



# **UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**

FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS

RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

**CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESGRANADORA  
DE MAÍZ PARA LA ZONA SUROCCIDENTAL DE LA  
PROVINCIA DE LOJA.**

**TESIS DE GRADO PREVIO  
A OPTAR POR EL TÍTULO DE  
INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**

**AUTOR:**

Víctor Antonio Pinta Bustamante

**DIRECTOR:**

Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc

**LOJA-ECUADOR**

**2020**

## CERTIFICACIÓN

Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.,

**DIRECTOR DE TESIS**

### CERTIFICA

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa sobre **“Cálculo y diseño de una máquina desgranadora de maíz para la zona suroccidental de la provincia de Loja”**, previa la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor **Víctor Antonio Pinta Bustamante**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 10 de marzo de 2020

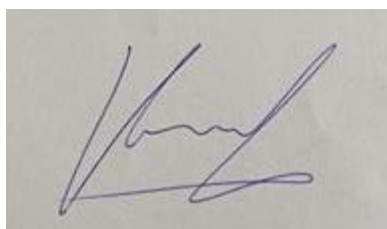
A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'Milton Amable León Tapia', written over a horizontal line.

Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.  
**DIRECTOR DE TESIS**

## AUTORÍA

Yo, **Víctor Antonio Pinta Bustamante**, declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos y acciones legales por el contenido de la misma

**Autor:** Víctor Antonio Pinta Bustamante

A rectangular box containing a handwritten signature in blue ink. The signature is stylized and appears to be 'V. Pinta'.

**Firma:** .....

**Cédula:** 1105850455

**Fecha:** 10 de marzo del 2020

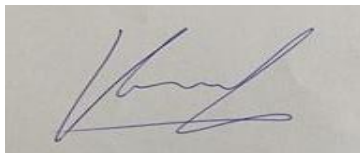
## CARTA DE AUTORIZACIÓN

Yo, Víctor Antonio Pinta Bustamante declaro ser autor de la tesis titulada “**Cálculo y diseño de una máquina desgranadora de maíz para la zona suroccidental de la provincia de Loja**”, como requisito para optar el grado de **Ingeniero Electromecánico**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja a los diez días del mes de marzo del dos mil veinte, firma el autor.



**Firma:** .....

**Autor:** Víctor Antonio Pinta Bustamante

**Cédula:** 1105850455

**Dirección:** Calle Jimbilla entre Santi                      **Correo electrónico:** vapintab@unl.edu.ec

**Teléfono:** 2541455    **Celular:** 0959072795

### DATOS COMPLEMENTARIOS:

**Director de Tesis:** Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

**Tribunal de Grado:** Ing. Marco Rojas Moncayo, Mg. Sc.

Ing. José Fabricio Cuenca Granda, Mg. Sc.

Ing. Miguel Ángel Caraballo Núñez, PhD.

## **DEDICATORIA**

Primeramente, dedico este proyecto una vez concluido a mi padre eterno Dios, a mis padres que me apoyaron incondicionalmente, a mis queridas hermanas y a mis familiares que con sus consejos y sugerencias me ayudaron e impulsaron para seguir adelante y alcázar esta meta de fundamental importancia en mi vida.

**Víctor Pinta**

## **AGRADECIMIENTO**

Haber llegado a cumplir con este sueño y verlo plasmado en la realidad, es una enorme satisfacción que no todos los días se la puede vivir y que representa un acontecimiento en mi vida de gran importancia; por lo tanto, es necesario expresar mi más profundo agradecimiento a todos quienes me apoyaron en todo momento, de una u otra manera para hacer esto realidad.

Primero agradecer a Dios por darme la fortaleza necesaria de no abandonar mis sueños a pesar de las dificultades que se me presentaron.

Un eterno agradecimiento a mis padres Antonio Pinta y Mirna Bustamante, que me impulsaron y ayudaron para llegar a este momento importante en mi vida.

Gracias a todos mis familiares, compañeros de clase, amigos que de alguna forma han ayudado a mi desarrollo, formación y me han dado todo el apoyo para alcanzar mis metas.

Agradecer de manera especial al Ing. Milton Amable León Tapia, director de la Tesis, por haber colaborado y asesorado en la realización del presente proyecto.

Y por último agradecer a la Universidad Nacional de Loja y a mis profesores por su contribución a mi formación como profesional.

**Víctor Pinta**

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

<b>CERTIFICACIÓN.....</b>	<b>I</b>
<b>AUTORÍA.....</b>	<b>II</b>
<b>CARTA DE AUTORIZACIÓN.....</b>	<b>III</b>
<b>DEDICATORIA.....</b>	<b>IV</b>
<b>AGRADECIMIENTO .....</b>	<b>V</b>
<b>ÍNDICE DE CONTENIDOS.....</b>	<b>VI</b>
<b>INDICE DE FIGURAS.....</b>	<b>VIII</b>
<b>SIMBOLOGÍA.....</b>	<b>X</b>
<b>ABREVIATURAS.....</b>	<b>XI</b>
<b>1. TÍTULO.....</b>	<b>1</b>
<b>2. RESUMEN.....</b>	<b>2</b>
<b>3. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>4</b>
<b>OBJETIVO GENERAL .....</b>	<b>5</b>
<b>OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....</b>	<b>5</b>
<b>4. REVISIÓN DE LITERATURA .....</b>	<b>6</b>
4.1. CAPÍTULO I: Conceptos Básicos del desgranado de Maíz.....	6
4.1.1. Definición .....	6
4.1.2. Principales tipos de maíz .....	6
4.1.3. Desgranado de maíz.....	7
4.1.4. Tipo de desgranado.....	8
4.2. CAPITULO II: Fundamentos de diseño de una máquina desgranadora.....	11
4.2.1. Funcionamiento de la maquina desgranadora de maíz. ....	11
4.2.2. Sistema receptor de Mazorcas. ....	12
4.2.3. Sistema de desgranador.....	14
4.2.4. Sistema de transmisión. ....	20
4.2.5. Fuente de Energía. ....	21
4.2.6. Sistema separador de producto .....	22
4.2.7. Sistema de limpieza. ....	23
<b>5. MATERIALES Y MÉTODOS .....</b>	<b>25</b>
5.1. Materiales.....	25

5.1.1.	Recuso humano .....	25
5.1.2.	Recursos bibliográficos.....	25
5.1.3.	Recursos de oficina.....	25
5.2.	<b>CAPÍTULO II. Metodología.....</b>	<b>26</b>
5.2.1.	Selección del tipo de máquina desgranadora más eficiente.....	26
5.2.2.	Descripción de componentes de la máquina. ....	26
5.2.3.	Esquema preliminar de la máquina desgranadora .....	28
5.2.4.	Capacidad de producción.....	28
5.2.5.	Volumen de la maquina desgranadora.....	31
5.2.6.	Cálculos de los datos desgranadores.....	34
5.2.7.	Cálculo y diseño del eje principal.....	44
5.2.8.	Selección de cojinetes y soporte para cojinetes.....	84
5.2.9.	Diseño del eje principal.....	87
5.2.10.	Cálculo de la transmisión por correas trapezoidales.....	89
5.2.11.	Selección del motor eléctrico.....	100
5.2.12.	Cálculo del Ventilador Radial.....	103
5.2.13.	Diseño de las poleas.....	116
5.2.14.	Diseño de la Tolva .....	120
5.2.15.	Diseño de la criba.....	121
5.2.16.	Costos de construcción de la maquina desgranadora de maíz.....	122
5.2.17.	Costos Directos .....	122
5.2.18.	Costos Indirectos.....	124
<b>6.</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>126</b>
6.1.	Análisis del diseño de la máquina.....	126
<b>7.</b>	<b>DISCUSIÓN.....</b>	<b>128</b>
<b>8.</b>	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>129</b>
<b>9.</b>	<b>RECOMENDACIONES .....</b>	<b>130</b>
<b>10.</b>	<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>131</b>
<b>11.</b>	<b>ANEXOS.....</b>	<b>134</b>



## INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Desgranado a mano .....	9
Figura 2. Desgranado mediante tabla de madera .....	10
Figura 3. Desgranadora Eléctrica.....	11
Figura 4. Tipos de tolva .....	12
Figura 5. Caída de mazorcas en tolvas abiertas de doble inclinación.....	14
Figura 6. Desgranador de dientes de espiga.....	15
Figura 7. Cilindro desgranador dentado.....	17
Figura 8. Desgranadora de dientes de clavija. ....	18
Figura 9. Desgranador cilíndrico de rosca en espiral.....	19
Figura 10. Desgranador cilíndrico roscado axial. ....	22
Figura 11. Ventilador centrifugo.....	23
Figura 12. Esquema del cilindro desgranador.....	27
Figura 13. Esquema de la criba o tamiz .....	27
Figura 14. Esquema preliminar de la máquina. ....	28
Figura 15. Esquema del volumen de una mazorca .....	33
Figura 16. Diversos tipos de maíz.....	35
Figura 17. Diagrama de cargas sobre el dado desgranador .....	36
Figura 18. Diagrama de fuerza cortante en el dado desgranador.....	38
Figura 19. Diagrama del momento flector en el dado desgranador .....	39
Figura 20. Distribución de distancias horizontales entre dados de una hilera en hélice y entre hélices. ....	43
Figura 21. Elementos del eje principal. ....	45
Figura 22. Esquema de ubicación de los dados desgranadores .....	48
Figura 23. Momento de inercia $I_x$ del dado desgranador respecto al centro de gravedad... 49	
Figura 24. Diseño y dimensiones preliminares del rodete del ventilador.....	52
Figura 25. Esquema para el momento de inercia de un álabe.....	56
Figura 26. Esquema del cubo del rodete.....	57
Figura 27. Espaciamiento angular entre hileras de daos desgranadores. ....	62
Figura 28. Torque en un dado desgranador. ....	64

Figura 29. Diagrama de cargas torsoras en el eje principal. ....	65
Figura 30. Diagrama de momentos torsores en el eje principal.....	69
Figura 31. Fuerza de la polea del eje principal. ....	71
Figura 32. Esquemas del eje principal y sus elementos.....	73
Figura 33. Diagrama de cargas verticales en el eje principal .....	73
Figura 34. Diagrama de fuerza cortante en el eje principal. ....	78
Figura 35. Diagrama de Momento flector en el eje principal.....	78
Figura 36. Selección de la sección de la correa .....	91
Figura 37. Área lateral de una tusa .....	104
Figura 38. Voluta del ventilador y velocidad de acceso y salida del aire.....	107
Figura 39. Notación internacional para triángulos de velocidades de entrada y salida de los álabes.....	108
Figura 40. Triángulo de velocidades en el rodete de álabes rectos.....	198
Figura 41. Dimensiones de una polea. ....	116
Figura 42. Diseño de la polea mayor .....	118
Figura 43. Diseño de la polea menor. ....	119
Figura 44. Área de la tolva.....	120
Figura 45. Diseño de lámina de la criba. ....	121

## SIMBOLOGÍA

m	Metro
m <sup>2</sup>	Metro cuadrado
cm	Centímetro
cm <sup>3</sup>	Centímetro al cubo
cm <sup>4</sup>	Centímetro a la cuarta
mm	Milímetro
mm <sup>2</sup>	Milímetro cuadrado
in	Pulgada
N	Newton
N-m	Newton por metro
kN	KiloNewton
kN/m <sup>2</sup>	Kilo Newton – metro cuadrado
kg	Kilogramo
kg/m <sup>2</sup>	Kilogramo – metro cuadrado
Pa	Pascal
MPa	Mega Pascal
Bar	Bar
psi	Libras – pulgadas al cuadrado
m/s	Metro –segundo
cm/s	Centímetro –segundo
rpm	Revoluciones por minuto
I.V.A.	Impuesto al valor agregado

## ABREVIATURAS

A	Área
D	Diámetro
r	Radio
h	Altura
b	Base
$\pi$	Pi
w	Peso
g	Gravedad
m	Masa
F	Fuerza
$\sigma$	Esfuerzo normal
$\tau$	Esfuerzo de corte
L	Longitud
M	Momento
n	Factor de seguridad
I	Segundo momento de inercia
J	Segundo momento polar de inercia
I <sub>u</sub>	Segundo momento del área unitaria
v	velocidad
T	Torque
S <sub>ut</sub>	Resistencia última
S <sub>y</sub>	Resistencia de fluencia o resistencia de punto cedente

## **1. TÍTULO**

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESGRANADORA DE MAÍZ  
PARA LA ZONA SUROCCIDENTAL DE LA PROVINCIA DE LOJA.**

## 2. RESUMEN

El objetivo fundamental del presente trabajo de investigación científica-tecnológica consiste en calcular y diseñar una máquina desgranadora de maíz seco, que sea de utilidad para el pequeño agricultor o productor de la provincia de Loja o el país, para un posterior proceso de comercialización o almacenamiento del grano.

En la primera parte, capítulo I, se presenta una reseña bibliográfica de los diferentes tipos de maíz que se cosechan regularmente a nivel mundial y en nuestro país, así como los diferentes procesos de desgranado de maíz que son empleados por la humanidad y de manera particular por los agricultores o productores de la gramínea, detallando las ventajas y desventajas de cada proceso, a fin de aportar elementos de juicio necesarios, para determinar el tipo de máquina más conveniente o eficiente para el propósito fundamental de este trabajo de titulación.

En el capítulo II, se desarrolla el proceso metodológico orientado en primera instancia a identificar con precisión, los parámetros básicos para el cálculo y diseño de la máquina desgranadora de maíz, con base a las fuerzas externas que deben soportar los elementos principales de la máquina y a los requerimientos de producción de la misma. Posteriormente se detallan de manera ordenada y detallada, la metodología científico-técnica para el cálculo, diseño y selección de los principales componentes electromecánicos.

Luego de los cálculos y selección de los elementos principales de la máquina desgranadora, se presenta el correspondiente análisis económico de la máquina en su conjunto y el análisis técnico de los elementos calculados, que nos permite arribar a las respectivas conclusiones y recomendaciones del trabajo realizado.

En anexos se hace constar los diseños gráficos de los elementos mecánicos de la máquina desgranadora de maíz, así como las tablas y gráficos usados para el desarrollo de los cálculos.

## SUMMARY

The main objective of this scientific-technological research work is to calculate and design a dry corn shelling machine, which is useful for the small farmer or producer in the province of Loja or the country, for a subsequent marketing or storage process of the grain

In the first part, chapter I, a bibliographic review of the different types of corn that are regularly harvested worldwide and in our country is presented, as well as the different processes of corn shelling that are used by humanity and in a particular way by the farmers or producers of the grass, detailing the advantages and disadvantages of each process, to provide necessary elements of judgment, to determine the most convenient or efficient type of machine for the fundamental purpose of this titration work.

In Chapter II, the methodological process oriented in the first instance to identify with precision the basic parameters for the calculation and design of the corn shelling machine is developed, based on the external forces that must be supported by the main elements of the machine and the production requirements of it. Subsequently, the scientific-technical methodology for the calculation, design and selection of the main electromechanical components is detailed and orderly.

After the calculations and selection of the main elements of the shelling machine, the corresponding economic analysis of the machine as a whole and the technical analysis of the calculated elements are presented, which allows us to arrive at the respective conclusions and recommendations of the work performed.

.

In annexes, the graphic designs of the mechanical elements of the corn shelling machine, as well as the tables and graphs used for the development of the calculations are recorded.

### 3. INTRODUCCIÓN

El maíz, a nivel mundial, se considera como una de los alimentos más importantes para el consumo tanto para humanos como para animales, gracias a los nutrientes que posee; además, se produce en todos los países y prácticamente en todos los ambientes climáticos, por lo que la población mundial, tiene un fácil acceso a esta gramínea tanto para propósitos alimenticios, cuanto para su comercialización, de lo cual deviene también una importante influencia en la economía global y/o familiar o particular.

En nuestro país, de manera específica en la serranía ecuatoriana, el cultivo y posterior comercialización del maíz, es una de las actividades productivas de inobjetable importancia tanto para grandes como pequeños agricultores o productores. En la provincia de Loja, especialmente en las zonas de los cantones de Pindal, Zapotillo, Celica, entre las más relevantes, el cultivo y comercialización del maíz, se ha constituido en la actividad más importante en el último decenio, tanto así que, la producción de maíz en la provincia de Loja, guarda relación con la tendencia de la producción nacional. En efecto, el volumen producido para el año 2018 fue de 158.898 TM, es decir la provincia aportó en un 12,3% a la producción nacional, y se registran niveles de venta de 151.618 TM en el mismo periodo según datos del INEC (2018).

Debido a la alta productividad de maíz en la zona suroccidental de la provincia de Loja, y a los problemas concurrentes para el proceso de comercialización, que pueden disminuir el valor de venta y que involucra el proceso de almacenamiento del grano, y la presencia de posibles afectaciones al producto relacionados con la humedad, hongos, etc., se requiere que el grano sea desgranado y almacenado de forma oportuna, utilizando procedimientos tecnológicos para el efecto, que sustituyan los procedimientos manuales de desgranado que actualmente se utilizan, disminuyendo el tiempo para la comercialización y los costos de mano de obra.

Por ello, para mejorar su producción y rentabilidad, el presente trabajo de investigación y desarrollo de aplicaciones tecnológicas, se centra en calcular y diseñar una máquina desgranadora de maíz, a efecto de ser construida para su uso por parte de los pequeños y medianos agricultores de la zona suroccidental de la provincia de Loja.



Mediante el diseño se buscará seleccionar la mejor alternativa que brinde facilidad de operación, de tal manera que la máquina desgranadora, sea confiable, económica, y competitiva con equipos de similares características. En consecuencia, los objetivos a cumplirse son:

### **Objetivo General**

- Calcular y Diseñar una máquina desgranadora de maíz para su empleo por parte de pequeños y medianos agricultores, productores de la zona suroccidental de la provincia de Loja.

### **Objetivos Específicos**

1. Seleccionar el tipo de máquina desgranadora de maíz y determinar sus parámetros de dimensionamiento y diseño
2. Calcular y diseñar los principales elementos de la máquina desgranadora
3. Efectuar el análisis económico del diseño propuesto.

### **Hipótesis específicas**

1. La determinación de un proceso técnico adecuado para desgranar maíz permitirá seleccionar los parámetros básicos de diseño de la máquina, para su funcionamiento con alta eficiencia y productividad.
2. La aplicación de procesos técnico-científicos para el cálculo de los elementos principales de la máquina desgranadora, permitirá diseñar una máquina eficiente.
3. La aplicación de los conceptos científicos para el diseño de máquinas, permitirá lograr el diseño de una máquina desgranadora de maíz, eficiente y de precios competitivos con las máquinas similares de tipo comercial.

## **4. REVISIÓN DE LITERATURA**

### **4.1. CAPÍTULO I: Conceptos Básicos del desgranado de Maíz.**

#### **4.1.1. Definición**

A nivel mundial el maíz es considerado uno de los granos más importantes para el consumo tanto para humanos como para animales gracias a los nutrientes que posee, además se produce en todos los continentes. Existen varios colores de maíces siendo el más abundante el amarillo, también hay maíces rojos, marrones, naranjas dependiendo del sector y el clima. El tamaño es pequeño y crece como si fuera un racimo compacto que tiene el nombre de mazorca. A continuación, se presentan varios tipos de maíz (FAO).

#### **4.1.2. Principales tipos de maíz**

Existe una gran variedad de maíces tanto en el aspecto, composición y color del grano que se adaptan a las diferentes altitudes, suelos y ecosistemas. De acuerdo con FAO (s.f.)<sup>1</sup> los principales tipos de maíz son:

##### **4.1.2.1. Maíz duro.**

Se caracteriza por tener granos de consistencia dura, son redondos y suaves al tocarlos. No suelen ser atacados por insectos y tienen buena germinación lo que les ayuda a crecer en partes frías y húmedas. Las mazorcas son delgadas y alargadas.

##### **4.1.2.2. Maíz dentado.**

El rendimiento del maíz dentado es mejor en relación con los diferentes tipos de maíces haciendo que su uso sea mayor. Cuando el grano se seca adquiere la forma de un diente, pero es más fácil que sea atacado por insectos. Los maíces de color blanco sirven de alimento para los seres humanos, en cambio los de color amarillo se emplean para los animales.

---

<sup>1</sup> La Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO)

#### **4.1.2.3. *Maíz reventón.***

Los granos son considerablemente duros, su tamaño es pequeño, pueden ser redondos inclusive alargados. Cuando se les somete a temperaturas altas revientan siendo empleado principalmente para hacer canguil. La planta es pequeña y su grado de maduración es corto.

#### **4.1.2.4. *Maíz dulce.***

El consumo de este tipo de maíz se lo realiza cuando la mazorca aún está tierna. Se llama dulce debido a que los granos poseen un alto contenido de azúcar. Se cosecha antes de que se empiece a endurecer. El rendimiento es bajo y requieren mayor cuidado en su crecimiento para evitar que contraiga alguna enfermedad.

#### **4.1.2.5. *Maíz harinoso.***

Se caracteriza por contener granos muy blandos incluso cuando alcanzan su madurez. Los tamaños y colores cambian de acuerdo a la zona donde se cultiven y se utilizan solo para consumo humano. Para su preparación se tuestan.

El morocho es otra variedad de maíz que se forma mezclando maíces harinosos con maíces duros haciendo que sea más tolerante a enfermedades. Se utilizan tanto para consumo humano como para animal.

#### **4.1.3. *Desgranado de maíz.***

El rendimiento del maíz y en general para todos los cultivos, no puede ser alterado una vez que la planta ha alcanzado su madurez fisiológica, es decir, cuando el grano llega a su máximo contenido de materia seca.

Sin embargo, para mantener la producción hasta su comercialización es necesario sacarla del campo oportunamente. No hacerlo, significa un deterioro en la cantidad y calidad del grano, lo que se traduce en menores utilidades para el agricultor.

El grano llega a su madurez fisiológica cuando su contenido de humedad es alrededor del 37-38 por ciento. La cosecha mecanizada se puede comenzar cuando el grano tiene aproximadamente un

28% de humedad, no siendo recomendable que descienda a menos del 15%. Arriba o abajo de estos límites, los granos se aplastan, se parten o pulverizan.

Una vez que el contenido de humedad ha bajado a un 14-15% se puede empezar la operación de desgrane, la cual, puede efectuarse mediante diversas maneras. Se sean a continuación algunas modalidades de desgranado de tipo manual, semi mecanizado y mecanizado.

#### **4.1.4. Tipo de desgranado**

##### **4.1.4.1. *Desgranado a mano.***

Es el método más sencillo de desgrane a la vez el más tradicional, este método consiste en la utilización de los pulgares de las manos, los mismos que ejercen presión sobre los granos para desprender los granos del carozo tusa o zulo (ver figura 1).

El inconveniente con este método es que se requiere de abundante mano de obra cuando se trata de grandes cosechas.

Aproximadamente la cantidad de maíz desgranado por una persona equivale aproximadamente a 9 kg por hora.

La ventaja con este método es que el grano no percibe ningún daño, además la precisión es alta y se puede separar los granos dañados que contiene la mazorca, ya sea por su descomposición natural o por presencia de insectos en los mismos.

Este método es más utilizado en la región de la sierra ecuatoriana.

También realizan el método de friccionar dos mazorcas o también la trilladura, que consiste en introducir las mazorcas en un saco y proceder a golpear con palos la misma, el problema que se presenta es que los granos se maltratan (Ureña & Villavicencio, 2012).



*Figura 1. Desgranado a mano. Fuente Agro Ecuatoriano*

#### **4.1.4.2. Desgranado con máquinas manuales.**

Ya que el método de desgranado a mano requiere de un tiempo excesivo, cuando se trata de grandes cosechas, se hizo necesario mejorar el tiempo de desgrane por lo cual se diseñó el método de desgrane con ayuda de máquinas manuales las misma permitirán mejorar el tiempo de desgranado. Se pueden encontrar máquinas desgranadoras manuales de madera, con grapas, de lámina metálica, y de metal fundido (ver figura 2).

#### **Ventajas:**

- ❖ Se requiere menor tiempo y esfuerzo para el desgranado.
- ❖ No se alteran las características físicas del grano, de esta manera se mantiene la calidad del grano después del desgranado.

#### **Desventajas:**

- ❖ Un problema de estas máquinas desgranadoras es que no se puede regular para diferentes dimensiones de mazorcas.
- ❖ Las desgranadoras dentadas de madera o metal se las puede ajustar para diferentes dimensiones y variedades de mazorca, el problema radica en que el tiempo para el desgranado es similar que el tiempo que presenta el desgranado a mano (Ureña & Villavicencio, 2012).



*Figura 2. Desgranado mediante tabla de madera. Fuente Observatorio Regional de Innovaciones Tecnológicas en cadenas de maíz y frijol (2013, pág. 10).*

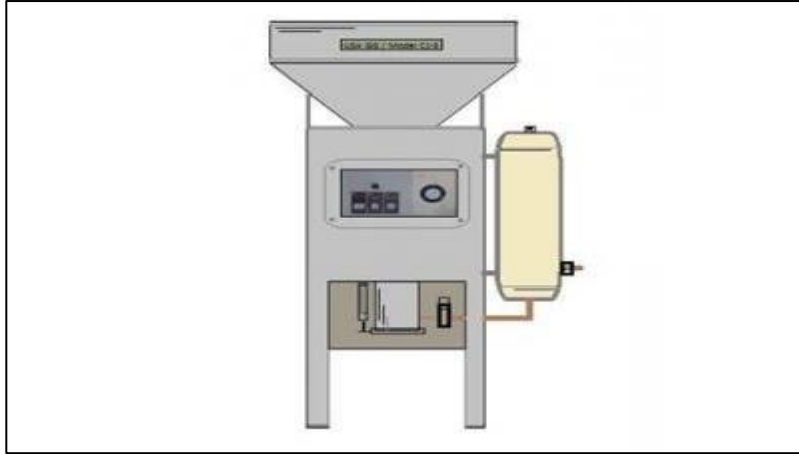
#### **4.1.4.3. Desgranado mediante máquinas.**

El desgranado mecánico para su operación posee dos formas de energía dependiendo su ubicación, sin dejar de cumplir su objetivo de desgrane.

La desgranadora es una máquina apta para separar los granos de maíz de la mazorca. Está compuesta por una tolva, cuya función es depositar y conducir las mazorcas que se van a desgranar. También cuenta con un eje que se encarga de desgranar y su accionamiento se realiza por medio de un motor ya sea de combustión o eléctrico dependiendo de la necesidad. Finalmente dispone de una conducción de salida de los granos para su recolección (ver figura 3).

Las desgranadoras que funcionan con motor de combustión interna (gasolina o diésel) se emplean preferentemente para condiciones ambientales desfavorables, su diseño es para trabajo duro. Generalmente estas máquinas son utilizadas para cualquier tipo de grano por su regulación en el motor. Su potencia empleada está entre los 10 a 16HP.

Las desgranadoras que funcionan con energía eléctrica se emplean normalmente cuando la máquina va a permanecer en un solo lugar, por lo que se las considera estacionarias, además la producción del maíz no es tan eficiente comparado con una máquina que funcione con gasolina o diésel. Su potencia empleada está entre 1 a 10 HP (Ureña & Villavicencio, 2012).



*Figura 3. Desgranadora Eléctrica. Fuente Agro Ecuatoriano*

## **4.2. CAPITULO II: Fundamentos de diseño de una máquina desgranadora**

### **4.2.1. Funcionamiento de la maquina desgranadora de maíz.**

Se alimentará la máquina de desgranado mediante la tolva, la misma que consta de dos bocas, el elemento siguiente que se encuentra en la máquina desgranadora es el dosificador, el mismo que nos permitirá regular la cantidad de mazorcas que podremos alimentar a la máquina desgranadora, de una forma continua una a continuación de otra.

Después del dosificador, la mazorca llega al sistema desgranador, en donde el cilindro desgranador en conjunción con el cóncavo perforado realiza el desgrane de la misma.

Las impurezas se evacuan mediante un sistema compuesto por un ventilador dependiente ya que se encuentra montado en el eje, la corriente de aire que genera este ventilador permite desalojar hacia el exterior las impurezas.

Los desperdicios son expulsados por la boca de salida de desperdicios, gracias a unas aletas que se encuentran antes del ventilador (Ureña & Villavicencio, 2012).

#### 4.2.2. Sistema receptor de Mazorcas.

Esta sección de la máquina es el lugar en el cual se introducirán las mazorcas, la recepción consta de una tolva que puede ser estática, o una tolva sujeta a vibración (Ureña & Villavicencio, 2012).

##### 4.2.2.1. Sistema receptor estático.

Este sistema es muy común en la construcción de desgranadoras, debido a su simplicidad en su diseño, y facilidad de construcción este tipo de tolva cumplen una doble función, recepta y a la vez dosifica las mazorcas de una manera directa (ver figura 4).

Existen diferentes tipos de tolvas de acuerdo a su aplicación y necesidades.

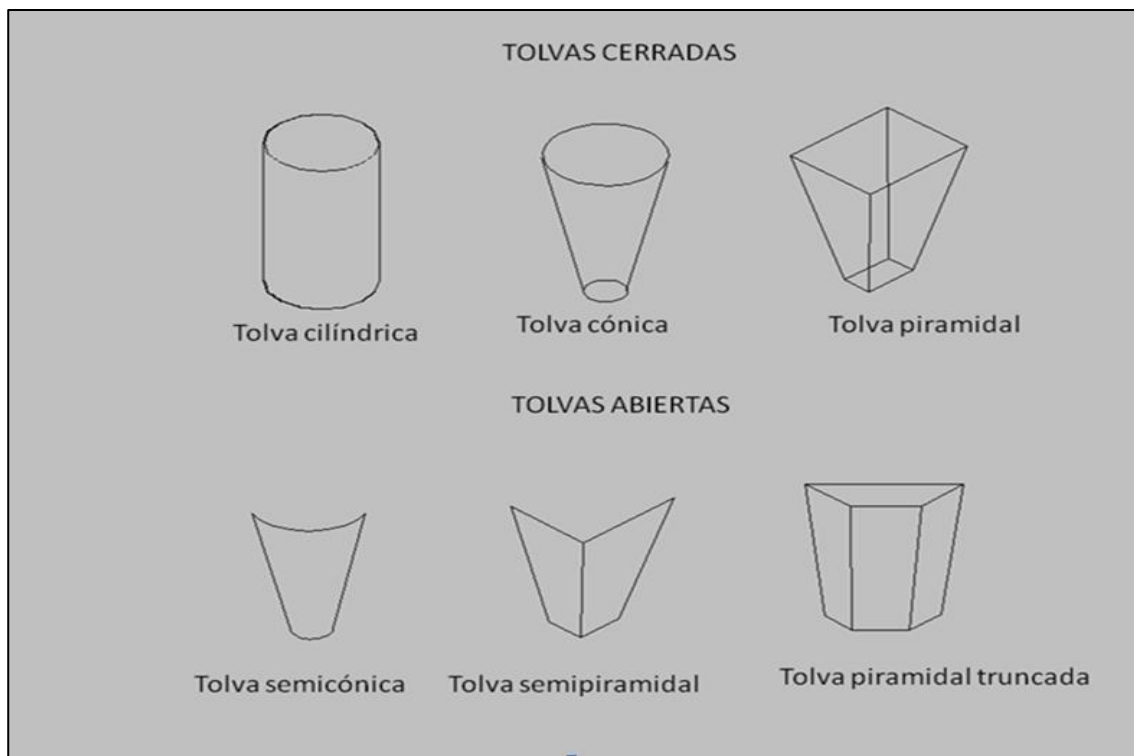


Figura 4. Tipos de tolva. Fuente. [es.wikipedia.org/wiki/Tolva](http://es.wikipedia.org/wiki/Tolva)

Para un tipo de desgrane continuo se recomienda utilizar tolvas abiertas con doble inclinación (Ureña & Villavicencio, 2012).

#### Ventajas

- ❖ Muy rentable



- ❖ Facilidad de diseño y construcción.
- ❖ Muy útil para mínimos requerimientos de desgrane.
- ❖ Ya que esta tolva es de doble inclinación hay un suministro continuo de las mazorcas, ya que mientras la primera mazorca cae más rápidamente por mayor inclinación, la mazorca que ingresa por el otro plano llegara luego y así tener continuidad en el proceso.
- ❖ El dosificador este acoplado en la base de la tolva, consta de un canal circular para regulación en diámetro de mazorca.

### **Desventajas**

- ❖ Con exceso de mazorcas tendremos problemas ya que el sistema se puede trabar.
- ❖ La altura de la tolva está en función del ángulo de inclinación de los planos de la tolva.

#### **4.2.2.2. Sistema receptor por vibración.**

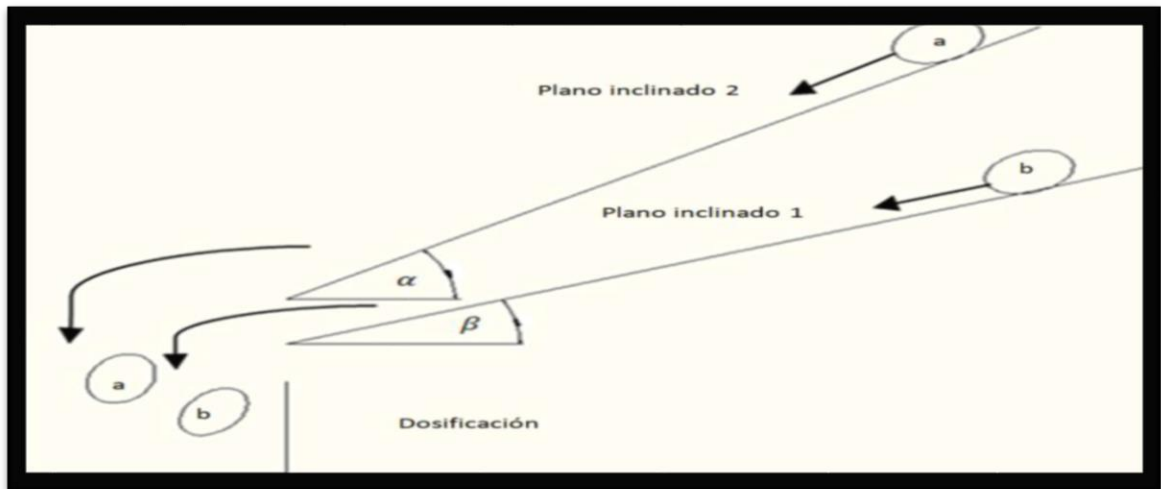
Este sistema es muy conveniente para la dosificación con productos secos, está constituida por la tolva y un elemento que produce vibración con un soporte elástico (ver figura 5).

### **Ventajas**

- ❖ El sistema de dosificación tiene alta efectividad.
- ❖ La dosificación está en función de la vibración del sistema.
- ❖ Se lo puede utilizar con cualquier tipo de desgranado.
- ❖ Eficaz para gran demanda de desgranado.
- ❖ Eficiencia en aprovechamiento de tiempo.

### **Desventajas**

- ❖ Mayor dificultad en diseño y construcción.
- ❖ Mayor costo debido a que en el diseño de la desgranadora se tiene que absorber la vibración.
- ❖ Traslado dificultoso debido al aumento en su peso.
- ❖ Mayores costos de mantenimiento.



*Figura 5. Caída de mazorcas en tolvas abiertas de doble inclinación. Fuente (es.wikipedia.org/wiki/Tolva)*

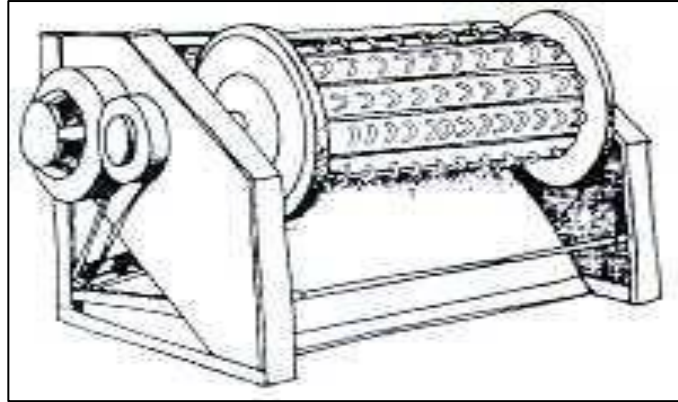
### 4.2.3. Sistema de desgranador

La función de este sistema es el separar el grano de maíz del zulo. El sistema de desgranado en sí es el más importante, ya que de este sistema depende la calidad en la que se obtendrá el maíz después del desgranado, la máxima eficiencia en el diseño de este sistema nos permitirá obtener el grano sin maltrato y entero (Ureña & Villavicencio, 2012).

#### 4.2.3.1. Desgranador con dientes de espiga.

El desgranado mediante este sistema por dientes de espiga consiste en un desgranado por impacto y fricción, estos efectos se producen debido a la velocidad del cilindro y a la separación existente entre el cilindro y el cóncavo de entrada y la salida (ver figura 6).

La fricción es directamente proporcional a la distancia entre el cilindro y cóncavo. Este tipo de desgrane es muy adecuado para nuestro diseño ya que el diseño será para maíz duro, este tipo de desgrane es totalmente inadecuado para maíz suave ya que el impacto y la fricción dañarían por completo el grano (Ureña & Villavicencio, 2012).



*Figura 6. Desgranador de dientes de espiga. Fuente (es.wikipedia.org/wiki/desgranador)*

### **Ventajas**

- ❖ Alta eficiencia para maíz duro
- ❖ Su diseño y construcción no tiene mayor complejidad
- ❖ Se puede desgranar varias mazorcas a la vez

### **Desventajas**

- ❖ No apto para desgrane de maíz suave
- ❖ Con baja velocidad el desgrane es incompleto
- ❖ Se requiere potencias altas
- ❖ La estructura para este diseño tiene alto grado en su peso.

#### **4.2.3.2. Desgranador de platinas helicoidales.**

Este tipo de desgranado es muy similar al anterior, la diferencia se encuentra en que las a espigas son remplazadas por platinas dispuestas en norma helicoidal, su tambor estático tiene agujeros y posee una parrilla con barras paralelas (Ureña & Villavicencio, 2012).

Su desgrane se da mediante la fricción entre la mazorca con el tambor estático, el impacto es muy bajo por lo cual este sistema se podría aplicar a un desgrane de maíz suave.

Con altas velocidades este tipo de desgrane rompe en su totalidad los granos de maíz suave.

La fricción que presenta este tipo de desgrane es directamente proporcional a la distancia existente entre el tambor dinámico y el estático, la fricción aumenta al disminuir esta distancia.

### **Ventajas**

- ❖ Se puede desgranar gran cantidad de mazorcas a la vez.
- ❖ Se puede aplicar al desgranado de maíz duro y maíz suave.
- ❖ Alta eficiencia con el grano intacto.
- ❖ Variando la velocidad se puede variar la cantidad de desgranado.

### **Desventajas**

- ❖ Su construcción tiene un grado superior en comparación con la construcción del de dientes de espiga.
- ❖ Alto consumo de energía.
- ❖ Su costo de construcción es mayor ya que se requieren mejores materiales.
- ❖ Se requiere una estructura metálica de mayor tamaño, aumentando así el peso de la máquina.

#### **4.2.3.3. *Desgranador de disco dentado.***

La desgranadora manual puede desgranar hasta 50kg de grano/hora de maíz duro.

Tiene bajo costo y su disponibilidad es muy buena y muy fácil de adquirir. La manivela hace girar el eje, de esta manera gira el disco con espigas dinámico, a su vez este arrastra la mazorca y hace girar el disco, el soporte con espigas estático fricciona a la mazorca, así se desgrana la mazorca y el zulo o tusa sale por un boquete inferior. Es fácil de acoplar, todos sus elementos están hechos de fundición (Ureña & Villavicencio, 2012).

### **Ventajas**

- ❖ Está construido en fundición gris, (barato).
- ❖ Desgrana tanto maíz duro como maíz suave.
- ❖ El sistema más adecuado para desgranar maíz suave.

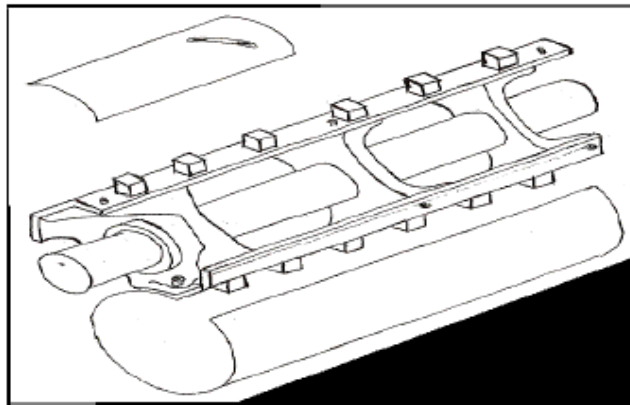
- ❖ Se lo aplica a pequeñas parcelas.
- ❖ La potencia necesaria para esta máquina es baja.

### Desventajas

- ❖ Capacidad de producción restringida para mínimos requerimientos.
- ❖ Si no se fabrica en grandes cantidades su precio es alto.
- ❖ Con aumento de velocidad puede destruir el maíz suave.

#### 4.2.3.4. *Desgranador Bar Escofina (cilindro desgranador dentado).*

Raspador desgranador bar que es una bombardera abierta de tambor con cuatro frentes, batidor dispuestos en la posición opuesta, marcos de hierro fundido en el eje. Cada barra escofina se adjunta con 175 dientes de metal. La parte cóncava que se encuentra bajo el bombardeo del tambor es de chapa de acero curvada con agujeros perforados elípticos. Los flujos mixtos de material en el tamiz de agitación en el cóncavo, ocasiona la separación de la mazorca y el grano quebrado. El grano que pasa por el tamiz de peldaño con el fin de separar los desechos por aspirador. Hay dos agujeros en cada uno de las paredes laterales del ventilador para ajustar la tasa de flujo de aire. Limpian los granos al caer a través del enchufe principal de la colección (ve figura 7).



*Figura 7. Cilindro desgranador dentado. Fuente es.wikipedia.org/wiki/escofina*

#### 4.2.3.5. *Desgranadora de dientes de clavija.*

Desgranadora dientes de clavija que tienen una cerrada bombardeos tambor. Cinco filas de clavijas están soldadas en el bombardeo superficie del tambor. Dos filas con 6 dientes, el resto tiene 7 dientes, hay un diente largo de cada fila. Disposición de los dientes fijos detrás de los que ya están en paralelo al eje (ver figura 8).

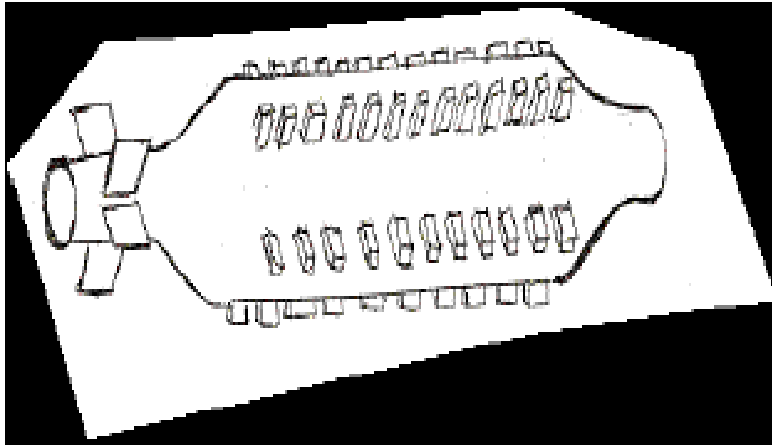


Figura 8. *Desgranadora de dientes de clavija.* Fuente: [es.wikipedia.org/wiki/clavija](http://es.wikipedia.org/wiki/clavija)

#### 4.2.3.6. *Desgranador cilíndrico de rosca en espiral.*

Esta máquina funciona con el uso de una rosca en espiral, bombardeos tambor. La mazorca se introdujo en la tolva que se encuentra en la esquina superior derecha de la batería. El poder es tomado de una fuente de energía eléctrica para impulsar el motor eléctrico con un V-belt<sup>2</sup>, esta potencia se transmite al tambor (ver figura 9).

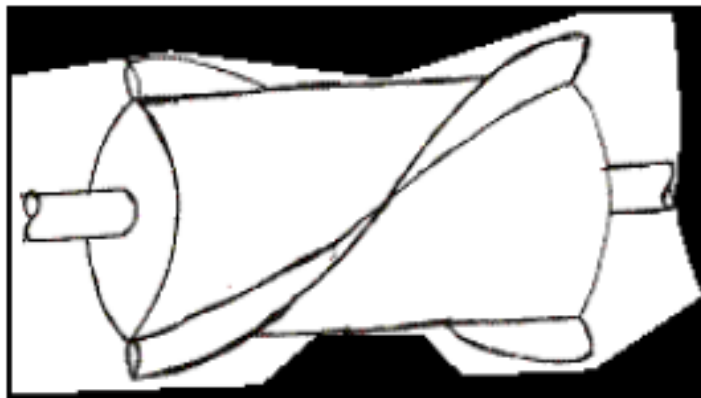
A medida que el tambor gira, la mazorca de maíz se tiene en la parte cóncava del cilindro por acción de un remolino.

En el tambor de bares que ejercen una fuerza de choque en la mazorca de maíz. Los granos se extraen de la mazorca por esta fuerza haciendo caer a través del fondo perforado cóncava. Los granos caen a través de una toma de grano y se recogen en un contenedor. La disposición de las barras en el tambor se encuentra en forma de una espiral que lleva la cáscara a lo largo de las

---

<sup>2</sup> Sistema de transición por correa trapezoidal ( V-belt)

mazorcas en el otro extremo del cilindro donde se descargan por gravedad a través de una toma de corriente. Los granos son limpiados por un ventilador accionado por el motor eléctrico (Ureña & Villavicencio, 2012).

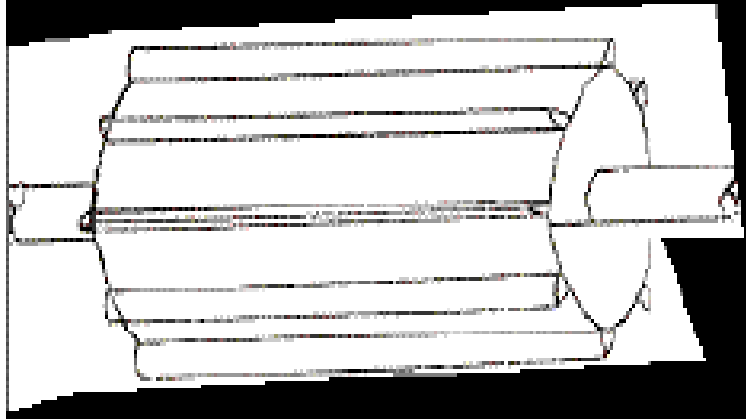


*Figura 9. Desgranador cilíndrico de rosca en espiral. Fuente: es.wikipedia.org/wiki/rosca en espiral*

#### **4.2.3.7. Trilladora cilíndrica con roscado axial.**

Esta máquina funciona con un tambor axial roscado bombardeo en el que los postes se disponen paralelos al eje de rotación de los tambores. El maíz se introdujo en la tolva que se encuentra directamente en la parte superior del tambor. Al igual que en el diseño anterior, el poder es tomado de una fuente de energía eléctrica para impulsar el motor que transmite al tambor por una V-belt<sup>2</sup> (ver figura 10).

La mazorca es tomada por la acción del remolino y es bombardeada por la fuerza del impacto ejercido por las barras axiales de tambor, y el cóncavo que también está repleto para aumentar la tasa de bombardeo. Los granos luego caer a través de un tamiz inclinado y se recogen a través de la salida de grano. El tamiz permite la cáscara mazorcas caen por gravedad y se descarga a través de la toma de la mazorca (Ureña & Villavicencio, 2012).



*Figura 10. Desgranador cilíndrico roscado axial. Fuente: es.wikipedia.org/wiki/roscado\_axial*

#### **4.2.4. Sistema de transmisión.**

Se denomina transmisión mecánica de un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina.

Son parte fundamental de los elementos u órganos de una máquina, muchas veces clasificados como uno de los dos subgrupos fundamentales de estos elementos de transmisión y elementos de sujeción.

En la gran mayoría de los casos, estas transmisiones se realizan a través de elementos rotantes, ya que la transmisión de energía por rotación ocupa mucho menos espacio que aquella por traslación.

Una transmisión mecánica es una forma de intercambiar energía mecánica distinta a las transmisiones neumáticas o hidráulicas, ya que para ejercer su función emplea el movimiento de cuerpos sólidos, como lo son los engranajes y las correas de transmisión.

Para la desgranadora de maíz seleccionaremos los elementos más convenientes que se utilizaran para formar la transmisión entre los cuales podrían estar (Ureña & Villavicencio, 2012).

Entre las formas más habituales de transmisión están:

- Correas como una correa de distribución.
- Cadenas
- Barras
- Correas, como una correa de distribución



- Barras en mecanismos articulados como el cuadrilátero articulado o el mecanismo de biela-manivela.
- Cables, la mayoría únicamente funcionan a tracción, aunque hay cables especiales para transmitir otro tipo de esfuerzos como los cables de torsión
- Engranajes
- Ruedas de fricción, que transmiten movimiento perimetral, como las ruedas de un vehículo.
- Discos de fricción, que transmiten movimiento axial, como un disco de embrague.
- Chavetas y ejes nervados
- Juntas cardán y juntas homocinéticas
- Levas

#### **4.2.5. Fuente de Energía.**

Debido a que la necesidad en cuanto al desgranado es alta se requiere una fuente de energía alta como la de combustión o eléctrica, debido a esto se utilizara un motor de combustión o eléctrico ya que las maquinas manuales necesitan gran esfuerzo físico no satisficieran nuestra necesidad (Ureña & Villavicencio, 2012).

#### **Ventajas**

- ❖ Tiene una alta productividad
- ❖ Ya sea la producción alta, media o pequeña el motor nos da una alta eficiencia.
- ❖ Muy rentable tanto para periodos largos o cortos de trabajo.
- ❖ En comparación con el esfuerzo humano es abismal.
- ❖ Con el uso de sistema de un motor, se puede alternar si no hay energía eléctrica utilizar un motor de combustión, y si tenemos energía eléctrica un motor eléctrico.

#### **4.2.6. Sistema separador de producto**

##### **4.2.6.1. Sistema de salida por una boca.**

Como su nombre lo dice la salida es única, tanto para los granos como para la tusa, después del desgrane se separan.

#### **Ventajas**

- ❖ Ya que la construcción se da para un solo boquete tendremos un gran ahorro en el material.
- ❖ Aplicable para pequeñas necesidades de desgranado.
- ❖ Simplicidad en el diseño.

#### **Desventajas**

- ❖ El gran problema de este sistema será que tanto el grano como el zulo se mezclan.
- ❖ Con un gran requerimiento de desgranado se dificulta la clasificación de los productos.

##### **4.2.6.2. Sistema de salida por dos bocas.**

Con este sistema tanto el maíz como el zulo salen por dos bocas diferentes.

#### **Ventajas**

- ❖ Nos permite una separación entre grano, zulo y desperdicios, por dos bocas diferentes.

#### **Desventajas**

- ❖ El costo es un 20% más del sistema de salida de una boca debido al gasto del material.

##### **4.2.6.3. Sistema de salida por tres bocas.**

Su principio es muy sencillo por una boca sale el grano, por la segunda el zulo y finalmente por la tercera sale la cascarilla.

#### **Ventajas**

- ❖ Tenemos una alta eficiencia en clasificación del producto.

- ❖ El grano, el zulo y la cascarilla salen por bocas diferentes.
- ❖ Obtenemos el producto con alto índice de limpieza.
- ❖ Es el sistema más recomendado y usado en diferentes aplicaciones de desgranado.

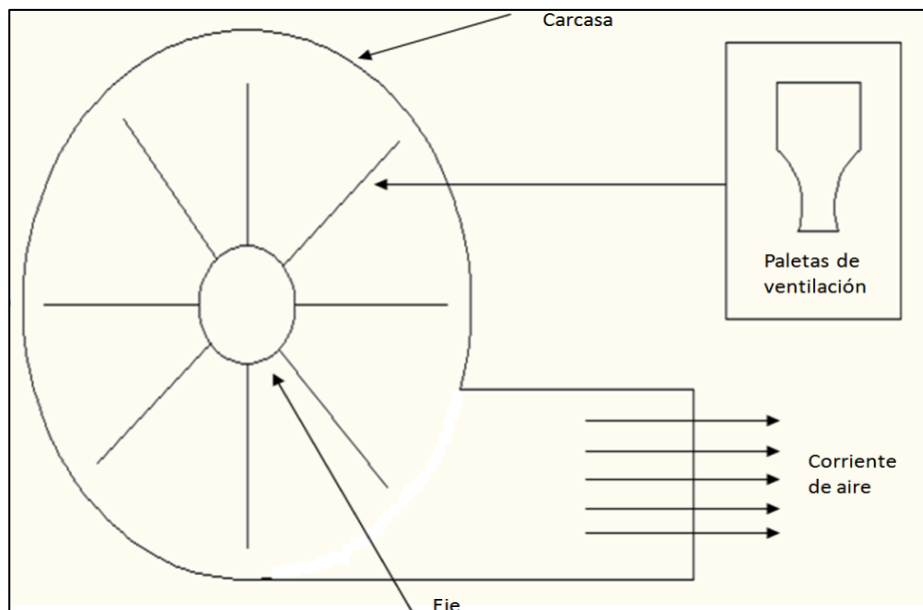
### Desventajas

- ❖ En cuanto a costos es más costoso que de una o dos bocas.
- ❖ Mayor complejidad en su diseño.
- ❖ Mayor peso por qué se necesita mayores componentes para su diseño

### 4.2.7. Sistema de limpieza.

Para obtener un grano totalmente limpio necesitamos un sistema que nos permita limpiarlo de impurezas, para esto necesitamos un sistema de ventilador, esto se logra ya que el ventilador los separa mediante diferencia de peso (ver figura 11).

Existen dos tipos de ventilación, ventilación dependiente o independiente. Para el tratamiento de granos se recomienda la utilización de un ventilador centrífugo.



*Figura 11. Ventilador centrífugo. Fuente: Ureña, J y Villavicencio, J (2012)*

#### **4.2.7.1. Ventilación dependiente.**

Al hablar de dependiente nos referimos a un ventilador, diseñado como parte de la máquina, el mismo que utiliza los sistemas de transmisión y la fuente de energía de nuestra máquina.

##### **Ventajas**

- ❖ El ventilador al estar diseñado a nuestros requerimientos y necesidades nos dará una alta eficiencia.
- ❖ Materiales y repuestos fáciles de remplazar ya que nosotros lo diseñamos.
- ❖ Facilidad en su diseño
- ❖ Aprovechamiento en cuanto al peso, y al espacio que tendrá nuestro ventilador en la máquina.

##### **Desventajas**

- ❖ Dependiendo del tipo de ventilador que se seleccione su diseño varía de simple a complejo.

#### **4.2.7.2. Ventilación independiente.**

En este caso al hablar de independiente nos referimos a que el ventilador será adquirido de algún fabricante de acuerdo a los requerimientos que tengamos, para adherirlo a nuestra máquina desgranadora.

##### **Ventajas**

- ❖ El diseño esta ya realizado.
- ❖ El montaje a la máquina desgranadora no es complejo.

##### **Desventajas**

- ❖ Su costo varía de acuerdo a su marca.
- ❖ No tendremos un ventilador con las condiciones necesarias.
- ❖ Se necesita realizar o diseñar un nuevo sistema para el funcionamiento del ventilador.

## **5. MATERIALES Y MÉTODOS**

### **5.1. Materiales**

Para la presente investigación se utilizaron los siguientes Recursos:

#### **5.1.1. Recurso humano**

- ❖ Tutor del Proyecto de tesis
- ❖ Autor del proyecto de tesis

#### **5.1.2. Recursos bibliográficos**

- ❖ Libros de diseño mecánico
- ❖ Libros de diseño de ventiladores
- ❖ Libros de resistencia de materiales
- ❖ Cátalo de correas trapezoidales
- ❖ Catálogo de motor
- ❖ Catálogo de rodamientos
- ❖ Páginas de internet

#### **5.1.3. Recursos de oficina**

- Computador portátil.
- Software de diseño (AutoCAD - SolidWorks)

## **5.2. CAPÍTULO II. Metodología**

### **5.2.1. Selección del tipo de máquina desgranadora más eficiente.**

De conformidad con el sistema de desgranado en la revisión de literatura, en el presente trabajo, se elige para el diseño, una maquina desgranadora con sistema de dientes de espiga; por las siguientes razones:

1. Su construcción es sencilla y puede ser construida en un taller adecuadamente equipado.
2. Su costo es relativamente bajo, por tanto, es accesible a los pequeños productores.
3. Se puede desgranar cualquier tipo de maíz seco (duro).
4. Puede ser accionada por un motor eléctrico o de combustión interna.
5. La remoción de impurezas (tusa o zulo) se efectúa mecánicamente, mediante presión de aire provista por un ventilador.
6. Su rendimiento es satisfactorio y mayor que el sistema de desgrane por disco.
7. Puede desgranar varias mazorcas al mismo tiempo.
8. El sistema de transmisión de potencia que preferiblemente puede ser por correa o por cadena ya que no proporcionan pérdidas significativas de potencia.
9. El tiempo de desgranado es más reducido que para otros sistemas.

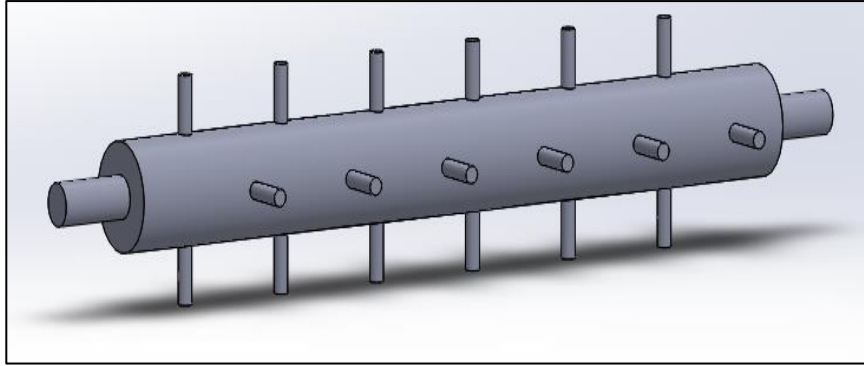
### **5.2.2. Descripción de componentes de la máquina.**

#### **5.2.2.1. *Tolva dosificadora.***

Para el ingreso y regulación de la cantidad de mazorcas de maíz a la máquina, de manera continua.

#### **5.2.2.2. *Cilindro desgranador***

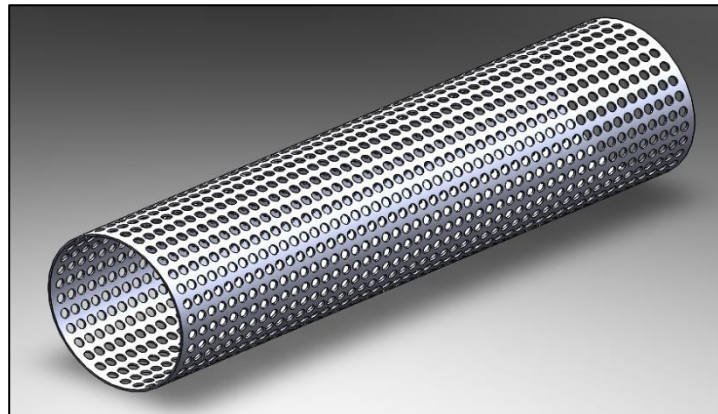
Es el cilindro motriz que posee incorporados los dientes de espiga o de aletas, los cuales por acciones de impacto y fricción combinados, se encarga de separar en maíz de la mazorca, generalmente los dientes de espiga se incorporan a la superficie exterior del cilindro debidamente espaciados y siguiendo de preferencia una trayectoria helicoidal.



*Fig. 12. Esquema del cilindro desgranador.*

#### **5.2.2.3. Criba o Tamiz**

Consta de una cámara perforada que rodea al cilindro desgranador y permita la separación del maíz desgranado, las tusas, y demás partículas livianas que son desalojadas por la presión de empuje suministrada por el ventilador.



*Fig. 13. Esquema de la criba o tamiz.*

#### **5.2.2.4. Sistema de transición de potencia.**

Se encarga de transmitir la energía al cilindro desgranador y al ventilador, se puede emplear transmisión por correa trapecial y poleas.

#### **5.2.2.5. Motor eléctrico.**

Encargado de suministrar la potencia que requiere la máquina.

#### 5.2.2.6. Estructura.

Para soportar la máquina y el sistema de transmisión.

#### 5.2.2.7. Ventilador centrifugo

De álabes rectos, que se encarga el desalojo de las tusas o zulos y demás impurezas del desgranado, mediante una corriente de aire de arrastre.

### 5.2.3. Esquema preliminar de la máquina desgranadora

En la siguiente figura 14, se muestra el esquema general que tendrá la máquina y sus principales componentes.

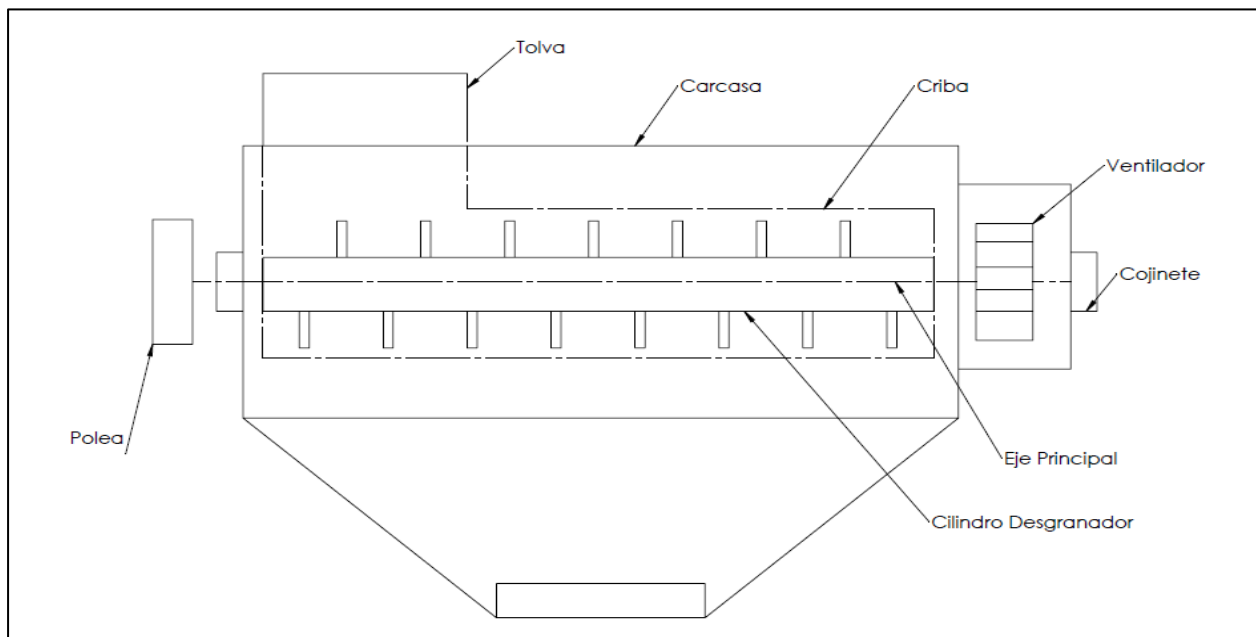


Fig. 14. Esquema preliminar de la máquina.

#### 5.2.4. Capacidad de producción.

La capacidad de la máquina para desgranar maíz determinará el tamaño de la misma, en tal virtud y de conformidad a la producción de maíz de un pequeño productor, se establece como dato inicial una capacidad de desgrane de 20 quintales por hora de maíz en mazorcas.

Investigaciones realizadas por Cholca, L y Mantilla, A (2015), establecen los siguientes



parámetros que tomaremos como base:

1. Número promedio de mazorcas de maíz por quintal = 125
2. Masa promedio de una mazorca de maíz = 0.082 kg, como se muestra en la tabla 1

**Tabla 1. Mediciones de la masa del grano y mazorca de maíz**

<b>Características</b>				
<b>N°</b>	<b>Código INIAP</b>	<b>Masa en 50 granos (Kg)</b>	<b>Masa en 100 granos (Kg)</b>	<b>Masa de la mazorca (Kg)</b>
1	INIAP 122	0.03	0.066	0.082

*Fuente Cholca, L y Mantilla, A (2015)*

En consecuencia, si se quiere desgranar 20 quintales (sacos) en 1 hora, o 60 minutos, el quintal deberá desgranarse en:

$$\begin{array}{lcl}
 20 \text{ quintales} & \longrightarrow & 60 \text{ min} \\
 1 \text{ quintal} & \longrightarrow & X \text{ min}
 \end{array}$$

$$X = \frac{60 \times 1}{20} = 3 \text{ Minutos}$$

Igualmente, si un quintal de mazorcas de maíz debe desgranarse en 3 minutos y considerando que cada quintal (saco) tiene 125 mazorcas en promedio, el número de mazorcas a desgranarse en 1 minuto es:

$$\begin{array}{lcl}
 3 \text{ minutos} & \longrightarrow & 125 \text{ mazorcas} \\
 1 \text{ minutos} & \longrightarrow & X \text{ mazorcas}
 \end{array}$$

$$X = \frac{125 \times 1}{3} = 41.66 \text{ Mazorcas}$$

En términos enteros se consideran que deben desgranarse 42 mazorcas por minuto.

De la tabla 1, la masa de 1 mazorca de maíz promedio es de 0,082 Kg. Entendiendo que la masa de la tusa o zulo es de 10 % de la masa de la mazorca, se tiene que la masa neta de maíz en una mazorca es:

$$M_m = 0.082 - 0,1(0,082) = 0.0738 \text{ Kg/mazorca}$$

Siendo:

$M_m$  = masa de una mazorca de maíz, Kg

Tomando:

$$M_m = 0.074 \text{ kg/mazorca}$$

Luego la masa  $m$  de maíz a desgranarse por minuto y por quintal o saco de maíz es:

$$m = 42 M_m$$

$$m = 42 \frac{\text{mazorcas}}{\text{min}} \times 0.074 \frac{\text{kg}}{\text{mazorca}} = 3.108 \text{ kg/min}$$

$$m = 3.108 \text{ kg/min}$$

Que equivale a:

$$m = 6.85 \text{ lb/min}$$

Es decir, se desgranará, en cada quintal o saco de mazorcas de maíz:

$$m_q = m \times \frac{125}{42} = 6.85 \frac{\text{lib}}{\text{min}} \times \frac{125 \text{ mazorcas/quintal}}{42 \text{ mazorcas/min}} = 20.4 \frac{\text{lib}}{\text{quintal}}$$

$m_q$  = Masa de maíz desgranada por cada saco o quintal

En una hora se desgranará:

$$m_h = m \times 60 = 3.108 \frac{kg}{min} \times 60 \text{ min} = 186.5 \text{ kg}$$

Siendo:

$m_h$  = masa a desgranarse en una hora

### 5.2.5. Volumen de la maquina desgranadora.

Para estimar el volumen de la maquina desgranadora, se aplican los siguientes criterios:

1. El volumen de la criba cilíndrica, debe tener la capacidad de alojar el volumen del cilindro desgranador más el volumen ocupado por 42 mazorcas de maíz, más un espacio adecuado que permita el movimiento de las mazorcas sin que se produzca un atascamiento, para ello, se adicionara un 50% más el volumen de las mazorcas.

Por tanto, se usará la siguiente ecuación:

$$V_C = V_D + 1.5V_M \quad (1)$$

Siendo:

$V_C$  = Volumen de la máquina o de la criba

$V_D$  = Volumen del cilindro desgranador

$V_M$  = Volumen de 42 mazorcas de maíz

2. El espacio libre entre el radio de la criba y el radio del cilindro desgranador más la longitud de un dado desgranador, debe ser inferior al diámetro medio de una mazorca, es decir:

$$R_C - R_D < D_M \quad (2)$$

Siendo:

$R_C$  = Radio de la criba

$R_D$  = Radio del cilindro desgranador con los dados desgranados

$D_M$  = Diámetro de la mazorca

De las características físicas del maíz, estandarizado por Ureña, J y Villavicencio J, (2012) se puede obtener el diámetro medio de una mazorca y la longitud media de la mazorca, según la tabla 2.

*TABLA 2. Características físicas del maíz.*

<b>Tipos de Maíz</b>	<b>Diámetro de la Mazorca <math>D_M</math> (mm)</b>	<b>Diámetro del zulo o la tusa <math>D_z</math> (mm)</b>	<b>Longitud de la mazorca <math>L_M</math> (mm)</b>
Maíz duro (Sierra)	46 – 58	30 – 40	200 - 250
Maíz duro (costa)	46 – 55	35 – 45	180 - 250

*Fuente. Ureña, J y Villavicencio, J (2012)*

Por tanto, se asumen:

$$D_M = 55 \text{ mm}$$

$$L_M = 250 \text{ mm}$$

Para la construcción del cilindro desgranador, se usará tubo negro estructural ASTM A GRB cedula 40, cuya tabla consta en el apartado de anexos, sus principales características son:

- ❖  $D_e$  = diámetro exterior = 114.3 mm
- ❖  $e$  = espesor = 6mm
- ❖  $W$  = peso por unidad de longitud = 16.07 kg/m = 157.5 N/m

Para construir los dados desgranadores se usará acero AISI 1018 que posee una buena soldabilidad y acabado superficial aceptable y es ideal para construcción de ejes.

Se acepta una longitud del dado de 60 mm

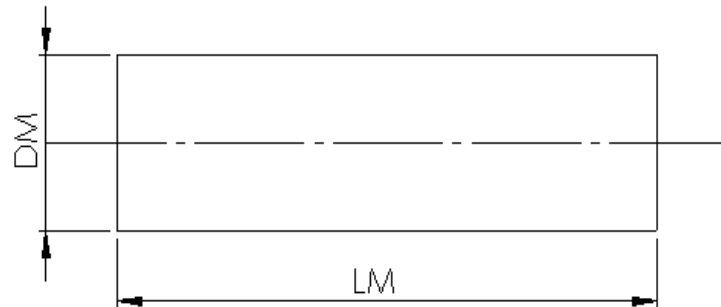
$$L_d = \text{longitud de dado}$$

Debido a que es superior al diámetro de una mazorca que es de 55 mm.

Por tanto, la dimensión  $R_D$  será:

$$R_D = \frac{D_e}{2} + 60 = \frac{114.3}{2} + 60 = 117.15 \text{ mm}$$

El volumen de 42 mazorcas, considerando que tienen la forma de un cilindro, según la siguiente figura es:



*Fig. 15. Esquema del volumen de una mazorca*

$$V_M = \frac{42\pi D_M^2}{4} L_M \quad (3)$$

$$V_M = \frac{42\pi(0.055)^2}{4} \times 0.25 = 24.94 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_M = 25 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

El volumen de la criba es:

$$V_C = \frac{\pi D_C^2}{4} L_C \quad (4)$$

$D_C$  = diámetro de la criba

$L_C$  = longitud de la criba

Como  $D_C$  y  $L_C$  son valores desconocidos, fijamos el valor de  $L_C$ , así:

$$L_C = 1000 \text{ mm} = 1 \text{ m}$$

El volumen del cilindro desgranador sin los dados es:

$$V_D = \frac{\pi D_E^2}{4} \times L_D \quad (5)$$

Donde  $L_D$  es la longitud del cilindro desgranador, la cual debe guardar correspondencia con la longitud de la criba, por tanto:

$$L_D = 1000 \text{ mm} = 1 \text{ m}$$

Luego:

$$V_D = \frac{\pi (0.1143)^2}{4} \times 1$$

$$V_D = 10.26 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (1) se tiene

$$\frac{\pi D_C^2}{4} L_C = 10.26 \times 10^{-3} + 1.5 \times 25 \times 10^{-3} = 47.76 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$D_C = \sqrt{\frac{4 \times 47.76 \times 10^{-3}}{\pi L_C}} = \sqrt{\frac{4 \times 47.76 \times 10^{-3}}{\pi (1)}} = 0.247 \text{ m}$$

$$D_C = 247 \text{ mm}$$

$$R_C = 123.5 \text{ mm}$$

Comprobando la ecuación (2)

$$R_C - R_D < D_M$$

$$123.5 - 117.15 < 55$$

$$6.35 < 55$$

Por tanto, se acepta el diámetro de la criba de:

$$D_C = 250 \text{ mm} = 0.25 \text{ m.}$$

### 5.2.6. Cálculos de los dados desgranadores

Los dados desgranadores deberán arrancar el maíz de la mazorca de una manera eficiente por efecto de impacto y fricción; por tal motivo, se asumirá que trabajan ejerciendo su función a lo largo de toda su longitud, soportando una carga uniformemente distribuida y serán acoplados al cilindro desgranador, mediante soldadura eléctrica por arco.

Para calcular las dimensiones y resistencia de los dados desgranadores, se precisa conocer la fuerza de arranque de un grano de maíz, así como las dimensiones del grano de maíz promedio y la posición más crítica de carga para el dado, pero al mismo tiempo más favorable para el desgranado.

En la figura 16, se muestran algunas variedades de maíz, que ilustran la manera en que el grano de maíz se encuentra unido a la mazorca.

*Fig. 16. Diversos tipos de maíz*



*Fuente: <http://anna-fco.blogspot.com/2011/11/tipos-de-maiz.html>*

De la figura 16, se puede concluir que:

1. La posición más favorable para el desgranado, es que el dado desgranador actué con su longitud paralela a las hileras de maíz en la mazorca, puesto que el dado abarcaría más granos de maíz en su longitud al desgranarlos paralelamente a su menor dimensión.
2. Al mismo tiempo, el dado desgranador deberá resistir la carga externa requerida para desgranar los granos de maíz, en toda su longitud.

La situación anterior, se usará para estimar la carga sobre un dado.

Investigaciones realizadas por Ureña, J y Villavicencio, J (2012) determinaron que la fuerza requerida para desgranar un grano de maíz, oscila alrededor de:

$$F = 14 \text{ N}$$

Por tanto, se asumirá ese valor de fuerza para el desgranado del maíz y se considerará que la fuerza de 14 N, actúa sobre toda la longitud del dado, como carga uniformemente repartida, es decir:

La altura de carga  $q$ , definida como la fuerza total  $F_T$  por unidad de longitud  $L$  es:

$$q = \frac{F_T}{L}$$

$$q = \frac{14N}{0.06 m} = 233,3 N/m$$

$$q = 233,3 N/m$$

En consecuencia, el diagrama de cargas sobre el dado desgranador se muestra en la siguiente figura 17.

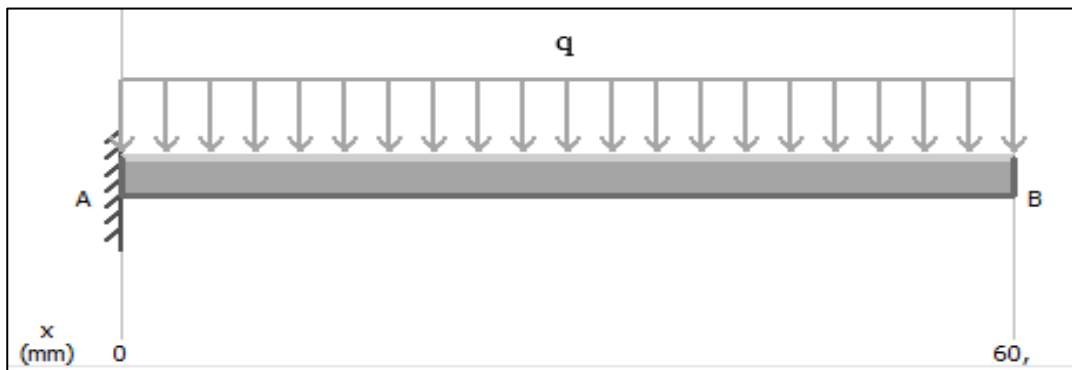
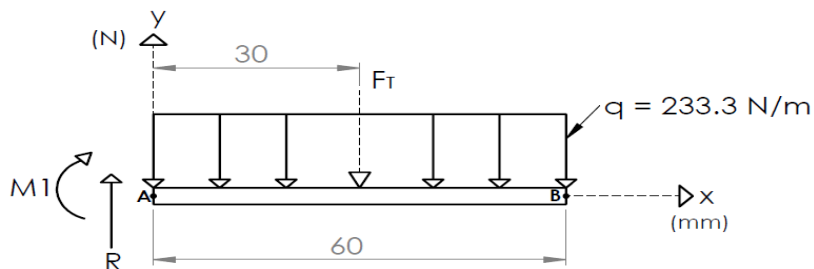


Fig. 17. Diagrama de cargas sobre el dado desgranador

Para calcular el dado desgranador, se lo considera como una viga empotrada en un extremo y con voladizo en el otro extremo.

Para trazar los diagramas de fuerza cortante y momento flector, se usa el método de cortes o secciones.

### 5.2.6.1. Cálculo de las reacciones





$$\Sigma MA = 0$$

$$M_1 - F_T(0,03) = 0$$

$$M_1 = 0.03(14) = 0,42 \text{ N.m}$$

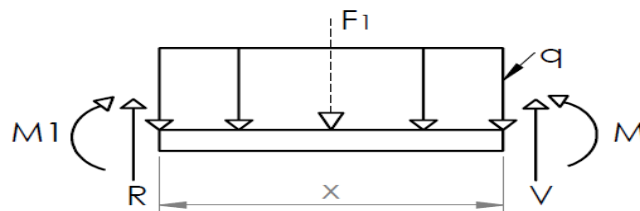
$$\Sigma Fy = 0$$

$$R - F_T = 0$$

$$R = F_T = 14 \text{ N}$$

### 5.2.6.2. Cálculo de fuerza cortante y momento flector

Corte  $0 \leq X \leq 0.06$



$$V = \Sigma F_{1ZQ}$$

$$M = \Sigma M_{1ZQ} = \Sigma M_{PER}$$

$$V = R - F1$$

Como  $F_1 = qx$

$$F1 = qx = 233,3x$$

$$V = 14 - 233,3x$$

$$M = M_1 - F_1 \left( \frac{x}{2} \right)$$

$$M = M_1 - \frac{qx^2}{2}$$

$$M = 0.42 - \frac{233,3x^2}{2}$$

$$M = 0,42 - 116,65x^2$$

Construyendo una tabla de valores para trazar las gráficas se tiene:

**TABLA 4. Valores de fuerza cortante  $V$  y momento flector  $M$  por el dado desgranador**

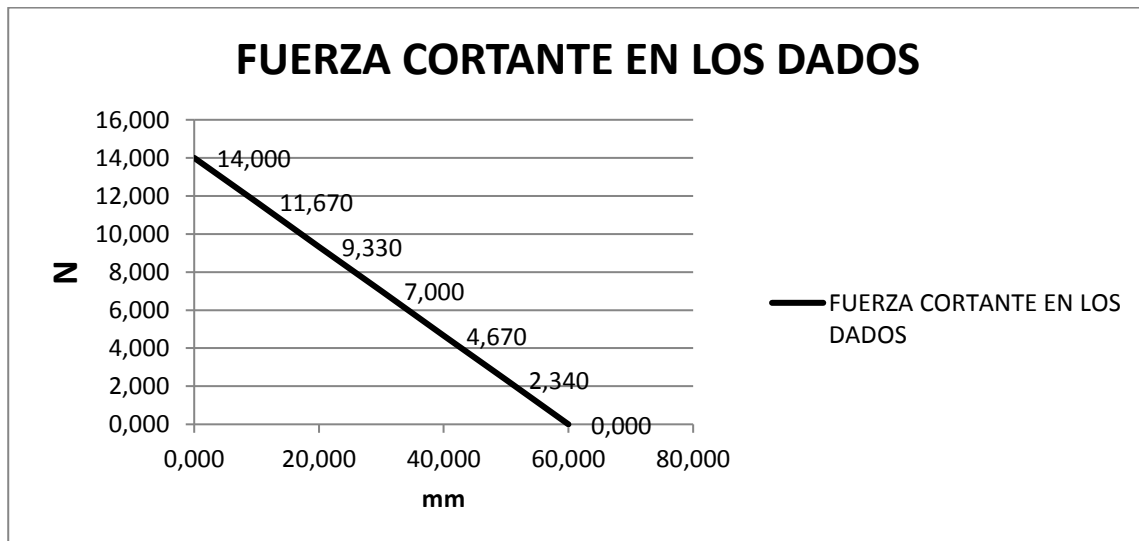
<b>X</b> <b>(X 10<sup>-3</sup> m)</b>	<b>V</b> <b>(N)</b>	<b>M</b> <b>(N.m)</b>
0,000	14,00	0,420
10,000	11,07	0,408
20,000	9,33	0,373
30,000	7,00	0,315
40,000	4,67	0,333
50,000	2,34	0,129
60,000	0,00	0,000

**Fuente. Autor.**

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector en los dados desgranadores se muestran e las figuras 18 y 19 respectivamente.

Tanto en la tabla 4, como de las figuras 18 y 19 se puede concluir que:

- La máxima fuerza cortante es de  $V = 14 \text{ N}$ , y actúa en la base del dado.
- El máximo valor del momento flector es de  $M = 0,42 \text{ N-m}$ , y actúa en la base de cada dado desgranador.



**Fig. 18. Diagrama de fuerza cortante en el dado desgranador**

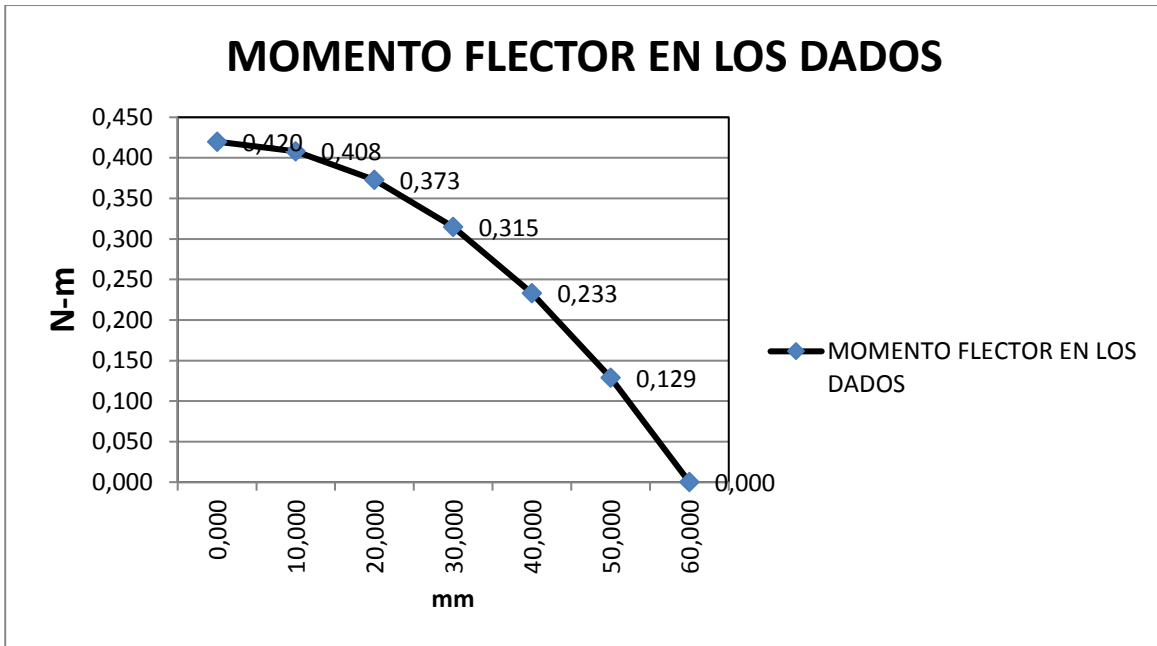


Fig. 19. Diagrama del momento flector en el dado desgranador

Para la construcción de los dados desgranadores, se usará acero AISI 1018, que es un acero no aleado, que se usa principalmente para la elaboración de piezas pequeñas exigidas al desgaste y cuyo límite de fluencia es:

$$\sigma_F = 235 \frac{N}{mm^2} = 235 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \quad (\text{Tabla en anexos})$$

Debido al hecho que los dados desgranadores, deben garantizar el trabajo, se usa un factor de seguridad de  $N = 2,5$  con el cual, se tiene el esfuerzo admisible  $\sigma_{AD}$ .

$$\sigma_{AD} = \frac{\sigma_F}{N}$$

$$\sigma_{AD} = \frac{235 \times 10^6}{2,5} = 94 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

### 5.2.6.3. Cálculo a la flexión del dado desgranador

El esfuerzo de flexión máxima se presenta en la base del dado desgranador y su valor es:

$$\sigma_{max} = \frac{32M}{\pi D^3} \leq \sigma_{AD} \quad (6)$$

Siendo:

$\sigma_{max}$  = Máximo esfuerzo flector

M = Máximo momento flector

D = Diámetro del dado

Luego:

$$\sigma_{max} = \frac{32(0,42)}{\pi D^3} \leq 94 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32(0,42)}{\pi(94 \times 10^6)}} = 0,00357 \text{ m}$$

$$D \geq 3,57 \text{ mm}$$

Por razones constructivas, se acepta un diámetro de:

D = 10 mm.

Que es un diámetro normalizado.

#### 5.2.6.4. Cálculo del dado al corte.

El esfuerzo cortante que actúa sobre el dado es:

$$\tau_c = \frac{V}{A_c} \leq [\tau_{AD}] \quad (7)$$

Siendo:

$\tau_c$  = Esfuerzo de corte en el dado.

V = Fuerza cortante.

$A_c$  = Área de corte.

$\tau_{AD}$  = Esfuerzo cortante admisible

El esfuerzo cortante admisible se obtiene de:

$$\begin{aligned} \tau_{AD} &= 0.8 \sigma_{AD} \\ \tau_{AD} &= 0.8 (94 \times 10^6) = 75,2 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau_c = \frac{14}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{14 \times 4}{\pi D^2} \leq 75,2 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_c = \frac{14 \times 4}{\pi (0.010)^2} \leq 75,2 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$0,178 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \leq 75,2 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

El diámetro del dado, resistirá el esfuerzo cortante.

#### **5.2.6.5. Disposición de los dados en el cilindro desgranador**

Como se ha expresado, los dados desgranadores, irán soldados eléctricamente al correspondiente cilindro desgranador; su disposición en el cilindro debe ser tal que permita desgranar el maíz sin romperlo y evitando los atascamientos en la máquina, por ello, los dados desgranadores serán soldados al cilindro formando una hélice cilíndrica cuyo paso deben ser similar a la longitud del cilindro desgranador.

De esta forma, y para aprovechar eficientemente la superficie de trabajo del cilindro, se ubicarán 3 hileras de dados, en tres correspondientes hélices, que estarán desfasados 120° entre sí.

La distancia horizontal entre cada dado desgranador de cada hélice se determina bajo el criterio de dicha distancia debe ser aproximadamente igual a la longitud media de una mazorca de maíz, puesto que, si la distancia entre cada dado es inferior a la longitud media de la mazorca, se podrían producir atascamientos; y, si es mayor, habría el riesgo de que algunas mazorcas no se desgranen. Para determinar la longitud media de una mazorca de maíz, nos basamos en el estudio realizado por Cholca, L y Mantilla, A. (2015) cuyos resultados se muestran en la siguiente tabla.

*Tabla 5. Longitud de las mazorcas de maíz*

<b>Experimento</b>	<b>Maíz pequeño (cm)</b>	<b>Maíz mediano (cm)</b>	<b>Maíz grande (cm)</b>
1	11.1	14.5	17.3
2	10.1	14.7	17.7
3	12.4	15.3	16.9
4	10.2	14.6	17.7
5	10.9	15.5	16.5
Promedio	10.94	14.92	17.22

*Fuente: Cholca, L y Mantilla, A. (2015)*

De esta manera, la longitud media  $L_m$ , es:

$$L_m = \frac{10.94 + 14.92 + 17.22}{3} = 14.36 \text{ cm}$$

Se acepta entonces la longitud de separación entre dados desgranadores de:

$$L_m = 15 \text{ cm} = 150 \text{ mm}$$

El número de dados de la primera hélice se obtiene de la siguiente relación.

$$N_{H1} = \frac{L}{L_m} \quad (8)$$

Donde:

$N_{H1}$  = Número de dados en hélice 1

L = Longitud del cilindro desgranador

$$N_{H1} = \frac{1000}{150} = 6.66 \text{ Datos}$$

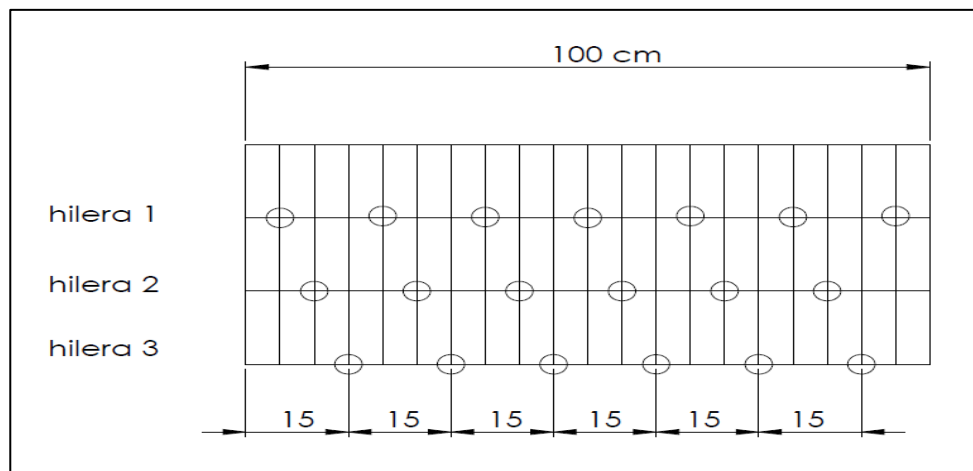
Se acepta entonces 7 dados en la primera hélice.

Como entre 7 dados desgranadores hay 6 espacios de 150 mm, los 7 dados tendrán una distancia longitudinal de:

$$L = 6 \times 150 = 900 \text{ mm}$$

Es decir que ocuparan 90 cm de los 100 cm disponibles en el cilindro desgranador.

En consecuencia, para distribuir adecuadamente la distancia longitudinal entre dados y entre hileras de dados, en el cilindro desgranador, usaremos el siguiente esquema, figura 20.



*Fig. 20. Distribución de distancias horizontales entre dados de una hilera en hélice y entre hélices.*

Por tanto, de acuerdo con lo calculado para la primera hélice de dados y a la figura 20, el número de dados para cada hélice es:

- ❖ Hilera 1 = 7 daos
- ❖ Hilera 2 = 6 dados
- ❖ Hilera 3 = 6 dados

Dando un total de dados  $N_D$ :

$N_D = 19$  Dados desgranadores

### 5.2.7. Cálculo y diseño del eje principal.

Para el cálculo y diseño del eje principal, se deben considerar los siguientes aspectos:

1. El eje principal, deberá ser calculado bajo la acción de los esfuerzos combinados de flexión y torsión.
2. El momento torsor del proceso de desgranado de maíz.
3. El momento torsor proporcionado por el ventilador.
4. El momento torsor requerido para vencer la inercia de las masas en rotación
5. El momento flector debido al peso de los componentes

Calcularemos en primer lugar, el momento torsor para vencer la inercia de los componentes. Por ello se debe estimar la longitud preliminar del eje.

En esta estimación de la longitud preliminar del eje se considera:

1. El ancho de la polea de transmisión de potencia  $\approx 60\text{mm}$
2. El ancho de los cojinetes antifricción  $= 2 \times 40\text{mm} = 80\text{mm}$
3. El ancho del ventilador radial centrifugo  $\approx 60\text{ mm}$
4. La longitud del cilindro desgranador  $\approx 1\text{m} = 1000\text{ mm}$
5. El ancho de los de anclajes de la criba  $= 2 \times 10\text{mm} = 20\text{ mm}$

De esta manera la longitud preliminar será de:

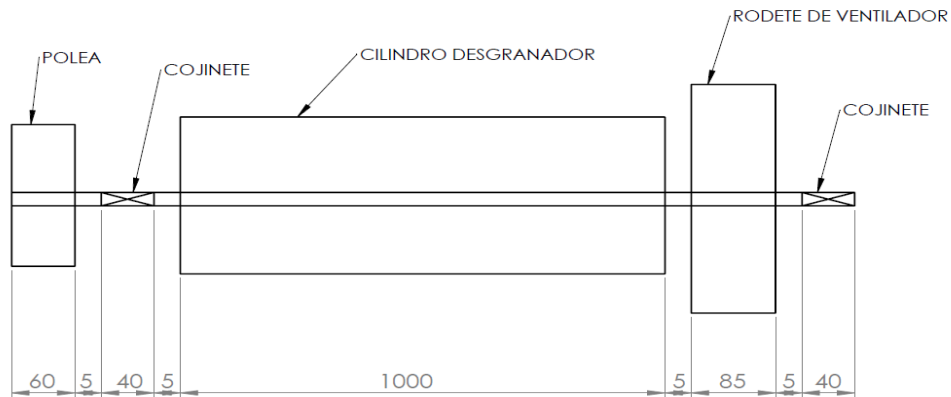
$$L \geq 1220\text{ mm}$$

Se asume preliminarmente un diámetro de eje de:

$$D = 25\text{ mm}$$



El diagrama de elementos del eje principal a presencia de los componentes es:



*Fig. 21. Elementos del eje principal.*

Por tanto,  $L \approx 1245$  mm

El torque que debe soportar el eje principal debe ser tal que soporte el trabajo de desgranado del maíz, más el torque del ventilador y adicionalmente el torque requerido para vencer la inercia del sistema en rotación.

El eje principal será construido con acero AISI 1018, cuyo límite de fluencia es de:

$$\sigma_F = 235 \frac{N}{mm^2} = 235 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \quad (\text{Tabla en anexos})$$

Usando también un factor de seguridad  $N = 2,5$ , se tiene:

$$\sigma_{AD} = \frac{\sigma_F}{2,5} = \frac{235 \times 10^6}{2,5} = 94 \times 10^6 \text{ N/m}^2 ; \text{ y,}$$

$$\tau_{AD} = 0,8 \sigma_{AD} = 0,8 \times 94 \times 10^6 \frac{N}{m^2} = 75,2 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

El torque necesario para vencer la inercia del sistema se calcula con:

$$T = I \alpha \quad (9)$$

Siendo:

$I$  = Momento de inercia total de los componentes del sistema de rotación

$T$  = Torque

$\alpha$  = Aceleración angular

El momento de inercia del sistema de rotación comprende:

$$I = I_E + I_{CD} + I_V \quad (10)$$

Siendo:

$I_E$  = Momento de inercia del eje principal

$I_{CD}$  = Momento de inercia del cilindro desgranador, que incluye a los dados desgranadores

$I_V$  = Momento de inercia del ventilador

El momento de inercia del eje principal es:

$$I_E = \frac{1}{2} m (R_E)^2$$

$$I_E = \frac{1}{2} m \left( \frac{D_E}{2} \right)^2$$

$$I_E = \frac{1}{8} m D_E^2 \quad (11)$$

$D_E$  = Diámetro del eje principal = 25 mm (preliminarmente)

$m$  = masa del eje principal

$$m = \rho V \quad (12)$$

$\rho$  = Densidad del acero = 7850 kg/m<sup>3</sup>

$V$  = Volumen del eje principal

El volumen será:

$$V = \frac{\pi D_E^2}{4} L$$

$$V = \frac{\pi(0.025)^2}{4} (1,245) = 6.11 \times 10^{-4} m^3$$

$$m = (7850)(6.19 \times 10^{-4}) = 4.80 \text{ kg}$$

$$I_E = \frac{4.80}{8} (0.025)^2 = 3.8 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot m^2$$

El momento de inercia del cilindro desgranador está compuesto por:

$$I_{CD} = I_C + I_D \quad (13)$$

Donde:

$I_C$  = Momento de inercia del cilindro

$I_D$  = Momento de inercia de los dados desgranadores

$$I_C = \frac{1}{2} m (r_e^2 - r_i^2) \quad (14)$$

$r_e$  = Radio exterior del cilindro =  $114.3/2 \text{ mm} = 57.15 \text{ mm}$

$r_i$  = Radio interior del cilindro =  $102.3/2 \text{ mm} = 51.15 \text{ mm}$

El volumen del cilindro es:

$$V = \pi (r_e^2 - r_i^2) L_c$$

$L_c = 1000 \text{ mm} = 1 \text{ m}$

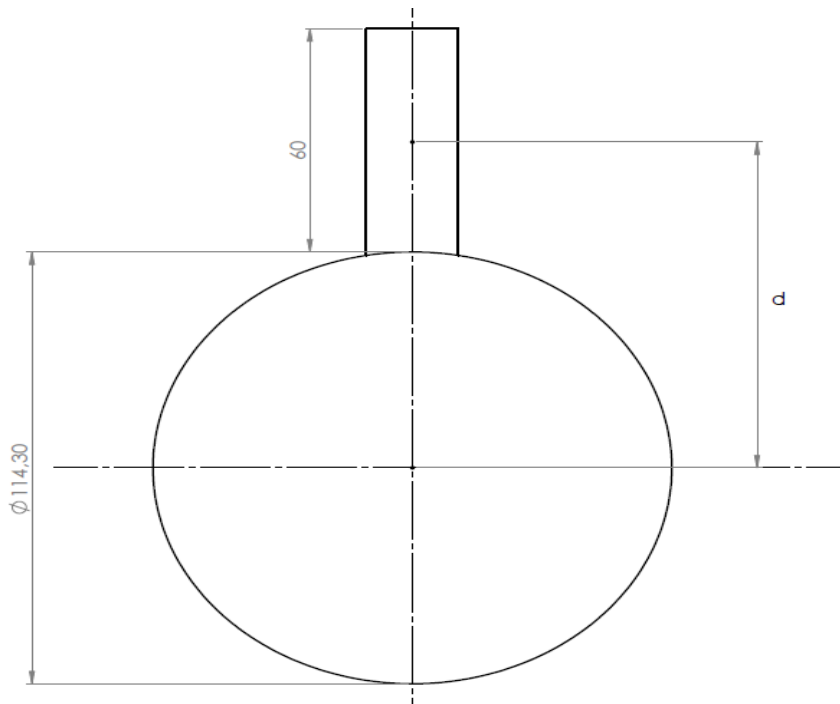
$$V = \pi (0.05715^2 - 0.05115^2)(1) = 2.04 \times 10^{-3} m^3$$

$$m = \rho V = (7850)(2.04 \times 10^{-3}) = 16.014 \text{ kg}$$

$$I_C = \frac{1}{2}(16.014)(0.05715^2 - 0.05115^2) = 5.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Ahora se calcula el momento de inercia de un dado desgranador,  $I_{DA}$ .

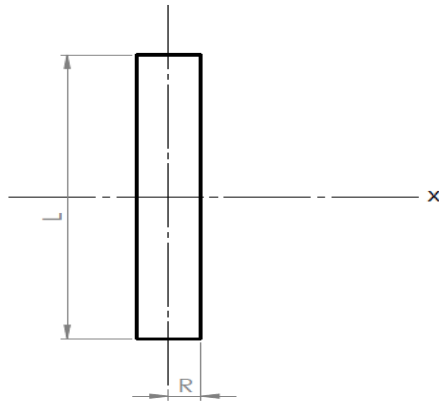
El esquema para el cálculo del momento de inercia de los dados desgranadores, es el siguiente (Fig.22).



*Fig. 22. Esquema de ubicación de los dados desgranadores*

El momento de inercia de los dados desgranadores está compuesto por:

1. El momento de inercia del dado desgranador respecto al eje que pasa por su centroide  $I_x$ , como se muestra en la figura 23.



*Fig. 23. Momento de inercia  $I_x$  del dado desgranador respecto al centro de gravedad*

$$I_x = \frac{1}{4} m R^2 + \frac{1}{12} m L^2 \quad (15)$$

Siendo:

R = Radio del dado desgranador = 5 mm = 0.005 m

L = Longitud del dado desgranador = 60 mm = 0.06 m

La masa m del dado es:

$$m = \rho V$$

$$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$V = \pi R^2 L = \pi (0.005)^2 (0.06) = 4,71 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$m = (7850)(4,71 \times 10^{-6}) = 0,037 \text{ kg}$$

$$m = 0.037 \text{ kg}$$

Luego según la ecuación (15).

$$I_X = \frac{1}{4} (0.037)(0.005)^2 + \frac{1}{12} (0.037)(0.06)^2 = 1,133 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$$

2. Por aplicación del teorema de los ejes paralelos o de Steiner, el momento  $I_X$ , debe sumarse el producto:  $md^2$  (Fig. 22).

Es decir, el momento de inercia total de un dado desgranador respecto al centro de rotación es:

$$I_{DA} = I_X + md^2 \quad (16)$$

Siendo:

$d$  = distancia del centro de masa del dado hasta el centro de rotación

$I_{DA}$  = Momento de inercia de un dado desgranador.

En consecuencia, según la figura 22:

$$d = \frac{1}{2}(114.3) + \frac{1}{2}L = \frac{1}{2}(114.3) + \frac{1}{2}(60) = 87.5 \text{ mm}$$

$$d = 87.5 \text{ mm} = 0.08715 \text{ m}$$

Según la ecuación (16):

$$I_{DA} = 1,133 \times 10^{-5} + 0.037(0.08715)^2 = 2,92 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

$$I_{DA} = 2,92 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

Como hay 19 dados desgranadores  $I_D$  será:

$$I_D = 19 I_{DA} = 19(2,92 \times 10^{-4}) = 5,55 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

El momento de inercia del cilindro desgranador será según la ecuación (13)

$$I_{CD} = I_C + I_D$$

$$I_{CD} = 5.2 \times 10^{-3} + 5,55 \times 10^{-3}$$

$$I_{CD} = 1,80 \times 10^{-2} \text{ kg.m}^2$$

Para calcular el momento de inercia  $I_v$  del ventilador, se consideran los siguientes aspectos:

1. La velocidad de rotación que tendrá la maquina desgranadora.
2. Las dimensiones preliminares del ventilador.

Considerando el primer aspecto, los motores eléctricos tanto monofásicos como trifásicos con potencias que varían desde  $\frac{1}{4}$  Hp hasta 150 Hp, que se comercializan en la industria nacional, poseen velocidades de rotación de 3600, 1800, 1200, y 900 RPM.

Además, las velocidades de rotación para ventiladores centrífugos de aletas radiales rectas, funcionan satisfactoriamente en el rango de velocidad de rotación de 800 – 1800 RPM.

En consecuencia, para evitar vibraciones perjudiciales ocasionadas por las fuerzas centrífugas de los elementos de rotación, se limitará la velocidad de rotación de la maquina desgranadora a:

$$\omega = 800 \text{ RPM}$$

$$\omega = 84 \text{ rad/s}$$

El ventilador centrífugo se deberá construir mecánicamente mediante máquinas, herramientas y proceso de soldadura eléctrica por arco.

Se utilizarán los siguientes materiales y metodología:

1. Plancha de acero de 5mm de espesor para las aletas radiales rectas y para el cilindro porta aletas.
2. Las aletas irán soldadas eléctricamente al cilindro
3. Eje de acero perforado para el cubo del ventilador, el cual también ira soldado al cilindro porta aletas
4. El cubo del ventilador deberá tener mecanizado el correspondiente chavetero y los agujeros

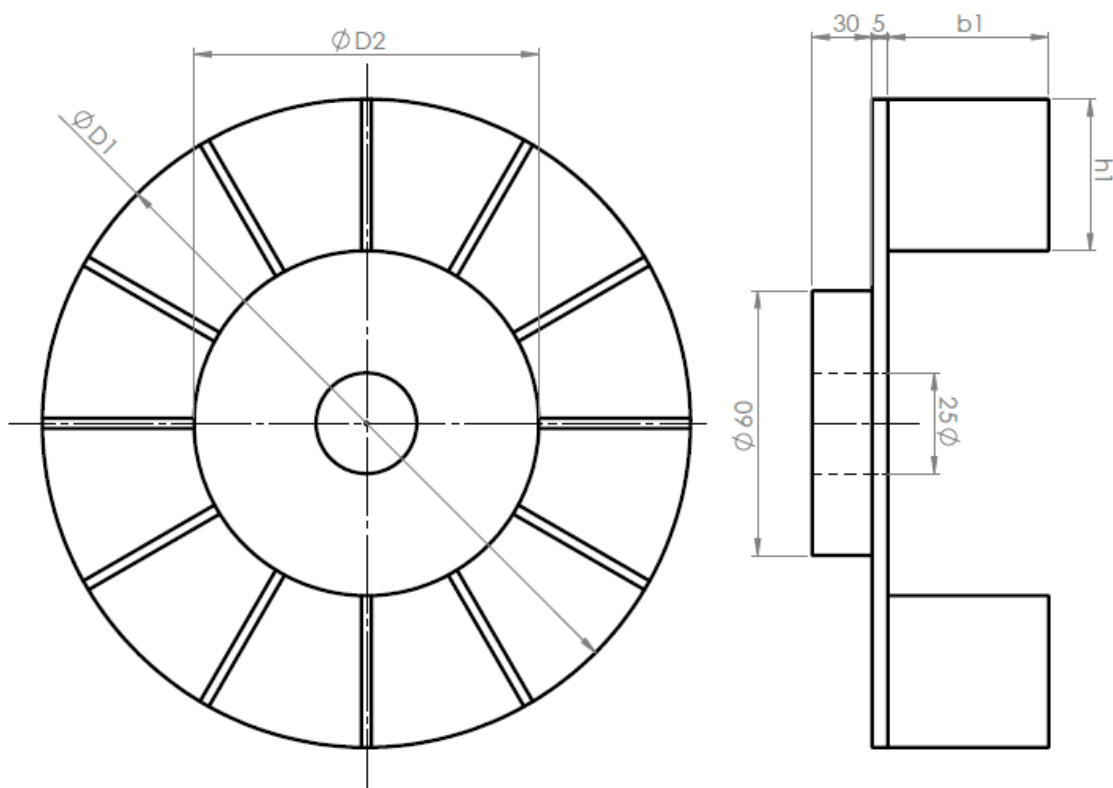
para los tornillos prisioneros, para su acoplamiento al eje principal.

5. Según el manual de diseño del proceso de ventiladores PDVSA (2006), el número de álabes o paletas para ventiladores con aspas radiales es de 12 a 16.

Por tanto, para el diseño del ventilador se usarán:

$Z = 12$  álabes, siendo  $z$  el número de álabes

En la siguiente figura 24, se muestra el diseño mecánico y las dimensiones preliminares del rodete del ventilador.



*Fig. 24. Diseño y dimensiones preliminares del rodete del ventilador*

El diámetro interior del rodete  $D_1$ , según Chevigory (2014, p.3) se calcula en función del caudal que ingresa al sistema de ventilación, mediante la siguiente fórmula:



$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{Q}{60\omega}} \quad (17)$$

Donde:

$D_1$  = diámetro interior del rodete, pies.

$Q$  = caudal del aire, CFM.

$\omega$  = velocidad del rodete, rad/s.

La ecuación (18) se aplica para diseño de rodetes de caudal bajo que oscila entre:

$$0 \leq Q \leq 500 \text{ CFM}$$

Por tanto, en el presente diseño se asumirá un caudal de 400 CFM

$$Q = 400 \text{ CFM}$$

Luego:

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{400}{60(84)}} = 0.4297 \text{ pies}$$

$$D_1 = 0,4297 \text{ pies} = 0.131 \text{ m} = 131 \text{ mm}$$

Por razones constructivas, se acepta un diámetro:

$$D_1 = 130 \text{ mm}$$

Según Chevigory, antes citado, el número de álabes del rodete se puede estimar con:

$$Z \geq \frac{(D_2 + D_1)\pi}{D_2 - D_1} \quad (18)$$

Como se ha establecido que el rodete tendrá  $z = 12$  álabes, usaremos la ecuación (18) para calcular  $D_2$ , diámetro exterior del rodete.

$$D_2 \geq \frac{D_1(Z + \pi)}{Z - \pi}$$

$$D_2 \geq \frac{130(12 + \pi)}{12 - \pi} = 222,2 \text{ mm}$$

Se acepta un valor para  $D_2$ , fijado en:

$$D_2 = 222 \text{ mm} = 0,222 \text{ m}$$

En consecuencia, la altura  $h_1$  del álabe será de:

$$h_1 = \frac{D_2 - D_1}{2} \quad (19)$$

$$h_1 = \frac{222 - 130}{2} = 46 \text{ mm}$$

$$h_1 = 0.046 \text{ m}$$

El ancho  $b_1$  del álabe será:

$$b_1 = \frac{D_1}{4} ; \text{Chevigory (2014)} \quad (20)$$

$$b_1 = \frac{222}{4} = 55,5 \text{ mm}$$

$$b_1 = 55,5 \text{ mm} = 0.0555 \text{ m}$$

Se acepta un ancho de alabe de:

$$b_1 = 55 \text{ mm} = 0.055 \text{ m}$$

Con los valores anteriores se procede a calcular el momento de inercia del rodete de ventilación:

$$I_V = I_{DI} + I_A + I_{CU} \quad (21)$$

Donde:

$I_V$  = Momento de inercia del rodete de ventilación.

$I_{DI}$  = Momento de inercia del disco

$I_A$  = Momento de inercia de los álabes

$I_{CU}$  = Momento de inercia del cubo

El momento de inercia del disco  $I_{DI}$  será:

$$I_{DI} = \frac{1}{2} m(R_{DI})^2$$

$$m = \rho V$$

$$\rho = 7850 \frac{kg}{m^3}$$

$$V = \pi(R_{DI})^2 e$$

$$R_{DI} = \frac{D_1}{2} = \frac{222}{2} mm$$

$$R_{DI} = 111 mm = 0.111 m$$

$$e = \text{Espesor del disco} = 5 mm = 0.005 m.$$

Luego:

$$m = 7850 \times \pi \times 0,111^2(0.005) = 1,52 kg$$

$$I_{DI} = \frac{1}{2} (1,52)(0.111)^2 = 9,36 \times 10^{-3} kg \cdot m^2$$

El momento de inercia de un álabe  $I_{A1}$  se calcula como sigue:

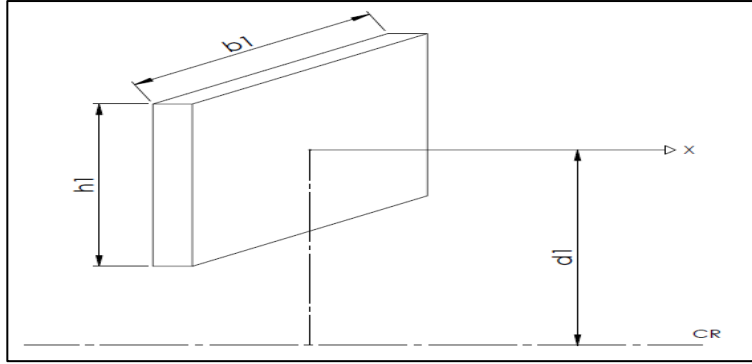


Fig. 25. Esquema para el momento de inercia de un álabo.

Aplicando del teorema de los ejes paralelos.

$$I_{A1} = I_{AX} + md_1^2 \quad (22)$$

Siendo:

$I_{AX}$  = Momento de inercia de un álabo respecto al eje perpendicular a su cara  $b_1$  y que pasa por su centroide.

$$I_{AX} = \frac{m}{12} (b_1^2 + h_1^2) \quad (23)$$

$$m = \rho V$$

$$\rho = 7850 \frac{kg}{m^3}$$

$$V = h_1 b_1 e$$

$$h_1 = 46 \text{ mm} = 0.046 \text{ m}$$

$$b_1 = 55 \text{ mm} = 0.055 \text{ m}$$

$$e = 5 \text{ mm} = 0.005 \text{ m}$$

$$V = 0.046 \times 0.055 \times 0.005 = 1,265 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m = 7850(1,265 \times 10^{-5}) = 9,93 \times 10^{-2} \text{ kg}$$

Según la ecuación (23).

$$I_{AX} = \frac{9,93 \times 10^{-2}}{12} (0,055^2 + 0,046^2) = 4,25 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$$

$$I_{AX} = 4,25 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$$

Luego por la ecuación (22), siendo:

$$d_1 = \frac{D_1 + h_1}{2} = \frac{130 + 46}{2} = 88 \text{ mm}$$

$$d_1 = 88 \text{ mm} = 0,088 \text{ m}$$

$$I_{A1} = 4,25 \times 10^{-5} + 9,93 \times 10^{-2} (0,088)^2 = 8,12 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

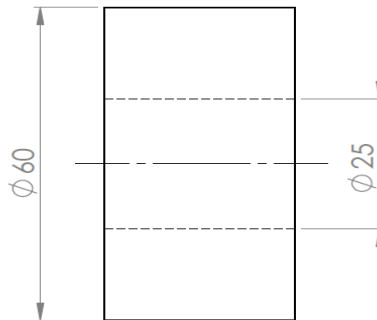
$$I_{A1} = 8,12 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

Como hay 12 álabes, el momento de inercia total  $I_A$  de los álabes es:

$$I_A = 12 I_{A1} = 12 (8,12 \times 10^{-4}) = 9,744 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

$$I_A = 9,744 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

El momento de inercia del cubo  $I_{CU}$ , será según la figura 26:



**Fig. 26. Esquema del cubo del rodete.**

$$I_{CU} = \frac{1}{2} m (r_e^2 + r_1^2) \tag{24}$$

$$l = 30 \text{ mm} = 0.03 \text{ m}$$

$$r_e = 30 \text{ mm} = 0.03 \text{ m}$$

$$r_1 = 12.5 \text{ mm} = 0.0125 \text{ m}$$

Luego:

$$m = \rho V$$

$$V = \pi(r_e^2 - r_1^2)l$$

$$V = \pi(0.03^2 - 0.0125^2)(30) = 7 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m = 7850(7 \times 10^{-5}) = 0.55 \text{ kg}$$

$$m = 0.55 \text{ kg}$$

$$I_{CU} = \frac{1}{2}(0.55)(0.03^2 + 0.0125^2) = 2.9 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{CU} = 2.9 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

El momento de inercia del ventilador (rodete) será según la ecuación (21).

$$I_V = I_{DI} + I_A + I_{CU}$$

$$I_V = 9,36 \times 10^{-3} + 9,744 \times 10^{-3} + 2.9 \times 10^{-4} = 1,94 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_V = 1,94 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Entonces el momento de inercia  $I$  de todo el sistema en rotación es, de conformidad con la ecuación (10).

$$I = I_E + I_{CD} + I_V$$

$$I = 3.8 \times 10^{-4} + 1,80 \times 10^{-2} + 1,94 \times 10^{-2} = 3,786 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Se acepta el valor de:

$$I = 4.0 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

La ecuación (9) establece que el valor del torque del sistema en rotación es:

$$T = I \alpha$$

Por tanto, para calcular el valor de la aceleración angular retardatriz que se produce cuando la máquina arranca su funcionamiento en vacío a 800 RPM, y luego recibe la carga externa de trabajo para desgranar el maíz, sufre una disminución de la energía que recibe de su elemento motriz (motor eléctrico), la cual se traduce como una disminución de la velocidad de trabajo en vacío  $V_V$  con respecto a la velocidad de trabajo con carga  $V_C$ .

Para calcular  $V_V$  y  $V_C$ , podemos considerar que el sistema en rotación, actúa como un volante de inercia, para el cual, podemos calcular el denominado coeficiente de fluctuación de velocidad, que se define como.

$$C_S = \frac{V_V - V_C}{V} \quad (25)$$

Siendo:

$C_S$  = Coeficiente de fluctuación de velocidad.

$V_V$  = Velocidad de la máquina funcionando en vacío.

$V_C$  = Velocidad de la máquina funcionando con carga.

$V$  = velocidad tangencial media del volante.

La velocidad  $V$  se define como:

$$V = \frac{V_V - V_C}{2} \quad (26)$$

Para calcular la velocidad de la máquina al vacío  $V_V$ , se tiene que:

$$I = mk^2 \quad (27)$$

Donde:

$I$  = Momento de inercia del volante (sistema) =  $4.0 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$m$  = masa total del sistema.

$K$  = radio de giro del volante.

De la ecuación (27) obtenemos.

$$K = \sqrt{\frac{I}{m}}$$

La masa  $m$  del sistema a es:

$$m = 4.86 + 16.014 + 19(0.12) + 1.233 + 12(1.96 \times 10^{-1}) + 0.55 = 27.3 \text{ kg}$$

$$m = 27.3 \text{ kg}$$

Luego:

$$K = \sqrt{\frac{4.0 \times 10^{-2}}{27.3}} = 0.0408 \text{ m}$$

$$K = 0.041 = 41 \text{ mm}$$

La velocidad en vacío se calcula con:

$$V_V = \omega k$$

Siendo:



$$\omega = 800 \text{ RPM} = 84 \text{ rad/s}$$

$$V_V = (84)(0.041) = 3,44$$

$$V_V = 3,44 \frac{m}{s}$$

Para calcular el valor de  $V_C$ , combinando las ecuaciones (25) y (26) se tiene:

$$V_C = V_V \left( \frac{2 - C_S}{2 + C_S} \right) \quad (28)$$

El valor de  $C_S$ , se obtiene de la siguiente tabla 6, la cual es tomada de la tabla 16-5 de Shigley, J.

El proyecto en ingeniería mecánica, pág. 602.

*Tabla 6. Valores típicos del coeficiente de fluctuación de velocidad  $C_S$ .*

MAQUINARIA CONDUcida	$C_S$
Estampadoras, Trituradoras, martillos pulsores	0.10 – 0.20
Punzonadoras	0.05 – 0.10
Bombas	0.03 – 0.05
Maquinaria textil, maquinas herramientas, molinos para papel	0.02 – 0.03
Reductores de velocidad, molinos textiles, molinos de harina	0.015 – 0.025
Hileras, hilanderas	0.010 – 0.020
Maquinaria eléctrica	0.002 – 0.010

*Fuente: Shigley, J.*

Tomando el valor de:

$C_S = 0.020$ , se tiene:

$$V_C = 3,44 \left( \frac{2 - 0.02}{2 + 0.02} \right) = 3,37 \frac{m}{s}$$

$$V_C = 3,37 \frac{m}{s}$$

La velocidad angular con carga  $\omega_c$ , será entonces.

$$V_C = \omega_c k$$

$$\omega_c = \frac{V_c}{k}$$

$$\omega_c = \frac{3,37}{0.041} = 82,2 \frac{rad}{s}$$

$$\omega_c = 82,2 \frac{rad}{s} = 784 \text{ RPM}$$

Como era previsible, la velocidad con carga  $\omega_c$  es menor que la velocidad sin carga.

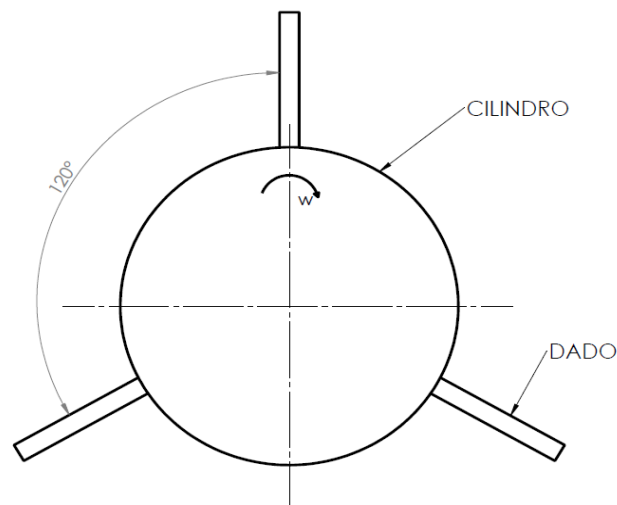
Aplicando las ecuaciones de la cinemática se puede calcular la aceleración angular.

$$\omega_c^2 = \omega^2 + 2\alpha\theta \quad (29)$$

Donde  $\theta$  es el espacio angular recorrido.

$\theta$ , se obtiene de la siguiente manera:

Como en el cilindro desgranador se ubicarán 3 hileras helicoidales de dados desgranadores espaciados entre sí a  $120^\circ$ , una vez que la primera hilera empiece el trabajo de desgranado del maíz, el eje principal deberá recorrer un espacio angular de  $120^\circ$  para que la segunda hilera de dados empiece el trabajo de desgranado y de igual manera para el caso de la tercera hilera, como se muestra en la siguiente figura 27.



**Fig. 27. Espaciamiento angular entre hileras de daos desgranadores.**

En consecuencia, se asume:

$$\theta = 120^\circ = \frac{2}{3}\pi \text{ Radianes.}$$

De la ecuación (29) se obtiene  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{\omega_c^2 - \omega^2}{2\theta}$$

$$\alpha = \frac{82,2^2 - 84^2}{2\left(\frac{2}{3}\pi\right)} = \frac{3(82,2^2 - 84^2)}{4\pi} = -71,4$$

$$\alpha = -71,4$$

El signo menos indica que la aceleración es retardatriz.

Luego el torque inercial del sistema es según la ecuación (9).

$$T = I \alpha$$

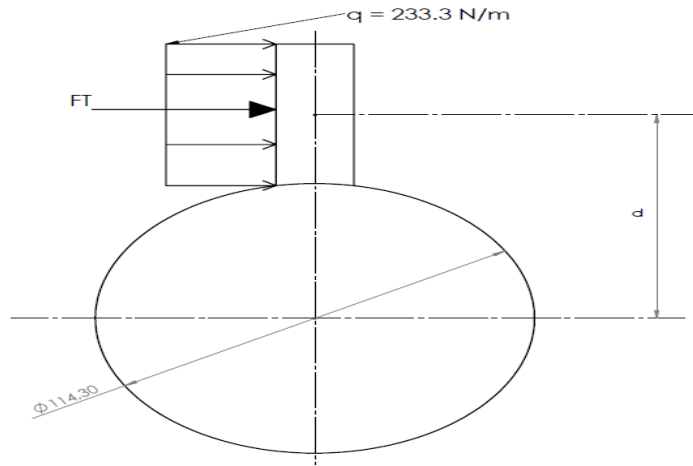
$$T = (4.0 \times 10^{-2})(71,4) = 2,86 \text{ N.m}$$

$$T = 2,86 \text{ N.m}$$

El momento torsor o torque  $T_D$  del proceso de desgranado de maíz se calcula de la siguiente forma:

1. Con la máquina funcionando a plena carga, es decir funcionando los 19 dados desgranadores.
2. A partir de la fuerza de desgranado que actúa sobre un dado, se calcula el torque producido en ese dado y el resultado se multiplica por 19.

La fuerza que actúa sobre un dado desgranador se muestra en la figura 28.



**Fig. 28. Torque en un dado desgranador.**

En la figura 28, conforme ya se calculó antes,

$$q = \text{Altura de cargar} = 233,3 \text{ N/m}$$

$$F_T = \text{Carga total en el centroide} = 14 \text{ N}$$

$d$  = distancia desde el centro de gravedad del dado hasta el centro de rotación.

$$d = \frac{60}{2} + \frac{114.3}{2} = 87.15 \text{ mm}$$

$$d = 87.15 \text{ mm} = 0.08715 \text{ m}$$

Luego el torque de desgranado  $T_{D1}$  de un dado será:

$$T_{D1} = F_T \cdot d$$

$$T_{D1} = 14 \times 0.008715 = 1,22 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para cuando trabajan los 19 dados, se tiene:

$$T_D = 19T_{D1} = 19 \times 1,22 = 23,18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Se acepta,

$$T_D = 23,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Finalmente, el torque que debe suministrarse al eje principal por medio de la polea de transmisión de potencia  $T_P$ , debe ser el necesario para vencer el torque de inercia del sistema de rotación  $T$ , ya calculado, más el torque necesario para desarrollar el trabajo de desgranado del maíz  $T_D$ , también ya calculado. De esta forma:

$$T_P = T + T_D \quad (30)$$

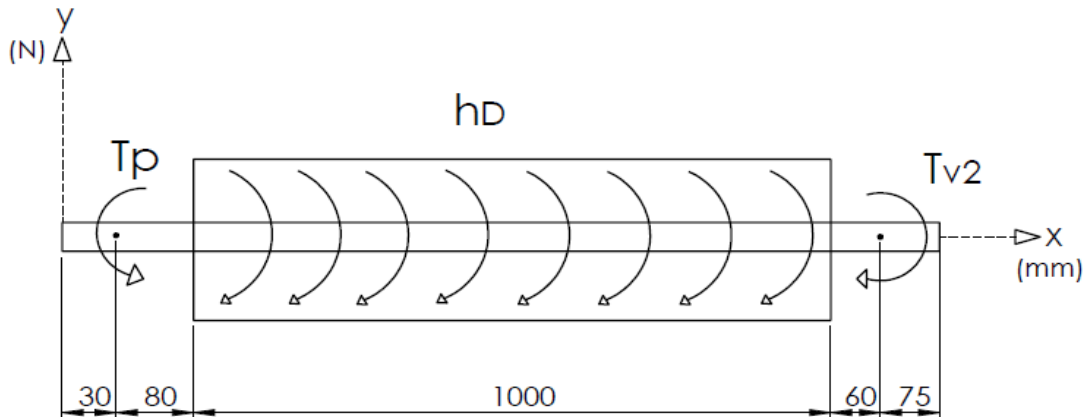
$$T_P = 2,8 + 23.2 = 26 \text{ N.m}$$

$$T_P = 26 \text{ N.m}$$

Si de conformidad con la figura 21, se acepta una longitud preliminar del eje principal de la máquina  $L$ , en el valor de:

$$L = 1245 \text{ mm}$$

Se pueden trazar los diagramas de cargas flectoras y torsoras para el eje principal.



*Fig. 29. Diagrama de cargas torsoras en el eje principal.*

El torque para el proceso de desgranado  $T_D$ , cuando la maquina está en funcionamiento en plena carga, puede ser considerado como un torque uniformemente distribuido. Siendo así, la altura de carga de torque se calcula con:

$$h_D = \frac{T_D}{L} \quad (31)$$

Donde:

$h_D$  = Altura de carga dl torque

$T_D$  = Torque en el proceso de desgranado = 23.2 N.m

$L$  = longitud del cilindro desgranador = 1000 mm = 1m

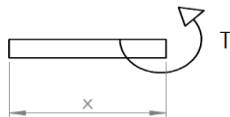
$$h_D = \frac{23.2 \text{ N.m}}{1 \text{ m}} = 23.2 \text{ N.} \frac{\text{m}}{\text{m}}$$

$T_{V2}$  = Torque en el rodete del ventilador para ejecutar el trabajo de remoción de impurezas

Para trazar el diagrama de momentos torsores en el eje, usamos el método de las secciones, así, de conformidad con la figura 29:

Sección

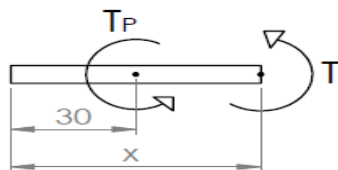
$$0 \leq X \leq 30$$



$$T = 0$$

Sección

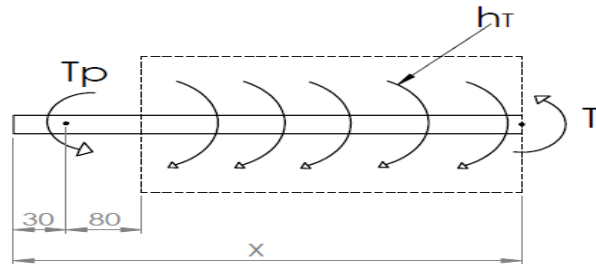
$$30 \leq X \leq 110$$



$$T = T_p$$

Sección

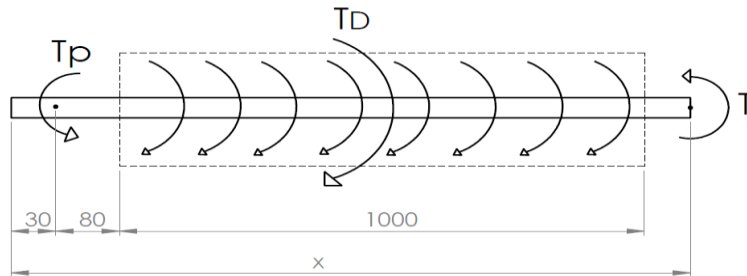
$$110 \leq X \leq 1110$$



$$T = T_p - h_{TX}$$

Sección

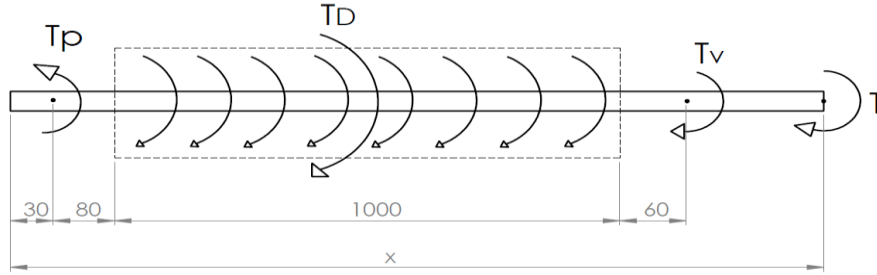
$$1110 \leq X \leq 1170$$



$$T = T_p - T_D$$

Sección

$$1170 \leq X \leq 1245$$



$$T = T_P - T_D - T_V$$

Se tiene que:

$$T_P = 26 \text{ N.m}$$

$$h_D = 23.2 \text{ N.m}$$

$$T_D = 23.2 \text{ N.m}$$

$T_{V2}$  = Torque del trabajo del ventilador

El torque del trabajo del rodete del ventilador se calcula con:

$$T_P = T_D + T_{V2} \quad (32)$$

De la ecuación (32)

$$T_{V2} = T_P - T_D$$

$$T_{V2} = 26 - 23.2 = 2.8 \text{ N.m}$$

$$T_{V2} = 2.8 \text{ N.m}$$

Para trazar el diagrama de momentos torsores, evaluamos los valores de los extremos de los intervalos de corte o secciones analizadas, en cada una de las expresiones para T encontradas.

Dichas evaluaciones se muestran en la siguiente tabla 7.

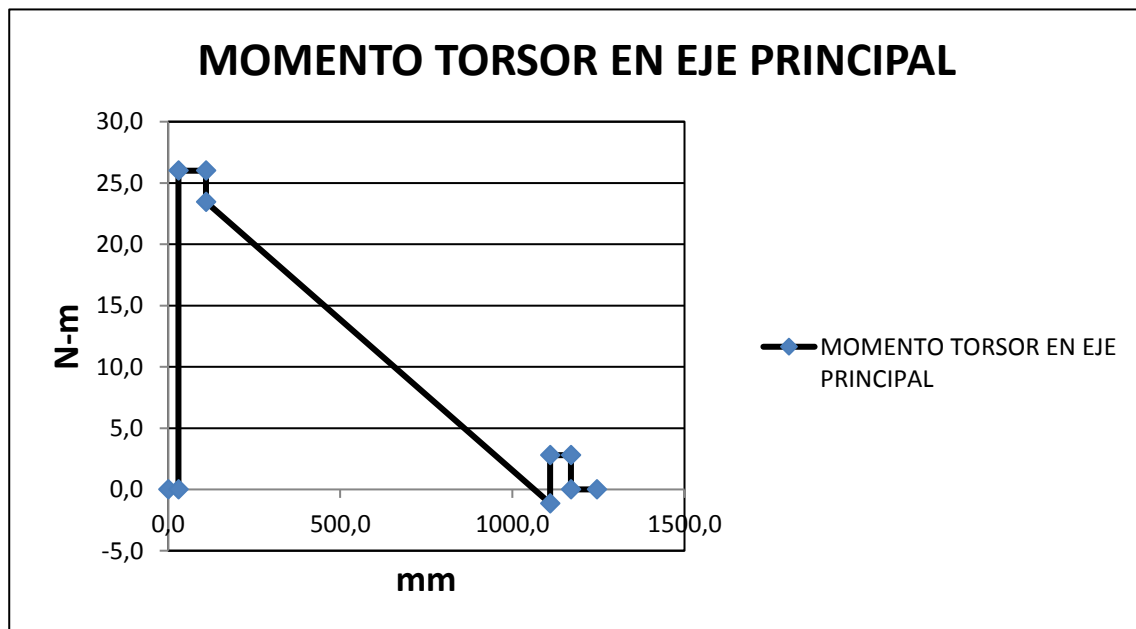


**Tabla 7. Valores de momento torsor en el eje principal.**

SECCIÓN	X (mm)	T (N.m)
$0 \leq X \leq 30$	0	0.0
	30	0.0
$30 \leq X \leq 110$	30	26
	110	26
$110 \leq X \leq 1110$	110	23.45
	1110	-1.14
$1110 \leq X \leq 1170$	1110	2.8
	1170	2.8
$1170 \leq X \leq 1245$	1170	0.0
	1245	0.0

*Fuente: Autor*

El diagrama de momentos torsores se muestra a continuación en la figura 30.



**Figura 30. Diagrama de momentos torsores en el eje principal**

De la tabla 7 o de la figura 30, se puede observar que el máximo momento torsor  $T_{max}$ , actúa en el tramo de eje ubicado desde 30 mm hasta 110 mm, medidos desde el extremo izquierdo del eje

principal (figura 30) es decir desde el sitio donde actúa la polea de transmisión de potencia hasta el sitio donde empieza el dado desgranador, su valor es:

$$T_{max} = 26 \text{ N.m}$$

Para trazar el diagrama de cargas flectoras, se calculará primero el peso de cada componente del eje principal. Se debe acotar que ya se han calculado las masas de los componentes que actúan sobre el eje principal.

1. El peso del eje principal es:

$$W_e = m \cdot g$$

$$m = 4.86 \text{ kg}$$

$$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_e = (4.86)(9.81) = 47.7 \text{ N}$$

Como es una carga uniformemente distribuida, su altura de carga será:

$$h = \frac{w}{L} = \frac{47.7}{1.245} = 38.3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

2. El peso del cilindro desgranador es:

$$W_c = m_c \cdot g$$

$$m_c = 16.04 + 19(0.037) = 16.72 \text{ kg}$$

$$m_c = 16.72 \text{ kg}$$

$$W_c = (16.72)(9.81) = 164.02 \text{ N}$$

Se acepta:

$$W_c = 164 \text{ N}$$

3. El peso de rodete de ventilación es:

$$W_r = m_r \cdot g$$

$$m_r = (9.44 \times 10^{-1}) + 12(6.67 \times 10^{-2}) + 0.55 = 2.29 \text{ kg}$$

$$m_r = 2.29 \text{ kg}$$

$$W_r = (2.29)(9.81) = 22.5 \text{ N}$$

$$W_r = 22.5 \text{ N}$$

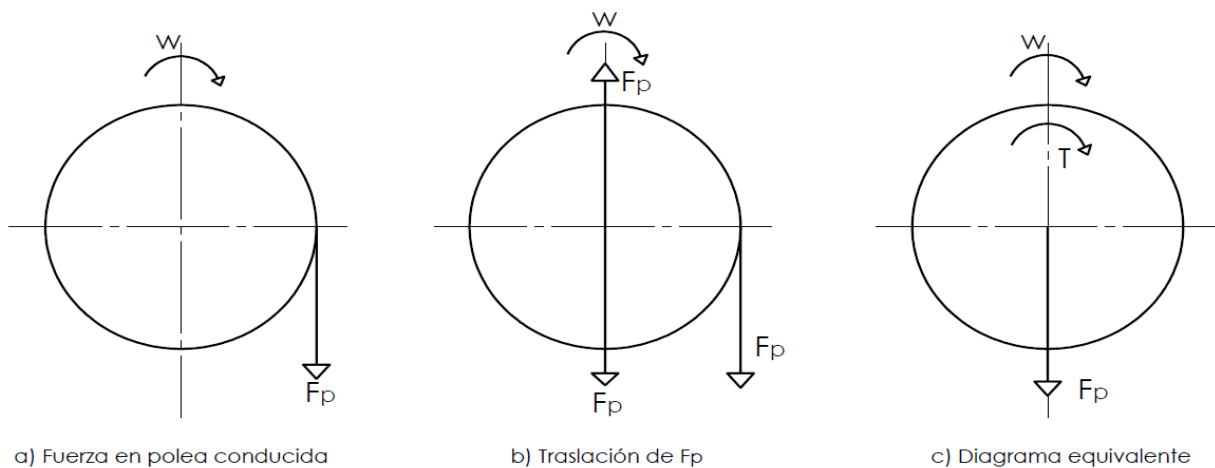
4. Peso de la polea de transmisión de potencia

$$W_p = m_p \cdot g$$

Para el peso de la polea, asumimos el mismo valor que el peso del rodete de ventilación.

$$W_p = 22.5 \text{ N}$$

Si el motor eléctrico que accionará la máquina desgranadora, se ubica verticalmente debajo de la polea que transmitirá la potencia y el torque al eje principal, y que es una polea conducida, dicho torque proporcionado por la banda trapezoidal, ocasionará la presencia de más fuerza flectora, que se sumará al peso de la polea conducida, según se muestra en la siguiente figura 31.



**Fig. 31. Fuerza de la polea del eje principal.**

El valor de  $F_P$  es:

$$T_P = F_P R_P \quad (33)$$

Donde:

$T_P$  = Torque de la polea en el eje principal

$F_P$  = Fuerza flectora

$R_P$  = Radio de la polea del eje principal

Del Manual para Sección de Correas Trapezoidales Comerciales OLEOSTATIC DE PIRELLI, que se muestra en ANEXOS, de la tabla 3, se selecciona el diámetro primitivo de la polea del eje principal.

Se elige el diámetro  $D_P$ , con el valor de:

$$D_P = 160 \text{ mm} = 0,16 \text{ m}$$

Que es un diámetro recomendado

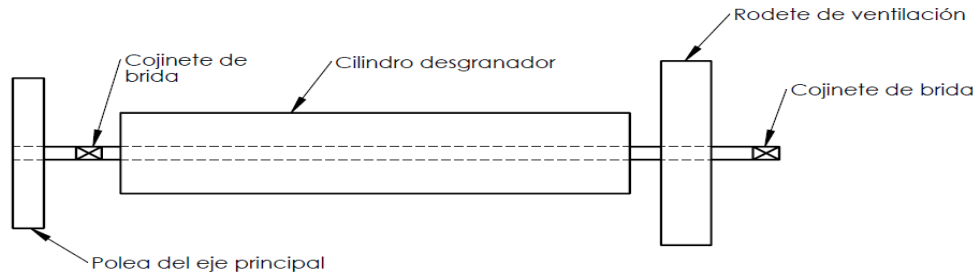
Luego de la ecuación (33)

$$F_P = \frac{T_P}{R_P} = \frac{2T_P}{D_P}$$

$$F_P = \frac{2 \times 26}{0.16} = 325 \text{ N}$$

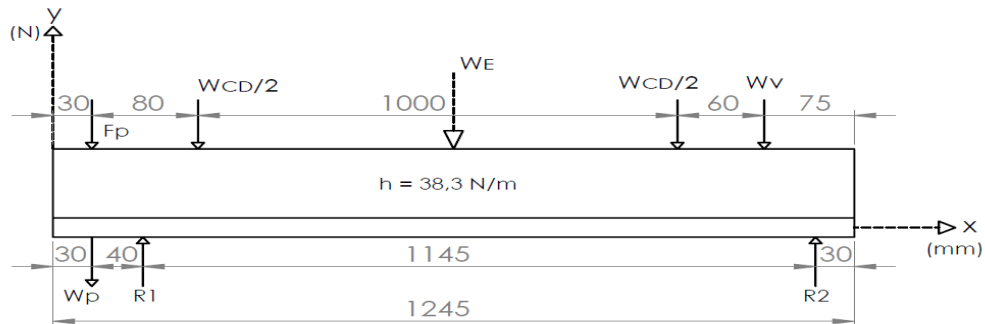
$$F_P = 325 \text{ N}$$

El esquema del eje principal y sus elementos, se ilustra en la siguiente figura 32.



**Fig. 32. Esquemas del eje principal y sus elementos.**

Luego el diagrama de cargas verticales en el eje principal.



**Fig. 33. Diagrama de cargas verticales en el eje principal**

En la figura (33):

$$F_p = 325 \text{ N}$$

$$W_p = 22.5 \text{ N}$$

$$W_{CD} / 2 = 164/2 = 82 \text{ N}$$

$$W_E = 47.7 \text{ N}$$

$$h = 38.3 \text{ N/m}$$

$$W_v = 22.5 \text{ N}$$

$R_1$  = Reacción en el cojinete de brida izquierda

$R_2$  = Reacción en el cojinete derecho

Haciendo:

$$F_{PT} = F_P + W_P = 325 + 22.5 = 347,5 \text{ N}$$

$$F_{PT} = 347,5 \text{ N}$$

El cálculo de las reacciones  $R_1$  y  $R_2$ , es el siguiente:

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$-F_{PT} + R_1 - \frac{W_{CD}}{2} - W_E - \frac{W_{CD}}{2} - W_V + R_2 = 0$$

$$-347,5 + R_1 - 82 - 47.7 - 82 - 22.5 + R_2 = 0$$

$$R_1 = 581.7 - R_2$$

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$-F_{PT}(0.04) + \frac{W_{CD}}{2}(0.04) + W_E(0.54) + \frac{W_{CD}}{2}(1.04) + W_V(1.1) - R_2(1.145) = 0$$

$$-347,5(0.04) + 82(0.04) + 47.7(0.54) + 82(1.04) + 22.5(1.1) - (1.145)R_2 = 0$$

$$125,168 - 1.145R_2 = 0$$

$$R_2 = \frac{125,168}{1.145} = 109,32$$

$$R_2 = 109,32 \text{ N}$$

Se acepta:

$$R_2 = 109,3 \text{ N}$$

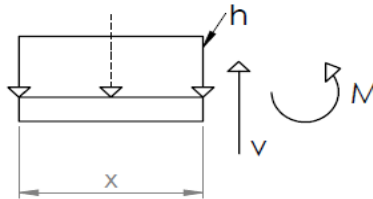
Luego:

$$R_1 = 581,7 - 109,3 = 472,4$$

$$R_1 = 472,4 \text{ N}$$

Para calcular y trazar los diagramas de fuerza cortante y momento flector, se usa el método de las secciones, haciendo cortes imaginarios en el diagrama de cargas del eje principal.

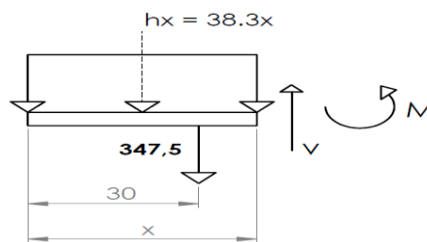
Sección:  $0 \leq x \leq 30$



$$V = -hx = -38,3x$$

$$M = -38.3x \left(\frac{x}{2}\right) = -19,15x^2$$

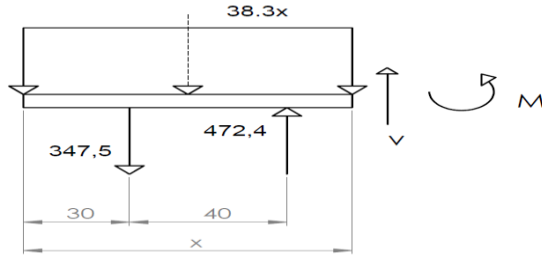
Sección:  $30 \leq x \leq 70$



$$V = -38.3x - 347,5$$

$$M = -19.15x^2 - 347,5(x - 0.03)$$

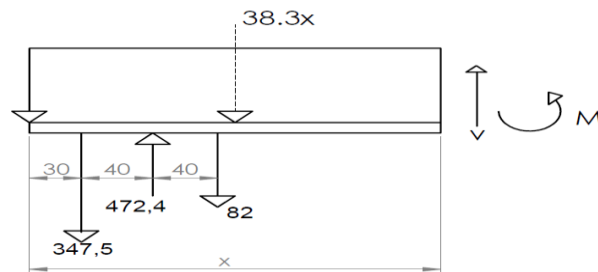
Sección:  $70 \leq x \leq 110$



$$V = -38.3x - 347.5 + 472.4 = -38.3x + 124.9$$

$$M = -19.15x^2 - 347.5(x - 0.03) + 472.4(x - 0.07)$$

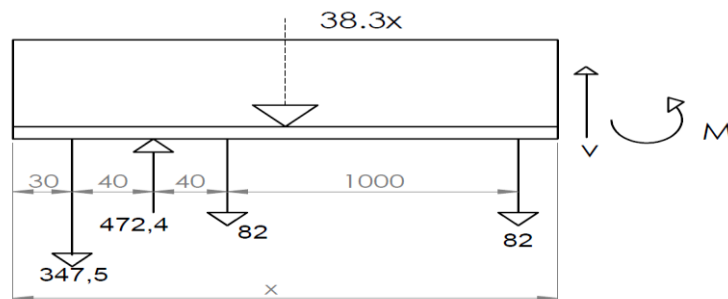
Sección:  $110 \leq x \leq 1110$



$$V = -38.3x - 347.5 + 472.4 - 82 = -38.3x + 42.9$$

$$M = -19.15x^2 - 347.5(x - 0.03) + 472.4(x - 0.07) - 82(x - 0.11)$$

Sección:  $1110 \leq x \leq 1170$

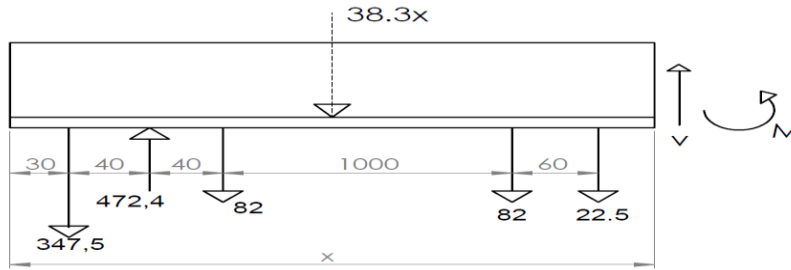


$$V = -38.3x - 347.5 + 472.4 - 82 - 82 = -38.3x - 39.1$$

$$M = -19.15x^2 - 347.5(x - 0.03) + 472.4(x - 0.07) - 82(x - 0.11) - 82(x - 1.11)$$



Sección:  $1170 \leq x \leq 1215$



$$V = -38.3x - 347,5 + 472,4 - 82 - 82 - 22,5 = -38.3x - 61,6$$

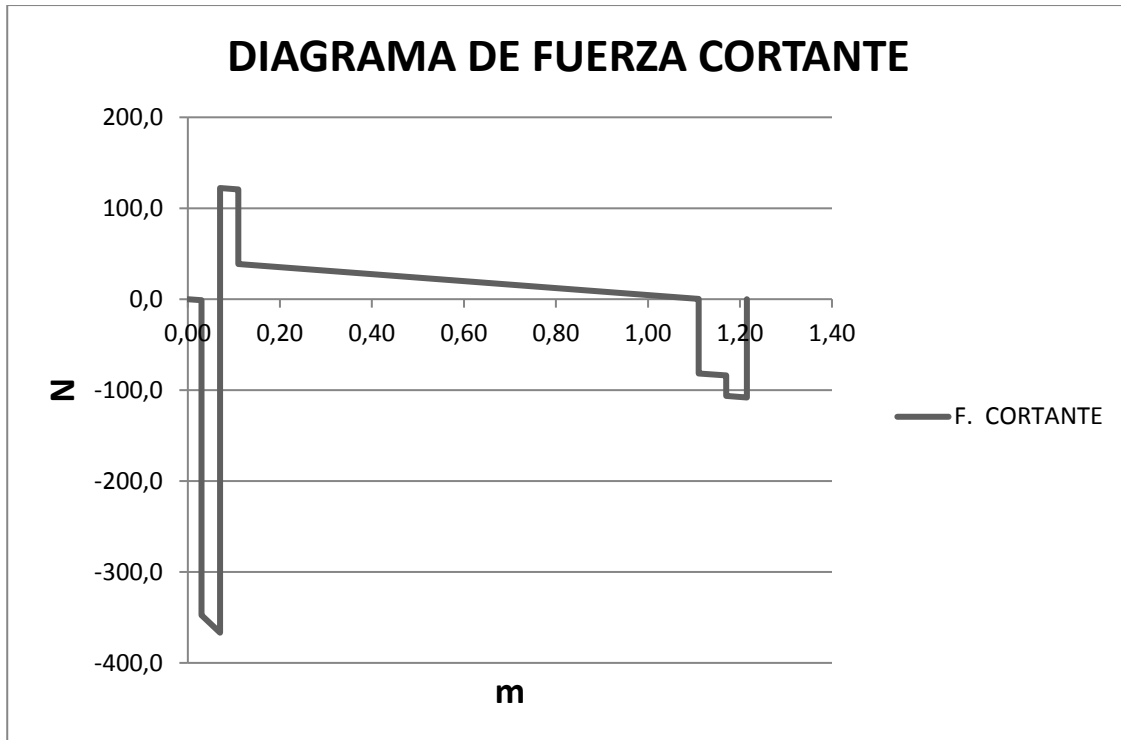
$$M = -19.15x^2 - 347,5(x - 0.03) + 472,4(x - 0.07) - 82(x - 0.11) - 82(x - 1.11) - 22,5(x - 1.17)$$

Se evalúan los extremos de los intervalos en las expresiones para fuerza cortante y momento flector, en cada sección de corte, para obtener los puntos necesarios que permitan trazar los correspondientes diagramas. Los resultados se muestran en la tabla 8.

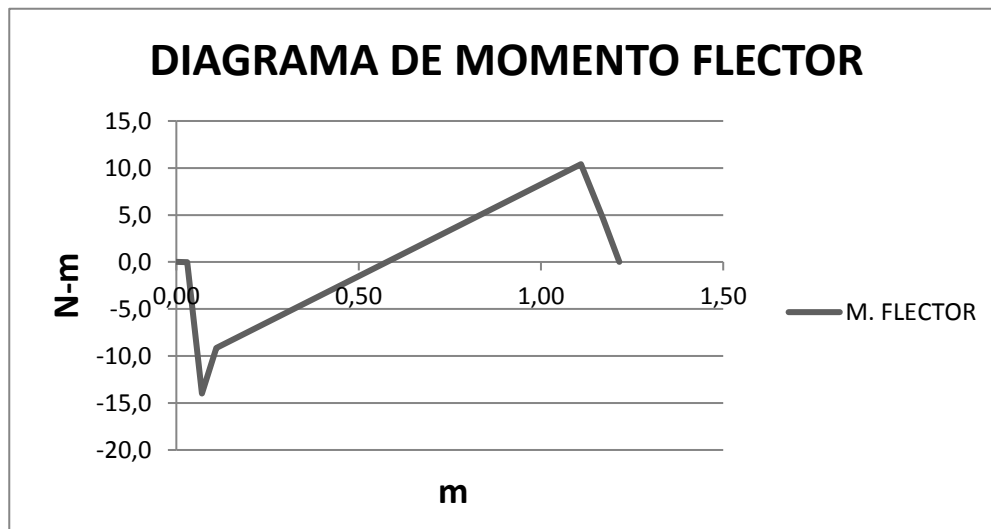
**Tabla 8. Valores de la fuerza cortante y del momento flector**

Sección de corte	X (m)	V (m)	M (N.m)
$0 \leq X \leq 30$	0.0	0,0	0,0
	0.03	-1,1	0,0
$30 \leq X \leq 70$	0.03	-347,5	0,0
	0.07	-366,8	-14,0
$70 \leq X \leq 110$	0.07	122,2	-14,0
	0.11	120,7	-9,1
$110 \leq X \leq 1110$	0.11	38,7	-9,1
	1.10	0,4	10,4
$1110 \leq X \leq 1170$	1.10	-81,6	10,4
	1.17	-83,9	4,6
$1170 \leq X \leq 1215$	1.17	-106,4	4,6
	1.25	-108,1	0,0

*Fuente: Autor.*



*Fig. 34. Diagrama de fuerza cortante en el eje principal.*



*Fig. 35. Diagrama de Momento flector en el eje principal.*

De los diagramas de fuerza cortante y momento flector y el análisis de la tabla 8, se puede observar que los valores máximos de fuerza cortante y momento flector, se presentan de la siguiente manera.

$$V_{max} = 366,8 \text{ N}$$

Y actúa a 70 mm del extremo izquierdo del eje, es decir, en el sitio donde se ubica el apoyo izquierdo, mediante un cojinete de brida.

$$M_{max} = 14 \text{ N.m}$$

Que actúa en el intervalo de 70 a 110 mm desde el extremo izquierdo del eje, es decir, también donde se ubica el cojinete de brida izquierdo.

Como el momento torsor máximo, que se calculó antes tiene un valor de:

$$T_{max} = 26 \text{ N.m}$$

Y actúa en el intervalo de 30 a 110 mm desde el extremo izquierdo del eje, podemos obtener las siguientes conclusiones:

1. El máximo momento torsor y el máximo momento flector actúan conjuntamente en el sitio donde se ubica el cojinete de brida izquierdo
2. En el sitio donde se ubicará la polea que proporcionara potencia al eje principal, actúa al momento torsor máximo, pero el momento flector es nulo.

En consecuencia, se calculará el diámetro del eje, para esfuerzos combinados de flexión y torsión en el sitio donde se ubicará el cojinete de brida izquierdo y se mantendrá ese valor para el sitio de ubicación del cojinete de brida derecho. No se considerará concentración de tensiones, puesto que, para un apoyo óptimo sobre los cojinetes, el eje debe ser liso.

Adicionalmente, en el sitio donde actúa la polea de transmisión de potencia, debido al hecho que la misma debe ir acoplada al eje mediante chaveta, se considerará concentración de tensiones para el esfuerzo de torsión, para comprobar el diámetro del eje, en esa ubicación.

Utilizando la hipótesis de la tensión transversal o de Mohr, la tensión reducida  $\sigma_R$  para arboles sometidos simultáneamente a esfuerzos de flexión y torsión se calcula con:

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{AD} \quad (34)$$

Donde:

$\sigma_R$  = Tensión reducida o combinada

$\sigma$  = esfuerzo a la flexión

$\tau$  = Esfuerzo a la torsión

Par un árbol de sección circular macizo, se tiene que:

$$\sigma = \frac{M}{W_R} \quad y \quad \tau = \frac{T}{W_P}$$

M es el momento flector máximo y T es el momento torsor máximo.

$W_R$  = Es el módulo rectangular de inercia

$W_P$  = Es el módulo polar de inercia

Para un eje de sección circular maciza, se cumple que:

$$W_P = 2W_R$$

Sustituyendo en la ecuación (34), se tiene:

$$\begin{aligned} \sigma_R &= \sqrt{\left(\frac{M}{W_R}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{2W_R}\right)^2} \leq \sigma_{AD} \\ \sigma_R &= \sqrt{\frac{M^2}{W_R^2} + \frac{T^2}{W_R^2}} \leq \sigma_{AD} \\ \sigma_R &= \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W_R} \leq \sigma_{AD} \end{aligned} \quad (35)$$

A la expresión radical, se la denomina Momento equivalente o reducido, es decir:

$$M_R = \sqrt{M^2 + T^2} \quad (36)$$

A demás  $W_R$  se calcula con:

$$W_R = \frac{\pi d^3}{32}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación (35), se puede calcular el diámetro  $d$ , del eje principal.

$$\begin{aligned}\sigma_R &= \frac{M_R}{\pi d^3/32} \leq \sigma_{AD} \\ \sigma_R &= \frac{32M_R}{\pi d^3} \leq \sigma_{AD} \\ d &\geq \sqrt[3]{\frac{32M_R}{\pi \sigma_{AD}}}\end{aligned}\quad (37)$$

Como ya se mencionó, para la construcción del eje principal, se usará un acero AISI 1018, con sus correspondientes valores de esfuerzo de fluencia y admisibles con factor de seguridad de  $N = 2,5$ , que son:

$$\sigma_F = 235 \frac{N}{mm^2} = 235 \times 10^6 \frac{N}{m^2} = 235 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{AD} = 94 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{AD} = 75,2 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Con los valores de:

$$T = T_{max} = 26 \text{ N.m}$$

$$M = M_{max} = 14 \text{ N.m}$$

Se calcula el momento reducido usando la ecuación (36):

$$M_R = \sqrt{14^2 + 26^2} = 29,53 \text{ N.m}$$

Luego el diámetro del eje, en el sitio donde irá el cojinete de brida,  $d_s$ , según la ecuación (37) será:

$$d_s \geq \sqrt[3]{\frac{32(29,53)}{\pi (94 \times 10^6)}} = 0.0147 \text{ m}$$

$$d_s \geq 14,7 \text{ mm}$$

Con el objetivo de escalonar el eje, se acepta un diámetro normalizado de:

$$d_s = 17 \text{ mm}$$

Ahora se calcula el diámetro  $d_p$ , para el sitio donde se ubicará la polea de transmisión de potencia, es decir a 30 mm del extremo izquierdo del eje.

Se usa el criterio de concentración de tensiones, debido a la presencia del chavetero y su correspondiente chaveta para el acoplamiento eje – polea.

Como:

$$M \approx 0$$

$$T = 26 \text{ N.m}$$

Se corrige el momento torsor para concentración de tensiones, considerando que en el lugar de ubicación de la polea predomina el esfuerzo torsor y el momento flector es muy pequeño, por lo tanto se tiene que:

$$T_C = K_f \cdot T \quad (38)$$

Donde:

$T_C$  = Momento torsor corregido para concentración de tensiones

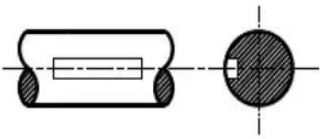
$K_f$  = Factor de concentración de tensiones

$K_f$ , se puede elegir de la tabla 9 que se presenta a continuación:


***Tabla 9. Factor de concentración de tensiones para chaveteros***

FACTOR	TRATAMIENTO	PERFIL RECTO		TERMINACION CURVA	
		Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
$K_f$	Recocido	1.6	1.3	1.3	1.3
	Templado y revenido	2.0	1.6	1.6	1.6



PERFIL RECTO



PERFIL CURVO

*Fuente: Shigley, J.E El proyecto en ingeniería mecánica*

De la tabla 9, elegimos  $K_f$ , para chavetero de perfil recto en acero templado y revenido.

$$K_f = 1.6$$

Por tanto

$$T_c = 1,6(26) = 41,6 \text{ N.m}$$

El esfuerzo torsor  $\tau$  es:

$$\tau = \frac{T_c}{W_p} \leq \tau_{AD}$$

$$W_p = \frac{\pi d_p^3}{16}$$

$$\tau = \frac{16T_c}{\pi d_p^3} \leq \tau_{AD}$$

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{16T_c}{\pi \tau_{AD}}}$$

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{16(41,6)}{\pi(75,2 \times 10^6)}} = 0.01412 \text{ m}$$

$$d_p \geq 14,12 \text{ mm}$$

Se acepta un diámetro de:

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

### 5.2.8. Selección de cojinetes y soporte para cojinetes.

Se usará el procedimiento establecido en el manual SKF Rodamientos 2018, el cual establece la ecuación para calcular la carga dinámica según:

$$P = XF_R + YF_A \quad (39)$$

Donde:

P = Carga dinámica equivalente, N

X = Factor de carga radial

F<sub>R</sub> = Carga radial real, N

Y = Factor de carga axial

F<sub>A</sub> = Carga axial real, N

La carga radial máxima se presenta en el apoyo izquierdo del eje y su valor es:

$$F_R = 366,8 \text{ N}$$

Debido a que no hay cargas axiales, se tiene que:

$$F_A = 0$$



Por tanto:

$$P = X(366,8) + Y(0)$$

El valor de X, se puede elegir en la tabla 10.

*Tabla 10. Factores de carga*

TIPO DE APLICACIÓN	FACTOR DE CARGA
Engranés de precisión	1.0 – 1.1
Engranés comerciales	1.1 – 1,3
Aplicaciones con sellos deficientes en los cojinetes	1.2
Maquinaria sin impacto	1.0 – 1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2 – 1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5 – 2.0

*Fuente: Budynas y Nisberth (2008, pág. 563)*

De la tabla 10 se elige:

X = 2, para maquinaria con impactos moderados.

$$P = 2(366,8) = 733,6 \text{ N}$$

La capacidad de carga nominal se calcula:

$$C = P \times \left( \frac{L_{10} \times n \times 60}{10^6} \right)^{1/p} \quad (40)$$

Donde:

C = Capacidad de carga nominal

L<sub>10</sub> = Vida útil en horas de funcionamiento, RPM

n = Velocidad de giro del eje principal, RPM = 800 RPM

p = 3, para rodamientos de bolas

En la tabla 11, se puede elegir  $L_{10}$ .

**Tabla 11. Vida útil de un rodamiento.**

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas	
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tomos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, homós giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

*Fuente: SKF Rodamientos (2018)*

De la tabla 11, se elige:

$$L_{10} = 17500, \text{ para el cuarto ítem.}$$

$$C = 733,6 \left( \frac{17500 \times 800 \times 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 6921,8$$

$$C = 6921,8 \text{ N} = 6,92 \text{ kN}$$

Con el valor de carga dinámica total  $C$ , y carga estática real, diámetro del eje, se selecciona un cojinete de bolas y su correspondiente soporte de brida de hierro fundido.

Para ello se usa el Manual de soportes para rodamientos de bolas de SERIE U TIMKEN, cuyo extracto se muestra a continuación en la tabla 12 (Anexos).

De la tabla 12,(Anexos) se elige un soporte de las siguientes características:

- ✓ Diámetro para el eje = 17 mm
- ✓ Designación del soporte = UCF 203
- ✓ Designación del rodamiento = UC 203
- ✓ Carga dinámica básica = 12,8 kN > C = 6,92 kN
- ✓ Carga estática básica = 6,7 kN >  $F_R = 366,8$  N.

### **5.2.9. Diseño del eje principal.**

El diseño final del eje principal de la máquina, se efectúa considerando los siguientes aspectos:

1. El eje tendrá diámetros escalonados, especialmente entre los apoyos antifricción (cojinetes) y en el sitio donde actuará la polea de transmisión de potencia (polea menor), con el objetivo de impedir desplazamientos laterales.
2. Chaveteros mecanizados en el sitio de acción de la polea de transmisión de potencia y del ventilador.
3. Se ubicará la distancia pertinente, para el funcionamiento del rodete ventilador y su voluta.

Para seleccionar las dimensiones de las chavetas de acero y los correspondientes chaveteros normalizados se usará la tabla 18-13, del Manual de Nicolás Larburu, titulado “Máquinas, Prontuario, Técnicas, Máquinas Herramientas”, que se muestra a continuación como Tabla 13

Tabla 13. Chavetas paralelas, serie normal. Selección de chavetas y chaveteros

Diámetro del eje $d$	Sección de la chaveta $b \times h$	CHAVETERO												
		Nominal	Ancho $b$ , tolerancia						Profundidad				Chafflán $R$	
			Clase de ajuste del enchavetado						Eje $h_1$		Cubo $h_2$			
			Libre		Normal		Ajustado		Nominal	Toler.	Nominal	Toler.		
Más de	hasta	Eje $h_9$	Cubo $D10$	Eje $N_9$	Cubo $J_s 9$	Eje y cubo $p_9$					Min.	Máx.		
10	12	4 × 4	4	+0,030	+0,078	0		-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6 × 6	6						3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+0,036	+0,098	0		-0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+0,050	-0,043		-0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+0,065	-0,052		-0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 × 20	36	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	0	+0,080	-0,062		-0,088	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45						15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	+0,100	-0,074		-0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+0,120	-0,087		-0,124	31		19,5		2,00	2,50

Pasadores y chavetas	CHAVETAS PARALELAS SERIE NORMAL		TABLA 18 . 13					
CHAVETA								
Sección $b \times h$	Ancho $b$		Altura $h$		Chafflán $b_1$		Longitud $l$	
	Nominal	Toler. $h_9$	Nominal	Toler. $h_9$ y $h11$	Mínima	Máximo	De...	...a
4 × 4	4	0	4	0	0,16	0,25	8	45
5 × 5	5	-0,030	5	0	0,25	0,40	10	56
6 × 6	6		6	-0,030	0,25	0,40	14	70
8 × 7	8	0	7		0,25	0,40	18	90
10 × 8	10	-0,036	8		0,40	0,60	22	110
12 × 8	12		8	0	0,40	0,60	28	140
14 × 9	14	0	9	-0,090	0,40	0,60	36	160
16 × 10	16	-0,043	10		0,40	0,60	45	180
18 × 11	18		11		0,40	0,60	50	200
20 × 12	20		12		0,40	0,80	56	220
22 × 14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250
25 × 14	25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280
28 × 16	28		16		0,60	0,80	80	320
32 × 18	32		18		0,60	0,80	90	360
36 × 20	36	0	20		0,60	1,20	100	400
40 × 22	40	-0,062	22	0	1,00	1,20	—	—
45 × 25	45		25	0,130	1,00	1,20	—	—
50 × 28	50		28		1,00	1,20	—	—
56 × 32	56		32		1,00	2,00	—	—
63 × 32	63	0	32		1,60	2,00	—	—
70 × 36	70	-0,074	36	0	1,60	2,00	—	—
80 × 40	80		40	-0,160	2,50	3,00	—	—
90 × 45	90	0	45		2,50	3,00	—	—
100 × 50	100	-0,087	50		2,50	3,00	—	—

Fuente: LARBURU, Nicolás. Máquinas, Prontuario, Técnicas, Máquinas Herramientas.

De acuerdo a la tabla 13 para un diámetro de 15mm se tiene las siguientes medidas para el chavetero (Larburu N. , 2003):

- 5x5 mm
- 3 mm para el chavetero del eje
- 2,3 mm para el chavetero en la polea y en el ventilador

### 5.2.10. Cálculo de la transmisión por correas trapezoidales

Para calcular la transmisión por correas trapezoidales, y el número de correas se usará la metodología propuesta por OLEOSTATIC: Correas trapezoidales convencionales, de la siguiente manera.

#### 1. Determinación de la sección de la correa

A partir de.

$P$  = Potencia a transmitir en kW

$N_1$  = Número de revoluciones de la polea menor, = 1200 RPM (Velocidad nominal del motor)

$N_2$  = Numero de revoluciones de la polea mayor, = 800 RPM

La potencia a transmitir se calcula con:

$$P = T\omega$$

Siendo:

$T$  = Torque a momento torsor en eje principal = 26 N.m

$\omega$  = velocidad angular del eje principal = 800 RPM = 84 rad/s

$$P = 26 \times 84 = 2184 \text{ W}$$

$$P = 2,184 \text{ kW}$$

Para tomar en consideración las condiciones reales de funcionamiento, se corrige la potencia P, según el coeficiente Cc de la tabla 14.

$$P_c = P \cdot C_c$$

Siendo Pc la potencia corregida.

**Tabla 14. Factor de corrección Cc, para correas trapeciales.**

Aplicaciones	Tipo de motor					
	Motores eléctricos de corriente alterna: de par normal, de jaula de ardilla, síncronos. Motores eléctricos de corriente continua: excitación en paralelo; motores térmicos de varios cilindros; turbinas de gas o de vapor.			Motores eléctricos de corriente alterna: de par elevado, de deslizamiento elevado, monofásicos; rotor bobinado, por colector. Motores eléctricos de corriente continua: excitación en serie y compuesta; motores térmicos de un cilindro con acoplamiento directo o con contra-árbol; máquinas de vapor.		
	Horas diarias de funcionamiento					
	0-8	8-16	16-24	0-8	8-16	16-24
Trabajos ligeros Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (materiales ligeros), ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Trabajos normales Cizallas para chapa, prensas, cintas transportadoras y de cadena, tamices (materiales pesados), grupos generadores, máquinas-herramienta, amasadoras, lavadoras industriales, prensas de tipografía, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Trabajos pesados Molino de martillos, compresores de pistón, cintas transportadoras para cargas muy pesadas, montacargas, máquinas para la industria textil, máquinas continuas para papeleras, bombas de pistón, bombas para dragar, sierras alternativas.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Trabajos particularmente pesados Molinos de potencia elevada, Trituradores de piedras, calandras, mezcladoras, grúas, excavadoras, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

*Fuente: OLEOSTATIC, Correas Trapeciales convencionales.*

De la tabla 14 se elige:

$$C_c = 1,3$$

Para 8 – 16 horas diarias de funcionamiento en trabajos pesados.

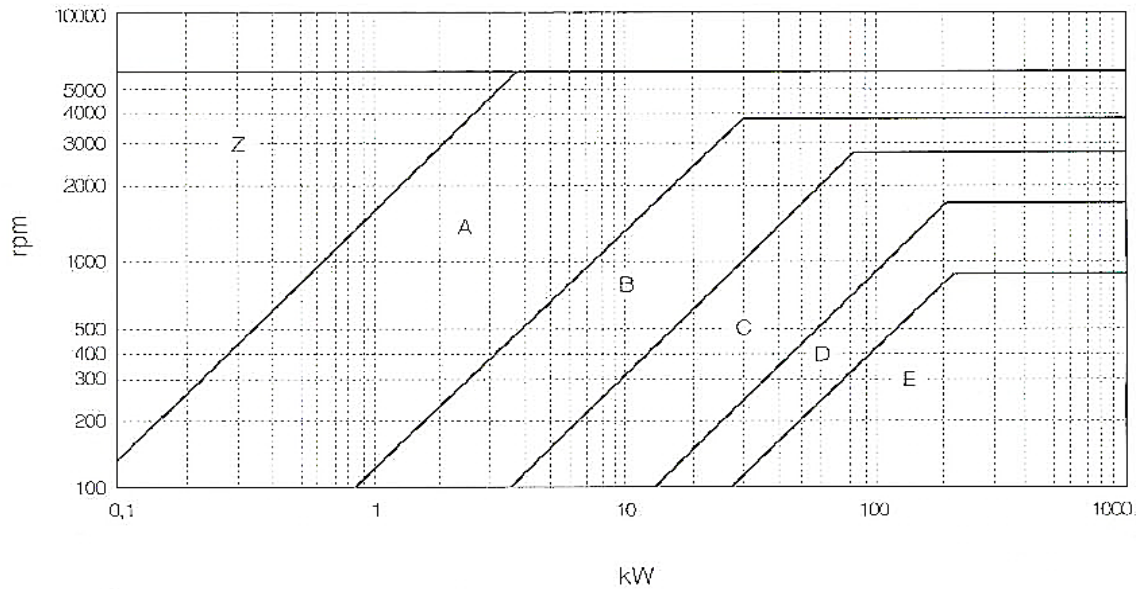
$$P_c = 1,3(2,184) = 2,8392$$

$$P_c = 2,84 \text{ kW}$$

Con el valor de  $P_c$  y el número de revoluciones de la polea menor  $N_1$ , se selecciona la sección de la correa, usando la siguiente figura 36.

*Fig. 36. Selección de la sección de la correa*

**GRAFICO 1 - SELECCION DE LA SECCION DE LA CORREA**



*Fuente: OLEOSTATIC, Correas Trapeciales convencionales.*

Del gráfico 1, contenido en la figura 36, con  $P_c = 2,84 \text{ kW}$  y  $N_1 = 1200 \text{ RPM}$  se obtiene que la correa es de sección A.

2. Selección de diámetros primitivos de las poleas (Norma ISO R 52 – ISO R 253)

La relación de transmisión  $K$ , se define como:

$$K = \frac{N_1}{N_2} = \frac{D}{d}$$

Donde D y d, son los diámetros primitivos de las poleas mayor y menor respectivamente.

$$K = \frac{1200}{800} = 1,5$$

Como ya se eligió el diámetro primitivo de la polea del eje principal, que es la polea mayor, se tiene que:

$$d = \frac{D}{k}$$

$$d = \frac{160}{1,5} = 106,67 \text{ mm}$$

De la tabla 15, se elige el diámetro primitivo de las poleas.

**Tabla 15.- Diámetros recomendados para poleas para correas trapeciales.**

**TABLA 2 - DIÁMETROS ACONSEJADOS**

ø mm	Z	A	B	C	D	E	ø mm	Z	A	B	C	D	E
50							315		••	••	••		
53							355			•	•	•	••
56							375			•	•	•	
60	•						400		••	••	••	••	
63	••						425					•	
67	•						450		•	•	•	••	
71	••						475					•	
75	•						500		••	••	••	••	••
80	••						530						•
90	•	••					560		•	•	•	•	••
95		•					600			•	•	•	•
100	••	••					630		••	••	••	••	••
106		•					670						•
112	•	••					710		•	•	•	•	••
118		•					750			•	•	•	
125	••	••	•				800			••	••	••	••
132		•	•				900			•	•	•	•
140	•	••	••				1000			••	••	••	••
150	•	•	•				1060					•	
160	••	••	••				1120				•	•	•
170			•				1250				••	••	••
180	•	••	••				1400				•	•	•
200	••	••	••	••			1500					•	•
212				•			1600				••	••	••

*Fuente: OLEOSTATIC, Correas Trapeciales convencionales.*



Los diámetros primitivos seleccionados son:

$D = 160$  mm, se ratifica el valor

$d = 106$  mm, valor normalizado seleccionado

El nuevo valor de  $K$  será:

$$K = \frac{D}{d} = \frac{160}{106} = 1,5094$$

$$N_2 = \frac{N_1}{k}$$

$$N_2 = \frac{1200}{1,5094} = 795 \text{ RPM}$$

Que es un valor aceptable ( $795 \approx 800$  RPM)

La velocidad periférica o tangencial de la correa no debe exceder de 30 m/s y se calcula con:

$$V = \frac{0,052dN_1}{1000} \quad (41)$$

$$V = \frac{0,052(106)(1200)}{1000} = 6,61 \frac{m}{s}$$

$$V = 6,61 \frac{m}{s} < 30 \text{ m/s}$$

### 3. Selección de la longitud primitiva de las correas.

Si la distancia entre ejes  $I$ , no está definida por las condiciones de instalación de la máquina, se puede aproximar mediante las relaciones:

#### 3.1. Si $K$ está comprendido entre 1 y 3:

$$I \geq \frac{(K + 1)d}{2} + d \quad (42)$$

3.2. Si  $K > 3$

$$I \geq D$$

Como  $K = 1,5094$

$$I \geq \frac{(1,5094 + 1)(106)}{2} + 106 = 238,9932 \text{ mm}$$

$$I \geq 239 \text{ mm}$$

La longitud primitiva aproximada  $Lp'$  se obtiene de:

$$Lp' = \frac{\pi(D + d)}{2} + \frac{(D - d)}{4I} + 2I \quad (43)$$

$$Lp' = \frac{\pi(160 + 106)}{2} + \frac{(160 - 106)}{4(239)} + 2(239) = 895,89 \text{ mm}$$

$$Lp' = 895,9 \text{ mm}$$

De la tabla 16 que se muestra a continuación, se elige la longitud primitiva real más próxima a la calculada.

**Tabla 16. Longitudes primitivas  $L_p$  de las correas trapeciales.**

**TABLA 6 - LISTA DE MEDIDAS**

<b>Z (mm 10 x 6)</b>			<b>Z (mm 10 x 6)</b>			<b>A (mm 13 x 8)</b>		
TIPO	Li (mm)	Lp (mm)	TIPO	Li (mm)	Lp (mm)	TIPO	Li (mm)	Lp (mm)
Z 12 $\frac{1}{2}$	315	340	Z 62	1575	1600	A 15	382	415
Z 14	355	380	Z 63	1600	1625	A 18	457	490
Z 16	410	435	Z 65	1651	1676	A 19	480	513
Z 17 $\frac{1}{4}$	440	465	Z 66	1675	1700	A 20	508	541
Z 18	460	485	Z 67	1700	1725	A 21	535	535
Z 19	480	505	Z 68 $\frac{1}{2}$	1740	1765	A 21 $\frac{3}{4}$	552	585
Z 19 $\frac{1}{2}$	500	525	Z 69	1750	1775	A 22	560	593
Z 20 $\frac{1}{2}$	520	545	Z 71	1800	1825	A 23	587	620
Z 21 $\frac{1}{4}$	540	565				A 23 $\frac{1}{2}$	600	633
Z 21 $\frac{1}{2}$	545	570				A 24	610	643
Z 21 $\frac{3}{4}$	555	580				A 25	637	670
Z 22	560	585				A 25 $\frac{1}{2}$	647	680
Z 22 $\frac{1}{4}$	565	590				A 26	660	693
Z 23	585	610				A 26 $\frac{1}{2}$	670	703
Z 23 $\frac{3}{4}$	605	630				A 27	686	719
Z 24	610	635				A 28	710	743
Z 25	635	660				A 29	737	770
Z 25 $\frac{1}{2}$	650	675				A 29 $\frac{1}{2}$	750	783
Z 26	660	685				A 30	767	800
Z 27	685	710				A 30 $\frac{1}{2}$	775	808
Z 28	710	735				A 31	787	820
Z 28 $\frac{1}{2}$	725	750				A 31 $\frac{1}{2}$	800	833
Z 29	730	755				A 32	813	846
Z 29 $\frac{1}{2}$	750	775				A 32 $\frac{1}{2}$	825	858
Z 30	765	790				A 33	838	871
Z 30 $\frac{1}{2}$	775	800				A 33 $\frac{1}{4}$	847	880
Z 30 $\frac{3}{4}$	785	810				A 33 $\frac{1}{2}$	850	883
Z 31 $\frac{1}{2}$	800	825				A 34	867	900
Z 32	815	840				A 34 $\frac{1}{2}$	875	908
Z 33	840	865				A 35	900	933
Z 33 $\frac{1}{2}$	850	875				A 36	914	947
Z 34	865	890				A 37	942	975
Z 34 $\frac{1}{4}$	870	895				A 37 $\frac{1}{2}$	950	983
Z 35	890	915				A 38	965	998
Z 35 $\frac{1}{2}$	900	925				A 38 $\frac{1}{2}$	975	1008

**Fuente: OLEOSTATIC, Correas Trapeciales convencionales.**

De la tabla 16, la longitud primitiva real más aproximada es:

$$L_p = 900 \text{ mm}$$

Que corresponde a una correa trapezoidal A34.

Ahora se procede a corregir la distancia entre centros I, con la ecuación:

$$I^2 - I \left[ \frac{L_p}{2} - \frac{\pi}{4} (D + d) \right] + \frac{D - d}{8} = 0 \quad (44)$$

Haciendo:

$$M = \frac{Lp}{4} - \frac{\pi}{8}(D + d) ; N = \frac{(D - d)^2}{8}$$

Se puede resolver la ecuación cuadrática (44), resultando:

$$I = M \pm \sqrt{M^2 - N} \quad (45)$$

Ejecutando los cálculos:

$$M = \frac{900}{4} - \frac{\pi}{8}(160 + 106) = 120,54$$

$$N = \frac{(160 - 106)^2}{8} = 364,5$$

$$I \geq 120,54 \pm \sqrt{(120,54)^2 - 364,5}$$

$$I \geq 120,54 \pm 119,02$$

De la expresión anterior, se obtiene:

$$I_1 \geq 239,56 \text{ mm}$$

$$I_2 \geq 1,52 \text{ mm}$$

Como el valor de  $I_2 = 1,52$  es inaceptable, se elige:

$$I = I_2 = 239,56$$

Y se acepta:

$$I = 240 \text{ mm}$$

#### 4. Selección del número de correas

La prestación básica  $P_b$ , establece la potencia que una sola correa transmite en las siguientes condiciones ideales.

- 4.1.  $K = 1$ ; que corresponde a un arco de abrazamiento de las correas de  $180^\circ$  en ambas poleas
- 4.2. Que las correas funcionan a longitud primitiva standard, que son: Z53; A66; B90; C144; D240; E285.

La prestación diferencial  $P_d$  es la potencia que la correa transmite y que se suma a  $P_b$ , en las condiciones de funcionamiento  $K \neq 1$ .

La prestación actual  $P_a$  corresponde a la potencia que la correa transmite en las condiciones reales de funcionamiento y se calcula con:

$$P_a = (P_b + P_d) \cdot C_\gamma \cdot C_L \quad (46)$$

Siendo:

$C_\gamma$  = Factor de corrección por ángulo (arco) de abrazamiento en la polea menor.

$\gamma$  = arco de abrazamiento en polea menor

$C_L$  = factor de corrección en función del tipo y longitud de la correa

El arco de contacto en la polea menor se calcula con:

$$\gamma = 180 - 57 \frac{(D - d)}{I} \quad (47)$$

$$\gamma = 180 - 57 \frac{(160 - 106)}{240} = 167,175$$

$$\gamma = 167,2^\circ$$

Con el valor de  $\gamma$  y usando la tabla 17, se encuentra el valor de  $C_\gamma$ , por interpolación:

**Tabla 17.- Coeficiente de corrección  $C_\gamma$**

**TABLA 4 - FACTOR DE CORRECCION  $C_\gamma$**

	$\gamma$	180°	175	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
$C_\gamma$	T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69
	T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69

**Fuente: OLEOSTATIC, Correas Trapeciales convencionales.**

$$C_\gamma = 0,96 + (0,98 - 0,96) \frac{(167,2 - 165)}{170 - 165} = 0,9688$$

Los valores para  $C_L$ , se toma de la tabla 18, interpolando.

**Tabla 18. Coeficiente de corrección  $C_L$**

**TABLA 5 - FACTOR DE CORRECCION  $C_L$  EN FUNCION DEL TIPO Y DE LA LONGITUD DE LA CORREA**

		PULGADAS																											
		9½	16	22	24	28	32	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	162	180	210	240	285	330	420	540	720	780	
<b>Z</b>		0,69	0,77	0,82	0,84	0,87	0,89	0,91	0,95	0,98	1,00																		
<b>A</b>		0,73	0,79	0,80	0,83	0,85	0,87	0,91	0,93	0,95	1,00	1,03	1,05	1,07	1,11	1,16	1,19	1,22	1,25	1,29									
<b>B</b>		0,73	0,75	0,77	0,80	0,81	0,85	0,87	0,89	0,93	0,96	0,98	1,00	1,03	1,08	1,11	1,14	1,16	1,20	1,24	1,29	1,33	1,40						
<b>C</b>		0,72					0,73	0,76	0,79	0,80	0,85	0,87	0,88	0,90	0,93	0,97	1,00	1,03	1,05	1,09	1,12	1,16	1,20	1,27					
<b>D</b>															0,81	0,83	0,87	0,89	0,92	0,94	0,97	1,00	1,04	1,07	1,13	1,20	1,27		
<b>E</b>																			0,90	0,94	0,96	1,00	1,03	1,09	1,15	1,23	1,25		

**Fuente: OLEOSTATIC, Correas Trapeciales convencionales.**

$$C_L = 0,85 + (0,87 - 0,85) \frac{(35 - 34)}{35 - 32} = 0,8567$$

En la siguiente tabla 19, se indican los valores de  $P_b$  y  $P_d$ , en función de  $N_1$ ,  $\lambda$  y  $k$ .

**Tabla 19.- Prestaciones básicas, Pb, y prestaciones adicionales, Pd para correas trapeciales.**

**TABLA 7 - PRESTACIONES BASICAS (Pb) DE LAS CORREAS Z**

diámetro	Pb (kW) por d:																
	40	45	50	56	63	71	80	85	90	95	100	106	112	125	132	140	150
rpm																	
100	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,12	0,13	0,14	0,17	0,18	0,19	0,21
200	0,04	0,06	0,07	0,09	0,12	0,14	0,17	0,19	0,2	0,22	0,23	0,25	0,27	0,31	0,33	0,36	0,39
300	0,05	0,08	0,1	0,13	0,17	0,2	0,25	0,27	0,29	0,31	0,34	0,37	0,39	0,45	0,48	0,52	0,56
400	0,07	0,1	0,13	0,17	0,21	0,26	0,32	0,35	0,38	0,41	0,44	0,47	0,51	0,58	0,63	0,67	0,73
500	0,08	0,12	0,16	0,2	0,26	0,32	0,39	0,42	0,46	0,5	0,53	0,58	0,62	0,71	0,76	0,82	0,89
600	0,09	0,14	0,18	0,24	0,3	0,37	0,45	0,5	0,54	0,58	0,63	0,68	0,73	0,84	0,9	0,97	1,05
700	0,1	0,15	0,21	0,27	0,34	0,43	0,52	0,57	0,62	0,67	0,72	0,78	0,84	0,96	1,03	1,11	1,21
725	0,1	0,16	0,21	0,28	0,35	0,44	0,53	0,59	0,64	0,69	0,74	0,8	0,86	1	1,07	1,14	1,24
800	0,11	0,17	0,23	0,3	0,38	0,48	0,58	0,64	0,7	0,75	0,81	0,88	0,94	1,09	1,16	1,25	1,36
900	0,12	0,19	0,25	0,33	0,42	0,53	0,64	0,71	0,77	0,83	0,9	0,97	1,05	1,2	1,29	1,39	1,5
950	0,12	0,19	0,26	0,35	0,44	0,55	0,67	0,74	0,81	0,87	0,94	1,02	1,1	1,26	1,35	1,45	1,58
1000	0,13	0,2	0,28	0,36	0,46	0,58	0,71	0,78	0,84	0,91	0,98	1,06	1,15	1,32	1,41	1,52	1,65
1100	0,13	0,22	0,3	0,39	0,5	0,63	0,77	0,84	0,92	0,99	1,07	1,16	1,24	1,43	1,53	1,65	1,79
1200	0,14	0,23	0,32	0,42	0,54	0,67	0,82	0,91	0,99	1,07	1,15	1,25	1,34	1,55	1,65	1,78	1,93
1300	0,15	0,24	0,34	0,45	0,58	0,72	0,88	0,97	1,06	1,15	1,23	1,33	1,44	1,65	1,77	1,9	2,06
1400	0,16	0,26	0,36	0,48	0,61	0,77	0,94	1,03	1,13	1,22	1,31	1,42	1,53	1,76	1,88	2,02	2,19
1425	0,16	0,26	0,36	0,48	0,62	0,78	0,95	1,05	1,14	1,24	1,33	1,44	1,55	1,79	1,91	2,05	2,22
1500	0,16	0,27	0,38	0,5	0,65	0,81	1	1,1	1,19	1,29	1,39	1,51	1,62	1,87	1,99	2,14	2,32
1600	0,17	0,28	0,4	0,53	0,68	0,86	1,05	1,16	1,26	1,36	1,47	1,59	1,71	1,97	2,1	2,26	2,44
1700	0,17	0,29	0,41	0,56	0,72	0,9	1,1	1,22	1,33	1,43	1,54	1,67	1,8	2,07	2,21	2,37	2,56

**TABLA 7 - PRESTACIONES ADICIONALES (Pd) DE LAS CORREAS Z**

rpm	Pb (kW) por K desde... hasta...									
	1,00 1,01	1,02 1,03	1,04 1,06	1,07 1,08	1,09 1,12	1,13 1,16	1,17 1,22	1,23 1,32	1,33 1,50	1,51 para arriba
100	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01
200	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02
300	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
400	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03
500	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04
600	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
700	0,00	0,01	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06
725	0,00	0,01	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06
800	0,00	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07
900	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07
950	0,00	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
1000	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08
1100	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
1200	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10
1300	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11
1400	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10	0,11
1425	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12
1500	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,11	0,12
1600	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13

**Fuente: OLEOSTATIC, Correas Trapeciales convencionales.**

De la tabla 19, se obtiene:

$$P_b = 2,14$$

$$P_d = 0,21$$

Luego:

$$P_a = (2,14 + 0,21) \times 0,9688 \times 0,8567 = 1,95 \text{ kW}$$

El número de correas Q, se calcula con:

$$Q = \frac{P_c}{P_a}$$

$$Q = \frac{2,84}{1,95} = 1,46 \text{ correas}$$

$$Q = 2 \text{ correas}$$

Por tanto, se usarán dos correas trapezoidales tipo A34.

### 5.2.11. Selección del motor eléctrico

La potencia en el eje motriz o del motor eléctrico debe asumir las pérdidas que se ocasionan por efecto de la eficiencia o rendimiento mecánico de la transmisión flexible por correa trapezoidal, que básicamente se deben a posibles deslizamientos de las correas, vibraciones mecánicas, tensión en las correas y ajustes de alineación.

La eficiencia de la transmisión se define como:

$$\eta = \frac{P}{P_m} \quad (48)$$

Donde:

P = potencia en el eje de la máquina = 2,184kW



$P_m$  = potencia en el motor, kW

$\eta$ , tiene un valor que oscila entre:

$$\eta = 0,94 - 0,96$$

Tomando:

$$\eta = 0,95$$

Y usando la ecuación (48) se tiene:

$$P_m = \frac{P}{\eta}$$

$$P_m = \frac{2,184}{0,95}$$

$$P_m = 2,2989 \text{ kW}$$

Se acepta:

$$P_m = 2,3 \text{ kW}$$

Usando el catálogo "SIEMENS, Catálogo 2010 a, de mayo 2017", con el valor de  $P_m = 2,3\text{kW}$  se selecciona un motor eléctrico trifásico de las siguientes características

Potencia = 3kW

Corriente: 12,8 A a 220 V

No. De polos = 6

Velocidad nominal = 1200 RPM

Diámetro del eje = 28 mm

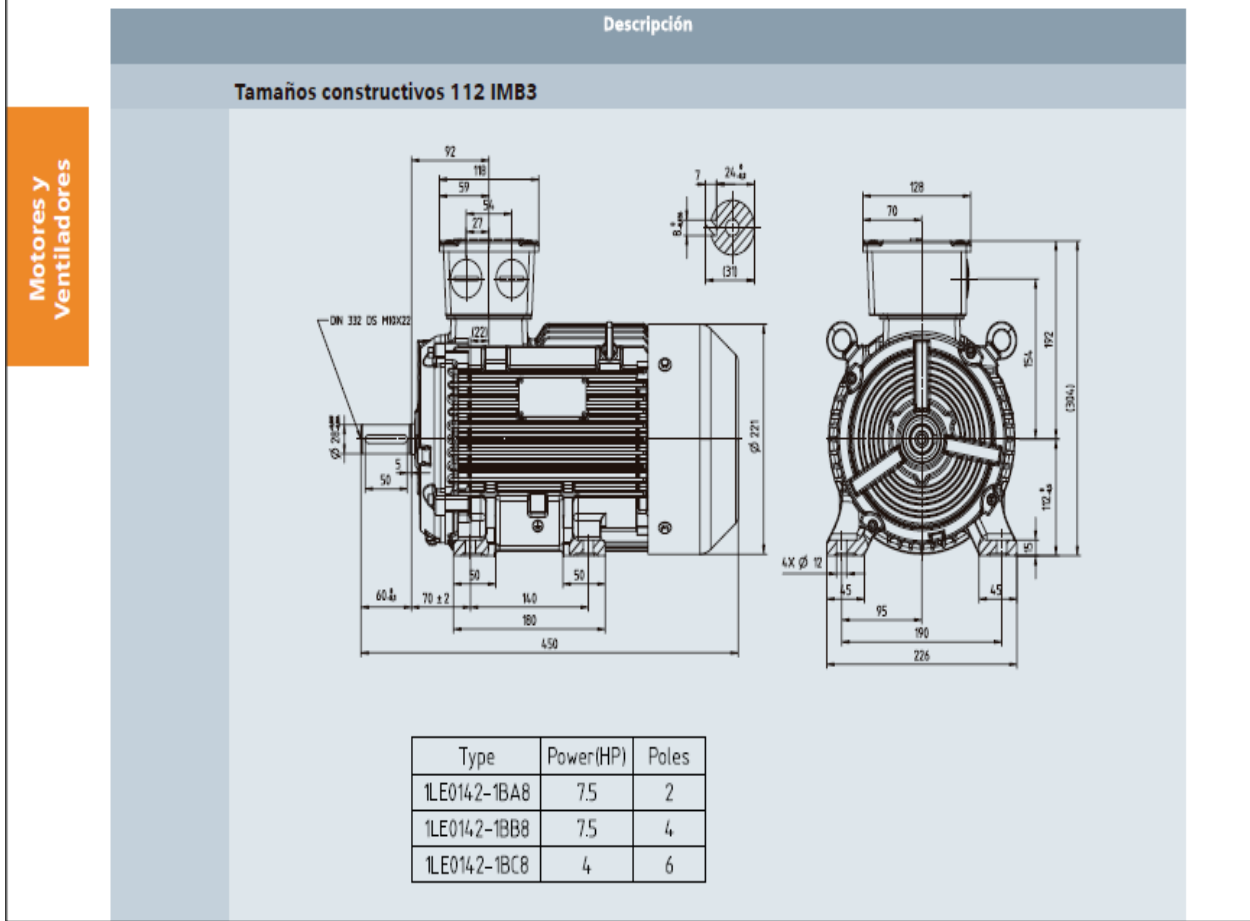
Longitud del eje = 60 mm

En la siguiente tabla 20, se muestran las características del motor elegido.

**Tabla 20.- Selección del motor eléctrico.**

SIMOTICS trifásicos 6 polos (1.200 rpm), 60Hz IP55									
No. de Depósito	Descripción								Precio Lista Unit. US \$
 <p>SIMOTICS 6 polos Tipo 1LE0</p>									
<p>¡Su motor es muy valioso!</p> <p>Protéjalo únicamente con productos Siemens:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>✓ SIRIUS</li> <li>✓ SINAMICS</li> </ul>									
<p>Motores y Ventiladores</p>									
Tipo		Tamaño Constructivo	Potencia HP	Potencia kW	F.Servicio FS	Corriente (A)			
						220 V	380 V	440 V	
VELOCIDAD 1.200 rpm (6 polos)									
100354253	1LE0142-ODC36-4AA4-Z	80 M	0.75	0.55	1.15	2.90	1.69	1.46	211,00
100350245	1LE0142-ODC86-4AA4-Z	80 M	1.0	0.75	1.15	3.65	2.15	1.84	254,00
100350246	1LE0142-OEC46-4AA4-Z	90 L	1.5	1.12	1.15	5.60	3.25	2.80	301,00
100350247	1LE0142-OEC86-4AA4-Z	90 L	2.0	1.50	1.15	7.00	4.05	3.50	343,00
100350248	1LE0142-1AC86-4AA4-Z	100 L	3.0	2.20	1.15	10.20	5.90	5.10	405,00
100350249	1LE0142-1BC86-4AA4-Z	112M	4.0	3.00	1.15	12.80	7.40	6.40	499,00
100350250	1LE0142-1CC26-4AA4-Z	132M	5.0	3.73	1.15	16.10	9.30	8.00	640,00
100350251	1LE0142-1CC36-4AA4-Z	132M	7.5	5.60	1.15	23.50	13.50	11.70	785,00
100350252	1LE0142-1CC86-4AA4-Z	132M	10.0	7.5	1.15	31.00	17.80	15.40	1,084,00
100350253	1LE0142-1DC46-4AA4-Z	160 L	15.0	11.2	1.15	45.00	26.00	22.50	1,526,00
100350254	1LE0142-1DC86-4AA4-Z	160 L	20.0	14.9	1.15	58.00	33.50	29.00	1,800,00
100350255	1LE0142-1EC86-4AA4-Z	180 L	25.0	18.7	1.15	69.00	40.00	34.50	2,377,00
100350256	1LE0142-2AC56-4AA4-Z	200 L	30.0	22.4	1.15	80.00	46.00	40.00	2,739,00
100350257	1LE0142-2AC86-4AA4-Z	200 L	40.0	29.8	1.15	108.00	63.00	54.00	3,682,00
100350258	1LE0142-2BC86-4AA4-Z	225 M	50.0	37.3	1.15	129.00	74.00	64.00	4,533,00
100350259	1LE0142-2CC86-4AA4-Z	250 M	60.0	44.5	1.15	154.00	89.00	77.00	5,197,00
100359285	1LE0142-2CC76-4AA4-Z	250 M	75.0	55.5	1.15	-	-	94.00	6,855,00

SIMOTICS trifásicos 2 polos, 4 polos, 6 polos, IMB3 / IMB35  
Dimensiones (mm)



*Fuente: Catálogo de SIEMENS-Ecuador-2017.*

**5.2.12. Cálculo del Ventilador Radial**

Para desalojar las tusas o zulos y las impurezas del maíz desgranado, se emplea el rodete del ventilador, que es el mecanismo que debe cumplir dichas acciones.

La característica principal del rodete de ventilación, es que debe tener la capacidad de desplazar una corriente de aire con una fuerza de arrastre que sea capaz de remover o elevar el peso de una tusa promedio a objeto de desalojarla de la máquina y con ello a las demás impurezas que se producen durante el desgranado de maíz.

Investigaciones realizadas por Cholca, L y Mantilla, A, (2015) establecen que la masa promedio de una tusa de maíz es de:

$$m = 8,5 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

La fuerza necesaria para desplazar impurezas mediante una corriente de aire, según establece MOTT, Robert. Mecánica de fluidos, 6E, pág. 522 (2006), es:

$$F_A = \frac{C A_L P_A V^2}{2} \quad (49)$$

Donde:

$F_A$  = Fuerza de arrastre

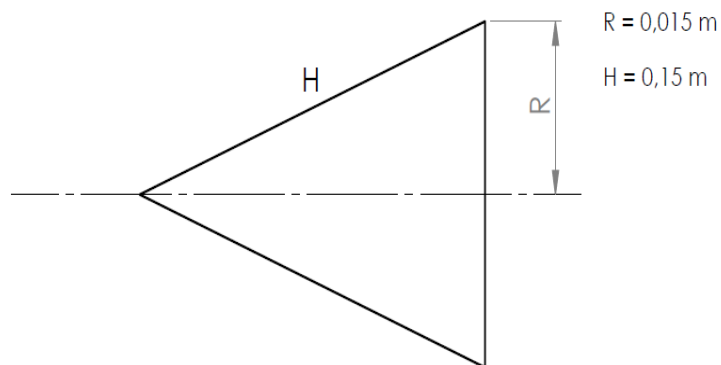
$C$  = Coeficiente de arrastre, adimensional

$P_A$  = Densidad del aire,  $\text{kg/m}^3$

$V$  = Velocidad de la corriente de aire

$A_L$  = Área de la superficie del campo a arrastrar,  $\text{m}^2$

Para determinar  $A_L$  de una tusa promedio, se acepta la forma de un cono, como se muestra en la figura 37.



*Fig. 37. Área lateral de una tusa*

El área lateral de un cono se calcula con:





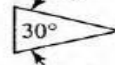






$$A_L = \pi R(H + R) \quad (50)$$

$$A_L = \pi(0,015)(0,15 + 0,015) = 7,775 \times 10^{-3} m^2$$

$$A_L = 7,8 \times 10^{-3} m^2$$

El coeficiente C, se toma de la siguiente tabla 21.

*Tabla. 21.- Coeficientes adimensionales de arrastre.*

Cilindro cuadrado	Flujo →		1.60
Cilindros semitubulares	→		1.12
	→		2.30
Cilindros triangulares	→		1.05
	→		1.85
	→		1.39
	→		2.20
	→		1.60
	→		2.15
	→		1.75
	→		2.05

*Fuente: MOTT, R. Mecánica de Fluidos, pag. 528, (2006)*

De la tabla 21, se obtiene:

$$C = 1,05$$

El peso de una tusa es:

$$W = m \cdot g$$

$$W = (8,5 \times 10^{-3})(9,81) = 0,0834 \text{ N}$$

$$W = 0,0835 \text{ N}$$

Por consiguiente, la fuerza de arrastre debe ser mayor que el peso de la tusa, por ello se asumirá una fuerza de arrastre 20% mayor que el peso de la tusa.

$$F_A = 1,2W = 1,2(0,0835) = 0,1 \text{ N}$$

$$F_A = 0,1 \text{ N}$$

Usando la ecuación (49) se puede obtener la velocidad de la corriente de aire, de forma que:

$$V = \sqrt{\frac{2F_A}{C A_L P_a}} \quad (51)$$

La densidad del aire en Loja, se toma de la tabla 22, y su valor es:

**Tabla 22. Valores de la densidad del aire para varias alturas**

Altitud (metros)	Valores de la densidad del aire ambiente		
	Mínimo (kg/m <sup>3</sup> )	Promedio (kg/m <sup>3</sup> )	Máximo (kg/m <sup>3</sup> )
0	1,1405	1,2254	1,3167
305	1,1101	1,1886	1,2735
610	1,0812	1,1533	1,2302
914	1,0524	1,1197	1,2222
1000	1,0444	1,1101	1,1902
1219	1,0252	1,0861	1,1501
1524	0,9996	1,0556	1,1133
1829	0,9739	1,0236	1,0764
2000	0,9595	1,0076	1,0572
2134	0,9483	0,9931	1,0412
2438	0,9243	0,9643	1,0060
2743	0,8986	0,9355	0,9723
3000	0,8794	0,9115	0,9467
3048	0,8762	0,9082	0,9419

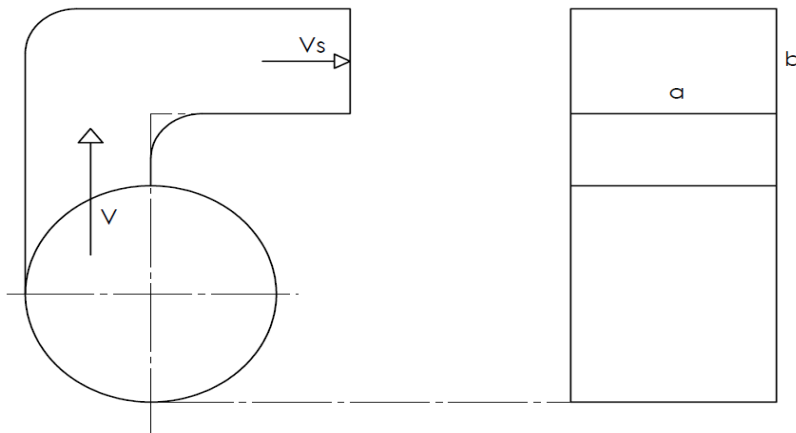
*Fuente: CIRSOC (2005)*

$$P_a = 1,0076 \frac{kg}{m^3}$$

La velocidad será entonces:

$$V = \sqrt{\frac{2(0,1)}{1,05(7,8 \times 10^{-3})(1,0076)}} = 4,92 \frac{m}{s}$$

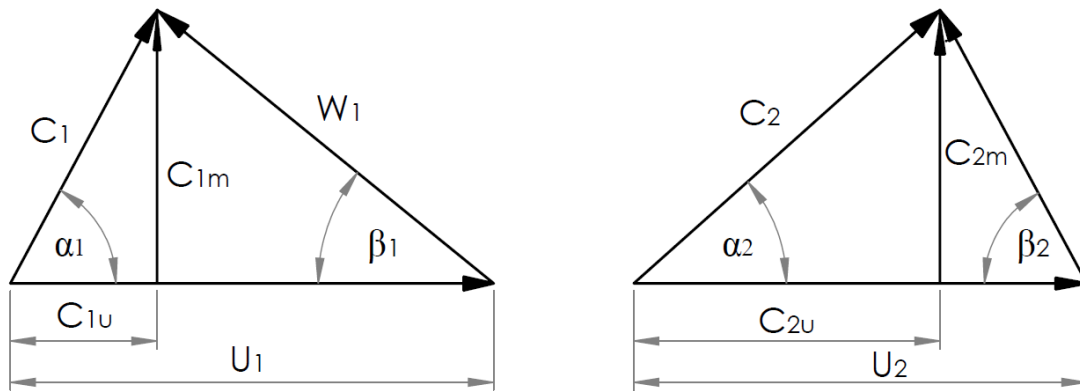
Que se constituye en la velocidad vertical para levantar las tusas e impurezas, como se ilustra en la siguiente figura 38:



*Fig. 38. Voluta del ventilador y velocidad de acceso y salida del aire*

A continuación, se calculan las velocidades de la corriente de aire en su paso a través del rodete del ventilador. Para ello, usaremos la notación internacional para los triángulos de velocidades del aire, tanto a la entrada como a la salida a los álabes del rodete.

Dichos triángulos de velocidad se muestran en la siguiente figura 39.



**Fig. 39. Notación internacional para triángulos de velocidades de entrada y salida de los álabes. Fuente: MATAIX, e, *Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas*, pág. – 365. (2001).**

En la figura 39:

$U_1$  = Velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada

$C_1$  = Velocidad absoluta del fluido a la entrada

$\omega_1$  = Velocidad relativa a la entrada (del fluido respecto al álabe)

$C_{1m}$  = Componente meridional (radial) de la velocidad absoluta del fluido a la entrada

$C_{1U}$  = Componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada

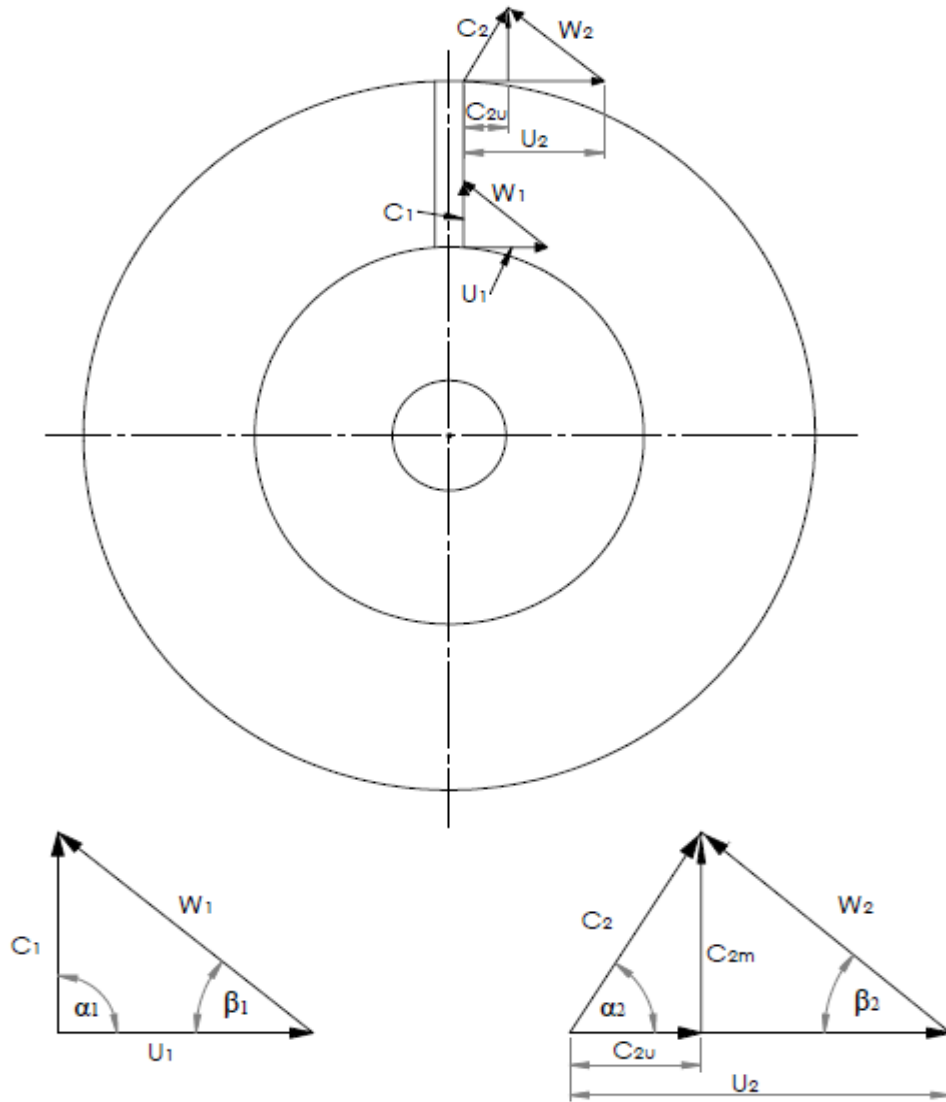
$\alpha_1$  = Ángulo que forman las velocidades  $C_1$  y  $U_1$

$\beta_1$  = Ángulo que forma  $\omega_1$  con  $-U_1$

Y lo mismo en el triángulo de salida, sustituyendo el subíndice 1 por el 2.

A hora en la figura 40, se dibuja el álabe y los triángulos de velocidades a la entrada y salida, para nuestro rodete de álabes rectos.





*Fig. 40. Triángulo de velocidades en el rodete de álabes rectos.*

De conformidad con la notación internacional de velocidades y sus correspondientes triángulos de velocidad, para el caso del rodete de álabes rectos, se pueden obtener las siguientes conclusiones

1. El ángulo  $\alpha$  que forman las velocidades  $U_1$  y  $C_1$ , a la entrada del rodete es un ángulo recto, es decir,

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

2. La componente periférica de la velocidad absoluta  $C_{1U}$  a la entrada del rodete es nula.

$$C_{1U} = 0$$

3. La componente meridional o radial  $C_{1m}$  del fluido a la entrada del rodete es igual a la correspondiente velocidad absoluta del fluido  $C_1$ .

$$C_{1m} = C_1$$

Debido al hecho de que la velocidad meridional o radial es perpendicular a la sección del flujo del aire, es aquella que se utiliza para calcular el caudal del ventilador.

Como se ha elegido construir un rodete que accione con un caudal de 400 CFM, se usara el siguiente valor para los siguientes cálculos.

$$Q = \pi D b C_m \quad ; \text{ Mataix (1986)} \quad (52)$$

Donde:

$Q$  = Caudal,  $m^3/s$

$D$  = Diámetro interior o exterior del álabe en el rodete, m

$b$  = Ancho del álabe, m

$C_m$  = Velocidad meridional o radial, m/s

Aplicando la ecuación (52) al diámetro interior del rodete  $D_1$ , se tiene:

$$Q = \pi D_1 b_1 C_{1m}$$

Como:

$$Q = 400 \text{ CFM} = \frac{0,19m^3}{s} \quad ; \quad y, D_1 = 130 \text{ mm} \quad ; \quad b_1 = 55\text{mm}$$

$$C_{1m} = \frac{Q}{\pi D_1 b_1}$$

$$C_{1m} = \frac{0,19}{\pi(0,13)(0,055)} = 8,46 \frac{m}{s}$$

$$C_{1m} = 8,46 \frac{m}{s}$$

Aplicando la ecuación de continuidad y la ecuación (52) al diámetro interior D1 y exterior D2 del rodete se tiene:

$$Q_1 = Q_2$$

$$\pi D_1 b_1 C_{1m} = \pi D_2 b_2 C_{2m}$$

Como el ancho del álabe es constante

$$b_1 = b_2 = 55 \text{ mm}$$

$$C_{2m} = \frac{D_1}{D_2} C_{1m}$$

$$C_{2m} = \frac{130}{222} (8,46) = 4,95 \frac{m}{s}$$

$$C_{2m} = 4,95 \frac{m}{s}$$

Luego:

$$C_1 = C_{1m} = 8,46 \frac{m}{s}$$

Las velocidades absolutas (tangenciales) del álabe a la entrada y salida  $U_1$ ,  $U_2$ , serán:

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad ; \quad U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad , \text{ Mataix (1986)}$$

$$U_2 = \frac{\pi(0,222)(800)}{60} = 9,324 \frac{m}{s}$$

$$U_1 = \frac{\pi(0,130)(800)}{60} = 5,46 \frac{m}{s}$$

El ángulo  $\beta_1$  será:

$$\beta_1 = \tan^{-1}\left(\frac{C_1}{U_1}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{8,46}{5,46}\right) = 57,2^\circ$$

$$\beta_1 = 57,2^\circ$$

En un rodete de álabes rectos se cumple que:

$$\frac{R_1}{\cos \beta_2} = \frac{R_2}{\cos \beta_1} \quad , \quad \text{Mataix pág. 423 (1986)}$$

$$\cos \beta_2 = \frac{R_1}{R_2} \cos \beta_1$$

$$\beta_2 = \cos^{-1}\left(\frac{R_1}{R_2} \cos \beta_1\right)$$

$$\beta_2 = \cos^{-1}\left(\frac{0,13}{0,222} \cos 57,2^\circ\right)$$

$$\beta_2 = 71,5^\circ$$

De la figura 40, se tiene que:

$$\omega_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \beta_2} = \frac{4,95}{\sin 71,5^\circ} = 5,22 \frac{m}{s}$$

$$\omega_2 = 5,22 \frac{m}{s}$$

También se tiene que:

$$C_2 = \sqrt{U_2^2 + \omega_2^2 - 2U_2\omega_2 \cos \beta_2}$$

$$C_2 = \sqrt{(9,324)^2 + (5,22)^2 - 2(9,324)(5,22) \cos 71,5^\circ}$$

$$C_2 = 9,13 \frac{m}{s}$$

De La misma figura 40.

$$\sin \alpha_2 = \frac{C_{2m}}{C_2}$$

$$\alpha_2 = \sin^{-1}\left(\frac{C_{2m}}{C_2}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{4,95}{9,13}\right) = 32,8^\circ$$

$$\alpha_2 = 32,8^\circ$$

Finalmente:

$$C_{2U} = C_2 \cos \alpha_2$$

$$C_{2U} = 9,13 \cos 32,8^\circ = 32,8 \frac{m}{s}$$

$$C_{2U} = 7,67 \frac{m}{s}$$

La presión total que el rodete entrega al fluido es:

$$\Delta P_T = P(U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U}) , \text{ Mataix (1986) pág.430} \quad (53)$$

Como se determino  $C_{1U} = 0$

$$\Delta P_T = P U_2 C_{2U}$$

$$\Delta P_T = 1,0076(9,324 \times 7,66) = 72,1 \frac{N}{m^2}$$

$$\Delta P_T = 72,1 \frac{N}{m^2}$$

La potencia útil  $P_U$  del rodete es:

$$P_U = \frac{Q \Delta P_T}{\eta_V \eta_H \eta_M} \quad (54)$$

Siendo:

$P_U$  = Potencia del ventilador

$Q$  = Caudal

$\Delta P_T$  = Presión total

$\eta_V$  = Eficiencia volumétrica

$\eta_H$  = Eficiencia hidráulica

$\eta_M$  = Eficiencia mecánica

Haciendo  $\eta$  como eficiencia total.

$$\eta = \eta_V \eta_H \eta_M$$

La eficiencia total para un ventilador centrifugo radial oscila entre los valores:

$$0,56 - 0,69 \quad \text{Ureña J y Villavicencio J, (2012) pág.84.}$$

Asumiendo el valor de  $\eta = 0,6$ , como se desprende también de la siguiente tabla 23.

*Tabla 23.- Eficiencia de ventiladores centrífugos*

ÍTEM	TIPO DE VENTILADOR CENTRÍFUGO	SIGLAS	EFICIENCIA %	DESCRIPCIÓN
2	(Backward-curved blades) álabes curvados hacia atrás	BC	85	Menor eficiencia que AF, pero menor costo de producción, puede tolerar altas temperaturas, gases y polvo. Uno de los más utilizados en la industria.
3	(Backward-inclined blades) álabes inclinados hacia atrás	BI	78	Similar al BC en rendimiento, curvas de performance similares. Estructuralmente menos robusto que el BC.
4	(Radial-Tip) álabes radiales inclinados	RT	70	Producen alta presión estática pero menos volumen de aire, utilizado para trabajar con aire y material granular, polvo, por su construcción no requiere balanceo.
5	(Forward-curved) álabes curvados hacia adelante	FC	65	Entrega considerable volumen de aire y también alta presión estática, pero una costosa baja eficiencia. Es más compacto, mínimo desbalanceo por bajas velocidades de giro, bajo costo de fabricación por su tamaño.
6	(Radial blade) álabes radiales	RB	60	Por su construcción soporta altas temperaturas y materiales abrasivos y corrosivos, baja eficiencia debido a la placa en donde se unen los álabes

*Fuente: Bleier 1996, pag. 72*

$$P_U = \frac{0,19 \times 72,1}{0,6} = 22,83 \text{ W}$$

$$P_U = 23 \text{ W}$$

Como la potencia para el proceso de desgranado es de 2,3 kw y el motor seleccionado es de 3 kw, se concluye que la potencia del ventilador es fácilmente asumida por el motor seleccionado.

### 5.2.13. Diseño de las poleas

Para determinar las dimensiones de las poleas mayor y menor usamos la figura 41 que a continuación se expresa.

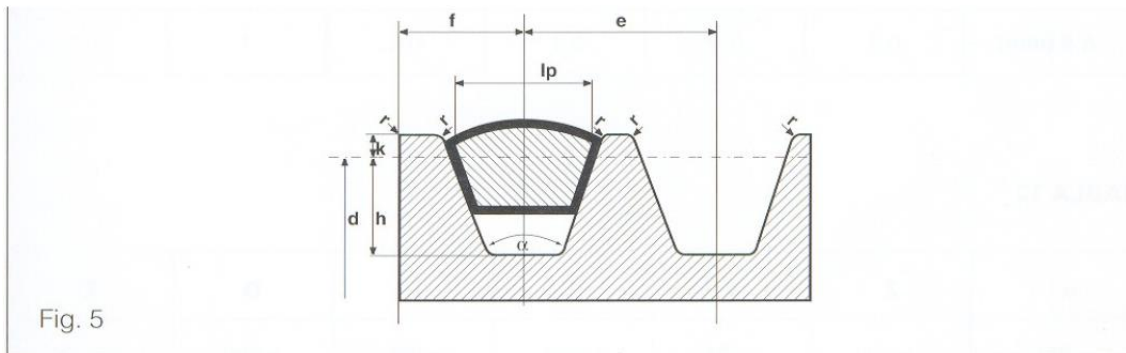


TABLA 10

	lp (mm)	k (mm)	h (mm)	e (mm)	f (mm)	$\Delta\alpha$
Z	8,5	2,5	7	12 ± 0,3	8 $\begin{matrix} +1 \\ -1 \end{matrix}$	± 1°
A	11	3,3	8,7	15 ± 0,3	10 $\begin{matrix} +2 \\ -1 \end{matrix}$	± 1°

Fig.41. Dimensiones de una polea.

Fuente: OLEOSTATIC, Correas Trapeciales convencionales.

De la figura 41, se obtiene para ambas poleas:

$$l_p = 11 \text{ mm}$$

$$k = 3,3 \text{ mm}$$

$$h = 8,7 \text{ mm}$$

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

$$f = 10 \text{ mm}$$

$$\alpha = 32^\circ$$



### 5.2.13.1. Polea mayor (En el eje de la maquina)

el diámetro exterior  $D_e$  será:

$$D_e = D_p + 2k$$

$D_p$  = Diámetro primitivo = 160 mm

$$D_e = 160 + 2(3,3) = 166,6$$

Se acepta:

$$D_e = 167 \text{ mm}$$

El diámetro de raíz del canal trapezoidal  $D_r$  es:

$$D_r = D_p - 2(h)$$

$$D_r = 160 - 2(8,7) = 142,6$$

El ancho  $B$  de las poleas por mecanizado de los canales trapeziales es:

$$B = 2f + e = 2(10) + 15 = 35 \text{ mm}$$

La longitud  $L_c$  del cubo se hace:

$$L_c = B + 20 = 35 + 20 = 55 \text{ mm}$$

El diámetro del cubo  $D_c$ , se toma:

$$D_c = (1,8 - 2) d_e$$

Siendo el diámetro del eje

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

$$D_c = 2d_e = 2(15) = 30 \text{ mm}$$

El diseño de la polea mayor se muestra en la figura 42.

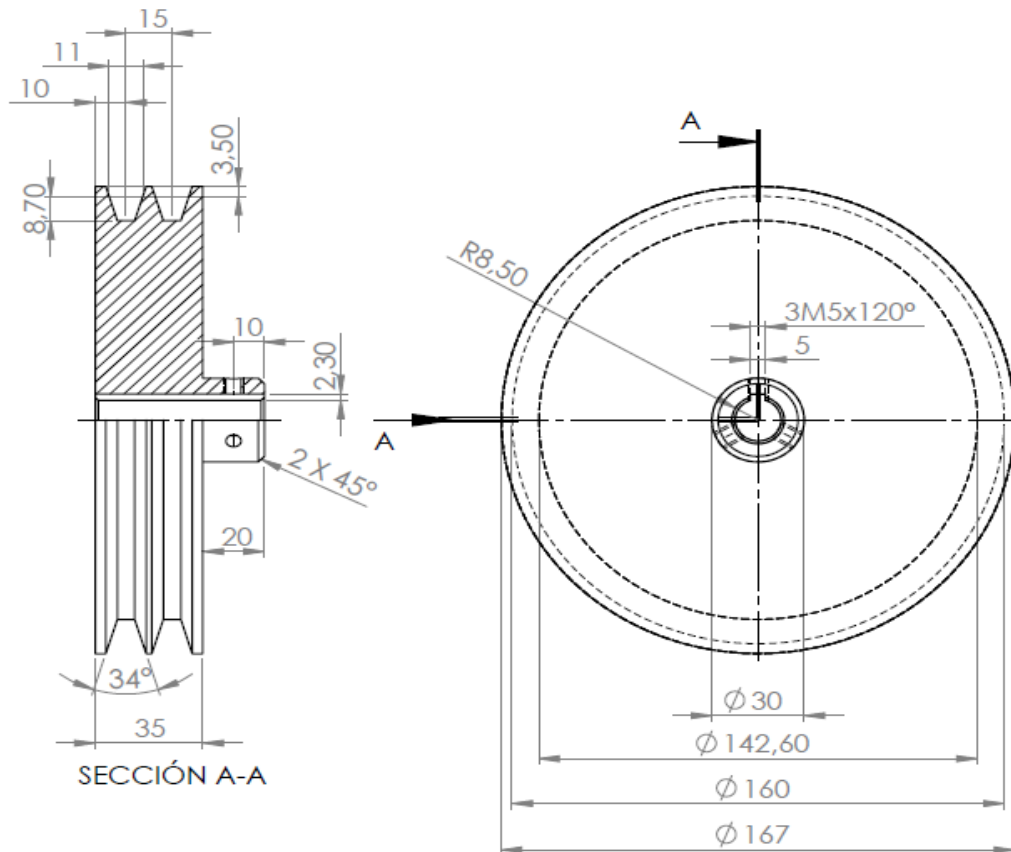


Fig.42. Diseño de la polea mayor

### 5.2.13.2. Polea Menor (en el eje del motor)

$$De = Dp + 2k$$

$$Dp = 106 \text{ mm}$$

$$De = 106 + 2(3,3) = 112,6 \text{ mm}$$

Se acepta.

$$De = 113 \text{ mm}$$

El diámetro de raíz es:

$$Dr = Dp - 2(h) = 106 - 2(8,7) = 88,6$$

$$Dr = 89 \text{ mm}$$

El ancho de la polea menor es igual al de la polea mayor.

$$B = 35 \text{ mm}$$

De igual manera la longitud del cubo.

$$L_c = 55 \text{ mm}$$

El diámetro del cubo, se hace:

$$D_c = (1,8 - 2)dm$$

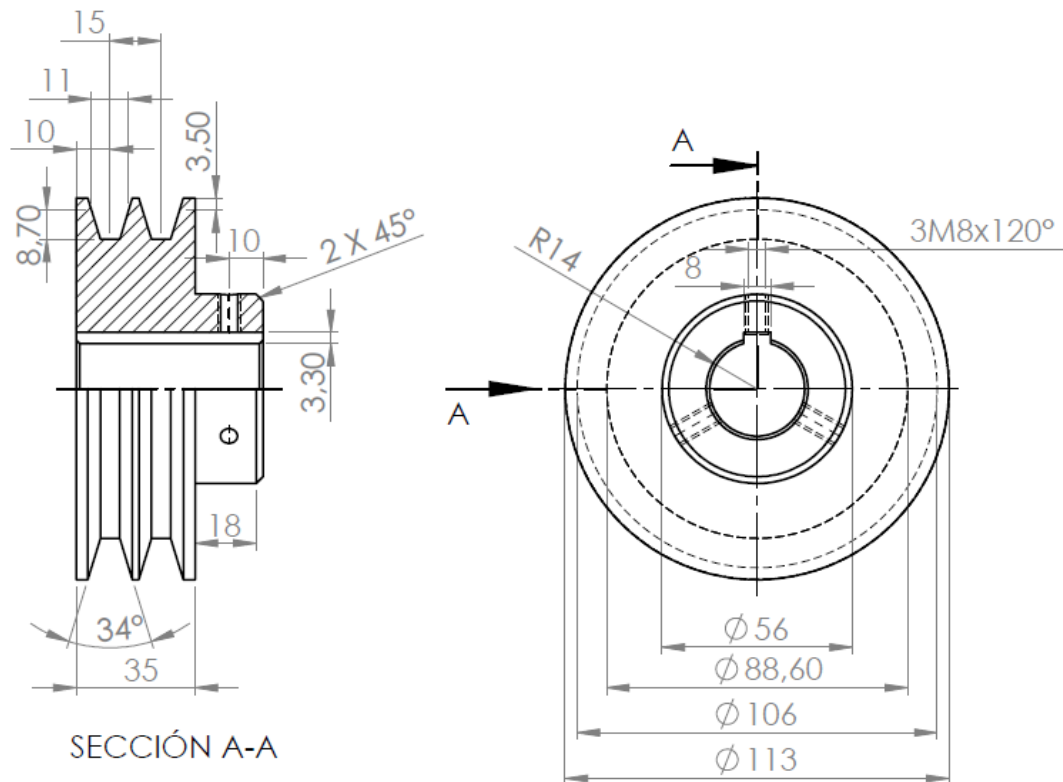
Siendo  $dm$ , el diámetro del eje del motor.

$$dm = 28 \text{ mm}$$

$$D_c = 2(28) = 56 \text{ mm}$$

Y por último las dimensiones del chavetero se determinaron mediante la tabla 13. Como el diámetro del eje del motor es de 28 mm se tiene las siguientes medidas para el chavetero:

- 8x7 mm
- 4 mm en el parte del eje
- 3,3 mm en el parte de la polea



**Fig. 43. Diseño de la polea menor.**

### 5.2.14. Diseño de la Tolva

Para el diseño de la tolva se toman en cuenta los siguientes parámetros:

El volumen de la Tolva, debe tener la capacidad de alojar el volumen de 42 mazorcas de maíz que contiene un quintal en promedio.

$$V_{Tolva} \geq V_{42M}$$

Por tanto, se calculó el volumen de la tolva de la siguiente forma:

Primero se calculó el área que tendrá la cara frontal de la tolva, para después multiplicarlo por el largo que es de 300 mm tal como se muestra en la siguiente figura 44.

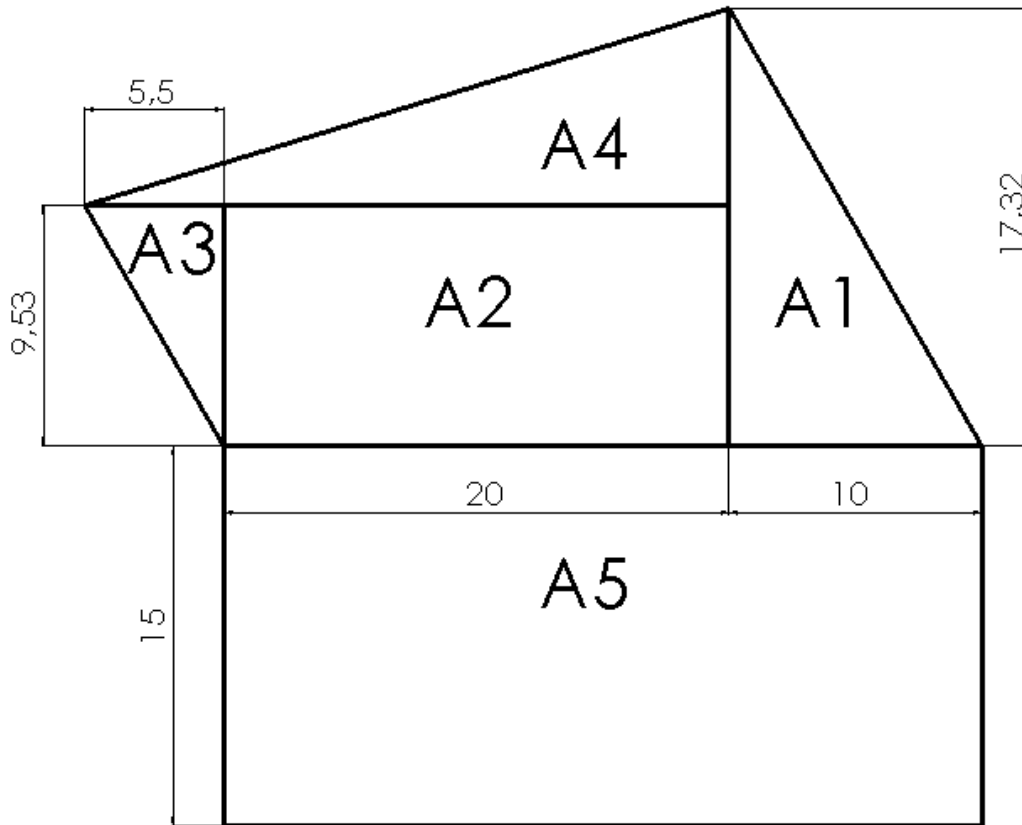


Fig. 44. Área de la tolva.

$$A_1 = 5 \times 17,32 = 86,6 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 20 \times 9,53 = 190,6 \text{ cm}^2$$

$$A_3 = 2,75 \times 9,53 = 26,2 \text{ cm}^2$$

$$A_4 = 12,75 \times 7,79 = 99,32 \text{ cm}^2$$

$$A_5 = 15 \times 30 = 450 \text{ cm}^2$$

$$A_T = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5$$

$$A_T = 86,6 + 190,6 + 26,6 + 99,32 + 450 = 853,12 \text{ cm}^2$$

$$V_{Tolva} = A_T \times 30 = 25600 \text{ cm}^3 = 25,6 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Como el volumen de las 42 mazorcas es:

$$V_{42M} = 25 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Se tiene que el volumen de la tolva es mayor que el volumen de las 42 mazorcas.

Por lo tanto, se acepta las dimensiones dadas a la tolva.

### 5.2.15. Diseño de la criba

Para la construcción de la criba se utilizará planchas de acero ASTM A36 de 3mm de espesor y para darle la forma final se utilizará una roladora. En la siguiente figura 45 se muestran las dimensiones a utilizar en la criba.

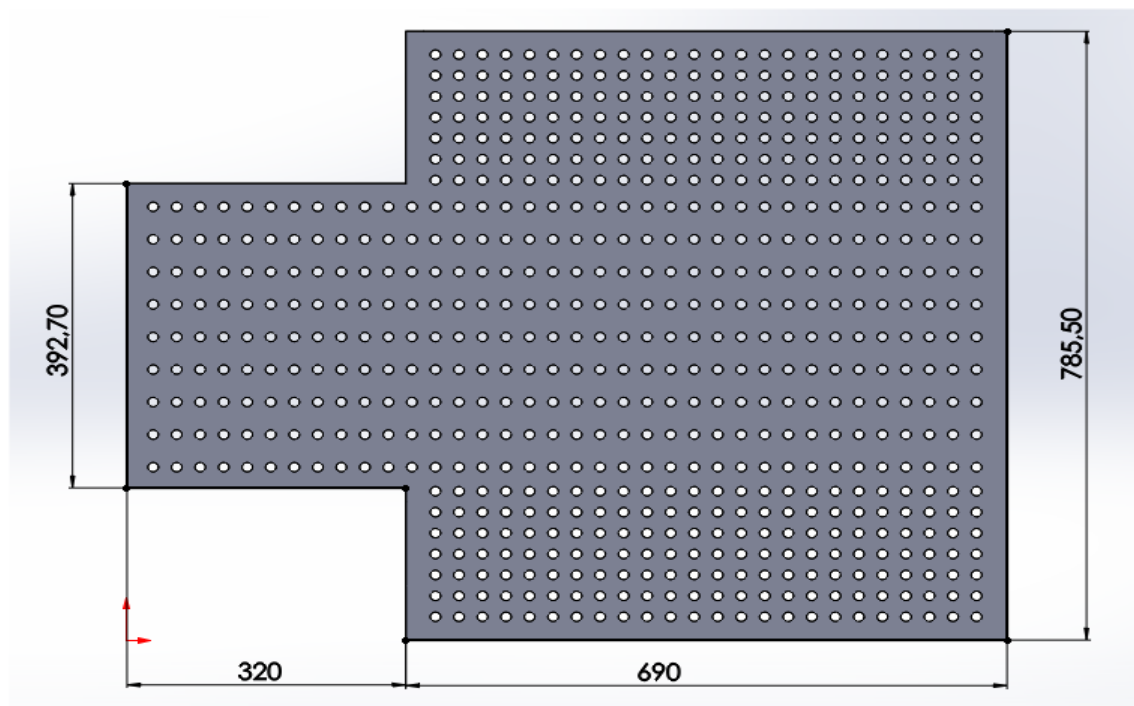


Fig. 45. Diseño de lámina de la criba.

### 5.2.16. Costos de construcción de la maquina desgranadora de maíz.

Para determinar el posible costo de construcción de la máquina, se utilizan los siguientes criterios:

1. Costos Directos
2. Costos Indirectos
3. Imprevistos.

### 5.2.17. Costos Directos

Son aquellos que se refieren a: costo de materiales para la construcción de la máquina desgranadora, costos de mano de obra, costo de equipos o maquinaria empleados, costos del transporte de materiales.

#### 5.2.17.1. Costo de materiales.

No.	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNIT. US\$ (kg, unidad)	PRECIO TOTAL
1	Motor Eléctrico Trifásico IMB 35, 1200 RPM, 3 kW	1	325,00	325,00
2	Chumaceras de brida UCF 200, 17 mm	2	14,50	29,00
3	Eje de acero AISI 1018, Ø22 mm.	2 m	3,5	7,00
4	Perfil angular 30x30x3 mm.	6 m	24,00	24,00
5	Dados de acero AISI 1018, Ø10 mm x 60 mm	19	0,60	11,4
6	Tubo negro estructural ASTM A GRB, cédula 40	1 m	35,00	35,00
7	Plancha de acero A36, 3 mm.	1	90,00	90,00
8	Plancha de acero A36 5 mm.	0,5 m <sup>2</sup>	30,00	30,00
9	Platinas (30x3mm)	6m	3,45	3,45
10	Platinas (100x5mm)	1m	7,18	7,18
11	Electrodos E 6011	1 kg.	1,80	1,80

<b>12</b>	Perno M10 con tuerca y arandela	4	0,77	3,08
<b>13</b>	Pernos con tuerca 8x40 mm.	12	0,30	3,60
<b>14</b>	Prisioneros 5 mm.	10	0,45	4,50
<b>15</b>	Pintura de fondo	1 lt	6,00	6,00
<b>16</b>	Pintura anticorrosiva	1 lt	6,00	6,00
<b>17</b>	Polea mayor	1	55,00	55,00
<b>18</b>	Polea menor	1	35,00	35,00
<b>19</b>	Banda trapecial A34	2	12,00	24,00
<b>VALOR TOTAL</b>				<b>701,01</b>

**5.2.17.2. Costos de mano de obra.**

<b>No.</b>	<b>CATEGORÍA</b>	<b>SALARIO/H</b>	<b>HH</b>	<b>SUBTOTAL</b>
<b>1</b>	Maestro tornero, fresador	3,50	15	52,50
<b>2</b>	Maestro Soldador	3,50	25	87,50
<b>3</b>	Maestro Mecánico General	3,50	80	280
<b>TOTAL MANO DE OBRA</b>				<b>420,00</b>

**5.2.17.3. Costo de uso de equipos y herramientas.**

<b>No.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>COSTO/HORA</b>	<b>HORAS USO</b>	<b>SUBTOTAL</b>
<b>12</b>	Soldadora Eléctrica por arco	3,50	4,5	15,75
<b>3</b>	Torno mecánico paralelo	10,00	6,0	60,00
<b>4</b>	Fresadora universal	10,00	2,0	20,00

<b>5</b>	Taladradora de columna	2,00	1,0	2,00
<b>6</b>	Cortadora de plasma	2,50	1,0	2,50
<b>7</b>	Cizalladora	0,60	1,5	0,90
<b>8</b>	Curvadora de láminas	1,00	1,0	1,00
<b>9</b>	Amoladora	1,50	3,0	4,50
<b>10</b>	Machuelo	0,60	0,5	3,00
<b>11</b>	Terrajas	0,60	0,5	3,00
<b>12</b>	Flexómetro	0,15	15	2,25
<b>13</b>	Aserradora manual	0,80	3,5	2,8
<b>TOTAL COSTO MAQUINAS, EQUIPOS, HERRAMIENTAS</b>				<b>117,70</b>

#### **5.2.17.4. Costos de transporte.**

Se asumen en total, aproximadamente **US\$20,00**

#### **5.2.18. Costos Indirectos**

Se refieren a investigación por internet, Impresión de material escrito (planos, tablas, gráficos, literatura, etc.), supervisión especializada y diseño ingenieril.

<b>No.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>VALOR UNIT./H</b>	<b>VALOR TOTAL</b>
1	Investigación por internet	20	0,80	16,00
2	Costo de material impreso	1	45,00	45,00
3	Supervisión técnica	3	30,00	90,00
4	Diseño ingenieril	5	50,00	250,00
<b>TOTAL COSTOS INDIRECTOS</b>				<b>401,00</b>



El costo total de construcción de la máquina se muestra en la siguiente tabla:

<b>No.</b>	<b>COSTOS</b>	<b>SUBTOTAL</b>	
	<b>DIRECTOS</b>	Materiales	<b>701,00</b>
		Mano de obra	<b>420,00</b>
		Máquinas, equipos, herramientas	<b>117,70</b>
		Transporte	<b>20,00</b>
	<b>INDIRECTOS</b>	Investigación por internet	<b>16,00</b>
		Costo de material impreso	<b>45,00</b>
		Supervisión técnica	<b>90,00</b>
		Diseño ingenieril	<b>250,00</b>
	<b>IMPREVISTOS</b>	Se asume el 10 % del costo de materiales.	<b>67,50</b>
<b>COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA</b>		<b>1727,20</b>	

**Son MIL SETECIENTOS DOS, 10/100 dólares de los Estados Unidos de América.**

## 6. RESULTADOS

### 6.1. Análisis del diseño de la máquina.

Para el cálculo y diseño de la máquina desgranadora de maíz se han considerado los siguientes aspectos relevantes:

- **Capacidad de trabajo:** debido a la necesidad de optimizar el tiempo que se requiere la ejecución de las tareas inherentes al desgranado de maíz seco, para evitar los procesos de pérdida de grano por razones de humedad y ataque por hongos u otras enfermedades típicas del maíz o para su rápido almacenamiento en condiciones controladas previa su comercialización o exportación con propósitos ulteriores de incrementar su valor agregado, como por ejemplo, producción de harina de maíz para elaborar pan o para usarlo como ingrediente para preparación de alimentos balanceados para alimentación de animales de granja, se ha logrado diseñar una máquina versátil, que pese a su tamaño alcanza un gran rendimiento de molienda (20 quintales de maíz en mazorca por hora), con consumo moderado de energía (3 kW de potencia), aspecto que tiene incidencia económica, en comparación a máquinas similares, que generalmente son de mayor tamaño, mayor potencia e inferior capacidad de producción.
- **Capacidad Operativa:** La máquina desgranadora debido a su concepción, es de fácil operación e instalación (su montaje puede ser realizado por uno o como máximo dos técnicos) en sitios reducidos debido a su pequeño tamaño, además, al estar accionada por un motor eléctrico trifásico, su funcionamiento es limpio, es decir sin producir contaminación ambiental, como por ejemplo sucede con los motores de combustión interna, por otro lado su mantenimiento, es mínimo y de bajo coste, debido a que básicamente se refiere al control de periódico de limpieza general, tensión adecuada en las correas trapeciales, verificación de alineamiento de poleas y ejes, los elementos de recambio, son los cojinetes autolubricantes y las correas trapeciales, después de que hayan cumplido su vida útil.
- **Construcción o selección de los principales elementos:** Los materiales que se requieren para la construcción de ejes, poleas, carcasa, etc., como resultado del proceso técnico de cálculo, diseño y/o selección, se los puede conseguir con facilidad, puesto que se encuentran disponibles

en el mercado industrial local y nacional. La construcción de ejes y poleas, requiere del uso de máquinas herramientas como torno mecánico paralelo y fresadora universal o limadora universal (para el caso de chaveteros en ejes y poleas), que se encuentran disponibles en talleres de mecánica industrial de la ciudad de Loja, igualmente las poleas pueden ser fundidas y luego mecanizadas también en los talleres antedichos, la carcasa, estructura o bancada, y ensamblaje de los distintos elementos puede ser realizada sin dificultad, por un técnico mecánico o electromecánico operando una máquina soldadora eléctrica por arco y los diseños realizados. Todos los principales elementos electromecánicos de la máquina desgranadora, han sido rigurosamente calculados y seleccionados técnicamente para que soporten las cargas reales de trabajo, garanticen la rigidez y estabilidad necesarias y proporcionen seguridad a los operarios, permitiendo realizar el trabajo previsto, con la mayor eficacia, rapidez y economía.

## **7. DISCUSIÓN.**

Según la primera hipótesis específica, determinar un proceso técnico adecuado para desgranar maíz permitirá seleccionar los parámetros básicos de diseño de la máquina, para su funcionamiento con alta eficiencia y productividad, los resultados obtenidos del primer objetivo muestran que se seleccionó una máquina que cumple con los requerimientos de un pequeño productor de maíz y también se logró determinar los parámetros técnicos de diseño que tendrá dicha maquina desgranadora de maíz. Una de las principales limitaciones que se tuvo en la investigación fue la obtención de datos preliminares de las características físicas del maíz, por lo que la obtención de dichos datos se basó en otras investigaciones relacionas con el tema, esto conlleva a que pudiera haber algunas variaciones en los cálculos obtenidos ya que no se tiene la certeza de la veracidad de dicha información.

Según la segunda hipótesis específica, la aplicación de procesos técnico-científicos para el cálculo de los elementos principales de la máquina desgranadora, permitirá diseñar una máquina eficiente. En los resultados de la investigación se evidencia que se logró diseñar y/o seleccionar de manera satisfactoria cada una de los elementos principales de la maquina desgranadora de maíz aplicando un riguroso procedimiento científico-técnico para realizar todos los cálculos necesarios.

Según la tercera hipótesis, la aplicación de los conceptos científicos para el diseño de máquinas, permitirá lograr el diseño de una máquina desgranadora de maíz, eficiente y de precios competitivos con las máquinas similares de tipo comercial, Mediante el análisis económico se pudo determinar el coste total de la maquina desgranadora de maíz demostrando que es un precio competitivo con la maquinas similares que se encuentran a nivel comercial.

## 8. CONCLUSIONES

- En cumplimiento del Objetivo específico 1, mediante el análisis técnico e investigación bibliográfica, así como la capacidad de producción de la máquina, se logró determinar el tipo de máquina desgranadora requerida, las fuerzas de desgrane del maíz, y las dimensiones preliminares de los principales elementos actuantes, el número de dados desgranadores, criba y eje principal, que fueron los parámetros básicos para el cálculo, diseño y selección de la máquina.
- Mediante asesoramiento técnico especializado, la aplicación de los conocimientos adquiridos durante la formación profesional en la carrera de Ingeniería Electromecánica, específicamente lo relacionado con la aplicación de la Resistencia de Materiales, el Diseño de Elementos de Máquinas, el uso de un proceso Hermeneúatico-Dialéctico relacionado a la permanente investigación y revisión de literatura relacionada con la temática anterior y la consecuente corrección y ajuste de los cálculos, aplicando un riguroso procedimiento científico-técnico, se logró calcular, diseñar y/ o seleccionar los principales elementos electromecánicos de la máquina desgranadora de maíz, como son: eje principal, criba, tolva, transmisión por correa trapecial, selección de cojinetes, chavetas, motor eléctrico, etc., con lo cual se ha dado cumplimiento al Objetivo Específico 2..
- En correspondencia con el cumplimiento del Objetivo Específico 3, se ha realizado, el análisis económico, mediante precios unitarios, para determinar el costo total de la máquina, en caso de ser construida, en un taller de mecánica industrial convencional local.

## 9. RECOMENDACIONES

- En caso de construirse la máquina desgranadora de maíz, se recomienda se añada una protección para la transmisión por correa trapecial.
- Se debe vigilar el tensionado de las bandas para una aplicación correcta de la potencia transmitida y precautelar la eficiencia energética de la máquina.
- Se debe realizar periódicamente una limpieza de la máquina para evitar daños y mal funcionamiento de la misma.
- En futuras investigaciones implementar un mecanismo que facilite el llenado del producto.
- En caso de ser construida la maquina desgranadora de maíz, se recomienda hacerlo con acero inoxidable ya que el maíz es un producto alimenticio.

## 10. BIBLIOGRAFIA

- AHMSA. (2013). *Manual de Construcción 2013*. Recuperado el 27 de 12 de 2015, de [http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual\\_Construccion\\_2013/Capitulo\\_1.pdf](http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/Capitulo_1.pdf)
- Bleier, F. (1996). *Manual de Selección, Aplicación y Diseño*.
- Cholca, L., & Mantilla, G. (2015). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA DESGRANADORA DE MAÍZ CON CAPACIDAD DE 15QQ/HORA. *Tesis*. UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, Quito.
- CIRSOC. (2005). *Instituto Nacional de Tecnología Industrial*.
- DIPAC. (s.f.). Catálogo de Aceros.
- ESPOL. (1984). *Manual de diseño de máquinas*.
- FAO. (s.f.). Tipos de Maíz. Obtenido de <http://www.fao.org/docrep/003/x7650s/x7650s07.htm>
- GERDAU AZA. (2000). *Compendio de normas para productos de acero* (Tercera edición ed.). Santiago de Chile.
- INEC. (2018). *Ecuador en Cifras*. Obtenido de <http://www.ecuadorencifras.com/sistagroalim/pdf/Maiz.pdf>
- INEN. (30 de Junio de 1988). *Law Resource Org*. Obtenido de <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.1652.1988.pdf>
- Larburu, N. (1980). *Técnica del Dibujo*. Madrid: Paraninfo S.A.
- Larburu, N. (1990). *Máquinas Prontuario*. Madrid: Paraninfo SA.
- Larburu, N. (2003). *Máquinas Prontuario, Técnicas, Máquinas Herramientas* .
- Marc Llanos. (s.f.). Obtenido de <http://es.slideshare.net/tysonLlanos/diseo-13-factores-que-modifican-el-lmite-de-resistencia-a-la-fatigautp>

- Ministerio de Agricultura y Ganadería. (2018). *RENDIMIENTOS OBJETIVOS DE MAIZ DURO EPOCA DE INVIERNO 2018*. Obtenido de <https://fliphtml5.com/ijia/hkwe/basic>
- Mott, R. L. (2006). Diseño de Elementos de Máquina. En R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquina* (págs. 90-91-105-95-97). México: Pearson Education.
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de Fluidos*. Mexico: Pearson Educación.
- NSK. (s.f.). Selección de rodamientos. *Catalogo de selección de rodamientos*.
- OLEOSTATIC. (s.f.). Correas Trapeciales Convencionales. Obtenido de [http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material\\_clase/ocw\\_catalogo\\_correas/view](http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_catalogo_correas/view)
- PDVSA. (2006). *Manual de diseño de proceso: Ventiladores*. Obtenido de <https://alemansistem.files.wordpress.com/2015/02/ventiladores.pdf>
- prat, J. V. (Octubre de 2002). Elementos de Máquina Teoría.
- SHIGLEY. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México: MC GRAW HILL.
- Shigley, J. (s.f.). *El proyecto en ingeniería mecánica*.
- Singer, A. P. (1994). *Resistencia de materiales*. México: Oxford University Press México S. A. de C. V.
- SKF Rodamientos. (2015). *SKF Rodamientos*. Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/cast-housing-square-flange-grub-screw-locking/index.html?prodid=2125138108&imperial=true>
- SKF. (s.f.). Vida útil y capacidad de carga de los rodamientos. Obtenido de <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selecting-bearing-size/bearing-life/index.html>



THOMSON LINEAR. (2015). *Lienar Motion*. Obtenido de

<http://www.thomsonlinear.com/website/esm/esm/products/actuators/electric-linear-actuators.php>

TIMKEN. (s.f.). CATÁLOGO DE SOPORTES PARA RODAMIENTOS DE BOLAS DE SERIE U TIMKEN.

Ureña, J., & Villavicencio, J. (2012). *Diseño y construcción de una máquina para el proceso de desgranado de maíz de la Costa*. Riobamba.

White, T. P. (1992). Resistencia de Materiales. En T. P. White, *Resistencia de Materiales* (pág. 73). España: Ediciones Universidad de Salamanca.

Wikipedia, C. d. (18 de Abril de 2015). *Momento Flector*. Obtenido de

[https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Especial:Citar&page=Momento\\_flector&id=81487119](https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Especial:Citar&page=Momento_flector&id=81487119)

## 11. ANEXOS

### ANEXOS 1. TABLAS

#### Características del maíz

<b>CARACTERISTICAS IMPORTANTES:</b>	
<b>1. Agronómicas y Morfológicas      Promedio</b>	
Días a la floración femenina:	102
Días a la cosecha en choclo:	135
Días a la cosecha en seco:	225
Altura de planta:	250 cm
Altura de mazorca:	140 cm
Longitud de la mazorca:	18 cm
Formas de consumo:	Choclo, tostado, harina, mote, humitas
Rendimiento comercial en choclo:	190 sacos de 125 unidades /ha
Rend. comercial grano seco:	85 qq/ha
No. de hileras por mazorca:	10
Color del grano seco:	Amarillo
Color del grano tierno:	Crema
Color de la tusa:	Rosada 80% Blanca 15% Morada 5%
Tipo de grano:	Harinoso
Textura del grano:	Suave
<b>2. De calidad * (base seca)</b>	
Humedad:	13.03%
Proteína:	8.13%
Azúcares totales:	2.32%
Almidón:	74.57%
Aceptación de choclo y grano seco:	Buena

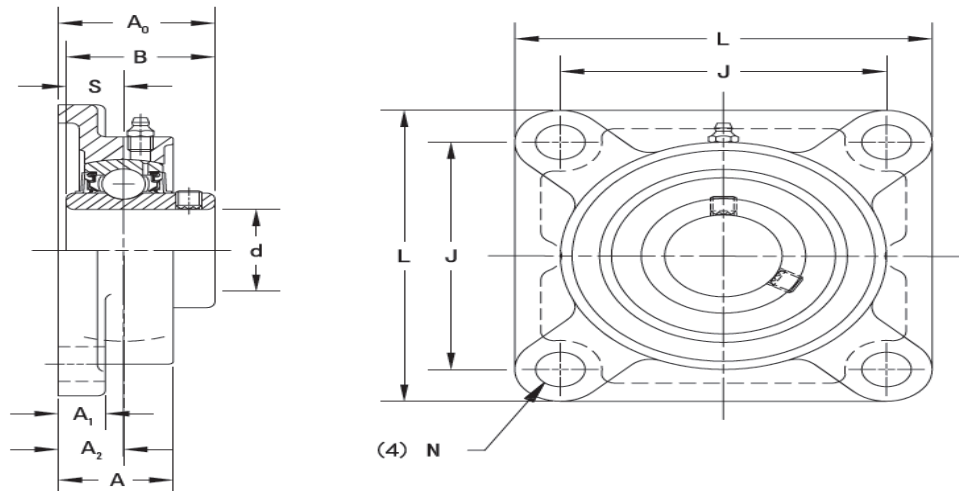
Fuente: INIAP

## Soportes de brida de 4 tornillos de hierro fundido para cojinetes de bolas, serie UCF 200.

### SERIE INDUSTRIAL UCF 200 CON BLOQUEO POR TORNILLOS PRISIONEROS SOPORTES DE BRIDAS DE CUATRO PERNOS DE HIERRO FUNDIDO

- Los soportes de bridas de cuatro pernos UCF están pensados para utilizarlos en aplicaciones industriales con cargas normales.
- Cada unidad se vende ensamblada y lista para montarse: solo tiene que introducir los pernos en las bridas.
- Estas unidades utilizan rodamientos de bolas con anillos interiores extendidos que cuentan con diámetros externos esféricos que se autoalinean para compensar la desalineación del eje.
- La serie UCF de soportes Timken incluye inserciones de rodamiento con bloqueo por tornillos prisioneros (UC) de Timken.
- Los rodamientos están lubricados para instalarse inmediatamente.
- Engrasador facilitado para la lubricación<sup>(1)</sup>.
- El diseño de retenes integrados es apropiado para aplicaciones en entornos con humedad o suciedad.
- Las dimensiones de espaciado entre los orificios de los pernos y la ubicación del centro del eje se pueden intercambiar con soportes de la competencia.
- El soporte se ha diseñado para facilitar la sustitución de los rodamientos.

Eje Diá. d	Designación del soporte	Referencia del rodamiento	Índices de carga básicos		Dimensiones										Tamaño del perno	Peso
			Dinámico	Estático	L	J	A <sub>1</sub>	A	A <sub>0</sub>	S	B	A <sub>2</sub>	N			
			C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in		
12	UCF201	UC201			86	64	11	25,5	33,3	12,7	31,0	15	12	M10	0,6	
1/2	UCF201-8	UC201-8														2878
15	UCF202	UC202			86	64	11	25,5	33,3	12,7	31,0	15	12	M10	0,6	
3/8	UCF202-10	UC202-10														2878
17	UCF203	UC203			86	64	11	25,5	33,3	12,7	31,0	15	12	M10	0,6	
3/4	UCF-204-12	UC204-12														2878
20	UCF-204	UC204														



Fuente: Catálogo de soportes para rodamientos de bolas serie U, TIMKEN.

### Propiedades del Acero AISI 1018

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

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

Fuente: DIPAC

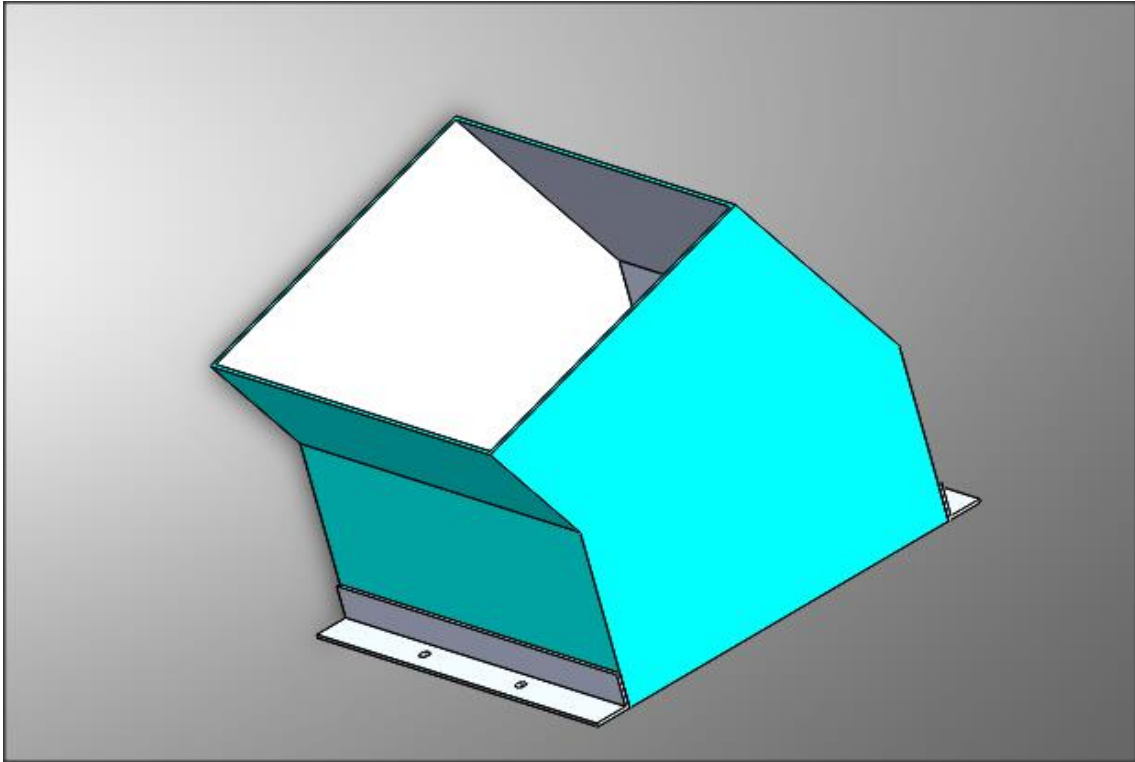
### Tabla de Tuberías cedula 40

DIÁMETRO			PROPIEDADES				
INTERIOR	EXTERIOR (D)		ESPESOR (e)		PRESIÓN/PRUEBA		PESO
pulg	mm	pulg	mm	pulg	kg/cm <sup>2</sup>	lb/pulg <sup>2</sup>	kg/mts
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65
14"	355.60	14.00	11.13	0.43	92	1310	94.55

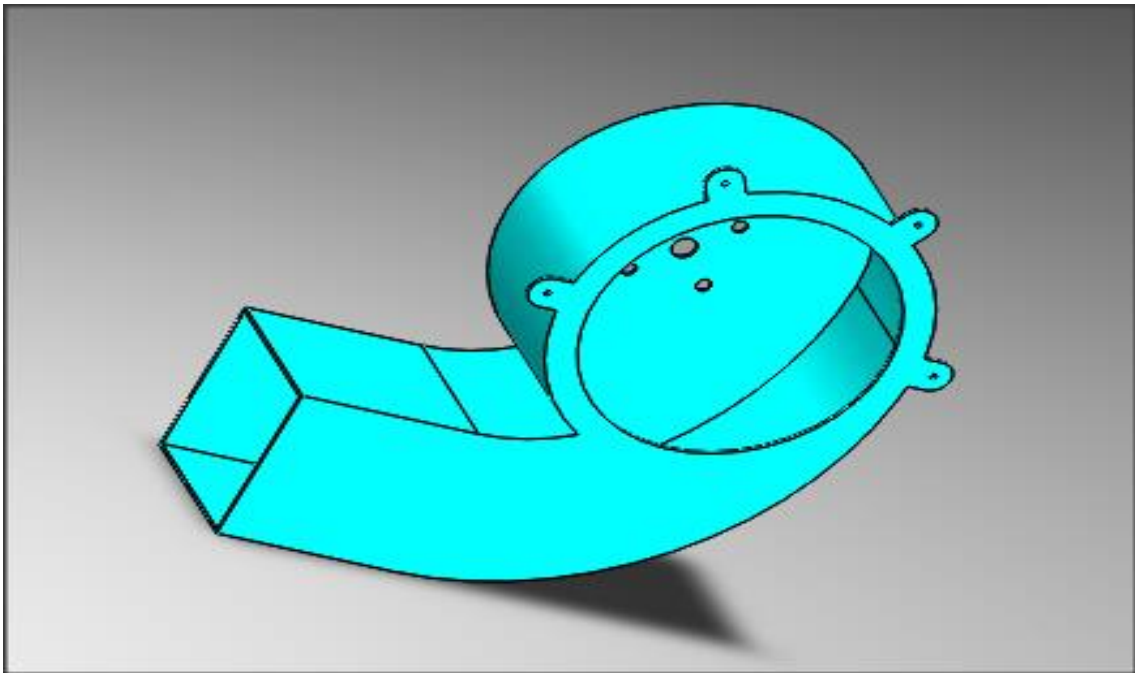
Fuente: DIPAC

**ANEXOS 2. GRAFICOS**

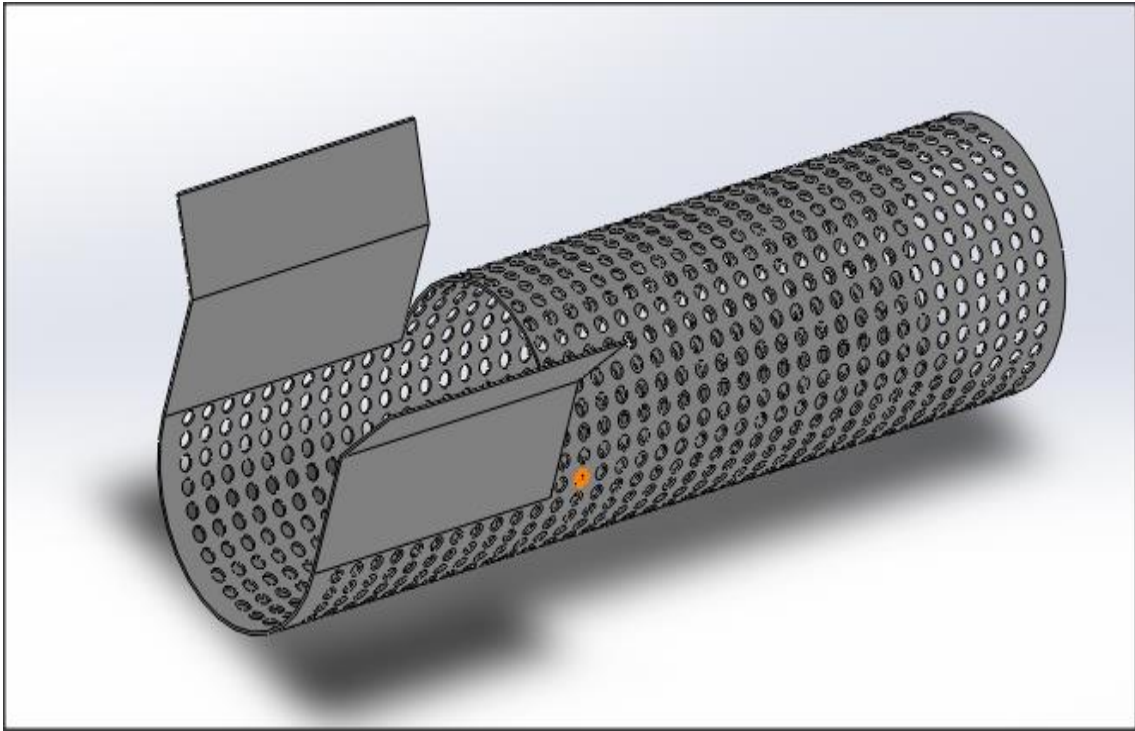
**TOLVA**



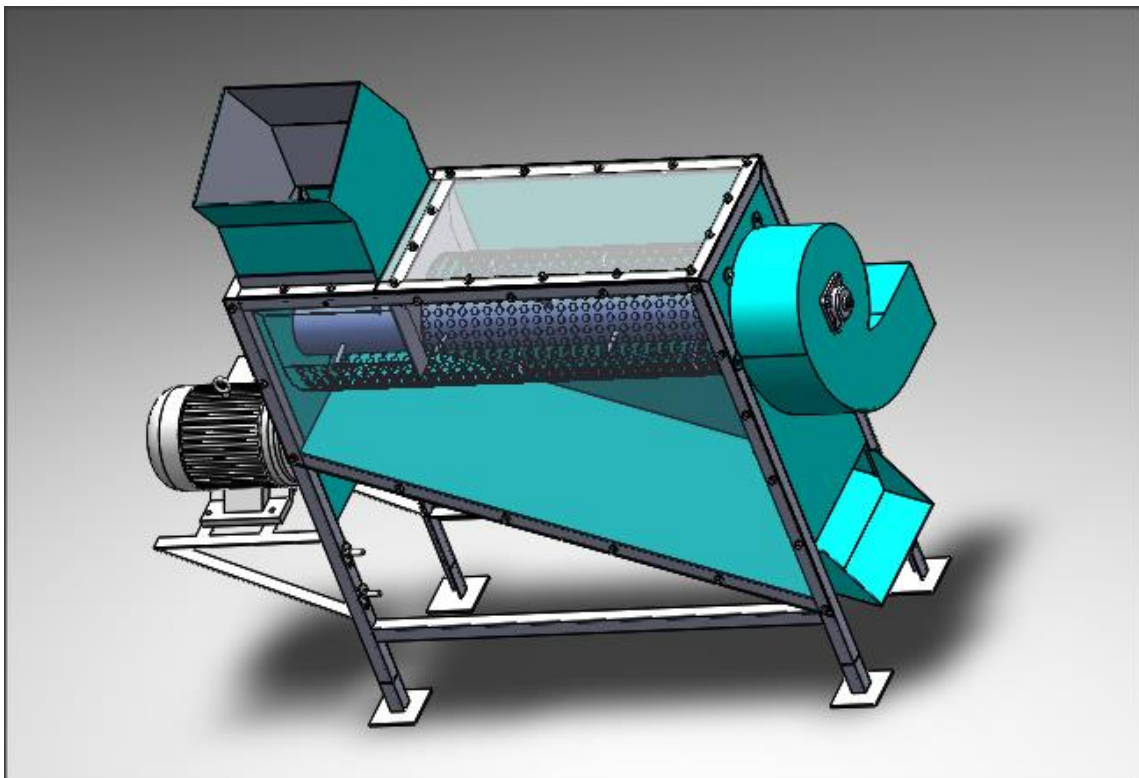
**VOLUTA DEL VENTILADOR**



## CRIBA



## ENSAMBLE DE LA MÁQUINA



## **ANEXOS 3. PLANOS**