

UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLÓGICA DE LIMA SUR

FACULTAD DE INGENIERÍA Y GESTIÓN

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



“DISEÑO DE UNA MÁQUINA CLASIFICADORA DE TAMAÑO PARA LA MEJORA DE LA PRECISIÓN EN EL PROCESO DE SELECCIÓN DE DURAZNOS, DE LA EMPRESA FRUTOS COLCA UBICADO EN EL VALLE FORTALEZA, BOLOGNESI- ANCASH”

TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

Para optar el Título Profesional de

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PRESENTADO POR EL BACHILLER

VENTURO PADILLA, WILLIAM JOSEPH

Villa El Salvador

2019

DEDICATORIA

El presente trabajo de investigación está dedicado a mis padres Lorenzo Venturo León y Modesta Juliana Padilla Laverio por darme su apoyo incondicional durante el trayecto de toda mi carrera universitaria.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mis padres por guiarme y por estar ahí siempre presente en los momentos más difíciles de mi vida universitaria y por brindarme sus sabios consejos para no rendirme y seguir adelante.

A mi hermana Miriam Venturo Padilla por darme las fuerzas necesarias cuando más lo necesitaba.

A mi asesor por sus pautas en la elaboración de este proyecto de suficiencia profesional.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	2
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	2
1.1 Descripción de la realidad problemática	2
1.2 Justificación del problema.....	2
1.3 Delimitación del proyecto	2
1.3.1 Teórica:	2
1.3.2 Espacial:	3
1.3.3 Temporal:.....	3
1.4 Formulación del problema:.....	3
1.4.1 Problema General:.....	3
1.4.2 Problemas Específicos:.....	3
1.5 Objetivos:	3
1.5.1 Objetivos Generales:	3
1.5.2 Objetivos Específicos:.....	4
CAPÍTULO II.....	5
MARCO TEÓRICO	5
2.1 Antecedentes de la investigación.....	5
2.1.1 A nivel internacional.....	5
2.1.2 A nivel nacional.....	6
2.2 Bases teóricas.....	8
2.2.1 Proceso de selección del durazno	8
2.2.2 Técnica de clasificación	9
2.2.3 La banda transportadora.....	10
2.2.4 Elementos de la banda transportadora	11
2.2.4.1 Banda	11
2.2.4.2 Juntas de las bandas.....	13
2.2.4.3 Rodillos	14
2.2.4.4 Tambores.....	17
2.2.4.5 Bastidores.....	18
2.2.4.6 Grupos motrices	18
2.2.4 Normativa.....	19
2.2.5 Reglamentación	19

2.3 Definición de términos básicos.....	20
CAPÍTULO III	22
DESARROLLO DEL TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL	22
3.1 Modelo de solución propuesto	22
3.1.1 Diseño mecánico	23
3.1.1.1 Sistema motriz	23
3.1.1.2 Diseño del sistema mecánico	38
3.1.1.3 Técnica de clasificación	44
3.1.1.4 Diseño de tolva de alimentación y bandeja de salida	46
3.1.1.5 Diseño de la estructura de soporte	47
3.1.1.6 Ensamble de la maquina clasificadora	49
3.1.2 Análisis de costos	50
CONCLUSIONES	51
RECOMENDACIONES	52
BIBLIOGRAFÍA	53
ANEXOS	54

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Presentación del durazno huayco	8
Figura 2. Geometría de la estructura de clasificación	10
Figura 3. Partes de una banda transportadora.....	11
Figura 4. Estructura interna da la banda	13
Figura 5. Unión por grapas y unión vulcanizada	14
Figura 6. Rodillo cilíndrico	15
Figura 7. Parte detallada de un cilindro.....	16
Figura 8. Tambor.....	17
Figura 9. Grupo motriz, reductor clásico	19
Figura 10. Máquina clasificadora propuesta.....	22
Figura 11. Esquema del sistema motriz	23
Figura 12. Diagrama de fuerzas actuantes en el eje 1 y 2.	39
Figura 13. Diagrama de la fuerzas en el eje motriz.	42
Figura 14. Esquema del clasificador	45
Figura 15. Separaciones de la estructura de clasificación en mm.....	46
Figura 16. Cargas aplicadas en cada una de las mesas.....	48

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Diámetro de los rodillos	16
Tabla 2. Calibración de los durazos	23
Tabla 3. Velocidades de los ejes.....	26
Tabla 4. Piñones a utilizar (Para cadena ANSI N° 25 Paso 1/4").....	37
Tabla 5. Tamaño de los frutos.....	45
Tabla 6. Tabla de propiedades del acero A36.....	47
Tabla 7. Tabla de propiedades del acero galvanizado.....	47
Tabla 8. Costo del diseño.....	50
Tabla 9. Costo de los materiales.....	50
Tabla 10. Capacidad de cadena estándar.....	54
Tabla 11. Dimensiones de piñones paso 1/4" para cadena ANSI N° 25 tipo B Sencillos	55

INTRODUCCIÓN

La clasificación de la fruta en su mayoría es llevada a cabo de forma manual, lo que implica que el proceso de selección no siga un patrón de calidad uniforme y generando en algunos casos errores al momento de realizar dicho proceso. Esto perjudica tanto al agricultor como al comerciante, en el agricultor desbalance económico y en el comerciante desconfianza en el mercado. (Ramos, 2019)

La importancia de la clasificación por tamaño, radica en darle mayor valor a las frutas que tienen mayor volumen que los otros son muy requeridos en los supermercados. Existen en el mercado clasificadores de funcionamiento mecánico que consisten en transportadores ajustados con bandas transportadoras de varias medidas. (Alcalde & Bone, 2013)

Por otro lado, existen máquinas clasificadoras importadas a un costo fuera del alcance de los pequeños productores. Muchos de estas máquinas no están diseñados para nuestro medio y pueden requerir técnicos de procedencia extranjera para su mantenimiento lo cual encarece la llegada de maquinaria con tecnología nueva. (Jeres, 2017)

El campo mecánico abarca una serie de estudios, como el diseño, construcción, implementación y mantenimiento de sistemas relacionados a las agroindustrias y comerciales; usando con este fin los recursos existentes en el medio local. La ingeniería mecánica aplica los principios físicos, mecánicos para elaboración de proyectos en beneficio de la sociedad. (Lascano, 2011)

En ese sentido el presente trabajo de Suficiencia Profesional tiene como propósito diseñar una máquina clasificadora de duraznos con la finalidad de mejorar la precisión en el proceso de selección por tamaño, como también elevar la productividad y optimizar el tiempo de esta actividad promoviendo plena aceptación de los clientes para la empresa Frutos Colca S.A. ubicado en el valle Fortaleza, provincia de Bolognesi, departamento de Ancash.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Descripción de la realidad problemática

En el valle Fortaleza una de las principales actividades económicas es la producción de duraznos y otras diversidades de frutas, las cuales en temporadas de post cosecha se requieren del trabajo humano para la selección en cuanto a tamaño lo cual en ocasiones induce al error. Las calibraciones por tamaño en algunos casos son realizadas con el uso de objetos de medida como el vernier o anillos con los diámetros requeridos y de esta manera así tener una aproximación para la clasificación.

Una problemática de la empresa frutos Colca S.A. es la optimización de la producción ya que actualmente en la empresa no existe un sistema mecánico para seleccionar la fruta por tamaño, todo se realiza de forma manual y visual, se pierde tiempo y costo en mano de obra.

1.2 Justificación del problema

El presente trabajo de suficiencia profesional se justifica en la necesidad requerida por parte de los agricultores del valle Fortaleza de contar con una máquina de características mecánicas, de fácil operación de funcionamiento y mantenimiento que mejore la precisión en la selección por tamaño del durazno, asimismo, de la calidad logrando de esta forma aceptación en el mercado.

La existencia de una máquina clasificadora daría muchas facilidades en aspectos de optimizar mejor el tiempo, menos mano de obra, mayores ganancias. El durazno con el tamaño estandarizado se le podría comercializar a diferentes sectores del mercado de acuerdo al requerimiento del cliente.

1.3 Delimitación del proyecto

1.3.1 Teórica:

Está regida en el diseño y los cálculos mecánicos de la construcción de una banda transportadora y de sus respectivos elementos mecánicos.

Se respetan las normas ANSI, ISO, y DIN aplicables en la construcción de máquinas industriales. Para el motor se cumplirá con la norma IEC.

1.3.2 Espacial:

El diseño de una máquina clasificadora de tamaño para duraznos ubicado en el valle Fortaleza, distrito Antonio Raimondi, provincia de Bolognesi, departamento de Ancash.

1.3.3 Temporal:

Este proyecto se desarrolló durante los meses de agosto de 2019 a setiembre del 2019.

1.4 Formulación del problema:

1.4.1 Problema General:

¿Cómo el diseño de una máquina clasificadora de tamaño mejorará la precisión en el proceso de selección de duraznos en la empresa Frutos Colca S.A. ubicado en el valle Fortaleza, Bolognesi- Ancash?

1.4.2 Problemas Específicos:

- ¿Cuál metodología sería la más apropiada para el proceso de diseño de la máquina clasificadora de tamaño para mejorar la precisión en la selección de duraznos?
- ¿Cuáles serían los elementos mecánicos a utilizar en el diseño de la máquina clasificadora de tamaño, para la mejora de la precisión en la selección de duraznos?

1.5 Objetivos:

1.5.1 Objetivos Generales:

Diseñar una máquina clasificadora de tamaño para la mejora de la precisión en el proceso de selección de duraznos en la empresa Frutos Colca S.A. ubicado en el valle Fortaleza, Bolognesi- Ancash.

1.5.2 Objetivos Específicos:

- Seleccionar una metodología para el proceso de diseño de la máquina clasificadora de tamaño, para mejorar la precisión en la selección de duraznos.
- Diseñar los elementos mecánicos a utilizar para el ensamblado de la máquina clasificadora de tamaño para la mejora de la precisión en la selección de duraznos.

CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la investigación

2.1.1 A nivel internacional

Jerez, C. (2017). *Máquina para clasificar y contabilizar la producción de tomates de árbol*. Tesis para optar el título profesional de ingeniero Mecatrónico. Técnica del Norte, Ibarra- Ecuador.

Concluye que: En la construcción de una máquina capaz de clasificar y contabilizar la producción de tomates de árbol. Esta actividad es clave para la comercialización ya que facilita la negociación del producto de manera fácil y rápida. La máquina clasifica 300 Kg de tomates de árbol en una hora y en tres grupos de diferentes tamaños (primera, segunda y tercera). El sistema con dos bandas transportadoras de rodillos, los rodillos están separados en base al tamaño que se requiera de la fruta. La máquina cuenta el ciclo de la presencia y la ausencia de las gavetas que están ubicados en cada salida de los tomates ya clasificados. (Jeres, 2017)

Pazmiño, I. (2012). *Construcción de un prototipo de Máquina clasificadora y transportadora de frutos de acuerdo al tamaño para supermercados*. Tesis para ostentar el título de Tecnólogo en mantenimiento industrial. Escuela Politécnica Nacional, Quito- Ecuador.

Concluye que: El mundo tecnológico ha permitido el control automático de casi todos los procesos, siendo esta la principal razón de la construcción

de un prototipo de máquina de un sistema de trasportación y clasificación de frutas para mejorar los sistemas industriales y la calidad de los mismos. (Pazmiño, 2012)

Bonifaz, C; Pallasco, M. (2017). *Diseño y construcción de una máquina clasificadora de fresas a razón de 100 Kg/hora*. Tesis para optar el título

de Ingeniero Mecánico. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Facultad de Mecánica, Riobamba- Ecuador.

Concluye que: En el campo de la mecánica es muy habitual el diseño y fabricación de máquinas que faciliten la realización de trabajos del campo agrícola. Como se da en la fresa, fruta que va en aumento su consumo, por tal motivo surge la necesidad de diseñar y fabricar una máquina clasificadora de fresas con la cual este fruto obtendrá mayor acogida en el mercado. Se propuso una técnica con la cual se pueda satisfacer las necesidades a los problemas de clasificación, la cual está compuesta por cuatro fases que son:

Estudio de campo, rasgos distintivos de la fresa, metodología para clasificación. Diseños de concepto, ensayos funcionales, escoger la mejor alternativa, estudio de los elementos que integraran. Diseño de materialización, hacer cálculos para el dimensionamiento de los principales elementos que integraran la máquina. Diseños de fragmento, presentación de documentos necesario para la fabricación, como plano de piezas. (Bonifaz & Pallasco, 2017)

2.1.2 A nivel nacional

Fustamante, W; Vásques, L. (2018) *“Diseño de una máquina clasificadora de cebolla por tamaño”*. Tesis para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista. Universidad Señor de Sipán, Pimentel- Perú.

Concluye que: La investigación tuvo por objetivo definir, diseñar y dimensionar una máquina clasificadora de cebolla por tamaño con la finalidad de mejorar el procedimiento de clasificación de la cebolla. Para ello se elaboró una guía de observación que permitió medir el diámetro de la cebolla, para la clasificación por tamaño considerando: Cebolla pequeña menor a 40 mm; mediana entre 41 y 80 mm y grande mayor de 81 mm de diámetro. Además, se hizo un análisis de documentos, para obtener sus características. El diseño de la máquina considero el uso de tres motores eléctricos trifásicos de 1 HP cada uno, un sistema de reducción de velocidad por poleas, la transmisión de potencia se hizo por

bandas en V para el sistema de reducción y por medio de piñón- cadena para el accionamiento de las bandas. El transporte de cebolla se realiza por bandas transportadoras, y la clasificación se lleva a cabo por mallas calibradas de acero galvanizado con agujeros de 40 y 80 mm respectivamente. (Fustamante & Vásques, 2018)

Ramos, A. (2019). "Diseño de un sistema de clasificación para limón por tamaño". Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico-Eléctrico. Universidad de Piura, Facultad de Ingeniería, Piura- Perú.

Concluye que: El presente trabajo surge de la necesidad de promover el desarrollo y la mejora tecnológica en el sector agrario. Dado que vivimos en una zona productora de limón, buscamos implementar un sistema que contribuya a mejorar el proceso de clasificación del limón. En la actualidad el proceso de clasificación en su mayoría es llevado a cabo de forma manual, lo que implica que el proceso de selección no siga un patrón de calidad uniforme y que en algunos casos se cometa errores al momento de realizar dicho proceso. Esto perjudica tanto al agricultor como al comerciante; en el agricultor un desbalance económico y en el comerciante, desconfianza en el mercado. Aunque si bien, en la zona, también encontramos sistemas que realizan la clasificación del cítrico de acuerdo con su tamaño, estos dejan la clasificación por color a la perspectiva del ojo humano, lo cual conlleva a cometer errores al momento de realizar el proceso. Con el presente trabajo se busca solucionar tanto el problema de la uniformidad de la clasificación por tamaño. (Ramos, 2019)

Huarza, J. (2017). *Diseño de máquina clasificadora de paltas tipo has para el distrito de Omate, Provincia de Sánchez Cerro, Moquegua- Perú*. Tesis para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico. Universidad Nacional de San Agustín, Arequipa- Perú.

Concluye que: La siguiente tesis tiene como finalidad diseñar una máquina que clasifique paltas del tipo has, partiendo de cálculos experimentales en base a diversos ensayos, focalizando el ensayo en la clasificación del producto por tamaño. La clasificación por tamaño de las paltas es sumamente importante en el campo agrícola. Estos trabajos son

realizados de forma manual en el distrito de Omate. Si la producción va en aumento surge la necesidad de contar con mayor personal para la tarea de selección, por lo que el costo se eleva. (Huarza, 2017)

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Proceso de selección del durazno

El durazno correspondiente a la descendencia de frutas originarias de China sus características más resaltantes son envoltura suave, de pulpa dulce y jugosa. También puede ser usado en las ensaladas de frutas y tortas. Esta fruta nos suministra, vitaminas del complejo B y C, potasio, fotoquímicos. (Marisa, 2011)



Figura 1. Presentación del durazno huayco
Fuente: www.portal-iperu.org

Selección:

Se procede a separar todo el fruto que presente defectos como rajado manchado, picado por mosca de la fruta, rotas, magulladas, podridas deformes en esta etapa se amplían criterios de sanidad, higiene y seguridad. (poscosecha del durazno, 2014)

Clasificación:

La clasificación es base para la comercialización de los duraznos, es decir el cliente es quien determina los estándares de las categorías o clases que quiere comprar y el productor debe clasificar los frutos de acuerdo a estas categorías. El fruto del durazno está clasificado de acuerdo

a su calibre en los siguientes grupos: Súper, Extra, Primera, Segunda y Tercera. (poscosecha del durazno, 2014)

Método de clasificación de forma manual

Es el método de clasificación que responde a la necesidad de separar los duraznos por tamaño para homogenizar el contenido del empaque, este proceso requiere del trabajo humano, es por ello que hace uso de herramientas de apoyo como el vernier o anillos clasificadores de calibre. (Ramos, 2019)

2.2.2 Técnica de clasificación

Este sistema de selección está constituido por tubos cuadrados, rectángulos de acero negro y perfiles de acero inoxidable formando 4 estructuras como se puede ver en la figura, a través del cual gira la cinta transportadora, haciendo que el fruto se desplace hasta alcanzar su apropiada clasificación. Mediante adecuado dimensionamiento de espacios se alcanzó las separaciones de las bandejas para que cumpla la correcta clasificación de frutas. (Angos & Calvopiña, 2013)

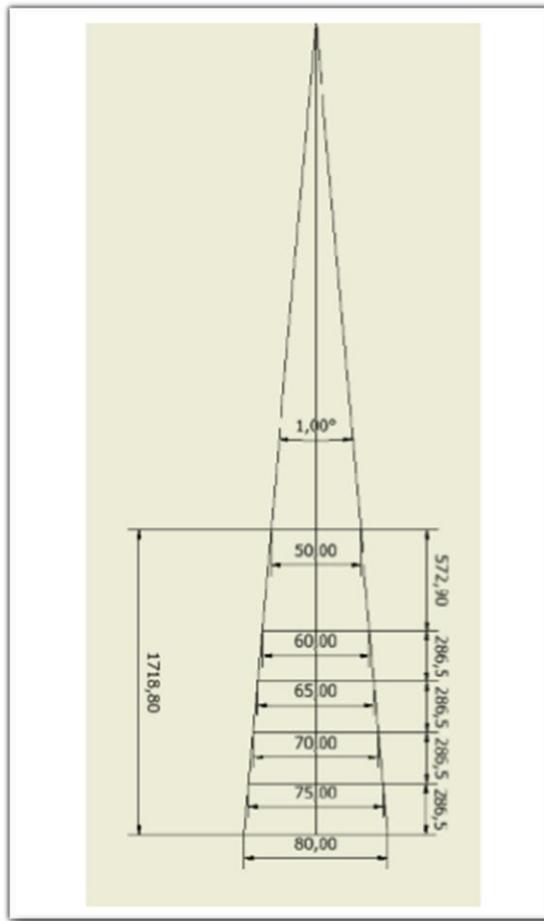


Figura 2. Geometría de la estructura de clasificación

Fuente: Angos & Calvapiña (2013) Diseño, construcción de una maquina clasificadora de frutas

2.2.3 La banda transportadora

Son elementos complementarios usados en las infraestructuras, su función es soportar, alzar, desplazar materiales hacia otro lugar. Son equipos que funcionan accionados por un motor, instalados en las líneas de proceso y funcionan de forma continuada.

La misión de las bandas transportadoras es desplazar en forma horizontal o inclinado los materiales solidos o a granel. Los beneficios más importantes son:

- Alta velocidad.
- Grandes distancias.

Su función más importante, a nivel de transporte, es hacerlo de forma continua tanto de materiales homogéneos como mezclados, a distancias que pueden oscilar entre algunos metros y decenas de kilómetros.

Uno de los componentes principales de los transportadores es la banda de goma, que ejerce una doble función:

- Contener el material transportado.
- Transmitir la fuerza necesaria para transportar la carga.

Los ramales, superior y de retorno de la banda, descansan sobre una serie de rodillos soportados por estructuras metálicas. En los dos extremos del transportador, la banda se enrolla en tambores, uno de los cuales, acoplado a un órgano motor, transmite el movimiento. La figura 3 muestra un esquema general de una banda transportadora. En él se pueden ver los distintos elementos que la componen. (Heras, 2014)

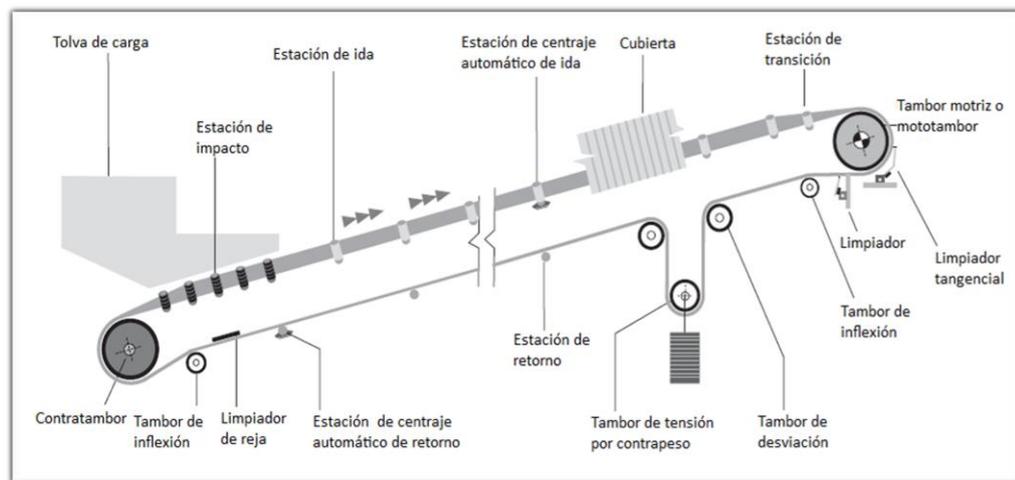


Figura 3. Partes de una banda transportadora
Fuente: Heras, A (2014) Diseño de cinta transportadora.

2.2.4 Elementos de la banda transportadora

2.2.4.1 Banda

Es uno de los componentes más trascendentes de todo el diseño, siendo el elemento fundamental de todo el sistema, y cumple las siguientes funciones: (Heras, 2014)

- Absorber las presiones ejercidas en el arranque.
- Trasladar la carga.
- Absorber energía de choque en sitio de carga.
- Soportar los efectos de calor y solventes químicos (calor, aceite y la grasa).
- Ejecutar las normas de seguridad.

Tipos de bandas

Según el tipo de tejido:

- De algodón
- De telas sintéticos
- De cables de acero.

Según la distribución de las telas:

- De varias telas o capas.
- De tejido sólido.

Según su recubrimiento:

- Lisas (mas requerido en el mercado).
- Rugosas.
- Nervadas.

Las bandas lisas se aprovechan para estructuras horizontales con ángulos de pequeñas desviaciones. Sus recubrimientos y su carcasa exterior pueden ser aprovechadas para ciertos casos de funcionamiento. Las dimensiones de estas bandas oscilan entre 400 y 1600 mm.

En cambio, las bandas de recubrimiento rugosa sirven para aumentar el coeficiente de impregnación de los materiales transportados, puede trabajar tanto en plano horizontal e inclinado.

Para estructuras de elevado ángulo de inclinación, recomendable utilizar las bandas nervadas, porque impiden el

retroceso o caída de la carga transportada, de esta manera aumenta la potencia de la banda. (Heras, 2014)

Constitución de la banda

Tiene como misión el de trasladar cargas sometidas a la fuerza en forma longitudinal produciendo elongaciones por efecto del peso del material también ejercen flexiones locales, en ambos sentidos transversal y longitudinal, como resultado de la adecuación de la banda con respecto a los rodillos.

Asimismo, de los choques que ocasiona el material encima de la superficie de la banda, crean desgaste sobre la misma. Para aguantar estos eventos, la banda está constituida por dos componentes importantes como se muestra en la figura 4. (Heras, 2014)

- El tejido o carcasa que transmite los esfuerzos.
- Los recubrimientos, que soportan los impactos.

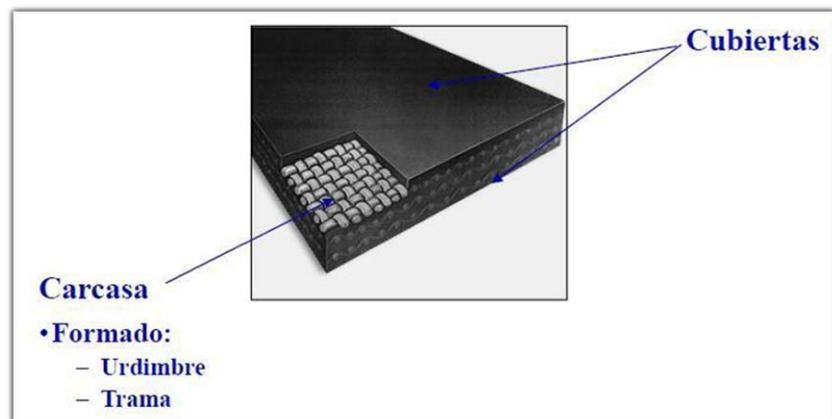


Figura 4. Estructura interna de la banda

Fuente: http://es.wireropeconveyorbelt.borisbang.com/News/Classification_of_wire_ropes_conveyor_belts.

2.2.4.2 Juntas de las bandas

Las juntas de las bandas pueden ser vulcanizadas o grapadas. Dependiendo para las distancias a ser usados las bandas cortas para longitudes de 20-30 metros en este caso se abastecen en cerradas o en sin fin, usando las bandas vulcanizadas en fábricas.

En cambio, para las bandas largas las uniones son vulcanizadas en obra. Estas son usadas dentro de los socavones de las minas donde hay poco espacio y no es posible vulcanizarlas. (Heras, 2014)

Las condiciones que debe ofrecer una unión grapada son:

- Prestar igual resistencia en la unión que en la propia banda.
- Favorecer la adaptación en las dos direcciones.
- Tener flexibilidad transversal.
- No desgastar las telas de las bandas.



Figura 5. Unión por grapas y unión vulcanizada
Fuente: Heras, A (2014) Diseño de cinta transportadora

2.2.4.3 Rodillos

Uno de los elementos principales de una banda transportadora son los rodillos, su calidad está dado por el buen desempeño en el sistema. Si la rotación de los rodillos no es eficiente aumenta la fricción, aumentando el consumo de energía y desgaste del recubrimiento de la cinta, reduciendo su vida útil.

El rodillo al rozar se inmoviliza produciéndose avería en la superficie del tambor y con el tiempo puede romperse. Siendo los rodamientos uno de los principales componentes del rodillo. En Europa los más usados son los rodamientos de bola; en cambio en U.S.A los más usados son los rodamientos cónicos.

Otro componente que repercute bastante en la vida del rodillo son las juntas de estanqueidad, la eficiencia de estas juntas depende la contaminación de la grasa lubricante. Hay tres tipos de rodillos. (Heras, 2014)

- Rodillos cilíndricos lisa obtenido mediante tubos de acero.
- Rodillos cilíndricos recubiertos de goma, ideal para choques pequeños.
- Rodillos cilíndricos de acero de goma, si se sobrepone en los rodillos portantes pueden aguantar impactos grandes, son utilizados en la zona de carga.



Figura 6. Rodillo cilíndrico

Figura: <http://abakan-teach.ru/rodillos-para-cintas-transportadoras-cordoba/>

Constitución del rodillo

La constitución estructural de los rodillos son diversos en lo referente a los sistemas de estanqueidad que se han planteado para proteger a los rodamientos de la suciedad (ver figura 7):

- Rodamientos: Los rodamientos de tipo bolas poseen una capacidad de carga tomando en cuenta el diámetro interior, capaz de soportar cargas, altos movimientos y de prolongado vida útil requeridos por los usuarios finales, no hay mucha alteración o falla de alineación en los ejes. Su coeficiente de

rozamiento es mínima, y los cónicos poseen una capacidad de carga amplia y son sensibles a deficientes alineaciones.

- El sistema de estanqueidad: Conformado por unión de juntas pueden puede ser desordenados o de rozamiento. La vida útil de los rodamientos están sujetas a su eficacia de funcionamiento del mismo modo del rodillo.
- El Eje: Es el elemento de precisión y la coaxialidad de las áreas de contacto con los rodamientos, las dos condiciones sometidas se cumplen. Son fabricados de acero fino al carbono.
- El cuerpo del rodillo: constituido por tubo en forma de tambor y por las puntas o cubos del mismo.

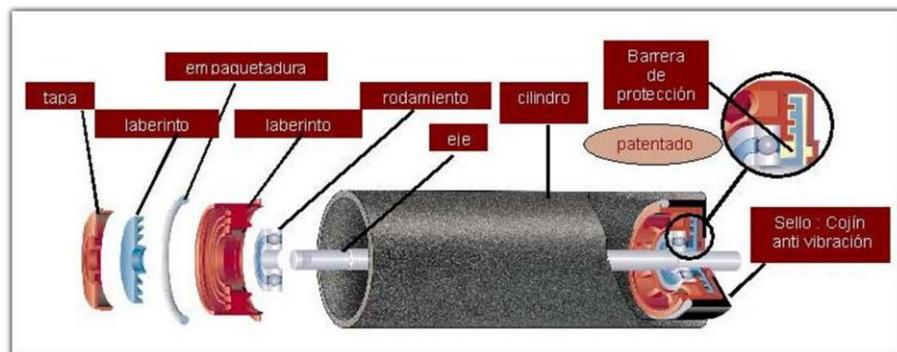


Figura 7. Parte detallada de un cilindro
Fuente: Heras, A (2014) Diseño de cinta transportadora

De acuerdo a la norma DIN 15207 Y 22107, el dimensionamiento del rodillo, se ve en la tabla 1.

Tabla 1. Diámetro de los rodillos

Diámetro de los rodillos (mm)								
Rodillos portantes	51	63,5	88,9	108	133	159	193,7	219
Rodillos de impacto				156	180	215	250	290

Fuente: Heras, A (2014) Diseño de cinta transportadora

2.2.4.4 Tambores

Componente formado por ejes hechos de acero, siendo este el material que cubre a los discos, ya sea de acero liso o acero de molde.

La selección del diámetro del tambor está sujeto al tipo de banda a usar, el grosor de la banda o el diámetro del cable de acero, conforme se presente el caso, además estos grosores dependen de la tensión máxima en la banda. (Heras, 2014)

Principales componentes:

- Envoltente cilíndrica y discos laterales.
- Eje.
- Elementos de enlace.
- Cubiertas.

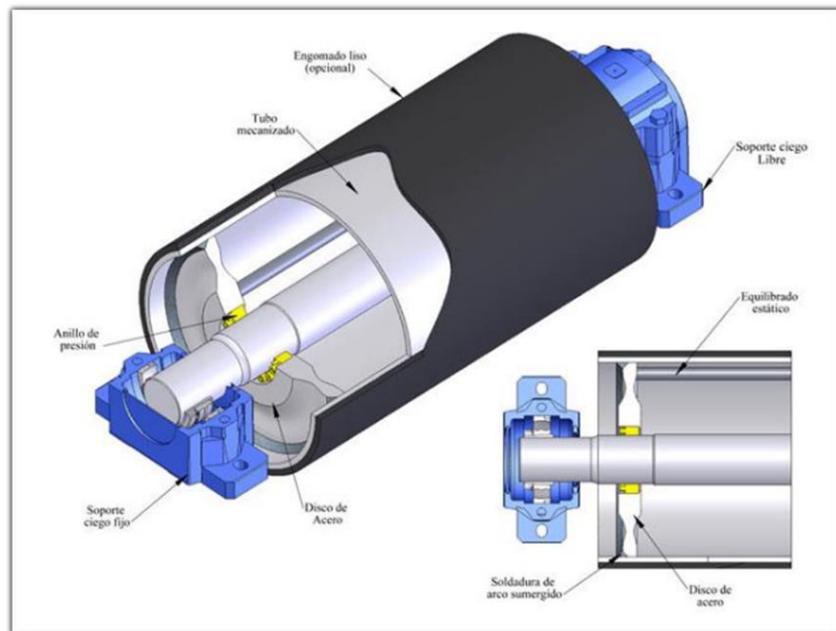


Figura 8. Tambor

Fuente: Heras, A (2014) Diseño de cinta transportadora.

2.2.4.5 Bastidores

Son soportes más simples de las bandas su función es sostener las cargas de todos los materiales, como la banda, cinta, rodillos, tambores y probables recubrimientos de protección contra el viento, entre los extremos de llegada y salida del material.

El soporte de nuestra banda transportadora será previamente calculado y diseñado de acuerdo a la CYPE para constatar que sostendrá a las cargas actuantes. (Heras, 2014)

2.2.4.6 Grupos motrices

Son fuerzas motrices que ejercen las cintas transportadoras, siendo el elemento más resaltante del sistema.

Para asegurarse el adecuado funcionamiento, es preciso escoger la más adecuada. El arranque suave nos indica el buen trabajo que realiza, prolongado su vida útil de las bandas, cilindros y rodillos.

Los elementos de la fuerza motriz son:

- Motor eléctrico
- Articulación de alta velocidad
- Articulación de baja velocidad
- Mecanismo anti-retorno
- Freno

El motor es el elemento fundamental en el sistema, consta de reductor y freno, están ubicadas en una bancada. En motores de capacidad de trabajo pequeño, el motor y reductor forman una sola unidad anulándose así en la bancada.

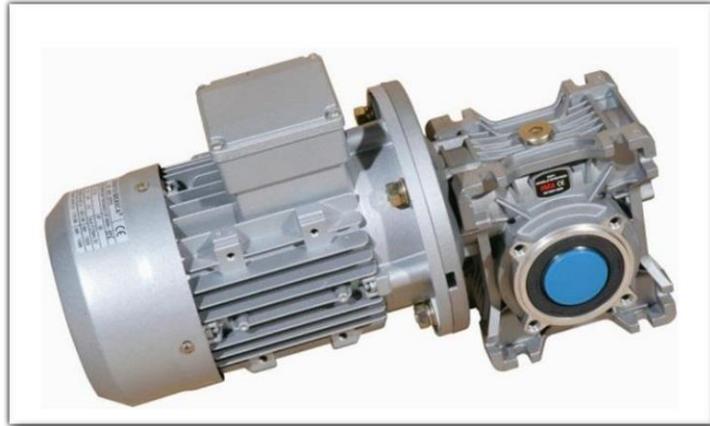


Figura 9. Grupo motriz, reductor clásico
Fuente: Heras, A (2014) Diseño de cinta transportadora.

Los empleados en cintas transportadores son, generalmente son:

- De corriente alterna.
- De jaula de ardilla, que es el más empleado.
- De rotor bobinado.
- De corriente continua.

2.2.4 Normativa

- Se respetan las normas ANSI, ISO, y DIN.
- Se acatarán los reglamentos IEC para los motores.
- La pauta CPE INEN 001:87 Código de prácticas para alimentos.

2.2.5 Reglamentación

En la etapa de diseño y elaboración de la maquina el contratista o subcontratista están obligados en cumplir las normativas y reglamentos publicados y sean aplicadas para los equipos y para el personal implicado.

- CTE-SE-EA-2006: Código técnico de la edificación, seguridad estructural, estructura de acero
- NCSR-02: norma de construcción sismo resistente.
- RBT- 2002: Reglamento Electrotécnico de Baja técnica, ITC Instrucciones Técnicas Complementarios.

- Reglamento de servicio de prevención, seguridad y salud en el trabajo.

2.3 Definición de términos básicos

Máquina: Es un aparato constituido por piezas móviles y fijas que utiliza la energía con la que cuenta para efectuar un determinado trabajo.

Motor eléctrico: Equipo que convierte la energía eléctrica en energía mecánica.

Ejes: Componente principal de una máquina donde se montan los demás elementos.

Diseño: Es una proyección, proceso previo de configuración mental, en búsqueda a una solución en cualquier campo.

La banda transportadora: Son elementos complementarios usados en las infraestructuras, su función es soportar, alzar, desplazar materiales hacia otro lugar. Son equipos que funcionan accionados por un motor, instalados en las líneas de proceso y funcionan de forma continuada.

Sistema de poleas: Una polea es una rueda con ranura que gira alrededor de un eje por la que se hace pasar una cuerda que permite vencer una resistencia R de forma cómoda aplicando una fuerza F .

Rodamientos: Es un accesorio de característica mecánica que disminuye el rozamiento de las piezas enlazadas entre sí, ayuda al movimiento y giro de los rodillos.

Piñón: Es una rueda dentada sobre la cual engrana la cadena que tiene como finalidad transferir la fuerza hacia los ejes.

Estructura: Es el armazón destinado a soportar y apoyar los elementos en la máquina.

Bandeja de salida: Componente que tiene como rol el de recibir los duraznos previamente clasificados por el sistema.

Tolva de alimentación: Es el componente de entrada, sirve para recibir los frutos y alimentar de forma más ordenada en la banda transportadora.

Maquina clasificadora: Aparato constituido de piezas móviles y fijas que tiene como función la clasificación de un determinado producto de acuerdo a sus características.

CAPÍTULO III

DESARROLLO DEL TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

3.1 Modelo de solución propuesto

Para atender la necesidad de clasificación de duraznos por tamaño en la empresa Frutos Colca S.A. Se ha realizado una serie de estudios, y ensayos recopilados con los datos proporcionados por el empresario, actividades realizadas de forma manual por los agricultores, se propone diseñar una máquina clasificadora con características mecánicas, de fácil operación de funcionamiento y mantenimiento que mejore la precisión en la selección por tamaño del durazno.

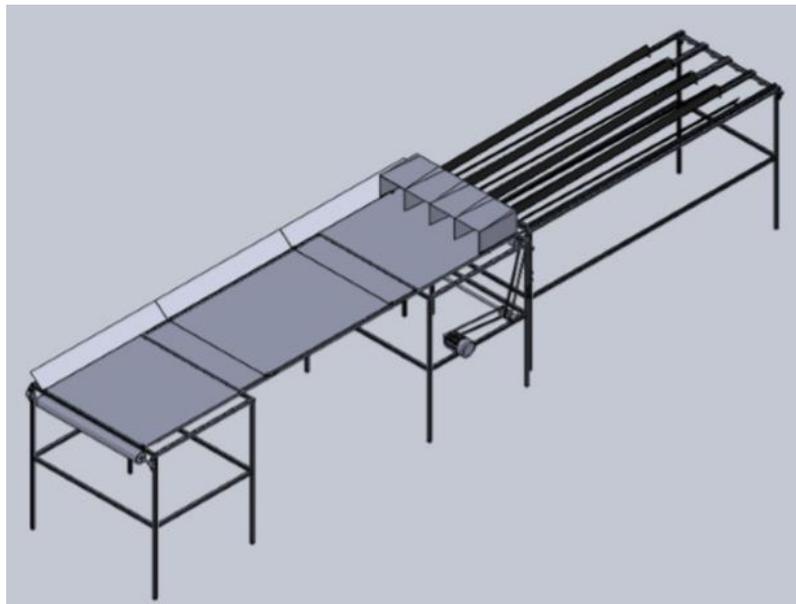


Figura 10. Máquina clasificadora propuesta
Fuente: Angos, M; Calvopiña, H (2013)

La empresa Frutos Colca S.A. su principal actividad está orientada en producir duraznos de la variedad Huayco rojo.

Los parámetros a tomar en cuenta en el diseño serán:

- El peso máximo estimada en el diseño será de 280 kg.
- La capacidad de clasificación estimada es de 280 kg/hora.
- Una jaba llena de frutas pesa 22 kg.

A continuación, se muestra un cuadro con 4 clases y sus medidas.

Tabla 2. Calibración de los duraznos

CLASE	LONGITUDINAL (mm)		TRANSVERSAL (mm)	
	MAYOR	MENOR	MAYOR	MENOR
PRIMERA	74	69	73	68
SEGUNDA	68	61	66	59
TERCERA	60	53	58	52
CUARTA	52	48	50	46

Fuente: Propia

3.1.1 Diseño mecánico

El diseño de la maquina clasificadora está conformado por cuatro sistemas divididos en:

3.1.1.1 Sistema motriz

El sistema motriz está conformado por 3 ejes, 3 cadenas de rodillos, 6 piñones y un motor.

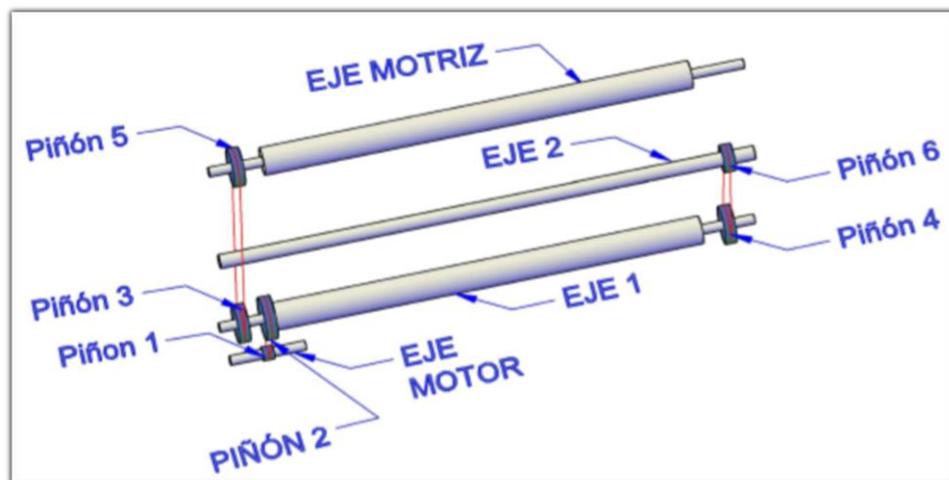


Figura 11. Esquema del sistema motriz
Fuente: Angos, M; Calvopiña, H (2013)

Procedemos a calcular la velocidad de giro del eje motriz aplicando los siguientes datos:

$$\text{Capacidad requerida} = 280 \frac{\text{Kilogramo}}{\text{hora}}$$

$$\text{Peso promedio por jaba} = 22 \text{ kg}$$

Seguidamente calculamos el tiempo que se demora en clasificar una jaba de duraznos:

$$\begin{aligned} \text{Tiempo por java de duraznos} &= \frac{22 \text{ kg}}{280 \text{ kg/hora}} = 0.078 \text{ horas} \\ &= 282 \text{ segundos} \end{aligned}$$

La longitud de los ejes que ejercen el movimiento de la banda transportadora mide 2 metros, como se aprecia en la fig.12. Esta longitud recorrerá las frutas hasta para llegar a la zona de selección.

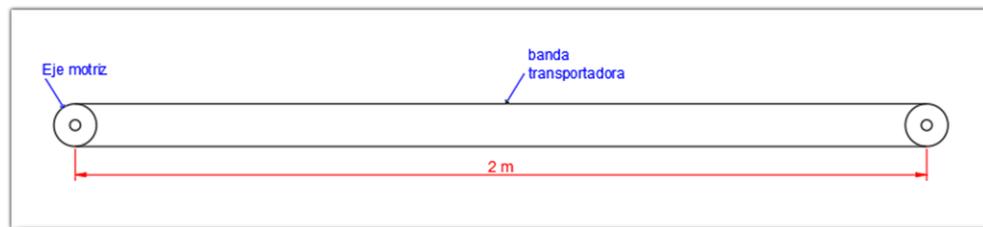


Figura 12. Distancia entre los ejes motrices
Fuente: Elaboración propia

En seguida procedemos en calcular la velocidad de la banda, aplicando la siguiente operación:

$$\text{Velocidad de la banda} = \frac{2 \text{ m}}{282 \text{ seg}} = 0.007 \text{ m/s}$$

El diámetro del tambor de la banda transportadora es de 50mm, como se aprecia en la figura 13. Este tambor es el más comercial y puede encontrarse con facilidad en el medio local.

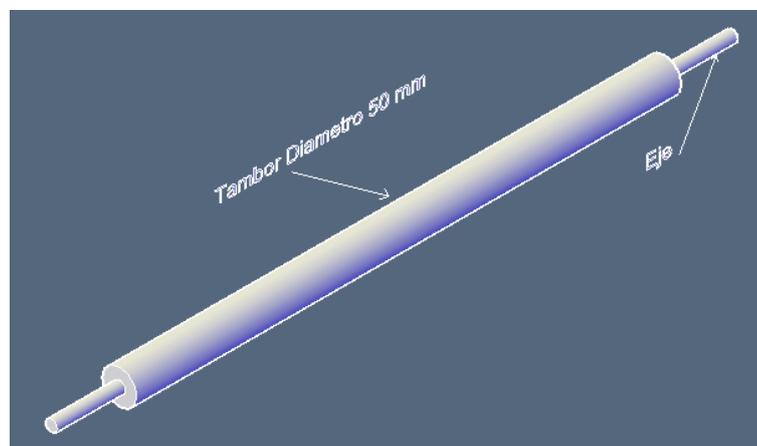


Figura 13. Esquema del cilindro y eje motriz
Fuente: Elaboración propia

Aplicando la siguiente formula se calcula la velocidad angular a la que se mueve el tambor.

$$V = \omega * r$$

$$\omega = \frac{V}{r} = \frac{0.007 \frac{m}{s}}{0.025 m} = 0.28 \frac{rad}{s}$$

Se convierte la velocidad angular a RPM:

$$n = 0.28 \frac{rad}{s} * \frac{60 s}{1 min} * \frac{1 rev}{2\pi rad} = 2.67 \text{ RPM}$$

Conocida la velocidad de rotación del eje motriz, se puede calcular las velocidades de los otros ejes de la maquina; suponiendo la velocidad de salida del motor en 30 RPM, mediante la acción de un motorreductor, siendo la velocidad de entrada 1200 RPM, la relación de reducción es de 10. Estos motores son ideales para este tipo de trabajo.

Sabiendo la velocidad de salida del motor, nos permite estimar la potencia requerida para nuestro proyecto.

Selección del motor

Para conocer la potencia requerida del motor, es necesario saber la potencia del sistema motriz en conjunto por lo que se requiere saber la potencia para mover cada eje y una potencia para mover la carga de durazno. Por lo tanto, se desea saber:

- Inercia de las masas en movimiento (masa del eje).
- Aceleración angular.
- Torque.

Para obtener la aceleración angular, primero conocer la velocidad de rotación de cada eje. Los resultados se indican en la tabla 3.

Tabla 3. Velocidades de los ejes

	Velocidad en RPM	Velocidad rad/seg
Eje motriz	2.67	0.28
Eje 1	2.67	0.28
Eje 2	6.54	0.68

Fuente: elaboración propia

3.1.1.1.1 Potencia requerida para accionar el eje motriz

- **Cálculo de la inercia del tambor**

Estimando un valor de 50 mm para el diámetro del tambor, con un grosor de 2 mm y una longitud de 0.8 metros, se procede a calcular el volumen del tambor:

$$V = \frac{\pi}{4} * (d_{ext}^2 - d_{int}^2) * L$$

$$V = \frac{\pi}{4} (0.05^2 - 0.048^2) * 0.8 \text{ m} = 1.23 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

Conociendo la densidad del material que es de 7850 kg/m³ se obtiene la masa aplicando la siguiente formula:

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$m = \rho * v = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1.23 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m = 0.97 \text{ kg} = 1 \text{ kg}$$

Calculado la masa del tambor, se duplica, debido a que el sistema cuenta con 2 tambores similares que hace girar la banda transportadora. En este caso, la masa estimada del tambor será de 2 kg.

El sistema de transmisión de movimiento seleccionado, está compuesto por catalinas y cadenas, las masas de estos elementos influyen al momento de calcular la inercia. Por lo tanto, se agrega 2 kg a la masa del tambor, el nuevo valor será de 4 kg, con este valor se calcula la inercia.

$$I = \frac{m}{8} (d_{ext}^2 - d_{int}^2)$$

$$I = \frac{4kg}{8} (0.05^2 - 0.048^2)$$

$$I = 1 * 10^{-4} kg * m^2$$

- **Cálculo de la inercia del eje**

Asumiendo un diámetro de 12.5 mm que es la cuarta parte del diámetro de los tambores, y 1 m de longitud se obtiene el volumen de los ejes aplicando la siguiente fórmula.

$$V = \frac{\pi}{4} (d^2) * L$$

$$V = \frac{\pi}{4} (0.0125^2) * 1 = 1.23 * 10^{-4} m^3$$

Para obtener la masa de los ejes se multiplica el volumen por la densidad del acero que es 7850 kg/m³.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$m = \rho * v = 7850 \frac{kg}{m^3} * (1.23 * 10^{-4} m^3)$$

$$m = 1 kg$$

Obtenida la masa de un eje se duplica el valor, porque el sistema cuenta con 2 ejes similares. Siendo la masa de los ejes de 2 kg.

Se procede a calcular la inercia.

$$I = \frac{m}{8} (d^2)$$

$$I = \frac{2}{8} (0.0125^2)$$

$$I = 3.9 * 10^{-5} kg * m^2$$

La inercia total sería, la suma de la inercia de los tambores y la de los ejes, siendo:

$$I = 1.39 * 10^{-4} kg * m^2$$

- **Cálculo de la aceleración angular**

La velocidad angular de estos elementos, es de 2.67 RPM, este valor lo transformamos en rad/seg.

$$\omega = 2.67 \text{ RPM} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}$$

$$\omega = 0.28 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

Teniendo la velocidad angular, calculamos la aceleración angular para el tiempo 0.5 seg, tiempo que tarda en llegar desde la posición de reposo hasta adquirir una velocidad de trabajo, por lo tanto, la aceleración angular será:

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = 0.56 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

- **Cálculo del torque**

Obtenidos los valores de la inercia total y de la aceleración angular, se calcula el torque aplicando la siguiente formula.

$$T = I * \alpha$$

$$T = (1.39 * 10^{-4} kg * m^2) * 0.56 \frac{rad}{s^2}$$

$$T = 0.078 * 10^{-3} Nm$$

- **Cálculo de la potencia**

Resulta de multiplicar el torque por la velocidad en RPM y dividiendo sobre la constante de conversión 9550 (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley; 2008):

$$P = \frac{T * n}{9550}$$

$$P = \frac{(0.078 * 10^{-3} Nm) * 2.67 RPM}{9550}$$

$$P = 2.18 * 10^{-8} kW$$

Para transformar la potencia en HP, se divide este valor para la constante 0.74:

$$P = 3 * 10^{-8} HP$$

Esta potencia es la que se necesita para hacer girar a los ejes motrices.

3.1.1.1.2 Potencia requerida para accionar el eje 1

Los cálculos se realizan suponiendo un diámetro de 25,4 mm y una longitud de 1 metro.

- **Cálculo de la inercia**

Primero para calcular la inercia se necesita saber el volumen:

$$v = \frac{\pi}{4} (d^2) * L$$

$$v = \frac{\pi}{4} (0.0254^2) * 1 = 5.1 * 10^{-4} m^3$$

Para obtener la masa de los ejes se multiplica el volumen por la densidad del acero que es 7850 kg/m³.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$m = 7850 \frac{kg}{m^3} * (5.1 * 10^{-4} m^3)$$

$$m = 4 kg$$

El sistema de transmisión de movimiento seleccionado, está compuesto por catalinas y cadenas, las masas de estos elementos influyen al momento de calcular la inercia. Por lo tanto, se agrega 6 kg a la masa del tambor, el nuevo valor será de 10 kg, con este valor se calcula la inercia.

$$I = \frac{m}{8} (d^2)$$

$$I = \frac{10}{8} (0.0254^2)$$

$$I = 8.06 * 10^{-4} kg * m^2$$

- **Calculo de la aceleración angular**

Por ser similar el eje 1 y el eje motriz tendrán una relación de transmisión de 1. Por esta razón, la aceleración angular será la misma:

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = 0.56 \frac{rad}{s^2}$$

- **Cálculo del torque**

Obtenidos los valores de la inercia total y de la aceleración angular, se calcula el torque aplicando la siguiente formula.

$$T = I * \alpha$$

$$T = (8.06 * 10^{-4} kg * m^2) * 0.56 \frac{rad}{s^2}$$

$$T = 0.45 * 10^{-3} Nm$$

- **Cálculo de la potencia**

Resulta de multiplicar el torque por la velocidad en RPM y dividiendo sobre la constante de conversión 9550

$$P = \frac{T * n}{9550}$$

$$P = \frac{(0.45 * 10^{-3} Nm) * 2.67 RPM}{9550}$$

$$P = 1.26 * 10^{-7} kw$$

Para transformar la potencia en HP, se divide este valor para la constante 0.74:

$$P = 1.7 * 10^{-7} HP$$

Esta potencia es la que se necesita para hacer girar al eje 1.

3.1.1.1.3 Potencia requerida para accionar el eje 2

Los cálculos se realizan suponiendo un diámetro de 25,4 mm y una longitud de 1 metro.

- **Cálculo de la inercia**

Primero para calcular la inercia se necesita saber el volumen:

$$v = \frac{\pi}{4}(d^2) * L$$
$$v = \frac{\pi}{4}(0.0254^2) * 1 = 5.1 * 10^{-4}m^3$$

Para obtener la masa de los ejes se multiplica el volumen por la densidad del acero que es 7850 kg/m^3 .

$$\rho = \frac{m}{v}$$
$$m = 7850 \frac{kg}{m^3} * (5.1 * 10^{-4}m^3)$$
$$m = 4 \text{ kg}$$

El sistema de transmisión de movimiento seleccionado, está compuesto por catalinas y cadenas, las masas de estos elementos influyen al momento de calcular la inercia. Por lo tanto, se agrega 2 kg a la masa del tambor, el nuevo valor será de 6 kg, con este valor se calcula la inercia.

$$I = \frac{m}{8}(d^2)$$
$$I = \frac{6}{8}(0.0254^2)$$
$$I = 4,83 * 10^{-4}kg * m^2$$

- **Cálculo de la aceleración angular**

La velocidad angular de estos elementos, es de 6.54 RPM, este valor lo transformamos en rad/seg.

$$\omega = 6.54 \text{ RPM} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}$$

$$\omega = 0.68 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

Teniendo la velocidad angular, calculamos la aceleración angular para el tiempo 0.5 seg, tiempo que tarda en llegar desde la posición de reposo hasta adquirir una velocidad de trabajo, por lo tanto, la aceleración angular será:

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = 1.36 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

- **Cálculo del torque**

Obtenidos los valores de la inercia total y de la aceleración angular, se calcula el torque aplicando la siguiente formula.

$$T = I * \alpha$$

$$T = (4,83 * 10^{-4} \text{kg} * \text{m}^2) * 1.36 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T = 6.57 * 10^{-4} \text{Nm}$$

- **Cálculo de la potencia**

Resulta de multiplicar el torque por la velocidad en RPM y dividiendo sobre la constante de conversión 9550

$$P = \frac{T * n}{9550}$$

$$P = \frac{(6.57 * 10^{-4} \text{Nm}) * 6.54 \text{ RPM}}{9550}$$

$$P = 4.5 * 10^{-7} \text{kw}$$

Para transformar la potencia en HP, se divide este valor para la constante 0.74:

$$P = 6.08 * 10^{-7} HP$$

Esta es la potencia que se necesita para hacer girar al eje 2.

3.1.1.1.4 Potencia necesaria para mover el durazno

Necesitamos calcular la potencia requerida para desplazar el durazno

$$P = 0,412 * v(600 + 16E + Q)$$

Donde:

$$P = \text{Potencia (w)}$$

$$v = \text{velocidad de la banda } \left(0,007 \frac{m}{s}\right)$$

$$E = \text{Distancia entre centros (2 m)}$$

$$Q = \text{Masa sobre la banda (280 kg)}$$

Reemplazando estos valores se obtiene:

$$P = 0,412 * 0.007(600 + 16 * 2 + 280)$$

$$P = 2.63w = 0.026kw$$

$$P = 0.035 HP$$

POTENCIA TOTAL

Por consiguiente, la potencia total que debe poseer el motor se calcula sumando las potencias obtenidas y se multiplica por un factor de servicio.

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$$

$$P_T = (3 * 10^{-8} HP) + (1.7 * 10^{-7} HP) + (6.08 * 10^{-7} HP) + 0.035 HP$$

$$P = 0.035HP$$

Como puede verse las potencias resultantes, para hacer girar los ejes son mínimas en relación a la potencia requerida para desplazar los duraznos. Esto se explica a que los ejes son componentes de masa relativamente pequeñas.

Se considera un factor de servicio, porque en el sistema va ocurrir eventos no previstos como: vibraciones por mal anclaje del motor, horas excesivas de funcionamiento, numerosas paradas y arranques y por instalaciones eléctricas inapropiadas.

Por todo esto se recomienda, considerar un factor de servicio de 3, pensando en compensar las pérdidas, finalmente se obtienen:

$$P = 0.035 HP * 3$$

$$P = 0.105HP$$

En conclusión, se necesita un motor de potencia 0.16 HP asumiendo una velocidad de entrada de 1200 RPM y una reducción de 10 nos arroja como resultado una salida de 120 RPM

3.1.1.1.5 Selección de catalinas

Para escoger las catalinas se recomienda considerar cierto procedimiento:

- Obtener la potencia total, considerando un factor de seguridad y multiplicar por la capacidad requerida.
- Saber a qué la velocidad se mueven los ejes.
- Saber las relaciones de transmisión entre los ejes.

Conocidos estos resultados, se utiliza la Tabla de capacidad de cadena estándar sencilla de rodillos N° 25 Paso ¼" encontrado en el catálogo INTERMEC para encontrar el número de dientes del piñón conductor partiendo de las RPM a las que va a girar. La tabla se visualiza en el anexo A.

Para saber la capacidad requerida, se emplea un factor de seguridad de 1.3. En seguida se hace la siguiente operación:

$$\text{Capacidad necesaria} = 0.035 * 1.3 = 0.046 \text{ HP}$$

$$\text{Velocidad de eje} = 120 \text{ RPM}$$

Como se muestra en la tabla, la velocidad de 120 RPM no está tabulada, procedemos a interpolar para encontrar el número de dientes.

Efectuada la interpolación, se muestra que, a 120 RPM, para cadena N° 25 de paso ¼", lubricación tipo A, con un piñón conductor de 12 dientes, soporta 0,046 HP. Para obtener la relación de transmisión de las demás catalinas calculamos:

Piñón 2

$$\text{Relación de transmisión} = \frac{120}{26.7} = 4.4$$

$$\text{Número de dientes} = 12 * 2.6 = 52$$

Piñones 3, 4, 5

$$\text{Relación de transmisión} = \frac{26.7}{26.7} = 1$$

$$\text{Número de dientes de los piñones 3, 4, 5} = 25$$

Piñón 6

$$\text{Relación de transmisión} = \frac{26.7}{65.4} = 0.5$$

$$\text{Número de dientes del piñón 6} = 25 * 0.5 = 13$$

En seguida se presenta una tabla de los piñones a hacer usados, con sus respectivas especificaciones dados en mm. La tabla se ubica en el anexo A.

Tabla 4. Piñones a utilizar (Para cadena ANSI N° 25 Paso 1/4")

# de Piñón	# de Dientes	Ø Total	Ø Hueco Estándar	Ø Hueco Máximo
1	12	27,5	6,35	16
2	52	108,8	12,70	51
3, 4, 5	25	54,1	9,53	38
6	13	29,6	6,35	18

Fuente: INTERMEC: la transmisión de potencia por cadena de rodillos: un compendio de información técnica; Tercera edición; pág. 19.

CÁLCULO DE LA FUERZA TANGENCIAL

Escogidos los piñones según los cálculos a requerir, verificar que la fuerza tangencial, no sobrepase lo permitido para estos piñones que para una cadena ANSI N° 25 con paso de 1/4", es de 3470 N.

Se obtiene la fuerza tangencial, dividiendo el torque el radio de cada piñón:

$$F = \frac{T}{r}$$

Donde:

$$T = \text{Torque (Nm)}$$

$$r = \text{Radio del piñón (m)}$$

Piñón 2

$$F = \frac{0.078 * 10^{-3} Nm}{\frac{108,8}{2000} m} = 0.0014 N$$

Piñones 3, 4

$$F = \frac{0.078 * 10^{-3} Nm}{\frac{54.1}{2000} m} = 0.0028 N$$

Piñón 5

$$F = \frac{0.45 * 10^{-3} Nm}{\frac{54.1}{2000} m} = 0.017 N$$

Piñón 6

$$F = \frac{6.57 * 10^{-4} Nm}{\frac{29.6}{2000} m} = 0.044 N$$

Se concluye que ningún piñón está afectado a una fuerza tangencial mayor a lo permitido.

3.1.1.2 Diseño del sistema mecánico

Este sistema está integrado por 3 ejes, en los cuales están ubicados los piñones y sobre estas actúa la fuerza tangencial calculada. Pero no serán consideradas como fuerzas actuantes en los ejes porque son considerablemente pequeñas en relación a la fuerza aplicada por el peso del mismo eje. Los piñones colocados en los extremos del eje, no ejercen una fuerza mayor para la deflexión del eje.

La única fuerza que va ser considerada será el peso del eje.

Diseño de los ejes 1 y 2

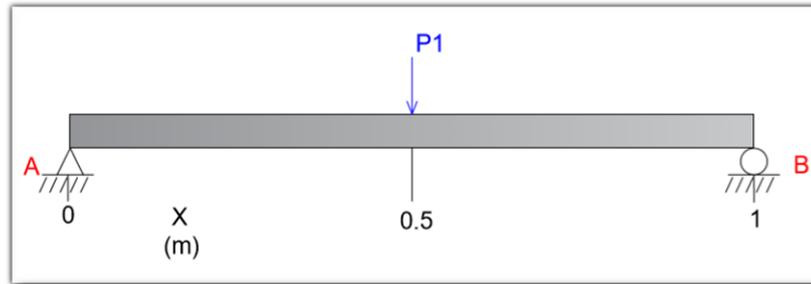


Figura 12. Diagrama de fuerzas actuantes en el eje 1 y 2.
Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley.

La fuerza P_1 se obtiene al multiplicar la masa por la gravedad y estará dada en N.

$$P_1 = 4 \text{ kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 40 \text{ N}$$

Las fuerzas de reacción en los puntos de apoyo son de 20 N en cada lado.

Para calcular el momento máximo se multiplica la carga puntual por la distancia a la que se encuentra ubicada.

$$M_{max} = 40 \text{ N} * 0,5 \text{ m} = 20 \text{ Nm}$$

Cálculo del diámetro

El diámetro se calcula mediante el proceso de prueba y error, suponiendo un diámetro base se efectúa una serie de ensayos hasta lograr un diámetro que determine un factor de seguridad idónea y una mínima deformaciones. La teoría de fallar a usar es del esfuerzo cortante máximo (ECM). Se supone un acero AISI 1080 HR, con un $S_y = 220 \text{ MPa}$ y un $S_u = 400 \text{ MPa}$.

Reunido los datos calculamos los esfuerzos en función del diámetro:

$$\delta_a, \delta_b = \frac{\delta_x + \delta_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\delta_x - \delta_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Donde:

$$\delta_x = \frac{M * c}{I} = \frac{32M}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{T * r}{J} = \frac{16T}{\pi * d^3}$$

$$\delta_y = 0$$

Teniendo los valores de: M_{\max} de 20 Nm y el torque T de $0,078 \times 10^{-3}$ Nm, calculamos:

$$\delta = \frac{203,71}{d^3}$$

$$\tau = \frac{0,004}{d^3}$$

Para empezar, suponemos un diámetro de 1" (25,4mm):

$$\delta_x = 12,431 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = 0,00024 \text{ MPa}$$

$$\delta_a, \delta_b = \frac{12,431}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{12,431}{2}\right)^2 + 0,00024^2}$$

$$\delta_a = 12,431 \text{ MPa}$$

$$\delta_b = -4,63 * 10^{-9} \text{ MPa}$$

Seguidamente se calcula el factor de seguridad n, dado que:

$$n = \frac{S_y}{\delta_a - \delta_b} = \frac{220}{12,43}$$

$$n = 17,7$$

Se procede a verificar que la deformación que sufre el eje es menor a la admitida, en nuestro caso es de 0,001 plg/pie, es decir 0,083

mm/m (DEUTSCHMAN A.; Diseño de máquinas, Teoría y práctica; Segunda edición). Mostrado en anexo A.

$$\gamma_{max} = \frac{P * L^3}{48E * I}$$

Donde:

$P =$ Carga aplicada (N)

$L =$ Longitud del eje (m)

$E =$ Módulo de elasticidad (Pa)

$I =$ Inercia ($kg * m^2$)

Se procede a calcular la deflexión máxima:

$$\gamma_{max} = \frac{40 N * (1 m)^3}{48 * 200 GPa * \frac{4 * (\frac{25,4}{2000})^2}{2}}$$
$$\gamma_{max} = 0,0000129 mm$$

Se encuentra una deformación menor a la admitida, pero por el contrario el factor de seguridad ha aumentado, esto hace que el diámetro baje a la mitad (12mm) haciendo una operación se obtiene:

$diámetro = 12 mm$

$n = 1,86$

$\gamma_{max} = 0,0000578 mm$

Hecho los cálculos correspondientes se llega a la conclusión que para ejecutar las condiciones de seguridad y deflexión usar como mínimo eje de diámetro de 12 mm y por encima de este cualquier diámetro es mucho mejor.

Diseño del eje motriz

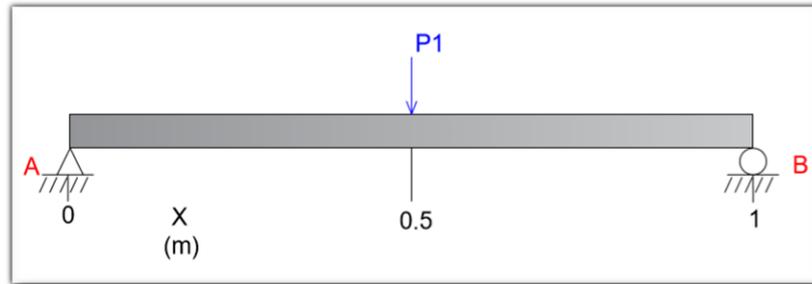


Figura 13. Diagrama de la fuerzas en el eje motriz.
Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley.

La fuerza P_1 se obtiene al multiplica la masa por la gravedad y estará dada en N.

$$P_1 = 2,25 \text{ kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 22 \text{ N}$$

Las fuerzas de reacción en los puntos de apoyo son de 11 N en cada lado.

Para calcular el momento máximo se multiplica la carga puntual por la distancia a la que se encuentra ubicada.

$$M_{max} = 22 \text{ N} * 0,5 \text{ m} = 11 \text{ Nm}$$

Cálculo del diámetro

El diámetro se calcula mediante el proceso de prueba y error, suponiendo un diámetro base se efectúa una serie de ensayos hasta lograr un diámetro que determine un factor de seguridad idónea y una mínima deformaciones. La teoría de fallar a usar es del esfuerzo cortante máximo (ECM). Se supone un acero AISI 1080 HR, con un $S_y = 220 \text{ MPa}$ y un $S_u = 400 \text{ MPa}$.

Reunido los datos calculamos los esfuerzos en función del diámetro:

$$\delta_a, \delta_b = \frac{\delta_x + \delta_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\delta_x - \delta_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Donde:

$$\delta_x = \frac{M * c}{I} = \frac{32M}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{T * r}{J} = \frac{16T}{\pi * d^3}$$

$$\delta_y = 0$$

Teniendo los valores de: M_{\max} de 11 Nm y el torque T de 0.45×10^{-3} Nm, calculamos:

$$\delta = \frac{112.04}{d^3}$$

$$\tau = \frac{0.0023}{d^3}$$

Para empezar, suponemos un diámetro de $\frac{1}{2}$ " (12,7mm):

$$\delta_x = 54,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = 0,0011 \text{ MPa}$$

$$\delta_a, \delta_b = \frac{54,6}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{54,6}{2}\right)^2 + 0,0011^2}$$

$$\delta_a = 54,6 \text{ MPa}$$

$$\delta_b = -2.216 * 10^{-8} \text{ MPa}$$

Seguidamente calculamos el factor de seguridad n dado que:

$$n = \frac{S_y}{\delta_a - \delta_b} = \frac{220}{54,6}$$

$$n = 4,02$$

Se procede a verificar que la deformación que sufre el eje es menor a la admitida, en nuestro caso es de 0,001 plg/pie, es decir 0,083 mm/m.

$$\gamma_{max} = \frac{P * L^3}{48E * I}$$

Donde:

$P = \text{Carga aplicada (N)}$

$L = \text{Longitud del eje (m)}$

$E = \text{Módulo de elasticidad (Pa)}$

$I = \text{Inercia (kg * m}^2\text{)}$

Se procede a calcular la deflexión máxima:

$$\gamma_{max} = \frac{22 \text{ N} * (1 \text{ m})^3}{48 * 200 \text{ GPa} * \frac{2,25 * (\frac{12,7}{2000})^2}{2}}$$

$$\gamma_{max} = 0,0000505 \text{ mm}$$

Se encuentra una deformación menor a la admitida, pero por el contrario el factor de seguridad ha aumentado, esto hace que el diámetro baje a la mitad (10mm) haciendo una operación se obtiene:

$\text{diámetro} = 10 \text{ mm}$

$n = 1,96$

$\gamma_{max} = 0,0000814 \text{ mm}$

Hecho los cálculos correspondientes se llega a la conclusión que para ejecutar las condiciones de seguridad y deflexión usar como mínimo eje de diámetro de 10 mm y por encima de este cualquier diámetro es mucho mejor.

3.1.1.3 Técnica de clasificación

Este sistema de selección está constituido por tubos cuadrados, rectángulos de acero negro y perfiles de acero inoxidable formando 4 estructuras como se puede ver en la figura, a través del cual gira

la cinta transportadora, haciendo que el fruto se desplace hasta alcanzar su apropiada clasificación.

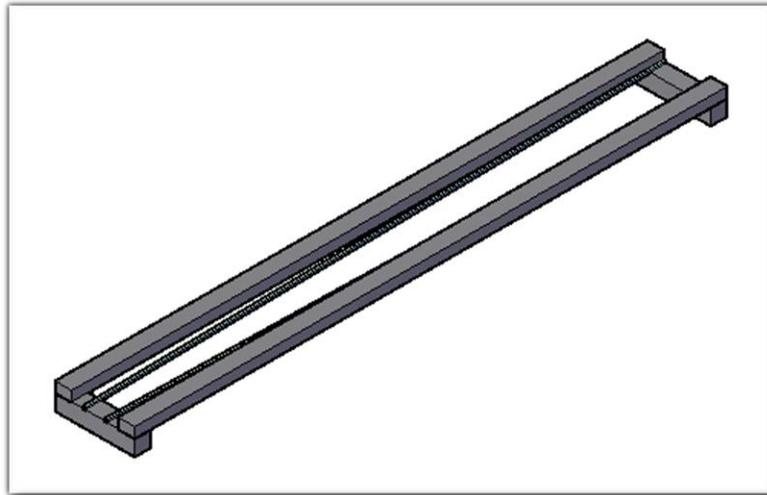


Figura 14. Esquema del clasificador
Fuente: Elaboración propia

Para obtener perfiles adecuados tener en cuenta los rangos de clasificación previamente establecidos como se muestra en la tabla 5.

Tabla 5. Tamaño de los frutos

Tamaño	1	2	3	4
Diámetro (mm)	<74 - 69>	<68 - 61>	<60 - 53>	<52 - 48>

Fuente: Frutos Colca

Mediante adecuado dimensionamiento de espacios se alcanzó las separaciones de las bandejas para que cumpla la correcta clasificación de frutas.

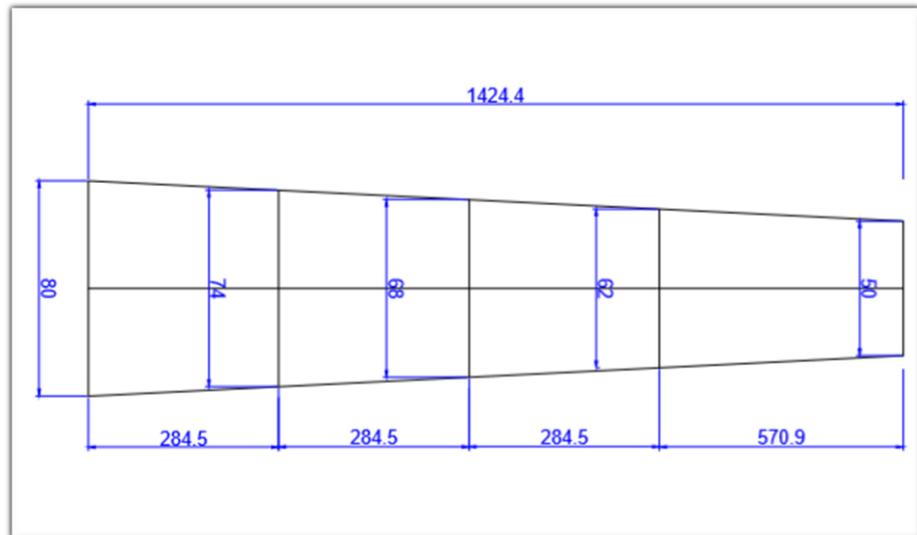


Figura 15. Separaciones de la estructura de clasificación en mm.
Fuente: Elaboración propia

3.1.1.4 Diseño de tolva de alimentación y bandeja de salida

Tolva de alimentación

El propósito de la tolva es contener las frutas que se encuentran en las jabas, y son vaciados en forma controlada y no directamente sobre la banda transportadora. La tolva de alimentación será hecha de planchas de acero estructural A36, se asienta sobre un soporte que pueda nivelar a la altura de nuestra mesa clasificadora la cual será hecha con perfiles cuadrados de acero color plata.

Bandeja de salida

El propósito de esta bandeja es la de recibir el fruto previamente clasificada por tamaño, esta bandeja será hecha de planchas acero estructural A36 dándole la forma cuadrada con sus debidas separaciones. Esta bandeja estará debidamente acondicionado de tal forma que el fruto no sufra daños debido a golpes en la caída para ello haremos uso de recubrimientos elásticos que harán que la superficie sea acolchado.

3.1.1.5 Diseño de la estructura de soporte

Para este proceso, se usó un programa CAD para realizar ensayos de simulación de las deformaciones partir de las cargas sometidas para este caso. Los resultados alcanzados prueban que los materiales a ser usados soportaron cargas aplicadas, con un factor de seguridad aceptable.

Para la simulación y el análisis se definió los siguientes criterios.

Tabla 6. Tabla de propiedades del acero A36.

Nombre	Acero A36	
General	Densidad	7,85 g/cm ³
	Esfuerzo a fluencia	207 Mpa
	Esfuerzo último	345 Mpa
Esfuerzo	Módulo de Young	210 Gpa
	Coefficiente de Poisson	0,3

Fuente: Tabla de datos obtenidos en la simulación del programa CAD

Tabla 7. Tabla de propiedades del acero galvanizado.

Nombre	Acero Galvanizado	
General	Densidad	7,85 g/cm ³
	Esfuerzo a fluencia	207 Mpa
	Esfuerzo último	345 Mpa
Esfuerzo	Módulo de Young	200 Gpa
	Coefficiente de Poisson	0,3

Fuente: Tabla de datos obtenidos en la simulación del programa CAD

Definido los materiales, se escogió las cargas aplicadas.

La carga que se utilizó para la simulación fue de 280 kg, aplicada de manera uniforme sobre la mesa clasificadora, con un área de 160000 mm², equivale aproximadamente a 0.002 MPa.

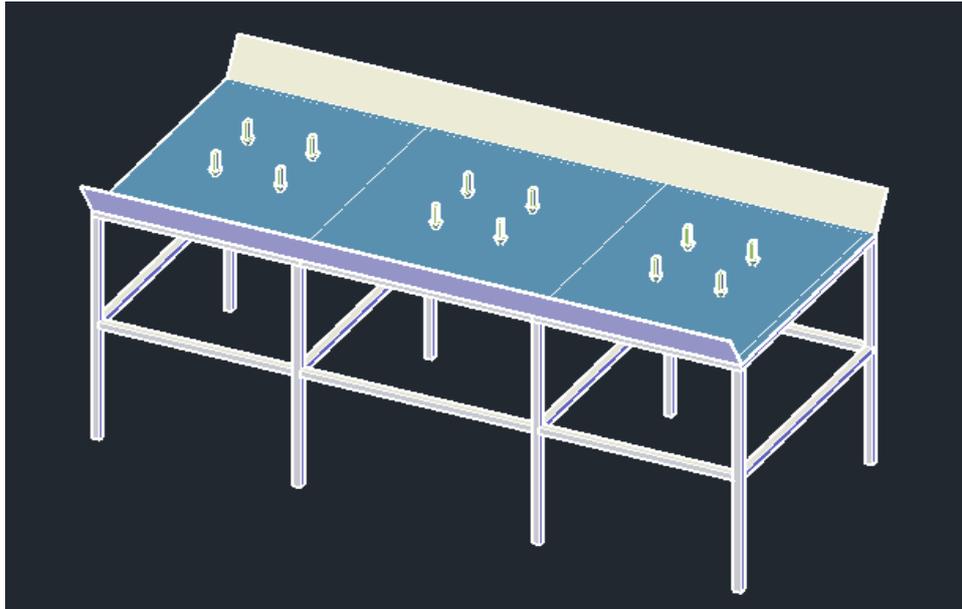


Figura 16. Cargas aplicadas en cada una de las mesas
Fuente: Programa CAD

Materiales

MATERIA PRIMA:

- 5 perfiles cuadrados de acero color plata de 40mm de ancho; e=2mm; L=6m
- 2 Planchas de acero ASTM A36 1220x2440x0.8 mm
- Eje de acero AISI- 1018 D=10 mm; L=1000 mm
- 2 Ejes de acero AISI- 1018 D=12 mm; L=1000 mm

ELEMENTOS SELECCIONADOS:

- Piñón ANSI 25B12
- Piñón ANSI 25B13
- 3 piñones ANSI 25B25
- Piñón ANSI 25B52
- Cadena de rodillos ANSI N° 25, paso, $\frac{1}{4}$ ", L=2m
- Banda transportadora de PVC para alimentos de 800 mm de ancho, longitud total 4 metros, espesor de 3 mm
- Motorreductor de $\frac{1}{4}$ " HP de potencia, monofásico de 110 v con velocidad de salida del eje de 120 RPM

3.1.1.6 Ensamble de la maquina clasificadora

En el ensamble se utilizaran los elementos previamente identificados y calculados en este tercer capítulo de desarrollo de trabajo. Enseguida se ira mencionando paso a paso el proceso de ensamble.

- 1.- Para la construcción de la estructura de soporte de la banda transportadora, técnica clasificadora y demás elementos se usaron perfiles cuadrados de acero, cortados y soldadas a las medidas exactas según indica el plano.
- 2.- Se hace uso de tubos cuadrados para hacer los soportes de la chumacera, usándolo como soporte para fijar la chumacera. En la cual irán colocados los cilindros con sus respectivos ejes y rodamientos.
- 3.- Se colocan las 3 planchas galvanizadas con sus accesorios para fijación (pernos M10, tuercas, arandelas de presión) sobre la estructura de la banda clasificadora dándole forma de una mesa con perfiles laterales para evitar caída del fruto.
- 4.- Se coloca el motor- reductor de 0.25 HP, se ubican los piñones y las cadenas para la transmisión de potencia hacia los ejes en el siguiente orden: eje motor- eje 1, eje 1- eje motriz, eje 1- eje 2.
- 5.- Se soldara las 4 unidades clasificadoras a la estructura del clasificador con un pequeño desnivel para hacer posible el proceso de clasificado por tamaño.
- 6.- Se une la banda transportadora con el sistema clasificador logrando así el paso del fruto a través de la colocación de unas perfiles -guías que harán de camino al fruto hacia las unidades de clasificación.
- 7.- Colocación de la tolva de alimentación y las bandejas de salida del fruto.
- 8.- La instalación de un pulsador on /off para el encendido y apagado de la maquina clasificadora.

3.1.2 Análisis de costos

Concluido el diseño de los elementos de la máquina clasificadora por tamaños se realiza un análisis económico del proyecto, para obtener información y determinar los posibles costos que determinaría la viabilidad del mismo.

Se realizó un presupuesto para estimar el costo promedio de cada elemento en moneda nacional; desde la etapa del diseño, y los costos que requeriría su construcción.

Tabla 8. Costo del diseño

Descripción	Nº Horas	S/. /Hora	TOTAL S/.
Diseñador 1	80	12	960
Asistente de diseño	90	9	810
Maestro mecánico	120	10	1200
Ayudante mecánico	100	8	800
TOTAL S/.			3770

Fuente: El autor

Tabla 9. Costo de los materiales.

Tipo	Cantidad	Descripción	Material	Valor S/.	Valor Total S/.
Plancha	1	1200x2400x1mm	Acero inoxidable	198	198
Perfil cuadrado	10	30x30x1mm	Acero negro	26.4	264
Plancha	3	1200x2400x1mm	Acero galvanizado	165	495
Eje	3	1000x15mm	Acero transmisión	49.5	148.5
Motor	1	0.25 HP	Varios	1320	1320
Rodamientos	10	D=12mm	Varios	33	330
Piñón 25B12	1	de 12 dientes	Acero al carbono	16.5	16.5
Piñón 25B13	1	de 13 dientes	Acero al carbono	26.4	26.4
Piñón 25B25	3	de 25 dientes	Acero al carbono	42.9	128.7
Piñón 25B52	1	de 52 dientes	Acero al carbono	56.1	56.1
Banda transportadora	1	4000x800x2mm	Caucho y grapas Inoxidables	490	980
Caja de cadena Nº 25	2	2 mts.	Acero al carbono	98	196
Extras				70
TOTAL					4229.2

Fuente: El autor

CONCLUSIONES

- Se concluye que para diseñar una maquina clasificadora de duraznos por tamaño, se debe tener en cuenta la capacidad de carga máximo de soporte, que en este caso fue de 280 kg/h. El diseño de esta máquina tiene características mecánicas, de fácil funcionamiento, para los tamaños de frutas seleccionados por categorías, es decir: Primera, Segunda, Tercera y Cuarta.
- Se concluye en concordancia con otros autores que para diseñar una maquina clasificadora por tamaño se debe tener en cuenta la importancia que tiene un plan de funcionamiento o metodología, es decir hacer uso de materiales y elementos con las que cuente nuestro mercado local, estimar sus costos aproximados. En este se seleccionó la siguiente metodología para la maquina clasificadora que está constituido de la unión de una banda transportadora con un sistema de clasificación.
- Se diseñó a través de cálculos justificativos para el dimensionamiento, bajo normas y reglamentos de construcción, haciendo uso de catálogos para elegir elementos según cálculos. Los elementos a utilizar son: 3 ejes de acero con medida de 15x1000 mm, 1 motor-reductor de 0.25 HP monofásico de 110 V y un piñón de 12,13, 25 y 52 dientes, etc.

RECOMENDACIONES

- En relación al diseño de la maquina clasificadora se recomienda no exceder de la carga o capacidad máxima de soporte a la cual fue diseñada todos los elementos que conforman la maquina además de considerar la normativa de fabricación de máquinas.
- En relación al plan de funcionamiento de nuestra maquina clasificadora se recomienda el diseño de bandejas de salida para nuestros frutos, que cuenten con un recubrimiento acolchado para que el fruto no sufra daños por la caída.
- En relación al diseño de los elementos que conforman nuestra maquina clasificadora se recomienda seleccionar un motor con una adición de potencia por encima de lo calculado para compensar las pérdidas sufridas por diferentes eventos como: mal anclaje del motor, fuertes vibraciones, malas instalaciones, etc.

BIBLIOGRAFÍA

- Alcalde, C., & Bone, E. (2013). *Diseño de una maquina clasificadora de tomate*. Escuela Politecnica Ncional, Quito.
- Angos, M., & Calvopiña, H. (2013). *Diseño, contruccion y simulacion de una maquina clasificadora de frutas por su tamaño*. Universida de las Fuerzas Armadas, Sangolqui- Ecuador.
- Bonifaz, C., & Pallasco, M. (2017). *Diseño y construcción de una máquina clasificadora de fresas a razon de 100 Kg/Hora*. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador.
- Fustamante, W., & Vásques, L. (2018). *Diseño de una máquina automatizada clasificadora de cebolla por tamaño*. Universidad Señor de Sipán, Pimentel.
- Heras, A. (2014). *Diseño de cinta transportadora*.
- Huarza, J. (2017). *Diseño de máquina clasificadora de paltas tipo hass*. Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa, Arequipa- Perú.
- Jeres, C. (2017). *Maquina para clasificar y contabilizar la produccion de tomate*. Universidad Técnica del Norte, Ibarra, Ecuador.
- Lascano, L. (2011). *La Ingenieria Mécanica*. Universidad Técnica de Ambato, Ambato.
- Monografias* . (s.f.). Obtenido de <http://www.monografias.com>
- Pazmiño, I. (2012). *Contruccion de un prototipo de maquina clasificadora de frutas*. Escuela de Formación de Tecnólogos, Quito.
- poscosecha del durazno*. (6 de febrero de 2014). Obtenido de poscosechadedurazno1.blogspot.com
- Ramos, A. (2019). *Sistema de clasificacion por tamaño*. Universidad de Piura, Piura.
- Reyes, M. (1988). *Design Concept and Operation of ASEAN packinghouse Equipament for fruit*. University of Philippines at Los Baños, Philippines.

ANEXOS
ANEXOS A
ANEXO 1

Tabla 10. Capacidad de cadena estándar

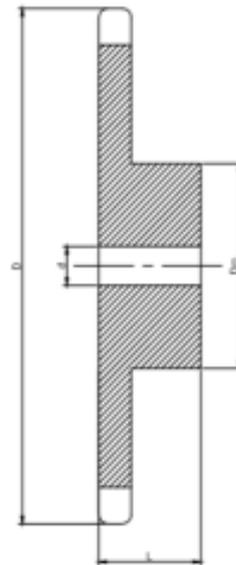
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS Nº 25 PASO 1/4"																											
Nº de dientes piñón conductor	R.P.M DEL PIÑÓN CONDUCTOR																										
	50	100	300	500	700	900	1200	1500	1800	2100	2300	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000			
9	0,02	0,04	0,12	0,18	0,25	0,31	0,41	0,50	0,58	0,67	0,79	0,93	1,06	1,02	0,86	0,73	0,63	0,56	0,49	0,44	0,40	0,36	0,33	0,30			
10	0,03	0,05	0,13	0,21	0,28	0,35	0,45	0,56	0,65	0,75	0,85	1,04	1,19	1,20	1,02	0,86	0,74	0,65	0,58	0,52	0,47	0,42	0,39	0,35			
11	0,03	0,05	0,14	0,23	0,31	0,39	0,50	0,62	0,73	0,83	0,98	1,15	1,32	1,38	1,16	0,99	0,86	0,75	0,67	0,60	0,54	0,49	0,45	0,41			
12	0,03	0,06	0,16	0,25	0,34	0,43	0,55	0,68	0,80	0,92	1,07	1,26	1,45	1,57	1,32	1,12	0,97	0,86	0,76	0,68	0,62	0,56	0,51	0,47			
13	0,04	0,06	0,17	0,27	0,37	0,47	0,60	0,74	0,87	1,00	1,17	1,38	1,58	1,77	1,49	1,27	1,10	0,96	0,86	0,77	0,69	0,63	0,57	0,53			
14	0,04	0,07	0,19	0,30	0,40	0,50	0,65	0,80	0,94	1,08	1,27	1,49	1,71	1,93	1,66	1,42	1,23	1,08	0,96	0,86	0,77	0,70	0,64	0,59			
15	0,04	0,07	0,20	0,32	0,43	0,54	0,70	0,86	1,01	1,17	1,36	1,61	1,85	2,08	1,84	1,57	1,36	1,20	1,06	0,95	0,86	0,78	0,71	0,65			
16	0,04	0,08	0,22	0,34	0,47	0,58	0,76	0,92	1,09	1,26	1,46	1,72	1,98	2,23	2,03	1,73	1,50	1,32	1,17	1,05	0,94	0,86	0,78	0,72			
17	0,05	0,08	0,23	0,37	0,50	0,62	0,81	0,99	1,16	1,35	1,56	1,84	2,11	2,38	2,22	1,90	1,64	1,44	1,28	1,24	1,03	0,94	0,86	0,79			
18	0,05	0,09	0,25	0,39	0,53	0,66	0,86	1,05	1,24	1,42	1,66	1,96	2,25	2,53	2,42	2,07	1,79	1,57	1,39	1,25	1,12	1,02	0,93	0,86			
19	0,05	0,09	0,26	0,41	0,56	0,70	0,91	1,11	1,31	1,50	1,76	2,07	2,38	2,69	2,62	2,24	1,94	1,70	1,51	1,35	1,22	1,11	1,01	0,93			
20	0,06	0,10	0,28	0,44	0,59	0,74	0,96	1,17	1,38	1,59	1,86	2,19	2,52	2,84	2,83	2,42	2,10	1,84	1,63	1,46	1,32	1,20	1,09	1,00			
21	0,06	0,11	0,29	0,46	0,62	0,78	1,03	1,24	1,46	1,68	1,96	2,31	2,66	2,99	3,05	2,60	2,26	1,98	1,76	1,57	1,42	1,29	1,17	1,08			
22	0,06	0,11	0,31	0,48	0,66	0,82	1,07	1,30	1,53	1,70	2,06	2,43	2,79	3,15	3,27	2,79	2,42	2,12	1,88	1,69	1,52	1,38	1,26	1,16			
23	0,06	0,12	0,32	0,51	0,69	0,86	1,12	1,37	1,61	1,85	2,16	2,55	2,93	3,30	3,50	2,98	2,59	2,27	2,03	1,80	1,62	1,47	1,35	1,24			
24	0,07	0,13	0,34	0,53	0,72	0,90	1,17	1,43	1,69	1,94	2,27	2,67	3,07	3,46	3,73	3,18	2,76	2,42	2,15	1,92	1,73	1,57	1,44	1,32			
25	0,07	0,13	0,35	0,56	0,75	0,94	1,22	1,50	1,76	2,02	2,37	2,79	3,21	3,61	3,96	3,38	2,93	2,57	2,28	2,04	1,84	1,67	1,53	1,40			
26	0,07	0,14	0,37	0,58	0,70	0,98	1,28	1,56	1,84	2,11	2,47	2,91	3,34	3,77	4,19	3,59	3,11	2,73	2,42	2,17	1,98	1,77	1,62	1,49			
28	0,08	0,15	0,40	0,63	0,85	1,07	1,38	1,69	1,99	2,29	2,68	3,15	3,62	4,09	4,54	4,01	3,47	3,05	2,70	2,42	2,18	1,98	1,81	1,66			
30	0,08	0,16	0,43	0,68	0,92	1,15	1,49	1,82	2,15	2,46	2,84	3,40	3,93	4,40	4,89	4,45	3,85	3,38	3,00	2,58	2,42	2,20	2,01	1,84			
32	0,09	0,17	0,46	0,73	0,98	1,23	1,60	1,95	2,30	2,64	3,09	3,54	4,18	4,72	5,25	4,90	4,25	3,73	3,30	2,96	2,67	2,42	2,21	2,03			
35	0,10	0,19	0,53	0,80	1,08	1,36	1,76	2,15	2,53	2,91	3,41	4,01	4,61	5,20	5,78	5,60	4,86	4,26	3,78	3,38	3,05	2,73	2,53	2,32			
40	0,12	0,22	0,58	0,92	1,25	1,37	2,03	2,48	2,93	3,36	3,93	4,04	5,52	6,00	6,68	6,85	5,93	5,21	4,62	4,13	3,73	3,38	3,09	2,83			
45	0,13	0,25	0,66	1,05	1,42	1,78	2,31	2,32	3,32	3,82	4,47	5,26	6,05	6,82	7,58	8,17	7,08	6,21	5,51	4,93	4,45	4,04	3,69	3,38			

Fuente: Catalogo Intermec

ANEXO 2:

Tabla 11. Dimensiones de piñones paso 1/4" para cadena ANSI N° 25 tipo B Sencillos

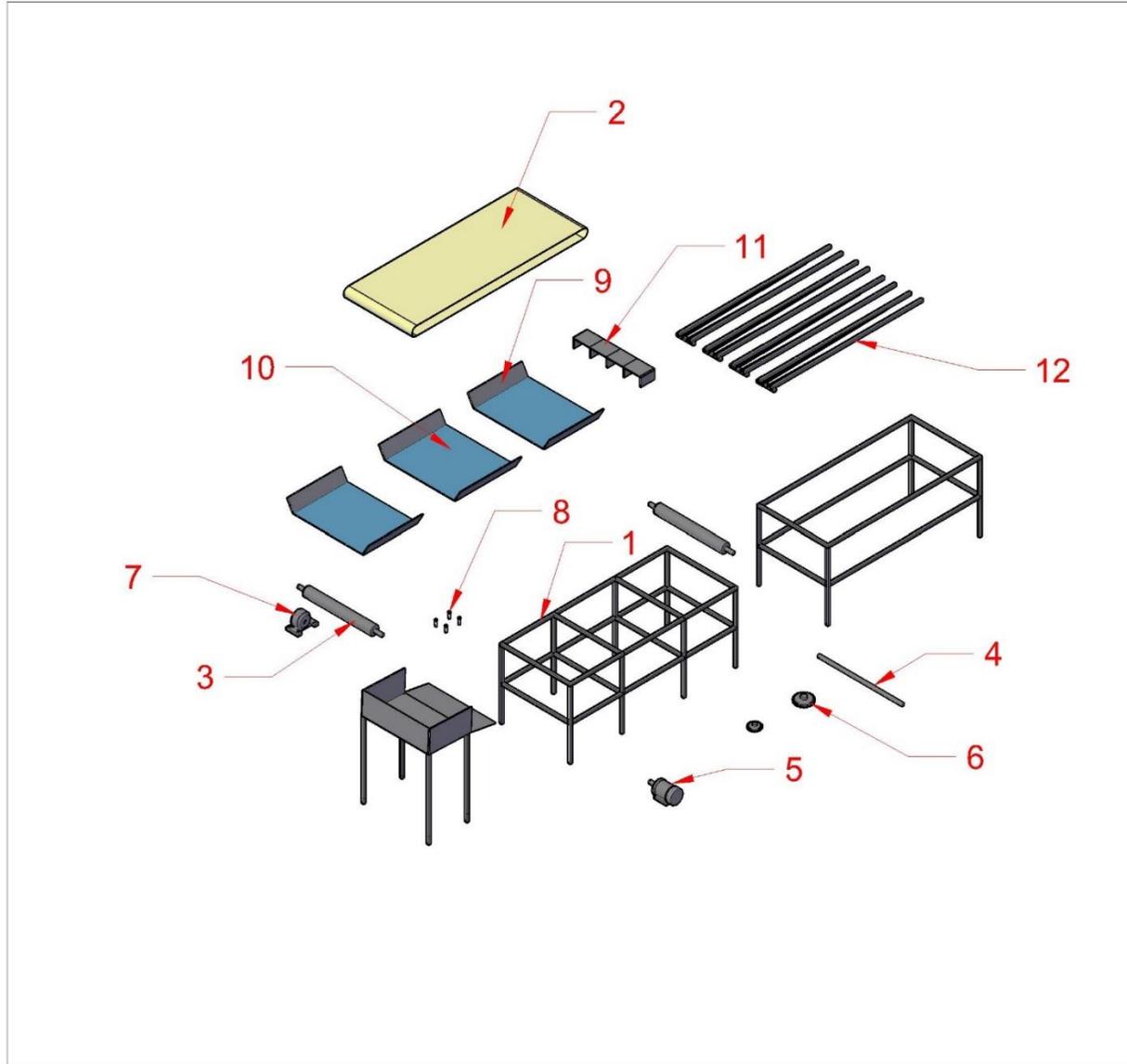
REF	D	Dm	L	d
25B9	21,2	11	15	6,35
25B10	23,4	13	13	6,35
25B11	25,5	14	13	6,35
25B12	27,52	16	13	6,35
25B13	29,6	18	13	6,35
25B14	31,6	21	13	6,35
25B15	33,7	23	13	6,35
25B16	35,7	25	13	6,35
25B17	37,8	26	13	6,35
25B18	39,8	29	13	6,35
25B19	41,9	28	15	9,53
25B20	43,9	33	16	6,35
25B21	45,9	35	16	6,35
25B22	48,0	37	16	6,35
25B23	50,0	38	16	6,35
25B24	52,1	38	16	9,53
25B25	54,1	38	16	9,53
25B26	56,1	35	16	9,53
25B27	58,2	38	16	9,53
25B28	60,1	38	16	9,53
25B29	62,2	35	16	9,53
25B30	64,2	38	16	9,53
25B31	66,2	38	16	9,53
25B32	68,3	38	16	9,53
25B33	70,3	38	16	9,53
25B34	72,3	38	16	9,53
25B35	74,4	38	16	9,53
25B36	76,4	38	16	9,53
25B37	78,4	38	16	9,53
25B38	80,4	38	16	9,53
25B39	82,5	38	16	12,70
25B40	84,5	51	16	12,70
25B41	86,5	51	19	12,70
25B42	88,8	51	19	12,70
25B43	90,6	51	19	12,70
25B44	92,6	51	19	12,70
25B45	94,6	51	19	12,70
25B46	96,6	51	19	12,70
25B47	98,7	51	19	12,70
25B48	100,7	51	19	12,70
25B49	102,7	51	19	12,70
25B50	104,7	51	19	12,70
25B51	106,7	51	19	12,70
25B52	108,8	51	19	12,70
25B53	110,3	51	19	12,70
25B54	112,8	51	19	12,70
25B55	114,9	51	19	12,70
25B56	116,9	51	19	12,70
25B57	118,9	50	20	10,00
25B58	120,9	50	20	10,00
25B59	123,0	50	20	10,00
25B60	125,0	50	20	10,00



Fuente: Catalogo Intermecc

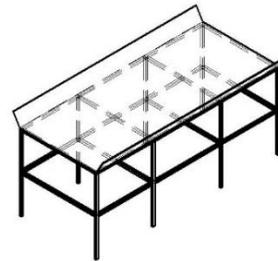
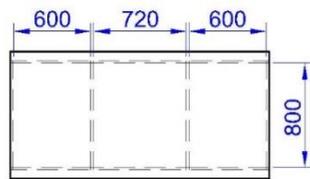
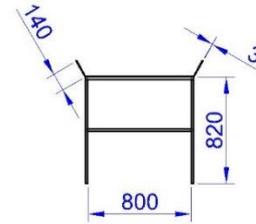
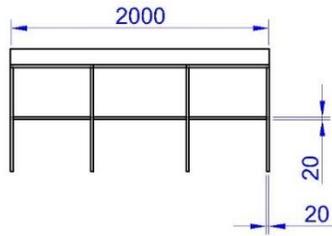
ANEXO B

PLANOS

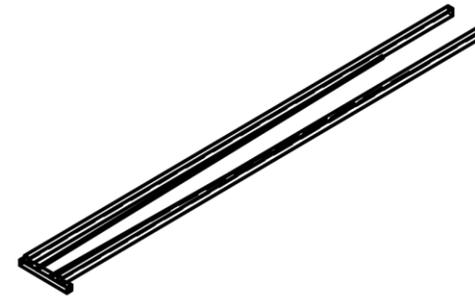
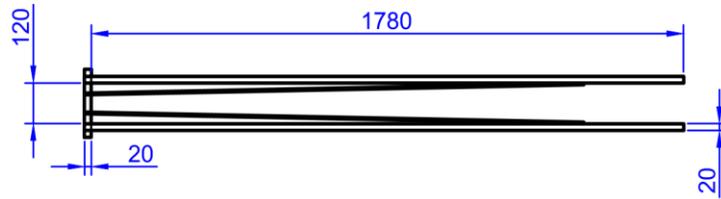
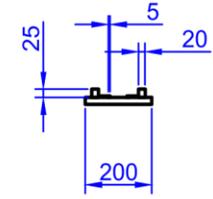
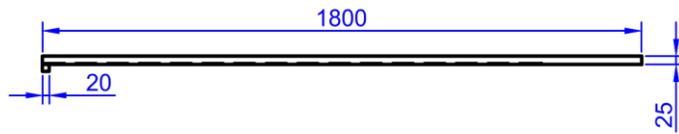


LISTA DE ACCESORIOS	
Nro	Descripción de elementos
01	Base
02	Cinta transportadora
03	Cilindro
04	Eje
05	Motor
06	Piñón
07	Rodamientos
08	Pernos
09	Perfiles guías
10	Soporte mesa
11	Guías para clasificación
12	Clasificador de Tamaño
13	Tolva de alimentación

PROYECTO: MÁQUINA CLASIFICADORA POR TAMAÑO	
PLANO: ELEMENTOS PARA EL ENSAMBLE	
DIBUJADO: WILLIAM VENTURO PADILLA	ESCALA: 1 : 50
REVISADO: WILLIAM VENTURO PADILLA	FECHA: 09-11-2019
UNTELS	L-01



PROYECTO: MÁQUINA CLASIFICADORA POR TAMAÑO	DIBUJADO: WILLIAM VENTURO PADILLA REVISADO: WILLIAM VENTURO PADILLA	ESCALA: 1 : 50 
PLANO: BASE DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA	UNTELS	FECHA: 09-11-2019 L-02



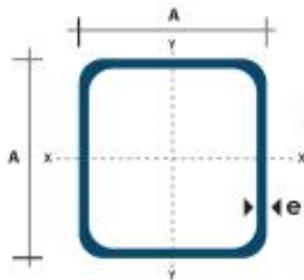
PROYECTO: MÁQUINA CLASIFICADORA POR TAMAÑO	DIBUJADO: WILLIAM VENTURO PADILLA	ESCALA: 1 : 20
	REVISADO: WILLIAM VENTURO PADILLA	
PLANO: SISTEMA CLASIFICADOR	UNTELS	FECHA: 09-11-2019 L-03

ANEXO C CATALOGOS

TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales:

Norma:	NTE INEN 2415
Calidad:	SAE J 403 1008
Acabado:	Acero negro o Galvanizado
Largo Normal:	6.00m y medidas especiales
Dimensiones:	Desde 20mm a 100mm
Espesores:	Desde 1,20mm a 5,00mm



Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Esesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ³
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.85	1.94
50	3.0	4.48	5.81	21.20	4.48	1.91
60	2.0	3.66	3.74	21.26	7.08	2.39
60	3.0	5.42	6.61	35.06	11.69	2.34
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.46	2.97
75	3.0	6.71	8.41	71.54	19.08	2.92
75	4.0	8.59	10.95	89.98	24.00	2.87
100	2.0	6.17	7.74	122.99	24.60	3.99
100	3.0	9.17	11.41	176.95	35.39	3.94
100	4.0	12.13	14.95	226.09	45.22	3.89
100	5.0	14.40	18.36	270.57	54.11	3.84

EJES

EJES

ACERO INOXIDABLE

Especificaciones Generales:

Norma: AISI 304

Descripción: Acero inoxidable austenítico al cromo-níquel con bajo contenido de carbono. Resiste a la corrosión intercrystalina hasta 300 C. Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, vapor, agua y ácidos, así como de soluciones alcalinas, si se emplea con la superficie pulida espejo.

Aplicaciones: Industrias alimenticias, cervecera, azucarera, utensillos domésticos, industria del cuero, farmacéutica, dental, etc...

Largo: 6 mts



COMPOSICIÓN QUÍMICA

%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Ni	%Cr
0 - 0,08	0 - 1	0 - 2	0 - 0,045	0 - 0,03	8 - 10,5	18 - 20

PROPIEDADES MECÁNICAS

RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm ²)	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm ²)	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
520	220	20	249 - 278

DIMENSIONES

DIÁMETRO
3/16"
1/4"
5/16"
3/8"
1/2"
5/8"
3/4"
1"
1-1/4"
1-1/2"
2"
2-1/2"
3"
3-1/2"
4"
5"
6"

EJES