trabajos futuros	96
16	Conclusiones	96

ÍNDICE DE FIGURAS

1	Etapas de la logística	3
2	Clasificador pusher	5
3	Clasificador wheel sorter	6
4	Clasificador sliding shoe sorter	7
5	Análisis funcional general	17
6	Análisis funcional detallado	18
7	Casa de la calidad	18
8	Precio de Material vs Dureza Vickers (HV)	23
9	Tensión de Rotura vs Dureza Vickers (HV)	24
10	Bosquejo 3D de alternativa seleccionada	29
11	Diagrama de flujo del diseño	30
12	Modelo geométrico del módulo de bandas	31
13	Modelo geométrico de la base	32
14	Deflexión máxima en viga con apoyos simples y carga central	34
15	Viga longitudinal y transversal	34
16	Análisis estructural de la estructura del clasificador	35
17	Perfil cordón de soldadura de contorno	36
18	Tamaños mínimos de la soldadura de filete y límites de espesor de placa	37
19	Base del módulo de clasificación	41
20	Diagramas de cuerpo libre, fuerzas y momentos de la base superior	42
21	Análisis estructural de la base superior del clasificador	43
22	Base del módulo de clasificación	43
23	Diagramas de cuerpo libre, fuerzas y momentos de la base inferior	44
24	Análisis estructural de la base superior del clasificador	45

25	Base del módulo de clasificación	48
26	Diagramas de cuerpo libre, fuerzas y momentos	49
27	Análisis estructural de la base superior del clasificador	50
28	Bosquejo eje de banda	50
29	Diagramas de cuerpo libre, fuerzas y momentos del eje de banda	51
30	Tabla de coeficientes Ka	52
31	Tabla de cálculo de Kb	53
32	Tabla de cálculo de Ke	53
33	Catálogo eje ASI-1018	55
34	Tabla de rodamientos SKF	57
35	Polea Plana	58
36	Caption	58
37	Bosquejo banda módulo	59
38	Estructura de la banda de alimentación del sistema clasificador	62
39	Viga longitudinal y transversal	63
40	Base del módulo de clasificación	64
41	Diagramas de cuerpo libre, fuerzas y momentos de la base de alimentación .	65
42	Diagrama de bloques para dimensionamiento electrónico	70
43	Motor Nema 17	77
44	Motor módulo bandas	79
45	Elevador de voltaje	80
46	Controlador PWM	81
47	Luz piloto	81
48	Botón paro de emergencia	82
49	Fuente de alimentación	83
50	Diagrama del controlador	85
51	Diagrama de flujo del HMI	86
52	Pantalla principal	87
53	Pantalla de Tabla	87
54	Imagen de máquina	88

55	Imagen de máquina	88
56	Imagen de máquina	88
57	Imagen de máquina	89
58	Pruebas código de barras	90
59	Prueba con código de barras de 2.5 cm de ancho	90
60	Prueba velocidad 1 m/s	91
61	Prueba velocidad 1,5 m/s	92
62	Prueba clasificación a diferentes masas	93
63	Prueba de clasificación de paquetes por minuto	94

ÍNDICE DE TABLAS

1	Tipos de mecanismos de clasificación	8
1	Tipos de mecanismos de clasificación	9
1	Tipos de mecanismos de clasificación	10
1	Tipos de mecanismos de clasificación	11
1	Tipos de mecanismos de clasificación	12
1	Tipos de mecanismos de clasificación	13
2	Especificaciones de diseño	16
3	Alternativas de clasificadores de cintas pivotantes	19
3	Alternativas de clasificadores de cintas pivotantes	20
4	Criterios de Diseño	20
5	Evaluación de alternativas para el criterio adquisición para la construcción .	21
6	Evaluación de alternativas para el criterio fiabilidad	21
7	Evaluación de alternativas para el criterio método de clasificación	21
8	Evaluación de alternativas para el criterio durabilidad	22
9	Evaluación de alternativas para el criterio facilidad operación	22
10	Evaluación de alternativas para el criterio ergonómico	22
11	Evaluación alternativas vs criterios	22
12	Composición química acero AISI 1018	25
13	Propiedades mecánicas acero AISI 1018	25
14	Criterio de selección de plancha de acero	25
15	Alternativas de planchas de acero	26
16	Evaluación de alternativas para el criterio adquisición para la construcción .	27
17	Evaluación de alternativas para el criterio precio	27
18	Evaluación de alternativas para el criterio deslizante	27

19	Evaluación de alternativas para el criterio resistencia	27
20	Selección de la mejor alternativa	28
21	Composición química acero ASTM A36	28
22	Propiedades mecánicas acero ASTM A36	28
23	Componentes clasificador	29
24	Límites de flexión recomendados	32
25	Propiedades mecánicas perfil acero	33
26	Propiedades mínimas del metal de aporte	39
27	Propiedades mínimas del metal de aporte	40
28	Masa del módulo de bandas pivotantes	44
29	Criterio de selección de plancha de acero	45
30	Alternativas de planchas de acero	46
31	Evaluación de alternativas para el criterio de resistencia	47
32	Evaluación de alternativas para el criterio maniobrabilidad	47
33	Evaluación de alternativas para el criterio material	47
34	Evaluación de alternativas para el criterio adquisición	47
35	Selección de la mejor alternativa	47
36	Propiedades mecánicas acero AISI 1018 en ksi	52
37	Propiedades banda F19NF	59
38	Propiedades banda A15QF	66
39	Coeficientes de fricción estática	68
40	Análisis de entradas/salidas	70
41	Alternativas controlador lógico programable	71
41	Alternativas controlador lógico programable	72
42	Sensores IR seleccionados	73
43	Lectores código de barras	74
44	Selección motor de la banda de alimentación	75
45	Características necesarias del motor módulo de cintas pivotantes	76
46	Selección de controlador	77
47	Características necesarias del motor banda módulo	78

48	Características necesarias del motor banda módulo	79
49	Características motor banda módulo	79
50	Características elevador de voltaje	80
51	Reguladores de velocidad PWM	80
52	Características elevador de voltaje	81
53	Características luz piloto ND16-22AV2	82
54	Características botón paro de emergencia NP6	82
55	Tabla de voltajes y corrientes	83
56	Fuentes de alimentación	83
57	Características fuente de alimentación	84
58	Selección de componentes	84
59	Prueba distancia lectura código de barras	90
60	Prueba velocidad banda alimentadora	91
61	Prueba velocidad banda alimentadora	92
62	Prueba de clasificación a diferentes masas	93
63	Prueba de clasificación de paquetes por minuto	94
64	Tabla de costos del proyecto	95

Máquina Clasificadora de Paquetes de Cinta Pivotante

1. Tema

Diseño de una máquina clasificadora de paquetes de cinta pivotantes.

2. Objetivos

2.1. General

Diseñar una máquina clasificadora de paquetes de cinta pivotantes.

2.2. Específicos

- Investigar y documentar mecanismos de sistemas de clasificadores.
- Diseñar la estructura y mecanismos mecánicos para el sistema clasificador de paquetes de cintas pivotantes.
- Dimensionar y seleccionar los componentes mecánicos, electrónicos y de programación del sistema de clasificación.
- Implementar un sistema automatizado para realizar la clasificación de paquetes en tres direcciones izquierda, derecha y al frente de paquetes de hasta 3 kg .
- Implementar un HMI que permita monitorear, controlar y configurar al usuario parámetros como velocidad de clasificación y llevar acabo un registro de la cantidad y tipo de paquetes clasificados, bajo el criterio de sector de destino del paquete.
- Realizar pruebas de funcionamiento del sistema de clasificación.

3. Problema

La logística es un factor importante para una empresa que se dedica a la distribución de paquetes, como el caso de la mensajería o paquetería al ser la representación de la

eficiencia; que el paquete llegue a su destino en el menor tiempo posible, sin errores en su distribución. El aumento de volúmenes de paquetes que se envían y reciben (en un 22 %), según [1], ha generado que las empresas implementen clasificadores para cubrir sus demandas y ser más eficientes [2].

Considerando que, en el Ecuador, el servicio más utilizado es el de mensajería o paquetería, ya sea con empresas públicas o privadas, que transportar paquetes no mayores a 20 kg, a esto se lo ha denominado categoría liviana, este tipo de categorías suelen ser utilizadas en su mayoría por pequeñas empresas que envían sus productos a las distintas partes del Ecuador, mejorando su logística, permitiéndoles hacer lo más rápido y eficiente.

4. Hipótesis

La máquina que se construirá permitirá a través de una banda transportadora que constará de cintas pivotantes clasificar automáticamente paquetes de hasta 3 kg y de dimensiones máximas de $20 \times 30 \times 40$ cm en tres direcciones empleando un código de barras, y mediante un HMI el usuario podrá monitorear y controlar la clasificación de los paquetes, así como obtener registros del sistema de clasificación.

5. Logística

La logística es una parte esencial en las empresas que transportan productos o información, según [3] la logística puede definirse como la ciencia que estudia como las mercancías, las personas o la información superan de forma eficiente las distancias. Esencialmente, la logística es el método en que una empresa debe manejar o administrar sus recursos para superar la distancia y llegar a su destino de la manera más eficiente.

Según [4] la estructura de la logística ha llevado al cliente al punto más importante de la distribución o cadena de suministros y se caracteriza por sus etapas que se puede ver en la Figura 1 que inicia con el proveedor, el cual genera la mercancía o información, de ellos pasa a las compras donde se define a quien va a llegar dicha mercancía o información, a continuación deberá mantenerse el stock del producto, este paso será la parte esencial para el manejo y distribución del producto por medio de los clasificadores, a continuación pasa

a las bodegas, donde se mantendrán los paquetes hasta llegar a la etapa del transporte y finalmente al cliente.



Figura 1: Etapas de la logística [4]

La logística ha evolucionado tanto en la industria 4.0 que los mercados son cada vez más automáticos (compras por internet), sobre todo, en los sistemas de clasificación (gestión de stock), distribución sectorizado, que utilizan las empresas para garantizar su efectividad y más dentro de la industria de mensajería, que ha crecido en un 13% entre enero y abril del 2021 según [5], por lo que es necesario un sistema de clasificación de paquetes, que sea más rápido y preciso para la paquetería liviana, la más usada por los emprendedores o empresas en línea, de manera que se pueda aumentar el ritmo y eficiencia en los tiempos de entrega.

6. Clasificadores de Paquetes

En el Ecuador se ha visto un incremento en el servicio de paquetería, según un informe del Ministerio de Telecomunicaciones y de la Sociedad de la Información en el Ecuador, establece que hubo un incremento del 35% en paquetería internacional y un 22% en paquetería nacional con respecto al año 2020 [1]. Principalmente estos aumentos de usos de paquetería son solicitados por pequeñas empresas o microempresas, utilizando estos servicios para llegar a todos sus consumidores ya sean nacionales o internacionales, esto va de la mano con el incremento en las compras en línea.

Gracias a las nuevas técnicas de venta como "ship from store", en español enviar desde la tienda, ha puesto una gran cantidad de productos al alcance del consumidor, lo que ha provocado el aumento de la industria de paquetería, facilitando a las empresas o vende-

dores poder enviar sus productos de forma rápida y fácil hasta sus consumidores, lo que ha provocado, la necesidad de las empresas de paquetería en automatizar la clasificación, distribución y la entrega [6].

UPS es una de las empresas más grandes del mundo, que ha podido realizar entregas de casi 4 millones de paquetes y documentos alrededor del mundo por su logística, con la implementación de sistemas de clasificación eficientes y capaces de procesar los volúmenes masivos que reciben. Aquí entran en juego los clasificadores, en inglés son conocidos como sorters, estos clasificadores que dependerán de las diferentes aplicaciones o necesidades que tenga la empresa, son un punto esencial en la logística de la paquetería y mensajería, para reducir los tiempos de ruta de los paquetes, siendo capaces de clasificar y enviar cada paquete, por su respectiva rampa asignada para que luego sean recogidos y transportados a su destino.

6.1. Tipos de Clasificadores

Los clasificadores son una herramienta indispensable en la industria que tienen aplicaciones dentro del área alimenticia, agricultura, farmacéutica, química, y también en la paquetería o mensajería [7]. Su importancia es por versatilidad y multifunción, en seleccionar clasificar y separar según las necesidades de cada empresa o de lo que se desee clasificar, permiten ahorrar tiempo a las empresas en actividades que antes se demoraban, porque las tenía que realizar un trabajador o varios trabajadores. Un ejemplo de los beneficios de los clasificadores en la industria de la paquetería es la reducción de errores o confusiones de paquetes por la similitud de estos, lo cual puede eliminarse implementando un sistema de clasificación con código de barras y desviadores automáticos [8]. Por eso es importante conocer los tipos de clasificadores que existen y que van de la mano con las distintas necesidades o requerimientos de las empresas.

6.1.1. Clasificación a Baja Velocidad

No todas las empresas manejan un volumen alto de productos para clasificar, por lo que, un clasificador de baja velocidad sería una de las opciones más recomendadas en el mercado, además de ser una de las más baratas de implementar.

Los clasificadores de baja velocidad pueden manejar un volumen de menos de 30 paquetes por minuto, se emplea con transportadores de bandas o también con rodillos, la ventaja es que ayuda a reducir el trabajo manual y aumenta la eficiencia de producción de la empresa. Una de las limitaciones de estos clasificadores es que, se necesita un espacio considerado entre cada paquete, para evitar tráfico, atascamiento de paquetes o error en los desvíos de estos [9].

Un ejemplo claro de este tipo de clasificadores es un desviador como se puede ver en la Figura 2, es un brazo con una paleta que está ubicada a lo largo de la cinta, al lado opuesto de una salida de clasificación, el momento en el que un paquete se aproxima y debe ser desviado, el brazo se extiende a través de la cinta, atrapando el paquete y guiándolo a la salida establecida; otro clasificador de este tipo suelen ser los empujadores, estos son brazos o paletas que se ubican frente a la salida y cuando el paquete llega a la posición correspondiente, este los empuja y los desvía hacia la salida determinada, los empujadores son más rápidos que los desviadores, pero se tiene que considerar que si los paquetes son frágiles los empujadores no serían una de las opciones más recomendadas [9].

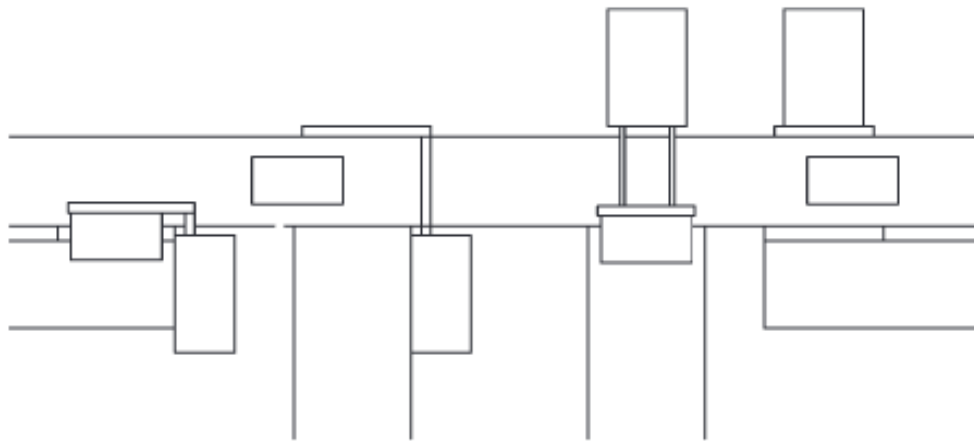


Figura 2: Clasificador pusher [10]

6.1.2. Clasificación de Velocidad Media

Para el manejo de volúmenes mayores, están los clasificadores de Velocidad Media, estos pueden manejar de 30 a 200 paquetes por minuto.

Para este tipo de clasificadores comúnmente se utilizan ruedas alineadas de tal manera que movilizan el paquete hacia la salida correspondiente, como se puede ver en la Figura 3,

estas ruedas son colocadas de forma lineal. Los paquetes son trasladados por una banda, llegan al punto de desvío donde se encuentra el clasificador y este con sus ruedas levanta el paquete y lo dirige a una de las salidas correspondientes con ángulos de 30 a 45 grados, si la empresa tiene más de un módulo para desviar los paquetes, a continuación, se deberá colocar otro clasificador de ruedas en la misma posición para que el paquete se desvíe a la salida correspondiente [9].

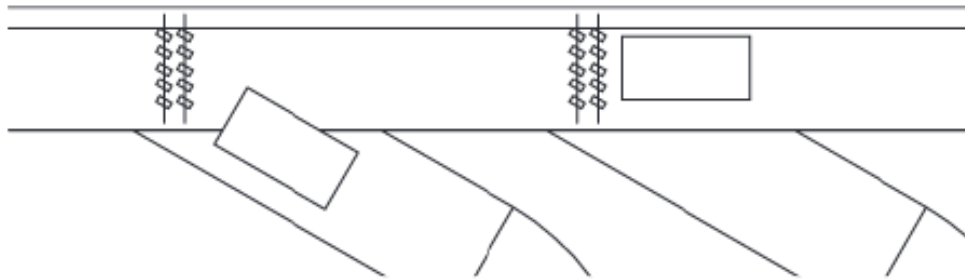


Figura 3: Clasificador wheel sorter [10]

6.1.3. Clasificación de Alta Velocidad

Cuando el requerimiento es la velocidad, los clasificadores de Alta Velocidad, son los más indicados, estos pueden manejar volúmenes de 150 a 450 paquetes por minuto, pero este tipo de clasificadores son más complicados en la colocación de paquetes ya que se requiere tal precisión, para que sean desviados, un paquete mal colocado o un desviador que no empuje correctamente, el paquete puede causar un fallo en el resto del tren de clasificación de los paquetes, por esta razón, este tipo de clasificadores requieren una mayor tecnología y un mayor costo [9].

Los clasificadores de alta velocidad de bandejas basculantes que se puede ver en la Figura 4, bandas transversales y compartimentos de bombas, se utilizan normalmente para clasificar artículos individuales en estaciones de trabajo, como estaciones de empaque o de procesamiento de devoluciones, esto es para empresas grandes.

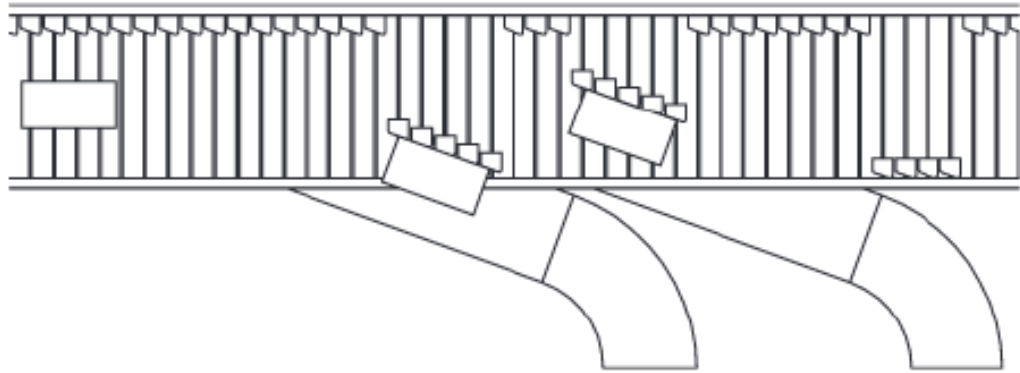


Figura 4: Clasificador sliding shoe sorter [10]

Los clasificadores de Baja, Media y Alta Velocidad, utilizan diferentes Mecanismos de Clasificación, que dependerán de la cantidad de paquetes, tamaño, masa y desde luego de la capacidad de la empresa.

6.2. Mecanismos en la Clasificación

La industria de la paquetería maneja distintos tamaños de paquetes y diferentes pesos, paquetes frágiles o paquetes importantes, lo que ha estimulado la investigación por parte de la ingeniería, en los mecanismos de clasificación, como los de forma manual, con la ayuda de uno o varios operadores que colocaban los paquetes en los clasificadores, extraían la información de las características de los paquetes, como direcciones y los ubicaban en cada ruta de distribución como lo indica [11]. Con la sistematización del proceso de clasificación de paquetes, se mejora la logística y reducción en tiempos de entrega; por esta razón, se han diseñado diferentes mecanismos para poder clasificar, dependiendo de las necesidades que tengan la empresa, algunos de estos mecanismos se mostrarán en la Tabla 1 con su funcionamiento y características.

Tabla 1: Tipos de mecanismos de clasificación [10]

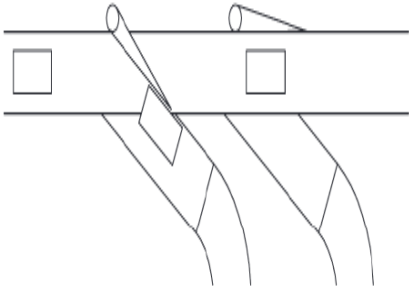
Tipos	Imagen
<p>Desviadores:</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ Funcionamiento: Funciona mediante un dispositivo eléctrico o neumático que acciona y mueve la paleta y esta a su vez desvía el paquete hacia la salida correspondiente. ■ Características: Estos clasificadores son capaces de manejar un flujo de máximo 40 paquetes por minuto, soportan una masa de hasta 30 kg y manejan tamaños de hasta 75 × 75 × 75 cm. 	 <p>El diagrama ilustra un mecanismo de desviación. Una paleta, representada por un triángulo invertido, se sitúa sobre una vía superior que transporta paquetes (cuadrados). La paleta puede inclinarse para dirigir el paquete hacia una de las dos salidas inferiores. Se muestran dos posiciones de la paleta: una inclinada hacia la izquierda y otra hacia la derecha, cada una desviando un paquete hacia su respectiva salida.</p>

Tabla 1: Tipos de mecanismos de clasificación [10]

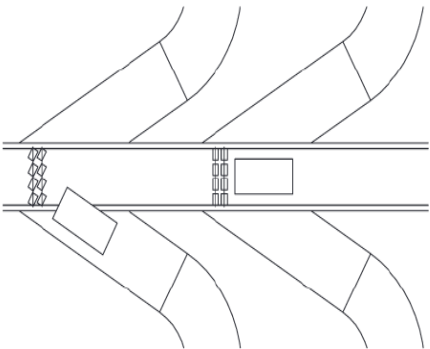
Tipos	Imagen
<p>Pop up:</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ Funcionamiento: Desvía el producto mediante un mecanismo de bandas o ruedas que eleva el paquete y al mismo tiempo desplaza hacia la salida correspondiente. ■ Características: Puede manejar un flujo de 60 a 90 paquetes por minuto, puede soportar una masa de hasta 20 kg. ■ Limitaciones: Una de sus limitaciones es que el fondo del paquete sea rígido y plano. 	

Tabla 1: Tipos de mecanismos de clasificación [10]

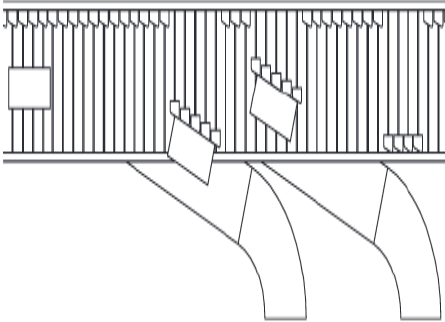
Tipos	Imagen
<p data-bbox="300 347 657 385">Pateador (Shoe sorter):</p> <ul data-bbox="347 443 909 1070" style="list-style-type: none"><li data-bbox="347 443 909 728">■ Funcionamiento: Desvían el producto guiándolo hacia la salida con un mecanismo que se activa hidráulica o neumática hacia la salida. Tiene un manejo delicado de los productos.<li data-bbox="347 784 909 1070">■ Características: Puede manejar un flujo de 95 a 230 paquetes por minuto y puede soportar una masa de hasta 40 kg, se manejan tamaños de alrededor de $70 \times 70 \times 70$ cm.	 El diagrama ilustra un mecanismo de clasificación tipo pateador. Se muestra una cinta transportadora horizontal con una serie de paletas verticales que sobresalen de su superficie. Estas paletas están diseñadas para desviar los paquetes que se mueven sobre la cinta hacia diferentes salidas o canales. A la izquierda, se ve un motor o actuador que controla el movimiento de las paletas. A la derecha, se muestran dos salidas inclinadas que reciben los paquetes desviados.

Tabla 1: Tipos de mecanismos de clasificación [10]

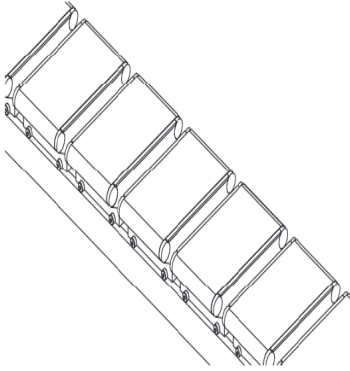
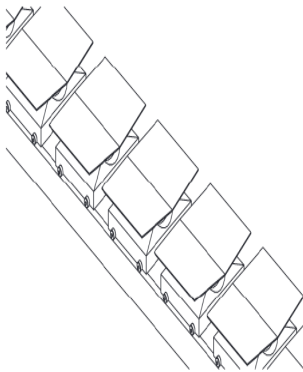
Tipos	Imagen
<p>Cross belt:</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ Funcionamiento: Desvían el producto mediante un mecanismo de varias bandas que desplaza el paquete hacia la salida correspondiente. ■ Características: Puede manejar un flujo de hasta 400 paquetes por minuto y soportar una masa de hasta 30 kg. ■ Ventajas: Puede manejar productos de formas irregulares como cartas, cajas, cilindros, productos pesados; además, brinda salidas consecutivas. 	
<p>Tilt tray:</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ Funcionamiento: Desvían el producto mediante bandejas que sostiene los paquetes y que al llegar a la salida correcta se inclinan y deslizan el producto. ■ Características: Puede manejar un flujo de hasta 300 paquetes por minuto, puede soportar una masa de hasta 50 kg. 	

Tabla 1: Tipos de mecanismos de clasificación [10]

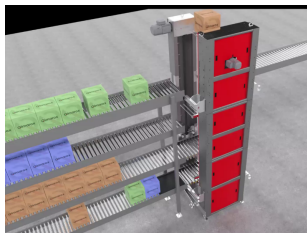
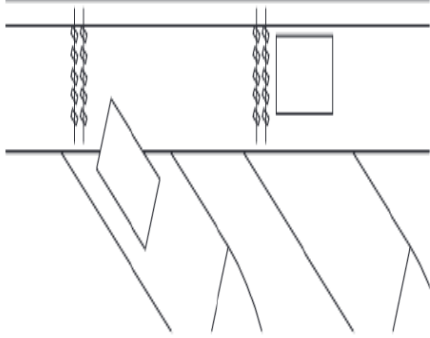
Tipos	Imagen
<p>Clasificador vertical:</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ Funcionamiento: Desvían el producto mediante un mecanismo de bandas que suben a diferentes niveles como superior, media o bajo ■ Características: Puede soportar una masa de hasta 50 kg. ■ Limitaciones: Una de sus limitaciones es que se necesita que el fondo del paquete sea rígido y plano, comúnmente se suelen encontrar en los aeropuertos para el manejo de maletas. 	

Tabla 1: Tipos de mecanismos de clasificación [10]

Tipos	Imagen
<p>Clasificador con ruedas (Wheel sorter) :</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ Funcionamiento: Desvían el producto mediante un mecanismo, con un sistema de ruedas que direcciona a cada uno de los paquetes a la salida correspondiente. ■ Características: Es un clasificador de media velocidad. ■ Limitaciones: Una de sus limitaciones es que se necesita que el fondo del paquete sea rígido, y no maneja con precisión paquetes livianos. 	

Dentro de estos diferentes mecanismos de clasificación que se ha expuesto, se puede observar que los clasificadores de bandas son uno de los más precisos y nuevos, este tipo de clasificador por bandas, compensa la desventaja de los clasificadores por ruedas, debido a que estos pueden manejar con precisión paquetes muy livianos, como sobres de mensajería [12]. Considerando que dentro de la paquetería ligera se cuenta con cajas de una masa máximo de 20 kg [13].

7. Diseño y construcción

7.1. Parámetros de diseño

En el presente diseño se toma en cuenta el factor de utilización de la máquina, ya que debe cubrir la necesidad del cliente, que, en este caso, es clasificar paquetes relativamente livianos a una velocidad moderada, para cuidar la integridad de estos.

7.1.1. Masa de los paquetes

Para el diseño se tomó en cuenta una masa máxima de 3 kg siendo una de las cantidades más enviadas comúnmente, esto se realizara para el diseño de las partes con mayor dificultad en su adquisición e implementación, las bases del clasificador, módulo de bandas pivotantes y motores del módulo de bandas pivotantes. Y para el resto de la máquina como estructuras, eje, rodillos, bandas y motor banda alimentadora se mantiene con el diseño de una masa de 20 kg considerandos paquetería liviana [13]. Esto es considerando que se pueda ahorra costos en un siguiente prototipo mejorando las partes necesarias para llegar a que toda la máquina sea capaz de manejar los 20 kg, y sin necesidad de reconstruir todo el prototipo otra vez.

7.1.2. Volumen del paquete

Es necesario tomar en cuenta la normativa de empaquetado INEN 2977 [14] para las buenas prácticas de manipulación de mercadería, Por lo cual, se estableció un volumen máximo de 24000 cm³ distribuidos en paquetes de 20 × 30 × 40 cm.

7.1.3. Método de identificación

Se necesita definir un método de identificación rápido y eficaz, que permita al operador mantener la concentración en el paquete y al mismo tiempo abastecer sin ningún inconveniente el producto con flujo continuo, e información del paquete, para una correcta clasificación y distribución, para lo cual se utiliza un lector de código de barras.

7.1.4. Flujo de mercadería

Se debe tener en cuenta el índice de ocupación de la máquina para calcular un flujo de mercadería óptimo que permita al cliente obtener un beneficio.

7.2. Variables de diseño

7.2.1. Identificación de las necesidades

Se requiere diseñar un sistema de clasificación de paquetería normalizada, debido a que las empresas desean estar a la vanguardia tecnológica y poder reducir sus costos operativos, mejorando las condiciones laborales y seguridad de los operadores dentro de la industria logística del país.

Voz del usuario

- Fácil operación
- Ergonómico
- Versatilidad
- Silencioso
- El transporte debe admitir carga frágil
- Fácil mantenimiento
- Durabilidad
- Eficaz
- Confiabilidad

Voz del ingeniero

- Norma de paquetería
- Flujo del paquete
- Volumen del paquete
- Dimensiones de la mesa de trabajo
- Método de clasificación
- Materiales

- Método de recepción
- Método de identificación
- Masa del paquete

La voz del usuario son las necesidades o los requerimientos del usuario, mientras que la voz del ingeniero son las soluciones técnicas controlables y acorde con las necesidades del usuario.

7.3. Especificaciones Técnicas

Los factores determinantes para el diseño del clasificador están relacionados a las características de los paquetes a clasificar, como el tamaño, el peso, volumen, etc. Los parámetros principales que se requiere consideran para el proyecto se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2: Especificaciones de diseño

Especificación	Valor
Masa máxima que debe soportar la Estructura	20 kg
Masa máxima de los paquetes	3 kg
Dimensión máxima del paquete	20 × 30 × 40 cm.
Método de clasificación	Código de barras de 2,5 × 9 cm
Clasificación de paquetes	Clasificación de paquetes por 3 salidas
Módulo	Módulo de 2 bandas
Configuración de velocidad	V1=1 m/s y V2=1,5 m/s
Interfaz gráfica	Por computadora
Paquetes	Cartón corrugado

7.4. Análisis Funcional

El análisis funcional es la representación completa del sistema diseñado, en una serie de procesos, que determina la capacidad, funcionalidad y las especificaciones del diseño, cuidando las interacciones de cada una de las unidades que componen el sistema y cumpliendo con el requerimiento del cliente o empresa.

7.4.1. Análisis general

En el análisis general, se trata de representar de la forma más simple este proyecto, considerando las condiciones básicas para el diseño, en términos de automatización, el diagrama básico para construir el mencionado sistema se muestra en la Figura 5.

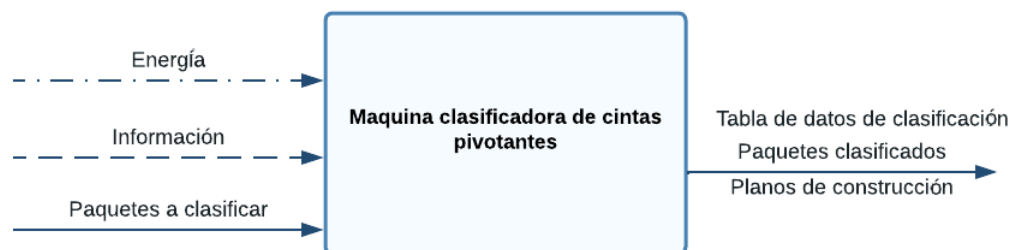


Figura 5: Análisis funcional general

7.4.2. Análisis detallado

Para el análisis detallado, se ha separado el sistema en unidades que están concatenadas entre sí en tres partes: mecánica, electrónica de control y tecnología de la información, las cuales representa todos los procesos involucrados en la construcción y funcionamiento de la máquina. Estos procesos y sus interacciones se detallan en la Figura 6.

7.5. Análisis de Alternativas

A continuación, en la Tabla 3 se ha presentado 4 alternativas de construcción para un clasificador de bandas pivotantes, las cuales serán analizadas según las necesidades del usuario y la delimitación técnica que se determina en el despliegue de la Casa de la calidad

en la Figura 7, teniendo en cuenta, que las alternativas se evalúan bajo método ordinal, corregidos con criterios ponderados, de esta forma se podrá- obtener la mejor opción.

Tabla 3: Alternativas de clasificadores de cintas pivotantes

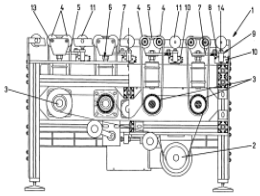


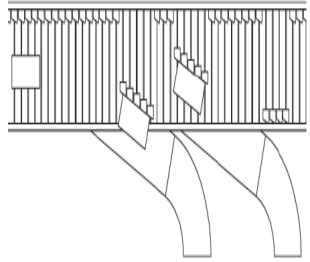
Alternativa	Imagen
<p>Clasificador con ruedas Alternativa A. [15]</p>	
<p>Clasificador de bandas pivotantes Alternativa B. [12]</p>	
<p>Clasificador bandas cruzadas (Cross belt) Alternativa C. [16]</p>	

Tabla 3: Alternativas de clasificadores de cintas pivotantes

Alternativa	Imagen
<p>Clasificador shoe sorter</p> <p>Alternativa D. [16]</p>	

7.5.1. Evaluación de pesos específicos de cada criterio

Los criterios de diseño se evaluarán en el siguiente orden:

Adquisición de materiales para la construcción >fiabilidad = método de clasificación >durabilidad = facilidad en obtención y operación >ergonómico.

Bajo el siguiente criterio:

- 1 - Cuando el criterio de las filas es mejor que el de las columnas.
- 0,5 - Se dará este valor cuando los criterios entre columna y fila sean iguales.
- 0 - Cuando el criterio de la columna supera al de la fila.

Tabla 4: Criterios de Diseño

-	Construcción	Fiabilidad	Clasificación	Durabilidad	Operación	Ergonómico	$\sum +1$	% Ponderación
Construcción	0,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	6,00	28,57
Fiabilidad	0,00	0,50	0,50	1,00	1,00	1,00	4,50	21,43
Clasificación	0,00	0,50	0,50	1,00	1,00	1,00	4,50	21,43
Durabilidad	0,00	0,00	0,00	0,50	0,50	1,00	2,50	11,90
Operación	0,00	0,00	0,00	0,50	0,50	1,00	2,50	11,90
Ergonómico	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,00	1,00	4,76

Analizando los criterios de diseño que constan en la Tabla 4, se concluye que la fiabilidad en la adquisición de materiales para la construcción del clasificador de bandas pivotantes, acompañado de la fiabilidad del equipo en su función, estos dos ítem son primordiales y depende básicamente para lograr este proyecto, que debe garantizar al usuario

que los resultados son los idóneos y confiables, asegurando que no existirá confusiones de los diferentes paquetes clasificados y su correcta distribución, acertando en la logística aplicada en la empresa, para beneficio del usuario.

7.5.2. Evaluación de las alternativas

Para la siguiente evaluación procede analizar las alternativas, expuestas anteriormente, de acuerdo con cada criterio, como son Construcción, Fiabilidad, Clasificación, Durabilidad, Operación, Criterio ergonómico, ya que todas deben cumplir con los criterios de diseño de alguna manera, esto se puede ver de las Tablas 5 a la 10.

Tabla 5: Evaluación de alternativas para el criterio adquisición para la construcción

Construcción	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	$\sum + 1$	Ponderación
Alter. A		0,00	0,50	1,00	2,50	25 %
Alter. B	1,00		1,00	1,00	4,00	40 %
Alter. C	0,50	0,00		1,00	2,00	20 %
Alter. D	0,00	0,00	0,50		1,50	15 %
				SUMA	10,00	100,00 %

Tabla 6: Evaluación de alternativas para el criterio fiabilidad

Fiabilidad	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		0,50	1,00	0,50	3,00	30,00 %
Alter. B	0,50		1,00	1,00	3,50	35,00 %
Alter. C	0,00	0,00		1,00	2,00	20,00 %
Alter. D	0,50	0,00	0,00		1,50	15,00 %
				SUMA	10,00	100,00 %

Tabla 7: Evaluación de alternativas para el criterio método de clasificación

Clasificación	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		0,00	1,00	1,00	3,00	30,00 %
Alter. B	1,00		1,00	1,00	4,00	40,00 %
Alter. C	0,00	0,00		0,50	1,50	15,00 %
Alter. D	0,00	0,00	0,50		1,50	15,00 %
				SUMA	10,00	100,00 %

Tabla 8: Evaluación de alternativas para el criterio durabilidad

Durabilidad	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		0,50	0,00	1,00	2,50	25,00 %
Alter. B	0,50		0,50	1,00	3,00	30,00 %
Alter. C	1,00	0,50		1,00	3,50	35,00 %
Alter. D	0,00	0,00	0,00		1,00	10,00 %
				SUMA	10,00	100,00 %

Tabla 9: Evaluación de alternativas para el criterio facilidad operación

Operación	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		0,00	0,50	1,00	2,50	25,00 %
Alter. B	1,00		0,50	1,00	3,50	35,00 %
Alter. C	0,50	0,50		0,00	2,00	20,00 %
Alter. D	0,00	0,00	0,0		2,50	25,00 %
				SUMA	10,00	100,00 %

Tabla 10: Evaluación de alternativas para el criterio ergonómico

Ergonómico	Alter. A	Alter. B	Alter. C	Alter. D	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		0,50	0,50	1,00	3,00	30,00 %
Alter. B	0,50		0,50	0,50	2,50	25,00 %
Alter. C	0,50	0,50		0,00	2,00	20,00 %
Alter. D	0,00	0,50	1,00		2,50	15,00 %
				SUMA	10,00	100,00 %

Posterior al análisis cada una de las alternativas se elabora la Tabla 11 de resumen donde en conjunto con el despliegue de la Casa de la calidad, se puede tener más claro, cuál de todas las alternativas presentadas, es la primordial para la aplicación que el usuario desee darle.

Tabla 11: Evaluación alternativas vs criterios

	Construcción	Fiabilidad	Clasificación	Durabilidad	Operación	Ergonómico	\sum	PRIORIDAD
Alter. A	0,29 * 0,25	0,21 * 0,30	0,21 * 0,3	0,12 * 0,25	0,12 * 0,25	0,05 * 0,3	0,2735	2
Alter. B	0,29 * 0,4	0,21 * 0,35	0,21 * 0,4	0,12 * 0,3	0,12 * 0,35	0,05 * 0,25	0,364	1
Alter. C	0,29 * 0,2	0,21 * 0,20	0,21 * 0,15	0,12 * 0,35	0,12 * 0,3	0,05 * 0,33	0,2195	3
Alter. D	0,29 * 0,15	0,21 * 0,15	0,21 * 0,15	0,12 * 0,1	0,12 * 0,10	0,05 * 0,25	0,143	4

Posterior al análisis de alternativas propuestas, se observa que todas cumplen con el objetivo principal, pero se debe tomar en cuenta, cual cumple con mayor eficiencia, en este caso es la alternativa B del clasificador de bandas pivotantes, que moviliza los paquetes,

según la denominación arrojada por el lector de código de barras, siendo esta configuración la óptima, para el cumplimiento de los parámetros del usuario, como de las sugerencias tomadas del usuario.

7.6. Selección de materiales

Para tener una buena selección de materiales, a ser utilizados en la construcción del clasificador de cintas pivotantes, se debe tomar en cuenta los requerimientos, que fueron considerados en la Casa de la calidad.

En consecuencia, se manejan las cartas de selección de materiales de Ashby mismas que se pueden encontrarlas física y digitalmente; estas cartas servirán de herramienta de selección debido a que cuentan con gran alcance dentro de la industria metal mecánica.

Los parámetros tomados en cuenta para esta selección son el costo, ya que esto influirá directamente con la adquisición de materiales para la construcción del equipo, que es la principal variable delimitante en el despliegue de la Casa de la calidad, en función de la dureza y esta influye directamente con la durabilidad, tanto del bastidor como de los ejes diseñados.

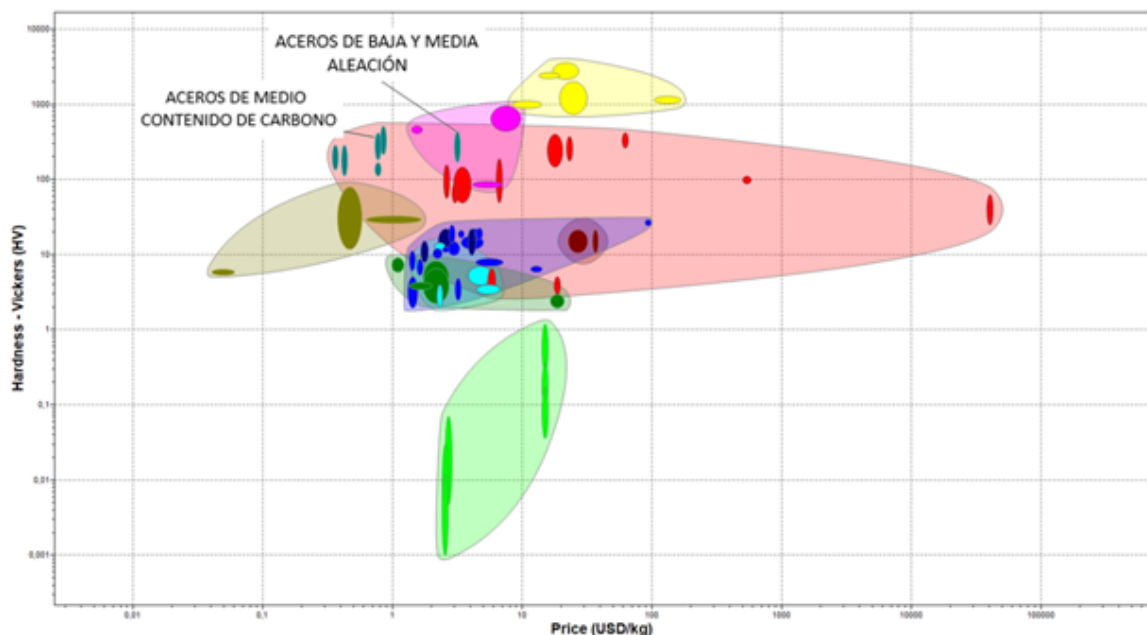


Figura 8: Precio de Material vs Dureza Vickers (HV) [17]

En la Figura 8 se puede observar las familias de materiales disponibles, representados en colores, dando así una mejor relación precio-dureza, los aceros aleados de medio con-

tenido en carbono, esto para las dos selecciones que se deben hacer, una para el eje de la banda transportadora y otra para las estructuras de la máquina.

Si se analiza la Tensión de Rotura vs Dureza Vickers, debido a que el eje de poleas de la banda transportadora estará sometido a cargas de flexión al igual que la estructura, para esto se guía en las cartas de Ashby obtenidas del software CES EduPack 2019, donde se presentan el conjunto de materiales que cumplen con la mayor parte de los requerimientos, los cuales se encuentran encerrados en una burbuja de color rojizo la cual hace referencia a los aceros y sus aleaciones.

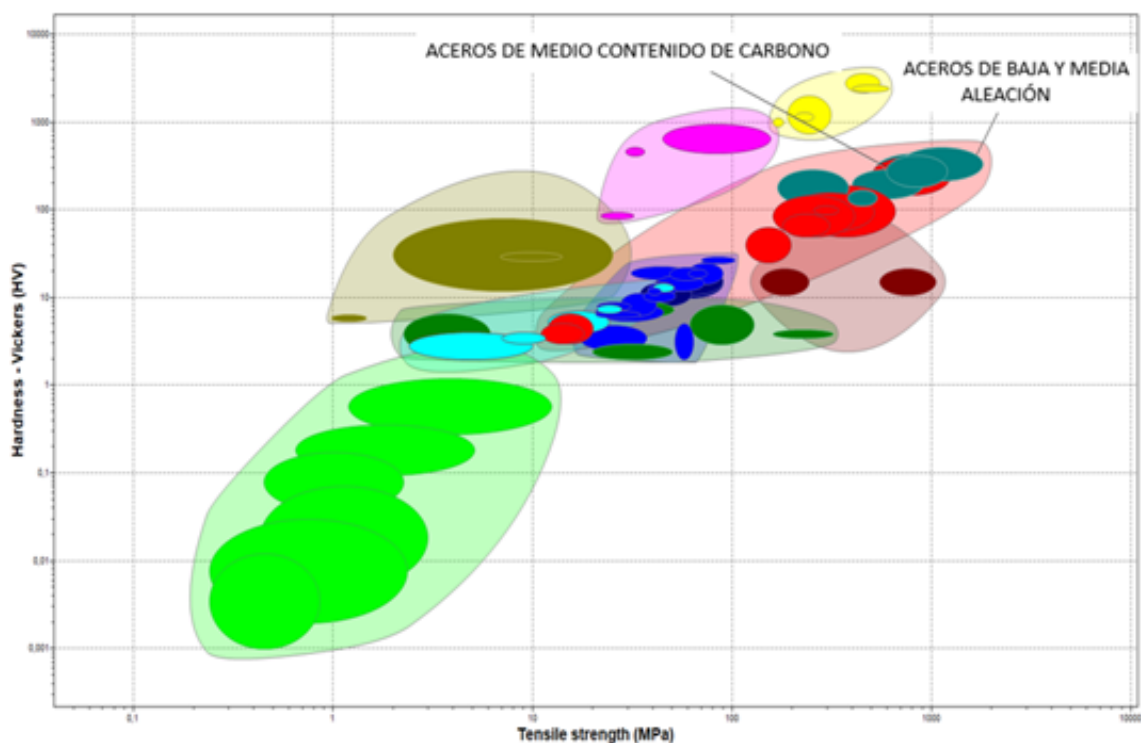


Figura 9: Tensión de Rotura vs Dureza Vickers (HV) [17]

En la Figura 9 se observa que los aceros seleccionados son la mejor opción, debido a que presentan una resistencia dentro de los límites de la aplicación, con una buena dureza de núcleo. Por lo cual, se elige un AISI 1018 que es de la familia aceros de transmisión, para los ejes de la banda transportadora y un acero de perfilería comercial para la construcción de la estructura.

En las Tablas 12 y 13 a continuación se muestran las composiciones químicas y las propiedades mecánicas de los aceros seleccionados:

Tabla 12: Composición química acero AISI 1018 [18]

Elemento	Valor
Carbono (%C)	0,15-0,20
Silicio (%SI)	0,2-0,4
%Mn	0,60-0,90
Fósforo (%P) máx.	<0,04
Azufre (%S) máx.	<0,05

Tabla 13: Propiedades mecánicas acero AISI 1018 [18]

Propiedad	Valor
Resistencia Mecánica (MPa)	430-750
Punto de fluencia (MPa)	340-600
Densidad (gr/cm ³)	7,85
Elongación % Min.	>12
Dureza HB	120-220
Punto de forja C	1150-1280

Por último, al comparar los datos arrojados en las cartas de selección de Ashby, junto con las propiedades mecánicas del acero seleccionado, se concluye que este material es el correcto para la aplicación, debido a que cumple con los principales parámetros del despliegue de diseño, conceptual que son la adquisición del material, para la construcción del equipo y la durabilidad.

Para la selección de las planchas de acero se realiza en base a una evaluación de pesos específicos en la Tabla 14, con los siguientes criterios en orden:

Adquisición para la construcción >precio >deslizante = resistencia

Tabla 14: Criterio de selección de plancha de acero

	Construcción	Precio	Deslizante	Resistencia	$\sum + 1$	% Ponderación
Construcción		1	1	1	4	40
Precio	0		1	1	3	30
Deslizante	0	0		0,5	1,5	15
Resistencia	0	0	0,5		1,5	15

Para la siguiente evaluación de las diferentes planchas de acero disponibles del catálogo de DIPAC Manta, se procede a analizar según cada criterio, cumplen las siguientes alternativas A,B,C, de la Tabla 15.

Tabla 15: Alternativas de planchas de acero

Alternativa	Imagen
<p>PLANCHAS DE ACERO LAMINADAS EN CALIENTE</p> <p>Alternativa A. [19]</p>	
<p>PLANCHAS GALVANIZADAS</p> <p>Alternativa B. [19]</p>	
<p>PLANCHAS DE ALUMINIO LISO</p> <p>Alternativa C. [19]</p>	

Se evalúan los criterios antes mencionados con las alternativas planteadas en las Tablas 16 hasta la 19.

Tabla 16: Evaluación de alternativas para el criterio adquisición para la construcción

Construcción	Alter. A	Alter. B	Alter. C	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		1	1	3	50 %
Alter. B	0		1	2	33 %
Alter. C	0	0		1	17 %
			SUMA	6	100 %

Tabla 17: Evaluación de alternativas para el criterio precio

Precio	Alter. A	Alter. B	Alter. C	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		0,5	0	1,5	25 %
Alter. B	0,5		1	2,5	42 %
Alter. C	1	0		2	33 %
			SUMA	6	100 %

Luego del análisis de alternativas se elabora la Tabla 20 de resumen de las planchas de acero que cumplen con resistencia, eficiencia, y factibilidad en el mercado y desde luego precio; todas cumplen con el objetivo principal, pero se debe tomar en cuenta cual alternativa cumple con mayor eficiencia, en este caso es la alternativa A, que es un material que ofrece mayor resistencia, es más accesible con respecto al precio que las otras opciones.

Tabla 18: Evaluación de alternativas para el criterio deslizante

Deslizante	Alter. A	Alter. B	Alter. C	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		1	1	3	50 %
Alter. B	0		0	1	17 %
Alter. C	0	1		2	33 %
			SUMA	6	100 %

Tabla 19: Evaluación de alternativas para el criterio resistencia

Resistencia	Alter. A	Alter. B	Alter. C	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		1	1	3	50 %
Alter. B	0		0,5	1,5	25 %
Alter. C	0	0,5		1,5	25 %
			SUMA	6	100 %

Tabla 20: Selección de la mejor alternativa

Conclusión	Construcción	Precio	Deslizante	Resistencia	Σ	% Ponderación
Alter. A	0,4*0,5	0,3*0,25	0,15*0,5	0,15*0,5	0,425	1
Alter. B	0,4*0,33	0,3*0,42	0,15*0,17	0,15*0,25	0,32	2
Alter. C	0,4*0,17	0,3*0,33	0,15*0,33	0,15*0,25	0,25	3

En las Tablas 21 y 22 a continuación se muestran las composiciones químicas y las propiedades mecánicas de los aceros seleccionados:

Tabla 21: Composición química acero ASTM A36 [18]

Elemento	Valor
Carbono (%C)	0,08-0,13
Silicio (%SI)	0,30-0,50
Fósforo (%P) máx.	<0,04
Azufre (%S) máx.	<0,05

Tabla 22: Propiedades mecánicas acero ASTM A36 [18]

Propiedad	Valor
Resistencia Mecánica (MPa)	400-550
Límite Elástico (MPa)	250
Densidad (gr/cm ³)	7,9
Elongación % Min.	>20

8. Diseño Mecatrónico

La alternativa seleccionada considera 2 partes esenciales, alimentación y clasificación. La primera sección es la de alimentación y detección del paquete para clasificarlo, consta de una banda la cual alimentará al clasificador y por medio de un lector de código de barras leerá las etiquetas y enviará la información al clasificador, en la segunda sección que es el módulo de clasificación se encontrará, con los módulos de bandas pivotantes que se moverán dependiendo de la información de la sección anterior a la salida correspondiente. Se puede ver, un bosquejo del sistema diseñado y sus partes en la Figura 10.

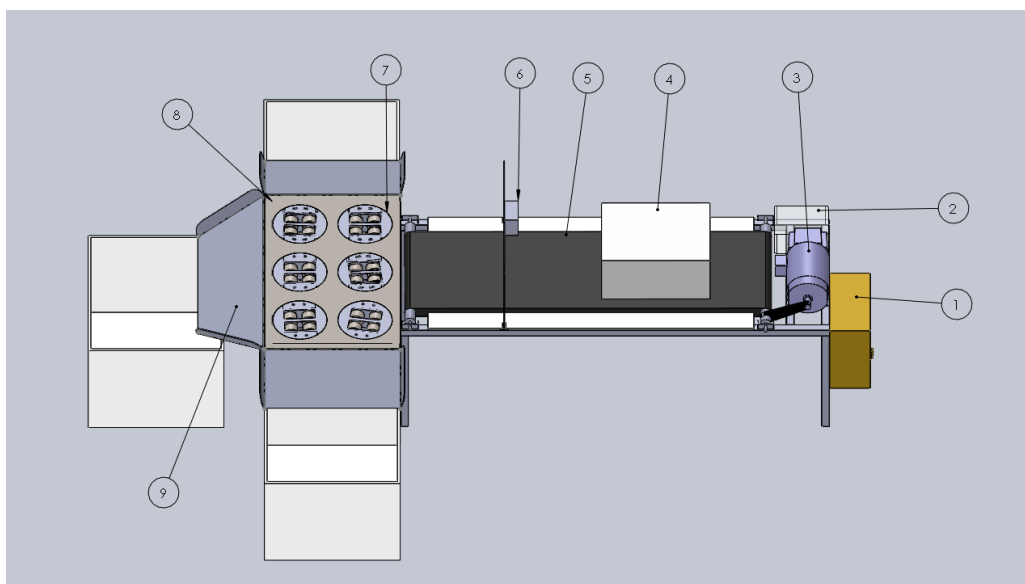


Figura 10: Bosquejo 3D de alternativa seleccionada

En la Figura anterior se muestra las dos secciones unidas para el funcionamiento del clasificador, y consiste en que el paquete avanza por la banda alimentadora, pasará por el lector de código de barras, que informa las características del paquete, siguiendo su camino es depositado sobre el clasificador y despachado por la salida correspondiente de acuerdo a la información de su código de barras. Este sistema cuenta con 9 partes y sus nombres se encuentran detallados en la Tabla 23.

Tabla 23: Componentes clasificador

Número de parte	Descripción
1	Panel eléctrico.
2	Panel de control.
3	Motor banda alimentadora.
4	Caja.
5	Banda alimentadora.
6	Lector de código de barras .
7	Módulo de bandas pivotantes.
8	Módulo de clasificación.
9	Rampas de salida.

9. Diseño mecánico

Para el Diseño mecánico se considerará las especificaciones Técnicas, y la masa máxima del paquete, al que tiene que estar sometida la máquina, que inicialmente para el diseño se toma una masa máximo de 20 kg para estructuras, eje, rodillos, bandas y motor banda alimentadora, y de 3 kg para las bases del clasificador, módulo de bandas pivotantes y motores del módulo de bandas pivotantes. como se explico previamente; a continuación, se detalla cada una de las partes importantes del diseño y de igual forma el orden a realizarlo en la Figura 11.

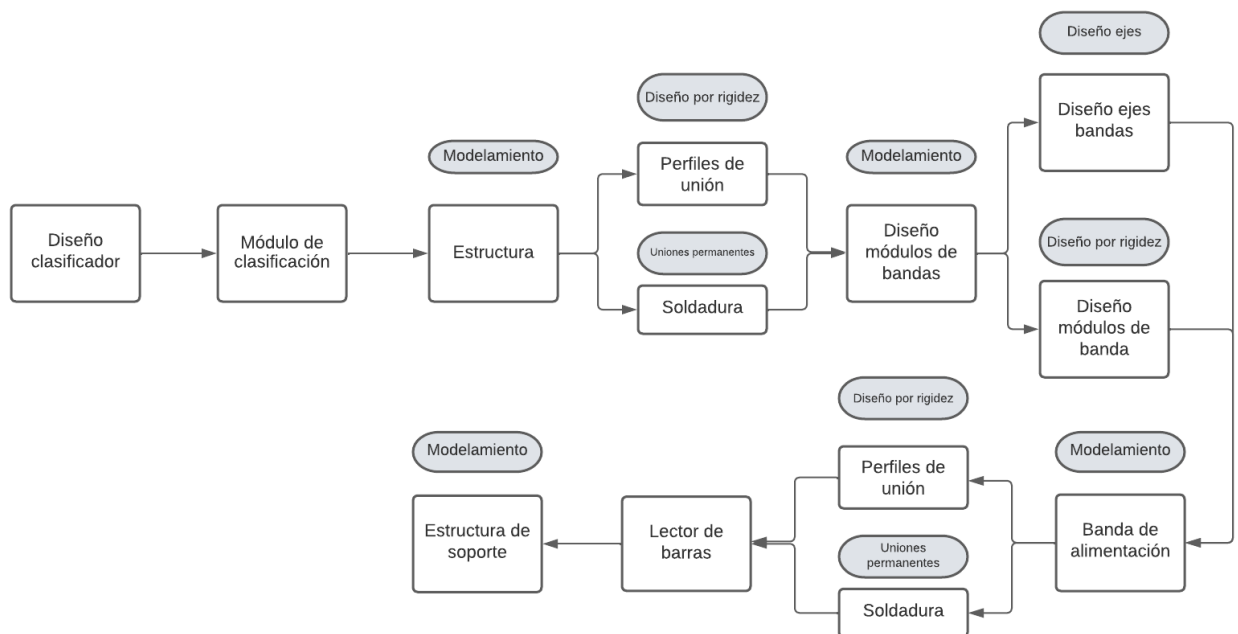


Figura 11: Diagrama de flujo del diseño

9.1. Diseño funcional del módulo de clasificación

Siguiendo los requerimientos expuestos anteriormente, en las especificaciones técnicas de diseño, las dimensiones máximas del módulo de clasificación, conociendo la masa que transportará y que se clasificará, será de 20 cm de diámetro de forma circular, para permitir el giro del mismo como se puede ver en la Figura 12, analizando que cada módulo de bandas tenga un contacto de 100 mm con los paquetes, de forma que puedan desviar cada paquete, sin problema; se opta por tener 3 módulos de bandas pivotantes con dos filas de

bandas de forma que se tenga constante contacto con el paquete para clasificar como [12].

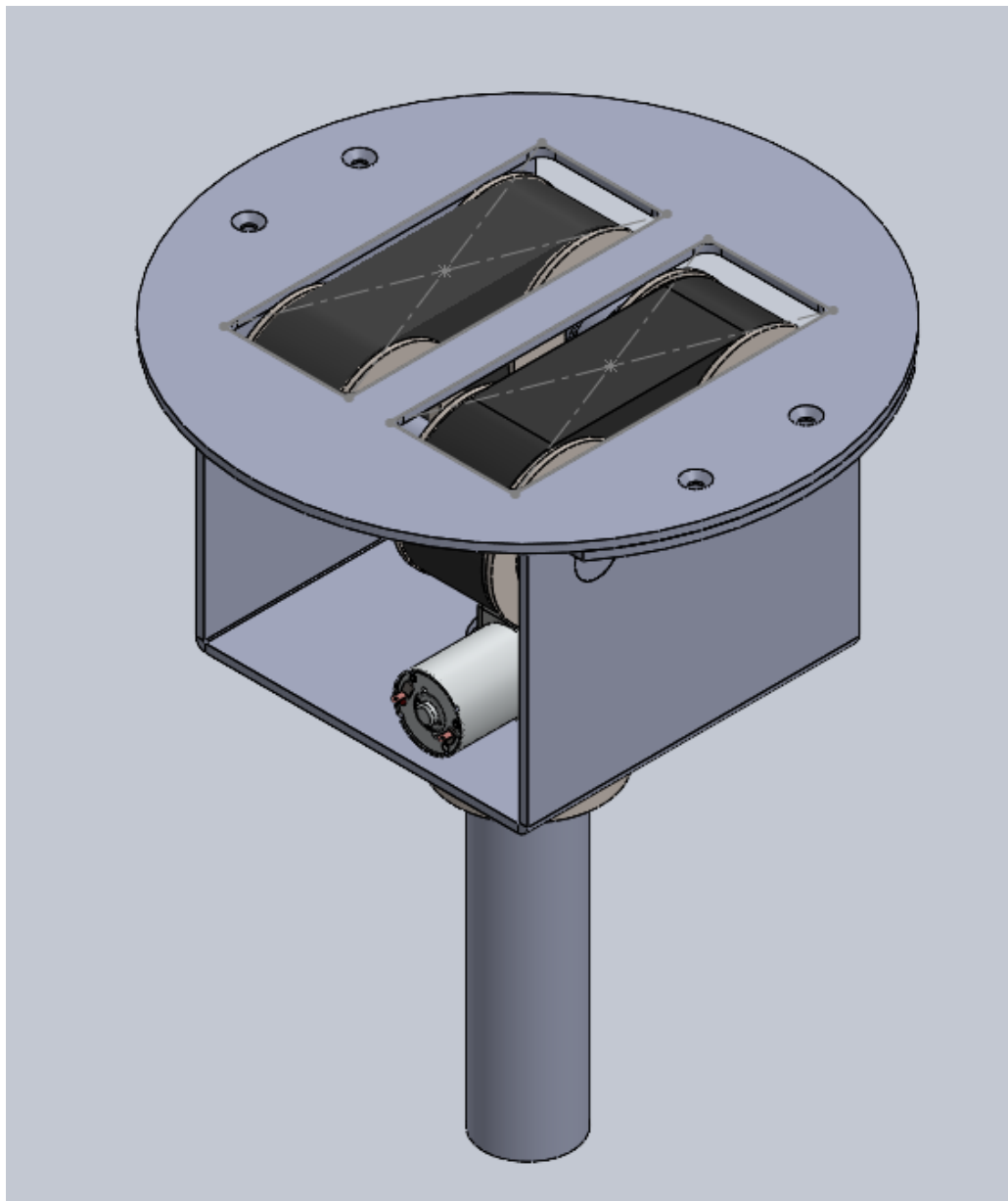


Figura 12: Modelo geométrico del módulo de bandas

Tomando en cuenta que se van a clasificar paquetes con dimensiones no mayores a $20 \times 30 \times 40$ cm; se considera que la estructura del módulo de clasificación tenga un largo de 50 cm y un ancho de 80 cm, suficiente espacio para que los paquetes puedan entrar en el módulo y ser desviados sin problemas como se puede ver en la Figura 13. La altura del módulo se considera de al menos 75 cm para que los operarios puedan colocar los paquetes, alimentando continuamente la banda clasificadora, sin ningún riesgo de trabajo, según ISO 45001 [20] y la ISO 14738 [21]. De igual forma esta altura puede variar dependiendo de las necesidades o las instalaciones que cuente ciertas empresas, en este caso el proyecto

no está basado en instalaciones de algunas empresas, por lo tanto, la altura fue asumida, claro está considerando que el trabajo del operador sea lo menos forzado y tenga un ritmo de trabajo continuo.

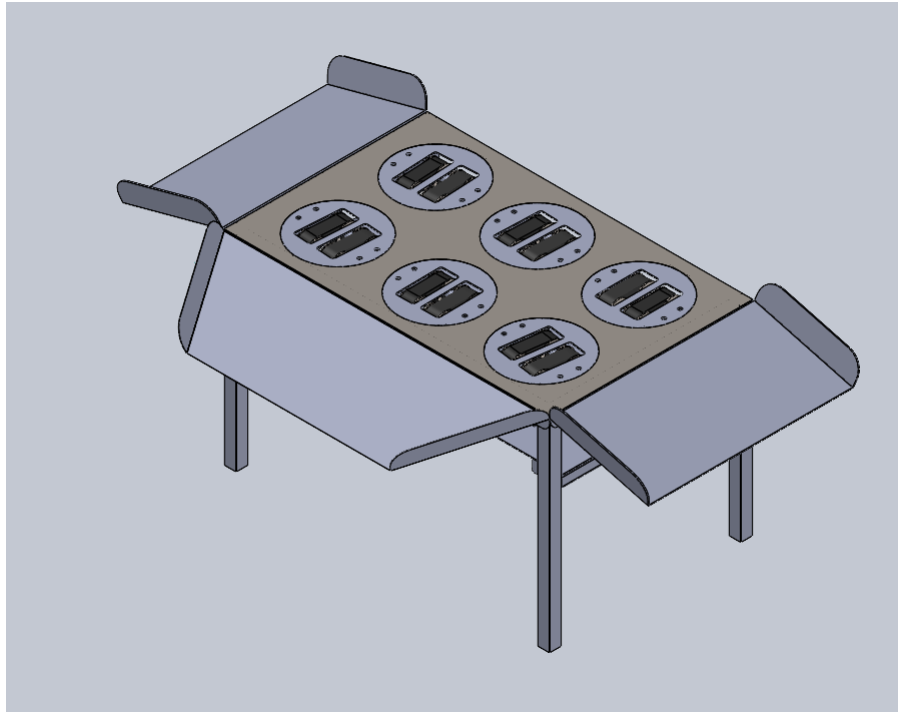


Figura 13: Modelo geométrico de la base

9.2. Estructura del clasificador

La máquina clasificadora tiene que soportar una masa de máximo 20 kg, por lo tanto, es necesario que la estructura sea rígida, es decir que su diseño contemple la resistencia a la deflexión de los elementos a ser seleccionados. En la Tabla 24 se presenta los parámetros recomendados de flexión máxima permisible de la estructura [22].

Tabla 24: Límites de flexión recomendados [22]

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

El parámetro recomendado para una estructura general, para el caso de nuestra máquina es la siguiente.

$$Y_{max} = 0,0005 \cdot l \quad (1)$$

Donde:

Y_{max} es la flexión máxima de la estructura, en m;

l es la longitud de la viga, en m.

Se deben realizar el diseño garantizando que la estructura podrá soportar la masa máxima a cargar de 20 kg. La carga total sobre las vigas se calcula con (2).

$$P_t = m_t \cdot g \quad (2)$$

Donde:

P_t es la carga total a soportar la viga, en N;

m_t es la masa máxima de los paquetes, en kg;

g es la gravedad, en m/s^2 .

$$P_t = 20 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$P_t = 196,2 \text{ N}$$

Para calcular la carga crítica P_{cr} en la estructura, se calcula con (??). Donde el módulo de elasticidad del acero galvanizado es de $E = 200 \text{ GPa}$ como se puede observar en la Tabla 25.

Tabla 25: Propiedades mecánicas perfil acero

Propiedad	Valor
Coeficiente de Poisson	0,29
Módulo de Elasticidad	200 a 215 GPa
Módulo de cizallamiento	82 GPa

Pero antes es necesario calcular el segundo momento de área de la viga, está se calcula con (3), que se obtiene en la sección de Apéndices pg. 979 de [23] considerando que el momento más crítico es cuando la carga está en el centro de la viga y está con apoyos simples. En la Figura 14 se muestra la representación de la deflexión máxima en una viga con apoyos fijos y carga central.

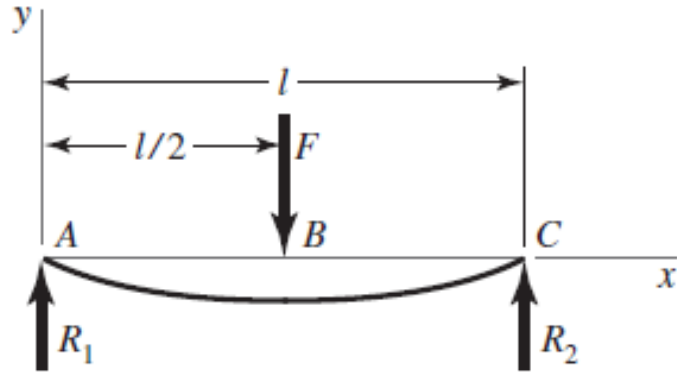


Figura 14: Deflexión máxima en viga con apoyos simples y carga central. [23]

$$I = \frac{P_t \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot Y_{max}} \quad (3)$$

Donde

l es la longitud de la viga, en m;

E es el módulo de elasticidad del acero, en Pa;

I es el segundo momento de área de la viga, en m^4 .

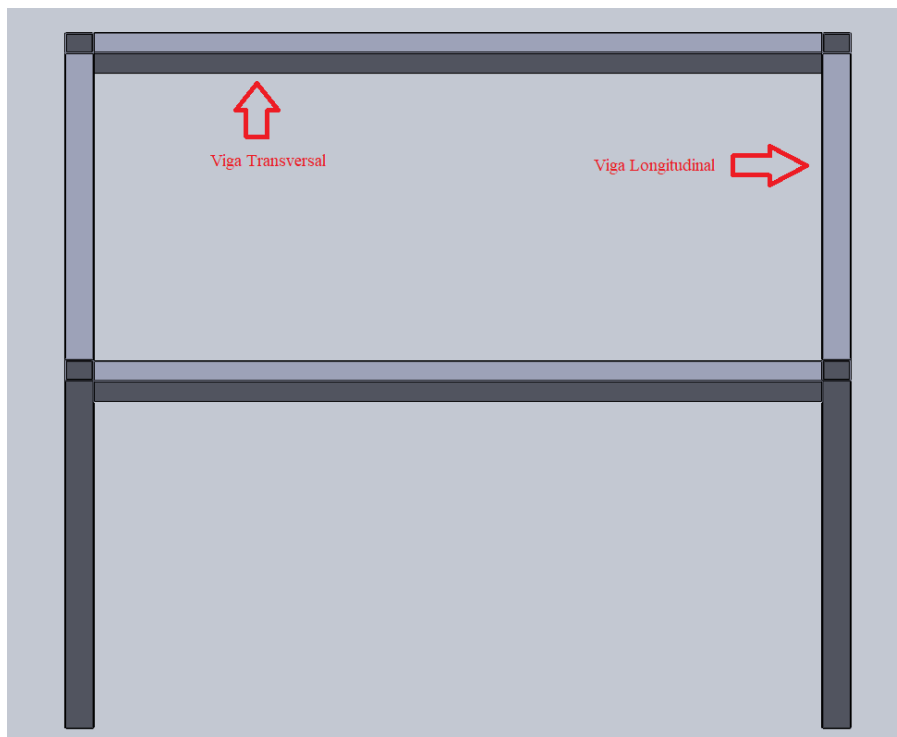


Figura 15: Viga longitudinal y transversal

Para calcular la viga transversal de la Figura 15, se reemplaza en (3) los valores $P_t = 196,2 \text{ N}$, $E = 200 \text{ GPa}$, $l = 0,8 \text{ m}$, para la flexión máxima se reemplaza la longitud de la viga en (1) $Y_{max} = 0,0004 \text{ m}$.

$$I = 2,62 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \text{ o } I = 2,62 \text{ cm}^4$$

En el caso de la viga longitudinal se tienen los valores $P_t = 196,2 \text{ N}$, $E = 200 \text{ GPa}$, $l = 0,5 \text{ m}$, para la flexión máxima se reemplaza la longitud de la viga en (1) $Y_{max} = 0,0025 \text{ m}$.

$$I = 1,02 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \text{ o } I = 1,02 \text{ cm}^4$$

Con estos segundos momentos de área se concluye que la viga más crítica es la viga transversal, con esa condición, se tiene que basar el diseño de la estructura, del catálogo de Dipac Manta [24] Anexo B, comparando con el segundo momento de área que se genera por la masa se escoge un diseño con un segundo momento de área mayor, para garantizar que la viga a diseñar no se deforme o falle, por lo que, se escoge un tubo estructural cuadrado de longitud de 30 mm, espesor de 2 mm y con un segundo momento de área de 2,71 cm⁴.

Se realiza un análisis estructural, para la estructura del clasificador por medio del software SolidWorks, ejecutando el análisis y obteniendo unos desplazamientos máxima de $9,6 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$ siendo menor al desplazamiento máximo recomendado para la parte general de una máquina.

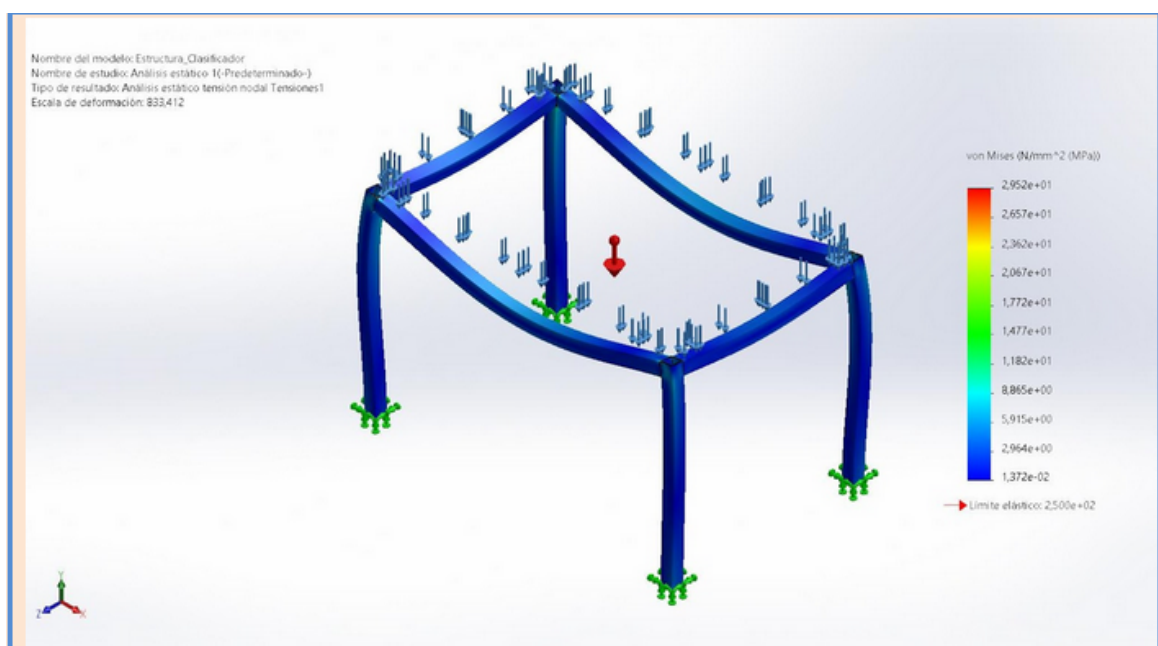


Figura 16: Análisis estructural de la estructura del clasificador

9.2.1. Dimensionamiento de uniones soldadas de la estructura del clasificador

Como es necesario unir las partes de la estructura del clasificador, al conocer la carga y la flexión a la que van a estar sometidas, tanto la estructura, como las bases; se analiza y concluye que una de las uniones permanentes sería mediante soldadura.

Para el caso de la estructura, existen dos patrones de soldaduras recomendados, la configuración de 2 filetes paralelos y la soldadura de contorno; como ya se dijo anteriormente, por las características de la estructura, la carga que soportará y la flexión a la que estará sometida, se escogerá una soldadura de contorno como se puede ver en la Figura 17.

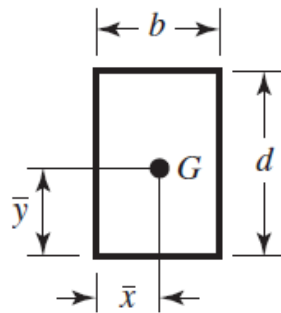


Figura 17: Perfil cordón de soldadura de contorno [23]

Se toma de referencia la altura mínima de la soldadura de filete de la tabla AWS D1.1 - sección 5 - tabla 5.8 [25] que dice que la altura mínima que debe tener una soldadura de 3 mm cuando su material base tiene un espesor menor a 6 mm, para la soldadura de contorno escogida.

Tamaños mínimos de la soldadura de filete y límites de espesor de placas

Máximo Espesor del material base (T) ¹		Tamaño mínimo de la soldadura de filete ²	
Pulg.	mm	Pulg.	mm
$T \leq \frac{1}{4}$	$T \leq 6$	$\frac{1}{8}$ ⁽³⁾	3 ⁽³⁾
$\frac{1}{4} < T \leq \frac{1}{2}$	$6 < T \leq 12$	$\frac{3}{16}$	5
$\frac{1}{2} < T \leq \frac{3}{4}$	$12 < T \leq 20$	$\frac{1}{4}$	6
$T > \frac{3}{4}$	$T > 20$	$\frac{5}{16}$	8

Notas:

¹ El espesor de la placa es el espesor de la parte unida más gruesa.

² Cuando se usa soldadura de bajo contenido de hidrógeno la norma D1.1 de la AWS permite usar la parte unida más delgada para determinar el tamaño mínimo de la soldadura de filete.

³ El tamaño mínimo de soldadura para estructuras sometidas a cargas dinámicas es de 3/16 de pulg. (5 mm).

Figura 18: Tamaños mínimos de la soldadura de filete y límites de espesor de placa [25]

Se emplea (4) para el cálculo del área del patrón de contorno.

$$A_e = 1,414 \cdot h_e \cdot (b + d) \quad (4)$$

Donde:

A_e es el área del cordón de soldadura de la estructura, en m^2 ;

h_e es la altura del cordón de soldadura de la estructura, en m;

b es la longitud horizontal del cordón, en m;

d es la longitud vertical del cordón, en m.

Dado que el perfil es cuadrado sus longitudes serán iguales, reemplazando $b = d = 0,03$ m que son conocidos, y $h_e = 0,003$ mm.

$$A_e = 1,414 \cdot 0,003 \cdot (0,03 + 0,03) m^2$$

$$A_e = 2,545 \cdot 10^{-4} m^2$$

Después se calcula el segundo momento de área del patrón de soldadura, que se obtiene de (5).

$$I_e = 0,707 \cdot h_e \cdot \frac{d^2}{6} \cdot (3 \cdot b + d) \quad (5)$$

Donde:

I_e es el segundo momento de área del cordón de soldadura. en m^4 .

Remplazando los valores conocidos.

$$I_e = 0,707 \cdot 0,003 \text{ m} \cdot \frac{0,03^2}{6} \text{ m}^2 \cdot (3 \cdot 0,03 + 0,03) \text{ m}$$

$$I_e = 3,82 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Con esto ya se puede calcular los cortantes primarios y secundarios empleando (6).

$$\tau' = \frac{V_e}{A_e} \quad (6)$$

Donde:

τ' es el cortante primario, en Pa;

V_e es la carga de diseño normal a la soldadura, en N;

A_e es el área del cordón de soldadura, en m^2 .

$$\tau' = \frac{196,2 \text{ N}}{0,0002545 \text{ m}^2}$$

$$\tau' = 770923,38 \text{ Pa}$$

Después se calcula el cortante secundario en función de la altura del cordón.

$$\tau'' = \frac{M_s \cdot \bar{y}}{I_e} \quad (7)$$

Donde:

τ'' es el cortante secundario, en Pa;

M_s es el momento flector en el cordón, en Nm;

\bar{y} es la distancia del centro de gravedad al extremo horizontal, en m;

I_e es el segundo momento de área del cordón de soldadura, en m^4 .

$$\tau'' = \frac{196,2 \text{ N} \cdot 0,4 \text{ m} \cdot 0,015 \text{ m}}{3,82 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\tau'' = 30816753,93 \text{ Pa}$$

Con esto se emplea (8) para obtener el esfuerzo máximo.

$$\tau_{max} = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} \quad (8)$$

Donde:

τ_{max} es el esfuerzo máximo aplicado en la soldadura, en Pa.

Al reemplazar se obtiene.

$$\tau_{max} = \sqrt{(770923,38)^2 + (30816753,93)^2} \text{ Pa}$$

$$\tau_{max} = 30826395,27 \text{ Pa}$$

Para seleccionar el electrodo, que será utilizado en el cordón, se debe considerar el esfuerzo permisible de la tabla de electrodos, de esta manera se realiza la mejor selección, en la Tabla 26 se pueden ver propiedades mínimas del metal de aporte.

Tabla 26: Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS	Resistencia a la tensión ksi(MPa)	Resistencia a la fluencia ksi(MPa)	Elongación porcentual
E60XX	62(427)	50(345)	17-25
E70XX	70(482)	57(393)	22
E80XX	80(551)	67(462)	19
E90XX	90(620)	77(531)	14-17
E100XX	100(689)	87(600)	13-16
E120XX	120(827)	107(737)	14

De estos valores del material de aporte se define el esfuerzo permisible.

Según Shigley [23] en el capítulo de soldadura se puede definir al factor de seguridad

como (9).

$$n_s = \frac{\tau_p}{\tau_{max}} \quad (9)$$

Donde:

n_s es el factor de seguridad en soldadura sometida a flexión, es adimensional;

τ_p es el esfuerzo permisible en la soldadura ($0,66 * S_y$), en Pa;

τ_{max} es el esfuerzo máximo aplicado en la soldadura, en Pa.

Según Shygly en el capítulo 9 de soldadura, el factor de seguridad recomendado en soldadura a flexión es de 1,52 a 1,67, se realiza el cálculo con cada uno de los electrodos para determinar cuál sería la mejor opción.

Tabla 27: Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS	Factor de seguridad n_s
E60XX	7,38
E70XX	8,41
E80XX	9,89
E90XX	11,36
E100XX	12,84
E120XX	15,77

Según los cálculos realizados y los criterios aplicados, para poder asegurar la estabilidad de la estructura, se concluye que el electrodo E60XX es el más adecuado.

9.3. Diseño base superior e inferior del módulo de clasificación

Para calcular el espesor mínimo que debe tener las placas del material seleccionado previamente, en acero laminado en caliente, con un esfuerzo a la fluencia de 550 MPa, En la Tabla 22.

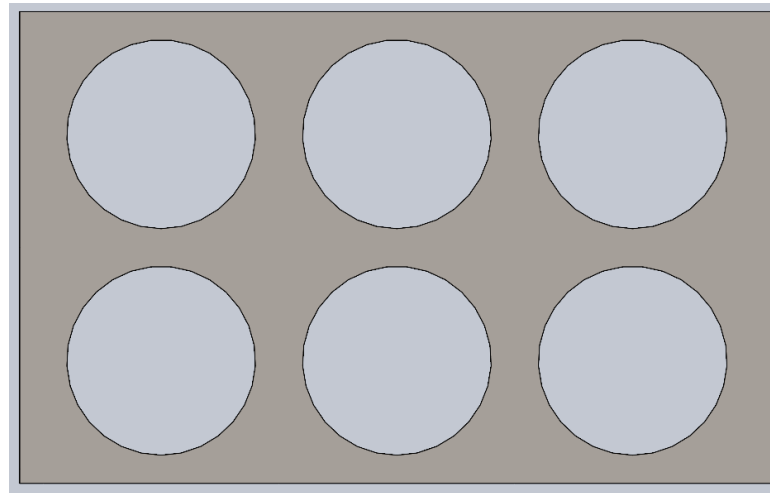


Figura 19: Base del módulo de clasificación

Conociendo el esfuerzo de fluencia del material y aplicando un factor de seguridad para máquinas recomendado por [23] de 2, se sabe que el esfuerzo máximo que debería soportar sería de 275 MPa, de esta forma con (10) se reemplaza y se despeja el espesor mínimo.

$$\sigma = \frac{M \cdot \frac{e_{bs}}{2}}{I_v} \quad (10)$$

Donde:

- σ es el esfuerzo generado en base, en Pa;
- M es el momento flector generado por las cargas, en Pa;
- e_{bs} es la altura o espesor de la viga simplificada, en m;
- I_v es el segundo momento de área de la viga, en m⁴.

Para continuar con el cálculo se debe simplificar la estructura, para ello se puede representar como una viga con la carga crítica en el centro, el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas aplicadas en la Figura 20 por medio de la aplicación del software MDSolid, de esta forma se obtienen los diagramas de fuerzas y momentos, por criterio, la representación de la viga con longitud mayor es considerada más crítica, siendo esta, se reemplaza en (10).

Como se mencionó en los parámetros de diseño, se consideró una masa de 3 kg para las bases del clasificador, módulo de bandas pivotantes y motores del módulo de bandas pivotantes.

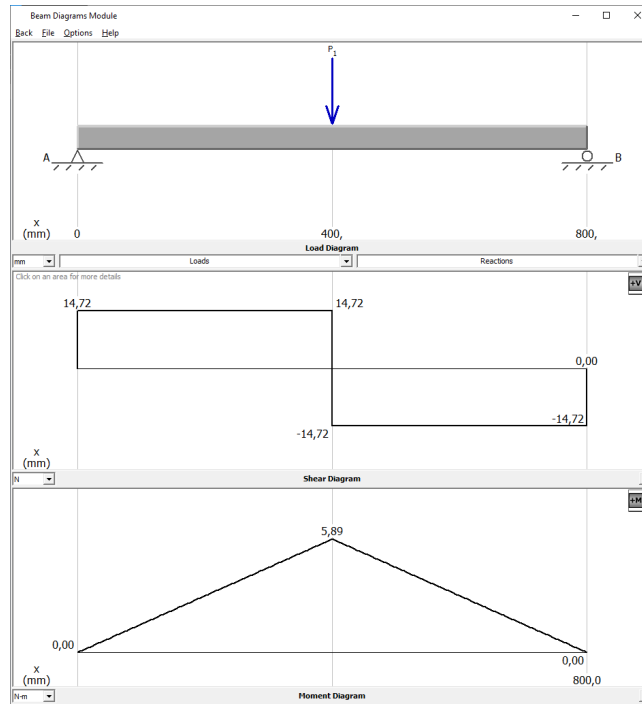


Figura 20: Diagramas de cuerpo libre, fuerzas y momentos de la base superior [26]

Con este antecedente, se procede a reemplazar los valores conocidos del esfuerzo 275 MPa, el momento máximo obtenido de la Figura anterior $M_{bs} = 5,81 \text{ N/m}$ y $I_v = \frac{0,1}{12} \cdot e_{bs}^3$ se puede despejar y encontrar el valor del espesor de la base superior.

Donde:

M_{bs} es el momento máximo, en N/m;

e_{bs} es el espesor de la base superior, en m.

$$275 \cdot 10^6 = \frac{5,81 \cdot \frac{e_{bs}}{2}}{\frac{0,1}{12} \cdot e_{bs}^3}$$

$$e_{bs} = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

De esta manera se sabe que, para la base superior es necesario un espesor de al menos 2 mm para que soporte la carga en su punto más crítico.

Se realiza un análisis estructural para la base superior del clasificador por medio del software SolidWorks, ejecutando el análisis y obteniendo unos desplazamientos máxima de $5,542 \cdot 10^{-1} \text{ mm}$, una tensión de Von Mises máxima de $8,381 \cdot 10^6 \text{ Pa}$.

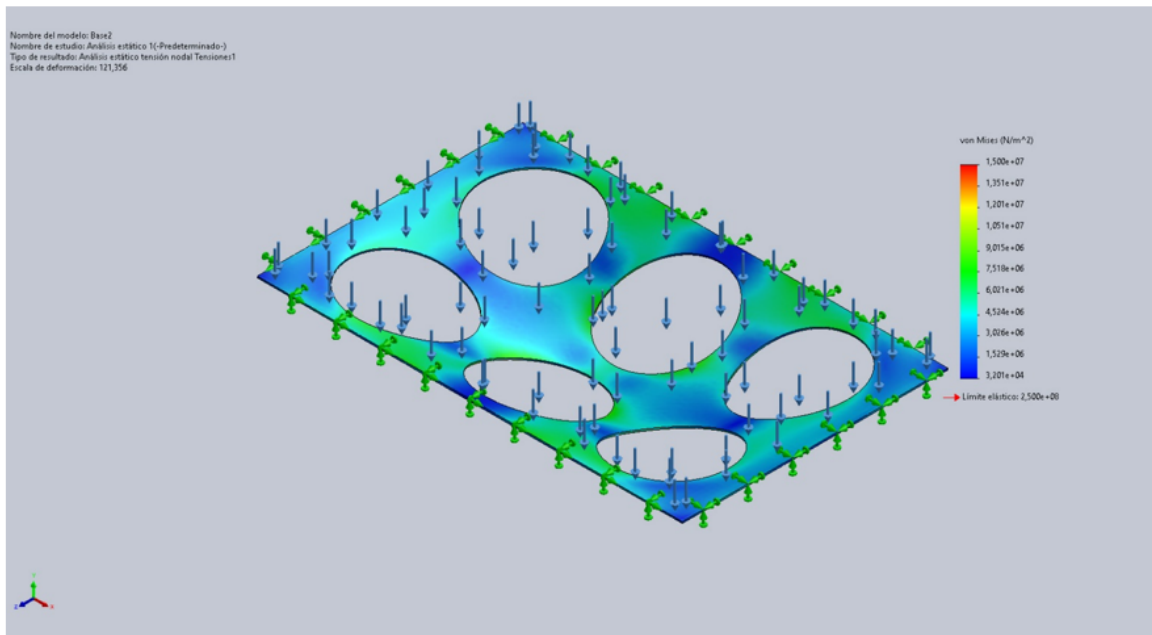


Figura 21: Análisis estructural de la base superior del clasificador

Para la segunda base de la Figura 22 donde cada módulo se va a apoyar en la base inferior del clasificador, se va evaluando la masa de cada módulo y en el punto crítico, cuando el módulo del centro está soportando 3 kg del paquete más los 2 kg de la masa del módulo de banda del prototipo que se pueden ver en la Tabla 28, entonces se realiza el diagrama de cuerpo libre, fuerza y momentos en la Figura 23 con lo que se obtiene el momento máximo y se puede reemplazar en (10).

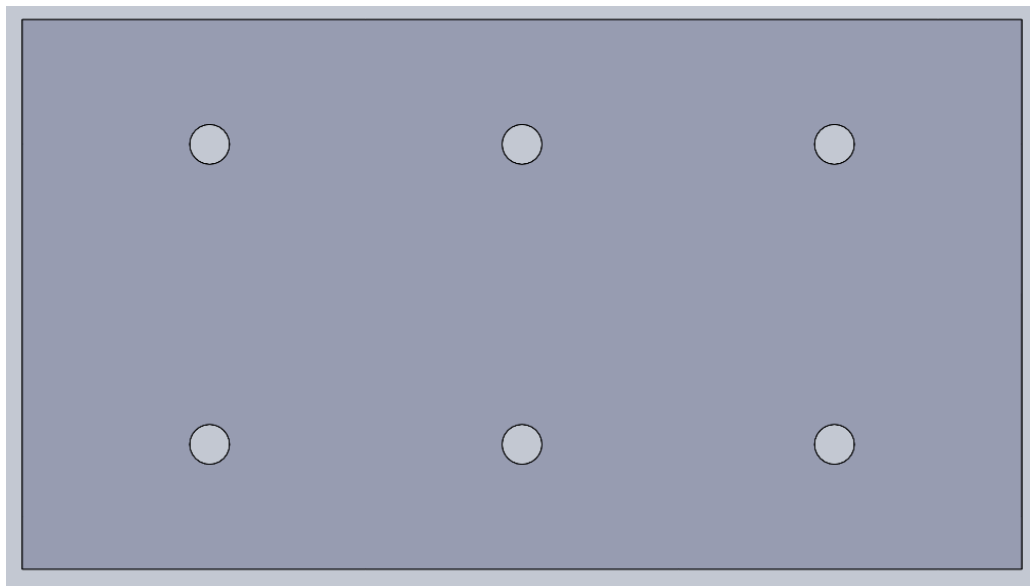
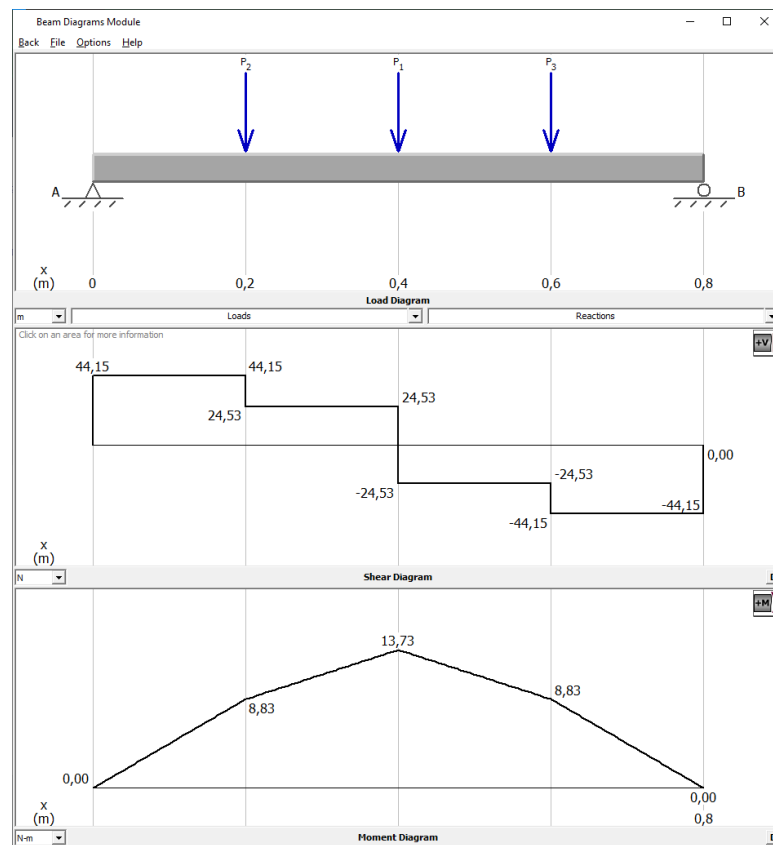


Figura 22: Base del módulo de clasificación

Tabla 28: Masa del módulo de bandas pivotantes

Pieza	Masa
Estructura módulo	1 kg
Ejes, bandas y poleas	0,5 kg
Motor	0,5 kg
Total	2 kg

**Figura 23:** Diagramas de cuerpo libre, fuerzas y momentos de la base inferior [26]

Remplazando los valores de esfuerzo 275 MPa, momento máximo obtenido de la Figura anterior $M_{bi} = 13,73 \text{ N/m}$, $I = \frac{0,18875}{12} \cdot e_{bi}^3$ se puede despejar y encontrar el valor del espesor de la base inferior (e_{bi}).

Donde:

M_{bi} es el momento máximo por la masa en el punto crítico de la base inferior, en N/m;

e_{bi} es el espesor de la base inferior, en m.

$$275 \cdot 10^6 = \frac{13,73 \cdot \frac{e_{bi}}{2}}{\frac{0,18875}{12} \cdot e_{bi}^3}$$

$$e_{bi} = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

De esta manera se determina que se necesita un espesor de al menos 2 mm para que la base inferior soporte las cargas a las que estaría sometida.

Se realiza un análisis estructural para la base inferior del clasificador por medio del software SolidWorks, ejecutando el análisis y obteniendo unos desplazamientos máxima de $2,468 \cdot 10^{-1}$ mm, una tensión de Von Mises máxima de $5,727 \cdot 10^6$ Pa.

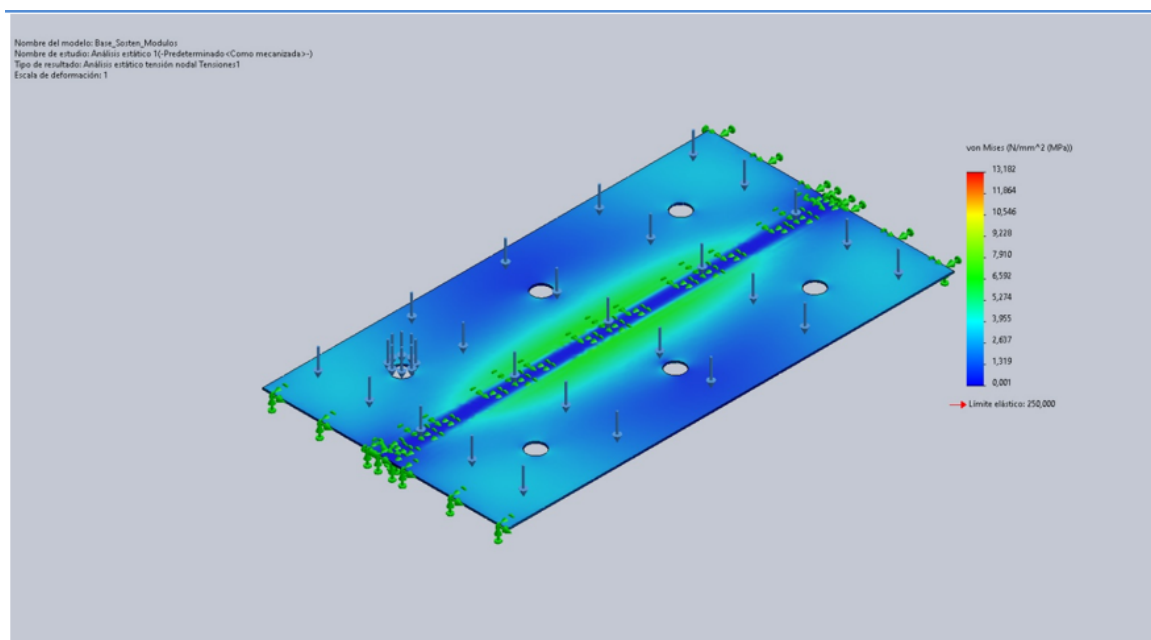


Figura 24: Análisis estructural de la base superior del clasificador

9.3.1. Selección sujeción de base inferior y estructura

Para la sujeción de la base inferior que va a sostener todos los módulos de los paquetes se planteas distintas alternativas para su selección. Se realiza bajo el bajo método ordinal, corregidos con criterios ponderados, de esta forma podremos obtener la mejor opción.

Los criterios de diseño se evaluarán en el siguiente orden:

Resistencia > Maniobrabilidad = material > facilidad adquisición

Tabla 29: Criterio de selección de plancha de acero

	Resistencia	Maniobrabilidad	Material	Adquisición	$\sum + 1$	% Ponderación
Resistencia		1	1	1	4	40
Maniobrabilidad	0		0,5	1	2,5	25
Material	0	0,5		1	2,5	25
Adquisición	0	0	0		1	10

Como se puede observar el criterio principal de evaluación es la resistencia del material

de sujeción, acompañado de la facilidad de manejo del material para el ensamble de este, estos dos son primordiales para evaluar las alternativas.

Tabla 30: Alternativas de planchas de acero

Alternativa	Imagen
Soldadura Alternativa A. [19]	 <p>Diagrama que muestra el proceso de soldadura de dos planchas de acero. Se observan los electrodos (1 y 2) que se acercan a la junta, generando un arco eléctrico (3) que funde el metal. El número 4 indica la dirección de avance de la soldadura.</p>
Platinas L Alternativa B. [19]	 <p>Imagen de una platina L de acero, que es un perfil en forma de L con cuatro orificios para tornillos distribuidos en sus brazos.</p>
Platina Plana Alternativa C. [19]	 <p>Imagen de una platina plana de acero, que es una simple tira rectangular de metal.</p>

Para la siguiente evaluación procede analizar las alternativas, de acuerdo con cada criterio, como son Resistencia, Maniobrabilidad, Material, Fácil Adquisición desde las Tablas 31 a la 34.

Tabla 31: Evaluación de alternativas para el criterio de resistencia

RESISTENCIA	Alter. A	Alter. B	Alter. C	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		1	1	3	50 %
Alter. B	0		1	2	33 %
Alter. C	0	0		1	17 %
			SUMA	6	100 %

Tabla 32: Evaluación de alternativas para el criterio maniobrabilidad

MANIOBRABILIDAD	Alter. A	Alter. B	Alter. C	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		0	0	1	17 %
Alter. B	1		0,5	2,5	42 %
Alter. C	1	0,5		2,5	42 %
			SUMA	6	100 %

Tabla 33: Evaluación de alternativas para el criterio material

MATERIAL	Alter. A	Alter. B	Alter. C	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		0,5	1	2,5	42 %
Alter. B	0,5		1	2,5	42 %
Alter. C	0	0		1	17 %
			SUMA	6	100 %

Tabla 34: Evaluación de alternativas para el criterio adquisición

Adquisición	Alter. A	Alter. B	Alter. C	$\sum + 1$	% Ponderación
Alter. A		0	0,5	1,5	25 %
Alter. B	1		1	3	50 %
Alter. C	0,5	0		1,5	25 %
			SUMA	6	100 %

Tabla 35: Selección de la mejor alternativa

CONCLUSIÓN	RESISTENCIA	MANIOBRABILIDAD	MATERIAL	Adquisición	\sum	PRIDAD
Alter. A	0,2	0,04	0,10	0,03	0,37	2
Alter. B	0,13	0,10	0,10	0,05	0,39	1
Alter. C	0,07	0,10	0,04	0,03	0,24	3

Luego del análisis de alternativas propuestas en la Tabla 35, todas cumplen con el objetivo principal, pero se debe tomar en cuenta cual alternativa cumple con mayor eficiencia,

en este caso es la alternativa B de una platina en L permite sujetar, resistir de mejor forma y con mayor facilidad que el resto.

9.4. Módulo de bandas pivotantes

El módulo de bandas pivotantes tiene una base de 20 cm que cuenta con dos espacios donde van las bandas con una longitud de contacto de 100 mm.

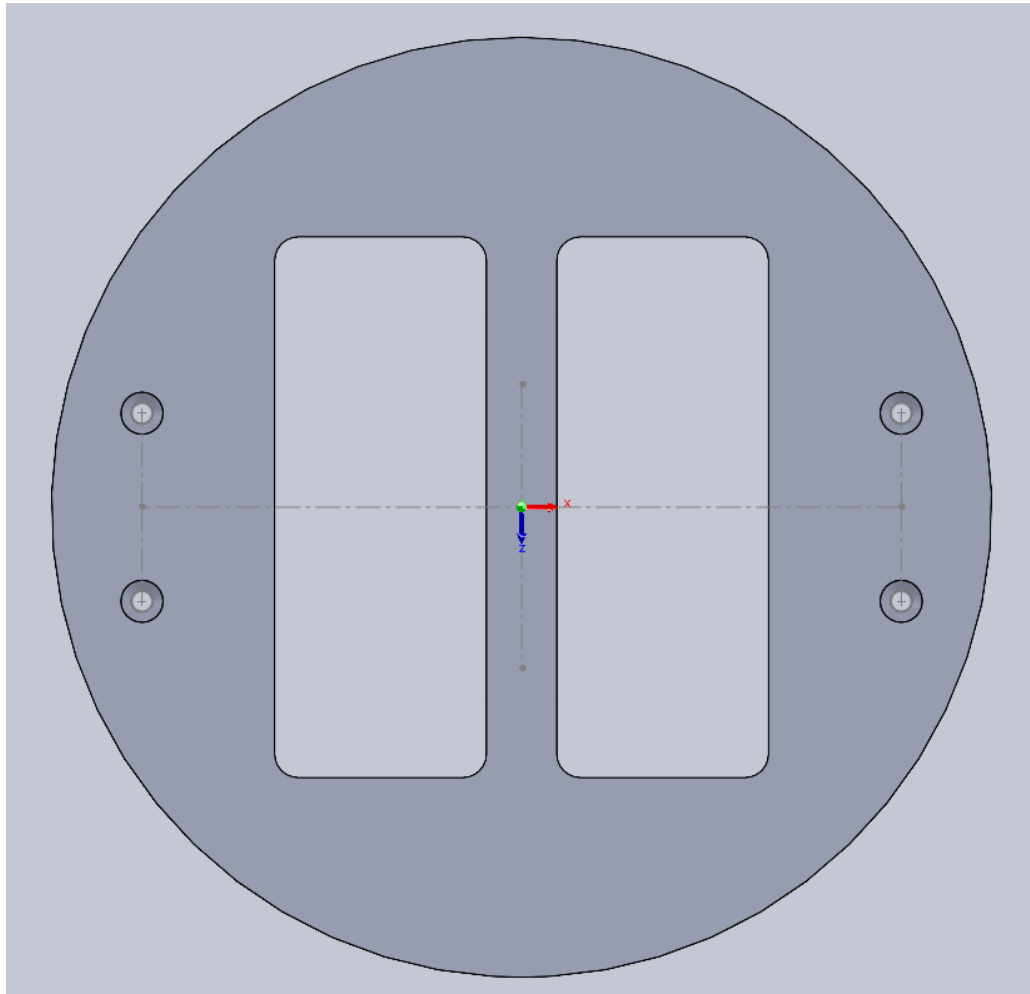


Figura 25: Base del módulo de clasificación

Por último, se realizan los mismos pasos para la tapa del módulo de bandas pivotantes en la Figura 25 para determinar el espesor necesario para que el prototipo soporte la carga de 3 kg.

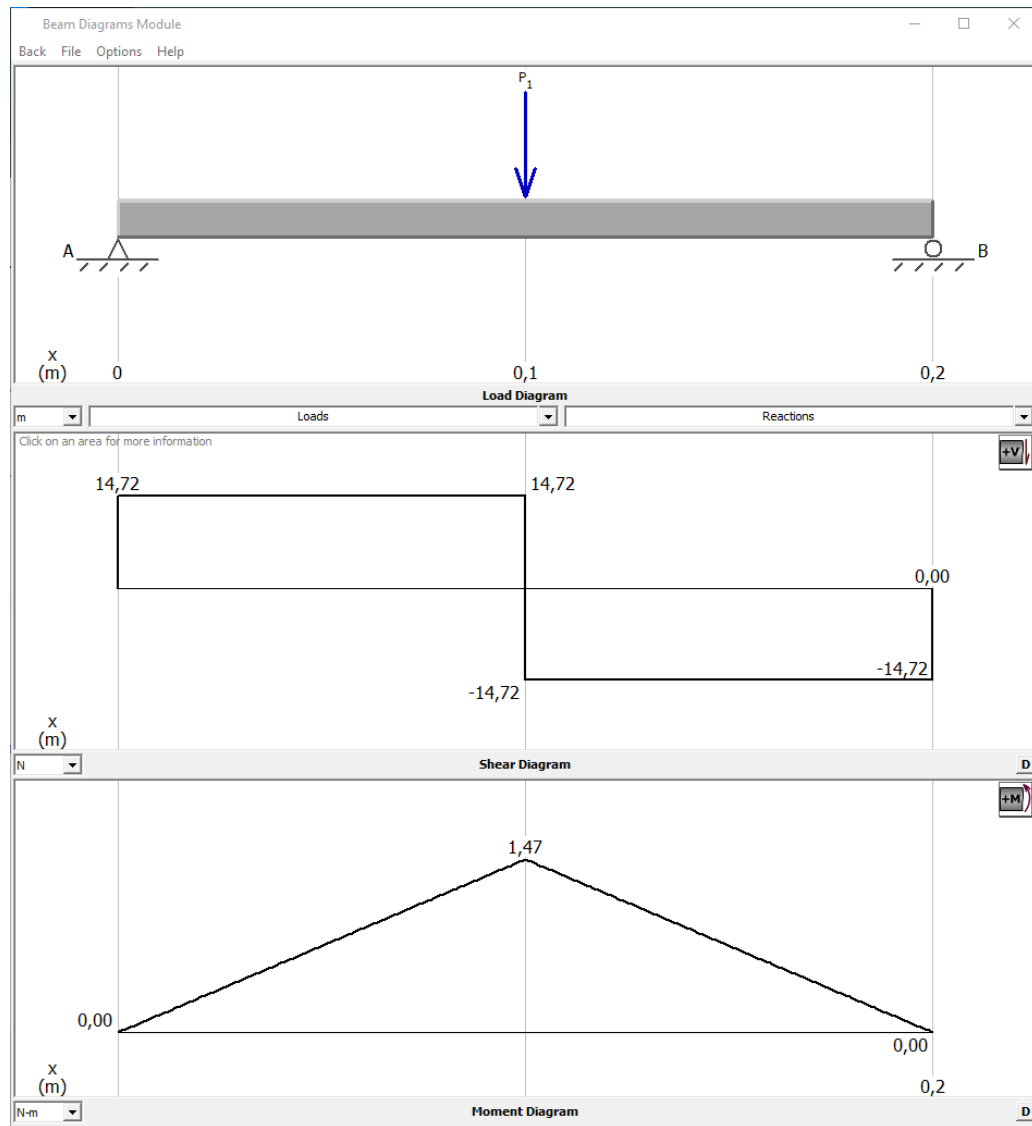


Figura 26: Diagramas de cuerpo libre, fuerzas y momentos [26]

Por lo que, reemplazando los valores de $\sigma = 275 \text{ MPa}$, $M_m = 1,47 \text{ Pa}$, $I = \frac{0,085}{12} \cdot h^3$ se puede despejar y encontrar el valor de e_m .

Donde:

M_m es el momento máximo generado en la tapa del módulo, en N/m;

e_m es el espesor de la tapa del módulo, en m.

$$275 \cdot 10^6 = \frac{1,47 \cdot \frac{e_m}{2}}{\frac{0,085}{12} \cdot e_m^3}$$

$$e_m = 6,14 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

De esta manera se determina que se necesita un espesor de al menos 1 mm para que la tapa del módulo soporte las cargas a las que estaría sometida.

Se realiza un análisis estructural de la tapa del módulo de bandas del clasificador por medio del software SolidWorks, ejecutando el análisis y obteniendo unos desplazamientos máxima de $3,917 \cdot 10^{-2}$ mm, una tensión de Von Mises máxima de $16,48 \cdot 10^6$ Pa.

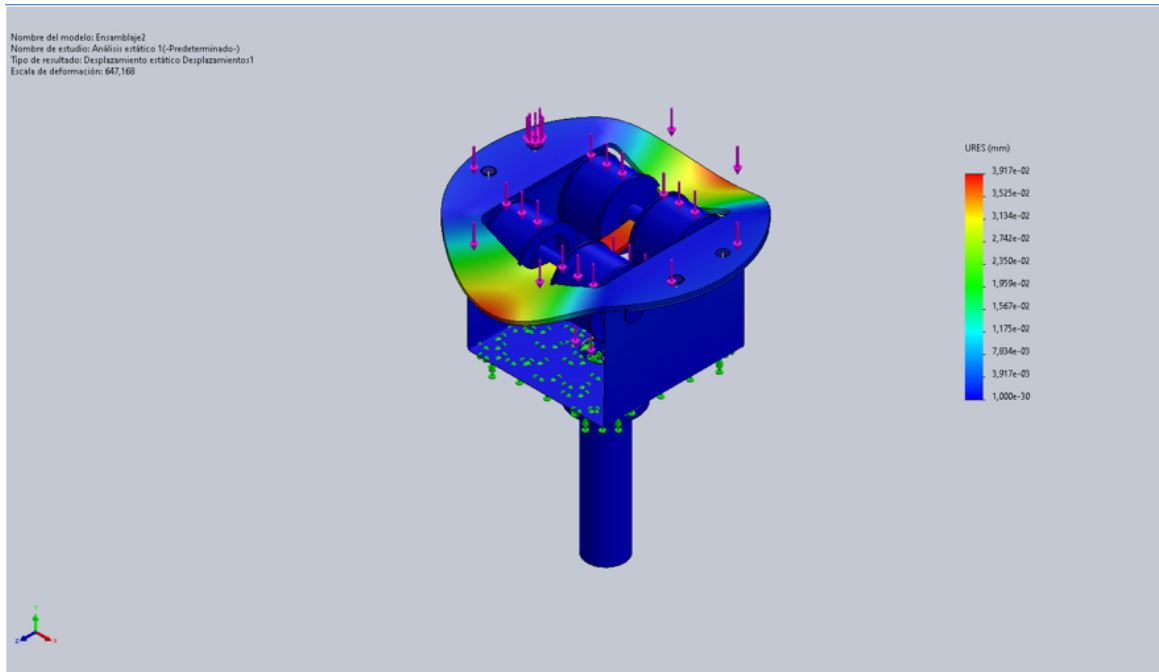


Figura 27: Análisis estructural de la base superior del clasificador

9.5. Eje banda módulo

Se inicia los cálculos de los ejes de las bandas en donde se analiza críticamente que la masa del paquete caiga en uno de los ejes la banda, con el objetivo que sea capaz de clasificar un paquete de máximo 20 kg.

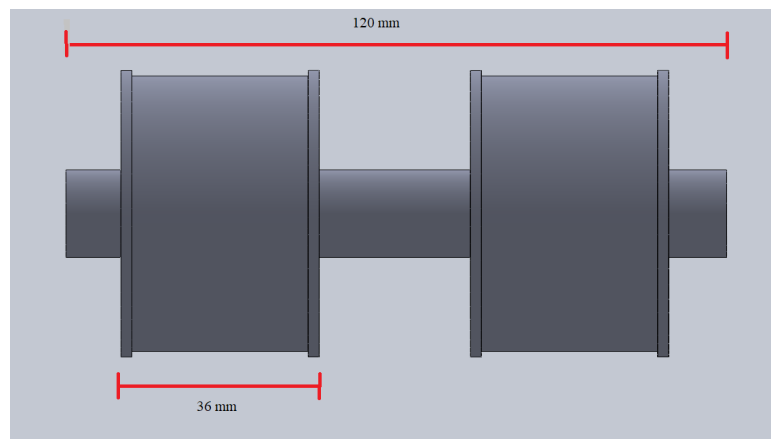


Figura 28: Bosquejo eje banda

Basados en que la masa máxima del paquete cae en ambas bandas se plantea el cálculo de reacciones en los puntos de apoyo realizando una sumatorio de momentos $\sum M_{eje} = 0$ y sumatorio de fuerzas $\sum F_{eje} = 0$ para obtener las gráficas de momentos que servirán para obtener los esfuerzos normales que la carga hace en el eje de la banda. Como se puede ver en la Figura 29.

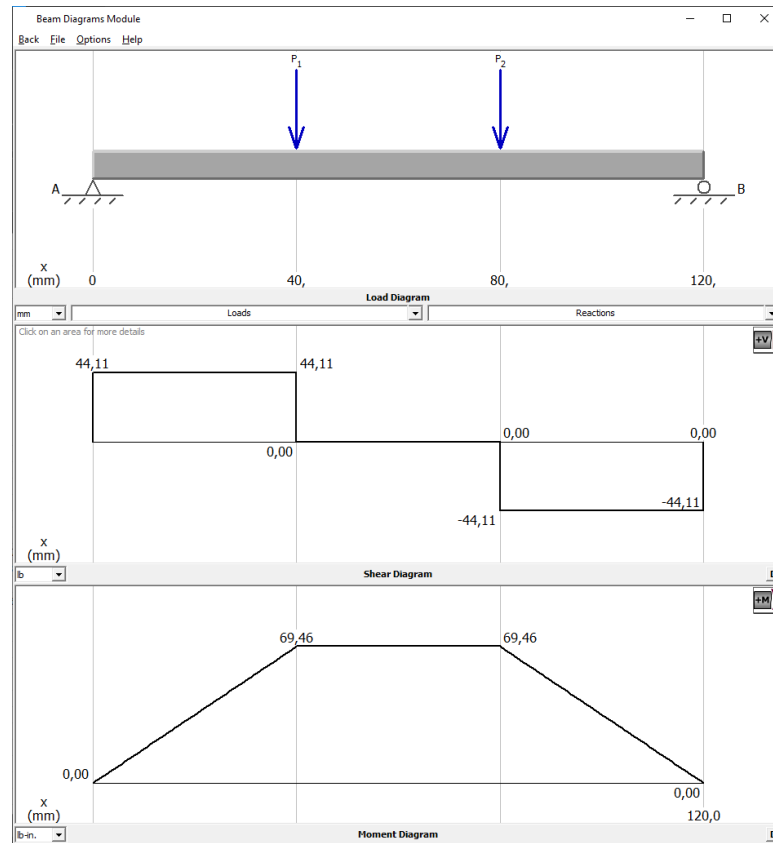


Figura 29: Diagramas de cuerpo libre, fuerzas y momentos del eje de banda [26]

Después se realiza el cálculo de fuerzas variables o afluencia para diseñar el diámetro del eje. El cálculo se lo realiza con Shigley en la sección de Fallas por esfuerzos variables (11) se calcula el esfuerzo a fluencia.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (11)$$

Donde:

- S_e es el límite de resistencias a la fatiga, en ksi;
- S'_e es el límite de resistencias a la fatiga en viga rotatoria, en ksi;
- k_a es el factor de modificación por la condición superficial, en ksi;

- k_b es el factor de modificación por el tamaño, en in;
- k_c es el factor de modificación por la carga, es adimensional;
- k_d es el factor de modificación por la temperatura, es adimensional;
- k_e es el factor de confiabilidad, es adimensional;
- k_f es el factor de modificación por efectos varios, es adimensional.

Los valores de k_a se obtiene de (12) basándose en la tabla de Shigley en la sección de Fallas por esfuerzos variables [23]

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (12)$$

Donde:

S_{ut} es el esfuerzo último a la tracción, en ksi.

Los valores de a y b se obtienen de la siguiente Figura 30, y el valor de S_{ut} es esfuerzo último a fluencia del material del eje.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 30: Tabla de coeficientes K_a [23]

En la Tabla 36 se pueden ver algunas características del acero AISI 1018 en ksi.

Tabla 36: Propiedades mecánicas acero AISI 1018 en ksi [23]

Propiedad	Valor
Resistencia a la fluencia	54 ksi
Resistencia a la tracción	64 ksi
Dureza Brinell	126

El eje al ser un metal máquinado en frío se toman los valores de $a = 2,7$ y $b = -0,265$. Y el valor de S_{ut} es de 64 ksi y $S_y = 54$ ksi al tomar un acero AISI 1018, se toma este acero al ser uno de los más utilizados en la industria para ejes exigidos al desgaste y es el más utilizado en el Ecuador según [18].

$$k_a = 2,7 \cdot 64^{-0,265}$$

$$k_a = 0,897 \text{ ksi}$$

Los valores de k_b se obtiene de la Tabla de Shigley [23] y se puede ver en la Figura 31

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura 31: Tabla de cálculo de K_b [23]

Donde:

d es el diámetro mínimo del eje que se supone en la primera iteración, en in.

$$k_b = 0,897 \cdot d^{-0,107} \quad (13)$$

$$k_b = 0,879 \cdot 0,625^{-0,107}$$

$$k_b = 0,924$$

Los factores de k_c se trabaja con valores de 0,59 al estar sometido a flexión y torsión, y k_d es igual 1 ya que este va a trabajar en temperatura ambiente.

En el caso de k_e se opta por el valor de la tabla de la Figura 32 del libro de Shigley en el capítulo de Ejes, flechas y sus componentes [23]. Por lo que, se toma por una confiabilidad del 90 % para ejes que recomienda [23] de forma que se selecciona un valor de $k_e = 0,897$.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_σ	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura 32: Tabla de cálculo de K_e . [23]

Ya con todos los valores conocidos, se reemplaza y calcula S_e .

$$S_e = 0,897 \cdot 0,924 \cdot 0,59 \cdot 1 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 54 \text{ ksi}$$

$$S_e = 14,04 \text{ ksi}$$

Con este esfuerzo de S_e se puede continuar con el diseño del eje mediante el uso de la ecuación ASME-Elíptica [23], toma en cuenta la fluencia así se obtendrá el diámetro mínimo para el eje con (14).

$$d = \left(\frac{16 \cdot n_j}{\pi} \left[4 \cdot \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{k_f \cdot M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (14)$$

Donde:

n_j es el factor de seguridad del diseño, es adimensional;

k_f es el factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión, es adimensional;

k_{fs} es el factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión, es adimensional;

S_e es el límite de resistencia a la fatiga, en ksi;

S_y es el esfuerzo a la fluencia, en ksi;

T_a son los pares de torsión alternante, en lbf · in;

T_m son los pares de torsión medio, en lbf · in;

M_a son los momentos flexionantes alternantes, en ksi;

M_m son los momentos flexionantes medios, en ksi.

Remplazando en (14) los valores obtenidos y los recomendados del capítulo de diseño de elementos mecánicos de [23], considerando un factor de seguridad $n_j = 1,5$ y un hombro agudo para los valores de $k_f = 1,735$ y $k_{fs} = 1,605$.

$$d = \left(\frac{16 \cdot 1,5}{\pi} \left[4 \cdot \left(\frac{1,735 \cdot 69,46}{14,04} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{1,605 \cdot 0}{14,04} \right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{1,735 \cdot 0}{54} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{1,605 \cdot 90}{54} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left(\frac{16 \cdot 1,5}{\pi} \left[4 \cdot \left(\frac{1,735 \cdot 69,46}{14,04} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{1,605 \cdot 90}{54} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,55 \text{ in} \quad \text{o} \quad 1,39 \text{ cm}$$

En base a la ecuación ASME-Elíptica se obtuvo el $d = 0,55 \text{ in}$, como diámetro mínimo del eje, necesario para no fallar, por seguridad se ha considerado elegir un diámetro mayor de $5/8 \text{ in}$ del catálogo [18], como se puede observar en la Figura 33.

COMPOSICIÓN QUÍMICA				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 05

PROPIEDADES MECÁNICAS			
RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm ²)	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm ²)	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
410 - 520	235	20	143

DIMENSIONES
DIÁMETRO
3/8"
1/4"
5/8"
3/4"
7/8"
1"
1-1/4"
1-1/2"
1-3/4"
2"
2-1/4"
2-1/2"
2-3/4"
3"
3-1/2"
4"
4-1/2"
5"
6"

Figura 33: Catálogo eje ASI-1018 [18]

9.5.1. Selección de Rodamientos Eje Banda

Para la selección de rodamientos se puede guiar uno con la Tabla 14.1 del libro de Shigley del capítulo 11 [23], en donde permite ver dentro de los distintos rodamientos que hay, que tan buenos son para las diferentes cargas a la que estos pueden estar sometidos, por lo que, al estar el eje solo sometido a cargas radiales, se concluye que el rodamiento de hilera de bolas es el más adecuado, además que es uno de los más usados dentro del mercado o la industria. En Shigley capítulo 11 [23] indica una serie de pasos a seguir para la selección de un rodamiento, primero se debe obtener la carga del diseño sobre el rodamiento. presenta como una viga con tres cargas, en las 3 etapas, así como se

$$P_d = V \cdot R \quad (15)$$

Donde:

P_d es la carga equivalente sobre el rodamiento, en kg;

- V es el factor de rotación, es adimensional;
 R es la carga radial sobre cada rodamiento, en kg.

Con el paso de los paquetes por los módulos de la clasificadora, la masa máxima se distribuirá sobre las dos bandas que contiene cada módulo, está es una carga radial de 3 kg . Según Shigley [23] en elementos mecánicos flexibles, el factor de rotación es 1, cuando la pista interior gira y el factor es 1,2 cuando la pista exterior gira; en este caso gira la pista exterior del rodamiento, por lo tanto se considera el factor 1,2.

$$P_d = 1,2 \cdot 3$$

$$P_d = 3,6 \text{ kg}$$

El siguiente paso es el calcular la capacidad de carga dinámica básica requerida. Pero antes calculando L_d :

$$L_d = h \cdot z \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \quad (16)$$

Donde:

- L_d es la duración del diseño, en h;
 h son las horas de trabajo, en h;
 z son las revoluciones por minuto, en rpm.

Para maquinaria industrial se consideran 10000 aproximadamente según [23].

$$L_d = 10000 \cdot 1150 \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}}$$

$$L_d = 690 \cdot 10^6$$

Con L_d ya se puede calcular (17):

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k} \quad (17)$$

Donde:

- C es la capacidad de carga dinámica, en kg;
 k es un factor para los rodamientos, es adimensional.

El valor de k de 3 para rodamientos de bolas o 3,33 rodamientos de rodillos, en este caso se selecciona un factor de $k = 3$ para un rodamiento de bolas.

$$C = 3,6 \text{ kg} \left(\frac{690 \cdot 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 31,81 \text{ kg} - > 58,44 \text{ lb}$$

Con estos valores se puede comparar con las tablas de rodamientos [27] y buscar con las características que se calcularon anteriormente, se puede escoger un rodamiento D/W ER1458 de $5/8''$ como se puede ver en la Figura 34 el valor de la carga dinámica es mayor a la calculada por lo que indica que puede soportar la carga a la que va a estar sometido en el tiempo de vida seleccionado.

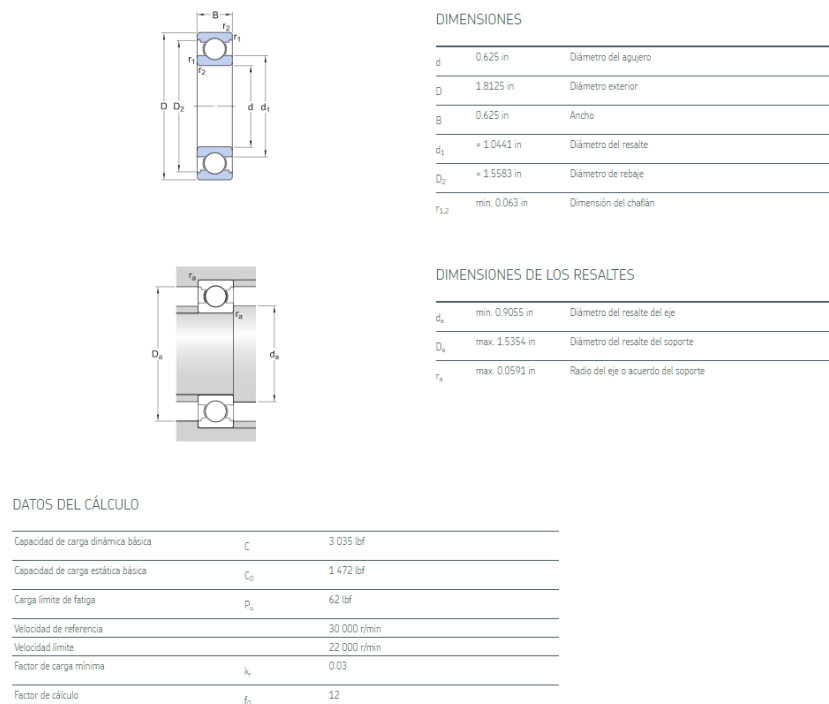


Figura 34: Tabla de rodamientos SKF. [27]

9.6. Selección de poleas

Para la maquina se necesitan dos tipos de poleas, una para la aplicación encargada para el desvío de paquetes, y la otra para transmitir la potencia del motor a los ejes de banda. Para el desvío de paquetes por bandas planas se emplea el uso de poleas planas, normalmente se mecanizan en aluminio para su aplicación.



Figura 35: Polea Plana

Como la maquina a construir será un prototipo, se puede usar impresiones 3D o también corte láser para las poleas planas por su facilidad de construcción y bajo costo a comparación de mecanizar la pieza con un tornero. Además, con relación a precios de material son mucho más económico en comparación del aluminio para mecanizar.

Para la transmisión de potencia se emplean poleas síncronas, esto es por su ventaja de que no se necesita tensión inicial, de manera que se puede utilizar en transmisiones con centros fijos, también es la eliminación de la restricción sobre las velocidades ya que los dientes hacen que opere casi a cualquier velocidad, sea lenta o rápida. Dentro del mercado



Figura 36: Caption

optibelt [28] es una de las mayores fabricantes de bandas y poleas, ofrece una cantidad

de poleas dentadas con diferentes características, el único inconveniente es la demora de entrega que puede llegar hasta 6 meses de demora y que dentro del Ecuador no hay otras empresas que traigan poleas con las dimensiones que se necesitan por la poca demanda que estas tienen. Por ello se opta por construir mediante impresión 3D con las características de estas poleas. Las poleas T2 para ejes de 5 y 6 mm si se encuentran disponibles, pero para diámetros de ejes de 16 mm o 31 mm es más conveniente realizar las impresiones 3D o también corte láser.

9.7. Selección de la banda del módulo de bandas pivotantes

Para la selección de bandas se basa en [29], donde se recomienda para bandas transportadoras de clasificadores, una banda de características FEBOR 19NF o la banda 22FF de la sección de industria, para este caso se selecciona la banda 19NF para realizar los cálculos.

Tabla 37: Propiedades banda F19NF

Propiedad	Valor
Material	PVC
Espesor banda mm	2,50
Carga de rotura N/mm	180
Masa banda kg/m ²	3,10
Carga de trabajo al 1 % alargam.	17

Lo principal de la banda clasificadora es dimensionar su longitud, según el diseño planteado.

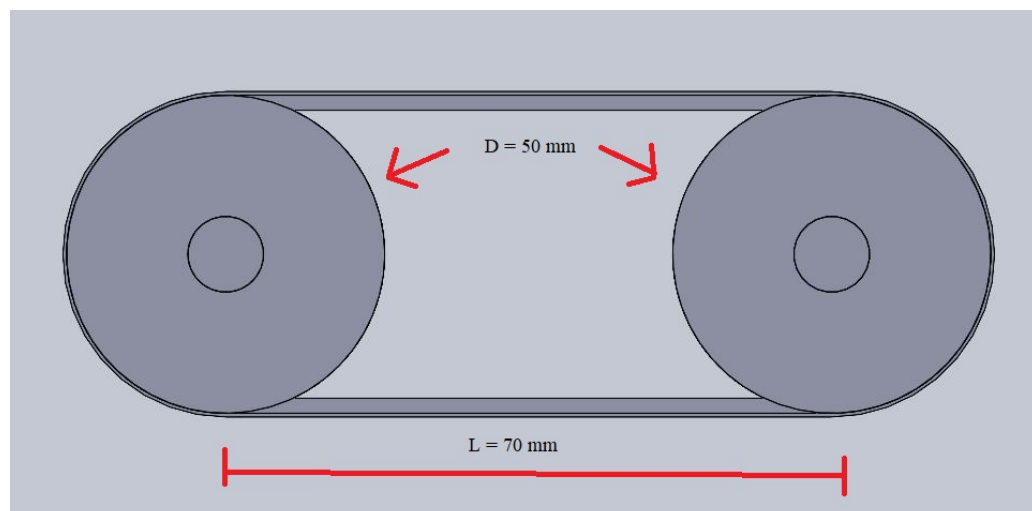


Figura 37: Bosquejo banda módulo

Para el cálculo de la longitud de la banda se toma la ecuación de Shigley [23] en la sección 17 de elementos mecánicos flexibles:

$$L_{bm} = \sqrt{4 \cdot C_{bm}^2 - (D_{bm} - d_{bm})} + \frac{1}{2}(D_{bm}\theta_D + d_{bm}\theta_d) \quad (18)$$

Donde:

- L_{bm} es la longitud de la banda del módulo de bandas, en mm;
 C_{bm} es la distancia entre centros del módulo de bandas, en mm;
 D_{bm} es el diámetro de la polea mayor del módulo de bandas, en mm;
 d_{bm} es el diámetro de la polea menor del módulo de bandas, en mm;
 θ es el ángulo de contacto, en rad.

Por lo tanto, reemplazando los datos se tiene:

$$\begin{aligned} L_{bm} &= \sqrt{4 \cdot 70^2 - (50 - 50)} + \frac{1}{2} \cdot (50 \cdot \pi + 50 \cdot \pi) \\ L_{bm} &= \sqrt{4 \cdot 70^2} + \frac{1}{2} \cdot (50 \cdot \pi + 50 \cdot \pi) \\ L_{bm} &= 297,08 \text{ mm} \approx 300 \text{ mm} \end{aligned}$$

Para el cálculo de las bandas planas primero es necesario calcular la fuerza tangencial, con relación al Anexo B por la configuración establecida, asumiendo que la masa máxima se dividirá equitativamente entre las dos bandas.

$$F_u = m_t \cdot g \quad (19)$$

Donde:

- F_u es la fuerza tangencial, en N;
 m_t es la masa máxima de los paquetes, en kg;
 g es la gravedad, constante 9,81 m/s².

Se calcula F_u conociendo una masa de 20 kg, se reemplaza en (19) y se obtiene.

$$F_u = 196,2 \text{ N}$$

Después se calcula la fuerza de tracción máxima de la banda.

$$F_1 = F_u \cdot C_1 \quad (20)$$

Donde:

F_1 es la fuerza de tracción máxima de la banda, en N;

C_1 es el factor del tambor motriz, es adimensional.

Ya se conoce F_u y del Anexo B se obtiene que $C_1 = 1,5$ al ser un tambor motriz de acero liso y un ángulo de contacto de 180° .

$$F_1 = 196,2 \cdot 1,5$$

$$F_1 = 294,3 \text{ N}$$

Con la fuerza de tracción se puede comprobar si se ha seleccionado correctamente la banda, para esto se toma el valor de carga de trabajo al 1 % alargamiento de la banda Febor F19NF recomendado por [30] con valores de $C_2 = 42,5 \text{ N/mm}$ y $b_0 = 30 \text{ mm}$ obtenidos de la tabla de características de la banda, se comprueba con (21).

$$\frac{F_1}{b_0} \leq C_2 \quad (21)$$

Donde:

C_2 es un factor de elongación máxima permitida, en N/mm;

b_0 es el ancho de la banda, en mm.

C_2 se calcula por medio de la ecuación (22).

$$C_2 = \epsilon_{max} \cdot k_{1\%} \quad (22)$$

Donde:

ϵ_{max} es el espesor máximo de la banda, en mm;

$k_{1\%}$ es el factor de deformación al 1 %, en N/mm.

$$C_2 = 2,5 \cdot 17$$

$$C_2 = 42,5$$

$$\frac{294,3}{30} \leq 42,5$$

$$9,81 \leq 42,5$$

De acuerdo con los cálculos realizados, se concluye que banda de F19NF soporta una carga de 20 kg.

9.8. Diseño estructura de la banda de alimentación

De forma similar al diseño estructural del clasificador se realiza el cálculo para las vigas críticas, la banda alimentadora tendrá una longitud de 1600×580 mm como se puede ver en la Figura 38. Esas dimensiones se analizan en base al tamaño máximo del paquete a clasificar, considerando necesaria una longitud 3 veces la longitud máxima del paquete, esto es para contar el área de trabajo suficiente, mientras que el ancho se basa en el ancho del rodillo liso que se selecciona y especifica más adelante.

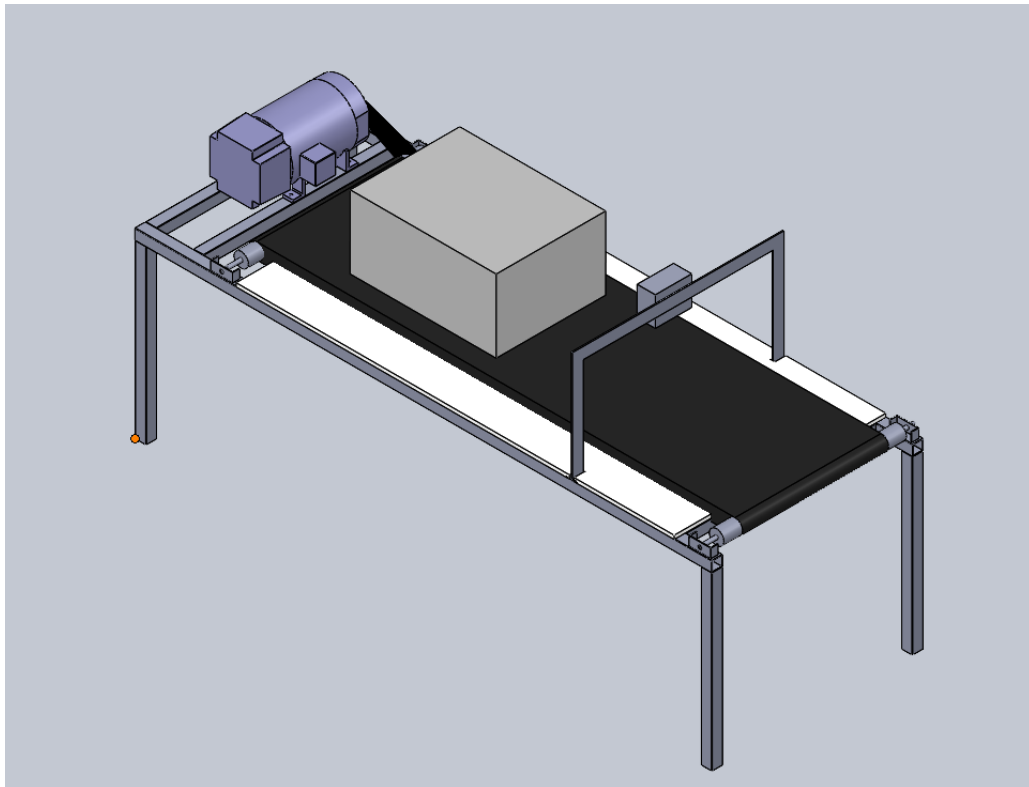


Figura 38: Estructura de la banda de alimentación del sistema clasificador

Contemplando que la banda soportaría 2 paquetes simultáneamente (dos de 20 kg), un paquete en el lector de código de barras y el otro al inicio de la banda, de forma que, para el diseño de la estructura se considera que pueda soportar en el centro de esta una masa máxima de 40 kg. Entonces se reemplaza de igual forma en (2):

$$P_b = 392,4 \text{ N}$$

Donde:

P_b es la carga total sobre la estructura, en N.

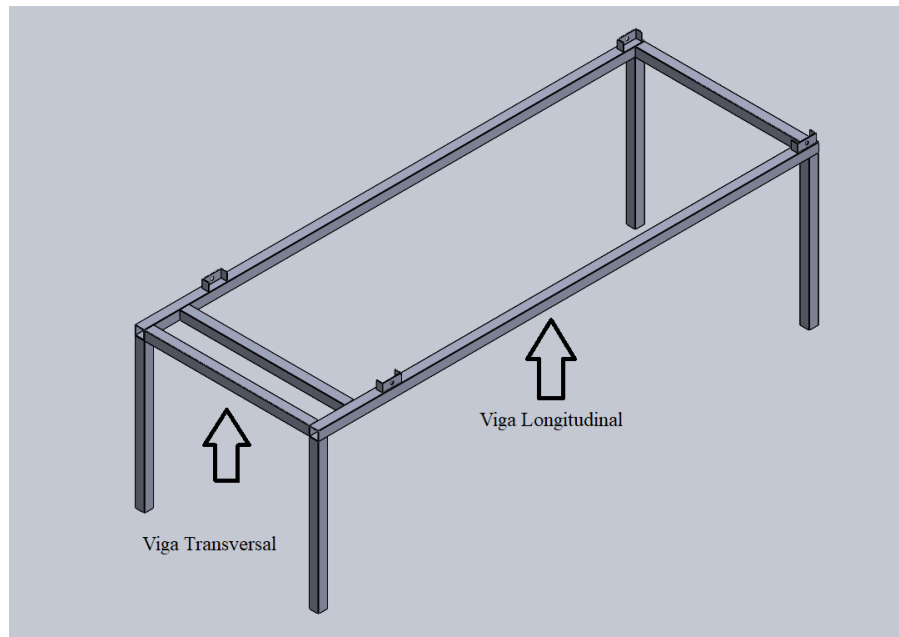


Figura 39: Viga longitudinal y transversal

Para calcular la viga longitudinal de la Figura 39, se reemplaza en (3) los valores $P_b = 392,4$ N, $E = 200$ GPa, $l = 1,2$ m, para la flexión máxima se reemplaza la longitud de la viga en (1) $Y_{max} = 0,0008$ m.

$$I_b = 8,9 \text{ cm}^4$$

Donde:

I_b es el segundo momento de área de la banda alimentadora, en m^4 .

En el caso de la viga transversal de la Figura 39, se reemplaza en (3) los valores $P_b = 392,4$ N, $E = 200$ GPa, $l = 0,5$ m, para la flexión máxima se reemplaza la longitud de la viga en (1) $Y_{max} = 0,0004$ m.

$$I_b = 1,27 \text{ cm}^4$$

Al ser la viga longitudinal crítica, por tener una mayor segundo momento de área se considera la misma como referencia para la selección del perfil. Del Anexo B se selecciona un tubo rectangular con dimensiones 25×50 mm con espesor 3 mm cuyo segundo momento

de área en el eje Y es de $12,56 \text{ cm}^4$, este es mayor al calculado de $8,9 \text{ cm}^4$ por lo que el perfil seleccionado es adecuado para la estructura de la banda de alimentación.

9.9. Diseño de base soporte banda alimentadora

Para el diseño de la base soporte de la banda alimentadora se debe calcular el espesor mínimo que debe tener. Para la base de la banda no es necesario el material seleccionado de acero laminado en caliente que tiene un esfuerzo a la fluencia de 550 MPa como se puede ver en la Tabla 22. Al ser un prototipo el que se construirá, se ha considerado una masa de 3 kg , para continuar con el cálculo.

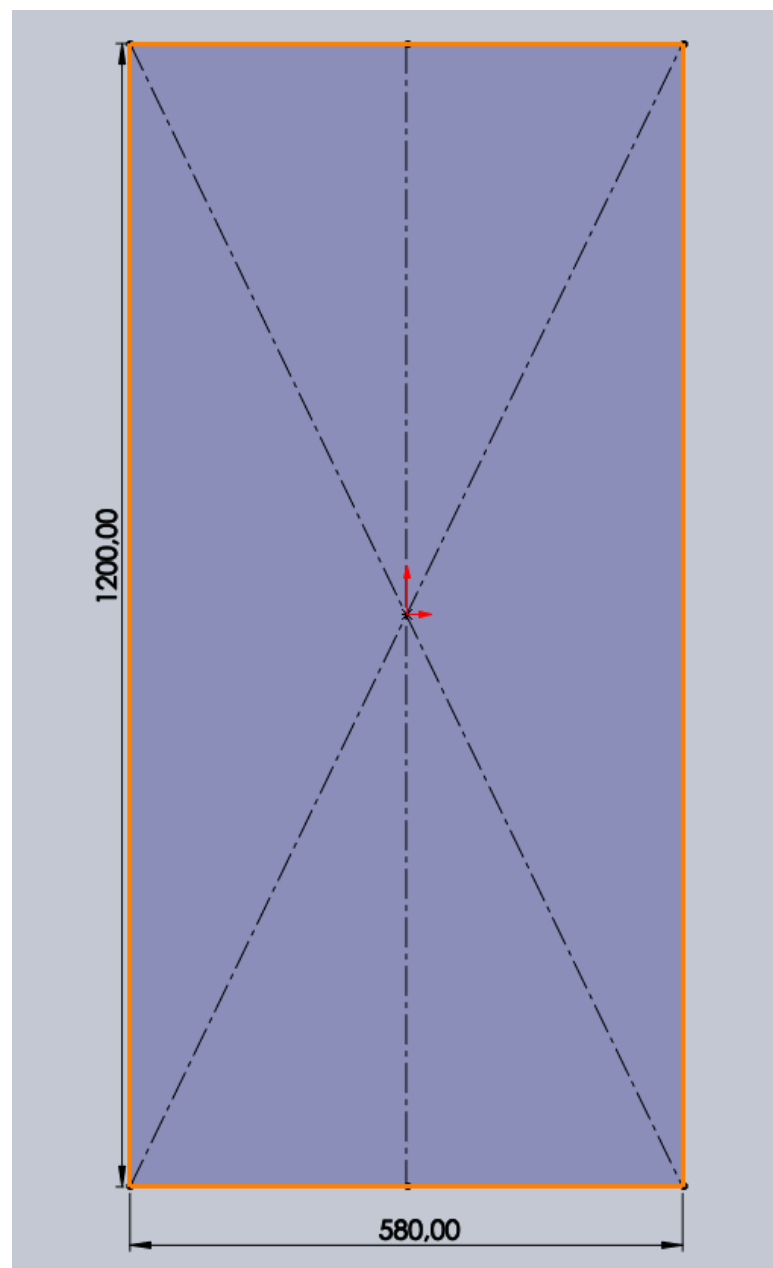


Figura 40: Base del módulo de clasificación

Conociendo el esfuerzo de fluencia del material y aplicando un factor de seguridad para máquinas recomendado por Shigley [23] de 2, se sabe que el esfuerzo máximo que debería soportar sería de 275 MPa, de esta forma con (10) se reemplaza y se despeja el espesor mínimo.

Para continuar con el cálculo se debe simplificar la estructura, para ello se representan el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas aplicadas en la Figura 41 por medio de la aplicación del software MDSolid, de esta forma se obtienen los diagramas de fuerzas y momentos, por criterio, la representación de la viga con longitud mayor se considera más crítica, siendo está a analizar y reemplazar en (10).

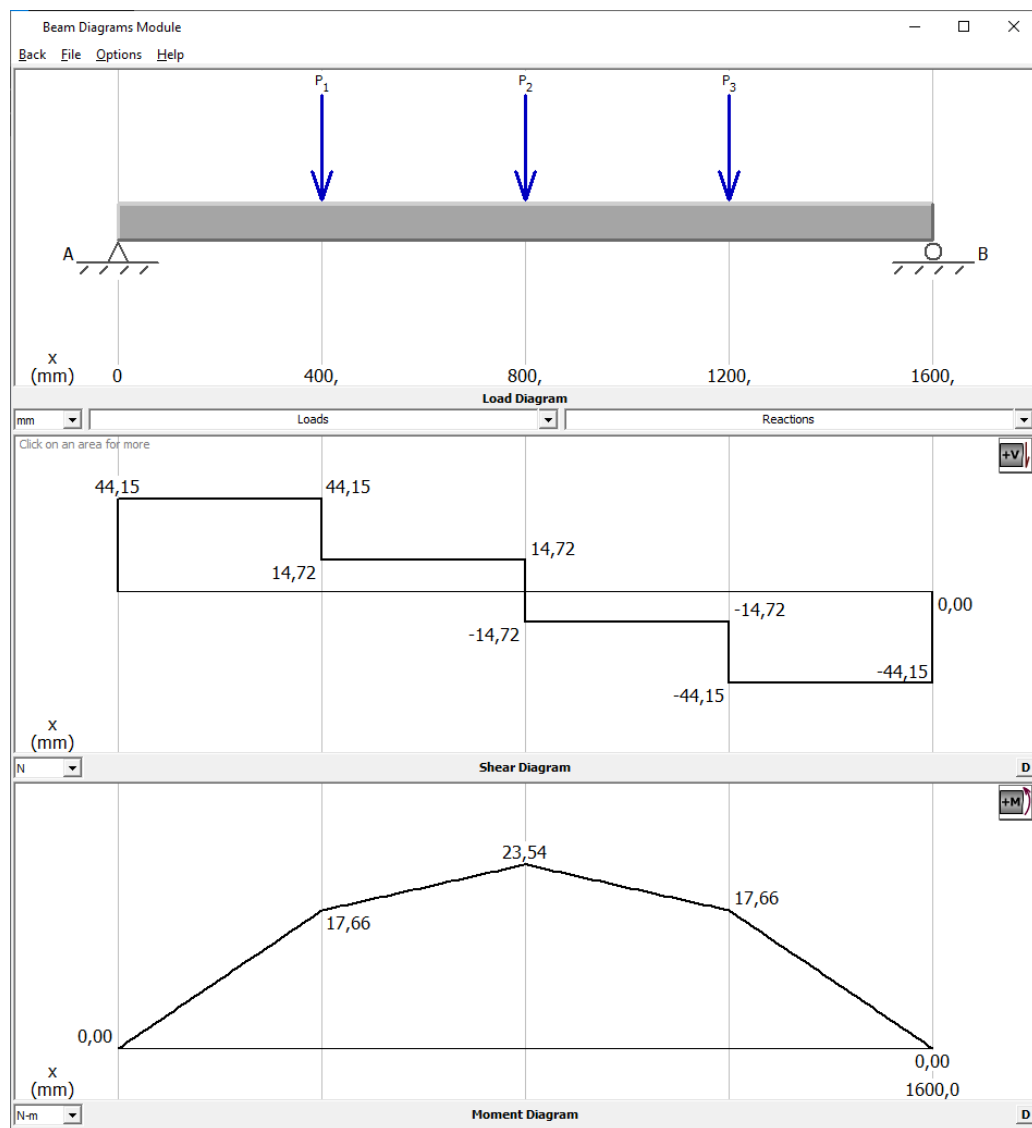


Figura 41: Diagramas de cuerpo libre, fuerzas y momentos de la base de alimentación [26]

Cálculo de espesor de base superior Reemplazando los valores conocidos del esfuerzo 275 MPa, el momento máximo obtenido de la Figura anterior $M_{bs} = 23,54$ N/m y $I_v =$

$\frac{0,58}{12} \cdot e_{ba}^3$ se puede despejar y encontrar el valor del espesor de la base superior.

Donde:

M_{ba} es el momento máximo, en N/m;

e_{ba} es el espesor de la base superior, en m.

$$275 \cdot 10^6 = \frac{23,54 \cdot \frac{e_{ba}}{2}}{\frac{0,58}{12} \cdot e_{ba}^3}$$

$$e_{ba} = 9,41 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

De esta manera se sabe que para la base superior es necesario un espesor de 1 mm para que soporte la carga en su punto más crítico.

9.10. Selección rodillos y banda

Para la selección de bandas y rodillos lo primero es la selección de la banda a utilizar, para ello se siguen las recomendaciones de [30] que se puede ver en el Anexo B, que indica que se puede elegir la banda ASTER A15QF.

Tabla 38: Propiedades banda A15QF

Propiedad	Valor
Material	PVC
Espesor banda mm	3,20
Carga de rotura N/mm	160
Masa banda kg/m ²	3,40
Carga de trabajo al 1 % alargam.	15

Esta tiene los siguientes valores que pueden ser reemplazados en la ecuación (23) .

$$G_g = B \cdot ((1,2 \cdot E) + (PI \cdot Z)) \quad (23)$$

Donde:

G_g es la masa por metro de la banda, en kg/m;

B es el ancho de la banda, en m;

E es el espesor de la banda, en mm;

PI es la masa de la banda, en kg/m².

Para encontrar la masa por metro de banda G_g , donde el ancho de banda es $B = 0,4$ m, el espesor total de los recubrimientos $E = 3,2$ mm, la masa por metro cuadrado de lona $PI = 3,40$ kg/m² y número de lonas $Z = 2$.

$$G_g = 0,4 \cdot ((1,2 \cdot 3,2\text{mm}) + (3,4 \cdot 2))$$

$$G_g = 4,256 \text{ kg/m}$$

Calculado la masa de la banda transportadora se selecciona los rodillos con (24).

$$K_r = R + L_1 \left(G_g + \frac{Q_r}{3,6 \cdot V_B} \right) F_c \cdot F_i \cdot F_v \quad (24)$$

Donde:

- K_r es la carga sobre un rodillo, en kg;
- R es la masa de partes rodantes rodillo, en kg;
- L_1 es la separación entre estaciones, en m;
- G_g es la masa de la banda, en kg/m;
- Q_r es la capacidad de carga real, en Tm/h;
- V_B es la velocidad de la banda, en m/s;
- F_c es el factor de carga, es adimensional;
- F_i es el factor de impacto, es adimensional;
- F_v es el factor de vida del rodillo, es adimensional.

De las tablas del catálogo de Rotrans en el Anexo B se conoce que $R = 2,85$ kg, $L_1 = 1,35$ m, $Q_r = 34,5$ Tm/h, $V_B = 1,5$ m/s, $F_c = 1$, $F_i = 1$, $F_v = 1,445$. Se reemplazan los valores en (24)

$$K_r = 23,62 \text{ kg}$$

Se selecciona el rodillo a utilizar con ayuda del catálogo del Anexo B, al obtener un $K_r = 23,62$ kg el tipo de rodillo que se debe utilizar es uno con eje de diámetro de 20 mm, diámetro del rodillo de 63,5 mm y un rodamiento 6204.

Para determinar la banda se realiza en base a las características de la banda transportadora del catálogo de Siegling Transilon que se encuentra en el Anexo B, utilizando

la configuración de banda transportadoras para el transporte de mercancía en bultos. En la Tabla 39 se presenta los parámetros de coeficientes de fricción estática para diferentes recubrimientos [31].

Tabla 39: Coeficientes de fricción estática [31]

RECUBRIMIENTOS	COEFICIENTE DE FRICCIÓN
MESA	$\mu_T = 0,33$
RODILLO	$\mu_R = 0,033$
ACUMULACIÓN	$\mu_{ST} = 0,33$

Según [31] es necesario calcular la fuerza tangencial de la banda.

$$F_u = \mu_T \cdot g \left(m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R \cdot g \left(\frac{m_B}{2} + R \right) \quad (25)$$

Donde:

- F_u es la fuerza tangencial sobre la banda, en N;
- μ_T es el coeficiente de fricción de la mesa, es adimensional;
- μ_R es el coeficiente de fricción del rodillo, es adimensional;
- m es la carga total, en kg;
- m_B es la carga de la banda, en kg.

Se calcula F_u usando el valor de la Tabla 39 con un coeficiente de fricción en la mesa $\mu_T = 0,33$, con un coeficiente de fricción en el rodillo $\mu_R = 0,033$, una masa de 20 kg, una masa la banda de $m_B = 4,42$ kg se reemplaza en (25).

$$F_u = 72,9 \text{ N}$$

Después se calcula la fuerza de tracción máxima de la banda F_1 . Ya se conoce F_u y de las tablas de [31] se conoce que $C_1 = 1,8$.

$$F_1 = F_u \cdot C_1 \quad (26)$$

$$F_1 = 72,9 \cdot 1,8$$

$$F_1 = 131,29 \text{ N}$$

Con la fuerza de tracción se puede comprobar si se ha seleccionado correctamente la banda, para esto tomamos el valor de carga de trabajo al 1 % alargamiento de la banda A15QF $C_2 = 30$ N/mm y $b_0 = 400$ mm se comprueba con (27).

$$\frac{F_1}{b_0} \leq C_2 \quad (27)$$

$$\frac{131,29}{400} \leq 30$$

$$0,328 \leq 30$$

Esto indicaría que la selección de banda es la indicada y es capaz de soportar la carga de trabajo.

9.11. Dimensionamiento del motor banda alimentadora

Conociendo (25) y la velocidad a la que trabajaría máximo de $V_B = 1,5$ m/s velocidad recomendada según [32], con (28) se calcula la potencia mecánica necesaria en el tambor motriz.

$$P_A = \frac{F_u \cdot v}{1000} \quad (28)$$

Donde:

P_A es la potencia en el tambor motriz, en kW.

$$P_A = 0,1094 \text{ kW}$$

De esta manera se calcula la potencia necesaria del motor en la ecuación (29), reemplazando (28) y $\eta_m = 0,8$ que sería el supuesto de la eficiencia del motor.

$$P_w = \frac{P_A}{\eta_m} \quad (29)$$

Donde:

P_w es la potencia del motor necesaria, en kW;

η_m es la eficiencia del motor, es adimensional.

$$P_w = \frac{0,1094}{0,8}$$

$$P_w = 0,136 \text{ kW} \rightarrow 0,182 \text{ Hp}$$

Se determina que es necesario un motor de 0,182 Hp de potencia que se tomara en cuenta para la selección del motor en la sección 10.3.

10. Diseño Electrónico

Para la selección de los componentes electrónicos se debe conocer qué elementos contempla la máquina y, en consecuencia, realizar un diagrama de bloques de las partes que componen la máquina, en la Figura 42 se presenta el diagrama de bloques.

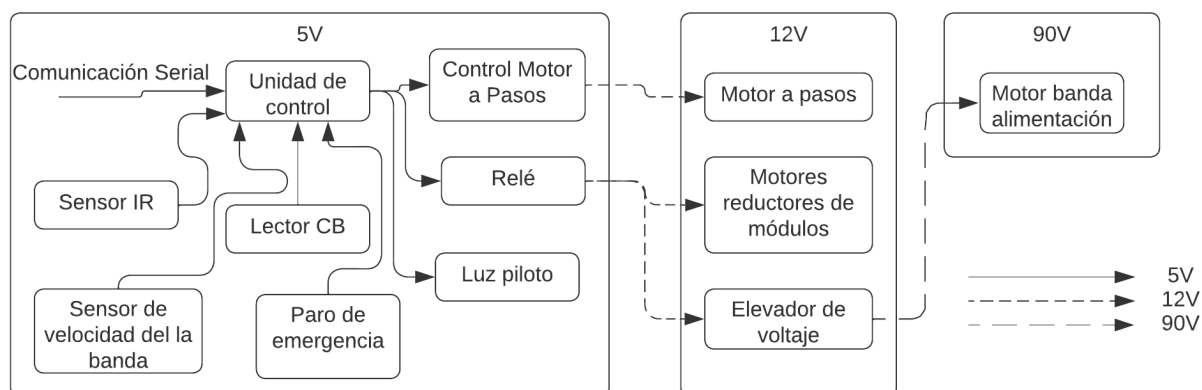


Figura 42: Diagrama de bloques para dimensionamiento electrónico

A continuación, se realiza el análisis de entradas y salidas necesarias para la implementación del sistema de clasificación en la Tabla 40.

Tabla 40: Análisis de entradas/salidas

I/O	Descripción	Señal
I/O	Señal de Comunicación	Serial
I	Señal pulsador de paro de emergencia	Digital
I	Señal Sensor IR	Digital
O	Señal de activación control motor a pasos (Dirección)	Digital
O	Señal de activación control motor a pasos (Step)	Digital
O	Señal de activación Relé motores módulos	Digital
O	Señal de activación Relé motor banda	Digital
O	Señal de activación luz indicadora de ON	Digital

Con las respectivas entradas y salidas para los distintos componentes se puede proceder a la selección de estos.

10.1. Selección de unidad central de proceso

Para la selección del controlador se realiza, tomando 2 componentes, un controlador maestro que recibirá la información de los paquetes y enviará al controlador esclavo, para que este accione los actuadores correspondientes según la información recibida del controlador maestro.

El controlador esclavo será el cual controle la mayoría de los componentes de acción de la máquina, como los motores a paso, el sensor IR, luces de indicación, etc.

Mediante la Tabla 40 se puede observar que el controlador esclavo tiene un puerto de comunicación serial, 3 entrada digital y 6 salidas digitales.

Tabla 41: Alternativas controlador lógico programable

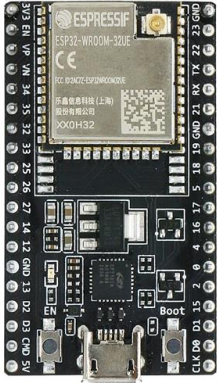
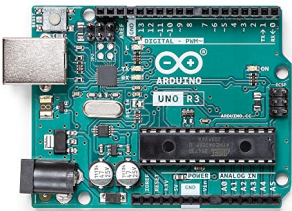

ESP32	Arduino Uno	Arduino Mega
		
Digitales I/O: -Entradas: 18 -Salidas : 14	Digitales I/O: -Entradas: 11 -Salidas : 11	Digitales I/O: -Entradas: 26 -Salidas : 26
Análogos: -Entradas/Salidas: 6	Análogos: -Entradas/Salidas: 5	Análogos: -Entradas/Salidas: 15

Tabla 41: Alternativas controlador lógico programable

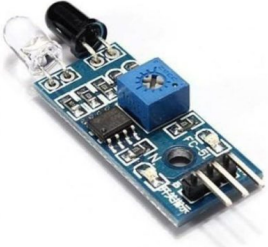

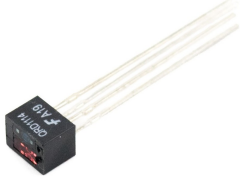
ESP32	Arduino Uno	Arduino Mega
Comunicación: -1 Puerto : Serial	Comunicación: -1 Puerto: Ethernet -1 Puerto: USB-B -1 Puerto: I2C -2 Puerto: Serial	Comunicación: -1 Puerto: Ethernet -1 Puerto : Serial -2 Puerto : I2C
Otros: -Costo: 20 \$	Otros: -Costo: 25 \$	Otros: -Costo: 30 \$

Dada las características y las necesidades del controlador, la mejor alternativa de las presentadas en la Tabla 41 tanto por costos y por la necesidad de entradas y salidas, es el Arduino uno. El cual se basa en un integrado ATmega328 256kb, programable con IDE de Arduino un software de distribución libre. La interacción con una DB (Data base) se logra a base de la utilización del puerto serial conectado a la computadora la cual albergará dicha DB.

10.2. Selección de sensor de detección

Para la detección de los paquetes se necesita un sensor capaz de detectar, el momento en el que cruzar el paquete, frente al lector de barras, este sensor permitirá conocer si ha pasado un paquete y si dicho paquete no fue leído poder identificarlo como desconocido, se necesita un sensor capaz de detectar un objeto de 0 a 600 mm de distancia que es ancho de la banda de alimentación. Los sensores más adecuados para el trabajo serían los sensores IR que permiten tener una detección rápida, son de dimensiones pequeñas y permiten detectar formas irregulares. Los sensores disponibles son los presentados en la Tabla 42.

Tabla 42: Sensores IR seleccionados

FC-51	Sharp GP2Y0A02YK0F	QRD1114
		
Alimentación: -Voltaje nominal: 3.3V-5V -Corriente nominal: 10mA	Alimentación: -Voltaje nominal: 4,5 - 5V -Corriente nominal: 33mA	Alimentación: -Voltaje nominal: 5V -Corriente nominal: 20mA
Data: -Rango de detección: 20 - 300 mm (ajustable) -Ángulo de detección: 35 ° -Salida Digital: 0-5V	Data: -Rango de detección: 20 - 150 cm (ajustable) -Periodo de actualización: 38 ± 10ms -Salida analógica: 0-5V	Data: -Rango de detección: <0,5 mm -Digital: 5V
Otros: -T de trabajo: ≤ 80°C -Costo: 18\$	Otros: -T de trabajo: ≤ 50°C -Costo: 20\$	Otros: -Filtros: Filtro de luz solar -Costo: 2\$

Cada uno de los sensores son compatibles con el controlador seleccionado y no es necesario interfaces de por medio, por lo que se escoge el sensor FC-51 por su facilidad de implementación, su detección y costo.

10.3. Selección de lector código de barras

Para la lectura de código de barras es necesario seleccionar uno que sea capaz de leer a una distancia de al menos 40 cm, también debe ser de comunicación serial para fácil conexión con el HMI de la computadora. Los lectores disponibles son los presentados en la Tabla 43.

Tabla 43: Lectores código de barras

Zebra Ls-1203 Usb 1d	Nitron X620	XY-760H
Alimentación: -Voltaje nominal: 5V -Corriente nominal: 100mA	Alimentación: -Voltaje nominal: 5V -Corriente nominal: 90mA	Alimentación: -Voltaje nominal: 5V -Corriente nominal: 100mA
Data: -Velocidad de escaneo: 100 escaneos por segundo -Lectura: 1D y 2D -Conexión: USB	Data: -Velocidad de escaneo: 200 escaneos por segundo -Lectura: 1D -Conexión: USB	Data: -Velocidad de escaneo: 200 escaneos por segundo -Lectura: 1D y 2D -Conexión: USB
Otros: -Costo: 104\$	Otros: -Costo: 30\$	Otros: -Costo: 50\$

El lector de barras XY-760H es la mejor opción entre los demás lectores por su velocidad de escaneo por segundo y por su capacidad de lectura de códigos 2D.

10.4. Selección motor de la banda de alimentación

En la Tabla 44 se presentan las alternativas para la selección del motor para la banda de alimentación, como previamente se calculó que la banda necesitaba un motor de 0,18 Hp en la sección 9.9, pero el más cercano en el mercado sería de 0,25 Hp. Y para determinar las revoluciones se emplea la ecuación recomendada por [32].

$$B = \frac{60 \cdot V_b}{P_r} \quad (30)$$

Donde:

B son las revoluciones necesarias del motor, en rpm;

V_b es la velocidad de la banda alimentadora, en m/s;

P_r es el perímetro del rodillo, m.

$$B = \frac{60 \cdot 1,5}{\pi \cdot 0,0635}$$

$$B = 451,14 \text{ rpm}$$

Teniendo en consideración estas características necesarias se realiza la comparación

con motores de la marca Baldor que ofrecen motores DC (corriente continua) para bandas de paquetería [33] que son recomendados para bandas alimentadoras.

Tabla 44: Selección motor de la banda de alimentación [33]

CDPX3410	AP7402	CD3425
		
Alimentación: -Voltaje nominal: 90V -Velocidad: 1750 rpm -Potencia de salida: 0,25 hp	Alimentación: -Voltaje nominal: 90V -Velocidad: 3450 rpm -Potencia de salida: 0,25 hp	Alimentación: -Voltaje nominal: 90V -Velocidad: 1750 rpm -Potencia de salida: 0,25 hp
Otros: -Costo: 3236,00\$ -Fabricante: Baldor-Reliance	Otros: -Costo: 674,00\$ -Fabricante: Baldor-Reliance	Otros: -Costo: 1186,00\$ -Fabricante: Baldor-Reliance

Se selecciona el motor AP7402 al ser de la potencia necesaria, además de que al tener mayores revoluciones que los otros modelos, esto beneficiará al control de velocidad de la banda y también por el lado de costos, este es más económico para implementar en la máquina.

10.5. Selección del motor de módulo de cintas pivotantes

Para conseguir el movimiento de los módulos de cintas se necesita de motores permitan controlar el giro, y un torque para lograr el giro de los módulo que tienen una masa de 2 kg sin paquete, como se dijo en la Tabla 28. Para ello se realiza el cálculo con la siguiente ecuación.

$$T = F \cdot R \quad (31)$$

Donde:

T es el torque necesario para mover el módulo, en $\text{kg} \cdot \text{cm}$;

F es la masa del módulo, en kg ;

R es el radio de la base del módulo ($\varnothing 4,8$), en cm .

$$T = 2 \cdot 2,4$$

$$T = 4,8 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Dado que la precisión del ángulo de giro no es lo más importante si no es el torque para el giro, en la Tabla 45 se presentan tres alternativas de motores que se ajustan a las características requeridas.

Tabla 45: Características necesarias del motor módulo de cintas pivotantes

	Voltaje (V)	Torque (kg·cm)
Motor a pasos Nema 17 Stp-43d3006	12	3
Servomotor de alto Torque	6	4.6
Motor a pasos Nema 17 Kh42km2r075	12	5

Para el control de dirección de los módulos se selecciona un motor Nema 17 Kh42km2r075 al cual se acopla una polea. El Nema 17 Kh42km2r075 es un motor que funciona mediante la conversión de impulsos eléctricos enviados por el controlador en un desplazamiento angular [34], gracias a esto se logra controlar el giro hacia las respectivas salidas y así desviar los paquetes a su respectiva salida. Se presenta un motor Nema 17 en la Figura 43.

El Motor seleccionado funciona con 12 VDC y una corriente máxima de 5 A con un torque de 5 $\text{kg} \cdot \text{cm}$.

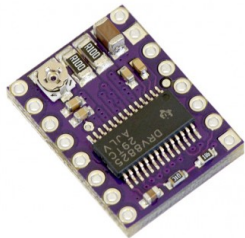
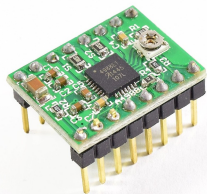

10.6. Controlador motor a pasos

Para el control de los motores a paso se debe emplear drivers compatibles capaz de soportar las características de los motores a paso, al igual que su disponibilidad en el mercado. En la Tabla 46 se pueden ver una variedad de controladores que hay en el mercado.



Figura 43: Motor Nema 17 [34]

Tabla 46: Selección de controlador [35]

DRV8825	A4988	TMC2208
		
<p>Alimentación:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Voltaje nominal: 8.2V - 45V -Corriente nominal: 1,5 - 2.2 A 	<p>Alimentación:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Voltaje nominal: 8 - 35V -Corriente nominal: 1 - 2 A 	<p>Alimentación:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Voltaje nominal: 4.75 - 36V -Corriente nominal: 1,4 - 2A
<p>Data:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Resolución de pasos: full, 1/2, 1/4, 1/8, 1/16 y 1/32 -No tiene protección de polaridad -Corriente máxima regulable por potenciómetro, para poder usar voltajes más altos y lograr mejor resolución -Funciona con sistemas de 3.3 y 5V -Protección de sobre temperatura, sobre corriente y voltaje bajo -Protección de corto a tierra y corto de carga 	<p>Data:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Resolución de pasos: full, 1/2, 1/4, 1/8 y 1/16 -Detección de caída de corriente automático -Rectificación síncrona para una baja disipación de potencia -Protección de corriente-crossover -Circuito de protección térmica interno -Circuito de Falla de Tierra -Protección de cortocircuito 	<p>Data:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Resolución de pasos: De hasta 256 microsteps nativos -Tecnología CoolStep -StealthChop2: aceleración / deceleración más rápida del motor -dcStep™, tecnología de detección de bloqueo stall-Guard2™ -Hardware compatible con StepStick y Pololu A4988 Stepper Driver
<p>Otros:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Costo: 5\$ 	<p>Otros:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Costo: 3\$ 	<p>Otros:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Costo: 21\$

Uno de los controladores con mayor resolución y con mayores protección para corrientes elevadas es el DRV8825, por lo que, se elige entre las opciones presentadas siendo el más adecuado para la aplicación, también cuentan con protección de corto a tierra y corto de carga.

10.7. Motor de las bandas del módulo

Para las bandas del módulo es necesario de un motor con alto troque y velocidad 1 m/s, en la construcción del prototipo se realizan los mismos cálculos de la sección 9.10, pero considerando la masa de 3 kg su velocidad máxima de los módulo de 1 m/s, de esa forma se obtiene las características necesarias en la Tabla 47.

Tabla 47: Características necesarias del motor banda módulo

Características	Valor
Fuerza de tracción	29,43 N
Potencia tambor motriz	0,029 Hp
Potencia del motor	0,03678 Hp
Velocidad	1 m/s

Y para determinar las revoluciones se emplea la ecuación recomendada por [32].

$$B_b = \frac{60 \cdot V_m}{P_p} \quad (32)$$

Donde:

B_b son las revoluciones necesarias del motor del módulo, en rpm;

V_m es la velocidad de la banda módulo, en m/s;

P_p es el perímetro de la polea bandas módulo, m.

$$B_b = \frac{60 \cdot 1}{\pi \cdot 0,05}$$

$$B_b = 381,97 \text{ rpm}$$

En la Tabla 48 se presentan tres alternativas de motores de 12 V que se ajustan a las características necesarias para este proyecto.

Tabla 48: Características necesarias del motor banda módulo

	Potencia (W)	Torque (Nm)	Velocidad (RPM)
MOTORREDUCTOR POLOLU 37Dx52L 19:1	45,5	0,79	530
Zhengke Motor Reductor	17,9	0,6	285
MOTORREDUCTOR POLOLU 37Dx57L 100:1	12,2	1,17	100

Para las bandas del módulo se selecciona el motor MOTORREDUCTOR POLOLU 37Dx52L MM 12V 19:1 530 rpm por su gran potencia de bajo ruido, como se puede ver en la Figura 44.

**Figura 44:** Motor módulo bandas**Tabla 49:** Características motor banda módulo

Características	Valor
Voltaje de funcionamiento	12 - 24 V
Corriente sin carga	0,2 A
Corriente de parada	5 A
RPM	530
Torque	8,5 kg · cm

10.8. Selección del conversor para el motor banda

Para el control del motor de la banda de alimentación, se necesita un conversor de voltaje DC-DC para elevar el voltaje a 90 V, para esto se utiliza un "DC Boost Converter, 10-60V to 12-90V 1500W 30A DC-DC Step Up Converter Power Source Boost Module" [36], único capaz de elevar el voltaje y con una resistencia de 90V, como se puede ver en la Figura 45. No se presentan más opciones por la escasa cantidad de conversores de voltaje de 12 A o más.



Figura 45: Elevador de voltaje [36]

Tabla 50: Características elevador de voltaje [36]

Características	Valor
Voltaje de entrada	10 - 60 V
Voltaje de salida	12 - 90 V
Corriente máxima	30 A
Eficiencia de conversión	98 %

Para el control de velocidad del motor se requiere que cumpla con las capacidades del motor de la banda de la sección 10.3, además de permitir el control de la velocidad por medio de entradas analógicas.

Tabla 51: Reguladores de velocidad PWM

Nombre	Voltaje (VDC)	Corriente (A)	Potencia (W)
Regulador de velocidad para motor CC	12 - 40	8 - 10	400
Regulador de velocidad para motor CC	6 - 30	10	300
Regulador de velocidad para motor CC	12 - 90	10 - 15	1200

Con ello se selecciona el regulador de velocidad de hasta 15 A y 1200 W.

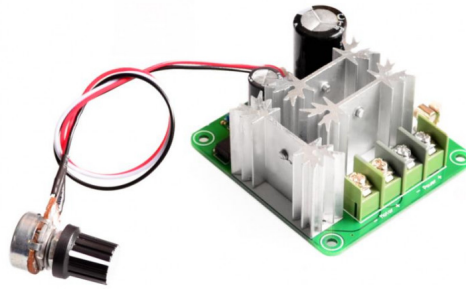


Figura 46: Controlador PWM [37]

Tabla 52: Características elevador de voltaje [36]

Características	Valor
Voltaje de entrada	12 - 90 V
Voltaje de salida	6 - 90 V
Corriente máxima	15 A
Ciclo de trabajo PWM	10 % - 100 %

10.9. Selección de indicadores y pulsador de emergencia

Bajo la normativa IEC/TR 61439-0:2013 para conjuntos de conmutación y equipos de control de baja tensión, se debe colocar de al menos un pulsador de emergencia y su indicación respectiva señalando el estado de funcionamiento del equipo. Las luces indicadora de color verde seleccionada funcionan con un voltaje de 12 VDC o 120 VAC, al ser una luz indicadora más común del mercado y no se establecen características únicas, en la Figura 47 se muestra la luz piloto marca CAMSCO seleccionada y sus características.



Figura 47: Luz piloto [38]

Tabla 53: Características luz piloto ND16-22AV2 [38]

Descripción	Características
Tipo	Resistencia
Voltaje de operación	12 VDC 120 VAC
Consumo	20mA
Diámetro	22mm
Ciclo de vida	30000 h
Temperatura de trabajo	-5 a 40°C
Costo	2,50\$

El pulsador de emergencia como se mencionó antes cumple un papel fundamental en la instalación para detener la máquina en algún caso de emergencia. En la Figura 48 se presenta el botón de emergencia con enclavamiento seleccionado y en la Tabla 54 se presentan sus características.

**Figura 48:** Botón paro de emergencia [38]**Tabla 54:** Características botón paro de emergencia NP6 [38]

Descripción	Características
Tipo	Resistencia
Voltaje de operación n	12 VDC
Tensión de aislamiento	250 V
Consumo máximo	0,7A
Diámetro	22mm
Temperatura de trabajo	-5 a 40°C

10.10. Selección de la fuente de alimentación

Para la selección de la fuente de alimentación es necesario considerar la corriente y voltajes de alimentación de control por medio de la Tabla 55.

Tabla 55: Tabla de voltajes y corrientes

Elemento	Corriente (A)	Voltaje (V)	Potencia (W)
Arduino UNO	0,70	12,00	3,5
Sensor FC-51	0,01	5,00	0,05
2 DRV 8825	4,40	12,00	52,08
6 motores pololu 19:1	3,00	12,00	36
2 motores nema 17	10,00	12,00	120
Módulo conversor DC - DC	12	12,00	144
Regulador de velocidad PWM	2,20	12,00	26,4
Relé	0.05	5,00	0,25
Total	32,36		382,28

**Figura 49:** Fuente de alimentación

Conforme a la Tabla 55, se puede concluir que el sistema de clasificación, para su funcionamiento requiere de una fuente de alimentación de 12V y una corriente total de 32,36 A. Comercialmente se pueden encontrar fuentes por separado o fuentes que presentan dos o más salidas de diferente voltaje.

Tabla 56: Fuentes de alimentación

Nombre	Voltaje (VDC)	Corriente (A)	Potencia (W)
Fuente De Poder Transformador	12	40	500
Fuente De Poder Transformador	12	30	360
Fuente De Poder de Computadora	3,3 - 12	50	600

Por lo tanto, se selecciona una fuente en el mercado de alimentación de 12V y 40 A con

una potencia de 480 W que presenta tres salidas de voltajes, que permite alimentar independientemente al microcontrolador y los motores, además, posee protecciones eléctricas contra sobrecargas, sobretensión, descarga y cortocircuito, y cuenta con un indicador LED de encendido.

Tabla 57: Características fuente de alimentación

Características	Valor
Voltaje de entrada	110 - 220 V (Alterno)
Voltaje de salida	12 V
Corriente máxima	40 A
Potencia	480 W

10.11. Resumen de selección de componentes electrónicos

En resumen, a continuación, se detallan los componentes electrónicos seleccionados, analizados en la sección del diseño electrónico en la Tabla 58.

Tabla 58: Selección de componentes

Dispositivo	Marca/modelo	Cantidad	Características técnicas básicas
Controlador Arduino Uno	Arduino	1	
Sensor IR	FC-51	1	
Motor Dc	Baldor/AP7402	1	90 V, 12 A, rpm
Motor a pasos	Nema 17	2	Torque 5 kg · cm
Motor DC	Pololu 19:1	6	12 V, 530 rpm
Driver motor a pasos	DRV8825	2	5V, 2,2 A
DC Boost converter	Walfront	1	1200W DC-DC Constant Current Boost Converter Step-up
Controlador PWM	Megatronica	1	1000W, 0 %-100 % PWM
Fuente de alimentación	GESD	1	12V 40A

11. Desarrollo de la Programación

Esta sección se divide en dos partes, la primera parte es la programación del código para el comando de elementos de mando y control que tiene el sistema tales como control de motor a pasos, el control del motor de la banda de alimentación, luces indicadoras, mientras que la segunda parte es la interfaz de comunicación entre el sistema y el operario.

11.1. Programación del controlador

La programación para el control de los actuadores y manejo de entradas se realizó en el microcontrolador Arduino mediante el software Arduino IDE, el objetivo es que en la banda de alimentación pasarán paquetes que se identificarán con un código de barras, los mismos que podrán ser leídos al pasar hacia la banda de clasificación, según su código de barras se clasificarán a través de las bandas de salida derecha, izquierda y al frente. En la Figura 50, se presenta los diagramas de flujo del controlador.

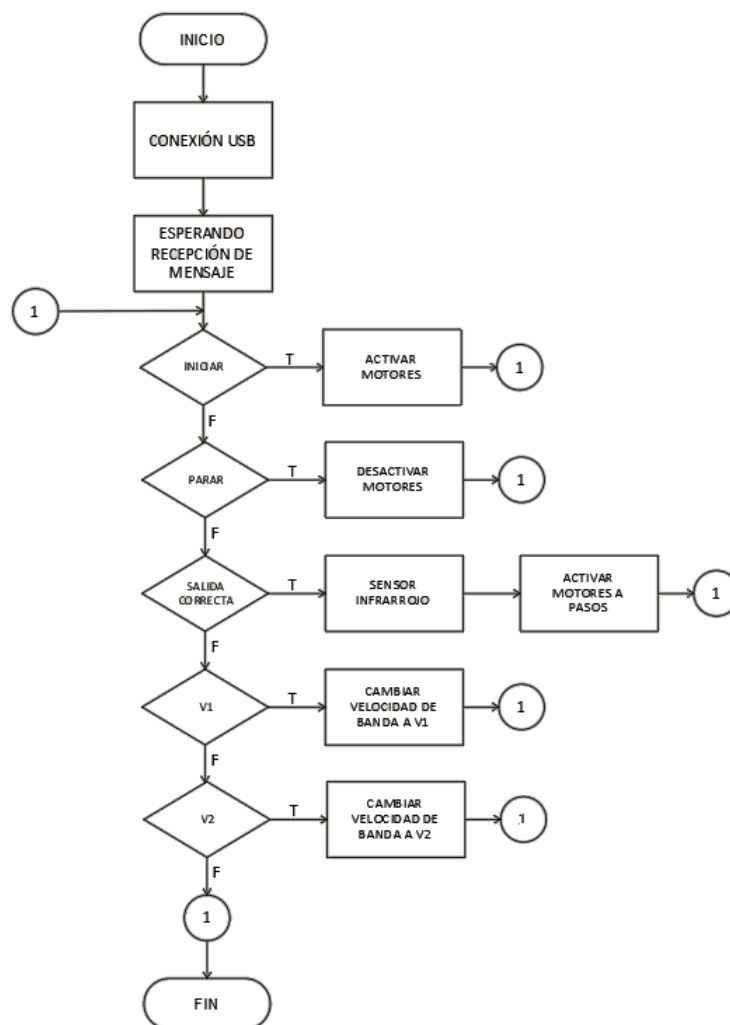


Figura 50: Diagrama del controlador

11.2. Programación de Interfaz Gráfica

La interfaz gráfica tiene el objetivo de presentar el código del sistema de la manera más clara posible para que los usuarios puedan simplificar sus tareas diarias, el usuario podrá controlar el estado de la máquina mediante el computador, permitiendo iniciar, parar, cambio

de velocidades y visualizar la cantidad de paquetes que se han clasificado y editarlos si es necesario. La interfaz está organizada en tres pantallas, la primera pantalla de inicio permite ingresar por medio de una contraseña, como administrador de la máquina y otra como usuario. En la pantalla de usuario se permite el control básico de la máquina que sería el inicio, paro, visualización de la clasificación y opción de guardar la clasificación de paquetes en un documento texto, pero no se autoriza el control de las velocidades, ni la edición de la cantidad de paquetes clasificados, esta opción lo tiene el administrador. Esto se puede observar en las Figura 51 con el diagrama de flujo del administrador.

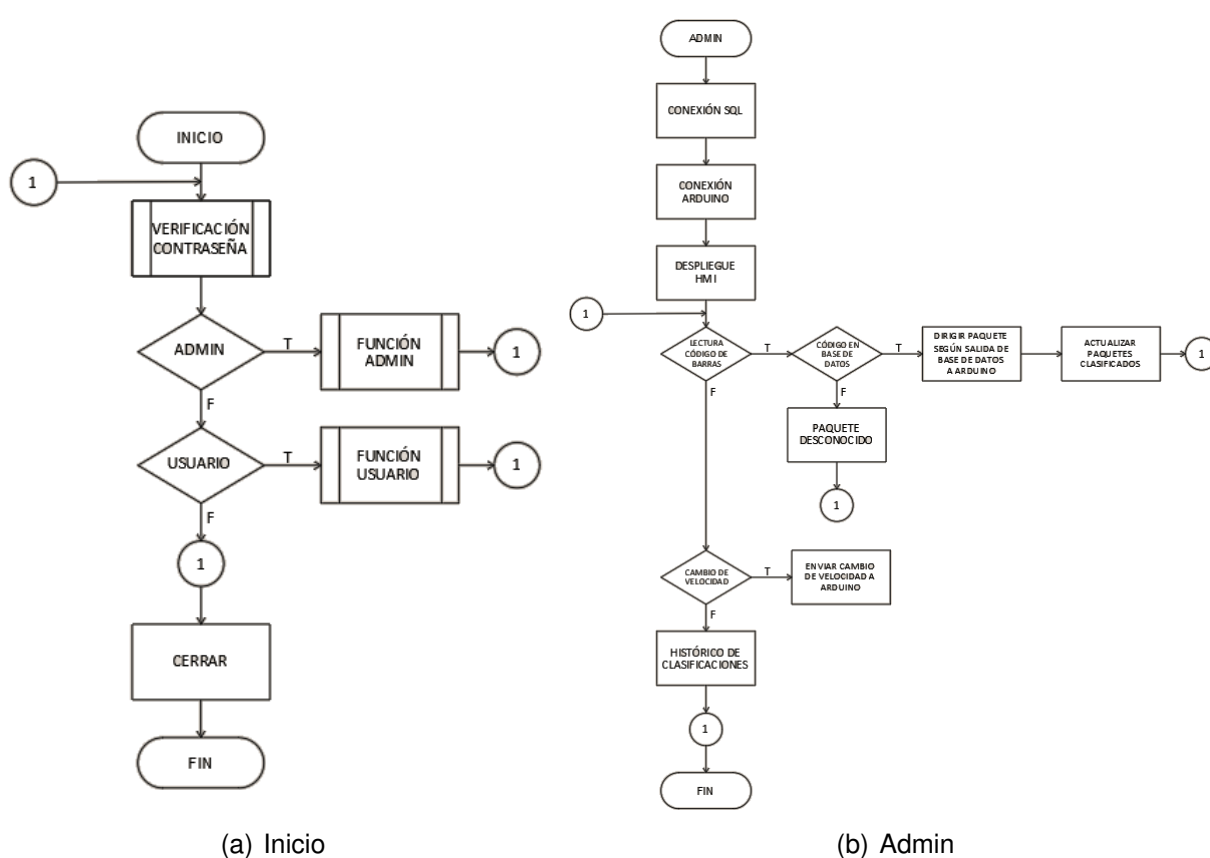


Figura 51: Diagrama de flujo del HMI

La programación se realizó mediante el software Visual Studio Code (VSCode) manejando el lenguaje de programación de Python, gracias a que este tiene una librería de libre uso llamada Pysimplegui, que permite programar en un entorno gráfico para este proyecto, por medio del uso de comunicación serial que cuenta el controlador Arduino, y la aplicación generada en la computadora se logrará generar una comunicación con el controlador Arduino.

Se presenta el diseño de la pantalla en la Figura 52 en donde en una tabla se registran

los paquetes que se han clasificado, hasta el momento, una entrada donde se ingresa el código de barras ya sea de forma manual o por medio de lector de código de barras y 2 botones de Inicio y Paro. Además, cuenta con un menú para guardar la tabla de clasificación en un documento de texto editable con los valores de la clasificación y la fecha.



Figura 52: Pantalla principal

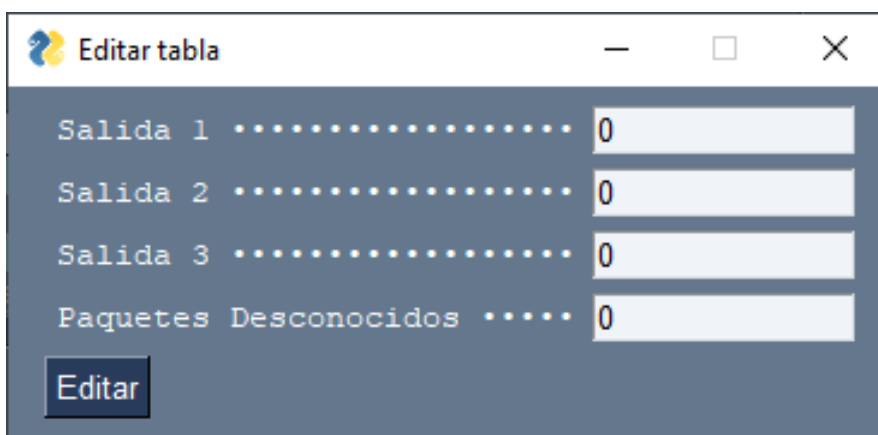


Figura 53: Pantalla de Tabla

12. Imágenes de construcción

En las siguientes Figuras se pueden ver algunas imágenes de la construcción de la máquina.



Figura 54: Imagen de máquina

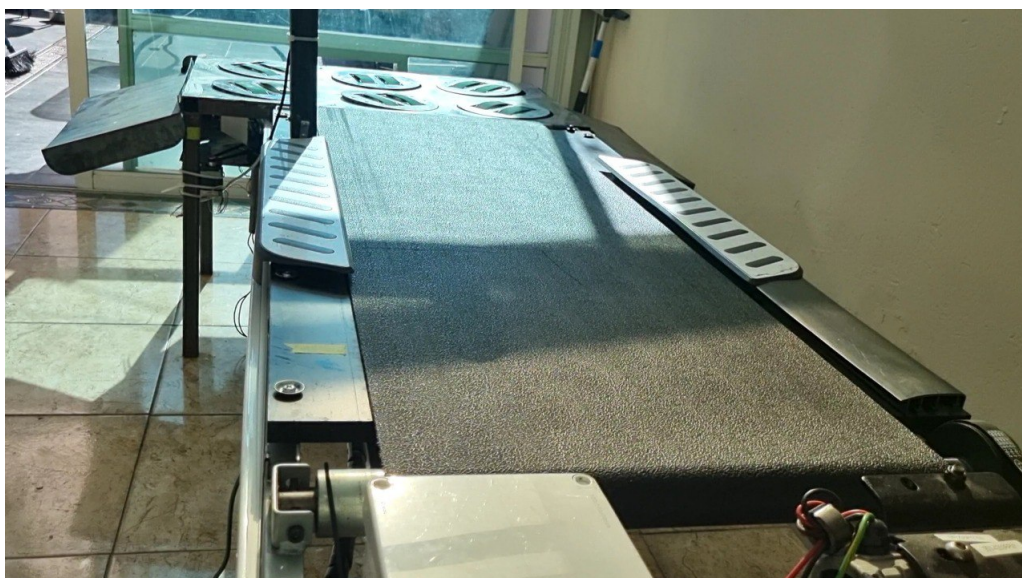


Figura 55: Imagen de máquina



Figura 56: Imagen de máquina



Figura 57: Imagen de máquina

13. Pruebas y resultados

Para las pruebas de funcionamiento se realiza la comprobación de la lectura del código de barras, a diferente distancias. También se efectuaron pruebas para evaluar la masa máxima a la que la máquina pueda clasificar, y por último la comprobación de la velocidad de la banda de alimentación con una masa de 3 kg .

Características aplicadas para estas pruebas.

- Las pruebas se realizan bajo luz artificial.
- Se ha considerado un tamaño específico del código de barras, con siguientes dimensiones $2,5 \times 9$ cm, y están ubicados en la parte superior centro de las cajas a clasificar.
- Las pruebas se realizan colocando los paquetes en el centro de la banda de alimentación.
- Para las pruebas se utilizó cajas de cartón corrugado.

13.1. Pruebas del lector de códigos a diferentes alturas

Para esta prueba se ha considerado iniciar con una altura de 40 cm, desde el código de barra al lector, a continuación se va reduciendo 5 cm, esta reducción se va repitiendo hasta tener una altura de 5 cm del código de barras al lector.



Figura 58: Pruebas código de barras

La prueba se realiza y se registra en las tablas donde se califica con el valor de 1 si el paquete fue leído o 0 si el paquete no fue leído. Estos datos se muestran en la Tabla 59 y Figura 59.

Tabla 59: Prueba distancia lectura código de barras

Distancia al lector (cm)	Lectura
40	0
35	0
30	1
25	1
20	1
15	1
10	0
5	0

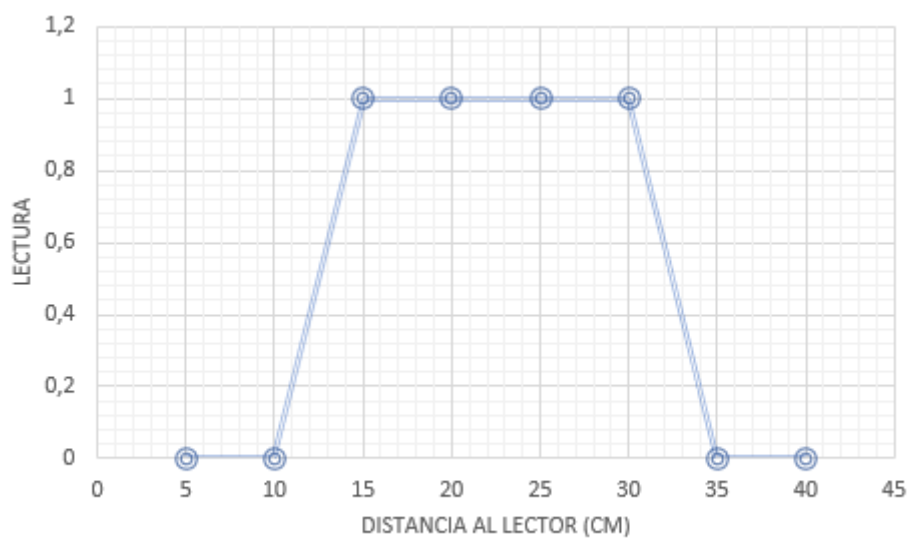


Figura 59: Prueba con código de barras de 2.5 cm de ancho

13.2. Prueba de velocidades con cargas

Para la prueba de velocidades se realiza con la carga máxima del paquete, pruebas de velocidad V1 y V2. Se obtiene la velocidad tomando el tiempo que se demora un paquete de 3 kg recorrer 1 m de la banda alimentadora.

13.2.1. Prueba de velocidad 1 (1 m/s)

Se prueba la banda de alimentación con la masa de 3 kg a la velocidad de 1 m/s. Estos datos se muestran en la Tabla 60 y Figura 60.

Tabla 60: Prueba velocidad banda alimentadora

# Prueba	Tiempo (s)	Velocidad (m/s)
1	1,06	0,94
2	1,31	0,76
3	1,12	0,89
4	1,28	0,78
5	1,32	0,76
6	1,08	0,93
7	1,14	0,88
8	1,11	0,90
9	1,19	0,84
10	1,03	0,97
Promedio	1,16	0,87

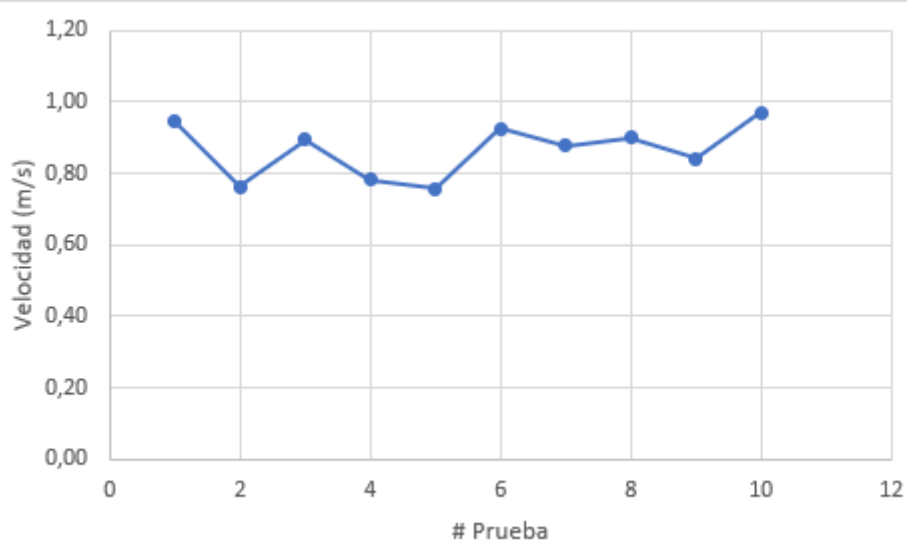


Figura 60: Prueba velocidad 1 m/s

13.2.2. Prueba de velocidad 2 (1,5 m/s)

Se prueba la banda de alimentación con la masa de 3 kg a la velocidad de 1,5 m/s. Estos datos se muestran en la Tabla 61 y Figura 61.

Tabla 61: Prueba velocidad banda alimentadora

# Prueba	Tiempo (s)	Velocidad (m/s)
1	0,71	1,42
2	0,87	1,15
3	0,75	1,34
4	0,85	1,17
5	0,88	1,14
6	0,72	1,39
7	0,76	1,32
8	0,74	1,35
9	0,79	1,26
10	0,69	1,46
Promedio	0,77	1,30

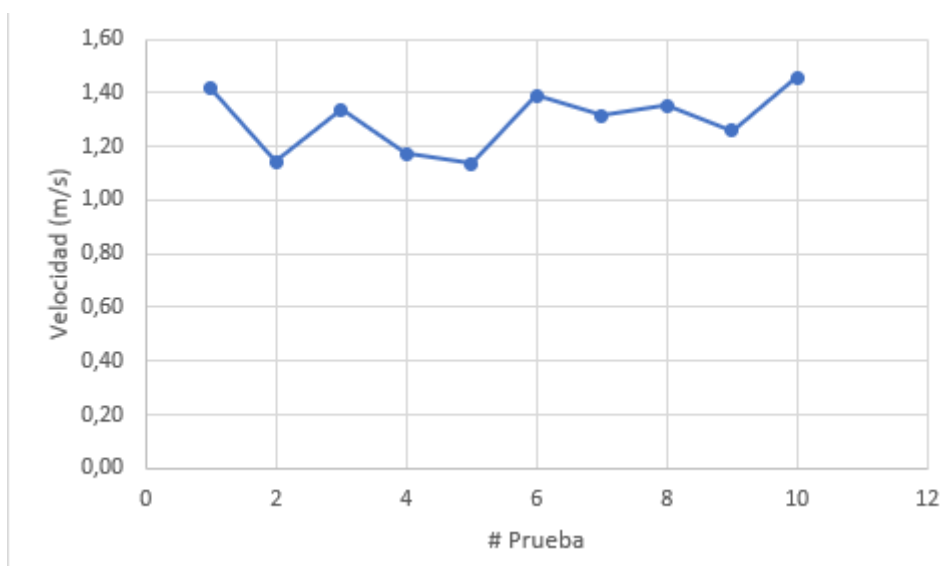


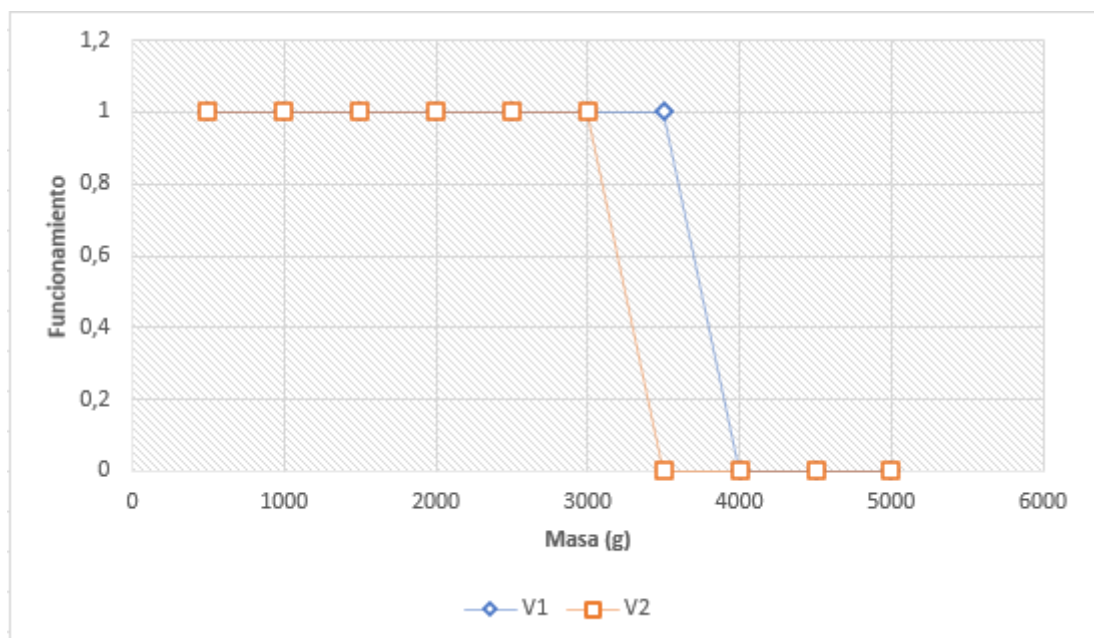
Figura 61: Prueba velocidad 1,5 m/s

13.3. Prueba de clasificación con diferentes masas y velocidades

Para la prueba de clasificación con diferentes masas y velocidades, se ha utilizado una caja base de $20 \times 20 \times 30$ cm y con masas de 0,5 kg hasta 5 kg con incrementos de 500, clasificando los paquetes primero a la velocidad 1 y después con la velocidad 2 si la máquina pudo clasificar se otorga un valor de 1, y si no un valor 0, los datos son reportados en la Tabla 62 y Figura 62.

Tabla 62: Prueba de clasificación a diferentes masas

Masa (kg)	V1	V2
0,5	1	1
1	1	1
1,5	1	1
2	1	1
2,5	1	1
3	1	1
3,5	1	0
4	0	0
4,5	0	0
5	0	0

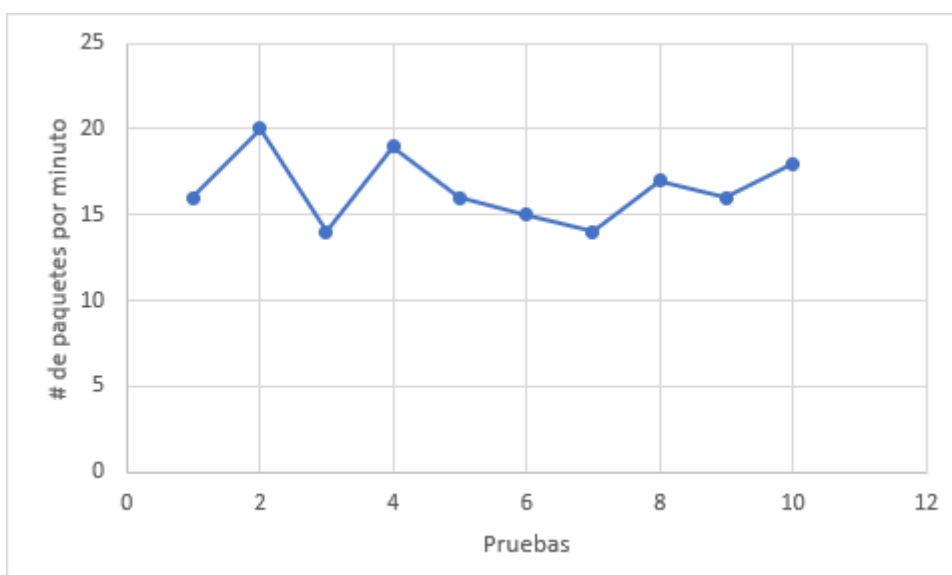
**Figura 62:** Prueba clasificación a diferentes masas

13.4. Prueba de clasificación por minuto

Para la prueba de clasificación por minuto, se ha considerado con masas de 3 kg a velocidad 2 para ver la cantidad de paquetes que se puede clasificar en un minuto. Estos datos se muestran en la Tabla 63 y Figura 63.

Tabla 63: Prueba de clasificación de paquetes por minuto

	paquetes por minuto
Prueba 1	16
Prueba 2	20
Prueba 3	15
Prueba 4	19
Prueba 5	16
Prueba 6	15
Prueba 7	16
Prueba 8	17
Prueba 9	16
Prueba 10	18
Promedio	17

**Figura 63:** Prueba de clasificación de paquetes por minuto

13.5. Análisis de resultados

En las pruebas realizadas para que lector de código tenga una lectura ideal a diferentes alturas, se ha concluido que la altura ideal para que el sensor lea el código de barras colocado en los paquetes, es con paquetes con altura mayores de 15 a 30 cm, claro esta con paquetes de un ancho y largo mínimo de 20 cm, con la finalidad de tener mejor manejo de información en la clasificar de los paquetes.

En relación con las pruebas realizadas con diferentes masas y a diferentes velocidades, se puede observar que la máquina clasifica paquetes de máximo 3 kg .

En la siguiente prueba se concluye que el paquete de masa máxima con la velocidad V1

de 1 m/s, tiene un error del 12 % y en la velocidad 2 de 1,5 m/s, tiene un error del 13 %.

14. Costos del prototipo

En la Tabla 64 se detallan los precios de los elementos y procesos utilizados para la construcción de la máquina clasificadora.

Tabla 64: Tabla de costos del proyecto

Cantidad	Descripción	Valor Unitario (\$)	Valor Total (\$)
6	Motor Pololu 37Dx52L MM 12V 19:1	40	240
1	Arduino Uno R3	40	40
2	Tubo estructural cuadrado negro 30 mm×2 mm	20	40
1	Acero frío 5/8 AISI 1018	30	30
1	Elevador de Voltaje 1200W DC	30	30
1	Plancha de acero A36 2mm	90	90
1	Lector Escáner Código De Barras Usb 2d 1d Qr	40	40
1	Fuente Poder Transformador 110/220v 12v 40a Con Ventilador	30	30
2	Driver DRV8825	5	10
1	Gabinete 30 × 30 × 15	30	30
1	Pulsador de emergencia tipo hongo	8	8
1	Luz piloto color verde	5	5
2	Motores Nema 17, (5 kg · cm)	30	60
12	Bandas F19NF	-	50
1	Motor AP7402	674	674
2	Rodillos 6204	60	120
1	Banda A15QF	-	300
-	Otros	-	200
	Total		2025

Mediante la suma de costos de los materiales, motores, accesorio e imprevistos que ocurrieron durante la construcción y pruebas, se obtuvo un valor aproximado de producción del prototipo (este valor no incluye, mano de obra, transporte, y más gastos de repuestos de ciertos elementos que se quemaron, rompieron durante su construcción) \$ 2025 dólares.

Las ventajas que este prototipo en relación a su costo es la practicidad al tener 3 salidas de clasificación, la facilidad de acoplarse a las capacidades de la empresa, además, permite enlazar a otras rampas o clasificadoras, se necesita poco personal para su funcionamiento, no requiere de una gran infraestructura para su implementación, también ofrecer clasificación de paquetes con diferentes masa.

15. Trabajos futuros

- Para el mejoramiento del prototipo de la máquina se podría considerar una transmisión de bandas enlazadas a un motor de corriente alterna de mayor capacidad que permitiría movilizar y clasificar paquetes y cajas con mayor masa.
- También se podría mejorar el prototipo de clasificador, agregando sensores de peso en la banda alimentadora que determine el peso de cada paquete antes de ser clasificados, alertando al operador y dar protección a la máquina.
- Para la lectura de paquetes se podría implementar un sensor de código de barra, que permita su lectura con mayor sensibilidad, de nivel industrial que permite tomar hasta 3 capturas de diferentes ángulos del código de barras otorgando mayor precisión.
- Para la implementación de la máquina dentro de la industria, se recomendaría el uso de PLC (Computador industrial), que permitiría el uso de drivers compatibles, facilitando el uso de motores más robustos, aumentando la capacidad de carga de la máquina.
- Otra sugerencia para el mejoramiento del prototipo es la implementación de sistemas de lazo cerrado para el control de una velocidad fija sin importar el cambio de masa de los paquetes.

16. Conclusiones

- Los clasificadores son una de las herramientas más prácticas y versátiles utilizadas en el mercado, permiten clasificar la mercadería de las empresas de forma rápida y eficientemente.

- Se diseñó y construyó un sistema clasificador de cintas pivotantes de $2500 \times 1400 \times 500$ mm dimensiones totales, consta de dos partes importante; banda transportadora de alimentación de $1600 \times 600 \times 500$ mm dimensiones y módulo de clasificación por cintas pivotantes de $800 \times 500 \times 500$ mm dimensiones. La máquina cuenta con tres direcciones básicas de clasificación izquierda, derecha y al frente.
- El prototipo de clasificación de bandas permite transportar paquetes de una altura de 15 cm hasta 30 cm. Su limitación es de masas de hasta 3 kg, como se puede observar en la sección 12. Estos paquetes pueden clasificarse para 3 locaciones centro, sur y norte de la ciudad.
- El sistema de clasificación según las pruebas de funcionamiento tiene la capacidad de transportar paquetes a dos velocidades 1 m/s y 1,5 m/s. Se comprobó que este prototipo, alcanza las velocidad V1 de 1 m/s, con un error del 12 % y en la velocidad 2 de 1,5 m/s, con un error del 13 %.
- Se incorporó en un ordenador un HMI que permite a los usuarios monitorear, controlar y configurar la velocidad de la banda, además de permitir observar la clasificación que se ha llevado a cabo durante todo el día, por medio de tablas de información y configurar la base de datos de la clasificación.
- Se recomienda que la máquina se encuentre en lugares de poca humedad, previo a su uso debe comprobarse sus conexiones eléctricas en la red adecuada, también mantener siempre lubricadas las partes móviles, y verificar la tensión de las bandas. Antes de arrancar la máquina verificar que las conexiones a la computadora correctamente y el programa este ejecutándose.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Ministerio de Telecomunicaciones y de la Sociedad de la información, “Informe anual estadístico postal 2021.”
- [2] J. S. S.W.A. Haneyah, “Improving the performance of sorter systems by scheduling inbound containers,” *Beta*, 5 2013. [En línea]. Disponible: https://www.researchgate.net/publication/254860495_Improving_the_performance_of_sorter_
- [3] F. Robusteé, *Logística del transporte*. Cenit, 2005.
- [4] Antonio Iglesias, *Distribución y logística*, 1st ed., España, 7 2016, vol. 1.
- [5] Alejandra Patricia Páez Dávila, “UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR,” *UIDE*, pp. 1–110, 2021.
- [6] F. De y C. Administrativas, “Creación de un plan de negocios para una empresa de servicio,” *Escuela Politécnica Nacional*, vol. 1, p. 242, 2008.
- [7] V. Bui Van, “The Situation, Roles of Logistics and Supply Chain Management in the Context of Industrial Revolution 4.0,” *ResearchGate*, pp. 1–9, 2021. [En línea]. Disponible: <https://www.researchgate.net/publication/339617159>
- [8] J. Cuesta Nuin, “La gestión logística en Correos,” *Dialnet*, 2017. [En línea]. Disponible: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=5926013>
- [9] L. K. Rogers y O. O. Outmaterials, “MODERN Equipment 101: Sortation A primer for warehouse,” *Sorting*, 2012.
- [10] Patrick M McGuire, *Conveyors Application Selection and Integration Industrial Innovation*, 1st ed. Boca Raton, 7 2009.
- [11] R. Conrad, “Letter Sorting Machines—Paced, ‘ Lagged ’ Or Unpaced ?” *Ergonomics*, vol. 3, no. 2, pp. 149–157, 4 1960.
- [12] Gachisoft, “Belt sorter,” 2016. [En línea]. Disponible: <http://www.gachisoft.com/>

- [13] “Servicio de envíos de Paquetes y Carga Express Ecuador - LAARCOURIER.” [En línea]. Disponible: <https://www.laarcourier.com/paqueteria-liviana-carga>
- [14] INEN, “INEN 2977,” Inen, Tech. Rep., 2015.
- [15] O. De, C. Sacristán, y J. Ignacio, “Oficina española de patentes y marcas españa patente de invención b1,” *Oficina española de patentes*, pp. 1–21, 2007.
- [16] Bastian Solutions, “Automated Sortation Systems,” 2021. [En línea]. Disponible: <https://www.bastiansolutions.com/solutions/technology/sortation/conveyor/cross-belt-sorter/>
- [17] C. Riba i Romeva, *Selección de materiales en el diseño de máquinas*. Edicions UPC, 2008.
- [18] DIPAC, “Eje AISI 1018 (Transmisión),” p. 1, 2022. [En línea]. Disponible: <https://dipacmanta.com/producto/ejes/aisi-1018-transmision/eeje-aisi-1018-transmision/>
- [19] Acero Luchriher, “Acero SAE 1008 Y 1010 para maquinaria,” 2022. [En línea]. Disponible: <https://acerosluchriher.com/acero-sae-1008-y-1010/>
- [20] ISO, “ISO 45001:2018,” ISO, Tech. Rep., 2018. [En línea]. Disponible: www.iso.org
- [21] INEN, “ISO 14738,” INEN, QUITO, Tech. Rep., 2002.
- [22] ROBERT MOTT, “Resistencia de Materiales,” *Prentice Hall*, vol. 5, pp. 1–792, 2009.
- [23] Shigley, *Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley*, 9th ed., Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Eds. Mc Graw Hill, 2011, vol. 1.
- [24] DIPAC MANTA, “Tubo Estructural Redondo Negro,” *Dipac Manta*, 2022. [En línea]. Disponible: <https://dipacmanta.com/producto/tubos/tubo-estructural/tubo-estructural-cuadrado-galvanizado/>
- [25] American Welding Society. Structural Welding Committee y American Welding Society. Technical Activities Committee., *Structural welding code—steel*. American National Standards Institute., 2015.

- [26] Timothy A, "MDsolids," 1997. [En línea]. Disponible: <https://web.mst.edu/mdsolids/>
- [27] Grupo SKF, "Rodamientos rígidos de bolas," *Rodamientos*, pp. 266–267, 2019.
- [28] Optibelt, "Metric Timing Belt Pulleys."
- [29] Esbelt, "Bandas transportadoras en Centros Logísticos y de Distribución," *Esbelt*, pp. 1–7, 2022.
- [30] B. Drago, "Tipo de banda," Esbelt, Tech. Rep., 2022.
- [31] FORBO, "Cálculo de la banda transportadora," Forbo Movement System, Tech. Rep., 2014. [En línea]. Disponible: www.forbo-siegling.de
- [32] Escobar y Martínez, "Velocidad de una cinta transportadora," 2022. [En línea]. Disponible: <https://www.eymproductostecnicos.com/velocidad-lineal-de-una-cinta-transportadora>
- [33] BALDOR, "CDP3310," *DC Motors & Controls*, vol. 1, pp. 285–286, 22.
- [34] Pittman, "Step Motor Nema 17," *Penn Motion*, pp. 1–2, 2015. [En línea]. Disponible: <http://tinel.com/page/main/stupkovi>
- [35] Naylamp Mechatronics, "Naylamp Mechatronics." [En línea]. Disponible: <https://naylampmechatronics.com/>
- [36] "1500w 30A DC Converter Boost Power Supply Module Step-up 12 -90v ." [En línea]. Disponible: <http://electronicspanga.com/shop/new-1500w-30a-dc-converter-boost-power-supply-module-step-up-12-90v/>
- [37] "Motor Drivers-PWM ." [En línea]. Disponible: <https://circuit.rocks/dc-motor-speed-controller-dc-6v-90v-15a.html>
- [38] Chint, "Auxiliares de mando," Tech. Rep., 2021.