

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE QUITO**

**CARRERA:**

**INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO  
DE: INGENIEROS MECÁNICOS**

**TEMA:**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PELADORA DE FRUTAS CON  
POTENCIA DE UN HP PARA LA MICROEMPRESA EL SALINERITO**

**AUTORES:**

**JIMMY ALEJANDRO LEITON HARO**

**DIEGO ANDRES MENESES MELO**

**DIRECTORA:**

**ING. NANCY VERONICA MORENO DIAGO**

**QUITO, MARZO 2019**

## Cesión de derecho de autor

Nosotros, Jimmy Alejandro Leiton Haro y Diego Andrés Meneses Melo con documento de identidad N° 1716154354 y 1713533519 respectivamente, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación “Diseño y construcción de una peladora de frutas con potencia de un hp para la microempresa El Salinerito”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultado para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en forma impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



-----  
Jimmy Alejandro Leiton Haro

C.I 1716154354



-----  
Diego Andrés Meneses Melo

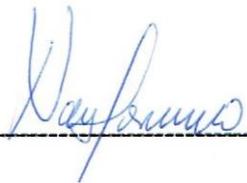
C.I 1713533519

Quito, marzo 2019

### **Declaratoria de coautoría del docente tutor**

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación “Diseño y construcción de una peladora de frutas con potencia de un hp para la microempresa El Salinerito” realizado por Jimmy Alejandro Leiton Haro y Diego Andrés Meneses Melo, obteniendo una máquina que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, Marzo 2019



-----

Ing. Nancy Verónica Moreno Diago

C.I 1758355307

## **Dedicatoria**

A Dios por guiarme en el transcurso de mi vida y en la carrera universitaria. A mis padres Jimmy y Marianela que son mi gran ejemplo en el día a día, gracias por el apoyo, por la transmisión de su sabiduría, humildad y amor, los amo con mi vida. A mi hermano José Ignacio que también comienza una nueva etapa en su carrera profesional. A mi esposa Claudia y a mi hijo Gerard que son mi gran motivo de lucha cada día para llegar a ser mejor persona y un gran profesional.

**Jimmy**

Un gran esfuerzo, un gran triunfo, todo no hubiese sido posible sin la bendición de Dios y el apoyo incondicional de mi madre y mi familia, por esta razón dedico a todos ellos este proyecto que es el inicio de una profesión, a ellos todo el sacrificio, el tiempo y el conocimiento adquirido con el que pude contar para la culminación de una meta de un objetivo planteado individualmente, pero alcanzado por un gran grupo. La distancia no ha sido obstáculo para recibir palabras de aliento y por eso mil gracias a todos aquellos me tendieron la mano cuando más lo necesité, para todos ellos va dedicado el fruto de mi trabajo.

**Diego**

## **Agradecimiento**

A la Universidad Politécnica Salesiana, a los docentes y autoridades que conforman la carrera de Ingeniería Mecánica por brindarnos sus conocimientos y valores adquiridos en el transcurso de su experiencia. A la Ingeniera Nancy Verónica Moreno Diago tutora del proyecto que con su experiencia y conocimientos se hizo posible la realización del proyecto. A la comunidad de Salinas en especial a la microempresa El Salinerito ya que hizo posible, la construcción de la máquina peladora de frutas.

## INDICE

CAPÍTULO I.....	1
1.1. Introducción.....	1
1.2. Procesamiento de alimentos .....	2
1.3. Proceso de pelado de frutas.....	2
1.3.1. Manzana .....	2
1.3.2. Piña .....	4
1.4. Importancia de la fabricación de máquina peladora de fruta .....	6
1.5. Tipos de peladoras .....	6
1.5.1. Peladora manual .....	6
1.5.2. Peladora manual eléctrica .....	7
1.5.3. Peladora mecánica por abrasión .....	7
1.5.4. Peladora mecánica de cuchillas.....	8
1.5.5. Peladora de rodillos de carborundo .....	9
1.6. Parámetros a considerar en la selección de alternativas. ....	9
1.6.1. Costos.....	9
1.6.2. Materiales.....	9
1.6.3. Montaje .....	10
1.6.4. Mantenimiento.....	10
1.6.5. Operación de la máquina.....	10
1.6.6. Simulación.....	10
1.6.7. Seguridad .....	10
1.7. Selección de alternativas .....	10
1.7.1. Alternativa 1 .....	10

1.7.2.	Alternativa 2.....	12
1.7.3.	Alternativa 3.....	13
1.8.	Comparación entre alternativas.....	14
1.9.	Alternativa seleccionada.....	16
CAPÍTULO II.....		17
2.	Componentes de la peladora.....	17
2.1.	Motor.....	17
2.1.1.	Motores eléctricos.....	17
2.2.	Eje.....	17
2.2.1.	Procedimiento para diseñar ejes.....	17
2.2.2.	Esfuerzo cortante para el diseño de par torsional.....	18
2.2.3.	Esfuerzo cortante para diseño con esfuerzo cortante vertical invertido ....	19
2.3.	Bandas.....	19
2.4.	Acero inoxidable.....	20
2.5.	Tornillo de potencia.....	21
2.6.	Definición soldadura.....	23
2.6.1.	Soldadura inoxidable.....	24
2.6.2.	GMAW.....	24
2.6.3.	GTAW.....	24
2.7.	Fórmulas y tablas de diseño de elementos mecánicos.....	25
2.8.	Teoría de fallas.....	32
2.8.1.	Materiales dúctiles.....	32
2.8.2.	Criterio de fluencia.....	32
2.8.3.	Criterio de la energía de la distorsión.....	34
2.8.4.	Teoría de Mohr Coulomb.....	34

2.9.	Cálculos y simulación .....	35
2.9.1.	Eje y poleas .....	35
2.9.2.	Eje del acople de transmisión de movimiento “matrimonio” .....	42
2.9.3.	Tornillo de arrastre .....	46
2.9.4.	Torque necesario para desplazar la media tuerca desplazamiento. ....	49
2.10.	Mesa bastidor .....	52
2.11.	Análisis de soldadura de la mesa-bastidor .....	55
2.12.	Eje plato giratorio .....	56
2.13.	Selección de rodamientos para el plato giratorio .....	59
2.14.	Eje tensor.....	63
2.15.	Manivela de plato giratorio .....	64
2.16.	Espesor de la pared del soporte lateral derecho.....	66
2.17.	Selección de pernos .....	67
2.17.1.	Selección de la cuchilla para el pelado de frutas.....	71
3.	Cálculo de costos .....	73
3.1.	Costos directos.....	73
3.2.	Costos de mano de obra .....	74
3.3.	Costos consumibles .....	75
3.4.	Costos totales.....	75
3.5.	Costos de depreciación .....	75
3.6.	Flujo neto efectivo .....	77
3.7.	Tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR).....	78
3.8.	Tasa mínima aceptable de rendimiento (VAN).....	79
3.9.	Tasa interna de retorno (TIR).....	80

3.10. Tiempo de la recuperación de la inversión ( <b>PRI</b> ) .....	81
4. Ensamblaje .....	83
4.1. Estructura de soporte .....	83
4.2. Motor y sistema de poleas .....	83
4.3. Catarinas, cadena y tensor .....	84
4.4. Acople para transmisión de movimiento y mecanismo de accionamiento. ....	85
4.5. Bandeja receptora de residuos del pelado de frutas.....	86
4.6. Resultados .....	86
4.6.1. Peso promedio de la manzana y piña.....	86
4.6.2. Capacidad del pelado manual.....	87
4.6.3. Capacidad de pelado en la máquina manualmente.....	89
4.6.4. Capacidad de pelado en la máquina automáticamente .....	90
4.6.5. Comparación de capacidades del proceso para pelar frutas.....	91
CONCLUSIONES .....	93
RECOMENDACIONES.....	94
ANEXOS.....	97

## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1 Partes de la manzana.....	3
Fig. 2 Partes principales morfológicas de la planta de piña.....	5
Fig. 3 Peladora manual.....	6
Fig. 4 Peladora manual eléctrica.....	7
Fig. 5 Peladora mecánica por abrasión.....	8
Fig. 6 Peladora mecánica de cuchillas.....	8
Fig. 7 Peladora de rodillos de carborundo.....	9
Fig. 8 Prototipo alternativa 1.....	11
Fig. 9 Prototipo alternativa 2.....	12
Fig.10 Prototipo alternativa 3.....	13
Fig. 11 Motor eléctrico partes principales.....	17
Fig. 12 Chaflanes en ejes.....	18
Fig. 13 Esfuerzo cortante en un eje giratorio.....	19
Fig. 14 Longitudes y ángulos de contacto de bandas.....	20
Fig. 15 Formas de roscas.....	22
Fig. 16 Soldadura de filete. a) Junta en T b) Junta a traslape.....	24
Fig. 17 Fuerzas en el eje de poleas.....	37
Fig. 18 Diagrama de fuerzas cortante en el eje de poleas.....	38
Fig. 19 Diagrama de momento flector en el eje de poleas.....	38
Fig. 20 Simulación del eje de poleas.....	41
Fig. 21 Fuerza en el eje del acople de transmisión de movimiento.....	43
Fig. 22 Diagrama de fuerzas cortantes en el eje del acople de transmisión de mov.....	44

Fig. 23 Diagrama de momento flector en el eje del acople de transmisión de mov.....	44
Fig. 24 Fuerza en el tornillo de arrastre.....	47
Fig. 25 Diagrama de fuerza cortante del tornillo de arrastre.....	47
Fig.26 Diagrama de momento flector del tornillo de arrastre.....	48
Fig. 27 Torque tornillo de arrastre.....	49
Fig. 28 Diseño de mesa-bastidor.....	52
Fig. 29 Diagrama de reacciones en la estructura.....	52
Fig. 30 Diagrama de fuerzas cortantes en la estructura.....	53
Fig. 31 Diagrama de momento flector en la estructura.....	53
Fig. 32 Simulación de cargas en la estructura.....	55
Fig. 33 Simulación del plato giratorio.....	59
Fig. 34 Simulación del eje tensor.....	64
Fig. 35 Simulación de la manivela de plato giratorio.....	65
Fig. 36 Fuerzas ejercidas en el soporte lateral derecho.....	67
Fig. 37 Selección de pernos.....	68
Fig. 38 Estructura finalizada.....	83
Fig. 39 Estructura en proceso de ensamblaje.....	83
Fig. 40 Diseño de poleas.....	84
Fig. 41 Sistema de poleas.....	84
Fig. 42 Conjunto de catarinas, cadena y tensor.....	84
Fig. 43 Mecanismo de accionamiento.....	85
Fig. 44 Acople para transmisión de movimiento mediante.....	85
Fig. 45 Conjunto de accionamiento para manual o automático.....	85

Fig. 46 Bandeja receptora de residuos del pelado de frutas.....86

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Composición química del fruto .....	4
Tabla 2 Componentes nutricionales de la piña.....	4
Tabla 3 Taxonomía .....	5
Tabla 4 Capacidad, dificultades.....	14
Tabla 5 Calificación siendo 1 el peor y 5 el mejor .....	15
Tabla 6 Análisis de partes .....	16
Tabla 7 Diámetros roscas Acme .....	23
Tabla 8 Valores de Se para un Sut .....	27
Tabla 9 Factor a y b para ka .....	27
Tabla 10 factor kb dependiendo del diámetro .....	28
Tabla 11 Diámetro equivalente según la geometría .....	28
Tabla 12 Factor kd dependiendo de Temperatura .....	29
Tabla 13 El factor ke dependiendo de la confiabilidad .....	29
Tabla 14 Valor para la constante f.....	30
Tabla 15 Factor q para determinar kf.....	31
Tabla 16 Relación diámetro y canal de polea.....	36
Tabla 17 Resistencia de los materiales .....	39
Tabla 18 Parámetros para elegir el factor de seguridad.....	40
Tabla 19 Selección de chumaceras dependiendo de las rpm. ....	42
Tabla 20 Dimensiones del eje para acople de transmisión de movimiento. ....	46

## SIMBOLOGÍA

$\tau$ : Esfuerzo cortante

$S_y$ : Resistencia a la fluencia

$N$ : Factor de seguridad

$\tau_{max}$ : Esfuerzo cortante máximo

$V$ : Fuerza cortante

$A$ : Área de sección transversal

$\sigma$ : Esfuerzo normal o axial

$\sigma_1$ : Esfuerzo normal uno

$\sigma_2$ : Esfuerzo normal dos

$\sigma_x$ : Esfuerzo normal en dirección del eje x

$\sigma_y$ : Esfuerzo normal en dirección del eje y

$\tau_{xy}$ : Esfuerzo cortante total

$F$ : Fuerza

$\tau$ : Esfuerzo cortante directo

$M$ : Momento flector

$y$ : Distancia del eje neutro

$I$ : Segundo momento de área

$\sigma_{max}$ : Esfuerzo normal máximo

$c$ : Magnitud máxima de y

$z$ : Módulo de sección

$T$ : Par de torsión

$r$ : Radio de la superficie exterior

$J$ : Segundo momento polar de inercia

$H$ : Potencia hp

$V_e$ : Velocidad  $\frac{ft}{min}$

$n$ : rpm

$k_a$ : Factor modificación de la condición superficial

$k_b$ : Factor modificación del tamaño

$k_c$ : Factor modificación de la carga

$k_d$ : Factor modificación de la temperatura

$k_e$ : Factor de confiabilidad

$k_f$ : Factor modificación de efectos varios

$S_{ut}$ : Resistencia a la rotura

$d_{equi}$ : Diámetro equivalente

$S_f$ : Resistencia a la fatiga

$S_e$ : Limite de resistencia a la fatiga

$a$  y  $b$ : constantes

$q$ : Sensibilidad a la muesca

$K_t$ : Concentración de esfuerzos

$E_f$ : Resistencia a la fluencia

## GLOSARIO

<b>Centroide:</b>	Punto en el cual la gravedad ejerce sobre un cuerpo.
<b>Sección:</b>	Es la unión o el punto en el cual se encuentra una superficie con otra superficie.
<b>Deflexión:</b>	Alejamiento de forma vertical desde un punto.
<b>Estática:</b>	Analiza el estado del equilibrio en cuerpos.
<b>Estructura:</b>	Elemento comúnmente que se utiliza o se fabrica para soportar fuerzas aplicadas sobre la misma.
<b>GMAW:</b>	Gas metal arc welding.
<b>GTAW:</b>	Gas tungsten arc welding.
<b>Inercia:</b>	Es la capacidad que tiene un cuerpo de estar en reposo o en movimiento, y evitar que su estado cambie como se encuentra al inicio
<b>Factor:</b>	Cantidad adimensional que se multiplica a otra cantidad.

## RESUMEN

El aumento de la producción en un proceso totalmente manual, es el principio de un objetivo de investigación, diseño y construcción para satisfacer la necesidad hacia el consumidor por parte de la micro empresa "El Salinerito"; la evaluación en el línea de procesamiento de alimentos en dicha planta fue el primer paso a seguir, con el fin de comprobar razones suficientes para la implementación de una máquina que facilite el proceso de pelado de frutas, en este caso en particular fueron las manzanas y piñas. El estudio de mercadeo sobre el tema de posibles alternativas de máquinas peladoras de frutas, fue la continuación del proceso respectivo para enfocarse en una idea determinada de diseño, analizando cada una de las opciones ya planteadas, se determinaría como la más adecuada una máquina cuyo funcionamiento es similar al de un torno industrial, con la que se lograría incrementar el volumen de producción en un alrededor del 50%, dicha máquina sería accionada por un motor cuya potencia es de  $\frac{1}{4}$  de hp, suficiente para poder que el operario pueda manipularla y accionarla con total seguridad. La eléctrica también sería parte de este proyecto pero en pequeño porcentaje, una botonera de accionamiento y el motor conformarían el grupo de accesorios eléctricos en la construcción de la máquina peladora de frutas, la aplicación de una teoría de diseño y factores de seguridad específico para este tipo de proceso en cada uno de sus partes principales fue comprobada y analizada mediante un software conocido como Solidworks, verificando de esta manera la validación de cada elemento seleccionado, considerando algunos criterios en el dimensionamiento de dichas partes así como también en el respectivo análisis de inversión y recuperación del capital invertido en este proyecto.

**Palabras clave:** diseño, construcción, máquina, dimensionamiento, proceso, implementación.

## ABSTRACT

The increase in production in a totally manual process is the beginning of an investigation, design and construction's goal, in order to satisfy the consumer's needs by the micro-enterprise "El Salinerito"; the evaluation in the food processing line in this plant was the first step to follow, with the aim of justifying the machine's implementation that simplifies the fruit peeling process, in this specific case of apples and pineapples. The market study for possible alternatives of fruit peeling machines, was the continuation of the investigation to focus on a certain design idea, in which each of the options already discussed was analyzed. It was determined that the most suitable machine was one that has the same operation as an industrial lathe. With this machine it was possible to increase the production's volume by approximately 50%. This machine would be powered by a  $\frac{1}{4}$  hp, that is enough for the operator to manipulate it and operate it with total safety. Electricity was also be part of this project but in small percentage. An operating push-button and the motor make up the electrical group accessories in the construction of the fruit peeling machine. The application of a design theory and specific safety factors for this type of process in each one of its main parts was checked and analyzed by software known as Solidworks. This software allows to validate each selected element, as well as verify its dimensions. In addition, an investment analysis and the recovery time of the capital invested in this project.

**Keywords:** design, construction, machine, sizing, process, implementation.

## **Generalidades**

### **Objetivo general:**

Diseñar y construir una peladora de frutas con potencia de un hp para la microempresa “El Salinerito”.

### **Objetivos específicos:**

- Evaluar la necesidad en el área de procesamiento de alimentos en la microempresa.
- Realizar un estudio de mercadeo para plantear una alternativa de diseño de una peladora de frutas.
- Diseñar una peladora de frutas con potencia de un hp.
- Seleccionar los dispositivos mecánicos, neumáticos y electrónicos para el diseño de la peladora de frutas.
- Validar el diseño mediante simulación empleando el software Solidworks.
- Realizar un análisis de costos de fabricación e implementación del equipo.

# CAPÍTULO I

## 1.1. Introducción

La comunidad Salinas de Guaranda, pertenece a la provincia de Chimborazo, es un sector dedicado al emprendimiento de microempresas, manejadas por sus propios habitantes, los mismos que aportan ideas y sus propias manos para sacar adelante esta comunidad Salesiana. En este proyecto se centrará en la parte de producción y venta del producto que contiene frutos deshidratados (manzana, piña, papaya y plátano).

Actualmente para éste producto se necesita de lavado, pelado, cortado, deshidratación de la fruta y empaquetamiento de la misma. En este proyecto se buscará mejorar el proceso de pelado el cual se lo estaba realizando a mano con pérdidas de tiempo el cual implica costos.

Implementando la máquina peladora de frutas se obtendrá una optimización de tiempos, por lo tanto, se podrá tener una mayor producción y un incremento de ingresos por el volumen logrado. El motor de 1 hp accionará todo el mecanismo de la máquina, sin inconvenientes ni retrasos, para que la microempresa se vea beneficiada con la misma.

La persona a cargo de pelar la fruta a mano será capacitada para el manejo de la misma con su respectivo manual, con el fin de evitar accidentes e incidentes laborales, que generen retrasos en la producción debido al mal manejo de la máquina peladora de frutas.

A partir de la selección de alternativas y tomando en cuenta los requerimientos del consumidor, se llevará a cabo la construcción de la máquina peladora de frutas con los conocimientos obtenidos.

## **1.2. Procesamiento de alimentos**

La microempresa “El Salinerito” es reconocida por la elaboración de productos lácteos, pero desde 1992 con el objetivo de dar un valor agregado a las materias primas nacionales viene produciendo de manera artesanal varios productos de alta calidad como por ejemplo: chocolates, turrone y hasta mermeladas, adicional que en este mismo año da inicio también a la empresa deshidratadora de hongos con el fin de generar una actividad económica diferente aprovechando recursos de la zona, de esta manera en el año 2010 da inicio una nueva idea mediante el proceso de deshidratación de frutas y es así como se comienza a producir una línea de snack con frutos deshidratados, siendo la manzana, piña, papaya y plátano las frutas utilizadas en este nuevo producto.

## **1.3. Proceso de pelado de frutas**

El proceso de elaboración en su totalidad es manual, el pelado y trozado de las frutas, mediante esto se ha detectado la pérdida considerable de tiempo, ocasionando una cantidad muy limitada en la producción de este nutritivo y saludable snack, a su vez que genera pérdidas de producto por la falta de una técnica adecuada y cuchillas que permitan la eliminación únicamente de la cáscara de la fruta más no de la fruta en sí. La problemática generada por el proceso manual se lo puede solucionar mediante una máquina encargada del proceso de pelado tanto de la piña como de la manzana, con el objetivo de reducir alrededor de un 50% el tiempo que se tarda en dicho proceso para cada fruta y aumentar el volumen de la producción utilizando el mismo personal.

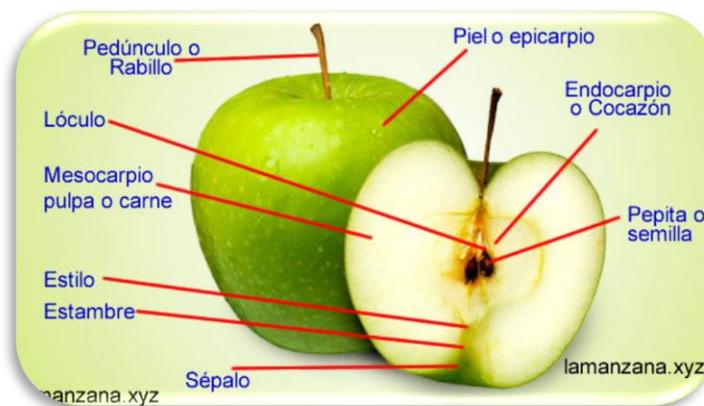
### **1.3.1. Manzana**

#### **1.3.1.1. Origen**

[1] El fruto de la manzana es principalmente originario de Europa y Asia, el cual se lo cultiva y se cosecha alrededor de 6000 años. Este fruto en su comienzo tenía un sabor agrio, al pasar los años la misma fue adquiriendo otro sabor convirtiéndose en una fruta muy apreciada y requerida por los consumidores en un valor accesible. La manzana tiene grandes propiedades y características alimenticias, también se la involucra en el área medicinal.

### 1.3.1.2. Aspectos generales

[2] El fruto de la manzana tiene una corteza muy carnosa la misma que se la puede ingerir y se origina en el receptáculo. Posee diferentes partes, como se indica en la (fig. 1), las cuales cumplen con una función específica. La división celular se finaliza en su crecimiento, por elongación de células llamadas parenquimáticas y por el incremento del tamaño de los espacios intercelulares. De un modo imperfecto las células se organizan en forma grupal entre 5 y 6 células, las mismas que crean grandes espacios intercelulares.



**Figura 1.** Partes de la manzana [2].

### 1.3.1.3. Composición química

[3] El PH que tiene la manzana varía entre 2,81 – 3,31 y con aproximadamente 11.5% de azúcares, las condiciones de cultivo varían estas características en forma directa. En forma general, el 94.5% de los componentes del fruto lo conforman el agua y azucares. Los componentes que contiene la manzana se mide por porción comestible, se toma una muestra de 100g por porción y se obtiene las siguientes cantidades como se indica en la (Tabla 1).

**Tabla 1.** Composición química del fruto [3].

Componentes por porción comestible de 100 g	
Humedad (%)	84,20
Fibra cruda (g)	0,50
Hidratos de carbono (g)	14,10
Ac. Ascórbico total (mg)	5,60
Cenizas (mg)	0,20
Calorías (Kcal)	56,00

### 1.3.2. Piña

#### 1.3.2.1. Origen

[4] La piña es una fruta tropical originaria de Sudamérica, específicamente en la región de Matto Grosso fue allí donde los conquistadores españoles y portugueses la descubrieron. La piña con su forma característica y distinguida es muy apetecida en la gastronomía de la zona del Caribe, originaria en el centro y sur de América con un grado elevado de aceptación en el continente europeo.

#### 1.3.2.2. Nutrición

[5] La composición de la piña es nutritiva en base de hidratos de carbono y absorción lenta, además un contenido muy rico de proteína vegetal y adicional se encuentra en gran cantidad potasio, yodo y vitaminas, como se indica en la (Tabla 2).

**Tabla 2.** Componentes nutricionales de la piña [5].

<b>Grasa</b>	<b>Fibra Dietética</b>
<b>Carbohidratos</b>	<b>Vitamina A</b>
<b>Proteína</b>	<b>Sodio</b>
<b>Calcio</b>	<b>Azúcar</b>
<b>Colesterol</b>	<b>Vitamina C</b>

### 1.3.2.3. Taxonomía

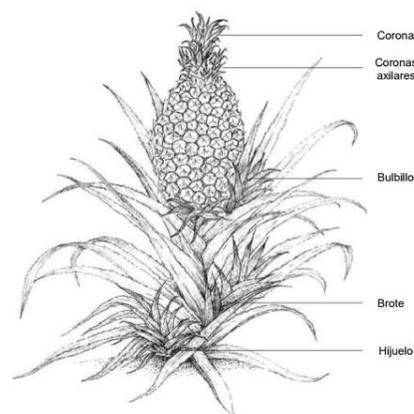
[4] La taxonomía es la ciencia que trata métodos, principios y fines de la clasificación científica, la cual está dividida como se indica en la (Tabla 3):

**Tabla 3.** Taxonomía [4].

<b>Reino:</b>	Vegetal
<b>Subreino:</b>	Embriofita
<b>División:</b>	Traqueofitas
<b>Subdivisión:</b>	Pteròpsidas
<b>Clase :</b>	Angiosperma
<b>Subclase:</b>	Monocotiledonea
<b>Orden:</b>	Farinales
<b>Familia:</b>	Bromeliaceae.
<b>Género:</b>	Ananas.
<b>Especie:</b>	Comosus
<b>Variedad:</b>	MD2

### 1.3.2.4. Morfología

[6] La piña pertenece a la familia de la herbácea perenne que da origen a una fruta múltiple. Posteriormente a la maduración de los frutos iniciales, dicha planta genera nuevos brotes desde yemas axilares, para crear ejes de crecimiento con la capacidad de dar origen a otro fruto. Sus partes principales se mencionan en la (fig. 2).



**Figura 2.** Partes principales morfológicas de la planta de piña [6].

#### **1.4. Importancia de la fabricación de máquina peladora de fruta**

Con todo lo indicado anteriormente en el proceso del pelado de la fruta (manzana y piña) se procede a diseñar y fabricar una máquina que realice dicho proceso con el principal objetivo de reducir el tiempo de producción en un 50% tomando en cuenta el flujograma de producción (tiempos de pelado en forma manual). La máquina tiene dimensiones aproximadas de 650 mm x 50 mm x 45 mm, compuesta por poleas, catalinas, ejes, tornillo sin fin, una banda, una cadena, un motor de 1 hp, una estructura metálica como base, un sujetador de fruta fijo y uno móvil, con un funcionamiento sencillo para la persona que será operaria de dicha máquina.

#### **1.5. Tipos de peladoras**

##### **1.5.1. Peladora manual**

[7] Esta peladora como se indica en la (fig. 3), Posee una hoja con un filo que mediante acción mecánica de la persona que manipula retira la cascara; la desventaja principal es provocar un accidente de corte, pero se contra resta con su bajo costo.



**Figura 3.** Peladora manual [7].

### 1.5.2. Peladora manual eléctrica

[7] Esta peladora como se indica en la (fig. 4), es elaborada de plástico y de aluminio la misma que posee un motor eléctrico el cual evita que el operario realice un esfuerzo adicional, también es de fácil manipulación y de transporte ligero.



**Figura 4.** Peladora manual eléctrica [7]

### 1.5.3. Peladora mecánica por abrasión

[7] Esta peladora como se indica en la (fig. 5), logra su objetivo desgastando la corteza de la fruta por medio del rozamiento. Posee un material abrasivo duradero y muy resistente. Una de sus ventajas es la producción de una cantidad elevada de frutas, generando desperdicios no mayores al 14% aproximadamente; es fabricada mediante acero inoxidable y aluminio. Los desperdicios generados son rechazados instantáneamente, mediante la propulsión de agua continuamente.



**Figura 5.** Peladora mecánica por abrasión [7]

#### 1.5.4. Peladora mecánica de cuchillas

Esta peladora tiene incorporada un sistema que viene incorporado de cuchillas, un cuerpo cilíndrico la misma que posee navajas de dos filos ubicadas de forma paralela como se indica en la (fig. 6).

El daño que sufre la máquina durante el proceso es mínimo conservando por más tiempo un estado aceptable.



**Figura 6.** Peladora mecánica de cuchillas [7].

### 1.5.5. Peladora de rodillos de carborundo

[7] Es apta para el pelado continuo. Tiene incorporada 11 rodillos para el respectivo pelado, los mismos que cuentan con un recubrimiento de carborundo y para desplazar el producto de manera uniforme cuenta con un tornillo de potencia como se indica en la (fig. 7). El montaje de los rodillos va de forma continua; en la parte más baja se encuentra ubicados los dos centrales y gradualmente los demás rodillos.

El desmontaje de la máquina es rápido y sencillo, el accionamiento se lo realiza a través de una polea de distribución, la misma que posee diferentes posiciones de velocidad.



Figura 7. Peladora de rodillos de carborundo [7]

## 1.6. Parámetros a considerar en la selección de alternativas.

### 1.6.1. Costos

El presupuesto de la máquina es un parámetro indispensable el mismo que tiene que estar sujeto como máximo al valor expuesto en el plan de tesis incluyendo calidad, seguridad y normas alimenticias.

### 1.6.2. Materiales

Los materiales deben cumplir con normas de la industria alimenticia en el Ecuador, como se indica en el Reglamento de Alimentos con el decreto Ejecutivo número 4114, cuyo registro Oficial es el 984 del 22 de Julio de 1988 en cuyo Art. 72 manifiesta el tipo de materiales que se deben utilizar. [8]

### **1.6.3. Montaje**

El montaje de todos los elementos que componen a la máquina, deben ser fáciles de implementar y enlazar cada uno de ellos.

### **1.6.4. Mantenimiento**

El plan de mantenimiento propuesto por los fabricantes debe estar claro y entendible para que cualquier persona que lo vaya a realizar pueda comprender los pasos a seguir y de esta manera alargar la vida útil de la máquina.

### **1.6.5. Operación de la máquina**

Debe ser manejable para cualquier persona a cargo de la máquina y sencilla de operar.

### **1.6.6. Simulación**

La simulación es un parámetro indispensable ya que mediante esta se puede verificar sobredimensionamiento y exceso de material a utilizar.

### **1.6.7. Seguridad**

Es fundamental ya que los trabajadores que estén cerca o en contacto de la máquina podrían sufrir accidentes. [9].

## **1.7. Selección de alternativas**

### **1.7.1. Alternativa 1**

Esta alternativa se basa en un taladro de pedestal adaptándolo para un pelado de piña y manzana en forma vertical, como indica en la (fig. 8).



**Figura 8.** Prototipo alternativa 1.

#### **1.7.1.1. Partes**

- Motor 1 hp
- Poleas
- Bandas
- Cremallera
- Piñones
- Engranés
- Copas cambiables

#### **1.7.1.2. Ventajas**

- Mantenimiento mecánico fácil de realizarlo
- Materiales fáciles de conseguir
- Montaje rápido

#### **1.7.1.3. Desventajas**

- Posición vertical
- Incomoda manipulación
- Materiales costosos

### 1.7.2. Alternativa 2

Esta alternativa se basa en un torno adaptándolo para un pelado de piña y manzana en forma horizontal, como indica en la (fig. 9).



**Figura 9.** Prototipo alternativa 2.

#### 1.7.2.1. Partes

- Motor  $\frac{1}{4}$  hp
- Tornillo sin fin
- Cuchillas
- Catalinas
- Cadena
- Un solo eje de sujeción
- Acople de transmisión de movimiento

#### 1.7.2.2. Ventajas

- Manual y automática
- Fácil manipulación
- Materiales económicos

#### 1.7.2.3. Desventajas

- Cambio de cuchillas cada 3 meses
- Limpieza diaria

- Colocación de grasa diaria

### 1.7.3. Alternativa 3

Esta alternativa se basa en una peladora de papas actualmente utilizado en la industria alimenticia, aptándolo para un pelado de piña y manzana con rodillos, como indica en la (fig. 10).



**Figura 10.** Prototipo alternativa 3.

#### 1.7.3.1. Partes

- Motor 2 hp
- Rodillos
- Rodamientos
- Poleas
- Sistema de agua

#### 1.7.3.2. Ventajas

- Capacidad de manzana
- Manipulación sencilla
- Recoge automáticamente los desechos

#### 1.7.3.3. Desventajas

- Capacidad de piña
- Importación de materiales

- Montaje complicado de rodillos

### 1.8. Comparación entre alternativas.

Según los parámetros más importantes que influyen directamente en el pelado se realiza una tabla de comparación entre alternativas como se puede observar en la (Tabla 4).

**Tabla 4.** Capacidad, dificultades

<b>Parámetros</b>	<b>Alternativa 1</b>	<b>Alternativa 2</b>	<b>Alternativa 3</b>
<b>Potencia del motor (hp)</b>	1	$\frac{1}{4}$	2
<b>Voltaje del motor</b>	110	110	220
<b>Capacidad de pelado de piñas (<math>\frac{kg}{h}</math>)</b>	102	187	15
<b>Capacidad de pelado de manzanas (<math>\frac{kg}{h}</math>)</b>	33	41	53
<b>Dificultad de conseguir materiales</b>	No	No	Si
<b>Dificultad en el mantenimiento</b>	Si	No	Si
<b>Dificultad en el montaje</b>	Si	No	Si
<b>Importación de repuestos</b>	No	No	Si

- Se observa que el motor de la alternativa 2 es de menor potencia por lo tanto el costo del mismo es menor.
- El voltaje utilizado de la alternativa 2 y 1 es de 110v por lo tanto es más fácil conseguir una toma de esta característica.
- La capacidad con relación a la piña y a la manzana indica que la opción dos es la mejor.

- Con relación a las dificultades la alternativa 2 no tiene ni una sola dificultad comparada con las otras dos.

Se coloca una puntuación siendo 1 desfavorable hasta llegar a 5 siendo favorable para la construcción de la peladora de piñas y manzana, la alternativa con mayor puntuación sería la selección a seguir, como se indica en la (Tabla 5).

**Tabla 5.** Calificación siendo 1 el peor y 5 el mejor

<b>Parámetro</b>	<b>Alternativa 1</b>	<b>Alternativa 2</b>	<b>Alternativa 3</b>
Costo	3	4	1
Materiales	4	5	4
Montaje	3	4	5
Manejo	3	5	4
Construcción	3	4	3
Seguridad	3	5	4
Mantenimiento	3	5	2
<b>Total</b>	<b>22</b>	<b>32</b>	<b>23</b>

- La alternativa 2 obtiene la mejor puntuación entre las tres alternativas

Analizamos las partes que se deben implementar en cada una de las alternativas como se demuestra en la (Tabla 6).

**Tabla 6.** Análisis de partes

Partes	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Poleas	Si	Si	Si
Piñones	Si	Si	Si
Motor	Si	Si	Si
Tornillo de potencia	Si	Si	No
Depósito de basura	No	Si	Si
Cremallera	Si	No	No
Acople de transmisión de movimiento	No	Si	No
Chumacera	No	Si	No
Cadena	No	Si	No
Rodillos	No	No	Si
Copas de sujeción	Si	Si	No
Cuchillas	Si	Si	No

- Las partes a utilizar en la alternativa 3 son difíciles de conseguir, importar y fabricar
- Las partes de la alternativa 1 y 2 son las más convenientes por disponibilidad
- Por tener más de costos analizando la alternativa 2 es la mejor ya que tiene componentes más sencillos.

### 1.9. Alternativa seleccionada

Analizando todas las matrices comparativas mostradas anteriormente se decide por la **alternativa 2**, por las siguientes razones:

- Bajos costos de fabricación
- Manipulación sencilla
- Cualquiera persona la puede operar
- Mantenimiento sencillo
- Repuestos fáciles de conseguir
- Materiales económicos
- Capacidad alta

## CAPÍTULO II

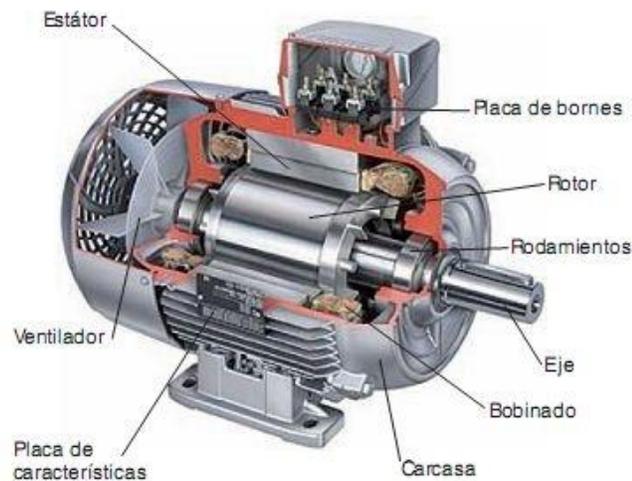
### 2. Componentes de la peladora

#### 2.1. Motor

[10] El motor es la parte esencial de cualquier máquina para hacer funcionar un sistema, mediante la transformación de algún tipo de energía, en otra que pueda realizar un trabajo.

##### 2.1.1. Motores eléctricos

[10] Si el trabajo es resultado de una corriente eléctrica. La inducción electromagnética es el principal accionamiento que produce la electricidad para generar movimiento, estos pueden ser: monofásico (una fase), trifásico (tres fases), con imanes o sin imanes. El grosor del alambre está relacionado directamente con la potencia que se va a ejercer el motor, las partes que le componen a un motor eléctrico se muestra en la (fig. 11).



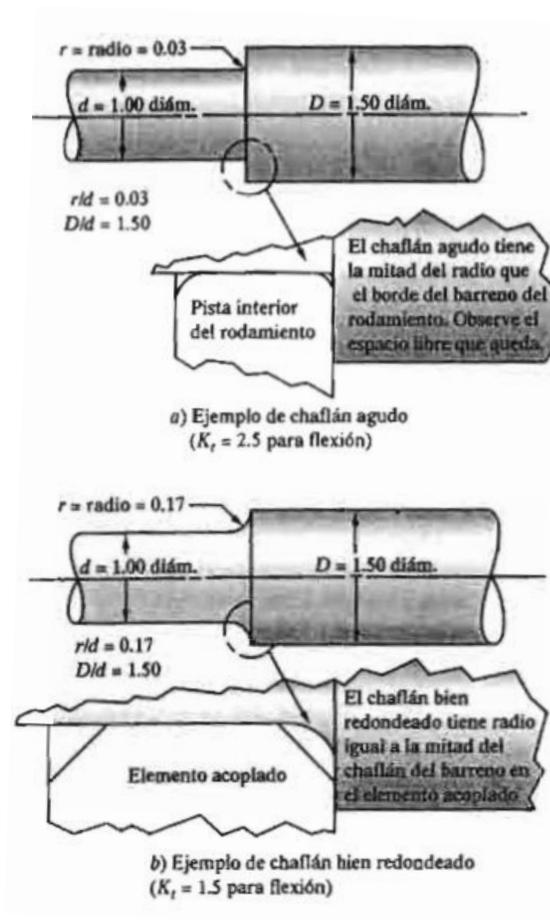
**Figura 11.** Motor eléctrico partes principales [10]

##### 2.1.2. Procedimiento para diseñar ejes

[11] El método recomendado para un diseño y su respectivo análisis de ejes es el de la teoría de fallas por energía de distorsión.

Puede desarrollarse también por esfuerzos cortantes de forma vertical y normales directos, además por cargas axiales los esfuerzos pueden terminar en ejes muy cortos o en porciones

donde no se presentan ni flexión ni torsión, también se puede realizar dos tipos de chaflanes, agudos y redondeados como se muestra en la (fig. 12).



**Figura 12.** Chaflanes en ejes [11]

### 2.1.3. Esfuerzo cortante para el diseño de par torsional

[11] Para materiales dúctiles el indicador a razón del esfuerzo constante y cortante, es la teoría de la energía de distorsión, el esfuerzo cortante se lo obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_d = \frac{S_y}{N\sqrt{3}} = \frac{0.577S_y}{N} \quad Ec. 1$$

#### 2.1.4. Esfuerzo cortante para diseño con esfuerzo cortante vertical invertido

[11] Las fuerzas cortantes verticales importantes se aplican sobre un eje con momentos flexionantes que sean iguales a cero o muy bajos, dichas fuerzas son las que gobiernan el análisis de diseño. Un ejemplo es cuando un cojinete soporta un extremo de un eje y esa parte del eje no transmite par torsional alguno, actúa de la siguiente manera como indica en la (fig. 13).

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} \quad Ec. 2$$

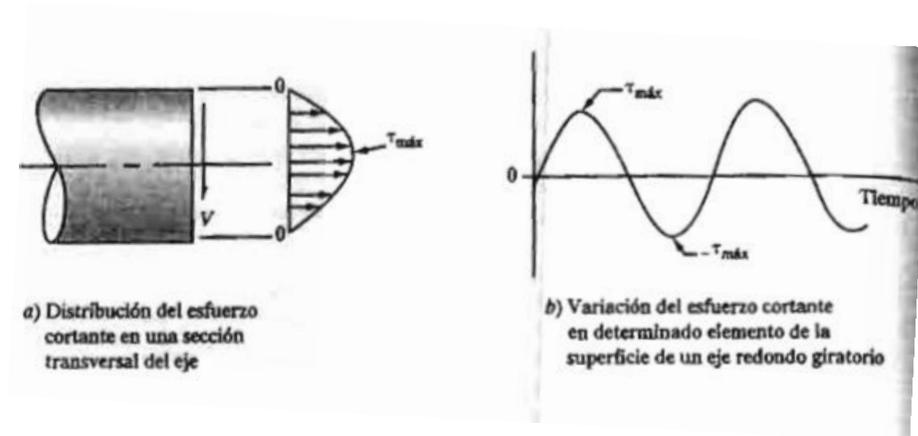


Figura 13. Esfuerzo cortante en un eje giratorio [11]

#### 2.2. Bandas

[12] Para transmitir potencia entre dos ejes paralelos se utiliza las bandas. Teniendo en cuenta que tales ejes deben ser ubicados a una distancia mínima, teniendo mucho que ver el tipo de banda, con el fin de trabajar con la mayor eficiencia. Las bandas pueden colocarse de forma cruzada o normal como indica en la (fig. 14).

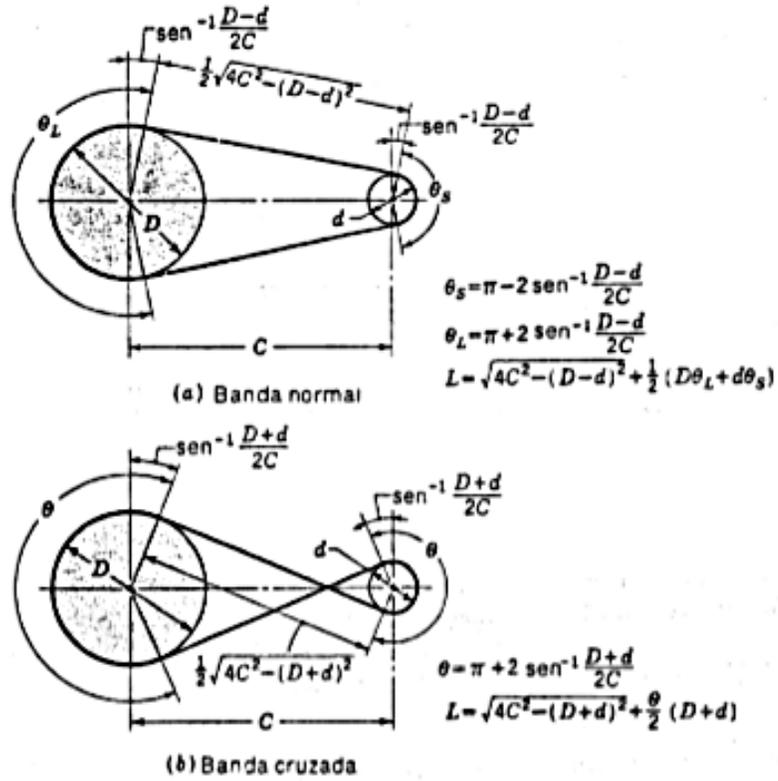


Figura 14. Longitudes y ángulos de contacto de bandas [12]

### 2.3. Acero inoxidable

[11] Es una característica que se asume con alta resistencia a la corrosión que presentan las aleaciones de este grupo. Deben poseer un contenido mínimo de cromo de 9.5% para clasificarse como acero inoxidable, por lo general la mayor parte posee de 12% a 18% de cromo.

- Austeníticos

[11] Estos pertenecen a las series 200 y 300 AISI, considerados para uso general, con una moderada resistencia. Estos no se pueden tratar térmicamente en su mayoría, y sus propiedades finales son determinadas según la cantidad de trabajo.

- **Ferríticos**

[11] Forman parte de la serie AISI 400. Algunas de sus características es trabajar bien a temperaturas que sobrepasan los 700 grados Celsius hasta los 1035 grados Celsius, dependiendo de su aleación. No se les puede dar un tratamiento térmico, pero son aptos para trabajarlos en condiciones frías mejorando sus propiedades. Unas de sus aplicaciones son en equipos de refinación de petróleo.

- **Martensíticos.**

[11] Correspondiente a la serie AISI 400, una de sus propiedades es ser magnéticos y se pueden tratar térmicamente cuentan con mayor resistencia que los que pertenecen a la serie 200 y 300 conservando buena tenacidad.

Las piezas de motores de turbinas, piezas de bombas e instrumentos quirúrgicos son entre otras algunas aplicaciones típicas de este material. Se consiguen elevadas resistencias mediante tratamientos térmicos a temperaturas consideradas bajas que van desde los 480 grados Celsius a los 620 grados Celsius.

#### **2.4. Tornillo de potencia**

[11] Existen tres tipos de roscas para tornillos de potencia como se puede comprobar en la (fig. 15), que son la cuadrada, la trapezoidal y la Acme, las dos primeras siendo las más eficientes, es decir, que requieren el menor par torsional para mover una determinada carga a lo largo del tornillo. No obstante, la rosca faltante (ACME) es más fácil de maquinar.

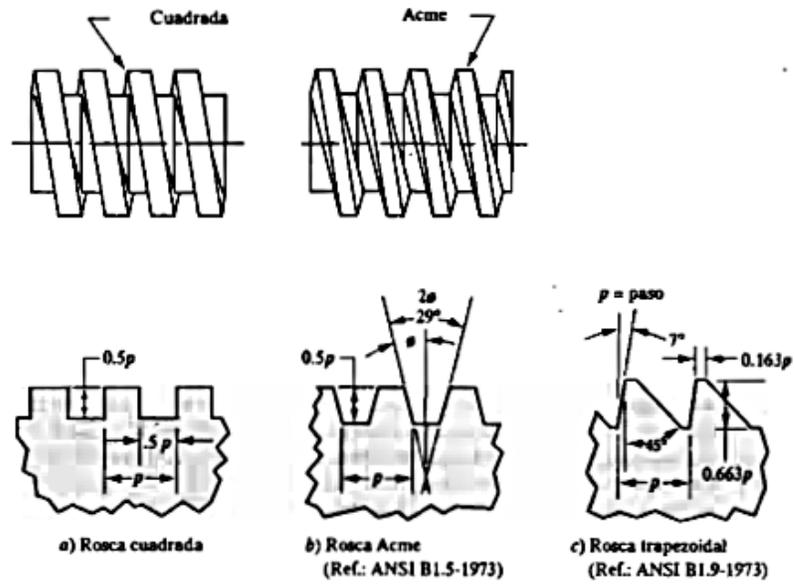


Figura 15. Formas de roscas [11]

Las combinaciones del diámetro básico mayor,  $D$  y número de roscas por pulgada  $n$  para roscas ACME están dadas en la (Tabla 7). Al igual que otras dimensiones como el diámetro menor mínimo, el paso y el diámetro de paso de un tornillo de rosca externa.

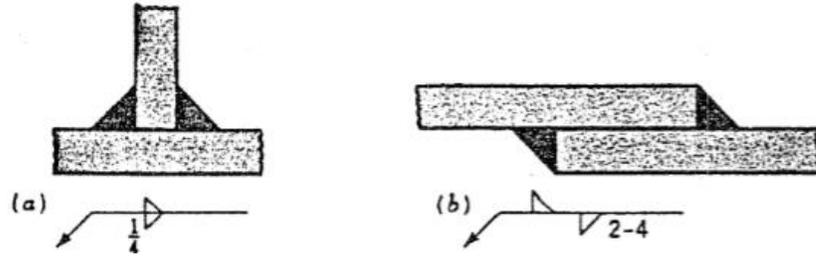
Tabla 7. Diámetros roscas Acme [11]

Diámetro mayor nominal, $D$ (pulg)	Roscas por pulg., $n$	Paso, $p = 1/n$ (pulg)	Diámetro menor mínimo, $D_r$ (pulg)	Diámetro mínimo de paso, $D_p$ (pulg)	Área al esfuerzo de tensión, $A_t$ (pulg <sup>2</sup> )	Área al esfuerzo cortante, $A_s$ (pulg <sup>2</sup> ) <sup>a</sup>
1/4	16	0.0625	0.1618	0.2043	0.026 32	0.3355
5/16	14	0.0714	0.2140	0.2614	0.044 38	0.4344
3/8	12	0.0833	0.2632	0.3161	0.065 89	0.5276
7/16	12	0.0833	0.3253	0.3783	0.097 20	0.6396
1/2	10	0.1000	0.3594	0.4306	0.1225	0.7278
5/8	8	0.1250	0.4570	0.5408	0.1955	0.9180
3/4	6	0.1667	0.5371	0.6424	0.2732	1.084
7/8	6	0.1667	0.6615	0.7663	0.4003	1.313
1	5	0.2000	0.7509	0.8726	0.5175	1.493
1 1/8	5	0.2000	0.8753	0.9967	0.6881	1.722
1 1/4	5	0.2000	0.9998	1.1210	0.8831	1.952
1 1/2	4	0.2500	1.0719	1.2188	1.030	2.110
1 3/4	4	0.2500	1.1965	1.3429	1.266	2.341
2	4	0.2500	1.4456	1.5916	1.811	2.803
2 1/4	3	0.3333	1.6948	1.8402	2.454	3.262
2 1/2	3	0.3333	1.8572	2.0450	2.982	3.610
2 3/4	3	0.3333	2.1065	2.2939	3.802	4.075
3	3	0.3333	2.3558	2.5427	4.711	4.538
3 1/2	2	0.5000	2.4326	2.7044	5.181	4.757
4	2	0.5000	2.9314	3.2026	7.388	5.700
4 1/2	2	0.5000	3.4302	3.7008	9.985	6.640
5	2	0.5000	3.9291	4.1991	12.972	7.577
	2	0.5000	4.4281	4.6973	16.351	8.511

<sup>a</sup>Por pulgada de longitud de acoplamiento.

## 2.5. Definición soldadura

[12] Es el proceso de unión de elementos más utilizado en la manufactura. Si las secciones que van a ser unidas son de grosor mínimo este método de sujeción conduce a generar ahorros considerables. Una de las ventajas es la eliminación de sujetadores sueltos y la inclusión del método para el ensamblaje rápido de los elementos correspondientes a una estructura o máquina. En la (fig. 16) se puede verificar los dos tipos de soldadura de filete.



**Figura 16.** Soldaduras de filete. a) Junta en T b) Junta a traslape [12]

### 2.5.1. Soldadura inoxidable

[12] Los diferentes tipos de aceros considerados inoxidable se pueden soldar aplicando la mayoría de los procesos comerciales de soldadura como la soldadura manual con electrodo revestido o palillo también conocido como SMAW, adicional el procedimiento TIG y el procedimiento MIG. Sin embargo, hay otros procesos con los cuales pueden ofrecer algunas ventajas con respecto a los anteriores si relacionamos volumen de producción o fabricaciones especiales.

### 2.5.2. GMAW

[12] Es el proceso de soldadura mediante un arco eléctrico mediante un alambre alimentado de una forma continua y del elemento q se desea soldar. Mediante un gas inerte comúnmente utilizado el Argón o helio se da protección al arco este proceso se lo conoce como MIG. Este proceso se lo identifica como GMAW.

### 2.5.3. GTAW

[12] Este proceso de soldadura utiliza el tungsteno como gas inerte, al igual que el anterior proceso usa un arco eléctrico, mediante un electrodo de tungsteno y el elemento a soldar. Dicho electrodo está sujeto a una torcha mediante el cual se transmite la corriente eléctrica e inyecta el gas de protección.

## 2.6. Fórmulas y tablas de diseño de elementos mecánicos

Esfuerzo normal  $\sigma$ :

$$\sigma_+ = \text{Esfuerzo a tensión}$$

$$\sigma_- = \text{Esfuerzo a compresión}$$

Esfuerzos principales:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 3}$$

Esfuerzo a compresión:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 4}$$

Esfuerzo cortante directo:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 5}$$

Esfuerzos normales en flexión:

$$\sigma_x = \frac{M_y}{I} \quad \text{Ec. 6}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_c}{I} \quad \text{Ec. 7}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M}{z} \quad \text{Ec. 8}$$

Esfuerzos normales en flexión rectangular:

$$\tau_{max} = \frac{3V}{2A} \quad Ec. 9$$

Esfuerzos normales en flexión circular:

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} \quad Ec. 10$$

Esfuerzos normales en flexión tubo:

$$\tau_{max} = \frac{2V}{A} \quad Ec. 11$$

Esfuerzos normales en flexión perfil:

$$\tau_{max} = \frac{V}{A} \quad Ec. 12$$

Torsión:

$$\tau_{max} = \frac{T_r}{J} \quad Ec. 13$$

Par de torsión potencia y velocidad:

$$H = \frac{FV_e}{33000} = \frac{2\pi T_n}{33000 * 12} = \frac{T_n}{63025} \quad Ec. 14$$

## Límite de resistencia a la fatiga

Dependiendo el material del elemento se selecciona el  $S_e$  a utilizar como se indica en la (Tabla 8).

**Tabla 8.** Valores de  $S_e$  para un  $S_{ut}$  [13]

<i>Acero</i>	$\left\{ \begin{array}{l} S_e' \cong 0.5S_{ut} \quad \rightarrow \text{para } S_{ut} < 200 \text{ ksi (1400 MPa)} \\ S_e' \cong 100 \text{ Ksi (700 MPa)} \quad \rightarrow \text{para } S_{ut} = 200 \text{ ksi (1400 MPa)} \end{array} \right\}$
<i>Hierro</i>	$\left\{ \begin{array}{l} S_e' \cong 0.4S_{ut} \quad \rightarrow \text{para } S_{ut} < 60 \text{ ksi (400 MPa)} \\ S_e' \cong 24 \text{ Ksi (160 MPa)} \quad \rightarrow \text{para } S_{ut} = 60 \text{ ksi (400 MPa)} \end{array} \right\}$
<i>Aluminios</i>	$\left\{ \begin{array}{l} S_e' \cong 0.4S_{ut} \quad \rightarrow \text{para } S_{ut} < 48 \text{ ksi (330 MPa)} \\ S_e' \cong 19 \text{ Ksi (130 MPa)} \quad \rightarrow \text{para } S_{ut} = 48 \text{ ksi (330 MPa)} \end{array} \right\}$

Límite a la fatiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_f k_e f S_e' \quad \text{Ec. 15}$$

Modificación superficie  $k_a$

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ec. 16}$$

El factor a y b se encuentra en la (Tabla 9)

**Tabla 9.** Factor a y b para  $k_a$  [13]

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ kpsi	$S_{ut}$ 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

Modificación de tamaño  $k_b$

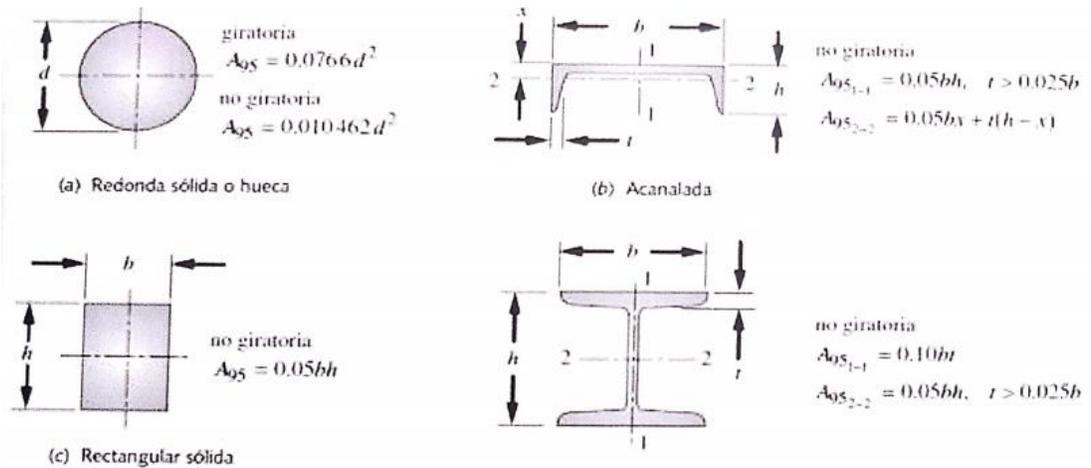
- El factor  $k_b$  depende del diámetro como se indica en la (Tabla 10). Si es necesario encontrar el diámetro equivalente según la geometría del elemento se identificara en la (Tabla 11), utilizando la (Ec. 17).

**Tabla 10.** factor  $k_b$  dependiendo del diámetro [13]

para  $d \leq 0.3$  in (8 mm) :  $C_{\text{tamaño}} = 1$   
 para  $0.3$  in  $< d \leq 10$  in :  $C_{\text{tamaño}} = 0.869d^{-0.097}$   
 para  $8$  mm  $< d \leq 250$  mm :  $C_{\text{tamaño}} = 1.189d^{-0.097}$

- Para carga axial  
 $k_b = 1$
- Para cualquier perfil

**Tabla 11.** Diámetro equivalente según la geometría [13]



$$d_{\text{equi}} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$$

Ec. 17

Factor de carga  $k_c$

- Flexión – Carga=1
- Carga axial- Carga=0.70
- Torsión pura  $k_c = 1$

Factor de temperatura  $k_d$

En la (Tabla 12) dependiendo de la temperatura a la cual se encuentra el elemento se obtiene el factor  $k_d$ .

**Tabla 12.** Factor  $k_d$  dependiendo de Temperatura [13]

$$\begin{aligned} \text{para } T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C (840 }^\circ\text{F): } & C_{temp} = 1 \\ \text{para } 450 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C: } & C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450) \\ \text{para } 840 \text{ }^\circ\text{F} < T \leq 1020 \text{ }^\circ\text{F: } & C_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840) \end{aligned}$$

Factor de confiabilidad  $k_e$

La confiabilidad del elemento medida en porcentaje, indica el factor  $k_e$  a ser utilizado como indica en la (Tabla 13).

**Tabla 13.** El factor  $k_e$  dependiendo de la confiabilidad [13]

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	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

Tiempo de vida útil

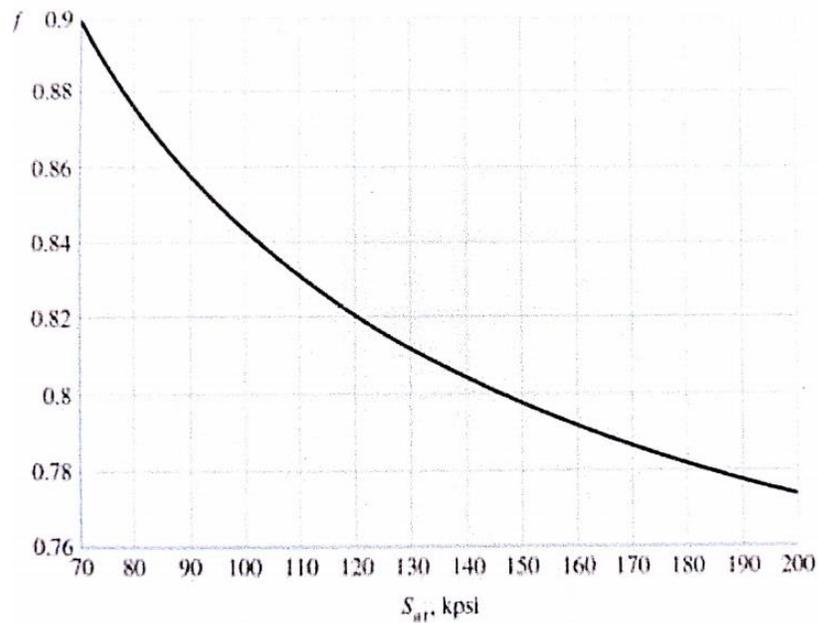
$$S_f = aN^b \quad \text{Ec. 18}$$

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ec. 19}$$

$$b = -\frac{1}{3} \text{LOG}\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right) \quad \text{Ec. 20}$$

La constante  $f$  depende del  $S_{ut}$  medido en kpsi como se indica en la (Tabla 14).

**Tabla 14.** Valor para la constante  $f$  [13]



Concentración de esfuerzo

$$\sigma_{max} = K_f \sigma_o \quad \text{Ec. 21}$$

$$\tau_{max} = K_f \tau_o \quad \text{Ec. 22}$$

Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga  $k_f$

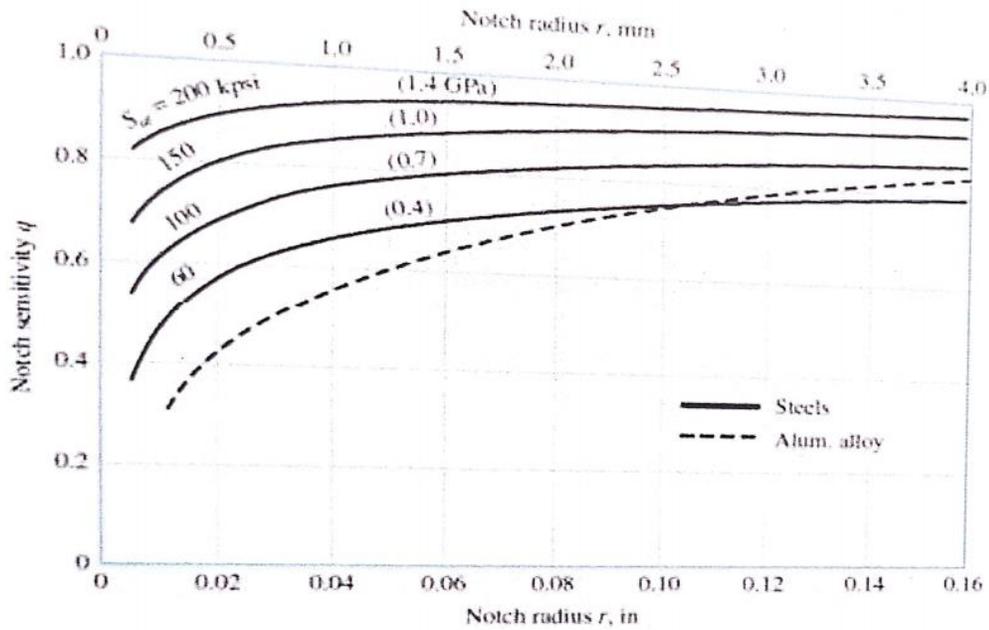
$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ec. 23}$$

$$k_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_t - 1) \quad \text{Ec. 24}$$

### Flexión inversa y carga axial

El factor  $q$  que se requiere para determinar  $k_f$  se lo encuentra mediante ecuación o directamente por la (Tabla 15).

**Tabla 15.** Factor  $q$  para determinar  $k_f$  [13]



Factor  $q$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ec. 25}$$

Para flexión o axial

$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 31.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3; \text{Ksi} \quad \text{Ec. 26}$$

Para torsión

$$\sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3; Ksi \quad Ec.27$$

$r$ : radio de la muesca

## 2.7. Teoría de fallas

### 2.7.1. Materiales dúctiles

[13] Se considera dúctil cuando es identificable la resistencia a la fluencia, por lo general es la misma a tensión y compresión.

$$E_f \geq 0.05$$

### 2.7.2. Criterio de fluencia

[13] Al tener el esfuerzo cortante máximo de algún elemento que iguale el esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión de un material similar se presenta la fluencia.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad Ec.28$$

El esfuerzo cortante máximo se genera a 45 grados y la magnitud es equivalente a:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} = \frac{S_y}{2} \quad Ec.29$$

Por seguridad es necesario ajustar la ecuación a:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2N} \quad Ec. 30$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad Ec. 31$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad Ec. 32$$

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad Ec. 33$$

### Casos para determinar factor de seguridad en materiales dúctiles

- **Caso 1**

$\sigma_A \geq \sigma_B \geq 0$ , en este caso  $\sigma_1 = \sigma_A$  y  $\sigma_3 = 0$ , Por lo tanto:

$$\sigma_1 = \sigma_A = S_y \quad Ec. 34$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} \quad Ec. 35$$

- **Caso 2**

$\sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B$ , en este caso  $\sigma_1 = \sigma_A$  y  $\sigma_3 = \sigma_B$ , Por lo tanto:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_A - \sigma_B = S_y \quad Ec. 36$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1 - \sigma_3} \quad Ec. 37$$

- **Caso 3**

$0 \geq \sigma_A \geq \sigma_B$ , en este caso  $\sigma_1=0$  y  $\sigma_3=\sigma_B$ , Por lo tanto:

$$\sigma_B = -S_y \quad \text{Ec. 38}$$

$$n = \frac{-S_y}{\sigma_3} \quad \text{Ec. 39}$$

### 2.7.3. Criterio de la energía de la distorsión

[13] Este criterio permite predecir que la falla por fluencia se produce cuando la energía de la deformación total por unidad de volumen iguala o supera la energía de deformación a compresión o tensión del material asignado.

- **Von mises**

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad \text{Ec. 40}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B - \sigma_B^2} \quad \text{Ec. 41}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 42}$$

### 2.7.4. Teoría de Mohr Coulomb

[13] Es utilizada para predecir fallas en materiales, donde las resistencias en compresión y tensión no son iguales.

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_2}{S_c} = 1 \quad \text{Ec. 43}$$

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_2}{S_c} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec. 44}$$

Cortante puro

$$\sigma_1 = -\sigma_3 = \tau \quad Ec. 45$$

## 2.8. Cálculos y simulación

### 2.8.1. Eje y poleas

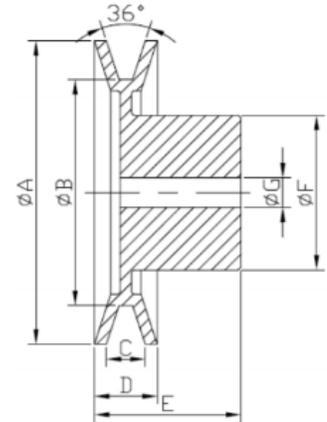
Para el siguiente análisis se debe tener en cuenta el torque necesario que se debe aplicar para realizar el proceso de pelado de frutas, en base a esto se diseñará los ejes principales, seleccionando elementos normalizados como son las chumaceras y las poleas de acuerdo a lo especificado.

La velocidad final que se desea para el proceso de pelado radica entre 190 y 200 rpm lo cual permite realizar el proceso de mejor manera, también se propone trabajar con un torque final de 40 Nm, inicialmente se considera utilizar un motor de  $\frac{1}{4}$  hp de potencia a 1590 rpm, a partir de esta velocidad se realiza la relación de transmisión que permita disminuir la velocidad y a su vez aumentar el torque.

La relación necesaria para obtener las rpm y el torque es de 9, es decir nueve vueltas en la polea conductora y una vuelta en la conducida, para este caso no es recomendable usar una de 18 pulgadas, el procedimiento es realizar un escalonamiento primero seleccionando las poleas de aluminio Trapecial tipo V de la (Tabla 16), las más óptimas para cumplir la necesidad son 2, 12, 6 y 4 plg, colocadas de manera ordenada.

**Tabla 16.** Relación diámetro y canal de polea. [14]

1 Canal (DIM. EN MM)							
Nº de Parte	Ø A	Ø B	C	D	E	Ø F	Ø G
1 A 2	50	24	13	21	46	30	10,0
1 A 2.1/2	63.5	37	13	21	46	30	10,0
1 A 3	77	51	13	21	46	40	10,0
1 A 3.1/2	90	64	13	21	46	52	10,0
1 A 4	102	76	13	21	46	52	12,7
1 A 4.1/2	112	86	13	21	49	52	12,7
1 A 5	127	101	13	21	49	60	12,7
1 A 5.1/2	140	113	13	21	49	60	12,7
1 A 6	154	128	13	21	49	60	12,7
1 A 6.1/2	165	137	13	21	49	60	12,7
1 A 7	180	154	13	23	51	82	12,7 *
1 A 8	203	177	13	23	51	82	12,7 *
1 A 9	229	203	13	23	51	82	12,7 *
1 A 10	254	228	13	23	51	82	12,7 *
1 A 11	280	251	13	23	51	96	17,0 *
1 A 12	305	274	13	23	51	108	17,0 *
1 A 13	330	297	13	23	51	108	17,0 *
1 A 14	356	320	13	23	51	110	17,0 *
1 A 15	381	343	13	23	51	112	17,0 *
1 A 16	406	366	13	23	51	114	17,0 *



Para el primer eje que viene incorporado en el motor se tiene el juego de poleas 2 a 12 plg para reducir 6 veces las rpm.

$$n_1 = 1590 \text{ rpm}$$

$$d_B = 12 \text{ plg} = 0.3048 \text{ m}$$

$$d_A = 2 \text{ plg}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \times \frac{d_B}{d_A} \quad \text{Ec. 46}$$

$$i = 6$$

Según el cálculo la relación significa, que en 6 vueltas de la polea conductora una vuelta la conducida, en este caso la polea B que es la que se encuentra montada en el eje, según la fórmula de revoluciones la velocidad de  $n_2$ , disminuye.

$$T_B = \frac{hp \times 716}{n} \quad \text{Ec. 47}$$

$$v_2 = 265 \text{ rpm}$$

$$T_B = 26,46 \text{ Nm}$$

$$T_B = F \times r_B \quad \text{Ec. 48}$$

$$F_B = 26,46 \text{ Nm} \times 0,1524 \text{ m}$$

$$F_B = 173,62 \text{ N}$$

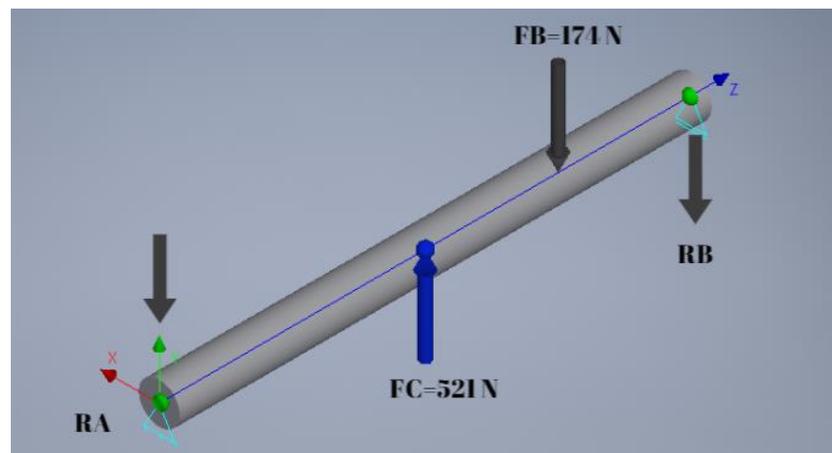
El torque se mantiene constante en todo el eje, en este caso la polea C que es la que se encuentra montada en el mismo eje principal, cuyo diámetro es de 4 pulgadas y se obtiene la fuerza en el punto c como se indica en la (fig. 17)

$$T_C = T_B$$

$$F_c = T_c \times r_c \quad \text{Ec. 49}$$

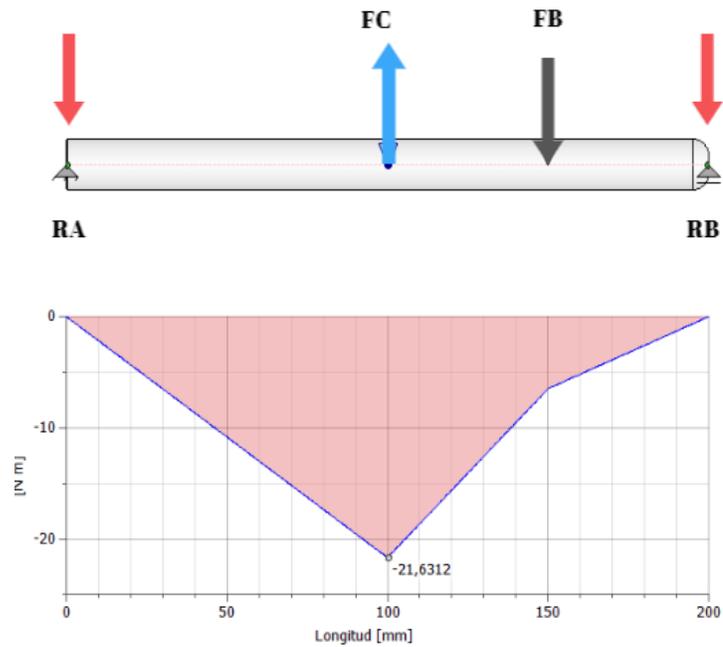
$$F_c = 26,46 \text{ Nm} \times 0,0508 \text{ m}$$

$$F_c = 520,87 \text{ N}$$

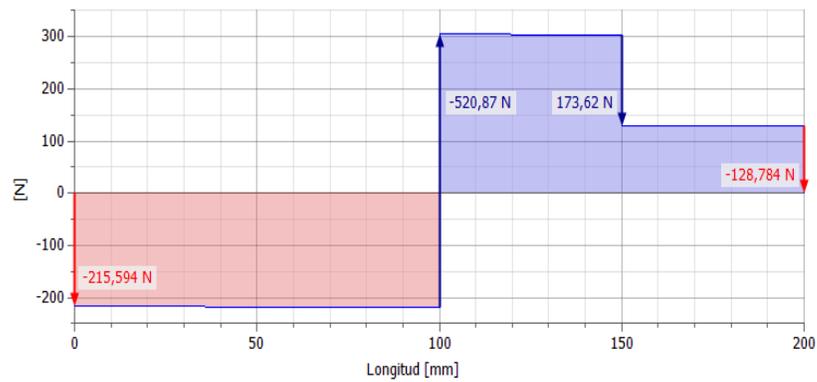


**Figura 17.** Fuerzas en el eje de poleas (Plano 01-154354-06).

A partir del diagrama de fuerzas ejercido en el eje de poleas obtenemos los diagramas de fuerza cortante y de momento flector en el simulador inventor, como se indica en la (fig. 18) y (fig. 19) respectivamente.



**Figura 18.** Diagrama de fuerza cortante en el eje de poleas (Plano 01-154354-06).



**Figura 19.** Diagrama de momento flector en el eje de poleas (Plano 01-154354-06).

$$M_{max} = 21,6 \text{ Nm}$$

$$\sigma_x = \frac{32 M_{max}}{\pi d^3} = \frac{221,14}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 T_c}{\pi d^3} = \frac{134,76}{d^3}$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = \frac{321,53}{d^3}$$

El material propuesto para el diseño es el AISI 1018, debido a sus propiedades físicas y mecánicas este acero está destinado para fabricar elementos sometidos a esfuerzos, en este caso cargas dinámicas, además de la ductilidad y la maleabilidad que poseen, son fáciles de mecanizar, las propiedades se han tomado de la (Tabla 17), se muestran las propiedades de cada uno de los diferentes aceros.

**Tabla 17.** Resistencia de los materiales [13]

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Para determinar un valor de factor de seguridad, se pueden seguir los siguientes parámetros de selección de acuerdo al factor de la carga aplicada, en la (Tabla 18) se muestran las condiciones de funcionamiento.

**Tabla 18.** Parámetros para elegir el factor de seguridad [11]

<b>Factor de seguridad</b>	<b>Factor de carga</b>
1,25 a 2	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2 a 2,5	Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño.
2,5 a 4	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o ambientes.
4 o más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

El factor seleccionado es de 2,5, debido a que los elementos están sometidos a cargas dinámicas y es necesario obtener una vida útil prolongada, al diseñar elementos con un factor de seguridad mayor nos permite obtener dimensionamientos mayores, esto con el fin de que los elementos tengan una vida mayor.

$$S_y = 220 \text{ MPa}$$

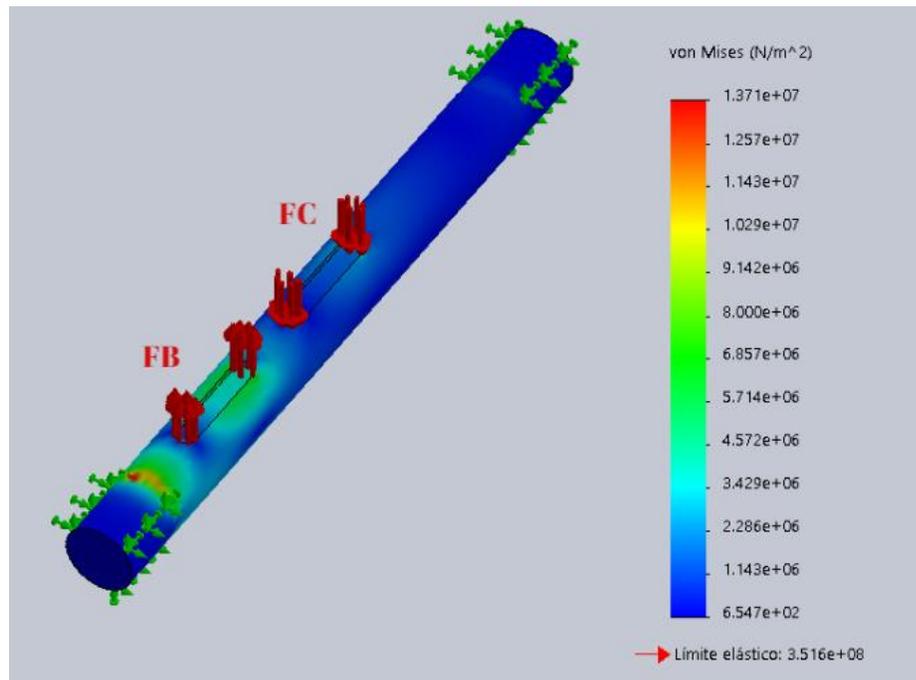
$$n = 2,5$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$2,5 = \frac{220 \text{ MPa}}{\frac{321,53}{d^3}}$$

$$d = 15,4 \text{ mm}$$

En la (fig. 20) se analiza el comportamiento del eje sometido a las cargas ejercidas por las poleas, como se puede apreciar existen puntos de deformación en la fuerza (FB), la cual es ejercida por la polea de 12 pulgadas, sin embargo, el valor máximo de Von Mises no supera al factor de fluencia así que el diseño es óptimo.



**Figura 20.** Simulación del eje de poleas (Plano 01-154354-06).

Para efectos de diseño se va a utilizar un eje de diámetro 19 mm o a su vez  $\frac{3}{4}$ ", debido que es más común encontrar los accesorios como son las chumaceras y las poleas para este diámetro como se indica en la (Tabla 19), además que es el que existe en el mercado nacional y se puede brindar una mayor confiabilidad al tener un diámetro mayor en el eje.

**Tabla 19.** Selección de chumaceras dependiendo de las rpm. [15]

**RADIAL LOAD RATINGS (LBS) AT VARIOUS REVOLUTIONS PER MINUTE (RPM)**

Series	Shaft Size	300	350	400	450	500	550	600	650
204	3/4	60	50	45	40	35	25	20	15
205	1	60	50	45	40	35	25	20	15
206	1-3/16 1-1/4	65	60	50	40	35	30	25	20
207	1-1/4 1-7/16	70	65	55	45	40	35	30	
208	1-1/2	70	65	55	45	40	35		
209	1-11/16 1-3/4	70	65	55	45	40			
210	1-15/16	80	70	60	50	45			

Continuous operating temperature: -40 to 180° F

La serie 204 cumple con los requisitos por la razón de que su diámetro interior es de 19 mm a 300 rpm soportando cargas axiales de 60 libras que equivale a 267 Newton, las cargas en los apoyos están dentro de este rango.

$$\sigma' = \frac{321,53}{0,019^3} = 46,87 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{220 \text{ MPa}}{46,87 \text{ MPa}} = 4,7$$

El factor de seguridad obtenido se utiliza para elementos con alta confiabilidad de operación, es decir elementos que trabajan sometidos a cargas dinámicas continuas.

### 2.8.2. Eje del acople de transmisión de movimiento “matrimonio”

En el eje del acople de transmisión de movimiento se tiene la patea de 6 pulgadas de diámetro, la cual está conectada con la patea de 4 pulgadas de diámetro del eje inferior.

$$r_c = 3 \text{ plg} = 0,0762 \text{ m}$$

$$i = \frac{d_C}{d_B} = \frac{6}{4} = 1,5$$

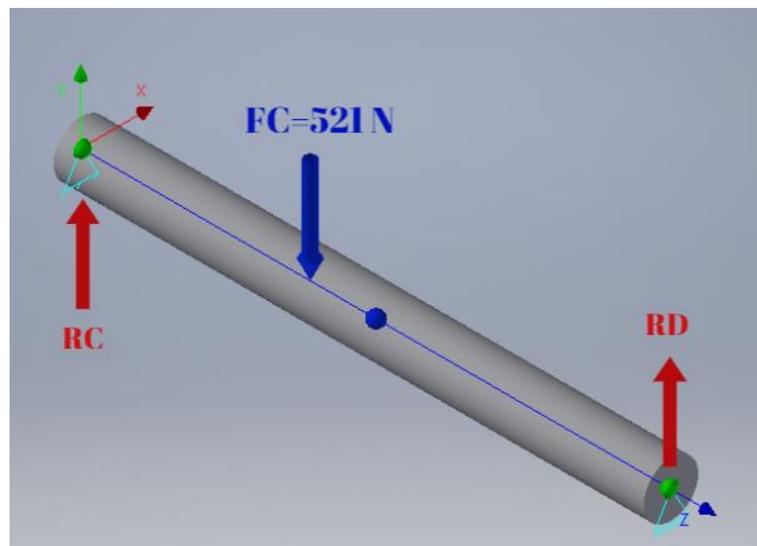
La relación de transmisión en este caso indica que en una vuelta y media de la polea B, se tiene una vuelta en la polea C, con esta relación se llega al torque y rpm requeridas obteniendo la fuerza en el punto C como se indica en la (fig. 21).

$$v_C = 176,66 \text{ rpm}$$

$$T_C = 1,5 \times T_B = 39,69 \text{ Nm}$$

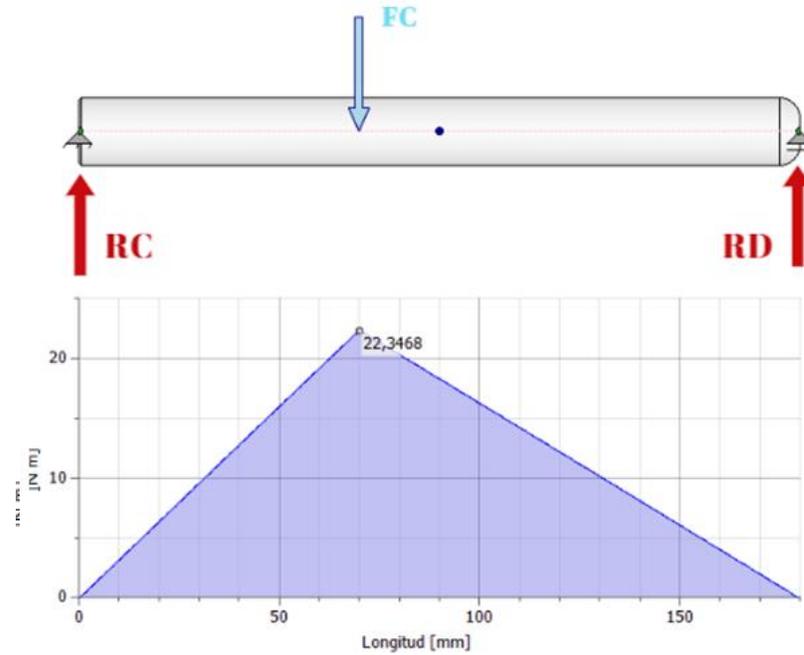
$$T_C = F_C \times r_C$$

$$F_C = \frac{T_C}{r_C} = 520,87 \text{ N}$$



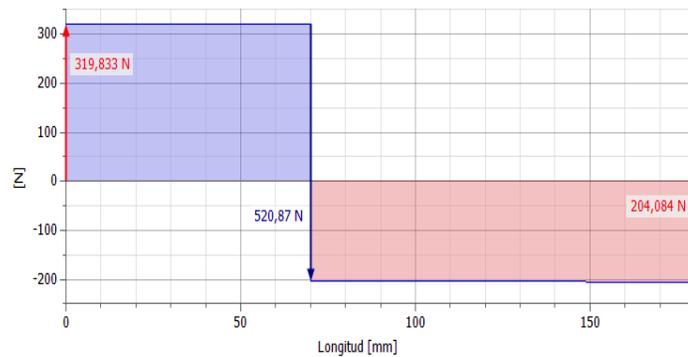
**Figura 21.** Fuerza en el eje del acople de transmisión de mov. (Plano 01-153454-08).

Para determinar los momentos flectores a los que se encuentra sometido el eje utilizamos el simulador de inventor, como se muestra en la (fig. 23).



**Figura 22.** Diagrama de fuerzas cortantes en el eje del acople de transmisión de mov. (Plano 01-153454-08).

En la (fig. 22) se muestran las fuerzas cortantes distribuidas a lo largo del eje del acople de transmisión de movimiento.



**Figura 23.** Diagrama de momento flector en el eje del acople de transmisión de mov. (Plano 01-153454-08).

$$M_{max} = 22,34 \text{ Nm}$$

$$\sigma_x = \frac{32 M_{max}}{\pi d^3} = \frac{227,6}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 T_c}{\pi d^3} = \frac{186,86}{d^3}$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = \frac{411,9}{d^3}$$

El material que se va a utilizar es el AISI 1018, el factor de seguridad de 2,5 con una confiabilidad media.

$$S_y = 220 \text{ MPa}$$

$$n = 2,5$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$2,5 = \frac{220 \text{ MPa}}{\frac{411,9}{d^3}}$$

$$d = 16,72 \text{ mm}$$

El diámetro obtenido se aproxima a 17 mm, al igual que el anterior eje se eligió un eje de diámetro 19 mm que es el más comercial en el mercado.

$$\sigma_x = \frac{227,6}{0,019^3} = 33,18 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{186,86}{0,019^3} = 27,24 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \frac{411,9}{0,019^3} = 60,1 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{220 \text{ MPa}}{60,1 \text{ MPa}} = 3,66$$

En este eje para seleccionar el juego de “matrimonios” se debe tomar en cuenta el diámetro del eje ya que de acuerdo a este se selecciona dichos elementos, en este caso la (Tabla 20), muestra valor recomendado para un diámetro de 19 mm se trabaja con la serie L0.70.

**Tabla 20.** Dimensiones del eje para acople de transmisión de movimiento [16].

CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES EN MM							PAR NOMINAL Nm		
Tipo	A	OD	B	D	E	Máx. agujero	E + A	U	H
L. 035	15,9	-	20,6	6,7	15,9	10	0,46	0,60	1
L. 050	27,4	-	43,6	15,9	27,4	16	4	6	11
L. 070	34,5	-	50,8	19,1	34,5	19	6	8	14
L. 075	44,5	-	54,0	20,6	44,5	24	12	15	27
L. 090	53,6	65	54,0	20,6	53,6	25	20	32	47
L. 095	53,6	65	63,5	25,4	53,6	28	26	32	64
L. 100	64,3	78	89,0	34,9	64,3	35	47	70	141
L. 110	84,1	96	108,0	42,9	84,1	42	89	134	256
L. 150	95,3	111	114,3	44,4	95,3	48	141	212	405
L. 190	114,3	129	123,8	49,2	101,6	55	190	285	512
L. 225	127,0	142	136,5	55,6	108,0	65	265	398	768
L. 276	-	173	200	80	127	75	532	798 (E)	1330 (QF)
L. 295	-	253	238	95	162	95	1279	1919 (E)	3197 (QF)
L. 2955	-	253	264	108	180	105	2132	3198 (E)	5330 (QF)
L. 300	-	272	283	115	180	105	3047	4570 (F)	7617 (QF)
L. 350	-	323	309	128	200	115	4308	6462 (E)	10770 (QF)

(E) Acabado forma estrella Uretano (Modelos L. 276 a L. 350)

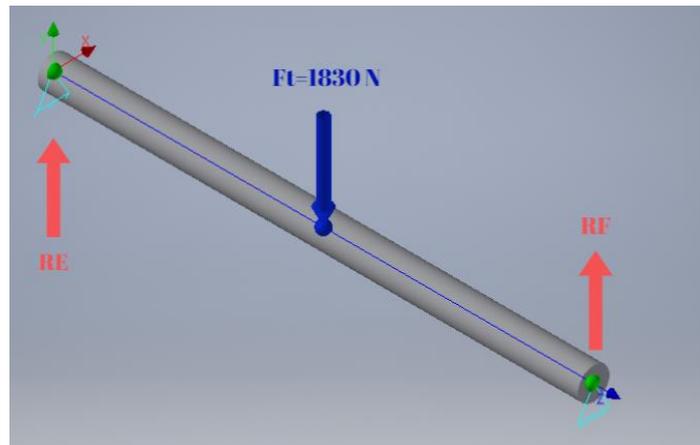
(QF) Acabado forma Hytrel (Modelos L. 276 a L. 350)

### 2.8.3. Tornillo de arrastre

Para obtener el diámetro del eje del tornillo de arrastre se comienza de las fuerzas ejercidas sobre dicho eje como se indica en la (fig. 24) y el torque que transmite el eje del acople de transmisión de movimiento que es 39,69 Nm.

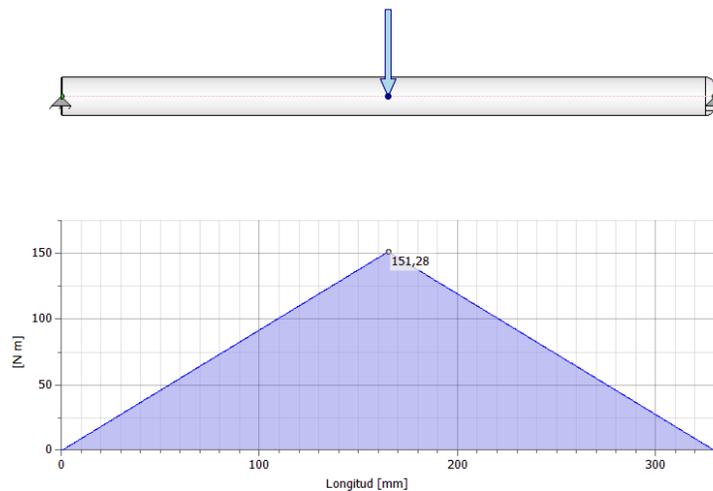
$$T_{\text{tornillo}} = 39,69 \text{ Nm}$$

$$F_{\text{tornillo}} = 1830 \text{ N}$$

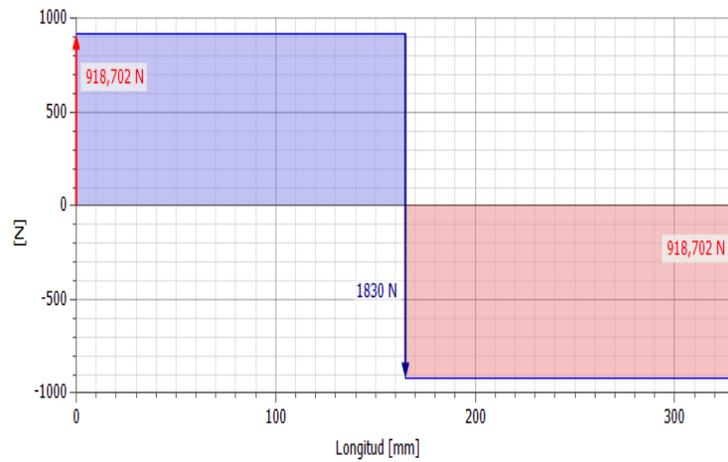


**Figura 24.** Fuerza en el tornillo de arrastre (Plano 01-154354-31).

A partir del diagrama de fuerzas ejercido en el tornillo de arrastre obtenemos los diagramas de fuerza cortante y de momento flector en el simulador inventor, como se indica en la (fig. 25) y (fig. 26) respectivamente.



**Figura 25.** Diagrama de fuerza cortante del tornillo de arrastre (Plano 01-154354-31).



**Figura 26.** Diagrama de momento flector del tornillo de arrastre (Plano 01-154354-31).

$$M_{max} = 151,28 \text{ Nm}$$

$$\sigma_x = \frac{32 M_{max}}{\pi d^3} = \frac{1537,8}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 T_c}{\pi d^3} = \frac{202,14}{d^3}$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = \frac{1576}{d^3}$$

El material que se va a utilizar es el acero inoxidable AISI 4340, el factor de seguridad de confiabilidad alta que se sugiere varía entre 1.25 a 2, en este caso como el tornillo es un elemento crítico se tomará un factor de 1,25.

$$S_y = 220 \text{ MPa}$$

$$n = 1,25$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

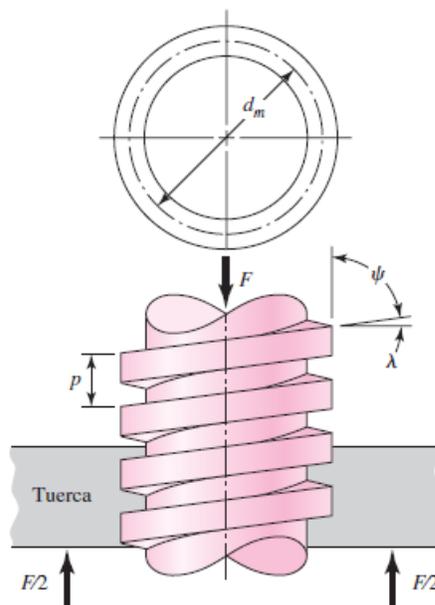
$$1,25 = \frac{276 \text{ MPa}}{\frac{1576}{d^3}}$$

$$d = 19,25 \text{ mm}$$

El diámetro seleccionado es de 20 mm, por lo tanto, el tornillo tiene la denominación M20 y el paso seleccionado es de 2,5, por efectos de mecanizado ya que la rosca adecuada para tornillo de potencia es la ACME o rosca trapecial.

#### 2.8.4. Torque necesario para desplazar la media tuerca desplazamiento.

El tornillo de arrastre se compone de varios factores como el ángulo de la rosca, el paso y el diámetro como se indica en la (fig. 27), el torque aplicado en el tornillo de arrastre es de 39,69 Nm.



**Figura 27.** Torque tornillo de potencia [13]

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$d_c = 31 \text{ mm}$$

$$p = 2,5 \text{ mm}$$

$$f = 0.35$$

$$\text{Torque} = F \times d$$

$$F = 1,83 \text{ KN}$$

$$d_m = d - \frac{p}{2} = 18,75 \text{ mm}$$

$$d_r = d - p = 17,5 \text{ mm}$$

$$l = n \times p = 2,5 \text{ mm}$$

El primer paso es calcular el torque necesario para subir la carga, en este caso el torque necesario para desplazar la media tuerca (Plano 32), que se encarga de recorrer la cuchilla para pelar la piña y manzana.

$$T_r = \frac{F d_m}{2} \times \left( \frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - f_l} \right) + \left( \frac{F f_c d_c}{2} \right) \quad \text{Ec. 50}$$

$$T_r = 16,94 \text{ Nm}$$

$$T_l = \frac{F d_m}{2} \times \left( \frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + f_l} \right) + \left( \frac{F f_c d_c}{2} \right) = 15,3 \text{ Nm}$$

$$\tau = \frac{16 T_r}{\pi d_r^3} = \frac{16 \times 16,94}{\pi \times (0,0175 \text{ mm})^3} = 16,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{227,6}{0,019^3} = 33,18 \text{ MPa}$$

Para esfuerzos nominales se recomienda usar un factor  $0,38F$  según menciona Shigley, esto debido a que la primera rosca en contacto soporta la mayor carga, ya que la tuerca o el collarín no pueden compartir la carga de forma homogénea.

$$\sigma_B = -\frac{2F}{\pi d_m P n_t} \quad \text{Ec. 51}$$

$$\sigma_B = -\frac{2 \times 0,38 \times 1830 \text{ N}}{\pi \times 18,75 \times 1 \times 2,5} = -9,44 \text{ MPa}$$

Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca.

$$\sigma_b = -\frac{6 \times 0,38 \times F}{\pi d_r P n_t} = -\frac{6 \times 0,38 \times 1830 \text{ N}}{\pi \times 17,5 \times 1 \times 2,5} = 30,36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \sigma_b$$

$$\sigma_z = \sigma_B$$

$$\tau_{yz} = \tau$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \times \{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{yz})^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 45,56 \text{ MPa}$$

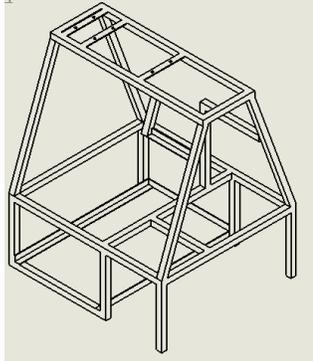
$$n = \frac{s_y}{\sigma'}$$

$$s_y = 220 \text{ MPa} \quad \text{Para el acero AISI 1018}$$

$$n = \frac{220 \text{ MPa}}{45,56 \text{ MPa}} = 4,8$$

El factor de seguridad del tornillo es de alta confiabilidad ya que su diámetro le permite tener mayor robustez para soportar las cargas que ejerce el proceso de pelado de piña, además el troque que ejerce la transmisión del “matrimonio” hacia el tornillo de potencia es suficiente para desplazar la porta cuchilla.

## 2.9. Mesa bastidor

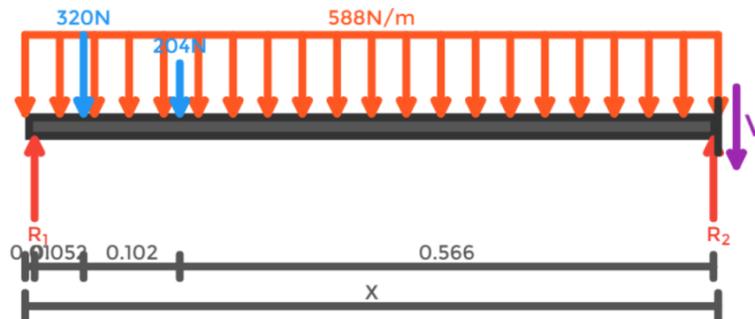


**Figura 28.** Diseño de mesa-bastidor (Plano 01-154354-01)

La fuerza que se ejerce sobre la mesa (fig. 28), es el peso de los componentes que debe soportar la máquina, además se tiene las fuerzas que ejercen los ejes principales.

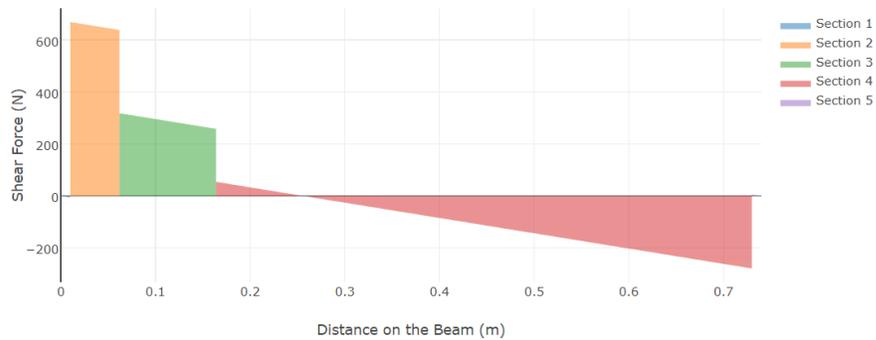
$$P = 588 \text{ N}$$

En la (fig. 29), se representa la carga distribuida sobre uno de los perfiles que se desea seleccionar.



**Figura 29.** Diagrama de reacciones en la estructura.

A partir del diagrama de reacciones obtenemos las fuerzas cortantes como se indica en la (fig. 30).



**Figura 30.** Diagrama de fuerzas cortantes en la estructura.

Momentos presentes en un elemento de la bancada, según la (fig. 31) el momento máximo es 65,88 Nm.



**Figura 31.** Diagrama de momento flector en la estructura.

Para obtener el módulo de la sección se tiene:

$$S = \frac{M}{\sigma} \quad \text{Ec. 52}$$

$M = \text{Momento máximo}$

$\sigma = \text{Esfuerzo a flexión del acero ASTM A-36}$

Comúnmente se utiliza perfiles de la norma A36 para maquinaria industrial ya que el límite de fluencia requerido no es tan grande, en el caso de perfil estructural para construcciones civiles, este debe tener un valor más alto de resistencia a la fluencia.

$$\sigma = 0,66 S_y = 24 \text{ Ksi}$$

$$M = 65,88 \text{ Nm} = 336,94 \text{ lb plg}$$

$$S = \frac{583,1 \text{ lb plg}}{24000 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}} = 0,02404 \text{ plg}$$

Con el módulo obtenido se procede a buscar en el manual de la AISC (Tabla 21), un perfil que se aproxime a este valor.

**Tabla 21.** Selección del perfil [17]

ANGLES Equal legs and unequal legs Properties for designing													
Size and Thickness	k	Weight per Ft	Area	AXIS X-X				AXIS Y-Y				AXIS Z-Z	
				I	S	r	y	I	S	r	x	r	Tan α
In.	In.	Lb.	In. <sup>2</sup>	In. <sup>4</sup>	In. <sup>3</sup>	In.	In.	In. <sup>4</sup>	In. <sup>3</sup>	In.	In.	In.	In.
L 1¼ × 1¼ × ¼	½	2.77	0.813	0.227	0.227	0.529	0.529	0.227	0.227	0.529	0.529	0.341	1.000
	⅜	2.12	0.621	0.179	0.144	0.537	0.505	0.179	0.144	0.537	0.505	0.343	1.000
L 1½ × 1½ × ¼	⅝	2.34	0.888	0.139	0.134	0.449	0.466	0.139	0.134	0.449	0.466	0.292	1.000
	⅜	1.80	0.527	0.110	0.104	0.457	0.444	0.110	0.104	0.457	0.444	0.293	1.000
L 1¼ × 1¼ × ¼	⅝	1.92	0.563	0.077	0.091	0.369	0.403	0.077	0.091	0.369	0.403	0.243	1.000
	⅜	1.48	0.434	0.061	0.071	0.377	0.381	0.061	0.071	0.377	0.381	0.244	1.000
L 1½ × 1½ × ⅝	⅝	0.900	0.266	0.032	0.040	0.345	0.327	0.032	0.040	0.345	0.327	0.221	1.000
L 1 × 1 × ⅝	¼	0.800	0.234	0.022	0.031	0.304	0.296	0.022	0.031	0.304	0.296	0.196	1.000

El perfil que más se aproxima en este caso es el de  $1 \times 1 \times \frac{1}{8}$ , debido a que el módulo de la sección es  $0,031 \text{ plg}^3$  y el obtenido en el diseño es de  $0.024 \text{ plg}^3$ .

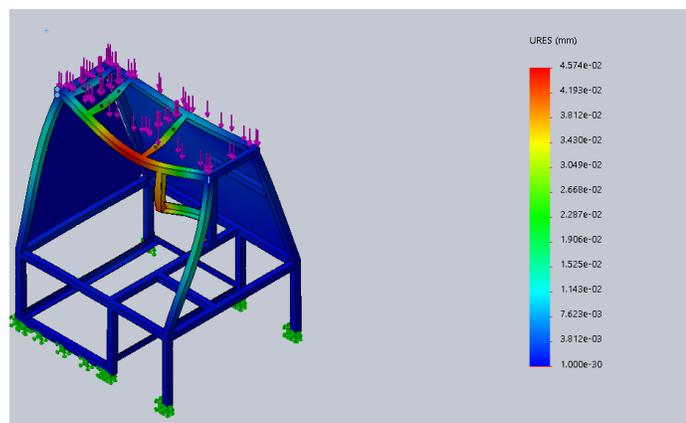
### 2.10. Análisis de soldadura de la mesa-bastidor

Para el diseño de uniones soldadas se debe tomar en cuenta las propiedades mecánicas del electrodo con el cual se va a realizar las uniones en este caso se utilizara el electrodo E-6011, el cual es el más común para soldar aceros al carbono y en el caso de los perfiles estos poseen altos niveles de carbono en sus propiedades químicas, además que es necesario obtener una buena penetración del cordón para obtener mayor estabilidad en la estructura, ya que está soporta todos los elementos de la máquina, en la (Tabla 22) se observan las propiedades de los electrodos E-6011.

**Tabla 22.** Selección de soldadura [18]

Propiedades Mecánicas Típicas del Metal Depositado				
Tratamiento Térmico	Esf. Fluencia en 0.2%, MPa	Esf. Máx. de Tracción, MPa	Elongación (L=4d), %	E. Absorbida Ch-v
S/T.T	424	495	27	34J a -30° C

El análisis se realiza en el sector de la estructura donde se encuentran los puntos críticos, según la (fig. 32), se tiene un mayor esfuerzo en la base que sujeta todos los componentes.



**Figura 32.** Simulación de cargas en la mesa-bastidor (Plano 01-154354-31).

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$A = \cos 45^\circ \times h \times l$$

Dónde:

*h = altura de la garganta de la soldadura*

*l = longitud del cordón de soldadura*

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{669 \text{ N}}{\cos 45^\circ \times 2 \text{ mm} \times 25,4 \text{ mm}} = 18,62 \text{ MPa}$$

$$S_y \geq \sigma$$

$$424 \text{ MPa} \geq 37,27 \text{ MPa}$$

Según la (Tabla 22) de propiedades mecánicas del electrodo E-6011 se tiene que el esfuerzo de fluencia es 425 MPa por lo tanto haciendo la relación con el esfuerzo aplicado los cordones de soldadura soportan la carga ejercida sobre ellos.

### **2.11. Eje plato giratorio**

El torque requerido para el plato giratorio es de 40 Nm, en este caso para aumentar el torque utilizamos piñones con diferente número de dientes, de esta manera se eligió de la (Tabla 23), un piñón de 16 y otro de 14 dientes, con lo que se consigue obtener un mayor valor de torque en el plato giratorio, esto con el fin de que la máquina sea versátil y realice el proceso de pelado de cualquier tipo de fruta en el caso que se lo requiera.

**Tabla 23.** Selección de catarinas [19]

CÓDIGO IBCA	No. de dientes	Pitch Diá. (P.C.D)	Exterior Diá. (OD)	Piñones simples TIPO B				Peso Aprox. (kg)	Materiales	
				Bore (OD)		EJE				
				Stock	Máx.	HD	HL			
NK - 40B10T	10	1.618	1.84	0.39	0.71	*1.260	0.866	0.14	SAE 1040	
NK - 40B12T	12	1.932	2.17	0.43	0.87	*1.575	0.866	0.22		
NK - 40B13T	13	2.089	2.33	0.55	0.79	1.457	0.866	0.23		
NK - 40B14T	14	2.247	2.49	0.55	0.98	1.654	0.866	0.28		
NK - 40B15T	15	2.405	2.65	0.55	1.10	1.811	0.866	0.34		
NK - 40B16T	16	2.563	2.81	0.55	1.18	1.969	0.866	0.40		
NK - 40B17T	17	2.721	2.98	0.55	1.26	2.126	0.866	0.46		
NK - 40B18T	18	2.879	3.14	0.55	1.38	2.244	0.866	0.51		
NK - 40B19T	19	3.038	3.30	0.55	1.57	2.441	0.866	0.59		
NK - 40B20T	20	3.196	3.46	0.59	1.77	2.638	0.984	0.76		
NK - 40B21T	21	3.355	3.62	0.59	1.89	2.795	0.984	0.85		
NK - 40B22T	22	3.513	3.78	0.59	2.01	2.953	0.984	0.95		
NK - 40B24T	24	3.831	4.10	0.59	1.65	2.480	0.984	0.84		
NK - 40B25T	25	3.989	4.26	0.59	1.65	2.480	0.984	0.88		
NK - 40B26T	26	4.148	4.42	0.59	1.65	2.480	0.984	0.92		
NK - 40B28T	28	4.466	4.74	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00		
NK - 40B30T	30	4.783	5.06	0.59	1.65	2.480	0.984	1.10		
NK - 40B32T	32	5.101	5.38	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30		
NK - 40B33T	33	5.260	5.51	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30		
NK - 40B35T	35	5.578	5.86	0.59	1.77	2.677	1.102	1.40		
NK - 40B36T	36	5.737	6.02	0.67	1.77	2.677	1.102	1.50		Bajo acero al carbono SS41 (welded hub)
NK - 40B40T	40	6.373	6.65	0.67	1.77	2.677	1.102	1.70		
NK - 40B42T	42	6.691	6.97	0.71	1.89	2.874	1.260	2.05		
NK - 40B45T	45	7.168	7.45	0.71	1.89	2.874	1.260	2.25		
NK - 40B48T	48	7.645	7.93	0.71	1.89	2.874	1.260	2.45		
NK - 40B50T	50	7.963	8.23	0.71	1.89	2.874	1.260	2.60		
NK - 40B54T	54	8.599	8.89	0.71	1.89	2.874	1.260	2.90		
NK - 40B60T	60	9.554	9.84	0.71	1.89	2.874	1.260	3.40		
NK - 40B70T	70	11.145	11.43	0.79	2.17	3.268	1.260	4.57		

De acuerdo con el catálogo se puede seleccionar los piñones de acuerdo al diámetro máximo que se puede realizar la perforación en el piñón para el acople con el eje, en este caso el eje es de 17 mm, se seleccionó un piñón de 16 dientes el cual permite un diámetro máximo en su perforación de 29,9 mm.

$$Z_1 = 16 \text{ dientes}$$

$$Z_2 = 14 \text{ dientes}$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = 0,875$$

$$T_{\text{piñon}} = 0,875 \times 39,6 = 34,7$$

$$v_{\text{plato giratorio}} = v_c \times i = 176,66 \text{ rpm} \times 1,14 = 201,4 \text{ rpm}$$

$$d_{\text{piñon}} = 2,563 \text{ plg} = 65,1 \text{ mm}$$

$$F = \frac{\text{Torque}}{r_{\text{piñon}}} \quad \text{Ec.53}$$

$$F = \frac{3\,9,69 \text{ Nm}}{0,0325 \text{ m}}$$

$$F = 1221,23 \text{ N}$$

Momento máximo obtenido en el plato giratorio

$$M_{\text{max}} = F \times \text{distancia} \quad \text{Ec.54}$$

$$M_{\text{max}} = 1221,21 \text{ N} \times 0,023 \text{ m} = 28,08 \text{ Nm}$$

$$\sigma_x == \frac{286,02}{d^3}$$

$$\tau_{xy} == \frac{202,14}{d^3}$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = \frac{452,1}{d^3}$$

$$S_y = 276 \text{ MPa} \quad \text{Esfuerzo de fluencia para el acero inoxidable A-36}$$

$$n = 2,5$$

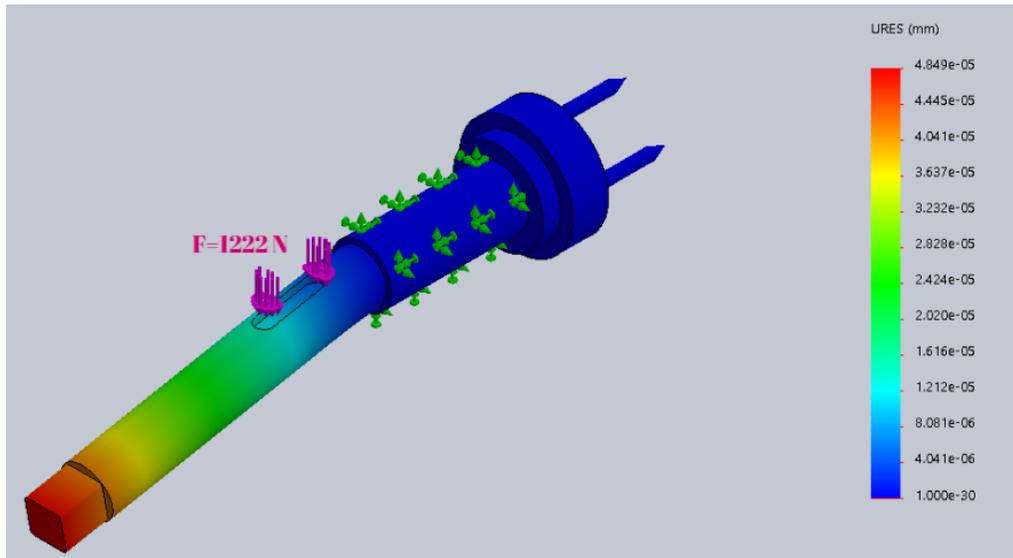
$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$2,5 = \frac{276 \text{ MPa}}{\frac{452,1}{d^3}}$$

$$d = 15,99 \text{ mm}$$

El diámetro seleccionado para el eje es de 17 mm, con esto se busca aumentar la confiabilidad del diseño, a continuación, en la (fig. 33) se muestra el desplazamiento en el eje giratorio provocado por las cargas ejercidas sobre este, como se puede apreciar en

la gráfica los desplazamientos son casi imperceptibles debido a la robustez del eje y en este caso la carga aplicada no es suficiente como para deformar el eje de manera considerable.



**Figura 33.** Simulación del plato giratorio (Plano 01-154354-21).

## 2.12. Selección de rodamientos para el plato giratorio

Para seleccionar los rodamientos se debe tener en cuenta las cargas principales que afectan su vida útil como son cargas dinámicas y cargas estáticas.

Para la carga dinámica se tiene la siguiente fórmula:

$$C_r = \frac{f_l}{f_n} \times F \quad \text{Ec. 55}$$

Dónde:

$C_r$ : carga básica dinámica

$f_l$ : coeficiente dinámico

$f_n$ : factor de velocidad

$F$ : carga total

Para determinar el factor  $f_l$  en la (Tabla 24), es necesario conocer las horas de trabajo que realizara la máquina para conocer su vida útil, la máquina trabaja 8 horas diarias por los 260 días laborables del año, se tiene 2080 horas de trabajo.

**Tabla 24.** Factor  $f_l$  en relación con las horas de trabajo. [20]

▼ Valores $f_L$ para rodamientos de bolasr					
$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$
h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5
110	0,604	440	0,958	1800	1,53
120	0,621	460	0,973	1900	1,56
130	0,638	480	0,986	2000	1,59
140	0,654	500	1	2200	1,64
150	0,669	550	1,03	2400	1,69
160	0,684	600	1,06	2600	1,73
170	0,698	650	1,09	2800	1,78
180	0,711	700	1,12	3000	1,82
190	0,724	750	1,14	3200	1,86

Según la (Tabla 25), el valor de  $f_l=1,64$ , esta propuesto para una carga de 2200 horas que cumple con el requerimiento.

Para el factor  $f_n$  es necesario tener en cuenta las revoluciones a las que trabaja el plato giratorio en este caso se determinó:

$$v_c = 201 \text{ rpm}$$

**Tabla 25.** Factor  $f_n$  con relación a las rpm. [20]

▼ Valores $f_n$ para rodamientos de bolas			
n	$f_n$	n	$f_n$
min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>	
10	1,49	55	0,846
11	1,45	60	0,822
12	1,41	65	0,8
13	1,37	70	0,781
14	1,34	75	0,763
15	1,3	80	0,747
16	1,28	85	0,732
17	1,25	90	0,718
18	1,23	95	0,705
19	1,21	100	0,693
20	1,19	110	0,672
22	1,15	120	0,652
24	1,12	130	0,635
26	1,09	140	0,62
28	1,06	150	0,606
30	1,04	160	0,593
32	1,01	170	0,581
34	0,993	180	0,57
36	0,975	190	0,56
38	0,957	200	0,55

El valor de  $f_n$  mostrado en la tabla es de 0,55, el cual esta propuesto para 200 rpm.

$$C_r = \frac{1,64}{0,55} \times 1221,21 \text{ N}$$

$$C_r = 3641,24 \text{ N}$$

La carga estática se obtiene de la siguiente manera:

$$C_o = f_s \times P_o \quad \text{Ec. 56}$$

Dónde:

$f_s$ : factor de seguridad de esfuerzos estáticos

$P_o$ : carga estática.

El catálogo de rodamientos fag menciona que se debe utilizar la siguiente tabla para obtener el factor  $f_s$ .

$f_s = 1,5 - 2,5$  para exigencias elevadas

$f_s = 1 - 1,5$  para exigencias normales

$f_s = 0,7 - 1$  para exigencias reducidas

Para el caso de la maquina peladora de frutas el esfuerzo que realiza es reducido así que utilizaremos el factor  $f_s = 1$ .

$$C_o = 1 \times 1221,21 N$$

Los rodamientos recomendados para este tipo de carga son los de la serie 6800 como se indica en la (Tabla 26).

**Tabla 26.** Relación de carga estática. [21]

Bearing Number	Dimensions (mm)			Basic Load Ratings (N)		Limiting Speeds (rev/min)		Weight kg
	Bore d	OD D	Width t	Cr	Cor	Grease	Oil	
	6800*	10	19	5	1380	585	37000	
6801*	12	21	5	1430	670	33000	39000	0.0063
6802*	15	24	5	1560	800	28000	33000	0.0074
6803*	17	26	5	1680	930	26000	30000	0.0082
6804*	20	32	7	2700	1500	21000	25000	0.018
6805*	25	37	7	4360	2600	18000	21000	0.022
6806*	30	42	7	4490	2900	15000	18000	0.027
6807*	35	47	7	4750	3200	13000	16000	0.030
6808*	40	52	7	4940	3450	12000	14000	0.034

Se escoge un rodamiento que supere las cargas obtenidas para mejor confiabilidad, el rodamiento 68

04 cumple con las características determinadas.

### 2.13. Eje tensor

El eje tensor tiene como finalidad tensionar la cadena de las catarinas, la fuerza aplicada es 1221,21 N.

$$M_{max} = F_y \times distancia$$

$$M_{max} = 1057,6 N \times 0,088 m = 93,06 Nm$$

$$\sigma_x == \frac{947,9}{d^3}$$

$$\tau_{xy} == \frac{176,72}{d^3}$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = \frac{996,1}{d^3}$$

$$S_y = 655 MPa \quad \text{Esfuerzo de fluencia para el acero AISI 4340 normalizado}$$

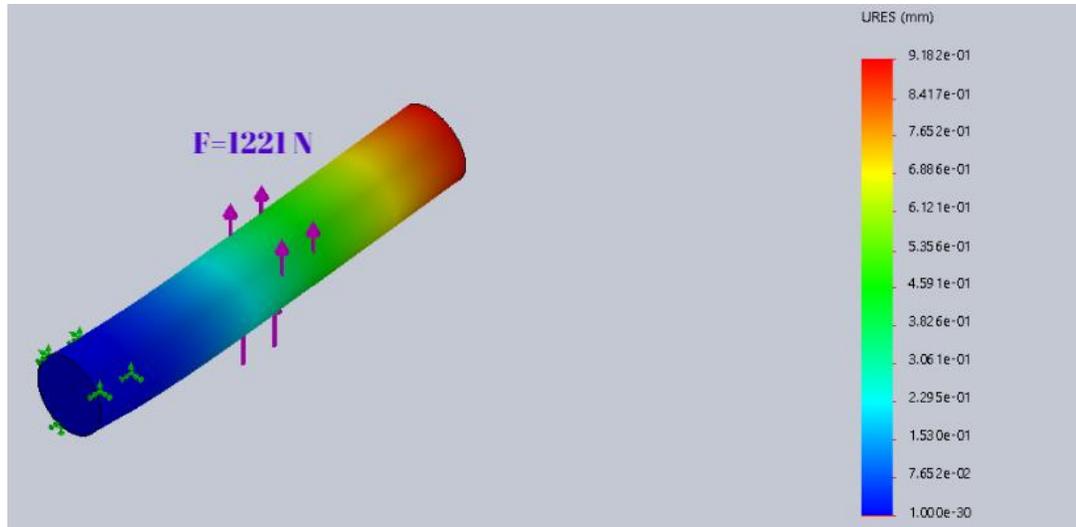
$$n = 2,5$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$1,25 = \frac{655 MPa}{\frac{996,1}{d^3}}$$

$$d = 15,6 mm$$

El material utilizado para este caso es el AISI 4340, debido a que el eje tensor es el encargado de mantener firme la cadena de la catalina, como ésta se encuentra sometida a un gran esfuerzo el eje debe ser de acero bonificado con mayor resistencia a la fluencia, como se indica en la (fig. 34).



**Figura 34.** Simulación del eje tensor (Plano 01-154354-44).

#### 2.14. Manivela de plato giratorio

La manivela de plato giratorio tiene como objetivo realizar el pelado de las frutas de forma manual, por medio de la rotación de la manivela se realiza el movimiento rotacional del plato giratorio que se encuentra conectado al tornillo de arrastre con ayuda de las catalinas, la fuerza necesaria que se debe aplicar radica entre 100 y 200 Newton, dependiendo de la dureza de la cáscara de la fruta.

$$M_{max} = F \times distancia$$

$$M_{max} = 200 N \times 0,14 m = 28 Nm$$

$$Torque = F \times distancia$$

$$Torque = 200 N \times 0,1 m = 20 Nm$$

$$\sigma_x = \frac{32 \times M_{max}}{\pi \times d^3} = \frac{285,2 Nm}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times Torque}{\pi \times d^3} = \frac{101,85 Nm}{\pi \times d^3}$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = \frac{335,34 \text{ Nm}}{d^3}$$

El material seleccionado para la manivela es AISI 1018, para esta selección se tomó en cuenta que dicho sistema manual solo se utilizara en casos donde se tenga frutas pequeñas y sea necesario un mejor control de la cuchilla.

$S_y = 220 \text{ MPa}$  Esfuerzo de fluencia para el acero AISI 1018 normalizado

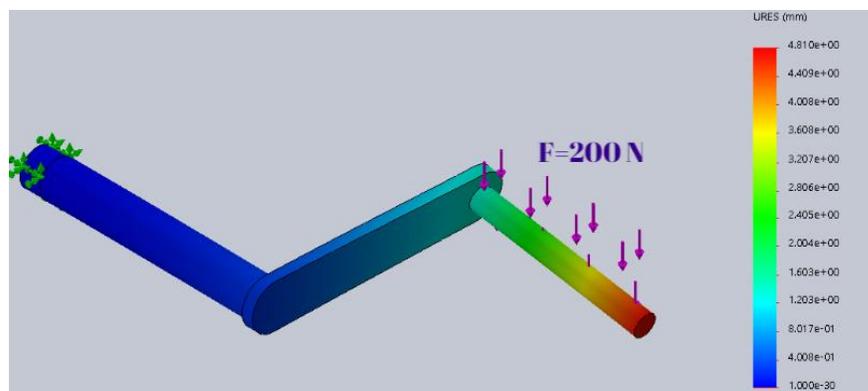
$$n = 2,5$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$2,5 = \frac{220 \text{ MPa}}{\frac{335,34 \text{ Nm}}{d^3}}$$

$$d = 15,6 \text{ mm}$$

Para identificar el punto más crítico sobre la manivela se realiza la simulación del elemento con una fuerza de 200 N como se indica en la (fig. 35).



**Figura 35.** Simulación de la manivela de plato giratorio (Plano 01-153454-30).

De la ecuación se tiene que el diámetro requerido es 15,62 mm, por lo tanto, el diámetro del eje es de 16 mm, por la razón que es el que existe en el mercado nacional.

### 2.15. Espesor de la pared del soporte lateral derecho.

Los soportes laterales cumplen una función muy específica que es soportar las cargas ejercidas por el movimiento del plato giratorio como se indica en la (fig.36), para calcular el esfuerzo permisible se tiene la siguiente ecuación.

$$\sigma_s = \frac{F}{A} \quad Ec. 57$$

El material utilizado para fabricar los soportes es acero inoxidable A-304, cuyo esfuerzo permisible es de 125 MPa.

$$F = \text{Carga aplicada} + \text{peso del material} + \text{Fuerza que ejerce el portacuchilla}$$

Para el cálculo de la carga aplicada es necesario obtener el peso del material, que sería el plato giratorio, la densidad del material es de  $7930 \frac{kg}{m^3}$ .

$$V = \frac{\pi \times d^2}{4} \times l \quad Ec. 58$$

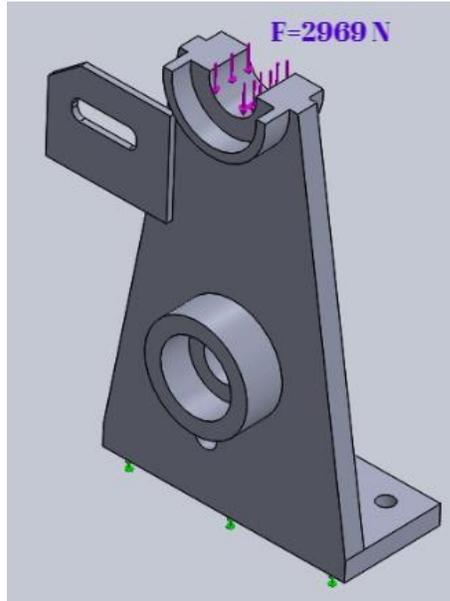
$$V = \frac{\pi \times 0,038^2}{4} \times 0,02 = 2,26 \times 10^{-4} m^3$$

$$\delta = \frac{m}{V}$$

$$m = \delta V = 7930 \frac{Kg}{m^3} \times 2,26 \times 10^{-5} m^3 = 1,8 \text{ kg}$$

$$m = 17,64 \text{ N}$$

$$F = 1121,21 \text{ N} + 17,64 \text{ N} + 1830 \text{ N} = 2969 \text{ N}$$



**Figura 36.** Fuerzas ejercidas en el soporte lateral derecho (Plano 01-153454-18).

$$A = L \times R \times \pi \quad \text{Ec. 59}$$

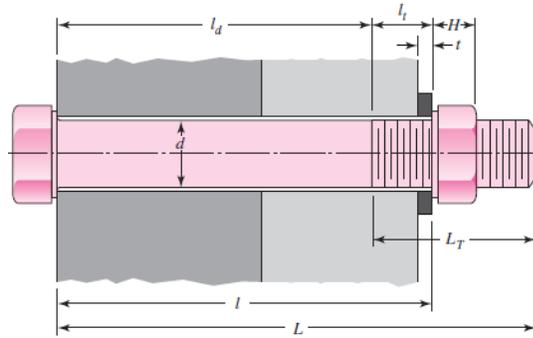
$$125MPa = \frac{2969 N}{L \times 0,004 m \times \pi}$$

$$L = 1,9 mm$$

El espesor requerido para soportar esta carga es de 2 mm, en este caso como es necesario realizar el acople para el rodamiento, el espesor deberá ser de 5 mm para poder soldar el bocín donde acopla el rodamiento.

### 2.16. Selección de pernos

Para determinar la cantidad de pernos necesaria para fijar los componentes de la máquina, es necesario tomar de referencia un diámetro inicial, para este caso pernos de ¼”, que son muy comunes en el mercado. Los principales factores en un perno son los que se muestran en la (fig. 37).



**Figura 37.** Selección de pernos. [13]

Área del perno

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = 2,82 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$L_t = 2d + 6 \text{ mm} = 18 \text{ mm}$$

$$L = l + H$$

El valor de H se obtiene de la (Tabla 27), para perno 6 mm, se seleccionará H= 5,2.

**Tabla 27.** Factor H para selección de pernos. [13]

Tamaño nominal, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

$$L = 17\text{mm} + 5,2\text{ mm} = 22,2\text{ mm} \approx 23\text{ mm}$$

Longitud de la parte útil sin rosca se define por la siguiente ecuación:

$$l_d = L - L_t = 23\text{ mm} - 18\text{ mm} = 5\text{ mm}$$

Longitud de la parte roscada se define por:

$$l_t = l - l_d = 17\text{mm} - 5\text{ mm} = 12\text{ mm}$$

Para obtener el área del esfuerzo de tensión se utiliza la (Tabla 28) del libro de Shigley, seleccionando el valor para M6.

**Tabla 28.** Área del esfuerzo. [13]

Diámetro mayor nominal $d$ , mm	Serie de paso grueso		Serie de paso fino			
	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0

$$A_t = 20,1\text{ mm}^2$$

$$K_b = \frac{A_d \times A_t + E}{A_d \times l_t + A_d \times l_d} \quad \text{Ec. 60}$$

$$K_b = \frac{28,27\text{ mm}^2 \times 20,1\text{ mm}^2 + 210\text{ GPa}}{28,27\text{ mm}^2 \times (12\text{ mm}) + 33,80\text{ mm}^2 \times (5\text{ mm})}$$

$$k_b = 1,53 \frac{GN}{m}$$

$$K_m = EdA \exp\left(\frac{B_d}{l}\right)$$

$$K_m = 210 \text{ GPa} \times 6 \times 10^{-3} \text{ m} \times 0,787 \exp\left(\frac{0,628 \times 6 \times 10^{-3} \text{ m}}{0,017 \text{ m}}\right)$$

$$K_m = 1,20 \frac{GN}{m}$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0,56$$

La precarga se define como:

$$F_i = 0,75 \times A_t \times S_p \quad \text{Ec. 61}$$

Para el perno de clase 4.8 el valor de  $S_p = 310 \text{ MPa}$ , Tabla 8-11, libro de Shigley.

$$F_i = 0,75 \times 2,01 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \times 310 \text{ MPa} = 4673,5 \text{ N}$$

Para determinar la cantidad necesaria de pernos se utiliza la siguiente ecuación:

$$N = \frac{C \times n_i \times P_{total}}{S_p \times A_t - F_i} \quad \text{Ec. 62}$$

Donde  $n_i$  es el factor de seguridad para el diseño, en este caso se utilizará 3, ya que los pernos deben tener una vida útil muy alta.

$$N = \frac{0,56 \times 3 \times 2499 N}{310 MPa \times 2,01 \times 10^{-5} m^2 - 4673,5 N}$$

$$N = 2,7$$

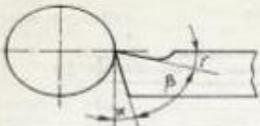
Los pernos necesarios para fijar la estructura según el cálculo son tres, esto se debe a que el sistema no ejerce mucha fuerza sobre los pernos, por efectos prácticos es necesario utilizar 6 pernos para sujetar todos los componentes de la máquina.

#### **2.16.1. Selección de la cuchilla para el pelado de frutas**

Para la selección de la cuchilla primero se debe tener claro que la cuchilla estará en contacto todo el tiempo con la fruta, por lo cual el material debe ser acero inoxidable para la industria alimenticia, en este caso se utilizará el acero inoxidable M303.

Para la selección del ángulo de la cuchilla se tiene la siguiente (Tabla 29), que muestra las incidencias que deben tener las cuchillas, como la cáscara de la fruta no posee una resistencia comparada con los aceros ya que estos tienen una composición más dura, se tomara en cuenta la forma de las frutas ovaladas como son la piña y la manzana, por lo tanto el ángulo óptimo de incidencia más el de filo sean entre 72° y 75°. En la tabla se selecciona el de 74° que corresponde al de bronce blandos con un ángulo de ataque de 16°.

Tabla 29. Selección de la cuchilla. [21]

Cuchillas para tornos, mandrinadoras y acepilladoras							
		DESIGNACION					
		$\alpha$	Angulo libre o incidencia.				
		$\beta$	Angulo de talle o filo.				
		$\gamma$	Angulo de salida o ataque.				
		$\alpha + \beta$	Angulo de corte.				
AGRUPACION DEL MATERIAL A TRABAJAR		VALOR DE LOS ANGULOS					
		$\alpha$	$\beta$	$\gamma$	$\alpha + \beta$		
A <sub>1</sub>	Aluminio y metales ligeros.	8°	50°	32°	58°		
	Cobre.	a	a	a	a		
	Antifricción. Materiales prensados (plásticos).	10°	52°	28°	62°		
A <sub>2</sub>	Aceros hasta 60 kgs. mm <sup>2</sup> .	6°	55° a 58°	29° a 26°	61° a 64°		
	Aceros de 60 a 100 kgs. mm <sup>2</sup> . Acero inoxidable. Fundición gris.		65°	19°	71°		
A <sub>3</sub>	Fundición semidura. Fundición maleable. Acero maleado. Bronces blandos.	6°	a	a	a		
			68°	16°	74°		
	Fundición dura. Bronces duros. Acero duro 12 % manganeso.	5°	77° a 85°	8° a 0°	82° a 90°		
DIMENSIONES DE LAS CUCHILLAS							
TAMAÑO		I	II	III	IV	V	
	Lado del cuadrado	A	15	20	25	32	40
	Longitud normal.	L	100	175	225	250	300
	Longitud mínima por desgaste.	* C	50	100	130	140	175
OBSERVACIONES GENERALES							
* La dimensión C es la mínima para retirarla del uso, y debe procederse a su estirado pasando al tamaño inmediato inferior de la serie.							

## CAPÍTULO III

### 3. Cálculo de costos

En este capítulo se detallará los costos directos, indirectos y mano de obra involucrados en la construcción y desarrollo de la peladora de frutas.

#### 3.1. Costos directos

[22] Son aquellos relacionados directamente con la producción de un producto y de ese modo reflejar en la contabilidad de costos de ese producto, como se indica en la (Tabla 30).

**Tabla 30.** Costos directos

<b>Proveedor</b>	<b>Descripcion</b>	<b>Can</b>	<b>C/u \$</b>	<b>Tot \$</b>
Proviaceros	T. Cuadrado 25x2 (8,90kg)	2	8,1	16,2
Aceros hugo g.	Placa inoxidable a304 120x50mm	3	11,3	33,9
	Figura inoxidable a304	3	1,25	3,75
Aceros wilson	Inoxidable 2"x30	2	2,1	4,2
Aceros wilson	Inoxidable 2"x30	1	2,8	2,8
	Inoxidable 2"x20	2	1,8	3,6
	Inoxidable 1"x285	1	3,9	3,9
Esmetalem	Dobleces para bandeja	12	0,9	10,8
Reinra	Motor electrico 1/4 hp velocidad 1700 rpm monofasico 110v-220v marca weg	1	110	110
Aceros hugo g.	Inoxidable plancha figura 10mm	1	5,5	5,5
	Inoxidable plancha figura 10mm	1	2,7	2,7
	Inoxidable plancha figura 10mm	1	1,5	1,5
	Inox 304 4x30	1	0,4	0,4
Aceros hugo g.	Matrimonio I-075 1 3/4"	1	26,5	26,5
Casa samuel	Cadena	1	3,8	3,8
	Candado	1	0,9	0,9
	Piñon de 6	1	1,9	1,9
Aceros wilson	Transmision 2"x20mm	1	0,75	0,75
	Transmision 2 1/4"x20mm	2	1,69	3,38

Suprinsa	Tuerca acero negro exag g5 unc 1/2" -canad	2	0,2	0,4
	Prisionero allen acero negro s/cab 6x1 x16mm	2	0,05	0,1
	Pernos acero inox exag unc 8x1.25x30mm	6	0,2	1,2
	Tuercas milim acero inox.exag.unc 8x1,25	6	0,1	0,6
	Anillo plano acero inoxidable 5/16"	6	0,11	0,66
Pillalaza condor	Alambre gemelo 2x16	2	0,33	0,66
	Enchufe blindado 2/p t/eagle 2	1	0,55	0,55
Pillalaza condor	Interruptor/ botonera on-off 3q	1	3,25	3,25
Lubri rep.s el inca	Banda mitsuba 17480 mercedes benz 1921 alt	1	3,65	3,65
	Banda mitsuba 17270 hyu elantra 1.6	1	2,12	2,12
Suprinsa	Pernos acero inox exag unc 6x1.00x12mm	3	0,05	0,15
	Tuercas milim acero inox.exag.unc 6x1.00	3	0,05	0,15
	Anillo plano acero inoxidable 1/4"	3	0,09	0,27
	Tuercas milim acero inox.exag.unc 10x1.50	2	0,15	0,3
	Anillo plano acero inoxidable 3/8"	2	0,11	0,22
Suprinsa	Anillo plano galvanizado 1/4" -imp	1	0,02	0,02
	Pernos allen acero inox.c/cilind.m8x16mm	1	0,12	0,12
	Anillo plano acero inoxidable 1/2"	1	0,1	0,1
Aceros wilson	Inox 2"x45mm	1	2,2	2,2
Aceros wilson	Duralon de 25mmx 40mm	1	1,5	1,5
	Duralon de 100mmx 50mm	1	5,5	5,5
	Inox de 20x75mm	1	14,5	14,5
Proviaceros	Tool inoxidable de 0,7mm	1	120	120
Proviaceros	Plancha acero inox mate 0,7 mm	1	52,5	52,5
				<b>447,2</b>

El total de los materiales utilizados (material directo) es de \$447,20 dólares americanos.

### 3.2. Costos de mano de obra

Los costos que involucran mano de obra. El costo por hora se tomó en base a la tabla de salarios sectoriales mínimos para el 2018 en el sector de la metalmecánica en el Ecuador, teniendo en cuenta que se laboran 8 horas diarias por 5 días a la semana y por 4 semanas al mes obteniendo un total de 160 horas laborales, como se indica en la (Tabla 31).

**Tabla 31.** Costos mano de obra

<b>Cargo</b>	<b>Horas</b>	<b>\$/Hora</b>	<b>Costo total \$</b>
Soldador	10	2,5	25
Técnico mecánico	15	2,5	37,5
			<b>62,5</b>

### 3.3. Costos consumibles

Tabla 32. Costos consumibles

Proveedor	Marca	Descripción	Cant	C/U \$	Costo T. \$
Cano lastra	Aga	Electrodo 6011 - 1/8 (kg)	5	3,03	15,15
	Dewalt	Discorte de corte metal 4 1/2	20	0,95	19
	Na	Tinner (gal)	1	3,5	3,5
	Adheplast	Pintura anticorrosiva (gal)	1	4,25	4,25
	Dewalt	Brocas HSS	5	2,1	10,5
	Stanley	Llaves Mixtas	3	1,25	3,75
					<b>56,15</b>

### 3.4. Costos totales

El costo total de la suma de costos directos, mano de obra y consumibles se detalla a continuación:

Tabla 33. Costo total

Costos	\$
Costos directos	447,2
Costos de mano de obra	62,5
Costos de consumibles	56,15
<b>Total</b>	<b>565,85</b>

### 3.5. Costos de depreciación

Se refiere al desgaste del bien material debido al uso y al paso del tiempo, lo cual produce una disminución periódica del valor ya que prestan actividades a una empresa en particular. Para calcular la misma se utiliza la siguiente expresión:

$$D = \frac{C - V_R}{N} \quad \text{Ec. 63}$$

Dónde:

$D$ : Depreciación ( $\frac{\$}{\text{año}}$ )

$C$ : Costo (\$)

$V_R$ : Valor residual (\$)

$N$ : Vida útil (años)

[23] Menciona que, se depreciará a un período de 10 años haciendo referencia al artículo 28 literal c del Reglamento de la Aplicación de la Ley de Régimen Tributario Interno.

Como valor residual se considera un 10% del costo total.

$$D = \frac{565,85 - 56,58}{10}$$

$$D = 50,93 \left(\frac{\$}{\text{año}}\right)$$

**Tabla 34.** Depreciación de 10 años

Datos		Años	Depreciación anual (\$)	Depreciación acumulada (\$)
		0	Costo	-
Costo (\$)	565,85	1	50,93	50,93
Vida útil (años)	10	2	50,93	101,85
Valor residual	56,59	3	50,93	152,78
Depreciación anual (\$/año)	50,93	4	50,93	203,71
<b>Valor depreciable (\$)</b>	<b>509,27</b>	5	50,93	254,63
		6	50,93	305,56
		7	50,93	356,49
		8	50,93	407,41
		9	50,93	458,34
		10	50,93	509,27
		<b>total</b>	<b>509,27</b>	

Se necesita realizar un estudio del efecto que produce el tiempo en el valor del dinero, se va a utilizar métodos como es el TMAR, VAN, TIR para verificar que tan rentable es el proyecto que se realizará tomando en cuenta los ingresos y egresos de la microempresa el Salinerito.

### 3.6. Flujo neto efectivo

Se conoce como flujo neto efectivo a la diferencia de los egresos netos e ingresos netos (Tabla 35), Al tratar el flujo neto efectivo se toma en cuenta el valor del dinero en un tiempo determinado mediante una tasa de interés, como se puede verificar en la (Tabla 36).

**Tabla 35.** Promedio de egresos en el mes

Descripción	Cantidad	C/U \$	Total \$
Salario Básico	3	386	1158
Docena de piñas	33	15	495
Caja de manzanas	30	35	1050
Servicios Básicos	1	100	100
Varios	1	100	100
<b>Total</b>			<b>2903</b>

**Tabla 36.** Flujo neto de efectivo

Año	Proyección de ingresos		Proyección de egresos		Depreciación anual \$	Flujo neto de efectivo anual \$
	Ingreso mensual \$	Ingreso anual \$	Egreso mensual \$	Egreso anual \$		
0						-565,85
1	3010	36120	2975	35700	50,93	369,07
2	3000	36000	2950	35400	50,93	549,07
3	3013	36156	2950	35400	50,93	705,07
4	3008	36096	2950	35400	50,93	645,07
5	3002	36024	2950	35400	50,93	573,07
6	3005	36060	2950	35400	50,93	609,07
7	3000	36000	2950	35400	50,93	549,07
8	3000	36000	2950	35400	50,93	549,07
9	3010	36120	2950	35400	50,93	669,07
10	3005	36060	2950	35400	50,93	609,07

### 3.7. Tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR)

Es un valor porcentual que permite determinar al individuo que va a realizar una inversión en un proyecto. Esta tasa es usada para saber si un proyecto genera ganancias o no.

$$TMAR = i + f + (i * f) \quad Ec. 64$$

Dónde:

$i$ : premio al riesgo

$f$ : inflación

El Banco Central del Ecuador no emite un pronóstico del índice inflacionario para los próximos cinco años, por lo que se emplea el promedio de los índices de los últimos cinco años y como premio de riesgo se toma un 10%, como indica la (Tabla 37).

**Tabla 37.** Inflación anual, últimos 5 años

<b>Año</b>	<b>Porcentaje %</b>
2011	5,41
2012	4,16
2013	2,70
2014	3,67
2015	3,38
2016	1,12
	3,41

Sabiendo eso se procede a calcular el TMAR:

$$TMAR = 0,034 + 0,10 + (0,034 * 0,10)$$

$$TMAR = 13,75 \%$$

### 3.8. Tasa mínima aceptable de rendimiento (VAN)

Al restar la suma de flujo con la inversión del inicio se obtiene el valor monetario.

$$VAN = \frac{f_1}{(1+i)^{n1}} + \frac{f_2}{(1+i)^{n2}} + \frac{f_3}{(1+i)^{n3}} + \frac{f_4}{(1+i)^{n4}} \dots \dots \dots \frac{f_k}{(1+i)^{nk}} - I_o \quad Ec. 65$$

Dónde:

$f$ : Flujo efectivo de cada periodo.

$i$ : interés

$n$ : número de periodo

$I_o$ : valor del desembolso inicial de la inversión

$$VAN = 2949,90 \$$$

El valor de  $VAN$  se evalúa mediante los siguientes criterios:

- $VAN > 0$  La inversión es rentable, se puede tener ganancia con una tasa mayor al  $TMAR$ .
- $VAN = 0$  La inversión es indiferente, la ganancia corresponde sólo al  $TMAR$
- $VAN < 0$  La inversión no es rentable, el proyecto genera pérdidas.

### 3.9. Tasa interna de retorno (TIR)

Es el valor porcentual de beneficio o pérdida que presenta una inversión para aquellas sumas que no se han retirado del proyecto. Es decir la tasa de interés que ofrece una inversión.

$$VAN = \frac{f_1}{(1 + TIR)^{n1}} + \frac{f_2}{(1 + TIR)^{n2}} + \frac{f_3}{(1 + TIR)^{n3}} \dots \frac{f_k}{(1 + TIR)^{nk}} - I_o \quad Ec. 66$$

$f$ : Flujo efectivo de cada periodo.

$n$ : número de periodo

$I_o$ : valor del desembolso inicial de la inversión

$$TIR = 87\%$$

El valor de  $TIR$  se evalúa mediante los siguientes criterios:

$TIR > i$  La inversión es rentable.

$TIR = i$  La inversión es indiferente.

$TIR < i$  La inversión no es rentable, el proyecto genera pérdidas.

En este caso i corresponde a la tasa mínima aceptable de rendimiento (*TMAR*).

Como se puede observar calculando el *VAN* y el *TIR* tenemos que el *VAN* > 0 y el *TIR* > *TMAR*, se determina que el proyecto es viable y satisface cualquier expectativa de los interesados.

### 3.10. Tiempo de la recuperación de la inversión (*PRI*)

Método por el cual se puede calcular y aplicar al periodo de recuperación de la inversión considerando un indicador capaz de medir la liquidez del proyecto así como también el riesgo relativo, permitiendo prever los eventos en corto plazo.

$$PRI = A + \frac{|B|}{C} \quad Ec. 67$$

Dónde:

A: Periodo ultimo con flujo acumulado fijo

B: Último flujo acumulado fijo

C: Valor del flujo de caja en el siguiente periodo

**Tabla 38.** Flujo neto y acumulado por año

Año	Flujo neto \$	Flujo acumulado \$
1	-565,85	-565,85
2	369,07	-196,78
3	549,07	352,30
4	705,07	1057,37
5	645,07	1702,44
6	573,07	2275,52
7	609,07	2884,59
8	549,07	3433,66
9	549,07	3982,74
10	669,07	4651,81
11	609,07	5260,89

$$PRI = 0 + \frac{|-196,78|}{549,07}$$

$$PRI = 0,3583 \text{ años}$$

$$PRI = 4 \text{ meses y } 10 \text{ días}$$

El *PRI* indica un resultado favorable ya que se tiene un tiempo corto para la recuperación de la inversión.

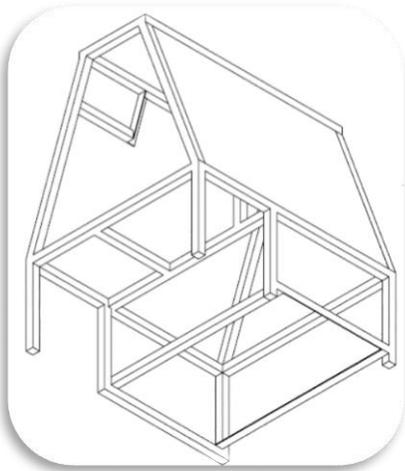
## CAPÍTULO IV

### 4. Ensamblaje

Se va a resumir el proceso de ensamblaje de las partes más importantes de la máquina y explicar brevemente su funcionamiento.

#### 4.1. Estructura de soporte

Parte importante que conforman la máquina, ya que sobre esta van ubicados todos los elementos mecánicos. En la (fig. 39) se aprecia la estructura en proceso de construcción y en la (fig. 38) la estructura finalizada.



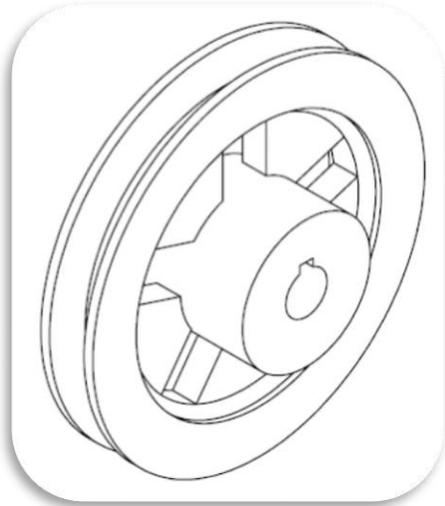
**Figura 38.** Estructura finalizada.



**Figura 39.** Estructura en proceso de ensamblaje

#### 4.2. Motor y sistema de poleas

Utilizando un motor marca WEG w22 con potencia de 1 de hp, 110v, el mismo que gira a 1590 rpm, en el mismo eje de acción se encuentra una polea de 2 plg transmitiendo las rpm a una polea de 12 plg, luego a una de 4 plg terminando el sistema de poleas con una de 6 plg con 530 rpm de salida. En la (fig. 40) se indica el diseño de la polea y en la (fig. 41) el conjunto de poleas finalizado.



**Figura 40.** Diseño de poleas



**Figura 41.** Sistema de poleas

### **4.3. Catarinas, cadena y tensor**

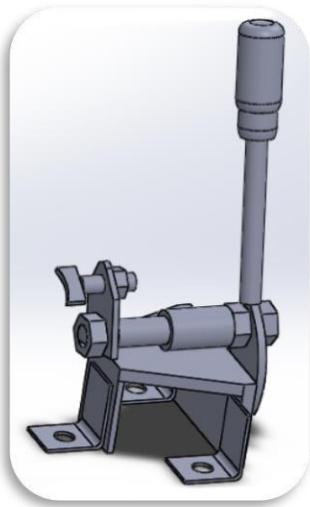
Contando con dos catarinas, la una de 14 dientes que está en la línea de acción del tornillo sin fin y la otra de 16 dientes, la misma que tiene 605 rpm de salida para hacer girar al contra punto, la cadena gira alrededor de las mismas mediante un tensor para que no se desubique o se salga, como se indica en la (fig. 42).



**Figura 42.** Conjunto de catarinas, cadena y tensor

#### 4.4. Acople para transmisión de movimiento y mecanismo de accionamiento.

Tenemos la palanca de accionamiento la misma que adapta dos posiciones, haciendo que el acople de transmisión de movimiento (fig. 44) se una o no, dependiendo la posición la máquina es manual o automática. En la (fig. 43) se indica el diseño de la palanca de accionamiento y en la (fig. 45) la palanca de accionamiento finalizada



**Figura 43.** Mecanismo de accionamiento



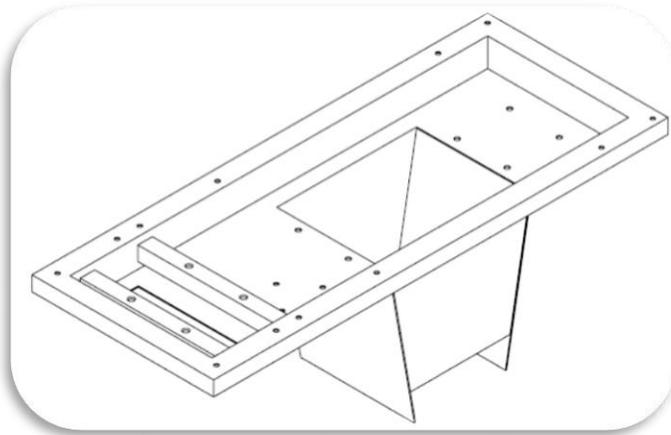
**Figura 44.** Acople para transmisión de movimiento



**Figura 45.** Conjunto de accionamiento para manual o automático

#### 4.5. Bandeja receptora de residuos del pelado de frutas

Tenemos la bandeja en la cual se va a anclar todos los soportes y mecanismos de la máquina, la misma que va en la parte superior de la estructura de soporte, como se indica en la (fig. 46).



**Figura 46.** Bandeja receptora de residuos del pelado de frutas (Plano 01-153454-28)

#### 4.6. Resultados

##### 4.6.1. Peso promedio de la manzana y piña

En esta parte se analizará todo referente al pelado de piña y manzana, basándose en los datos obtenidos en el pelado manual. Se conocer el peso promedio de la piña y manzana, como indica la (Tabla 39).

**Tabla 39.** Peso promedio de la manzana y piña

	<b>Manzana (gr)</b>	<b>Piña (gr)</b>	<b>Manzana (kg)</b>	<b>Piña (kg)</b>
<b>Peso 1</b>	215,1	1900,45	0,22	1,90
<b>Peso 2</b>	213,4	2103,89	0,21	2,10
<b>Peso 3</b>	202,7	2205,23	0,20	2,21
<b>Peso 4</b>	225,1	1873,34	0,23	1,87
<b>Peso 5</b>	219,3	2010,73	0,22	2,01
<b>Peso 6</b>	214,9	1954,93	0,21	1,95
<b>Peso 7</b>	204,3	2006,12	0,20	2,01
<b>Peso 8</b>	201,6	1890,29	0,20	1,89
<b>Peso 9</b>	209,1	2050,32	0,21	2,05
<b>Peso 10</b>	210,8	2104,84	0,21	2,10
<b>Prom.</b>	<b>211,63</b>	<b>2010,01</b>	<b>0,21</b>	<b>2,01</b>

Como resultado se obtuvo que la manzana tiene un peso de 0,211 kg y la piña 2,01 kg, los mismos que salieron del promedio de la toma de 10 muestras con diferentes dimensiones de cada fruta.

#### 4.6.2. Capacidad del pelado manual

Para este punto se obtuvo datos proporcionados por parte de la encargada de la producción de frutos deshidratados, la misma que supo manifestar los siguientes datos (Tabla 40).

**Tabla 40.** Datos

	<b>Datos</b>		
	<b>Unidades</b>	<b>Manzana</b>	<b>Piña</b>
<b>Días</b>	d	4	3
<b>Horas lab.</b>	h	8	8
<b>Personas</b>		3	3
<b>Tiempo</b>	h	32	24

Trabajan 3 personas para el proceso de pelado de la manzana, 4 días en el mes y 8 horas diarias. De la misma manera para el proceso de pelado de la piña trabajan 3 personas, 3 días del mes y 8 horas diarias.

Sabiendo que se pelan 5700 manzanas en el mes y 400 piñas se obtienen los siguientes resultados (Tabla 41).

**Tabla 41.** Datos de 3 personas

	<b>Datos 3 personas</b>		
<b>Cantidad</b>	fruta	5700	400
	fruta/día	1425,00	133,33
	fruta/h	178,13	16,67
	kg/h	37,70	33,50
	kg/s	0,01	0,01
<b>Resultado</b>	<b>s/fruta</b>	<b>20,21</b>	<b>216,00</b>

**Tabla 42.** Datos por persona

	<b>Datos 1 personas</b>		
<b>Cantidad</b>	fruta	5700,00	400,00
	fruta/día	475,00	44,44
	fruta/h	59,38	5,56
	kg/h	12,57	11,17
	kg/s	0,00	0,00
<b>Resultado</b>	<b>s/fruta</b>	<b>60,63</b>	<b>648,00</b>

Como resultado se obtiene que 3 personas pelan una manzana en 20,21 segundos y una piña en 216 segundos. Por otro lado una sola persona pela una manzana en 60,63 segundos y una piña en 648 segundos.

Sabiendo esto y el peso promedio de cada fruta se puede calcular la capacidad de pelado de cada fruta manualmente (Tabla 43) y (Tabla 44).

**Tabla 43.** Capacidad de pelado manual de 3 personas

<b>Capacidad 3 personas</b>			
	<b>Unidad</b>	<b>Manzana</b>	<b>Piña</b>
	Kg	0,21	2,01
	S	20,21	216,00
<b>Capacidad</b>	kg/h	37,70	33,50
<b>Capacidad</b>	fruta/h	178,13	16,67

**Tabla 44.** Capacidad de pelado manual de 1 persona

<b>Capacidad 1 persona</b>			
	<b>Unidad</b>	<b>Manzana</b>	<b>Piña</b>
	Kg	0,21	2,01
	S	60,63	648,00
<b>Capacidad</b>	kg/h	12,57	11,17
<b>Capacidad</b>	fruta/h	59,38	5,56

#### 4.6.3. Capacidad de pelado en la máquina manualmente

Realizando la toma de tiempos de pelado de cada fruta, 10 veces para poder sacar un promedio en segundos de una manzana y una piña (Tabla 45).

**Tabla 45.** Tiempos de pelado en la máquina manualmente

	<b>Manzana (s)</b>	<b>Piña (s)</b>
<b>Tiempo 1</b>	22,2	43,1
<b>Tiempo 2</b>	25,3	43,9
<b>Tiempo 3</b>	21,5	45,5
<b>Tiempo 4</b>	22,6	41,7
<b>Tiempo 5</b>	24,7	40,4
<b>Tiempo 6</b>	25,9	42,7
<b>Tiempo 7</b>	21,6	42,9
<b>Tiempo 8</b>	22,4	44,3
<b>Tiempo 9</b>	21,3	42,3
<b>Tiempo 10</b>	22,1	41,1
<b>Promedio</b>	22,96	42,79

Teniendo el tiempo de pelado de cada fruta, 22.96 segundos para una manzana y 42.79 segundos para la piña, se procederá a calcular la capacidad para cada una de ellas (Tabla 46).

**Tabla 46.** Capacidad de la máquina modo manual

<b>Capacidad maq. manual</b>			
	<b>Unidad</b>	<b>Manzana</b>	<b>Piña</b>
	Kg	0,21	2,01
	S	22,96	42,79
<b>Capacidad</b>	kg/h	33,18	169,11
<b>Capacidad</b>	fruta/h	156,79	84,13

#### 4.6.4. Capacidad de pelado en la máquina automáticamente

Se realiza la toma de tiempos de pelado de cada fruta, 10 veces para poder sacar un promedio en segundos de una manzana y una piña (Tabla 47).

**Tabla 47.** Tiempos de pelado en la máquina automáticamente

	<b>Manzana (s)</b>	<b>Piña (s)</b>
<b>Tiempo 1</b>	18,3	38,3
<b>Tiempo 2</b>	19,5	38,6
<b>Tiempo 3</b>	18,4	39,5
<b>Tiempo 4</b>	19,3	39,9
<b>Tiempo 5</b>	19,7	38,7
<b>Tiempo 6</b>	17,3	37,4
<b>Tiempo 7</b>	18,6	37,3
<b>Tiempo 8</b>	17,5	39,1
<b>Tiempo 9</b>	18,5	39,3
<b>Tiempo 10</b>	19,1	38,2
<b>Promedio</b>	18,62	38,63

Teniendo el tiempo de pelado de cada fruta, 18.62 segundos para una manzana y 38.63 segundos para la piña, se procede a calcular la capacidad para cada una de ellas (Tabla 48).

**Tabla 48.** Capacidad de la máquina modo automático

	Capacidad maq. auto.		
	Unidad	Manzana	Piña
	Kg	0,21	2,01
	S	18,62	38,63
<b>Capacidad</b>	kg/h	40,92	187,32
<b>Capacidad</b>	fruta/h	193,34	93,19

#### 4.6.5. Comparación de capacidades del proceso para pelar frutas

Para obtener un panorama más claro del mejoramiento de producción se puede observar en la siguiente (Tabla 49), los datos finales de todos los procesos en diferentes unidades.

**Tabla 49.** Comparación de capacidades

Capacidad de fruta por hora				
	Antes 3 personas	Antes 1 persona	Maq. Manual	Maq. Auto
<b>Manzana</b>	178	59	157	193
<b>Piña</b>	17	6	84	93
Capacidad kg/h				
	Antes 3 personas	Antes 1 persona	Maq. Manual	Maq. Auto
<b>Manzana</b>	38	13	33	41
<b>Piña</b>	34	11	169	187
Capacidad kg/mes				
	Antes 3 personas	Antes 1 persona	Maq. Manual	Maq. Auto
<b>Manzana</b>	1206	402	1062	1309
<b>Piña</b>	804	268	4059	4496
Frutas en el mes				
	Antes 3 personas	Antes 1 persona	Maq. Manual	Maq. Auto
<b>Manzana</b>	5700	1900	5017	6187
<b>Piña</b>	400	133	2019	2237

Como resultado se obtiene un considerable mejoramiento con las siguientes observaciones:

- El pelado manual con el empleo de 3 personas era de 5700 manzanas en 4 días, ahora la máquina con un operario obtiene 6187 manzanas en 4 días.
- El pelado manual con el empleo 3 personas era de 400 piñas en 3 días, ahora la máquina con un operario obtiene 2237 piñas en 3 días

## CONCLUSIONES

- El mercado al cual la micro empresa “El Salinerito” distribuye su producto de frutos deshidratados en la actualidad, corresponde a un aproximado de 1200 kg de manzana y 804 kg de piña con el proceso manual y se incrementara alrededor de 1300 kg en manzana y 4500 kg en piña, mejorando notablemente su capacidad de producción.
- El estudio de mercadeo permitió la elaboración de una máquina cuyo funcionamiento es similar a un torno industrial de eje horizontal adaptado para pelar frutas, facilitando el proceso de producción en la micro empresa “El Salinerito”.
- El diseño de la peladora de fruta consiste principalmente en un motor de 1 hp que por medio de poleas, catalinas, cadenas, piñones y ejes transmite el movimiento de rotación accionando la cuchilla para cumplir con el trabajo de pelado, teniendo la siguiente capacidad:  $41 \frac{kg}{h}$  para la manzana y de  $187 \frac{kg}{h}$  para la piña.
- Basados en la teoría de esfuerzo cortante máximo, se obtuvo factores de seguridad de 1.25 a 2, en los elementos mecánicos que conforman la máquina peladora de frutas.
- Seleccionado los materiales por medio de cálculos basados en la teoría de esfuerzo cortante máximo se realiza la comprobación por medio del software Solidworks, verificando diámetros seleccionados y existentes en el país; los mismos que son: AISI 1018 para el eje del acople de transmisión de movimiento basado en la resistencia mínima requerida según la teoría aplicada.
- Finalizado el estudio de costos y analizando valores de TIR Y VAN de la máquina peladora de frutas, la micro empresa “El Salinerito” podrá recuperar todo el capital invertido en tan solo 4 meses y 10 días.

## RECOMENDACIONES

- Implementar un sistema de sanitización de frutas que funcione durante el proceso de pelado y que mejore la calidad de producto.
- Considerar la opción de implementar un tablero de control electrónico que permita el accionamiento de la máquina.
- Realizar un estudio a profundidad en la cuchilla para poder ser utilizada con diferentes frutas.
- Colocar un sensor en la puerta de protección del sistema de poleas, con el propósito de desactivar el funcionamiento de la máquina cuando esta se encuentre abierta, como medida de seguridad adicional.
- Considerar la evaluación de cualquier componente mecánico mediante el empleo de herramientas computacionales antes de realizar alguna modificación en el diseño.
- Diseñar un accesorio de protección para el tornillo de potencia, con el objetivo de evitar la salpicadura de la grasa que se utiliza en dicha parte hacia las frutas.

## BIBLIOGRAFÍA

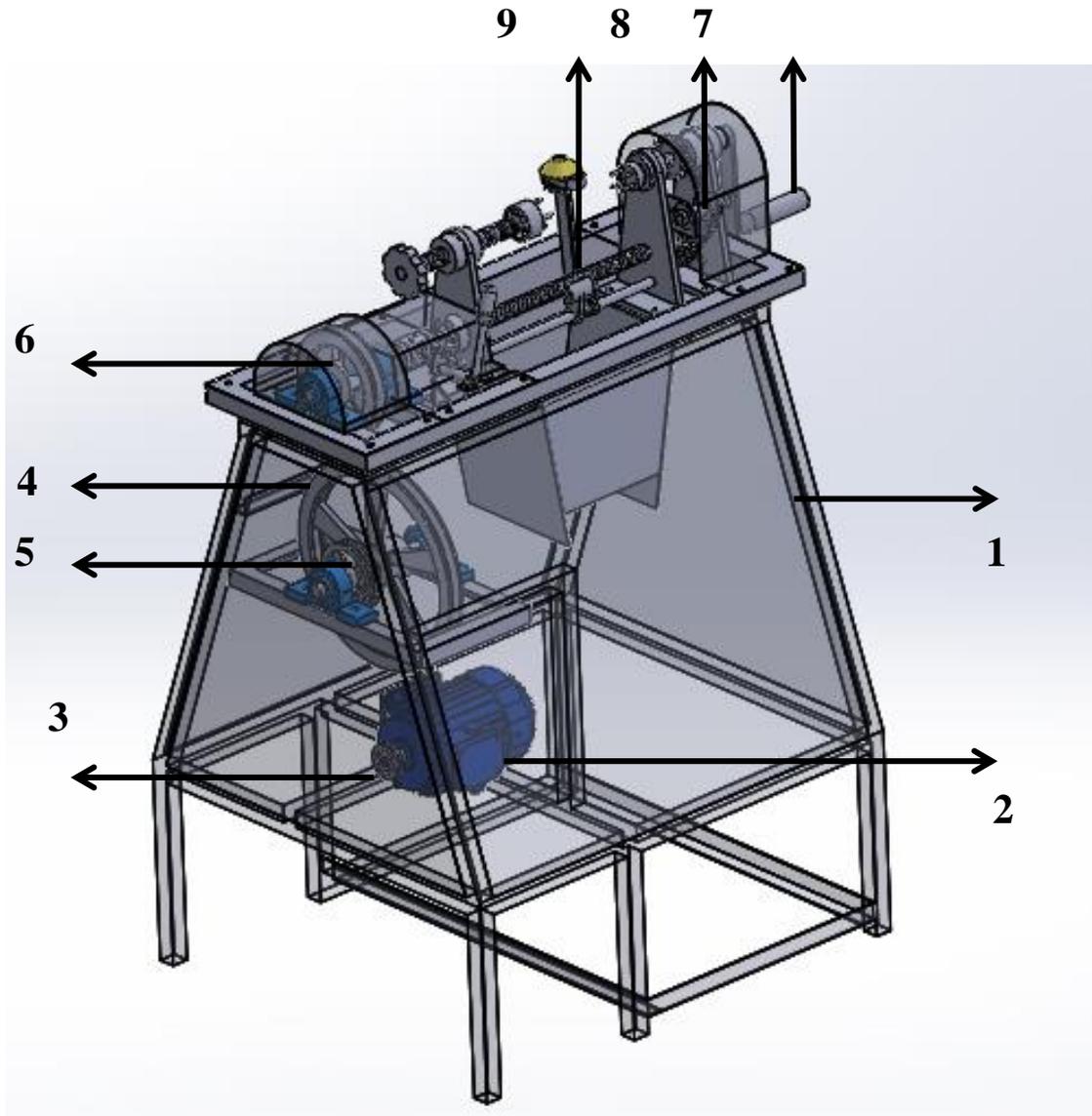
- [1] A. A. Gaité, «Caracterización sensorial y físico-química de manzanas reineta y pera conferencia, figuras de calidad en castilla y león,» Leon, 2011.
- [2] C. C. Monzón, «Influencia en el método de secado en parámetros de calidad relacionados con la estructura y el color de manzana y fresa deshidratadas.,» Valencia, 2006.
- [3] L. A. P. Estay, «Determinación de nutrientes en manzanas,» Santiago, 2009.
- [4] L. M. A. Leonardo, «Periodos Fenológicos del cultivo de piña, Cv. MD2, con nutrición mineral, zona machala.,» Machala, 2014.
- [5] A. E. L. Márquez, «Estudio de Factibilidad de Producción de Piña MD2 y su exportación a Canadá,» Guayaquil, 2013.
- [6] J. A. G. Paz, «Caracterización morfológica y molecular de piña,» Chapingo, 2013.
- [7] W. P. P. Solis, «Estudio de pelado de papas para disminuir el tiempo de preparación de papas fritas,» Ambato, 2011.
- [8] M. d. s. pública, «Reglamentos de Alimentos,» Quito, 1988.
- [9] D. E. Carrera Cano y J. P. Vargas Bonifa, «Diseño y construcción de una trituradora de morochillo entero para producción de balanceados,» Quito, 2016.
- [10] D. Giacosa, Motores endotérmicos: motores de encendido por chispa: a carburación ya inyección, motores de encendido por compresión diesel lentos y rápidos, motores rotativos, turbinas de gas, teoría, construcción, pruebas/Mottori endotermici., México: Omega, 1988.
- [11] P. Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Cuarta ed., México: Pearson, 2006.
- [12] L. Mitchell y J. E. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, México: McGraw-hill, 1985.
- [13] R. G. & N. J. K. Budynas, Shigley's mechanical engineering design, New York: McGraw-Hill., 2008.
- [14] E. A. & P. J. G. L. MANCILLA, CORREAS Y POLEAS MANUAL DE CÁLCULO Y SELECCIÓN., 2018.
- [15] Dodge, bearing engineering catalog, Baldor, 2007, pp. b1-8.

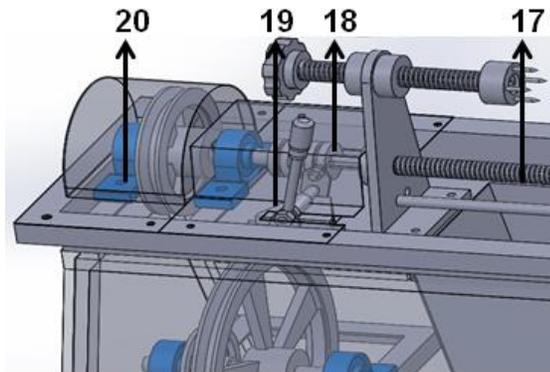
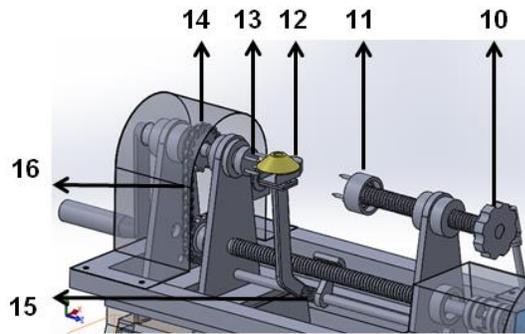
- [16] M. Rathi, «Acoplamiento Elástico», 2006.
- [17] L. J. Espinosa Brenes, «Guía de diseño para estructuras de acero laminadas en caliente: método de factores de carga y resistencia», lrfd, 2006.
- [18] C. H. & M. A. Grella, Selección de los parámetros de pulso en la soldadura de aleaciones Al-Si y Al-Mg con el proceso GMAW-P., Caracas, 2001.
- [19] I. B. S.A, «Catálogo de productos», 07 Noviembre 2015. [En línea]. Available: <http://www.ivanbohman.com.ec/wp-content/uploads/2016/01/catalogo-general-IBCA.pdf>. [Último acceso: 06 Agosto 2018].
- [20] FAG, Rodamientos de bolas, rodillos, soportes y accesorios, España: Catálogo WL, 2000.
- [21] R. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Mexico D.F: Pearson Educación, 2006.
- [22] A. Salinas Torres, Contabilidad de Costos, Mc Graw Hill, 1996.
- [23] G. d. I. R. d. Ecuador, «Servicio de Rentas Internas SRI.», 2017. [En línea]. Available: <http://www.sri.gob.ec/web/guest/depreciacion-acelerada-de-activos-fijos>. [Último acceso: 15 Julio 2018].
- [24] R. Budynas y K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Mexico D.F.: McGraw-Hill, 2008.

## **ANEXOS**

Anexo 1. Manual de funcionamiento, limpieza y mantenimiento

1. Partes principales de la peladora





**Posición 1    Posición 2**

- |                              |                                   |
|------------------------------|-----------------------------------|
| 1. Estructura soportante     | 11. Contra punto móvil            |
| 2. Motor eléctrico           | 12. Cuchilla                      |
| 3. Polea 2 plg               | 13. Contra punto fijo             |
| 4. Polea 12 plg              | 14. Catalina                      |
| 5. Polea 4 plg               | 15. Resorte                       |
| 6. Polea 6 plg               | 16. Cadena                        |
| 7. Manivela                  | 17. Eje sin fin                   |
| 8. Tensor de la cadena       | 18. Acople de transmisión de mov. |
| 9. Guía de la cuchilla       | 19. Palanca de accionamiento      |
| 10. Manija de desplazamiento | 20. Cojinete                      |

## **2.- Proceso de funcionamiento**

### **2.1.- Pelado automático de piña**

Es indispensable considerar los siguientes pasos:

- 2.1.1.-Verificar que en la máquina esté accionado el botón de apagado.
- 2.1.2.-Comprobar que todos los componentes estén correctamente en su lugar.
- 2.1.3.-Revisar que la cuchilla esté 1.5 cm de abertura.
- 2.1.4.-Conectar el enchufe en una toma de 110v.
- 2.1.5.-Colocar la piña horizontalmente en el contra punto fijo.
- 2.1.6.-Hacer girar la manija de desplazamiento hasta que el contra punto móvil sujete bien la piña.
- 2.1.7.-Ubicar la cuchilla junto al contra punto fijo la cual es la posición inicial.
- 2.1.8.-Poner la palanca de accionamiento en posición 2.
- 2.1.9.-Accionar el botón de encendido.
- 2.1.10.-Mover la palanca de accionamiento a la posición 1.
- 2.1.11.-Una vez que haya terminado el proceso de pelado, colocar la palanca de accionamiento en posición 2.
- 2.1.12.-Hacer girar la manija de desplazamiento hasta que el contra punto móvil quede lejos de la piña.
- 2.1.13.-Si es requerido pelar en serie, no apagar la máquina, retirar la piña pelada y colocar una nueva volviendo al punto 2.1.5 y continuar con el proceso.

### **2.2.- Pelado manual de piña**

Es indispensable considerar los siguientes pasos:

- 2.2.1.-Verificar que en la máquina esté accionado el botón de apagado.
- 2.2.2.-Comprobar que todos los componentes estén correctamente en su lugar.
- 2.2.3.-Revisar que la cuchilla esté 1.5 cm de abertura.
- 2.2.4.-Colocar la piña horizontalmente en el contra punto fijo.
- 2.2.5.-Hacer girar la manija de desplazamiento hasta que el contra punto móvil sujete bien la piña.

- 2.2.6.-Poner la cuchilla junto al contra punto fijo la cual es la posición inicial.
- 2.2.7.-Mover la palanca de accionamiento a la posición 2.
- 2.2.8.-Hacer girar la manivela hacia el operador.
- 2.2.9.-Una vez que haya terminado el proceso de pelado, hacer girar la manija de desplazamiento, hasta que el contra punto móvil quede lejos de la piña.
- 2.2.10.- Una vez terminado el proceso de pelado, retirar la piña pelada y colocar una nueva volviendo al punto 2.2.4 y continuar con el proceso.

### **2.3.- Pelado automático de manzana**

Es indispensable considerar los siguientes pasos:

- 2.3.1.-Verificar que en la máquina esté accionado el botón de apagado.
- 2.3.2.-Comprobar que todos los componentes estén correctamente en su lugar.
- 2.3.3.-Revisar que la cuchilla esté 0.5 cm de abertura.
- 2.3.4.-Conectar el enchufe en una toma de 110v.
- 2.3.5.-Colocar en el contra punto fijo el eje central para sujeción de manzana.
- 2.3.6.-Hacer girar la manija de desplazamiento hasta que el contra punto móvil quede lejos de la manzana, “al tope”.
- 2.3.7.-Ubicar la manzana horizontalmente en el contra punto fijo.
- 2.3.8.-Poner la cuchilla junto al contra punto fijo la cual es la posición inicial.
- 2.3.9.-Situación la palanca de accionamiento a la posición 2.
- 2.3.10.-Accionar el botón de encendido.
- 2.3.11.-Trasladar la palanca de accionamiento a la posición 1.
- 2.3.12.-Una vez que haya terminado el proceso de pelado colocar la palanca de accionamiento en posición 2.
- 2.3.13.-Si es requerido pelar en serie no apagar la máquina, retirar la manzana pelada y colocar una nueva volviendo al punto 2.3.7 y continuar con el proceso.

### **2.4.- Pelado manual de manzana**

Es indispensable considerar los siguientes pasos:

- 2.4.1.-Verificar que en la máquina esté accionado el botón de apagado.

- 2.4.2.-Comprobar que todos los componentes estén correctamente en su lugar.
- 2.4.3.-Revisar que la cuchilla esté 0.5 cm de abertura.
- 2.4.4.-Conectar el enchufe en una toma de 110v.
- 2.4.5.-Colocar en el contra punto fijo el eje central para sujeción de manzana.
- 2.4.6.-Hacer girar la manija de desplazamiento hasta que el contra punto móvil quede lejos de la manzana, “al tope”.
- 2.4.7.-Ubicar la manzana horizontalmente en el contra punto fijo.
- 2.4.8.-Poner la cuchilla junto al contra punto fijo la cual es la posición inicial.
- 2.4.9.-Situar la palanca de accionamiento a la posición 2.
- 2.4.10.-Hacer girar la manivela hacia el operador.
- 2.4.11.-Una vez terminado el proceso de pelado, retirar la manzana pelada y colocar una nueva volviendo al punto 2.4.7 y continuar con el proceso.

### **3.- Limpieza**

Antes de realizar el servicio de limpieza de la máquina el operario debe asegurarse que el botón de apagado esté accionado y que el enchufe no esté conectado a la toma, después continuar con los siguientes pasos:

- 3.1.-Retirar todos los desechos orgánicos con la ayuda de una brocha hacia la cubeta de desechos.
- 3.2.-Remover la cubeta y botar los desperdicios en un lugar apropiado.
- 3.3.-Pasar un trapo húmedo por todas las cubiertas de protección de los mecanismos y estructura.
- 3.4.-Verificar que no queden restos orgánicos ya que estos con el tiempo pueden obstaculizar los mecanismos, (tornillo sin fin, cuchilla, sujetadores).
- 3.5.-Concluida la limpieza, colocar grasa de litio sintética en el tornillo sin fin y cadena.

### **4.- Mantenimiento**

- 4.1.-Verificar que el botón de apagado este accionado.
- 4.2.-Verificar que el enchufe no esté conectado a la toma.
- 4.3.-Cambiar la cuchilla cada 3 meses, las cuchillas que no se estén usando tenerlas siempre afiladas para su uso posterior.
- 4.4.-Una vez al mes retirar las cubiertas de los mecanismos y abrir las tapas protectoras, verificar visualmente el estado de las bandas, cojinetes, rodamientos, ejes, cadena.
- 4.5.-En el caso de que las bandas estén desgastadas o con grietas, cambiarlas inmediatamente.
- 4.6.-Si los rodamientos ya no están cumpliendo su trabajo, sustituirlos, ya que pueden dañar los ejes, mecanismos o en su totalidad el funcionamiento de la máquina. Lubricarlos una vez al mes con grasa de litio.
- 4.7.-Una vez al mes realizar un reajuste a todos los pernos de la estructura.

## **5.- Observaciones**

- 5.1.-Por seguridad del operador siempre regirse a los pasos sugeridos en el manual de funcionamiento.
- 5.2.-No manipular los mecanismos con la máquina en funcionamiento.
- 5.3.-Las cubiertas que protegen a los mecanismos, solos abrirlas en caso de mantenimiento y por personas autorizadas.
- 5.4.-Realizar el proceso de limpieza de la máquina todos los días luego de cada jornada de trabajo.
- 5.5.-Utilizar botas y guantes de látex para la manipulación directa de los alimentos.
- 5.6.-Mantener siempre limpia el área de trabajo y la cubeta interna de la máquina.
- 5.7.-En el caso que exista un fallo mecánico, buscar ayuda a personas autorizadas de mantenimiento.
- 5.8.-Colocar la máquina en una superficie plana y nivelarla.