

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE QUITO**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de: INGENIERO  
MECÁNICO**

**TEMA:**

**DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA MÁQUINA NEUMÁTICA PARA  
REALIZAR 25 BOLAS DE VERDE DE 80MM DE DIÁMETRO**

**AUTOR:**

**LUIS JAVIER PULLOTAXI JIMENEZ**

**DIRECTOR:**

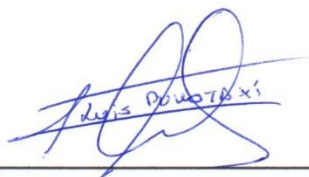
**ING. PABLO ALMEIDA**

**Quito, julio de 2016**

## Cesión de derechos de autor

Yo, Luis Javier Pullotaxi Jimenez, con documento de identificación N° 172183127-7 manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación: "DISEÑO Y FABRICACIÓN DE MÁQUINA NEUMÁTICA PARA REALIZAR 25 BOLAS DE VERDE DE 80MM DE DIAMETRO ", mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de INGENIERO MECÁNICO, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



---

Luis Javier Pullotaxi Jimenez

C.I. 172183127-7

Julio de 2016

## **CARTA DE DECLARACION DE COAUTORIA**

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación:  
" DISEÑO Y FABRICACIÓN DE MÁQUINA NEUMÁTICA PARA REALIZAR 25 BOLAS DE  
VERDE DE 80MM DE DIAMETRO", realizado por el Sr. Luis Javier Pullotaxi Jiménez,  
obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la  
Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.  
Quito, julio del 2016



**Ing. Pablo Mesías Almeida Molina**

**CI: 1704359510**

**TUTOR DEL TRABAJO**

Quito, julio del 2016.

Señores.

Universidad Politécnica Salesiana

Presente.

ASUNTO: Autorización.

Por medio del presente

Delicias de verde Autoriza a la Universidad Politécnica Salesiana, al uso y publicación de todos los datos obtenidos para la realización del proyecto de titulación del Sr. Luis Javier Pulloxtaxi Jimenez que tiene como título " DISEÑO Y FABRICACIÓN DE MÁQUINA NEUMÁTICA PARA REALIZAR 25 BOLAS DE VERDE DE 80MM DE DIAMETRO", misma que será en beneficio de la Empresa.

Atentamente:



---

José David Rokah Gaón

CI: 1717974339

Representante Legal "Delicias de verde"

## **Dedicatoria**

A Dios y mis padres Alfredo y Beatriz, por haberme guiado por el buen sendero de la educación y fortalecido con conocimientos a lo largo de mi carrera.

A mi hermosa familia, por regalarme cada día una esperanza de vida y alegría.

## **Agradecimiento**

Agradezco a los profesores de la Universidad Politécnica Salesiana, en especial a mi familia que me apoyo en todo el lapso de tiempo de estudios y a mi Director de Trabajo de titulación Ing. Pablo Almeida, por haberme brindado sus conocimientos y apoyo en la elaboración del presente proyecto.

## Índice general

Cesión de derechos de autor.....	II
Carta de declaración de coautoría .....	III
Dedicatoria .....	V
Agradecimiento .....	VI
Índice general .....	VII
Índice de figuras .....	XI
Resumen.....	XIII
Abstract .....	XIV
Introducción .....	XV
CAPÍTULO I.....	I
Desarrollo del estudio de la maquina neumática para realizar bolas de verde.....	I
1.1    Generalidades .....	I
1.2    Procesamiento del plátano .....	2
1.2.1    Pelado manual.....	2
1.2.2    Precocinado.....	2
1.2.3    Proceso de molido del plátano.....	3
1.2.4    Amasado del verde molido .....	3
1.2.5    Relleno de las bolas de verde.....	4
1.2.6    Aplastado y almacenado .....	4
1.3    Aplicaciones del plátano verde.....	5
1.3.1    Productos alimenticios.....	5
1.3.2    Productos no alimenticios.....	5
1.4    Comparación de la máquina actual con la máquina propuesta.....	5
1.4.1    Formación de las bolas de verde con la máquina actual.....	5
1.4.2    Formación de las bolas de verde con la máquina a realizar.....	6
1.5    Principio de funcionamiento de la máquina. ....	6

1.5.1	Ventajas de la máquina neumática para formación de bolas de verde. ....	7
1.5.2	Desventajas de la máquina neumática para formación de bolas de verde. ..	7
1.6	Materiales a ser utilizados .....	7
1.6.1	Propiedades.....	7
1.6.2	Empleo.....	7
1.7	Definiciones y ecuaciones a utilizar en el diseño.....	8
1.7.1	Momento flector .....	8
1.7.2	Presión .....	8
1.7.3	Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles .....	9
1.7.4	Teoría de la energía de la máxima distorsión .....	10
1.7.5	Características de esfuerzos fluctuantes. ....	11
1.7.6	Esfuerzos en ejes.....	11
1.7.7	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga .....	12
1.7.8	Cojinete de contacto rodante.....	16
1.7.8.1	Efecto de carga-vida del cojinete .....	16
1.7.9	Relación de carga-vida-confiabilidad. ....	17
1.7.10	Recipientes cilíndricos de pared delgada.....	18
1.7.11	Sujetadores roscados.....	19
1.7.12	Uniones con pernos y remaches cargadas en cortante.....	20
1.7.13	Soldadura .....	20
1.7.13.1	Esfuerzos en uniones soldadas a torsión. ....	20
1.7.13.2	Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión. ....	22
1.7.13.3	Resistencia de las uniones soldadas. ....	23
CAPÍTULO II	.....	25
Diseño del equipo.....		25
2.1	Sistema de prensado (Esquema).....	25
2.1.1	Determinación de la fuerza de aplaste de la masa de verde.....	25
2.1.2	Diseño de la estructura de aplastamiento.....	26



2.1.2.1 Determinación de reacciones .....	28
2.1.2.2 Determinación de momento flector máximo .....	28
2.1.2.3 Diagrama de fuerza cortante y momento flector máximo .....	31
2.1.3 Diseño de eje de la estructura de aplastamiento .....	33
2.1.3.1 Cálculo de reacciones .....	33
2.1.3.2 Determinación de momento flector máximo .....	34
2.1.3.3 Diagrama de fuerza cortante y momento flector máximo. ....	36
2.1.4 Determinación del diámetro del eje considerando el esfuerzo de flexión en el eje.....	36
2.1.12.1 Determinación de reacciones .....	50
2.1.12.2 Determinación de momento flector máximo .....	51
CAPÍTULO III.....	62
Costos.....	62
3.1 Análisis de los Costos Directos .....	63
3.1.1 Costos de Materiales Directos .....	63
3.1.2 Costos de Materiales Eléctricos.....	64
Tabla 3. 2 Costos de materiales eléctricos.....	64
Nota: Costos.....	64
Elaborado por: Luis Pullotaxi .....	64
3.1.3 Costos de Accesorios Normalizados.....	65
3.1.4 Costos de Mecanizado .....	66
3.1.5 Costos de Mano de Obra.....	66
3.1.6 Costos Directos Totales .....	66
3.2 Análisis de los Costos Indirectos.....	67
3.2.1 Costos de Materiales Indirectos .....	67
3.2.2 Costos de Ingeniería.....	67
3.2.3 Costos Imprevistos.....	68
3.2.4 Costos Indirectos Totales.....	68

Costos de la máquina .....	68
Conclusiones y recomendaciones .....	69
Recomendaciones.....	70
Bibliografía. ....	71
Anexos.....	72
Anexo 1. Procedimiento de operación .....	72
Manual de Operación .....	73
Anexo 2. Montaje de la maquina neumática para realizar 25 bolas de verde de 80 mm de diámetro.....	74
Anexo 3. Diagramas.....	75
Anexo 4. Planos .....	76

## Índice de figuras

Figura 1. 1 Pelado manual del plátano verde .....	2
Figura 1. 2 Precocinado del plátano verde .....	2
Figura 1. 3 Proceso de molido de verde .....	3
Figura 1. 4 Amasado del verde .....	3
Figura 1. 5 Relleno de bolas de verde .....	4
Figura 1. 6 Aplastado almacenado .....	4
Figura 1. 7 Teoría de Von Mises.....	10
Figura 1. 8 Esfuerzo radial o transversal en las paredes del cilindro .....	18
Figura 1. 9 Calculo de platina tensor .....	20
Figura 1. 10 Voladizo de seccion trasversal rectangular soldado .....	22
Figura 2. 1 Esquema de la maquina a elaborar .....	25
Figura 2. 2 Esquema estructura de aplastamiento .....	26
Figura 2. 3 Esquema del travesaño largo .....	26
Figura 2. 4 Diagrama de cuerpo libre del travesaño .....	27
Figura 2. 5 Diagrama del detalle de platina .....	27
Figura 2. 6 Diagrama de momento flector maximo .....	28
Figura 2. 7 Diagrama de momento flector maximo .....	29
Figura 2. 8 Diagrama de momento flector maximo .....	30
Figura 2. 9 Diagrama de momento flector y esfuerzo cortante .....	31
Figura 2. 10 Tubo para travesaños .....	32
Figura 2. 11 Diagrama de cuerpo libre de eje de la estructura de aplastamiento.....	33
Figura 2. 12 Diagrama de momento flector maximo .....	34
Figura 2. 13 Diagrama de momento flector maximo .....	34
Figura 2. 14 Diagrama de momento flector maximo .....	36
Figura 2. 15 Diagrama defuerzo cortante y momento flector máximo .....	35
Figura 2. 16 Esquema d erejillas para copas .....	36
Figura 2. 17 Diagrama de cuerpo libre platinas porta copas.....	39
Figura 2. 18 Viga apoyo fijo y carga intermedia .....	39
Figura 2. 19 Platina porta copas .....	40
Figura 2. 20 Copa para dar forma a la masa del verde.....	42
Figura 2. 21 Fuerza que actúa en la copa .....	42

Figura 2. 22 Tensores .....	43
Figura 2. 23 Esquema del soporte para cilindro.....	46
Figura 2. 24 Viga apoyo en los extremos carga puntual .....	46
Figura 2. 25 Estructura soportante .....	47
Figura 2. 26 Vista frontal de la estructura soportante .....	50
Figura 2. 27 Diagrama de momento flector máximo .....	51
Figura 2. 28 Diagrama de momento flector máximo .....	51
Figura 2. 29 Diagrama de momento flector maximo .....	52
Figura 2. 30 Cordon de soldadura en la unión eje - marco .....	54
Figura 2. 31 Red de distribucion .....	59

## **Resumen**

El objetivo del presente proyecto es implementar una máquina que se utilizará en la elaboración de bolones de verde, al mismo tiempo, esta ayudará a mejorar la forma del producto, de modo que sea aplicable en la industria alimenticia.

El primer capítulo muestra el proceso productivo ya que consta de varias etapas de operación, como son: pelado manual, pre cocinado, rayado, molido y amasado. El estudio se enfoca en la formación de la bola de verde debido a que en esta etapa se presentan las mayores deficiencias en cuanto a la producción y al esfuerzo físico que realiza el personal, también se detallara los principios y fundamentos teóricos del diseño de máquinas. Al ser un proceso alimenticio, se seleccionará acero inoxidable para su construcción. Posteriormente se validará que sea un proceso práctico, ágil y seguro.

En el segundo capítulo se detallara el mecanismo y su respectivo cálculo de la formación de bolas de verde que consta de partes principales como la estructura soportante, plancha de aplastamiento, cilindro neumático, red neumática, cumpliendo con los objetivos propuestos en el mejoramiento de un proceso.

En el tercer capítulo consta del respectivo detalle de los costos que involucran para la respectiva construcción de la maquina a fabricar, así como también los rubros que se generan en la respectiva construcción.

## **Abstract**

The objective of this project is to implement a machine which will be used in the manufacture of green boulders, at the same time, it will help to improve the shape of the product, so that it is applicable in the food industry.

The study focuses on the formation of the green balls, in this part, is where it presents the major deficiencies because of the physical effort made by the staff, principles and theoretical foundations of machine design is also detailed. Being a food process, stainless steel for its construction will be selected. Then, it will be validate as a convenient, fast and safe process.

The second chapter shows the mechanism and its respective calculation of pilling green, it has main parts as the supporting structure, iron crushing, pneumatic cylinder, pneumatic system, fulfilling the objectives proposed in the improvement of a process.

In the third chapter consists of the relevant details of the costs involved for their construction of the machine manufacturing , as well as items that are generated in the respective construction.

## **Introducción**

En Ecuador, el plátano constituye un producto de consumo alimenticio tanto para las regiones costa, sierra y oriente ecuatoriano, de este producto se tiene grandes beneficios para consumo humano y animal por su alto contenido de carbohidratos, por otra parte se considera un elemento primordial en algunos platos tradicionales del Ecuador, pero sin embargo de sus amplias utilidades no se tiene aún establecido mecanismos que puedan facilitar el aprovechamiento de este producto, por ello nos enfocamos en solventar las necesidades de la micro empresa "DELICIAS DE VERDE" sustentando el proceso de producción, realizando un mecanismo que permita realizar 25 bolas de verde en un solo proceso, con lo cual podrían mejorar los tiempos de fabricación del producto final.

Se tiene presente los parámetros de seguridad para elaborar el mecanismo cumpliendo las normas alimenticias para seleccionar el material adecuado para su fabricación.

## **CAPÍTULO I**

### **Desarrollo del estudio de la maquina neumática para realizar bolas de verde**

#### **1.1 Generalidades**

En Ecuador, el verde constituye un producto tradicional en el consumo de los nativos de la costa, sierra y oriente ecuatoriano, se conoce con el nombre científico de Musa Paradisiaca; el mismo que presenta beneficios para consumo humano y animal por su alto contenido de carbohidratos, tolerante a la sequía, plagas, enfermedades, se puede cosechar en cualquier época del año, y conservar en épocas de escasez; además de las variedades de plátano permite tener gran variedad de aplicaciones ya que las ventajas que poseen son muy amplias.

En la industria es muy utilizado para la fabricación de productos alimenticios que permiten realizar un comercio de este elemento.

Para aprovechar sus beneficios nutricionales y comerciales, se realizara una máquina que permita moldear el verde procesado para comercializar.



## 1.2 Procesamiento del plátano

### 1.2.1 Pelado manual

Una vez obtenida la materia prima se realiza básicamente con las manos (figura 1.1), y un cuchillo el desprendimiento de la corteza (cáscara), que es de un color verde, quedando finalmente el producto de un color crema.



**Figura 1. 1** Pelado manual del plátano verde  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### 1.2.2 Precocinado

El precocinado se realiza para que el plátano adquiera una suave textura (figura 1.2), y así poder procesarlo con mayor facilidad en el siguiente proceso.



**Figura 1. 2** Precocinado del plátano verde  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### 1.2.3 Proceso de molido del plátano.

En el proceso de molido del plátano se tiene la facilidad de un molino en el cual se deposita el producto en forma entera (figura 1.3), para inmediatamente después proceder a obtener la masa que se utiliza en la elaboración de las bolas de verde.



**Figura 1. 3** Proceso de molido de verde  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### 1.2.4 Amasado del verde molido

Cuando el plátano ya está molido, se procede a mezclar (figura 1.4), con ello poder mezclar todos los ingredientes que conforman el producto.



**Figura 1. 4** Amasado del verde  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### 1.2.5 Relleno de las bolas de verde

Una vez culminada el proceso anterior se tiene que rellenar las bolas de verde (figura 1.5) chicharrón para así dar el distintivo de cada bola de verde.



**Figura 1. 5** Relleno de las bolas de verde  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### 1.2.6 Aplastado y almacenado

Luego de tener las bolas de verde ya prefabricadas se da el último paso que es el aplastado para que así adquiriera una forma bien definida (figura 1.6), para luego de ello almacenarlo en una canasta la cual será guarda en el cuarto frio.



**Figura 1. 6** Aplastado y almacenado  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### **1.3 Aplicaciones del plátano verde.**

El plátano verde es un producto utilizado en la industria como un ingrediente alimenticio que contiene fibra, vitaminas y minerales, también en la industria no alimenticia es usado como materia prima básica para el desarrollo de productos.

#### **1.3.1 Productos alimenticios**

En la industria alimenticia tiene varias aplicaciones como: aglutinantes, mezclas de harina para bajar el contenido de proteínas en panaderías.

#### **1.3.2 Productos no alimenticios.**

- **Industria textil:** Se utiliza en lavanderías para almidonar tejidos blancos y darle dureza.
- **Industria farmacéutica:** Es un agente de dispersión de polvo y como ligante del ingrediente activo de tabletas y productos medicinales.
- **Industria papelera:** Sirve como aglomerante de los componentes que forman el papel.

### **1.4 Comparación de la máquina actual con la máquina propuesta**

Para el estudio de selección de alternativas primero se enfoca al sistema operativo del proceso, como realizar con mayor rapidez la formación de las bolas de verde.

#### **1.4.1 Formación de las bolas de verde con la máquina actual**

Actualmente en el proceso formación de las bolas de verde consiste en amasar el plátano verde ya molido y luego dar forma, para que otra persona realice el relleno de esta y siga apilando las bolas de verde, para proseguir una tercera persona a colocar en cada esfera del molde que se encuentra fijo en la máquina actual.

Luego de realizar el proceso de formación de la bola de verde se procede a compactar las bolas de verde que previamente ya fueron colocadas en las 5 esferas del molde.

Se aplica una presión con el pie, en el pedal para que así la tapa superior compacte la masa y tome la forma deseada y que salga el exceso de masa que existiera para tener una uniformidad en la medida de las bolas de verde que se va a comercializar.

Luego de aplastar las bolas de verde se retira una por una de cada esfera para así proceder a colocar una cubeta plástica y transportar al cuarto frío.

#### **1.4.2 Formación de las bolas de verde con la máquina a realizar**

Se procederá a que una sola persona realice los trabajos de amasar, rellenar y ubicar en el molde el cual será móvil para con ello cada persona entregue una matriz de molde la ubicada la masa y lista para ser presionada y obtenga la forma deseada.

La persona que estará trabajando en la máquina que va a dar forma a las bolas de verde presionará un botón para así la tapa superior de la matriz del molde baje y presiones las bolas de verde para luego retirar toda la matriz del molde y llevarlo al cuarto frío para su almacenamiento.

#### **1.5 Principio de funcionamiento de la máquina.**

El funcionamiento se basa en la facilidad de operar y agilizar en el proceso de compactación y dar forma a las bolas de verde ya que en la actualidad este es la mayor deficiencia que tiene la microempresa DELICIAS DEL VERDE

La máquina tendrá una bandeja móvil, un cilindro neumático que permita la movilidad de la tapa superior, por otra parte dispondrá de un botón que active el funcionamiento para así conjunto con los temporizadores realicen el recorrido de presionar las bolas de verde.

### **1.5.1 Ventajas de la máquina neumática para formación de bolas de verde.**

- Reducción de mano de obra.
- Buena la calidad.
- Disminución esfuerzos físicos de los trabajadores.
- Producto competitivo en el mercado.
- Mayor volumen de producción.

### **1.5.2 Desventajas de la máquina neumática para formación de bolas de verde.**

- Requiere de un mayor espacio para instalación de la maquinaria y accesorios.
- Mayor inversión para construcción de la nueva máquina.

## **1.6 Materiales a ser utilizados**

El diseño del mecanismo es utilizado en un área alimenticia, por lo tanto se utiliza el acero inoxidable AISI 304.

**Tipo de aleación:** C 0,05 máx. Si 0,50 Mn 1,40 Cr 19 Ni 10 %

### **1.6.1 Propiedades**

Acero inoxidable austenítico al cromo-níquel con bajo contenido de carbono. Resistente a la corrosión intercrystalina hasta 300°C, de densidad 3000kg/m<sup>3</sup>. Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, vapor, agua y ácidos, así como de soluciones alcalinas si se emplea con la superficie pulida espejo. Muy apropiado para embutir y fácil mecanizado.

### **1.6.2 Empleo**

En las industrias alimenticias tales como la cervecera, lechera, azucarera, camaronera, donde las normas exigen el uso de acero inoxidable. Fábricas de jabones, utensilios domésticos e industria farmacéutica.

**Tabla 1. 1** Propiedades mecánicas acero AISI 304

Producto	Dimensiones mm	Límite de fluencia N/mm <sup>2</sup>	Resistencia a la tracción N/mm <sup>2</sup>
Barras	≥ 160	220	520
	> 160 ≤ 250		

**Nota:** Propiedades mecánicas del material  
**Fuente:** Catálogo de Aceros Böhler del Ecuador

## 1.7 Definiciones y ecuaciones a utilizar en el diseño.

Para el cálculo y selección de los elementos del sistema de una máquina neumática para realizar bolas de verde se utiliza las siguientes definiciones y formulas:

### 1.7.1 Momento flector

Se denomina momento flector al momento de flexión, de una fuerza resultante de la distribución de tensiones sobre una sección transversal de un prisma mecánico flexionado o una placa que es perpendicular al eje longitudinal a lo largo del que se produce la flexión.

Es una sollicitación típica en vigas y pilares y también en losas ya que todos estos elementos suelen deformarse predominantemente por flexión. El momento flector puede aparecer cuando se someten estos elementos a la acción de un momento (torque) o también de fuerzas puntuales o distribuidas Hibbeler R, (2010, pág. 390).

$$M = \frac{PL}{4} \quad [\text{ec. 1}]$$

Donde:

M: Momento flector

P: Fuerza

L: Longitud

### 1.7.2 Presión

Se define la presión como la cantidad de fuerza que se ejerce sobre una unidad de área de alguna sustancia. (Mott, 2006, pág. 11)

$$P = \frac{F}{A} \quad [\text{ec. 2}]$$

Denominación de variables para el estudio:

$$P = \text{Presión} \left( \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right).$$

$$F = \text{Peso (Kg)}.$$

$$A = \text{Área (cm}^2\text{)}.$$

### 1.7.3 Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

La teoría de la energía de deformación máxima predice la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material.

La manipulación matemática implicada en el desarrollo de la teoría de la energía de distorsión, a menudo tiende a oscurecer el valor real del resultado. Las ecuaciones dadas indican que en una situación de esfuerzo complejo se puede presentar por medio de un solo valor, el esfuerzo de von Mises, el cual puede compararse con la resistencia a la fluencia del material a través de la ecuación  $\sigma' \geq S_y$ . Esta ecuación se expresa como una ecuación de diseño mediante. Shigley, (2008, pág. 212).

$$\sigma = \frac{S_y}{n} \quad [\text{ec. 3}]$$

Entonces, la resistencia a la fluencia cortante predicha por la teoría de la energía de distorsión es:

$$\sigma = 0,577 S_y \quad [\text{ec. 4}]$$

Donde:

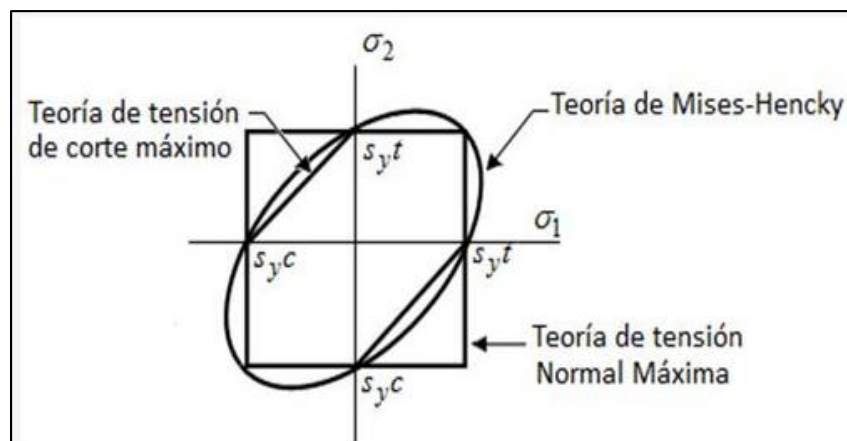
$\sigma$  = Esfuerzo de permisible

$S_y$  = Esfuerzo de fluencia del acero



### 1.7.4 Teoría de la energía de la máxima distorsión

Esta teoría sostiene que cualquier material esforzado en forma elástica sufre un ligero cambio de forma o volumen. La energía necesaria para producir este cambio se almacena en el material en forma de energía elástica. Por lo tanto, se postuló que un material dado tiene una capacidad limitada para absorber energía de distorsión que tiende a cambiar la forma pero no el tamaño. En la (figura 1.7), se muestra la energía de distorsión de estados de esfuerzo plano.



**Figura 1. 7** Teoría de Von Mises  
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 214)

Si para el estudio solo están presentes  $\sigma_x, \tau_{xy}$ , la ecuación se reduce a:

$$\sigma_e = (\sigma_x^2 + \tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{ec. 5}]$$

Finalmente la expresión que se relaciona con la resistencia a la fluencia cortante es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad [\text{ec. 6}]$$

Donde:

$S_y$  = Resistencia a la fluencia del material

### 1.7.5 Características de esfuerzos fluctuantes.

A menudo los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias, entonces los esfuerzos de amplitud y medio son:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{eq}}{2} \quad [\text{ec. 7}]$$

Entonces el factor de seguridad de fatiga se expresa:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad [\text{ec. 8}]$$

### 1.7.6 Esfuerzos en ejes

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto medios como alternantes. Para el análisis se combina los diferentes tipos de esfuerzos de Von Mises, donde los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión ( $\sigma = \frac{Mc}{I}$ ), y la torsión ( $\tau = \frac{Tc}{J}$ ), si se supone un eje solido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para c,I,J, lo que resulta:

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi d^3} \quad [\text{ec. 9}]$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} \quad [\text{ec. 10}]$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$\sigma_{\max} = \left[ \left( \frac{32 M}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 T}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad [\text{ec. 11}]$$

Estos esfuerzos equivalentes pueden evaluarse usando una curva de falla apropiada sobre el diagrama de Goodman modificada, donde:

$$d = \left[ \frac{48 n}{\pi} \left( \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad [\text{ec. 12}]$$

Donde:

d = Diámetro del eje.

n = Factor de seguridad.

$S_y$  = Resistencia a la fluencia.

T = Momento torsor.

M = momento flector.

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga corregida.

### 1.7.7 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Los factores que cuantifican los efectos al ajustar el límite de resistencia a la fatiga está dado por:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad [\text{ec. 13}]$$

Donde:

**$k_a$ : Factor de superficie**

Los datos pueden representarse mediante:

$$k_a = a S_{ut}^b \quad [\text{ec. 14}]$$

Para  $S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a, b, se encuentra en la tabla 1.2.

**Tabla 1. 2** Parámetros en el factor de la superficie

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

**Nota:** Valores de factores de la superficie.

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 274)

Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como:

**Tabla 1. 3** Factores de modificación por el tamaño

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

Perfil estructural rectangular no rotativo  $d_g = 0,808(hb)^{1/2}$

**Nota:** Factores modificados del perfil estructural.

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 275)

$k_c =$  **Factor de carga**

Cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial y de torsión, los valores medios del factor de carga son:

**Tabla 1. 4** Factores de modificación por la carga

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

**Nota:** Factores de torsión.

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 277)

**$k_d =$  Factor de temperatura**

La cantidad de datos disponibles indica que el límite de resistencia a la fatiga de los aceros se incrementa un poco a medida que la temperatura aumenta y luego comienza a disminuir en el intervalo de 400 a 700°F, por esta razón es probable que a temperaturas elevadas el límite de resistencia a la fatiga se relaciona con la resistencia a la tensión en la misma forma que a temperatura ambiente.

**Tabla 1. 5** Factor de modificación por la temperatura

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

**Nota:** Factor de temperatura  
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 278)

**$k_e =$  Factor de confiabilidad**

El Factor de modificación de confiabilidad aplicable está dado por la expresión:

$$k_e = 1 - 0,08z_a \quad [\text{ec. 15}]$$

Donde  $z_a$  se define con la tabla 1.6.

**Tabla 1. 6** Factor de confiabilidad

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_c$
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

**Nota:** Factor asignados para confiabilidad.

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 279)

**$k_f$  = Factor de modificación por efectos varios**

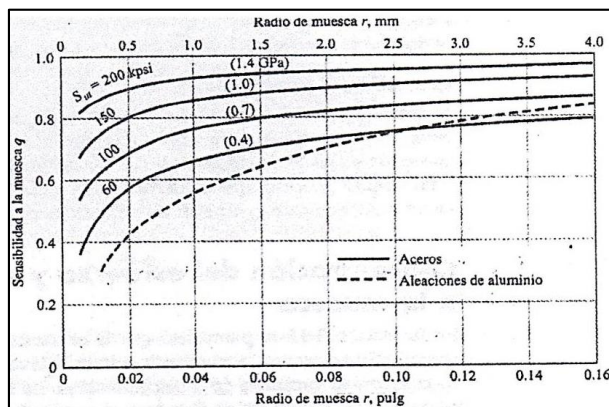
El factor de concentración del esfuerzo por fatiga ( $k_f$ ), como un factor reducido de  $k_t$ , debido a la sensibilidad a la muesca, se define en:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad [\text{ec. 16}]$$

Donde:

Los valores de  $q$ , se determina en la tabla 1.7, en función del radio de la muesca y el  $S_{ut}$  del material.

**Tabla 1. 7** Sensibilidad a la muesca “q”.

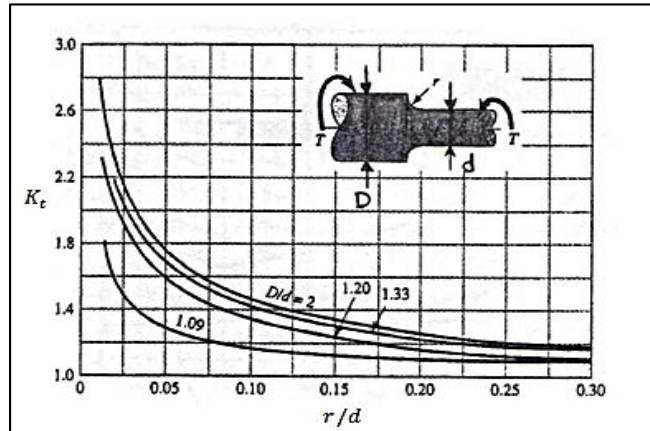


**Nota:** Valores de “q”.

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 282)

En el trabajo de diseño se encuentra  $k_t$  en la tabla 1.8, a partir de la geometría especificando el esfuerzo en el eje.

**Tabla 1. 8** Eje redondo con filete en el hombro en torsión.



**Nota:** Eje redondo con filete en el hombro en torsión

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 992)

**$S_e'$  = Límite de resistencia a la fatiga de la probeta**

Para el caso de análisis de falla de los aceros se requiere un método para estimar los límites de resistencia, donde:

$$S_e' = 0,5 S_{ut} \quad (S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi}) \quad [\text{ec. 17}]$$

## 1.7.8 Cojinete de contacto rodante

### 1.7.8.1 Efecto de carga-vida del cojinete

Una carga nominal de catálogo se define como la carga radial que ocasiona que el 10 por ciento de un grupo de cojinetes falle durante la vida nominal de un fabricante de cojinetes. La carga nominal de catálogo se denotará como  $C_{10}$ . Esta carga se conoce a menudo como una Carga Nominal Dinámica Básica, (Shigley, 2008, pág. 550).

El resultado de muchas pruebas de varias clases de cojinetes es:

- 3(para cojinetes de bolas)
- $a = 10/3$ (para cojinetes de rodillo cilindrico y cónico).

Al seleccionar un cojinete para una aplicación dada, es necesario relacionar la carga deseada y los requisitos de vida con la siguiente ecuación 6

$$X_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{60\ell_D n_D}{L_{10}} \quad [\text{ec. 18}]$$

Donde:

$\ell_D$  = Vida deseada, horas.

$n_D$  = Velocidad deseada, RPM.

$L_{10}$  = Vida nominal(  $10^6$ revoluciones).

**Tabla 1.9** Recomendaciones de vida de cojinetes para varias maquinarias

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de aeronaves	0.5-2
Máquinas de operación corta o intermitente, donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia	4-8
Máquinas de servicio intermitente donde una operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h, que no siempre se usan completamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas para un servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

**Nota:** Valores para selección de cojinetes.

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 559)

### 1.7.9 Relación de carga-vida-confiabilidad.

La distribución Weibull se emplea ampliamente para expresar la confiabilidad de los cojinetes, si los parámetros del fabricante corresponden a:  $x_0 = 0,02$ ,  $\theta = 4,459$  y  $b = 1,483$ . La velocidad deseada es diferente a la velocidad de ensayo del proveedor y la confiabilidad es mayor que 0,90, a continuación se expresa una ecuación que se utiliza para convertir de una situación de diseño con una carga, una vida y una confiabilidad deseada:



$$C_{10} = a_f F_D \left[ \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}} \quad [\text{ec. 19}]$$

Donde:

$C_{10}$  = Carga nominal.

$a_f$  = Factor de carga.

$F_D$  = Carga de diseño.

$R_D \geq 0,9$  (Confiabilidad).

**Tabla 1.10** Factores de aplicación de carga

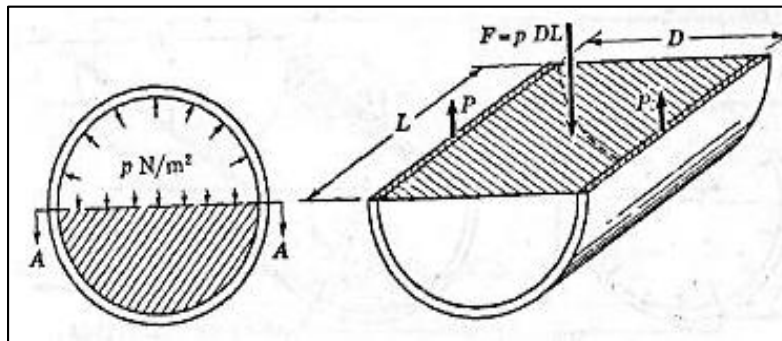
Tipo de aplicación	Factor de carga
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes en los cojinetes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

**Nota:** Vales para selección de carga.

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 559)

### 1.7.10 Recipientes cilíndricos de pared delgada

Un depósito cilíndrico que contenga un fluido a una presión  $p \left[ \frac{N}{m^2} \right]$  está sometido a fuerzas de tensión según sus secciones longitudinales y transversales, las paredes han de resistir estas fuerzas para evitar que estallen (figura 1.8).



**Figura 1. 8** Esfuerzo radial o transversal en las paredes del cilindro

**Fuente:** Oxford (1994, pág. 20)

$$\sigma_t = \frac{P \cdot d_i}{2t} \quad [\text{ec. 20}]$$

Donde:

$\sigma_t$ : Esfuerzo transversal en las paredes del cilindro  $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right]$ .

P: Presión interna del cilindro.

t: Espesor de la pared delgada.

### 1.7.11 Sujetadores roscados

El área de la varilla sin rosca se llama área de esfuerzo de tensión  $A_t$  de la varilla roscada, los valores se presentan en la tabla 1.11.

**Tabla 1.11** Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino

Diámetro 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
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

**Nota:** Valores de diámetros de roscas.

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 394)

### 1.7.12 Uniones con pernos y remaches cargadas en cortante.

Las uniones con pernos y remaches sujetos a cargas se consideran exactamente igual en el diseño y el análisis.

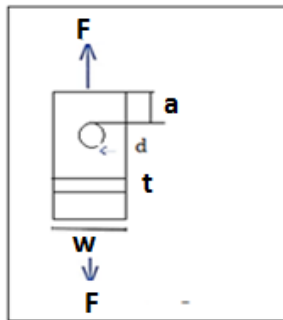
- Cortante del borde del elemento en dos pernos del margen.

$$\tau = \frac{F}{at} = \frac{0,577(sy)}{n} \quad [ec. 21]$$

- Fluencia del elemento

$$F = \frac{wt(sy)}{n} \quad [ec. 22]$$

Donde:



**Figura 1.9** Cálculo de la platina tensor  
Elaborado por: Shigley (2008, pág. 435)

### 1.7.13 Soldadura

#### 1.7.13.1 Esfuerzos en uniones soldadas a torsión.

La reacción en el soporte de un voladizo siempre consiste en una fuerza cortante y en un momento. La fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad [ec. 23]$$

Donde:

$A$  = Área de la garganta de todas las soldaduras.

$V$  = Fuerza cortante.

El momento en el soporte produce un cortante secundario o una torsión de las soldaduras, y dicho esfuerzo está dado por:

$$\tau'' = \frac{Mr}{J} \quad [\text{ec. 24}]$$

Donde:

$M$  = Momento torsor.

$r$  = La distancia desde el centroide del grupo de soldaduras hasta el punto en la soldadura de interés.

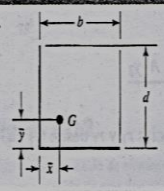
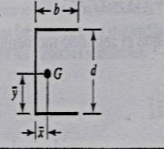
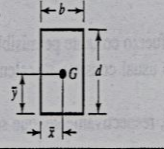
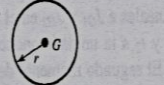
$J$  = Es el segundo momento polar de inercia del área del grupo de soldaduras respecto del centroide del grupo.

Como el ancho de la garganta de una soldadura de filete es de  $0,707h$ , la relación entre  $J$  y el valor unitario es:

$$J = 0,707hJ_u \quad [\text{ec. 25}]$$

Donde  $J_u$  se determina en la tabla 1.12.

**Tabla 1. 12** Propiedades torsionales de las soldaduras de filete

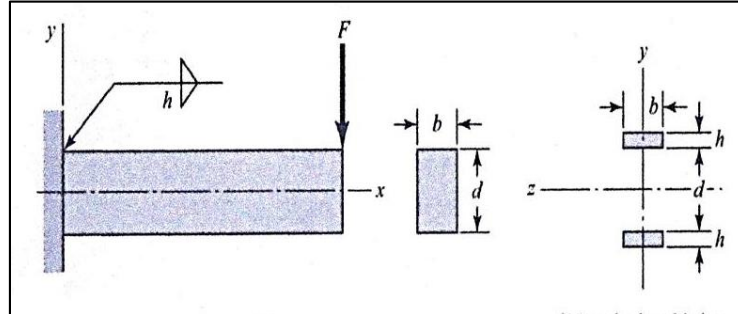
Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
	$A = 0.707h(b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$A = 1.414 \pi r$		$J_u = 2\pi r^3$

**Nota:** Valores para selección de torsión por soldadura.

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 462)

### 1.7.13.2 Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión.

En la (figura 1.10), hay un voladizo soldado tipo filete en la parte superior e inferior, un diagrama de cuerpo libre mostraría una reacción de fuerza cortante  $V$ , y una reacción de momento  $M$ .



**Figura 1. 10** Voladizo de sección transversal rectangular soldado  
Fuente: Shigley (2008, pág. 465)

La fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad [\text{ec. 26}]$$

Se observa que el segundo momento del área unitaria es:

$$I_u = \frac{bd^2}{2} \quad [\text{ec. 27}]$$

El segundo momento de área  $I$ , con base en el área de la garganta de la soldadura, es:


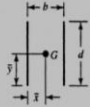
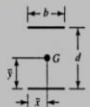
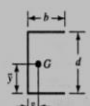
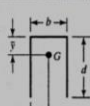
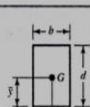
$$I = 0,707h I_u \quad [\text{ec. 28}]$$

Se determina que el esfuerzo cortante nominal en la garganta es:

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} = \frac{M d/2}{0,707hbd^2/2} \quad [\text{ec. 29}]$$

Donde  $I_u$  se determina en la tabla 1.13.

**Tabla 1. 13** Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

**Nota:** Valores para flexionante de soldadura

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 466)

### 1.7.13.3 Resistencia de las uniones soldadas.

Se sugiere que se utilicen los factores de concentración de esfuerzos de fatiga que se presentan en las tablas.

**Tabla 1. 14** Factores de concentración de esfuerzo  $K_f$

Tipo de soldadura	$K_{fs}$
A tope reforzada	1.2
De filete transversal, en la punta	1.5
De filetes paralelos, en el extremo	2.7
A tope en T, con esquinas agudas	2.0

**Nota:** Factores de concentración de esfuerzo

**Fuente:** Shigley (2008, pág. 468)



**Tabla 1. 15** Cargas permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete.

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete							
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$^t f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del cateto $h$ , pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

**Nota:** Valores permisibles soldadura.

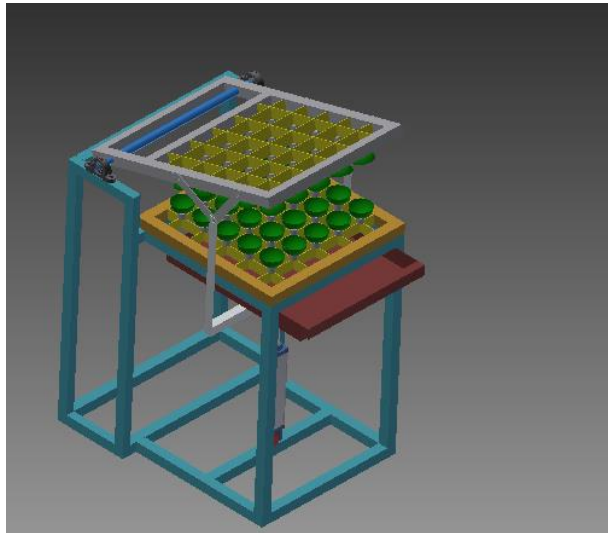
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 469)

## CAPÍTULO II

### Diseño del equipo

#### 2.1 Sistema de prensado (Esquema)

A continuación se realizara una representación de la máquina que podría realizar para realizar el proceso necesario para formar las 25 bolas de verde en un solo proceso.



**Figura 2. 1** Esquema de la maquina a elaborar  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

#### 2.1.1 Determinación de la fuerza de aplaste de la masa de verde

En la actualidad existe un mecanismo el cual es accionado por el pie del operador, ejerciendo una fuerza la cual será determina con los ensayos respectivos:

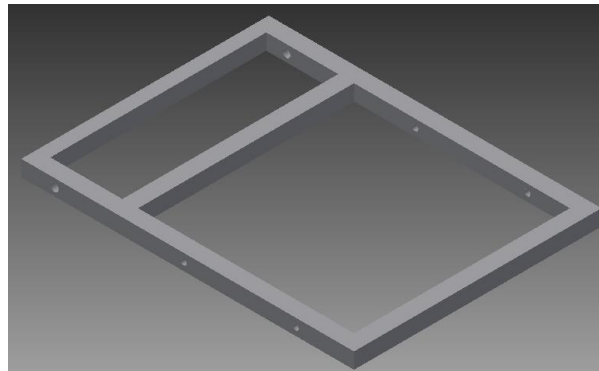
<b>Ensayos</b>	<b>Esferas (unidades)</b>	<b>Fuerza (Kg)</b>
Primer ensayo	5	44
Segundo ensayo	5	45
Tercer ensayo	5	46
Cuarto ensayo	5	46
Quinto ensayo	5	44
<b>PROMEDIO</b>		<b>45</b>



El promedio es 45 Kg, para lograr una forma esférica a 5 bolas de verde. Por lo tanto de acuerdo a estas pruebas experimentales se determina una fuerza de 225 kg para aplastar a 25 bolas de verde en cada ciclo.

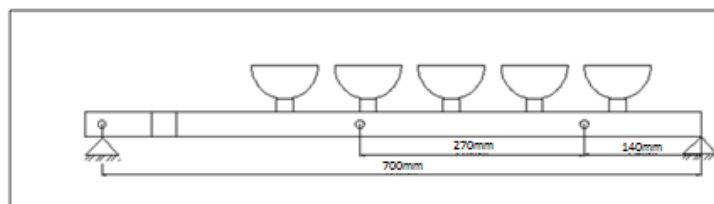
### 2.1.2 Diseño de la estructura de aplastamiento

El sistema de aplastamiento consta de una estructura rectangular formada por tubos cuadrados, como se muestra en la figura 2.2, y para el diseño se plantea un tubo de sección cuadrada, por facilidad de encontrar en el mercado.



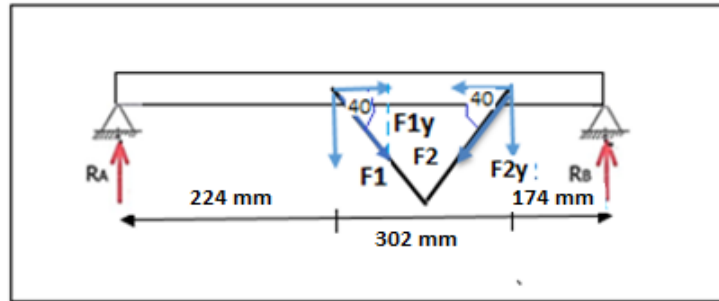
**Figura 2. 2** Esquema estructura de aplastamiento  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

El travesaño más largo es de 700mm apoyado en sus extremos como se muestra en la figura 2.3.



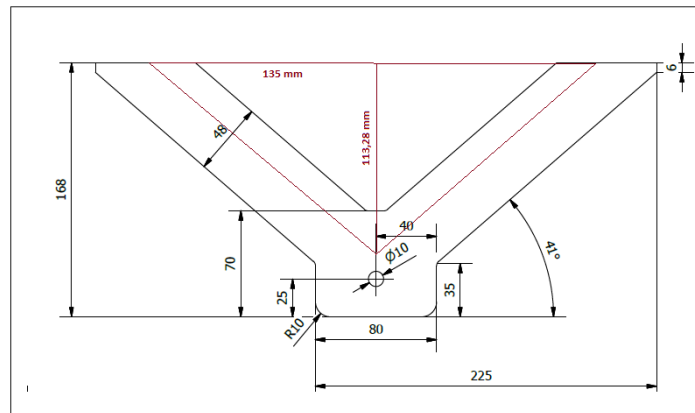
**Figura 2. 3** Esquema del travesaño largo  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

Se colocara una carga puntual de 112,5 kg la cual es la mitad de la fuerza de aplastamiento ya que existen dos travesaños largos como se muestra en la figura 2.4



**Figura 2. 4** Diagrama de cuerpo libre del travesaño  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

Se determinara el angulo A como se muestra en la figura 2.5.



**Figura 2. 5** Diagrama del detalle de patinas  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

$$\tan A = \frac{a}{b} = \frac{113,28\text{mm}}{135\text{mm}}$$

$$\tan A = 0,839$$

$$A = 40^\circ$$

Donde:

$$\text{sen } 40^\circ = \frac{F1y}{56,25}$$

$$F1y = 36,1 \text{ kg} = F2y * \frac{9,81 \text{ N}}{1\text{kg}} = 354,14 \text{ N}$$

### 2.1.2.1 Determinación de reacciones

$$+\Sigma M_A = 0$$

$$-F_1 * 0,224m - F_2 * 0,526m + R_B * 0,700m = 0$$

$$R_B = \frac{354,14 \text{ N} * 0,224m + 354,14 \text{ N} * 0,526m}{0,7m}$$

$$R_B = 379,43 \text{ N}$$

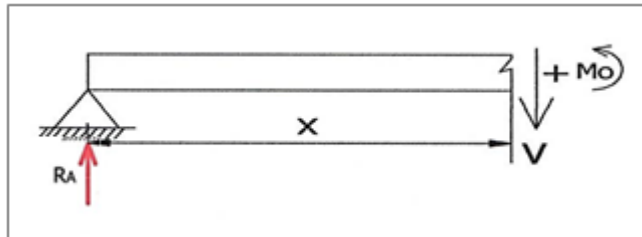
$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$R_A - F_1 - F_2 + R_B = 0$$

$$R_A = 354,14 \text{ N} + 354,14 \text{ N} - 379,43 \text{ N}$$

$$R_A = 328,85 \text{ N}$$

### 2.1.2.2 Determinación de momento flector máximo



**Figura 2. 6** Diagrama de momento flector máximo

**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

$$\Sigma F_y = 0$$

$$V - R_A = 0$$

$$V - 328,85 \text{ N} = 0$$

$$V = 328,85 \text{ N}$$

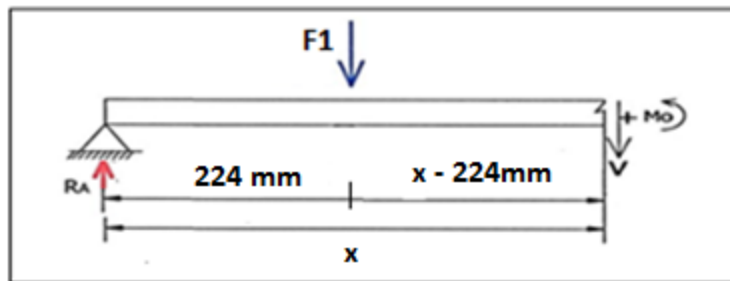
$$\Sigma M_O = 0$$

$$M_O = -R_A x$$

$$M_O = -(328,92 \text{ N})x$$

$$0 \leq x \leq 0,224 \text{ m}$$

<b>x (m)</b>	<b>V = 328,92 N</b>	<b>M = -(328,92 N) x m</b>
0,0	328,92 N	0
0,224	328,92 N	- 73,67 N



**Figura 2. 7** Diagrama del momento flector máximo  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

$$\Sigma F_v = 0$$

$$V - R_A + F_1 = 0$$

$$V = (328,85 \text{ N} - 354,14 \text{ N})$$

$$V = - 25,29 \text{ N}$$

$$\Sigma M_O = 0$$

$$M_O = -R_A x + F_1(x - 0,224)m$$

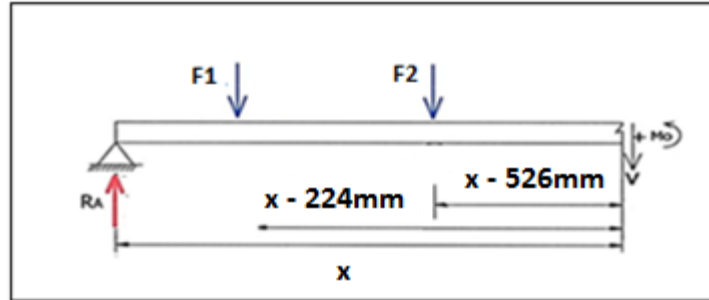
$$M_O = -328,85 \text{ N } x + 354,14 \text{ N } (x - 0,224)m$$

$$M_O = -328,85 \text{ N } x + 354,14 \text{ N } x - 79,32 \text{ N } m$$

$$M = 28,29 \text{ N } x - 79,32 \text{ N } m$$

$$0,224 \leq x \leq 0,526 \text{ m}$$

<b>x (m)</b>	<b>V = 28,29 N</b>	<b>M = 28,29 N x - 79,32 N m</b>
0,224	28,29	- 72,98
0,526	28,29	- 64,43



**Figura 2. 8** Diagrama del momento flector máximo  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

$$\Sigma F_v = 0$$

$$V - R_A + F_1 + F_2 = 0$$

$$V = (328,85 \text{ N} - 354,14\text{N} - 354,14\text{N}) = 0$$

$$V = - 379,43 \text{ N}$$

$$\Sigma M_O = 0$$

$$M_O = -R_A x + F_1(x - 0,224)m + F_2(x - 0,526)m$$

$$M_O = -328,85x + 354,14(x - 0,224) + 354,14\text{N}(x - 0,526)$$

$$M_O = -328,85\text{N}x + 354,14 \text{ N}x - 79,32\text{Nm} + 354,14 \text{ N}x - 186,27\text{Nm}$$

$$M_O = 379,43 \text{ N}x - 265,60\text{Nm}$$

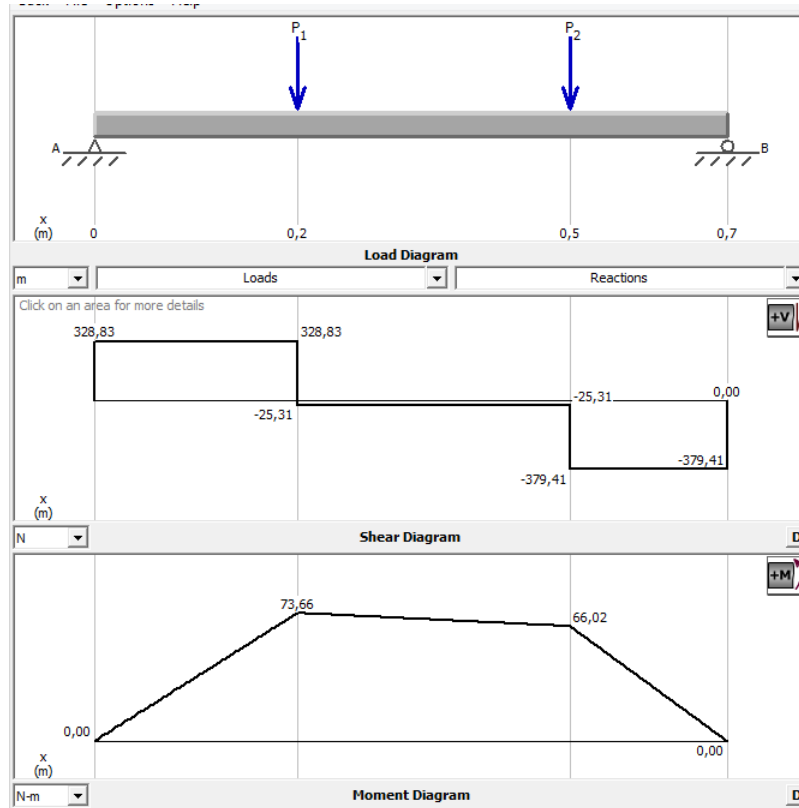
$0,526 \leq x \leq 0,700 \text{ m}$
-------------------------------------

x (m)	V = 379,43 N	M <sub>O</sub> = 379,43 Nx - 265,60Nm
0,526	379,43	-66,01
0,7	379,43	0

$$M \text{ máx} = 73,67 \text{ Nm} * \frac{100\text{cm}}{1\text{m}}$$

$$M \text{ máx} = 7367 \text{ N.cm}$$

### 2.1.2.3 Diagrama de fuerza cortante y momento flector máximo



**Figura 2. 9** Diagrama de fuerza cortante y momento flector máximo  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

Para determinar el esfuerzo permisible aplicamos la ecuación 4.

Donde:

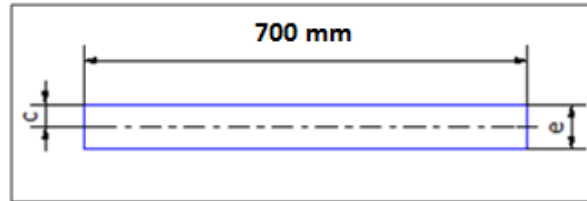
$$\sigma = 0,577\sigma_y$$

$$\sigma = 0,577 \left( 220 \frac{N}{mm^2} \right)$$

$$\sigma = 126,94 \frac{N}{mm^2} * \frac{100mm^2}{1cm^2}$$

$$\sigma = 12694 \frac{N}{cm^2}$$

Para determinar el espesor “e” de los travesaños se analiza con el caso de flexión, entonces el esfuerzo se determina con  $\left[ \sigma = \frac{Mc}{I} \right]$ , en la (figura 2.10).



**Figura 2. 10** Tubo para travesaños  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

Donde:

$c = 1,905\text{cm}$  ( distancia al eje neutro de la sección, tubo cuadrado 1 1/2"

$$I = \frac{Mc}{\sigma} = \frac{(7367 \text{ N. cm}) * 1,905 \text{ cm}}{12694 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}}$$

$I = 1,22 \text{ cm}^4$

De la (tabla 2.1) el valor de inercia inmediato superior es de  $1,50 \text{ cm}^4$

**Tabla 2. 1** Características tubo cuadrado acero AISI 304

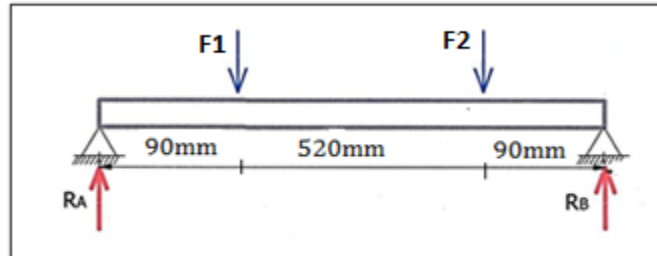
Pulgadas	DIMENSIONES		PESO	EJES X-X E Y-Y			
	H	e	P	AREA	I	W	I
	mm	mm	Kg/m	A	cm4	cm3	cm
1/2	12	0.60	1.32	0.27	0.06	0.10	0.47
		0.75	1.86	0.32	0.07	0.12	0.47
		0.95	2.28	0.40	0.08	0.13	0.45
5/8	15	0.60	1.74	0.35	0.12	0.16	0.59
		0.75	2.16	0.41	0.14	0.19	0.58
		0.95	2.70	0.51	0.16	0.21	0.56
3/4	20	0.60	2.22	0.47	0.29	0.29	0.79
		0.75	2.88	0.56	0.34	0.34	0.78
		0.95	3.60	0.70	0.41	0.41	0.77
		1.10	4.20	0.80	0.47	0.47	0.77
1	25	1.50	5.64	1.05	0.58	0.58	0.74
		0.75	3.60	0.71	0.69	0.55	0.99
		0.95	4.50	0.89	0.84	0.67	0.97
		1.10	5.22	1.02	0.95	0.76	0.97
1 1/4	30	1.50	7.08	1.35	1.21	0.97	0.95
		0.95	5.40	1.08	1.50	1.00	1.18
		1.10	6.24	1.24	1.70	1.13	1.17
1 1/2	40	1.50	8.46	1.65	2.19	1.47	1.15
		0.95	7.20	1.46	3.68	1.84	1.59
		1.10	4.34	1.68	4.20	2.10	1.58
2	50	1.50	11.28	2.25	5.48	2.74	1.56
		1.50	14.04	2.85	11.06	4.42	1.97

**Nota:** Selección de tubería.

**Fuente:** Catálogo de Dipac

### 2.1.3 Diseño de eje de la estructura de aplastamiento

En principio se plantea el diagrama de cuerpo libre (figura 2. 11).



**Figura 2. 11** Diagrama de cuerpo libre de eje de la estructura de aplastamiento  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

Para determinar las reacciones en el punto A y B se plantea el valor de la carga de 56,25 kg que son las fuerzas encontradas en el travesaño de la estructura de aplastamiento ya que van a estar apoyadas sobre el eje.

Donde:

$$F1 = F2 = 56,25 \text{ kg} * \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kg}} = 551,81 \text{ N}$$

#### 2.1.3.1 Cálculo de reacciones

$$+ \Sigma M_A = 0$$

$$-F1 * 0,09 \text{ m} - F2 * 0,610 \text{ m} + R_B * 0,700 \text{ m} = 0$$

$$R_B = \frac{551,81 \text{ N} * 0,09 \text{ m} + 551,81 \text{ N} * 0,610 \text{ m}}{0,700 \text{ m}}$$

$$R_B = 551,54 \text{ N}$$

$$+ \Sigma F_y = 0$$

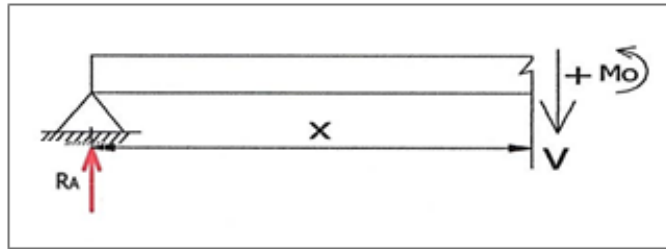
$$R_A - F_1 - F_2 + R_B = 0$$

$$R_A = 551,81 \text{ N} + 551,81 \text{ N} - 551,81 \text{ N}$$

$$R_A = 551,81 \text{ N}$$



### 2.1.3.2 Determinación de momento flector máximo



**Figura 2. 12** Diagrama del momento flector máximo  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

$$\Sigma F_y = 0$$

$$V - R_A = 0$$

$$V - 551,81 \text{ N} = 0$$

$$V = 551,81 \text{ N}$$

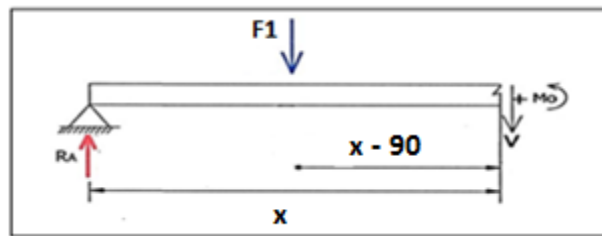
$$\Sigma M_A = 0$$

$$M = -R_A x$$

$$M = -(551,81 \text{ N})x$$

$0 \leq x \leq 0,09 \text{ m}$		
--------------------------------	--	--

x (m)	V = 551,81 N	M = -(551,81 N) x m
0,0	551,81	0,0
0,09	551,81	-49,66



**Figura 2. 13** Diagrama del momento flector máximo  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

$$\Sigma F_v = 0$$

$$V - R_A + F_1 = 0$$

$$V = (551,81\text{N} - 551,81\text{N}) = 0$$

$$\Sigma M_O = 0$$

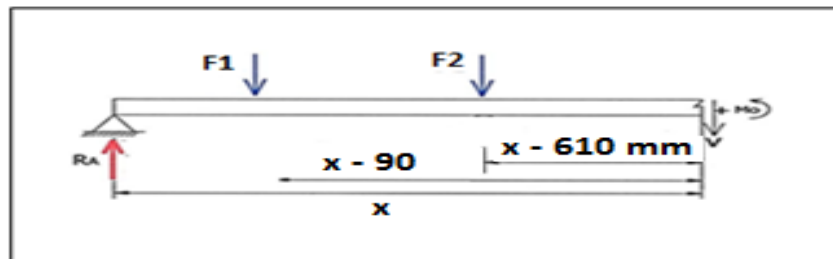
$$M = -R_A x + F_1(x - 0,09)\text{m}$$

$$M = -551,81\text{N}x + 551,81(x - 0,090)$$

$$M = -551,81\text{N}x + 551,81\text{N}x + 49,66\text{Nm}$$

$$M = -49,66\text{Nm}$$

$0,09 \leq x \leq 0,610 \text{ m}$		
<b>x (m)</b>	<b>V = 0</b>	<b>M = -49,66Nm</b>
0,90	0	-49,66N
0,610	0	-49,66N



**Figura 2. 14** Diagrama del momento flector máximo  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

$$\Sigma F_v = 0$$

$$V - R_A + F_1 + F_2 = 0$$

$$V = (551,81\text{N} - 551,81\text{N} - 551,81\text{N}) = 0$$

$$V = -551,81\text{N}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$M = -R_A x + F_1(x - 0,09)\text{m} + F_2(x - 0,526)\text{m}$$

$$M = -551,81\text{Nm} + 551,81\text{N}(x - 0,09)\text{m} + 551,81\text{N}(x - 0,610)\text{m}$$

$$M = -551,81\text{Nm} + 551,81\text{Nm} - 49,66\text{Nm} + 551,81\text{N}x - 336,60\text{Nm}$$

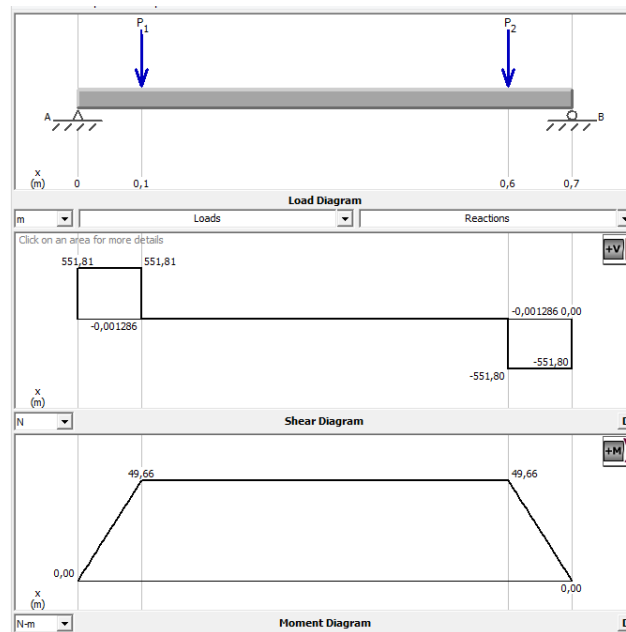
$$M = 551,81\text{N}x - 386,26\text{Nm}$$

$0,610 \leq x \leq 0,70 \text{ m}$		
<b>x (m)</b>	<b>V = - 551,81N</b>	<b>M = 551,81Nx - 386,26Nm</b>
0,610	- 551,81	-49,65
0,70	- 551,81	0

$$M \text{ máx} = 49,66 \text{ Nm} * \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}}$$

$$M \text{ máx} = 4966 \text{ N.cm}$$

### 2.1.3.3 Diagrama de fuerza cortante y momento flector máximo.



**Figura 2. 15** Diagrama de fuerza cortante y momento flector máximo  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### 2.1.4 Determinación del diámetro del eje considerando el esfuerzo de flexión en el eje.

Aplicando la ecuación 9

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Dónde:

$$\sigma = 0,577 * S_y \text{ ecuación 4}$$

S<sub>y</sub>= Limite de fluencia aplicado de la tabla 1,1

$$\sigma = 0,577 * 220 = 12694 \frac{N}{cm^2}$$

M = Momento flector máximo

n = 2 factor de seguridad

$$d = 3 \sqrt{\frac{32 * M * n}{\sigma \pi}} = 3 \sqrt{\frac{32 * 4966 N \cdot cm * 3}{12694 \frac{N}{cm^2} \pi}}$$

$$d = 3,77 \text{ cm} = 38\text{mm}$$

### 2.1.5 Selección de rodamiento para eje soportante

La mayor carga radial que soporta el rodamiento se produce en la reacción  $R_A$ , del cálculo de reacciones del eje, por lo tanto la carga de diseño

$$F_D = 56,25 \text{ kg} * 9,81 \frac{N}{kg}$$

$$F_D = 551,81 \text{ N}$$

Para el estudio se selecciona un rodamiento rígido de bolas, utilizando la ecuación 18 se relaciona la carga deseada y requisitos de vida.

$$X_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{60 \ell_D n_D}{L_{10}} \quad [\text{ec. 18}]$$

Donde:

$$\ell_D = 20 \text{ kh}$$

$$n_D = 1 \text{ RPM}$$

$$L_{10} = 10^6$$

$$X_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{60 * 20000 * 1}{10^6} = 1,2$$

Para el caso de este tipo de rodamiento la carga nominal dinámica con la cual se obtiene una confiabilidad deseada se determina con la ecuación 19.

$$C_{10} = a_f F_D \left[ \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}} \quad [\text{ec. 19}]$$

Donde:

$$R_D = 0,99$$

$$a = 3$$

$$x_0 = 0,02$$

$$\theta = 4,459$$

$$b = 1,483$$

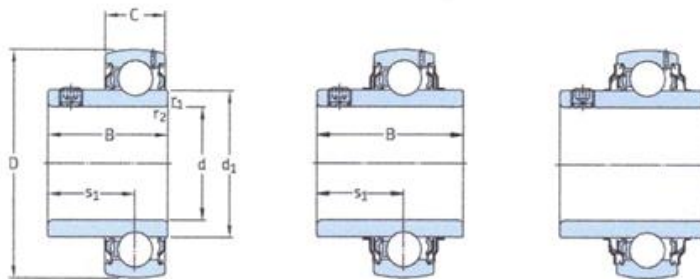
$$a_f = 1,2$$

$$C_{10} = 1,2 * 551,81 \left[ \frac{1,2}{0,02 + (4,459 - 0,02)(1 - 0,99)^{\frac{1}{1,483}}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 1167,54 \text{ N} = 1,2 \text{ kN}$$

**Tabla 2.2** Características de rodamiento

Y-bearings with grub screws, metric shafts  
d 12 – 100 mm



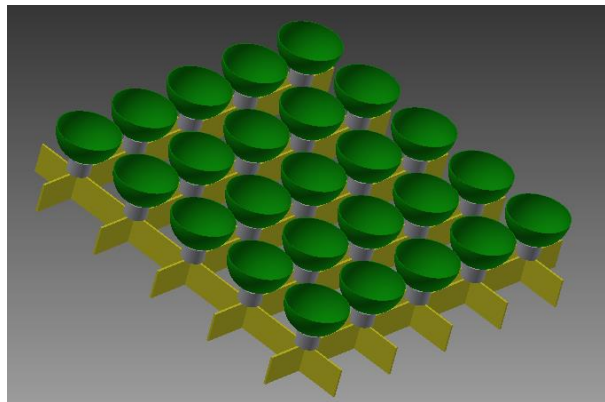
Dimensions							Basic load ratings dynamic static		Fatigue load limit $P_u$	Limiting speed with shaft tolerance h6	Mass	Designation
d	D	B	C	$d_1$	$s_1$	$r_{1,2}$ min	C	$C_0$		r/min	kg	-
mm							kN		kN			
12	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,11	YAT 203/12-2F
15	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,10	YAR 203/15-2F
17	40	22,1	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,07	YAT 203
	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,09	YAR 203-2F
20	47	25,5	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,11	YAT 204
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	YAR 204-2F
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAT 204-2RF
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	10,8	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/HV
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/VE495
25	52	27,2	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,14	YAT 205
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,17	YAR 205-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,17	YAT 205-2RF
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	11,9	7,8	0,335	4 300	0,18	YAR 205-2RF/HV
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,18	YAR 205-2RF/VE495
30	62	30,2	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,23	YAT 206
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,28	YAR 206-2F
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	3 800	0,28	YAT 206-2RF
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	16,3	11,2	0,475	3 800	0,29	YAR 206-2RF/HV
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	3 800	0,29	YAR 206-2RF/VE495

**Nota;** Selección de rodamiento  
**Fuente:** Catalogo de Y-bearings

Debido al cálculo del diámetro del eje por cargas dinámicas, se selecciona una chumacera de piso (YAT 206).

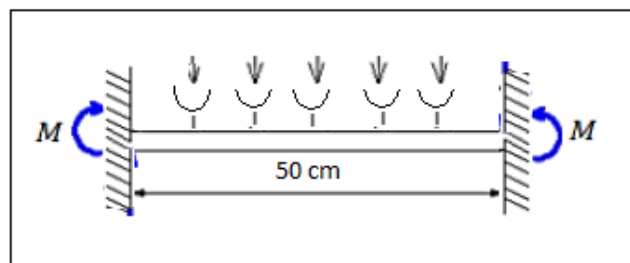
### 2.1.6 Diseño de rejillas porta copas.

El diseño de la rejilla que va a soportar las copas consta de platinas que forman un cuerpo rígido como se representa en la figura.



**Figura 2. 16** Esquema de rejillas porta copas  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

#### 2.1.6.1 Determinación de platinas porta copas



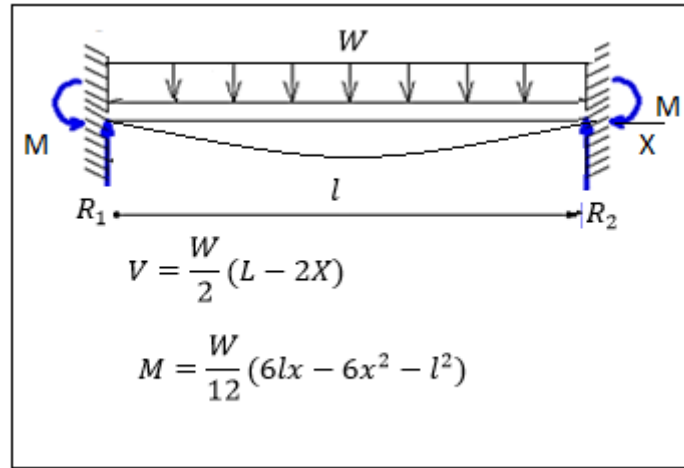
**Figura 2. 17** Diagrama de cuerpo libre platina porta copas  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

Donde:

$$q = 45 \text{ kg}$$

$$W = 0,9 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

Se considera apoyo fijo y una carga uniformemente como muestra en (figura 2.17).



**Figura 2. 18** Viga apoyo fijo y carga intermedia  
**Fuente:** Shigley (2008, pág. 84)

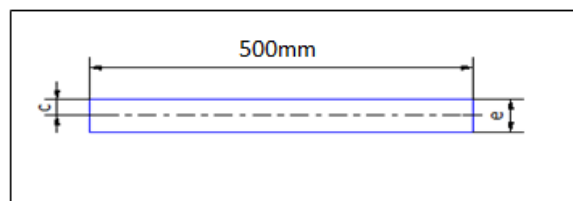
Se emplea una platina de 25mm

$$M = \frac{W}{12} (6LX - 6X^2 - L^2)$$

$$M = \frac{0,9 \frac{kg}{cm}}{12} (6(50 * 2,5) - 6(2,5)^2 - (50)^2)$$

$$M = 194,06 \text{ kg. cm}$$

Para lo cual se determinar el espesor “e” aplicamos la ecuación  $\left[ \sigma = \frac{Mc}{I} \right]$



**Figura 2. 19** Platina para porta copas  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

Donde:

$c = \frac{e}{2}$  = Distancia máxima al eje neutro.

I = Momento de inercia de una sección rectangular.

Para asegurar un correcto funcionamiento se tiene un factor de seguridad 2,5 y se plantea la relación  $\left[ n = \frac{S_y}{\sigma} \right]$ , donde:

$$\sigma = \frac{220}{2,5}$$

$$\sigma = 88 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * \frac{(10\text{mm})^2}{1\text{cm}^2}$$

$$\sigma = 8800 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Para determinar el espesor “e” de la platina se analiza con el caso de flexión, entonces el esfuerzo se determina con  $\left[ \sigma = \frac{Mc}{I} \right]$ .

$$\sigma = \frac{194,06 \text{ kg. cm} * \frac{e}{2}}{\frac{1}{12} * 50\text{cm} * e^3}$$

$$8800 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = 46,57\text{kg} \frac{1}{e^2} * \frac{9,81 \text{ N}}{1\text{kg}}$$

$$8800 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = 456,8517\text{N} \frac{1}{e^2}$$

$$e^2 = \frac{456,8517\text{N}}{8800 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}}$$

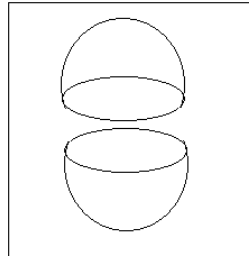
$$e = 0,22\text{cm} = 2,2\text{mm}$$

Por lo tanto se selecciona una platina de acero AISI de 25\*3 mm de espesor existente en el mercado.



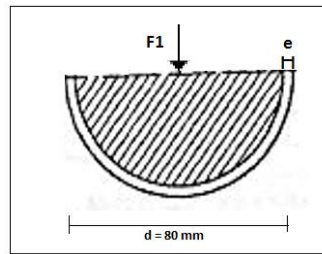
### 2.1.7 Diseño de copas

Para dar forma esférica a la masa de verde se ha propuesto una esfera dividida en 2 partes como se muestra en la figura 2.19 existente en el mercado.



**Figura 2. 20** Copa para dar forma a la masa de verde  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

En el diseño se determina el espesor de la copa como se muestra en la figura 2.20.



**Figura 2. 21** Fuerza que actúa en la copa  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### 2.1.8 Determinación de espesor de las copas

El material al ser utilizado es acero inoxidable AISI 304, para este caso la fuerza que ejerce sobre la copa es:

Aplicando la ecuación 1

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

Donde:

F= 45 kg

r= 4 cm

A=  $4\pi*r^2$  área de una esfera

$$P = \frac{45\text{kg}}{4\pi * r^2} = \frac{45\text{kg}}{4\pi * (4)^2} = \frac{45\text{kg}}{201,06} = 0,22 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Para determinar el espesor de la pared se despeja “t” con el esfuerzo máximo en la fluencia de:

$$\tau_{MAX} = \frac{Sy}{2} = 1100 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$t = \frac{P * r}{2 \tau_{MAX}} * n$$

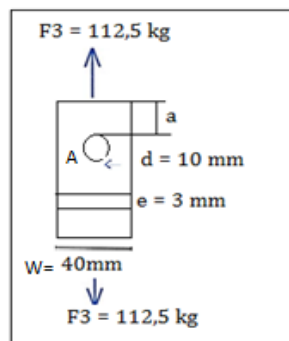
$$t = \frac{0,22 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 4 \text{ cm}}{2 * 1100 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} * 2$$

$$t = 0.009 \text{ mm}$$

Al realizar el respectivo montaje tuvimos dificultad al soldar ya que el material por el calor de la soldadura se deformaba, por ello se tuvo que utilizar una plancha de espesor 2,5mm, con este material se pudo realizar la respectiva construcción y garantizando que las copas no se deformen.

### 2.1.9 Determinación de la platina de tensores

Para el diseño de tensores se ha tomado como referencia las fuerzas críticas en la platina que son la fuerza cortante del borde de la platina y la fluencia del elemento como se muestra en la figura 2.21.



**Figura 2. 22** Tensores  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

Por lo tanto el esfuerzo cortante del borde del elemento está dado por ecuación 21

$$\tau = \frac{F}{at} = \frac{0,577(sy)}{n}$$

Donde:

$$a = 15\text{mm}$$

$$t = 3\text{mm}$$

$$n = 2$$

$$F_1 = at * \frac{0,577(sy)}{n}$$

$$F_1 = \frac{15\text{mm} \times 3\text{mm} \times 0,577 \times 220 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$F_1 = 2856,15 \text{ N} = 291,14 \text{ kg}$$

Para la fluencia de la platina se determina aplicando la ecuación 22

$$F = \frac{wt(sy)}{n}$$

Donde:

$$w = 40 \text{ mm}$$

$$t = 3\text{mm}$$

$$F_2 = \frac{40\text{mm} \times 3 \text{ mm} \times 220 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$F_2 = 13200 \text{ N} = 1320 \text{ kg}$$

Por tanto se garantiza utilizar una platina en acero inoxidable 304 de 40 \* 3 mm ya que la fuerza  $F_1$  es inferior a la fuerza cortante y la fluencia del material.

### 2.1.10 Determinación del pasador para articulación

El mecanismo del tensor esta articulado en el punto A y B respectivamente.

Del diagrama de cuerpo libre de los tensores en el punto A se tiene como área de concentración de esfuerzos, por lo tanto la fuerza a la que va estar sometido el pasador como más crítica es la fuerza de aplastamiento que es 225 kg que es igual a F3.

Donde:

$$F3 = 225 \text{ kg} \times \frac{9,81 \text{ N}}{\text{kg}} = 2207,25 \text{ N}$$

n = factor de seguridad (2)

Considerando el esfuerzo cortante para

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

Aplicando la ecuación 21

$$\tau = \frac{0,577 \times 220}{2}$$

$$\tau = 63,47 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Relacionando el esfuerzo en función del área

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

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

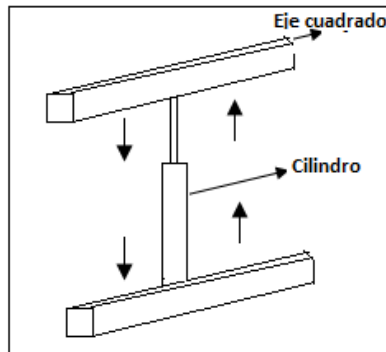
$$A = \frac{2207,25 \text{ N}}{63,47 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$\mathbf{A = 34,77 \text{ mm}^2}$$

En la articulación se va a seleccionar un perno de acero inoxidable, por lo que el área nominal de 34,77 mm<sup>2</sup> de la tabla 1.1 se selecciona.

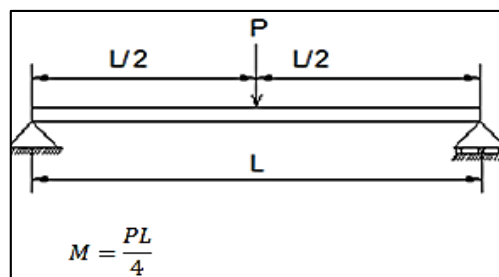
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3

### 2.1.11 Diseño de soporte para cilindro neumático



**Figura 2. 23** Esquema del soporte para cilindro  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

Para el diseño se plantea un eje cuadrado de 25 mm con una longitud de 600 mm apoyado en sus extremos con una carga central como se muestra en la figura 2.23



**Figura 2. 24** Viga apoyada en los extremos-carga puntual  
**Fuente:** Oxford (1994, pág. 218)

Donde:

$$P = 2250 \text{ kg} \times \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kg}} = 2207,25 \text{ N} (\text{ Fuerza de empuje de tracción})$$

$$L = 600 \text{ mm}$$

El momento flector se calcula mediante la expresión:

$$M = \frac{PL}{4} = \frac{2207,25 \text{ N} * 60 \text{ cm}}{4} = 33108,75 \text{ Ncm}$$

Para determinar la inercia del eje cuadrado en función del caso por flexión se aplica la ecuación 4:

Donde:

$$\sigma = 0,577.Sy$$

$$\sigma = 0,577 \times 220 \frac{N}{mm^2} = 126,94 \frac{N}{mm^2} \times \frac{(10mm)^2}{1cm^2} = 12694 \frac{N}{cm^2}$$

$c = 1,25$  cm (distancia del eje neutro de la sección, tubo cuadrado de 25 mm ´´)

Al despejar la inercia ´I´ de la ecuación por flexión

$$I = \frac{Mc}{\sigma}$$

$$I = \frac{33108,75 \text{ N} \cdot \text{cm} \cdot 1,25 \text{ cm}}{12694 \frac{N}{cm^2}}$$

$$I = 3,26 \text{ cm}^4$$

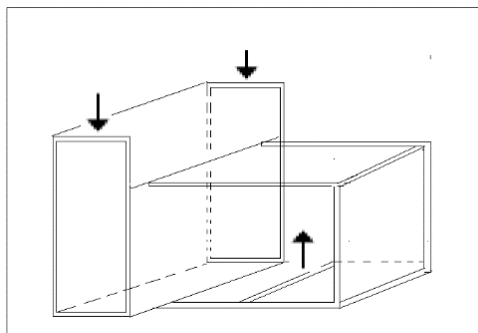
Inercia de un cuadrado de 25 mm

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{2,5 \cdot 2,5^3}{12} = 3,25 \text{ mm}^4$$

Por tanto el eje cuadrado de 25 mm soporta las cargas de tracción y empuje satisfactoriamente.

### 2.1.12 Diseño de la estructura soportante

La plancha de aplastamiento y el cilindro neumático son partes críticas de funcionamiento sobre la estructura soportante como se muestra en la figura 2.24.



**Figura 2. 25** Estructura soportante  
**Fuente:** Luis Pullotaxi (2016)

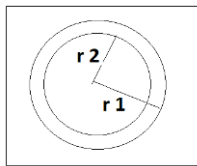
Para el diseño se hace referencia una estructura rectangular formada por tubos de sección cuadrada a calcular. A continuación se debe determinar el peso total de los componentes sobre la estructura soportante.

- **Peso de la estructura de aplastamiento**

El largo total del tubo es de 3240mm, de la tabla 2.1 de DIPAC se determina el peso de 2,9 kg

- **Peso de las copas**

Calculamos el volumen total



$$r1 = 40 \text{ mm}$$

$$r2 = 39,2 \text{ mm}$$

$$V = \frac{4}{3} \pi r^3$$

$$V1 = \frac{4}{3} \pi (40)^3 = 268083,2 \text{ mm}^3$$

$$V2 = \frac{4}{3} \pi (39,2)^3 = 252317,8 \text{ mm}^3$$

$$Vt = V1 - V2$$

$$Vt = 268083,2 \text{ mm}^3 - 252317,8 \text{ mm}^3$$

$$Vt = 15765,4 \text{ mm}^3 \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ mm}^3}$$

$$Vt = \frac{0,000015 \text{ m}^3}{2} = 0,0000075 \text{ m}^3$$

Densidad

$$\rho = 3000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Peso

$$W = Vt * \rho$$

$$W = 0,0000075 \text{ m}^3 * 3000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$W = 0,0225 \text{ kg} * 25 \text{ unidades} = 0,5625 \text{ kg}$$

- **Peso de rejilla porta copas**

El largo total de la platina utilizada es de 5200mm, de la tabla 2,1 de DIPAC el valor del peso es de 3 kg x 2 unidades = 6 kg

- **Peso del eje**

El diámetro mayor del eje se ha determinado que debe ser de 37mm, el mismo que tiene un largo de 710 mm, por lo tanto su volumen es:

$$V = \pi * L * r^2$$

Donde:

$$L = 710 \text{ mm}$$

$$r = 18,5 \text{ mm}$$

$$V = \pi * 710 \text{ mm} * 18,5 \text{ mm}^2$$

$$V = 763399,16 \text{ mm}^3 = 0,000763 \text{ m}^3$$

$$P = \rho * V_t$$

$$P = 8000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,00077 \text{ m}^3 = 6,10 \text{ kg}$$

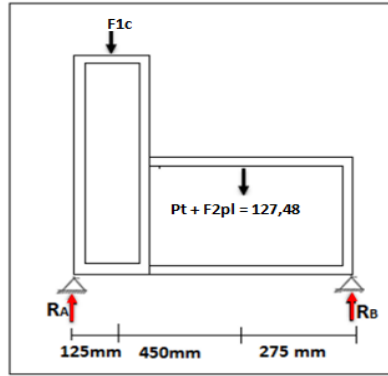
$$P_t = 2,9 \text{ kg} + 0,5625 \text{ kg} + 6 \text{ kg} + 6,16 \text{ kg}$$

$$P_t = 13,62 \text{ kg}$$

Este valor se encuentra en un 90% por el hecho de que no se ha considerado algunos elementos como chumaceras, pernos, etc por ello se adhiere a este valor el 10%

$$P_t = 13,62 + 10\% = 14,98 \text{ kg}$$





**Figura 2. 26** Vista frontal de la estructura soportante  
**Fuente:** Luis Pullotaxi (2016)

$F_{1c} = 27,58 \text{ kg} = R_A$  del travesaño de la plancha de aplastamiento

### 2.1.12.1 Determinación de reacciones

$$+\Sigma M_A^{\wedge} = 0$$

$$-F_{1c} * 125\text{mm} - 127,48\text{kg} * 575\text{mm} + R_B * 850\text{mm} = 0$$

$$-27,58 * 125\text{mm} - 127,48\text{kg} * 575\text{mm} + R_B * 850\text{mm} = 0$$

$$R_B = \frac{76748.5 \text{ kg} * \text{mm}}{850\text{mm}}$$

$$R_B = 90,29 \text{ kg} * \frac{9,81\text{N}}{1\text{kg}}$$

$$\mathbf{R_B = 885,74 \text{ N}}$$

$$+\Sigma F_y = 0$$

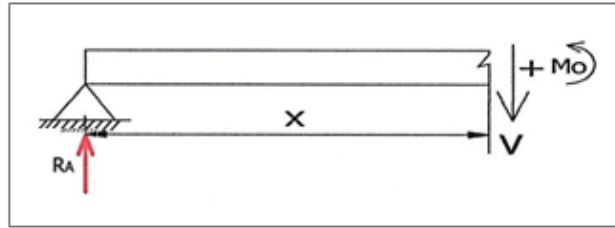
$$R_A - F_{1c} - 127,48 \text{ kg} + R_B = 0$$

$$R_A = 27,58 \text{ kg} + 127,48\text{kg} - 90,29\text{kg}$$

$$R_A = 64,77 \text{ kg} * \frac{9,81\text{N}}{1\text{kg}}$$

$$\mathbf{R_A = 635,39 \text{ N}}$$

### 2.1.12.2 Determinación de momento flector máximo



**Figura 2. 27** Diagrama del momento flector máximo  
Elaborado por: Luis Pullotaxi (2016)

$$\Sigma F_y = 0$$

$$V - R_A = 0$$

$$V - 635,39\text{N} = 0$$

$$V = 635,39\text{N}$$

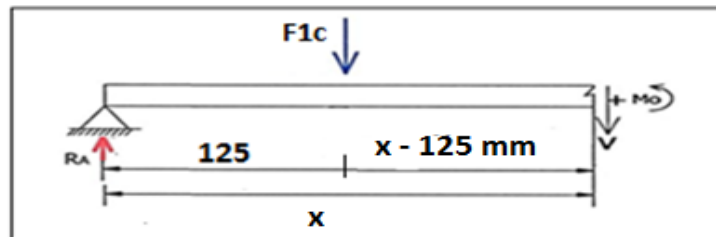
$$\Sigma M_o^{\wedge} = 0$$

$$M = -R_A x$$

$$M = -635,39 \text{ N}x$$

$$0 \leq x \leq 0,125 \text{ m}$$

x (m)	V = 635,39N	M = -635,39 Nx
0	635,39	0
0,125	635,39	79,42



**Figura 2. 28** Diagrama del momento flector máximo  
Elaborado por: Luis Pullotaxi (2016)

$$\Sigma F_y = 0$$

$$V - R_A + F_1c = 0$$

$$V = (635,39\text{N} - 270,55\text{N})$$

$$V = 364,83 \text{ N}$$

$$\Sigma M_o^{\wedge} = 0$$

$$M = -R_A x + F_1c(x - 0,125)\text{m}$$

$$M = -635,39Nx + 270,55N(x - 0,125)m$$

$$M = -635,39Nx + 270,55Nx - 33,81Nm$$

$$M = -364,84Nx - 33,81Nm$$

$$0,125 \leq x \leq 0,575m$$

x (m)	V = 364,84Nx	M = -364,84Nx - 33,81Nm
0,310	364,84	- 146,91
0,580	364,84	- 245,41

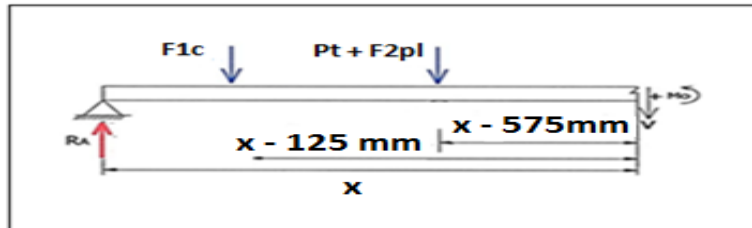


Figura 2. 29 Diagrama del momento flector máximo  
Elaborado por: Luis Pullotaxi (2016)

$$\Sigma F_y = 0$$

$$V - R_A + F_1c + 127,48 = 0$$

$$V = 635,39N - 270,55N - 1250,57N = 0$$

$$V = - 885,74 N$$

$$\Sigma M_O^{\wedge} = 0$$

$$M = -R_Ax + F_1(x - 0,125)m + PT + F2pl(x - 0,575)m$$

$$M = -635,39N x + 270,55(x - 0,125)m + 1250,48N(x - 0,575)m$$

$$M = -635,39N x + 270,55Nx - 33,81Nm + 1250,48Nx - 719,02Nm$$

$$M = 885,64Nx - 752,83Nm$$

$$0,575 \leq x \leq 0,850 m$$

x (m)	V = - 885,74 N	M = 885,64Nx - 752,83Nm
0,575	- 885,74	-243,58
0,850	- 885,74	0

$$M_{MAX} = 243,58Nm * \frac{100cm}{1m}$$

$$M_{MAX} = 24358 Ncm$$

En principio se plantea un tubo de 1 ½ pulgada en acero inoxidable AISI 30, se analiza por flexión en la estructura para determinar el espesor del tubo

$$C = 1,9$$

Al despejar la inercia "I" de la ecuación por flexión

$$I = \frac{Mc}{\sigma}$$

$$I = \frac{24358 Ncm * 1,9 cm}{12694 \frac{N}{cm^2}}$$

$$I = 3,69 cm^4$$

De la tabla 2,1 el valor de inercia inmediato superior es de 3,68 cm<sup>4</sup>

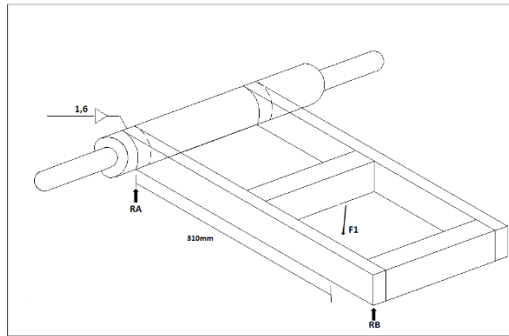
Por lo tanto la dimensión de tubo cuadrado para formar la estructura soportante es de 1 ½ pulgada con espesor de 1,1 mm, garantizando una estructura que soporta el peso del mecanismo y la fuerza que ejerce el cilindro neumático de la tabla 2.1

## 2.2. Análisis de Soldadura

El mecanismo tiene elementos y juntas críticas soldadas sometidas a esfuerzos que se estudian para dar confiabilidad en un cordón de soldadura.

### 2.2.1 Soldadura de eje de la estructura de aplastamiento.

Como se muestra en la figura (2,29) el cordón de soldadura une el eje hacia el marco de la estructura de aplastamiento, para este tipo de junta se analiza el esfuerzo por flexión con un valor de tamaño de cateto del cordón h=1,6mm valor obtenido de la tabla 1,9



**Figura 2. 30** Cordón de soldadura en la unión eje - marco  
**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

Donde:

$$F_1 = F_2 = 36,1 \text{ kg}$$

De la figura 1,10 tenemos

$$b = 38 \text{ mm}$$

$$d = 38 \text{ mm}$$

Se determina el área de la garganta según la tabla 1.13 literal (3)

$$A = 1,414 * 1,6\text{mm} * 38 \text{ mm} = 85,97 \text{ mm}^2$$

De la ecuación 26 se obtiene el esfuerzo primario:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad [\text{ec. 26}]$$

$$\tau' = \frac{36,1 \text{ kg}}{85,97} = 0,42 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

El segundo momento de área se determina con la ecuación 27

$$I_u = \frac{bd^2}{2} \quad [\text{ec. 27}]$$

$$I_u = \frac{38\text{mm} * (38\text{mm})^2}{2} = 27436\text{mm}^2$$

Entonces de la ecuación 28, el segundo momento de área I con base en el área de la garganta de soldadura es:

$$I = 0,707h I_u \quad [\text{ec. 28}]$$

$$I = 0,707 * 1,6 * 27436 = 31035,6 \text{ mm}^4$$

De la ecuación 29 se obtiene un esfuerzo secundario

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} = \frac{M d/2}{0,707hbd^2/2} \quad [\text{ec. 29}]$$

$$\tau' = \frac{(36,1 \text{ kg} * 310\text{mm})(\frac{38}{2}\text{mm})}{31035,6} = 6,85 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Para el caso de esfuerzos combinados se halla un esfuerzo equivalente utilizando la ecuación 5 donde:

$$\sigma_e = (\sigma_x^2 + \tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{eq} = ((0,42)^2 + (6,85)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{eq} = 6,86 \frac{\text{kg}}{\text{mm}} \times \frac{(10\text{mm})^2}{(1\text{cm})^2} = 686,2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Debido a que el eje está expuesto a esfuerzos fluctuante de la ecuación 7

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{eq}}{2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{686,2}{2} = 43,1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

A continuación se calcula el límite a la fatiga corrigiendo el material, determinando los factores k.

El factor superficie se obtiene mediante la ecuación 14 y la tabla 1.4

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Donde:

$$k_a = 39,9 (75^{-0,995})$$

$$k_a = 0,54$$

El factor de tamaño se obtiene de la tabla 1.4

Donde:

$$d = 0,808 (38 \times 38)^{1/2} = 30,7 \text{ mm}$$

$$k_b = 1,24(30,7)^{-0,107} = 0.86$$

El factor de carga se obtiene de la tabla 1,5 considerando el esfuerzo flector

$$k_c = 1$$

El factor de temperatura se determina de la tabla 1.6 considerando una temperatura de 20°C

$$K_d = 1$$

Para el factor de confiabilidad al 99 %, se utiliza la ecuación 15 y la tabla 1,7

Donde:

$$k_e = 1 - (0,08 \times 2,326)$$

$$k_e = 0,81$$

$k_f$  Es seleccionado por el tipo de soldadura de filete de la tabla 1,17

$$k_f = 1,5$$

El factor de límite de resistencia a la fatiga hasta dado por la ecuación 17

Si  $s_{ut} = 75 \text{ kpsi}$ , de la tabla 1.14 para el cordón de soldadura aplicando un material de aporte 3081-16 para aceros AISI 304 y un proceso T 16 (soldadura bajo atmosfera inerte y electrodo de tungsteno).

$$S_e = 0,5 (75 \text{ kpsi}) = 37,5 \text{ kpsi} = 2642 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Al remplazar los valores de factores "k" en ecuación 13 se obtiene el límite de resistencia a la fatiga corregida.

$$S_e = 0,54 \times 0,86 \times 1 \times 1 \times 0,81 \times 1,5 \times 2642$$

$$S_e = 1490,1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Finalmente se determina el factor de seguridad de fatiga con la ecuación 8

$$n_f = \frac{1}{\frac{343,1}{1490,7} + \frac{343,1}{5200}}$$

$$n_f = 3,37$$

Entonces la soldadura en la estructura de aplastamiento tienen un cateto de  $h = 1,6 \text{ mm}$ , sometida a esfuerzos flectores, obteniendo un factor de seguridad aceptable garantizando la soldadura por factura.

## 2.3 Diseño de red de aire.

Los mecanismos diseñados para dar forma esférica a la masa de verde, son accionados por un sistema neumático que consta de un cilindro neumático, válvulas de control, red de aire comprimido y control automático para su funcionamiento.

### 2.3.1 Selección de cilindro neumático

El cilindro neumático va a trabajar con la fuerza de retracción por lo tanto la fuerza es de 225 kg y a una presión de trabajo de 5 bar, con estos valores de la tabla (2,3) se selecciona un cilindro con los siguientes datos:

Diámetro de camisa: 80mm

Diámetro de vástago: 25mm

Carrera: 250mm

		Presión Kg/cm <sup>2</sup>								
Diámetro		1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	F1	0,3	0,6	0,8	1,1	1,4	1,7	2,0	2,3	2,5
	F2	0,2	0,4	0,6	0,9	1,0	1,3	1,5	1,7	1,9
10	F1	0,8	1,6	2,4	3,1	3,9	4,7	5,5	6,3	7,1
	F2	0,6	1,3	2,0	2,6	3,3	3,9	4,6	5,3	5,9
12	F1	1,1	2,3	3,4	4,5	5,7	6,8	7,9	9,0	10,2
	F2	0,8	1,7	2,5	3,4	4,2	5,1	5,9	6,8	7,6
16	F1	2,0	4,0	6,0	8,0	10,1	12,1	14,1	16,1	18,1
	F2	1,7	3,4	5,2	6,9	8,6	10,4	12,1	13,8	15,8
20	F1	3,1	6,3	9,4	12,6	15,7	18,8	22,0	25,1	28,3
	F2	2,6	5,3	7,9	10,5	13,2	15,8	18,5	21,1	23,7
25	F1	4,9	9,8	14,7	19,6	24,5	29,5	34,4	39,3	44,2
	F2	4,1	8,2	12,3	16,5	20,6	24,7	28,8	32,9	37,0
32	F1	8,0	16,1	24,1	32,1	40,2	48,2	56,3	64,3	72,4
	F2	6,9	13,8	20,7	27,6	34,5	41,4	48,3	55,2	62,1
40	F1	12,5	25,1	37,7	50,2	62,8	75,4	87,9	100,5	113,0
	F2	10,5	21,1	31,6	42,2	52,7	63,3	73,8	84,4	94,9
50	F1	19,6	39,3	58,9	78,6	98,2	117,8	137,5	157,1	176,8
	F2	16,5	33,0	49,5	66,0	82,5	99,0	115,5	132,0	148,5
63	F1	31,2	62,3	93,5	124,7	155,8	187,0	218,2	249,4	280,5
	F2	28,0	56,0	84,0	112,0	140,0	168,0	196,0	224,0	252,0
80	F1	50,3	100,5	150,8	201,0	251,3	301,6	351,8	402,1	452,3
	F2	45,4	90,7	136,1	181,4	226,8	272,2	317,5	362,9	408,2
100	F1	78,5	157,0	235,5	314,0	392,5	471,0	549,5	628,0	706,5
	F2	73,6	147,2	220,8	294,4	368,0	441,6	515,2	588,8	662,4
125	F1	122,7	245,4	368,1	490,8	613,5	736,3	858,9	981,7	1.104,3
	F2	114,7	229,4	344,1	458,8	573,5	688,2	802,9	917,6	1.032,3
160	F1	201,1	402,1	603,2	804,2	1.005,3	1.206,4	1.407,4	1.608,5	1.809,5
	F2	188,5	377,0	565,5	754,0	942,5	1.131,0	1.319,5	1.508,0	1.696,5
200	F1	314,1	628,3	942,4	1.256,6	1.570,8	1.884,9	2.199,1	2.513,2	2.827,4
	F2	301,5	603,1	904,7	1.206,2	1.507,8	1.809,4	2.110,9	2.412,5	2.714,1

**Tabla 2. 3** Selección de cilindro neumático  
Fuente: SMC,Neumática (2008, pág. 104)



### 2.3.2 Determinación de caudal máximo

Horas de trabajo: 8 horas

t subida: 2 segundos

t bajada: 10 segundos

Velocidad

$$v = \frac{d}{t} = \frac{250mm}{2s} \times \frac{60s}{1min}$$

$$v = 7500 \frac{mm}{min}$$

$$Q = v \cdot A$$

$$Q = 7500 \frac{mm}{min} \times \pi (40)^2$$

$$Q = 37699200 \frac{mm^3}{min} \times \frac{1 pulg^3}{25,4mm^3}$$

$$Q = 2300,5 \frac{pulg^3}{min} \times \frac{1l}{61,024pulg^3}$$

$$Q = 37,7 \frac{l}{min}$$

### 2.3.3 Consumo de aire en el cilindro

De acuerdo a la tabla (2.4) con el diámetro del cilindro neumático de 80 mm y la presión de trabajo se tiene un consumo  $q = 0,4176 \frac{l}{cm}$

Para determinar el consumo real se aplica la ecuación:

Dónde:

$$S = 25 \text{ cm}$$

$$n = 5$$

$$Q = 25 \times 25 \text{ cm} \times 5 \frac{cm}{min} \times 0,4176 \frac{l}{cm}$$

$$Q = 104,4 \frac{l}{cm} = 1,74 \frac{l}{s}$$

Diámetro Cil.	Presión de Trabajo (bar)				
	3	4	5	6	7
20	0,174	0,217	0,260	0,304	0,347
25	0,272	0,340	0,408	0,476	0,543
32	0,446	0,557	0,668	0,779	0,890
40	0,697	0,870	1,044	1,208	1,391
50	1,088	1,360	1,631	1,903	2,174
63	1,729	2,159	2,590	3,021	3,451
80	2,790	3,482	4,176	4,870	5,565
100	4,355	5,440	6,525	7,611	8,696

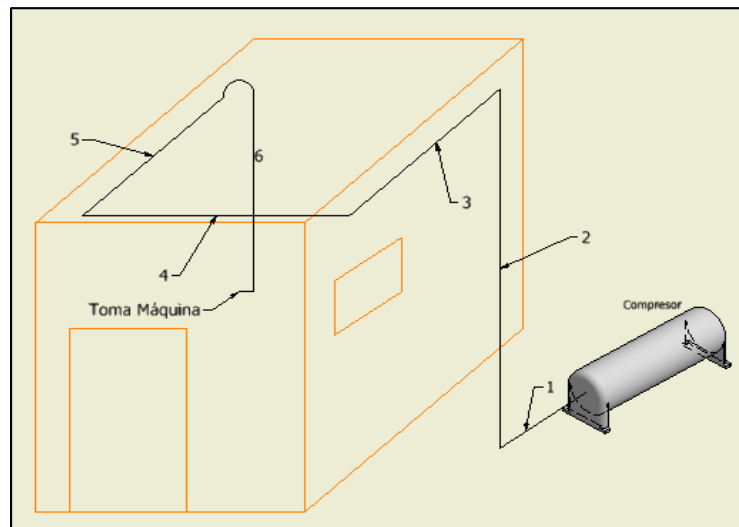
**Tabla 2. 4** Selección de cilindro neumático  
**Fuente:** SMC, Neumática (2008, pág. 121)

### 2.3.4 Red de distribución

Una vez expuestos los fundamentos teóricos y realizados los cálculos del consumo de aire del cilindro, se dispone adicionar a la red considerando un sobredimensionamiento para futuras ampliaciones, considerando al compresor como fuente de energía.

Ahora se debe aumentar un 10% para contrarrestar las pérdidas de aire y un 25% para futuras ampliaciones.

$$Q_t * 1,35\% = 1,74 * 1,35 = 2,35 \frac{l}{s}$$



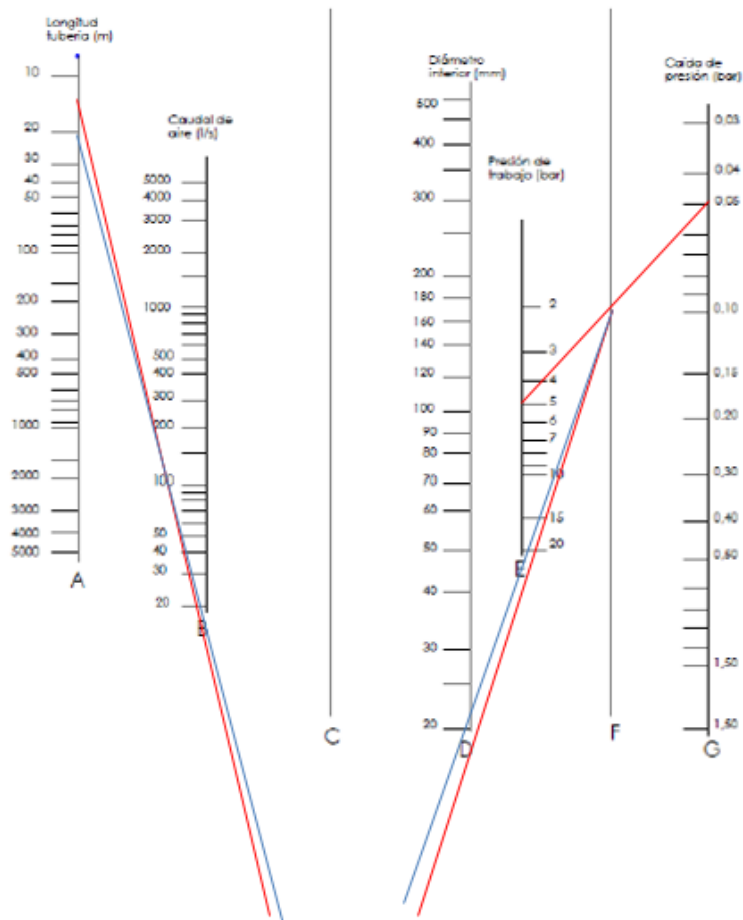
**Figura 2. 31** Red de distribución  
**Fuente:** Luis Pullotaxi (2016)

Las longitudes requeridas son:

- Longitud 1: 0,85 metros
- Longitud 2: 2,3 metros
- Longitud 3: 4,5 metros
- Longitud 4: 2,2 metros
- Longitud 5: 2,5 metros
- Bajante 1: 2 metros

Tenemos una longitud total de 14,35 metros.

**Tabla 2.5** Abaco para el cálculo de tubería aire comprimido



**Nota:** Selección tubería.

**Fuente:** SMC, Neumática (2008, pág. 59)

Utilizando el nomograma tabla (2,10), con una pérdida del 1% de 5 bar que es de 0,05 bar, se tiene un diámetro de ½". lo cual es tentativo porque a este valor se tiene que aumentar las pérdidas de los accesorios empleados expresados por medio de longitudes equivalentes.

Accesorio	Cantidad	Longitud equivalente( Le)	Total
Codo 90°	4	0,6	2,4
Válvula esférica	2	0,2	0,4
Pieza en T	2	0,7	1,4
Reductor	2	0,3	0,6
Sumatoria			4,8

$$L_T = L_{Tuberia} + L_{equivalente}$$

$$L_T = 15 + 4,8 = 19,8 \text{ metros}$$

Con esta nueva longitud de tubería se ingresa al nomograma y el diámetro de la red es de ¾" existente en el mercado.

## **CAPÍTULO III**

### **Costos**

El objetivo de este capítulo es definir los costos directos e indirectos que se ven involucrados en el diseño y fabricación de maquina neumática para realizar 25 bolas de verde de 80 mm de diámetro.

#### **Costos Directos**

Son todos los gastos que están directamente relacionados con el diseño, construcción y puesta en marcha de la máquina, los cuales se detallan a continuación:

- Materiales directos.
- Materiales eléctricos.
- Accesorios normalizados.
- Costos de mecanizado.
- Costos de mano de obra.

#### **Costos Indirectos**

Son los materiales consumibles y complementarios que se involucran en la construcción de los elementos de la máquina, los cuales se detallan a continuación:

- Materiales indirectos.
- Costos de ingeniería.

- Costos imprevistos.

### 3.1 Análisis de los Costos Directos

#### 3.1.1 Costos de Materiales Directos

**Tabla 3. 1** Costos de materiales directos

<b>Costos de Materiales Directos</b>				
<b>Ítem</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
1	Acero Inoxidable 304LH 9X40	0,86	\$ 6,50	\$ 5,59
2	Acero Inoxidable 304LH 4X25	9,6	\$ 6,70	\$ 64,32
3	Acero Inoxidable 304LH 6X40	1,65	\$ 6,60	\$ 10,89
4	Acero Inoxidable 304 RED 1 1/4	7,41	\$ 5,39	\$ 39,94
5	Acero Inoxidable 304 RED 1 1/2	0,78	\$ 5,39	\$ 4,20
6	Acero Inoxidable 304 RED 1 1/2	6,43	\$ 5,39	\$ 34,66
7	Acero Inoxidable 304 RED 1 1/4	9,15	\$ 5,39	\$ 49,32
8	Acero Inoxidable 304LH 9X40	4,32	\$ 6,50	\$ 28,08
9	Acero Inoxidable 304LH 4X25	4,8	\$ 6,62	\$ 31,78
10	Acero Inoxidable 304LH 3X25	3,6	\$ 6,62	\$ 23,83
11	Tubo Inoxidable 304LSCH40 1	1,554	\$ 24,34	\$ 37,82
12	Acero de trasmision RED 3 1/4	5,2	\$ 2,81	\$ 14,61
13	TB/CD Acero Inoxidable 304 25x1.5mm	6	\$ 8,60	\$ 51,60
14	TB/CD Acero Inoxidable 304 30x1.2mm	6	\$ 9,97	\$ 59,82
15	Tubo Inoxidable CDR 1 1/2''	3	\$ 58,33	\$ 175,00
16	Copas en acero inoxidable	50	\$ 12,00	\$ 600,00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 1.231,47</b>

**Nota:** Costos

**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### 3.1.2 Costos de Materiales Eléctricos

Tabla 3. 2 Costos de materiales eléctricos

<b>Costos de Materiales Eléctricos</b>				
<b>Ítem</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
1	Breaker 2 polos 25 A	1	\$ 13,11	\$ 13,11
2	Paro de emergencia mas contacto NC	1	\$ 27,28	\$ 27,28
3	Amarras 10cm	25	\$ 0,15	\$ 3,75
4	Pulsador color verde	2	\$ 11,97	\$ 23,94
5	Cable 16 AWG m	12	\$ 0,28	\$ 3,36
6	Capuchones de protección	2	\$ 4,45	\$ 8,90
7	Terminales tipo ferral	30	\$ 0,03	\$ 0,90
8	Rele 4 polos a 220 V AC mas base	1	\$ 10,03	\$ 10,03
9	Timer mas base	1	\$ 13,07	\$ 13,07
10	Contactos NC	2	\$ 0,69	\$ 1,38
11	Prensa estopas P613,5	1	\$ 0,78	\$ 0,78
13	Topa cregas P613,5	3	\$ 0,90	\$ 2,70
14	Topa cregas PG21	1	\$ 1,10	\$ 1,10
15	Tablero Beawoup	1	\$ 48,53	\$ 48,53
16	Riel din	0,2	\$ 2,47	\$ 0,49
17	Pernos autoreformates	8	\$ 0,03	\$ 0,24
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 159,56</b>

Nota: Costos

Elaborado por: Luis Pullotaxi (2016)

### 3.1.3 Costos de Accesorios Normalizados

**Tabla 3. 3** Costos de accesorios normalizados

<b>Costos de Accesorios Normalizados</b>				
<b>Ítem</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>V. unitario</b>	<b>Valor total</b>
1	Racor recto 1/2' x 10 mm	2	\$ 4,28	\$ 8,56
2	Racor recto 1/4' x 10 mm	1	\$ 2,74	\$ 2,74
3	Cilindro ISO SI D80mm C250mm	1	\$ 218,01	\$ 218,01
4	Soporte pivote cilindro ISO D80mm	1	\$ 36,63	\$ 36,63
5	Filtro S300 1/2' DREN MANUAL	1	\$ 33,11	\$ 33,11
6	Unidad de mantenimiento S300 1/2' DREN MANUA	1	\$ 97,63	\$ 97,63
7	Chumacera Inoxidable de Piso UCP 1''	2	\$ 50,00	\$ 100,00
8	Pernos Acero Inoxidable 1/2x3"	4	\$ 0,91	\$ 3,64
9	Tuerca Inoxidable 1/2''	4	\$ 0,23	\$ 0,92
10	Rodela de presion Inoxidable 1/2	4	\$ 0,12	\$ 0,48
11	Rodela plana Inoxidable 1/2	8	\$ 0,11	\$ 0,88
12	Pernos Acero Inoxidable RG 5/8x4"	1	\$ 3,15	\$ 3,15
13	Tuerca Inoxidable RG 5/8''	1	\$ 0,95	\$ 0,95
14	Arandela Plana Acero Inoxidable M16	1	\$ 0,95	\$ 0,95
15	Pernos Acero Inoxidable 3/8x1 1/4"	2	\$ 0,25	\$ 0,50
16	Tuerca Inoxidable 3/8''	4	\$ 0,15	\$ 0,60
17	Rodela plana Inoxidable 3/8	8	\$ 0,12	\$ 0,96
18	Electrodo E308L - 17 5/64''	1	\$ 16,07	\$ 16,07
19	Electrodo 308X3/32	1	\$ 22,70	\$ 22,70
20	Disco de corte 4 1/2 de corte	2	\$ 1,95	\$ 3,90
21	Disco de corte 7 1/16 de corte	1	\$ 3,95	\$ 3,95
22	Disco de corte	1	\$ 2,95	\$ 2,95
23	Disco Flap 4,5 # 120	1	\$ 3,95	\$ 3,95
24	Grata / fibra 40/130 A107/240	1	\$ 7,35	\$ 7,35
25	Punta de caucho MC22Y20,06,46	1	\$ 6,17	\$ 6,17
26	Punta de caucho MC2WR1632,06,120	1	\$ 7,10	\$ 7,10
27	Grata / fibra/Lija SFM 04030	3	\$ 7,60	\$ 22,80
28	Grata C/V FANDELI 2X1 G 50	4	\$ 5,95	\$ 23,80
29	Grata C/V FANDELI 1X1 G 50	3	\$ 3,75	\$ 11,25
30	Disco de zirconium 4 1/2x7/8'' ZA80	2	\$ 4,98	\$ 9,96
31	Disco de corte 7x1/16x7/8	3	\$ 1,90	\$ 5,70
32	Disco SIEA CORTE RAPIDO 4 1/2X1X16	4	\$ 2,72	\$ 10,88
33	Sierra sandlex hoja	2	\$ 2,20	\$ 4,40
34	Acero Inoxidable ang 3041 3 x 30	1	\$ 22,10	\$ 22,10
35	Acido y lija	1	\$ 11,86	\$ 11,86
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 706,60</b>

Notas: Costos

Elaborado por: Luis Pullotaxi (2016)



### 3.1.4 Costos de Mecanizado

**Tabla 3. 4** Costos de mecanizado

<b>Costos de mecanizado</b>				
<b>Ítem</b>	<b>Máquina</b>	<b>Horas</b>	<b>Costo / Hora</b>	<b>Costo total</b>
1	Corte en Plasma	12,00	10,00	\$ 120,00
2	Soldadura y material de ar	10,00	46,00	\$ 460,00
3	Oxicorte	2,55	15,00	\$ 38,25
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 618,25</b>

**Nota:** Costos

**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### 3.1.5 Costos de Mano de Obra

**Tabla 3. 5** Costos de Mano de obra

<b>Costos de Mano de obra</b>					
<b>Ítem</b>	<b>Personal</b>	<b>Actividad</b>	<b>Días</b>	<b>US\$/Día</b>	<b>Total</b>
1	Técnico Mecánico	Ensamblaje	10,00	\$ 25,00	\$ 250,00
2	Técnico Soldador	Soldar	10,00	\$ 41,00	\$ 410,00
3	Técnico Eléctrico	Instalación de tablero control	4,00	\$ 30,00	\$ 120,00
4	Ayudante	Ayudante	10,00	\$ 18,00	\$ 180,00
<b>Subtotal:</b>					<b>\$ 960,00</b>

**Notas:** Costos

**Elaborado por:** Luis Pullotaxi

### 3.1.6 Costos Directos Totales

**Tabla 3. 6** Costos directos totales

<b>Costos directos</b>	<b>Valor</b>
Materiales directos	\$ 1.231,47
Materiales eléctricos	\$ 159,56
Accesorios normalizados	\$ 706,60
Costos de mecanizado	\$ 618,25
Costos de mano de obra	\$ 960,00
<b>Total</b>	<b>\$ 3.675,88</b>

**Nota:** Costos

**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### 3.2 Análisis de los Costos Indirectos

#### 3.2.1 Costos de Materiales Indirectos

Tabla 3. 7 Costos de materiales indirectos

<b>Costos de Materiales indirectos</b>				
<b>Ítem</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
1	Discos de corte metal 180x1,6x22	1	\$ 3,16	\$ 3,16
2	Discos de corte 7x1/16x7/8	1	\$ 2,70	\$ 2,70
3	Discos de corte 4,5"x1mm	3	\$ 1,80	\$ 5,40
4	Discos de desbaste metal 180x6,4x22	1	\$ 3,76	\$ 3,76
5	Discos de Tronzar 14x7/64x1 BDA 12	1	\$ 8,20	\$ 8,20
6	Disco Flap	1	\$ 5,75	\$ 5,75
7	Aporte TIG Inoxidable 1/16	1	\$ 20,33	\$ 20,33
8	Aporte TIG Inoxidable 3/32	1	\$ 16,00	\$ 16,00
9	Acido Decapante Acero Inoxidable	1	\$ 13,00	\$ 13,00
10	Acido Decapante Acero Inoxidable	1	\$ 13,00	\$ 13,00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 91,30</b>

Notas: Costos

Elaborado por: Luis Pullotaxi (2016)

#### 3.2.2 Costos de Ingeniería

Tabla 3. 8 Costos de ingeniería

<b>Costos de Ingeniería</b>				
<b>Personal</b>	<b>Especialidad</b>	<b>Tiempo (meses)</b>	<b>Costo unitario (US\$ / mes)</b>	<b>Total</b>
Ingeniero	Mecánico	0,5	\$ 400,00	\$ 200,00
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 200,00</b>

Nota: Costos

Elaborado por: Luis Pullotaxi (2016)

### 3.2.3 Costos Imprevistos

**Tabla 3. 9** Costos imprevistos

<b>Costos imprevistos</b>	
<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
Impresión planos	\$ 27,00
Movilización local	\$ 140,00
Transporte de máquina	\$ 200,00
Varios	\$ 50,00
<b>Subtotal</b>	<b>\$ 417,00</b>

**Nota:** Costos

**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### 3.2.4 Costos Indirectos Totales

**Tabla 3. 10** Costos indirectos totales

<b>Costos indirectos</b>	<b>Valor</b>
Materiales indirectos	\$ 91,30
Costos de ingeniería	\$ 200,00
Costos imprevistos	\$ 417,00
<b>Total</b>	<b>\$ 708,30</b>

**Nota:** Costos

**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

### **Costos de la máquina**

El costo total del diseño y construcción de un maquina neumática para realizar 25 bolas de verde de 80mm de diámetro, es la suma de los costos directos más los costos indirectos como se muestra en la tabla:

**Tabla 3. 11** Costo total de la máquina

<b>Costo</b>	<b>Valor total (US\$)</b>
Costo directo	\$ 3.675,88
Costo indirecto	\$ 708,30
<b>Subtotal</b>	<b>\$ 4.384,18</b>
<b>Total</b>	<b>\$ 4.384,18</b>

**Nota:** Costo

**Elaborado por:** Luis Pullotaxi (2016)

## **Conclusiones y recomendaciones**

- Al realizar en un solo paso las 25 bolas de verde, se logra minimizar el esfuerzo físico, como también mejorar el procedimiento de fabricación de bolas de verde..
- Los materiales para la construcción de la máquina son de acero AISI 304, resistentes a la corrosión, garantizando una producción de calidad.
- Se ha logrado realizar una máquina que permita moldear la figura adecuada para poder comercializar el producto.
- Con la implementación de la maquina neumática para realizar 25 bolas de verde de 80 mm hemos disminuir la mano de obra para moldear el producto de dos personas que realizaban este procedimiento actualmente lo realizara una sola persona.
- El sistema de operación de la maquina es práctico y versátil.

## **Recomendaciones**

- Realizar una capacitación al personal, para un correcto funcionamiento de la maquina neumática para realizar 25 bolas de verde de 80 mm
- Se debe utilizar plástico en la parte inferior de las copas para poder retirar con facilidad el producto moldeado.
- Verificar que el sistema eléctrico de la maquina no sea manipulado.
- Al finalizar el trabajo es necesario realizar una limpieza en toda la máquina para precautelar la salubridad.

## **Bibliografía.**

- CODIPSA. (1998). *Almidón de Mandioca*. Recuperado el 08 de Agosto de 2014, de [http://www.codipsa.com.py/aplicaciones\\_del\\_almidon.php](http://www.codipsa.com.py/aplicaciones_del_almidon.php)
- Correa, E. (2007). Proyecto de factibilidad para la exportacion de harina de yuca al mercado aleman periodo2007-2016. Quito, Pichincha, Ecuador.
- Gere, J. M. (2008). *Mecánica de Materiales*. México: Edamsa.
- Hibbeler.R.C. (2010). *Ingeniería Mecánica-Dinámica-Estática*. México: Pearson Educación.
- Mott, R. (2006). *Mecánica de Fluidos*. México: Pearson Educación.
- Oxford. (1994). *Resistencia de Materiales*. México: Alfaomega.
- Shigley. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México: McGrawHill.

## **Anexos**

### **Anexo 1. Procedimiento de operación**

Para la operación de este equipo se debe seguir los siguientes pasos:

1. Inspeccionar que el área de aplastado no exista objetos extraños que compliquen el aplastado.
2. Colocar el plástico en la parte inferior de las copas.
3. Llenar las copas con la respectiva masa, en cantidades suficientes para que se pueda moldear la bola de verde respectiva.
4. Encender la máquina, cuando todas las copas estén llenas con la masa para moldear.
5. Una vez que se realiza los pasos anteriores se procede a activar el ciclo de aplastado de la masa.
6. Una vez aplastada la masa y dada la forma respectiva y terminado el ciclo, se procede a retirar la bolas de verde ayudándose con el plástico instalado en la parte inferior de las copas.
7. Colocar las bolas de verde en su respectiva gaveta para ser almacenada.
8. Se realiza los pasos anteriores para realizar el nuevo ciclo y al final de la jornada se limpia toda la máquina.

## **Manual de Operación**

1. Antes de encender la máquina se debe realizar una inspección visual de todos sus elementos, en caso de existir alguna irregularidad se debe emitir un reporte al personal encargado de mantenimiento.
2. Realizar un chequeo de todos los elementos de sujeción del mecanismo, como pernos, cables sueltos, etc. Esto se realizara cada semestre como mantenimiento preventivo.
3. Chequear el correcto funcionamiento del cilindro, en especial los controles para su correcto funcionamiento.
4. Realizar un correcto engrase en las chumaceras de piso y elementos giratorios, los cuales no estén en contacto con el producto a procesar.
5. Revisar la alineación de las copas para un correcto moldeo de las bolas de verde.



**Anexo 2. Montaje de la maquina neumática para realizar 25 bolas de verde de 80 mm de diámetro.**



### Anexo 3. Diagramas

Diagrama de control

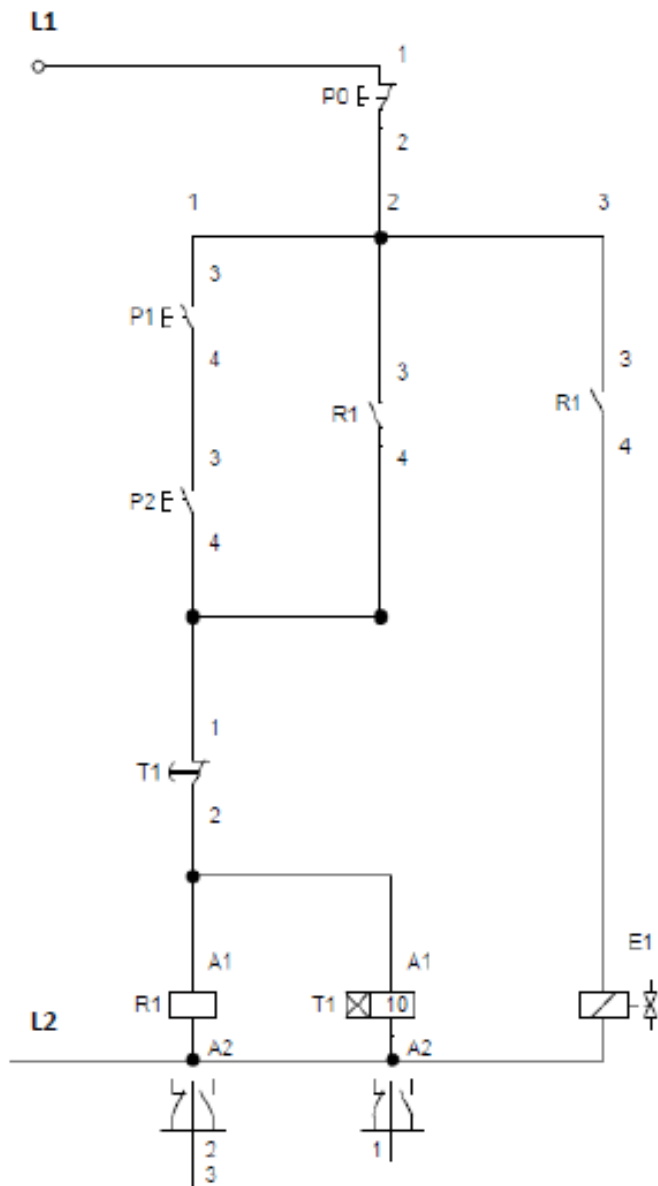
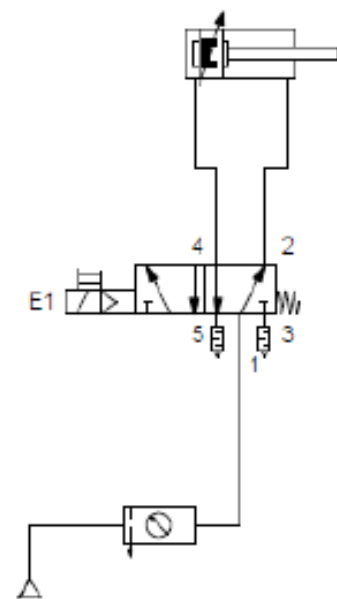


Diagrama de fuerza



## **Anexo 4. Planos**