

# CAPÍTULO 4

## DISEÑO DE LA MÁQUINA PARA MOLIENDA

### 4.1 REQUERIMIENTOS

En esta parte se determinara aquellos datos técnicos que hacen posible el análisis para su posterior diseño, estos parámetros están plenamente identificados y son:

- Capacidad
- Potencia
- Velocidad

#### 4.1.1 CAPACIDAD

La capacidad requerida del equipo para molienda se definió en el capítulo dos a base de la demanda de pimienta requerida semanalmente. La capacidad requerida fue 13 Kg./h, pero considerando un factor de rendimiento experimental del 90% para este tipo de maquinaria la capacidad de la máquina se obtiene de la siguiente manera:

$$C_p = \frac{C_{p_r}}{\eta} \quad (4-1)$$

En donde:

$C_p$  = capacidad de la máquina

$C_{p_r}$  = capacidad requerida

$\eta$  = factor de rendimiento

Remplazando:

$$Cp = \frac{13.5}{0.9}$$

$$Cp = 15 \text{ Kg/h}$$

La capacidad del equipo de molienda se define en **15 Kg/h**, que es considerada una capacidad pequeña, pero satisface la demanda actual y proyectada.

#### 4.1.2 POTENCIA<sup>1</sup>

En la ruptura de sustancias frágiles se reconocen dos partes:

1. Fractura inicial por grietas ya existentes o por planos de unión de los cristales que constituyen la masa de la sustancia.
2. La formación de nuevas grietas o puntos de fisura, seguida de fractura por ellas.

En general, se acepta que muy poca de la energía consumida por una instalación de desintegración se utiliza para la operación de ruptura. Solo una pequeña fracción de la energía suministrada a la máquina aparece como nueva energía superficial en el sólido, habiéndose publicado cifras menores de 2%, lo que en otras palabras, equivale a decir que la molienda es una operación muy ineficiente. La mayor parte de la energía consumida se pierde en deformar las partículas dentro de su límite de elasticidad y en fricción de las partículas unas con otras. Esta pérdida de energía aparece como calor y puede conducir a una deterioración térmica de los productos.

Los estudios teóricos han mostrado que la energía  $\partial E$  necesaria para producir un pequeño cambio  $\partial x$  en el tamaño de la unidad de masa de la

---

<sup>1</sup> J.G. Brennan, Las Operaciones de la Ingeniería de Alimentos, 2ª. ed.,Acribia, pág. 61.

sustancia se puede expresar como una función potencial del tamaño de la sustancia:

$$\frac{\partial E}{\partial x} = -\frac{K}{x^n} \quad (4-2)$$

En trabajos realizados por Rittinger (1867) consideró que durante la molienda de los sólidos la energía necesaria debe ser proporcional a la nueva superficie producida, siendo  $n = 2$ , con lo cual:

$$\frac{\partial E}{\partial x} = -\frac{K}{x^2} \quad (4-3)$$

y por integración

$$E = K \left[ \frac{1}{x_2} - \frac{1}{x_1} \right] \quad (4-4)$$

En donde:

$x_1$  = es el tamaño medio inicial del producto de partida.

$x_2$  = es el tamaño medio final del producto.

E = es la energía por unidad de masa necesaria para producir

esta nueva superficie, midiéndosele corrientemente en Hp.h/ton

K = es la llamada constante de Rittinger, que es constante para

cada producto y aparato particular.

Se ha observado que este principio se aplica bien a la molienda fina en la que se produce un gran aumento de superficie.

En 1885 Kick consideró que la energía necesaria para producir una reducción de tamaño dada era proporcional a la relación de reducción de tamaño, para lo cual es necesario que  $n = 1$ , con lo que:

$$\frac{\partial E}{\partial x} = -\frac{K}{x} \quad (4-5)$$

por integración

$$E = K \ln \frac{x_1}{x_2} \quad (4-6)$$

Siendo  $x_1/x_2$  la relación de reducción de tamaño.

Se ha observado que el principio de Kick aplica más exactamente para la trituración grosera, donde la mayor parte de la energía se utiliza para deformar las partículas dentro de su límite elástico.

Para determinar la energía que se requiere en la desintegración de los sólidos se aplicara el principio de Rittinger que definirá la energía que se utiliza en la molienda. El principio de Kick no será aplicado porque define la energía empleada en la desintegración y comparando con la requerida para la molienda resulta menor.

Datos:

$$x_1 = 0.5 \text{ cm}$$

$$x_2 = 8.8 \times 10^{-3} \text{ cm}$$

$K = 1.2 \text{ Hp.h.cm/ton}$ , valor determinado experimentalmente en un molino de similares características.

Remplazando:

$$E = 1.2 \left[ \frac{1}{8.8 \times 10^{-3}} - \frac{1}{0.5} \right]$$

$$E = 133.9 \text{ Hp.h/ton}$$

Mediante la Ec.(4-7) se determina la potencia requerida para la molienda y trituración.

$$P = E(C_p) \tag{4-7}$$

Donde:

$$E = 133.9 \text{ Hp.h/ton}$$

$$\begin{aligned} C_p &= \text{capacidad de la máquina} \\ &= 15 \text{ kg/h} \approx 0.015 \text{ ton/h} \end{aligned}$$

Remplazando:

$$P = 133.9(0.015)$$

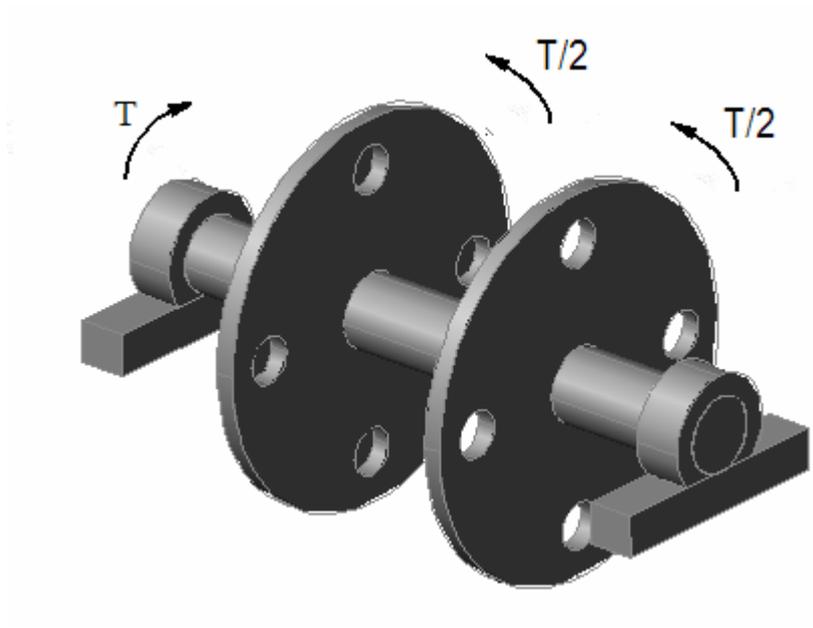
$$P = 2.008 \text{ Hp}$$

La potencia del motor eléctrico que se requiere para el proceso de molienda es 2 Hp, potencia que normalmente se emplea en equipos de similares características en el mercado.

### 4.1.3 VELOCIDAD

La velocidad es un parámetro muy importante en este proceso, para esta aplicación se requiere una velocidad de 3600 rpm en el rotor. Por tener el sistema una transmisión directa de potencia el motor empleado para este propósito es de 2 Hp con una velocidad de 3600 rpm la cual se encuentra en el mercado.

### 4.2 ESQUEMA CINEMÁTICO



**Figura 4. 1: Esquema cinemático**

En el esquema cinemático se indica el torque transmitido por el motor eléctrico que se equilibra con la carga que se aplica para la molienda en los martillos, estos a su vez transmiten la carga en forma de torque a los discos.

### 4.3 DETERMINACIÓN DE FUERZAS Y POTENCIAS

Una vez determinado la potencia y velocidad que se requiere para la máquina de molienda queda por determinar el torque y fuerzas del sistema.

#### 4.3.1 CÁLCULO DEL TORQUE

La siguiente ecuación permite determinar el torque en función de la potencia y velocidad determinados en los requerimientos.

$$T = \frac{7124P}{n} \quad (4-8)^2$$

Donde:

n= velocidad = 3600 rpm

P= potencia = 2 Hp

T= torque

Remplazando estos datos en la Ec.(4-8), se tiene:

$$T = 4 \text{ Nm}$$

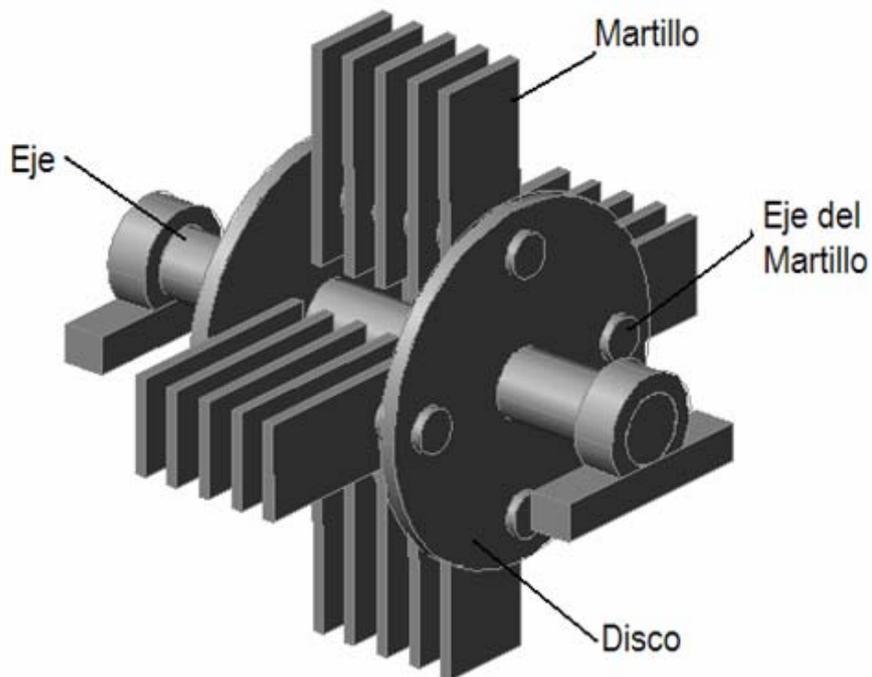
En la Fig. 4.1 se indica el sentido del torque y los puntos de aplicación, el equilibrio de momentos se logra con los dos discos que transmiten al eje el trabajo producido para moler pimienta..

---

<sup>2</sup> J.E. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ª. ed., McGraw-Hill, pág. 60

### 4.3.2 CÁLCULO DE FUERZAS

Para determinar las fuerzas del sistema se requiere un estudio de cada uno de los componentes que conforman una máquina de molienda tipo martillos, con este objetivo se ilustra en primer lugar los elementos del equipo en la siguiente figura.



**Figura 4.2: Componentes del sistema**

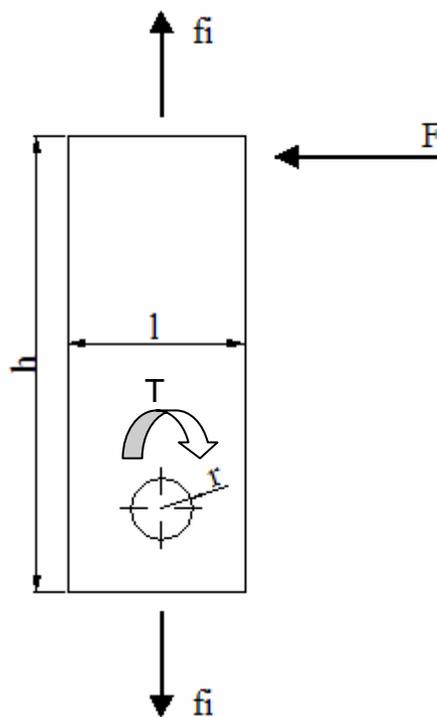
Los componentes de la Fig. 4.2 se identifican a continuación:

1. Martillo
2. Eje del martillo
3. Disco
4. Eje

#### 4.3.2.1 Análisis en el martillo

La fuerza de impacto empieza a transmitirse por el martillo, continúa por el eje del martillo, disco y finalmente en el eje principal se ejerce el torque, que se encuentra en función directa de la fuerza inicial aplicada en el martillo. Analizando elemento por elemento tendremos las reacciones respectivas.

En la siguiente figura se indica el diagrama de cuerpo libre del martillo, elemento inicial en la transmisión de carga.



**Figura 4. 3: Diagrama de cuerpo libre del martillo**

Donde:

$F$  = fuerza de impacto con el grano

$f_i$  = fuerza debido a la aceleración centrífuga

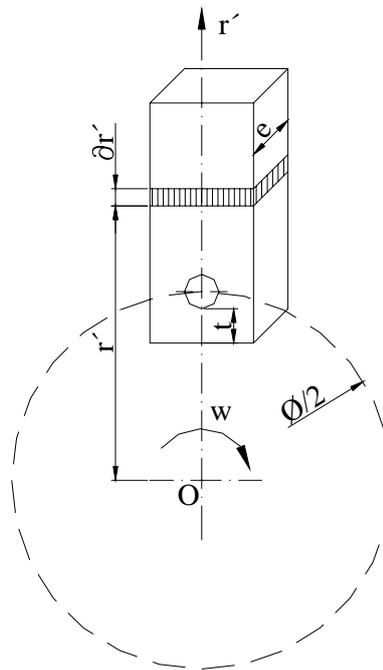
$h$  = largo del martillo = 80 mm

$l$  = ancho del martillo = 36 mm

$r$  = radio del eje = 8 mm

La fuerza  $F$  es la incógnita del sistema, y las demás cargas que se precisan en la Fig. 4.3 se analizan para determinar la ecuación de equilibrio que derivara en la obtención de  $F$ .

La fuerza centrífuga  $f_i$  está en función de la masa y aceleración, en la siguiente figura se ilustra un diferencial del martillo, como también su trayectoria con respecto al punto  $O$ , centro del eje.



**Figura 4. 4: Diferencial del martillo**

Donde:

$$e = 4 \text{ mm}$$

$$t = 12 \text{ mm}$$

$$\varnothing/2 = 65 \text{ mm}$$

Aplicando conceptos de fuerza centrífuga, y diferenciales se obtiene el siguiente análisis.

$$f_i = ma \quad (4-9)$$

$$\partial f_i = \partial ma$$

$$a = w^2 r' \quad (4-10)$$

$$m = \rho A r' \quad (4-11)$$

$$\partial f_i = \rho A w^2 r' \partial r' \quad (4-12)$$

$$f_i = \rho A w^2 \int_{\theta/2}^{\theta/2+y} r' \partial r' \quad (4-13)$$

Datos:

$$\rho_{\text{acero}} = 7840 \text{ Kg/m}^3$$

$$A = I(e) = 144 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$w = 3600 \text{ rpm} \approx 377 \text{ rad/s}$$

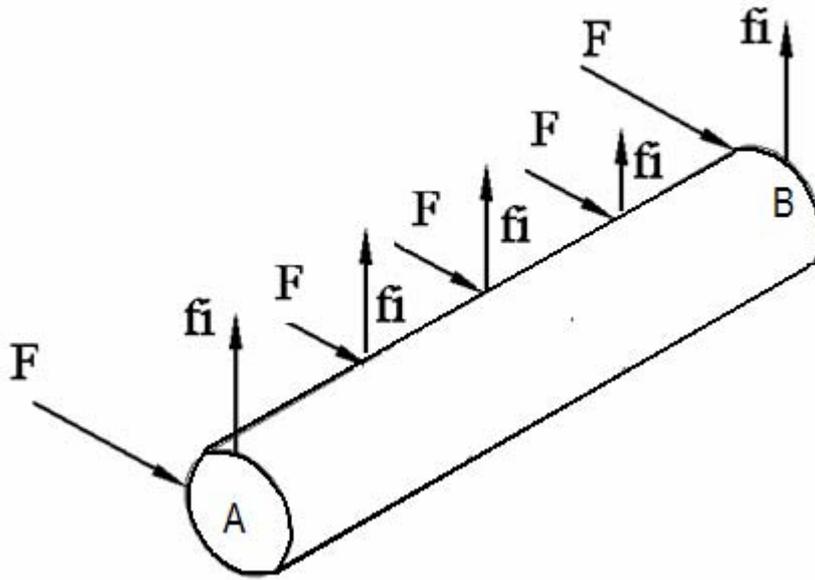
$$r = h-t-r = 80-12-8 = 60 \text{ mm}$$

Remplazando los valores en la Ec.(4-13) se obtiene:

$$f_i = 915 \text{ N}$$

#### 4.3.2.2 Análisis en el eje del martillo

Una vez realizado el análisis de las cargas del martillo, queda por determinar las reacciones en el resto de los elementos. La siguiente figura indica las reacciones en el eje del martillo.

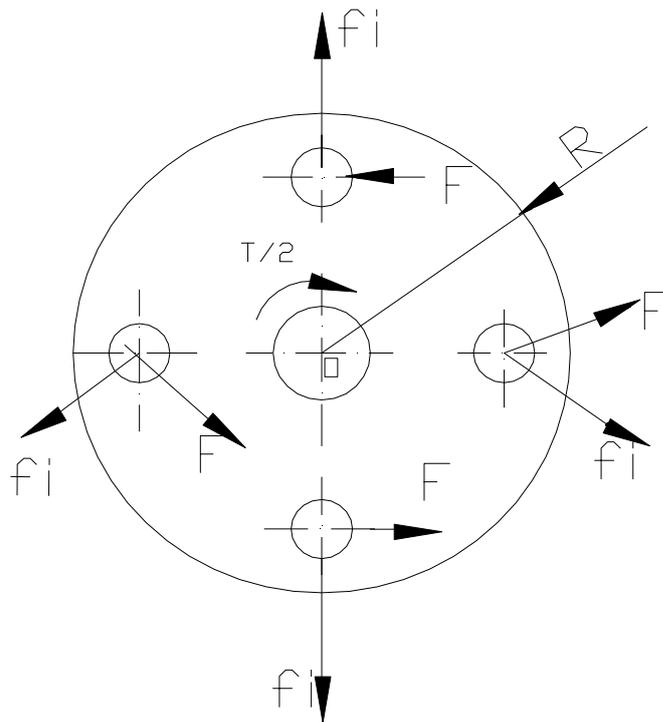


**Figura 4. 5: Diagrama de cuerpo libre del eje**

En la Fig. 4.5 se presentan las reacciones entre los martillos y el eje.

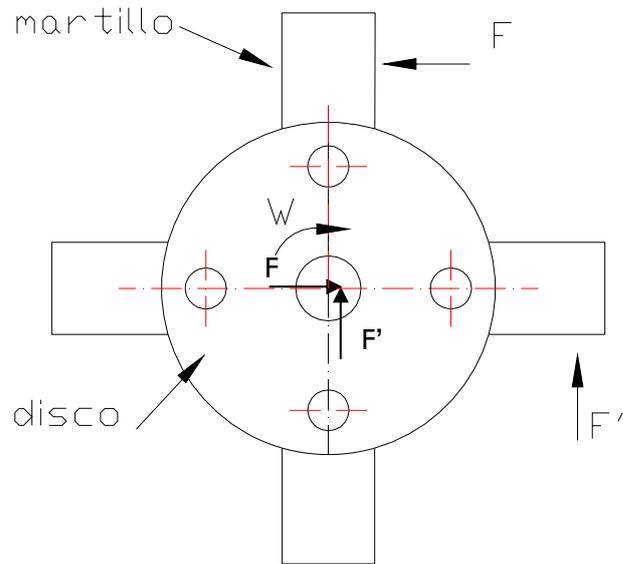
#### **4.3.2.3 Análisis en el disco**

Con el estudio de cargas en el disco se puede determinar  $F$  (fuerza de impacto del martillo), con lo que es posible obtener las cargas de todo el sistema del molino de martillo.



**Figura 4. 6: Diagrama de cuerpo libre del disco**

La Fig. 4.6 muestra el diagrama de cuerpo libre del disco con el que se determina la ecuación de equilibrio del sistema de molino de martillo. Para continuar es preciso aclarar las fuerzas de impacto  $F$  y  $F'$ , en la Fig. 4.7 se indica la posición de mayor trabajo de los tres martillos del molino y las fuerzas que actúan en las mismas, estas fuerzas de impacto se originan por el choque que experimenta el material a triturar con el martillo, por evidencias bibliográficas y experimentales el martillo 1 soporta la mayor fuerza de impacto denominada  $F$ , el número 2 el 20% de  $F$  el 3 y 4 es despreciable por estar fuera de la zona de trabajo y a su vez van a servir como ventiladores en la cámara de molienda.



**Figura 4. 7: Fuerzas de impacto F y F'**

$$\sum M_o = 0$$

$$Fd + F'd = T/2 \quad (4-14)$$

Datos:

$$F' = 0.2F$$

$$d = R - t' - r = 65 - 12 - 8 = 45 \text{ mm}$$

$$d = 0.045 \text{ m}$$

$$T = 4 \text{ Nm}$$

Reemplazando:

$$F = 37 \text{ N}$$

#### 4.3.2.4 Reacciones del martillo

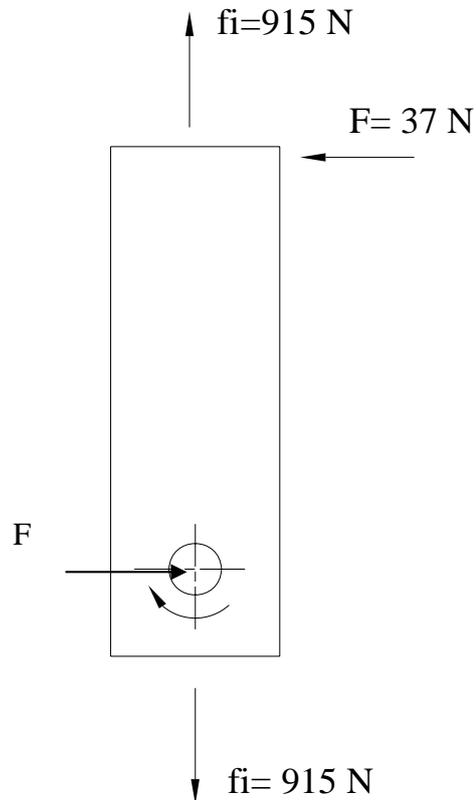


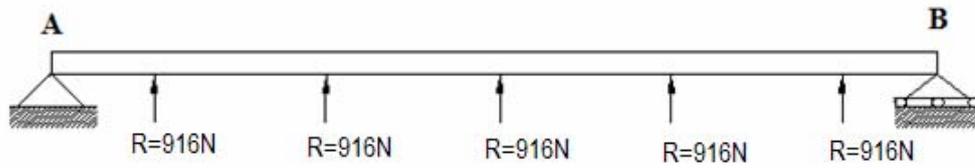
Figura 4. 8: Reacciones del martillo

#### 4.3.2.5 Reacciones del eje del martillo

El eje de la Fig. 4.9 es una viga simplemente apoyada , sometida a fuerzas  $R$  originadas por los martillos, esta fuerza es resultante de la fuerza centrífuga y de impacto como se especifica en la Ec.( 4-15).

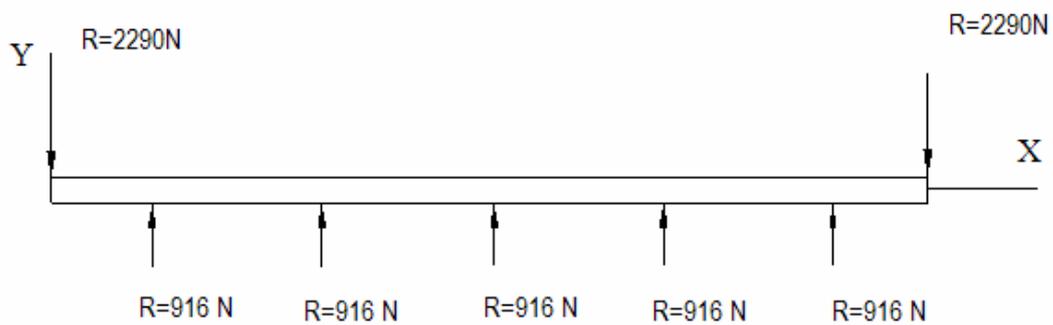
$$R = \sqrt{F^2 + f_i^2} \quad (4-15)$$

$$R = \sqrt{37^2 + 915^2} = 916 \text{ N}$$



**Figura 4. 9: Eje del martillo**

En la Fig. 4.10 se presenta las reacciones del eje que está sometido a cargas transversales.



**Figura 4. 10: Reacciones del eje del martillo**

#### 4.3.2.6 Reacciones del disco

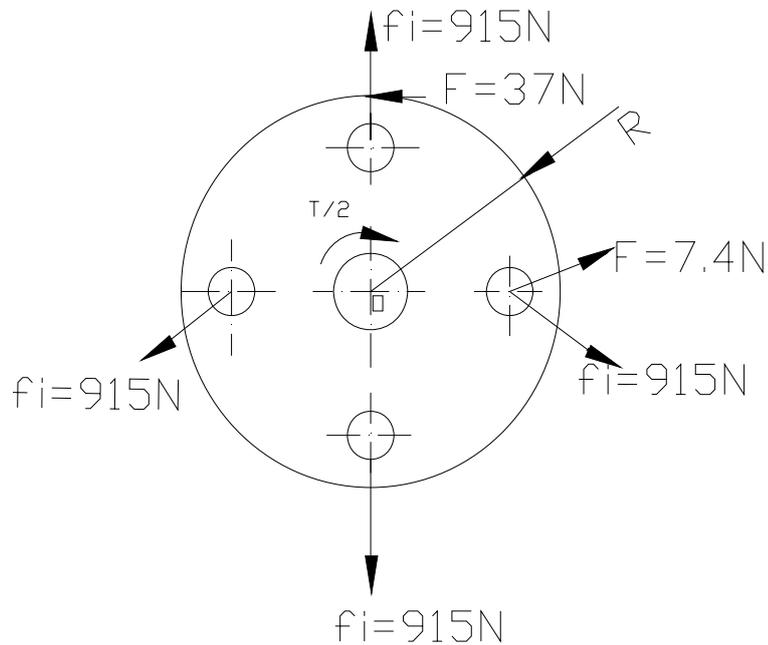
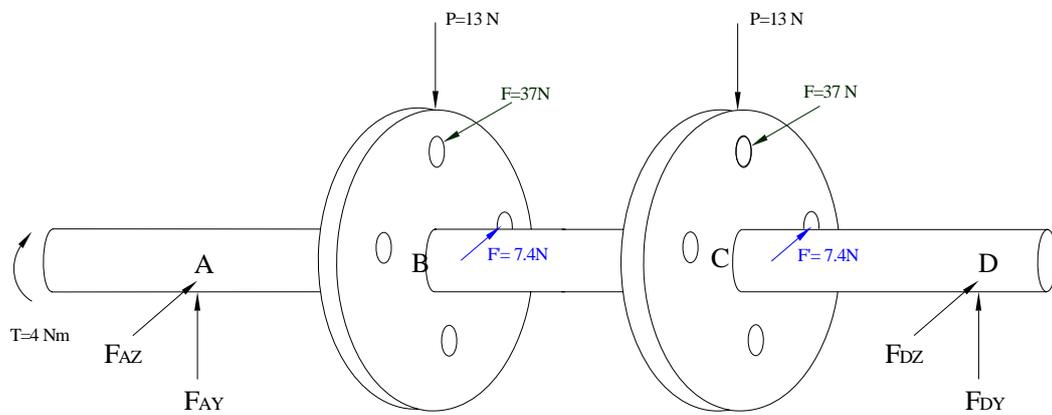


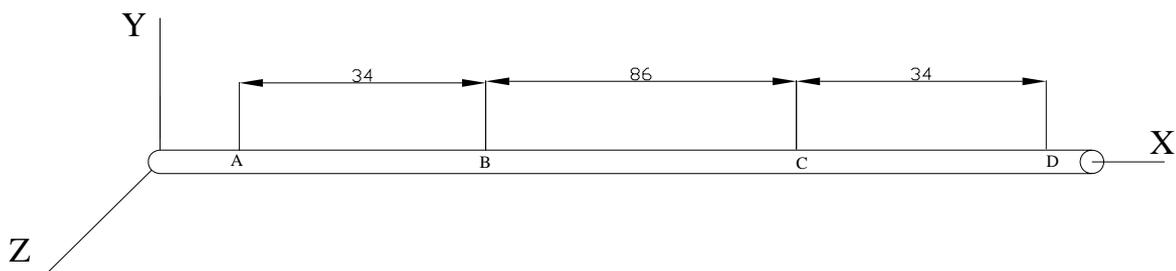
Figura 4. 11: Reacciones del disco

#### 4.3.2.7 Reacciones del eje

En la Fig. 4.12 se indica las cargas que se aplican en el sistema básico del molino de martillos que son principalmente fuerzas de impacto, momentos ocasionados por fuerzas de fricción y P, peso de los discos. La Fig. 4.13 muestra las distancias entre los puntos de apoyo y la separación entre los discos.



**Figura 4. 12: Cargas en el sistema**



**Figura 4. 13: Distancias entre puntos de aplicación de cargas**

Analizando las cargas del sistema procedemos a determinar las reacciones de los puntos de apoyo aplicando las ecuaciones de equilibrio.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Ay} - F_{By} - F_{Cy} + F_{Dy} = 0 \quad (4-16)$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_{Az} + F_{Bz} + F_{Cz} - F_{Dz} = 0 \quad (4-17)$$

$$\sum M_{yA} = 0$$

$$-34F_{Bz} - 120F_{Cz} + 154F_{Dz} = 0 \quad (4-18)$$

$$\sum M_{zA} = 0$$

$$-34F_{By} - 120F_{Cy} + 154F_{Dy} = 0 \quad (4-19)$$

Las componentes rectangulares de las fuerzas  $F_C$ ,  $F_D$  y  $F_E$  están en función del peso del disco y de las fuerzas de impacto.

$$F_{By} = P - F' \text{Sen}(45^\circ) = F_{Cy} = 5.6N \quad (4-20)$$

$$F_{Bz} = F - F' \text{Cos}(45^\circ) = F_{Cz} = 37N \quad (4-21)$$

Datos:

$$P = 13 \text{ N}$$

$$F = 37 \text{ N}$$

$$F' = 7.4 \text{ N}$$

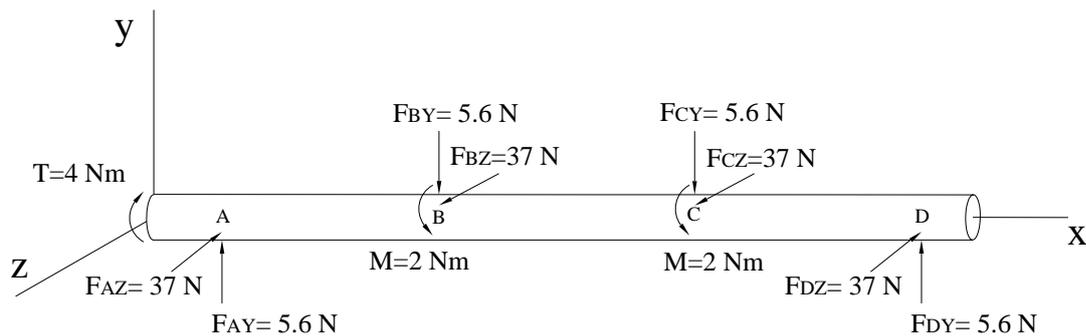
Remplazando:

$$F_{Ay} = 5.6 \text{ N}$$

$$F_{Az} = 37 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = 5.6 \text{ N}$$

$$F_{Dz} = 37 \text{ N}$$



**Figura 4. 14: Reacciones del eje principal**

## 4.4 DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINA

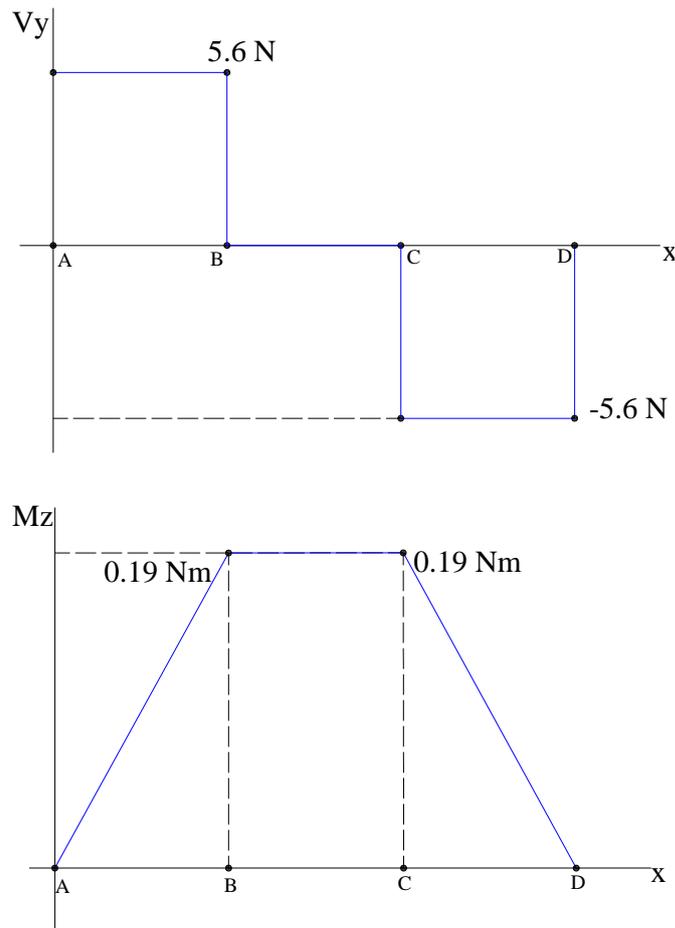
Una vez determinada las cargas que se aplican a los diferentes elementos que posee el molino de martillos queda por diseñar y seleccionar dichos componente.

### 4.4.1 DISEÑO DEL EJE

Con el conocimiento de las reacciones de este elemento procedemos a determinar los diagramas de fuerza cortante. El diagrama de momento flector se obtiene a través del cálculo de las áreas en el diagrama de fuerza cortante en los puntos A, B, C y D .

En el plano Y-X:

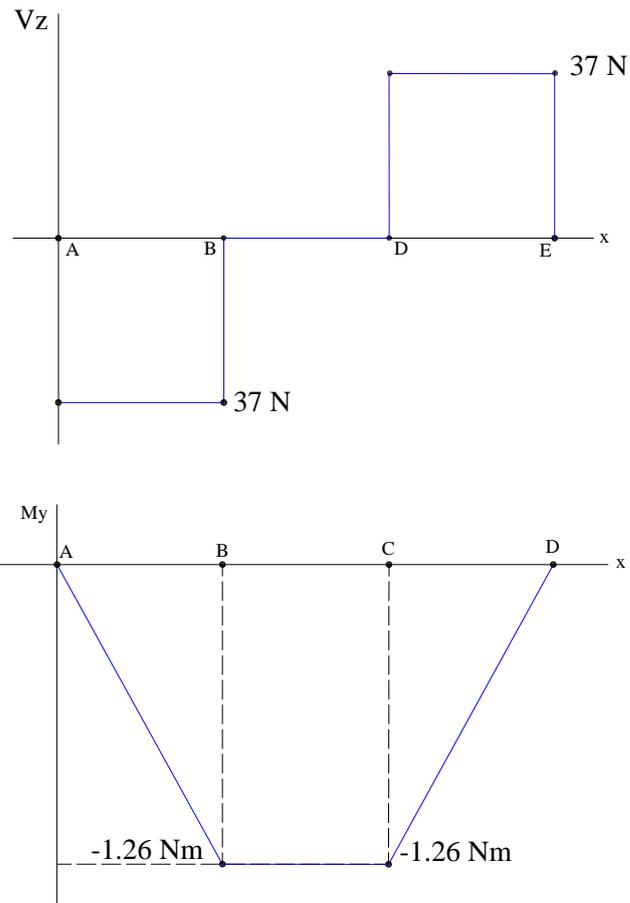
$V_B = -5.6 \text{ N}$	$M_B = 0.19 \text{ Nm}$
$V_C = 0 \text{ N}$	$M_C = 0.19 \text{ Nm}$
$V_D = -5.6 \text{ N}$	$M_D = 0 \text{ Nm}$



**Figura 4. 15: Diagrama de cortante y momento flector en Y-X**

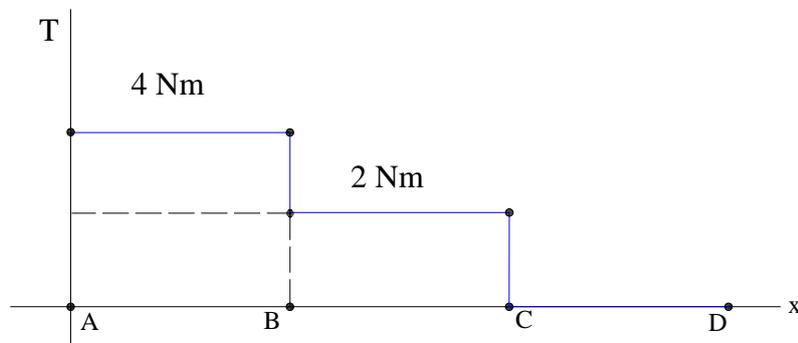
En el plano Z-X:

$V_B = -37 \text{ N}$	$M_B = -1.258 \text{ Nm}$
$V_C = 0 \text{ N}$	$M_C = -1.258 \text{ Nm}$
$V_D = 37 \text{ N}$	$M_D = 0 \text{ Nm}$



**Figura 4. 16: Diagrama de cortante y momento flector en Z-X**

La Fig. 4.17 indica el diagrama de torque que se encuentra en función directa de la potencia entregada por el motor y la carga que se produce por efecto de la molienda.



**Figura 4. 17: Diagrama de torque**

Una vez determinado los diagramas de momento flector y torque queda por determinar la sección transversal crítica. Mediante la aplicación de la Ec.(4-22) en todas las secciones potencialmente críticas, se halla que su valor máximo ocurre en los puntos B y C.

$$\left(\sqrt{M_Y^2 + M_Z^2 + T^2}\right)_{\max} = \sqrt{1.26^2 + 0.2^2 + 2^2} = 2.4Nm \quad (4-22)^3$$

Determinada la sección transversal crítica se procede a diseñar el elemento propiamente. Analizando las cargas que soporta el eje tenemos dos casos, primero una carga constante que es el torque, y segundo una carga variable relacionado con la resultante del momento flector, esto provoca que una fibra particular de la superficie del eje rotatorio, sometido a la acción de cargas de flexión, pasa por esfuerzos de tensión y compresión en cada revolución. Estas cargas que ocurren en elementos de máquina producen esfuerzos fluctuantes.<sup>4</sup>

Mediante la aplicación de la Ec.(4-23) obtenemos el momento flector máximo en el punto B-C y que por su naturaleza pasa a ser el momento alternante  $M_a$ .

$$M_a = \left(\sqrt{M_Y^2 + M_Z^2}\right)_{\max} \quad (4-23)$$

$$M_a = \sqrt{1.26^2 + 0.2^2} = 1.3Nm$$

El momento torsor máximo para los puntos B y C se determina por medio del diagrama. Este momento por sus características es el torque medio  $T_m$ .

$$T_m = 2 Nm$$

<sup>3</sup> F.P. Beer y E.R. Johnston, Mecánica de Materiales, 2ª. ed., McGraw-Hill, pág. 462.

<sup>4</sup> J.E. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, 4ª. ed., McGraw-Hill, pág. 302.

El material seleccionado para este trabajo es el AISI 304 (características y propiedades ver Anexo D), y sus propiedades mecánicas generales son las siguientes:

Acero AISI 304

$$S_u = 540 \text{ Mpa} \approx 76645 \text{ lb/plg}^2$$

$$S_y = 230 \text{ Mpa} \approx 32645 \text{ lb/plg}^2$$

El diseño de ejes con cargas fluctuantes y de choques se basa en la teoría de falla de corte máximo y factores combinados de choque y fatiga. Para tomar en cuenta las condiciones de choque se ha integrado factores de corrección en la ecuación para el diseño de flecha basada en la teoría de la energía de distorsión y se obtuvo la Ec.(4-24).<sup>5</sup>

$$\frac{S_Y}{N} = \frac{32}{\pi D^3} \sqrt{K_{sb} \left( Mm + \frac{S_Y}{S_e} Ma \right)^2 + \frac{3}{4} K_{st} \left( Tm + \frac{S_{SY}}{S_{es}} Ta \right)^2} \quad (4-24)$$

Nomenclatura:

$S_Y$  = esfuerzo de fluencia a tensión

$S_{SY}$  = esfuerzo de fluencia a corte

$N$  = factor de seguridad

$D$  = diámetro de la flecha

$K_{sb}$  = factor de corrección de choque

$K_{st}$  = factor de corrección de choque por torsión

$S_e$  = esfuerzo límite de fatiga

$S_{es}$  = esfuerzo límite de fatiga a corte

$Ma$  = momento flexionante variable aplicado

$Mm$  = momento medio

$Ta$  = torque alternante

$Tm$  = torque medio

<sup>5</sup> A. D. Deutschman, Diseño de Máquinas, 4ª. ed., CECSA, pág. 362.

El esfuerzo límite de fatiga está en función varios factores de corrección y se determina en la Ec.(4-26).

$$S_e = \frac{1}{K_f} C_R C_S C_F C_W S'_n \quad (4-25)^6$$

Nomenclatura:

$K_f$  = factor de concentración de esfuerzos

$C_R$  = factor de confiabilidad

$C_S$  = factor de corrección por tamaño

$C_F$  = factor de corrección por acabado de superficie

$C_W$  = factor de corrección por soldadura

$S'_n$  = esfuerzo de fatiga del material

Para determinar  $S'_n$  usamos la Ec.(4-26).

$$S'_n = 0.5 S_u \quad (4-26)^7$$

$$S'_n = 0.5(76645) = 38322.5 \text{ lb} / \text{plg}^2$$

De la Fig. B-1 del Anexo D determinamos para el eje en el punto B:

$$K_f(\text{flexión})^8 = 1.6$$

$$K_{fs}(\text{torsión}) = 1.3$$

El eje va a trabajar en una atmósfera corrosiva, y va a tener una razón de supervivencia de 99.99 %. Entonces, de la Ec.(4-27) y de la tabla 3-2 del Anexo D, tenemos:

---

<sup>6</sup> A. D. Deutschman, Diseño de Máquinas, 4ª. ed., CECSA, pág. 134.

<sup>7</sup> A. D. Deutschman, Diseño de Máquinas, 4ª. ed., CECSA, pág. 120

<sup>8</sup> A. D. Deutschman, Diseño de Máquinas, 4ª. ed., CECSA, pág. 930

$C_R$  = Factor de reducción de la resistencia de fatiga basado en la confiabilidad

D:M:F = Factor de desviación de multiplicación.

$$C_R = 1 - 0.08(DMF) \quad (4-27)^9$$

$$C_R = 1 - 0.08(3.62) = 0.71$$

De la Fig. B-3 del Anexo D obtenemos para una superficie maquinada:

Tenemos que tener en cuenta el  $S_u = 76 \text{klb/pulg}^2$

$C_F$  = factor de corrección por acabado de superficie

$$C_F^{10} = 0.79$$

Finalmente, ya que es probable que el diámetro de la flecha sea mayor a  $\frac{1}{2}$  plg y quizá menor que 2 plg aplicaremos la siguiente relación:

$C_S$  = factor de corrección por tamaño

$$C_S^{11} = 0.85$$

Ahora se determina el esfuerzo límite de fatiga por medio de la Ec.(4-25) (para este caso  $C_W = 1$ ):

$$S_e = \frac{1}{1.6} (0.71)(0.79)(0.85)(38322.5) = 11419.3 \text{ lb/plg}^2$$

---

<sup>9</sup> A. D. Deutschman, Diseño de Máquinas, 4ª. ed., CECSA, pág. 124

<sup>10</sup> A. D. Deutschman, Diseño de Máquinas, 4ª. ed., CECSA, pág. 931

<sup>11</sup> A. D. Deutschman, Diseño de Máquinas, 4ª. ed., CECSA, pág. 125.

Considerando el tipo de carga del eje, podemos concluir:

- a) Ya que existe choques fuertes  $K_{sb} = K_{st} = 2.0^{12}$  (anexo D)
- b) Debido a que la carga flexionante es repetitiva,  $M_m = 0$
- c) Ya que no hay volante, embragues, etc., el par de torsión será estable es decir,  $T_a = 0$ ;
- d) El factor de seguridad = 4;
- e) El momento alternante  $M_a = 1.3 \text{ Nm} \approx 11.25 \text{ lb-plg}$
- f) El torque medio  $T_m = 2 \text{ Nm} \approx 17.32 \text{ lb-plg}$ .

Aplicando la Ec.(4-24), obtenemos:

$$D^3 = \frac{4 * 32}{32645 * \pi} \sqrt{2 \left( \frac{32645}{11419.3} (11.25) \right)^2 + \frac{3}{4} (2)(17.32)^2}$$

$$D = 0.5 \text{ pulg}$$

Donde:

$$\text{Diámetro} = D = 0.5 \text{ plg}$$

El diámetro mínimo requerido es aproximadamente 12.7 mm, pero por efecto de trabajos de maquinado y también por obtener una chumacera con la misma dimensión nominal del eje se ha decidido por el material de acero inoxidable AISI 304 de diámetro de 1 pulg.

---

<sup>12</sup> A. D. Deutschman, Diseño de Máquinas, 4ª. ed., CECSA, pág. 362

#### 4.4.1.2 Selección de chumacera

Se empleara la chumacera LDK SP205, de acero inoxidable cuyas características generales son las siguientes:

$$d = 1 \text{ pulg}$$

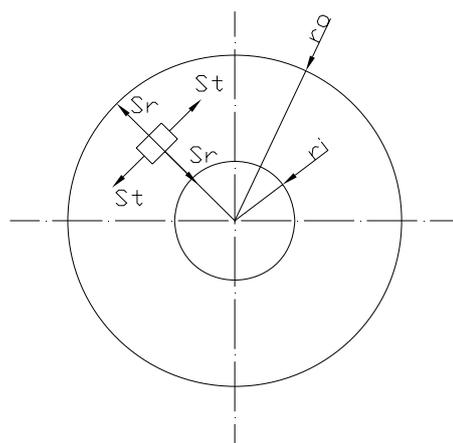
Se utilizara un equivalente de cualquier otra marca, el procedimiento de selección de este soporte se lo amplía en el Anexo A.

#### 4.4.1.3 Selección del matrimonio.

Se emplea el acople o matrimonio LOVEJOY ya que es el más simple, el más fácil de instalar, el más económico. Ideal para motores eléctricos y construcción de máquinas las características generales del acople Anexo B.

#### 4.4.2 DISEÑO DEL DISCO

Los discos o cilindros giratorios son elementos corrientes en las máquinas. El material seleccionado para este tipo de trabajo es el AISI 304 acero inoxidable.



**Figura 4. 18: Disco giratorio**

El máximo esfuerzo tangencial Ec.(4-28).

$$S_{\tau_{\max}} = \frac{\rho v^2}{g_o} \left( \frac{\mu+3}{4} \right) \left[ 1 + \frac{1-\mu}{\mu+3} \left( \frac{r_i}{r_o} \right)^2 \right] \quad (4-28)^{13}$$

El máximo esfuerzo tangencial Ec.(4-29).

$$S_{\tau_{\max}} = \frac{\rho v^2}{g_o} \left( \frac{\mu+3}{8} \right) \left( 1 - \frac{r_i}{r_o} \right)^2 \quad (4-29)^{14}$$

Donde:

$\rho$  = densidad

$\omega$  = velocidad angular

$v = r_o \omega$ , velocidad periférica

$\mu$  = relación de Poisson (0.30 para el acero)

$g_o$  = aceleración de la gravedad

$r_i$  = radio interior

$r_o$  = radio exterior

$S_{\tau_{\max}}$  = esfuerzo tangencial máximo

Si el eje sobre el cual esta montado el disco también gira, será seguramente satisfactorio hacer  $r_i = 0$ .

$$S_{\max} = \frac{\rho v^2 (\mu + 3)}{4 g_o} \quad (4-30)$$

---

<sup>13</sup> Hall, Allen. S. Teoría y problemas de diseño Mecánico pág. 124.

<sup>14</sup> Hall, Allen. S. Teoría y problemas de diseño Mecánico pág. 124.

$$S_{\max} = \frac{\rho v^2 (\mu + 3)}{8g_o} \quad (4-31)$$

Aplicando los siguientes datos:

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

$$v = 24.5$$

$$\mu = 0.3 \text{ (relación de Poisson para el acero)}$$

$$g_o = 9.8 \text{ m/s}^2$$

Remplazando:

Máximo esfuerzo tangencial:

$$S_{\max} = \frac{(7850)(24.5)^2(3 + 0.3)}{4(9.8)}$$

$$S_{\max} = 396670.31 \text{ kg / m}^2$$

Maximo esfuerzo radial:

$$S_{\max} = \frac{(7850)(24.5)^2(3 + 0.3)}{8(9.8)}$$

$$S_{\max} = 198335.2 \text{ kg / m}^2$$

El esfuerzo máximo por efecto de la acción centrífuga, se procede a comparar con el esfuerzo último  $S_u = 54000000 \text{ kg/m}^2$ .

$$S_u \gg S_{\max}$$

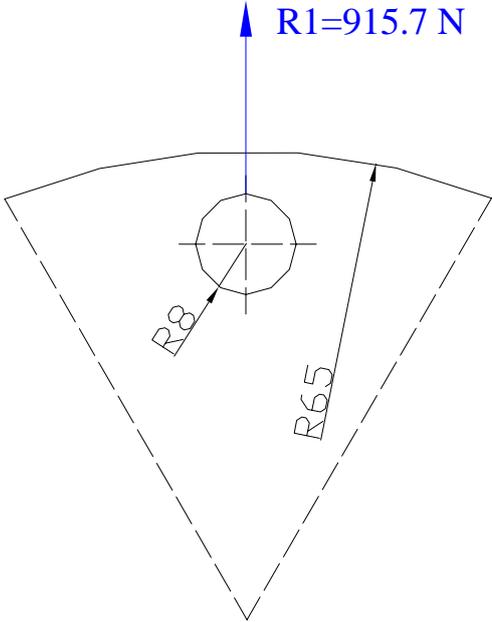
La comparación realizada garantiza que el disco giratorio no tendrá falla por efecto de la fuerza centrífuga.

Otra causa por la que puede fallar el disco es por efecto del corte que produce la resultante de las fuerzas  $F$  y  $f_i$  aplicada en las cavidades para los ejes de los martillos, véase en la Fig. 4.11. Aplicando la Ec.(4-32) se obtiene la resultante.

$$R1 = \sqrt{F^2 + f_i^2} \tag{4-32}$$

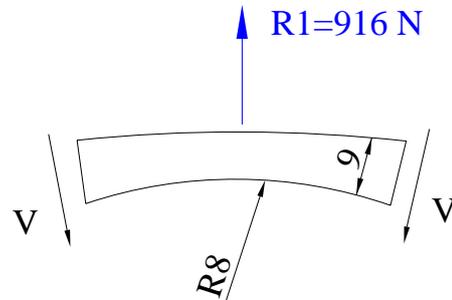
$$R1 = \sqrt{37^2 + 915^2} = 915.7 \text{ N}$$

En la Fig. 4.19 se indica el segmento afectado por la aplicación de las fuerzas señaladas.



**Figura 4. 19: Segmento de disco**

Las fuerzas y reacciones que participan para producir la falla por corte se indica en la Fig. 4.20.



**Figura 4. 20: Reacciones del segmento**

La fuerza cortante  $V$  se determina por medio de la aplicación de ecuaciones de equilibrio, dando como resultado:

$$V = 457.85 \text{ N}$$

Determinada la fuerza cortante y el área crítica, queda por calcular el esfuerzo cortante máximo, que es cortante directo, ya que no tiene efectos de la deflexión Ec.(4-31).

$$\tau_{\max} = \frac{V}{A} \tag{4-33}^{15}$$

Donde:

$$V = 457.85 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} A &= \text{área de corte} = \text{espesor} \times 9 \\ &= 8 \times 9 = 72 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

<sup>15</sup> F.P. Beer y E .R , Johnston, Mecánica de Materiales, 2ª. ed.,McGraw-Hill, pág. 284.

Remplazando:

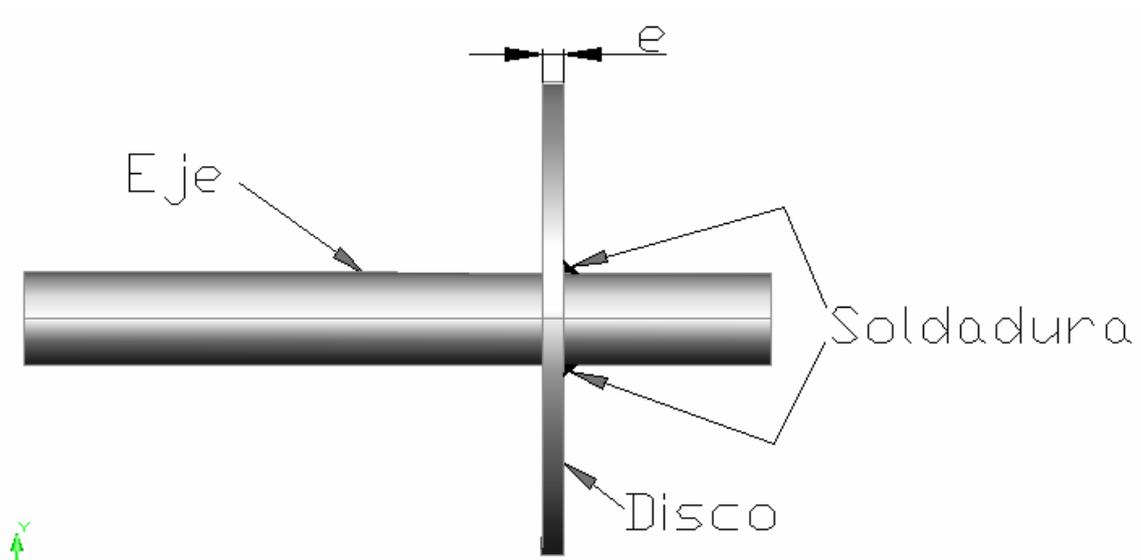
$$\tau_{\max} = \frac{(457.85)}{(72 \times 10^{-6})} = 6.3 \text{ MPa}$$

Comparando con el esfuerzo máximo de corte:

$$\tau_{\max} \ll 0.4S_y$$

Se concluye que no habrá falla por efecto de corte, ya que el esfuerzo de corte máximo producido por la resultante de F y  $f_i$  es mínimo comparada con el permitido.

En los dos casos anteriores el espesor impuesto de 6 mm para la placa del disco ha cumplido satisfactoriamente, pero queda por determinar si el espesor mínimo requerido por efecto de la soldadura en el perímetro interior del plato resulta menor al de 6 mm, véase la Fig. 4.21.



**Figura 4. 21: Unión eje – disco**

La soldadura que se indica en la Fig. 4.21 está sometida a torsión, y por tanto se aplica la Ec.(4-34) para determinar el esfuerzo cortante.

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (4-34)^{16}$$

Donde:

T = torque

r = distancia desde el centroide hasta el punto de soldadura de interés

J = momento polar de inercia del grupo de soldaduras

El momento polar J se define en la siguiente Ec.(4-35).

$$J = 0.707J_u h \quad (4-35)^{17}$$

Donde:

$J_u$  = momento polar unitario (véase la tabla 9.2 del Anexo D)

h = tamaño de la junta, véase la Fig. 4.21

Los datos para la aplicación de la Ec.(4-35) son los siguientes:

$$\begin{aligned} J_u &= 2\pi r^3 = 2\pi(1.27 \times 10^{-2})^3 \\ &= 1.3 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Remplazando:

$$\begin{aligned} J &= 0.707(1.3 \times 10^{-5})h \\ &= 9.2 \times 10^{-6}h \end{aligned}$$

Para aplicar la Ec.(4-34) se registran los siguientes datos:

---

<sup>16</sup> J.E. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ª. ed., McGraw-Hill, pág. 543.

<sup>17</sup> J.E. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ª. ed., McGraw-Hill, pág. 545.

$$T = 2 \text{ Nm}$$

$$c = 1.27 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$J = 9.2 \times 10^{-6} h$$

Remplazando:

$$\tau = \frac{2 \cdot (1.27 \times 10^{-2})}{9.2 \times 10^{-6} h}$$

$$\tau = \frac{2761}{h}$$

Queda por determinar el tamaño  $h$  de la soldadura, para lo cual se debe igualar con el esfuerzo de corte admisible.

$$\tau_{adm} = 0.4 S_y = \frac{2761}{h}$$

En donde:

$S_y = 540 \times 10^6 \text{ Pa}$  (esfuerzo de fluencia del electrodo para acero inoxidable AISI 304 es ESAB 61.30)

Por tanto:

$$0.4(540 \times 10^6) = \frac{2761}{h}$$

$$h = \frac{2761}{0.4(540 \times 10^6)}$$

$$h \approx 1.28 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Cuando los cordones no son cargados se debe utilizar el tamaño mínimo requerido en función del espesor de los materiales a soldarse. En nuestro caso el  $h_{\min}$  requerido es 3/16 plg, véase la tabla 1 del Anexo D.

#### **4.4.3.1 Diseño de la chaveta.**

Las chavetas que vamos a utilizar son aquellas que se van a encargar de transmitir la potencia del motor por medio del acople a nuestro sistema de martillos cuyas características las podemos ver en la Tabla 4 (Anexo B)

#### **4.4.3.2 Diseño de los Separadores.**

Son anillos que se encuentran en cada martillo con el objetivo de que la materia prima que se encuentra dentro de la cámara pase por la abertura existente entre cada martillo y poder realizar así la función de reducir el tamaño de la materia prima.

#### **4.4.4 DISEÑO DEL EJE DEL MARTILLO**

El eje soporta cargas concentradas transversales, y en este caso se ha seleccionado como material un eje de acero Inoxidable, cuyas propiedades mecánicas se indican a continuación.

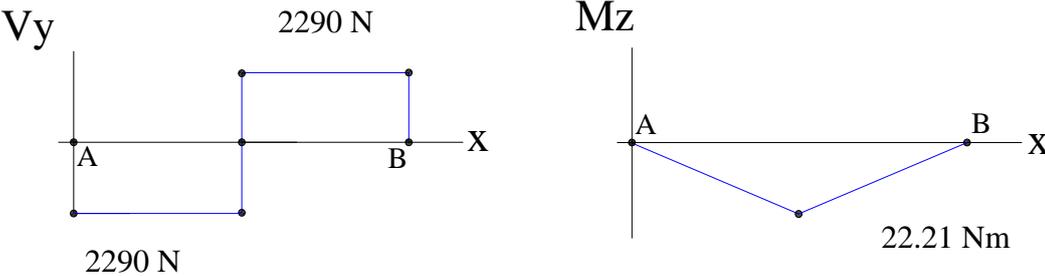
Acero AISI 304 Inox, véase Anexo D.

$$S_u = 540 \text{ MPa} \approx 76645 \text{ lb/plg}^2$$

$$S_y = 230 \text{ MPa} \approx 32645 \text{ lb/plg}^2$$

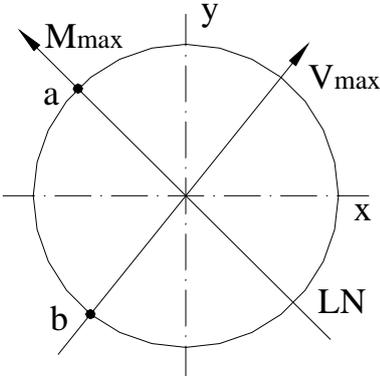
$$\phi = \text{Diámetro tentativo} = 16 \text{ mm}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se presentan en la siguiente Figura 4.22.



**Figura 4. 22: Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Se observa que la  $V_{max} = 2243 \text{ N}$  y  $M_{max} = 22.21 \text{ Nm}$ , en varios puntos del diagrama. En puntos diferentes de la sección se calcula el esfuerzo cortante y el normal esto se debe al sentido de la línea neutra como se indica en la Fig. 4.23



**Figura 4. 23: Sentido de la línea neutra**

De acuerdo a la Fig. 4.23 solo se debe determinar el esfuerzo cortante en el punto a y el esfuerzo normal en b, para luego comparar con los esfuerzos admisibles.

V= fuerza cortante

A= Área

$$\tau_a = \frac{V}{A} \quad (4-36)$$

Donde:

$$V = 2243 \text{ N}$$

$$A = \pi r^2 = \pi(8 \times 10^{-3})^2 \\ = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Remplazando:

$$\tau_a = \frac{2243}{2 \times 10^{-4}}$$

$$\tau_a = 11.2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_b = \frac{M_{\max} c}{I} \quad (4-37)^{18}$$

M= Momento Flector Máximo

I= Inercia<sup>19</sup>

c= radio del eje.

---

<sup>18</sup> J.E. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ª. ed., McGraw-Hill, pág. 114.

<sup>19</sup> J.E. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ª. ed., McGraw-Hill, pág. 1211

Donde:

$$M_{\max} = 22.21 \text{ Nm}$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi(16 \times 10^{-3})^4}{64}$$
$$= 3.21 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$c = 8 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Remplazando:

$$\sigma_b = \frac{11.21 \times 8 \times 10^{-3}}{4.02 \times 10^{-7}}$$

$$\sigma_b = 55.35 \text{ MPa}$$

Comparación:

$$\tau_a = 11.2 \text{ MPa} \ll \frac{0.4S_y}{N}$$

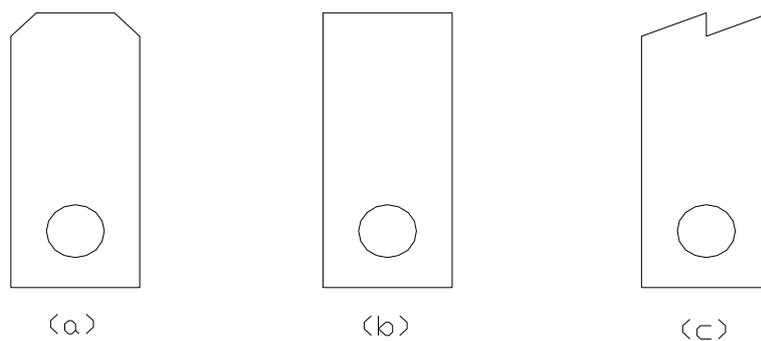
$$\sigma_b = 55.35 \text{ MPa} \ll \frac{0.6S_y}{N}$$

El diámetro seleccionado no tiene inconvenientes para cumplir con los requisitos mínimos de diseño, más bien el factor de seguridad es un poco elevado pero esto se debe al desgaste que experimenta este elemento por efecto de la fricción y también para facilitar los procesos constructivos.

#### 4.4.5 DISEÑO DEL MARTILLO

Los martillos son el alma de la maquina que se desea construir de ellos depende el tamaño final de las partículas del producto que están en permanente contacto con el.

De acuerdo a la función que tienen estos elementos el material usado para fabricarlos debe tener buena resistencia al desgaste por abrasión y fricción. En el mercado existen varios modelo de molinos de martillos de este tipo cada uno con diferentes características en cuanto a los martillos como su forma y espesor, sin embargo los tipos principales se muestran en la figura.



**Figura 4. 24: Tipos de martillos**

Ventajas y desventajas de los diferentes tipos de martillos:

Ventajas (a)

Fácil fabricación  
Buena acción de impacto por la  
Forma de sus aristas  
Buen rendimiento

Desventajas(a)

Tiene desgaste no uniforme

Ventajas (b)

Gran facilidad de fabricación  
Menor costo de fabricación

Desventajas (b)

Tiene desgaste no uniforme

Tiene un desgaste uniforme

Ventajas (c)

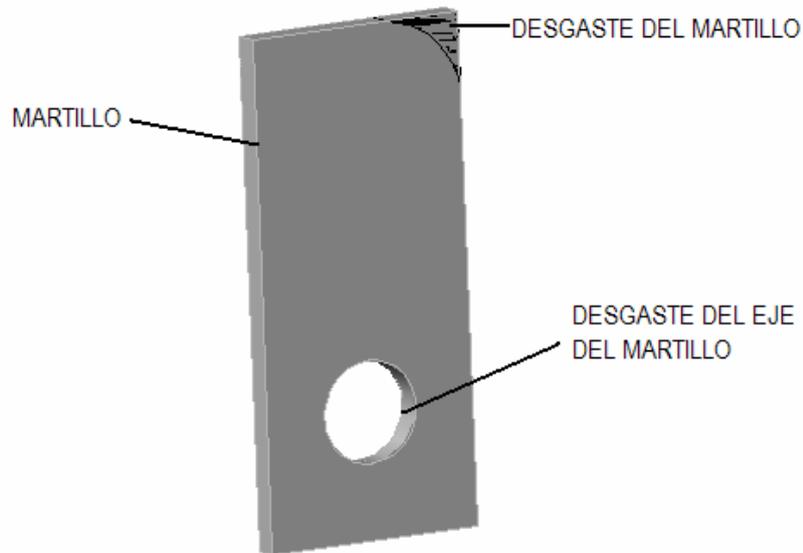
Gran rendimiento

Ayuda en la función de corte por sus dos aristas.

Desventajas (c)

Dificultad en fabricación

Mayor costo de fabricación



**Figura 4. 25: Desgaste del martillo**

En la Fig. 4.25 se presentan dos zonas de desgaste, la primera por contacto con el eje del martillo y la segunda por contacto con la materia prima a moler. En la Fig. 4.8, se observa dos fuerzas importantes  $f_i=915\text{N}$  y  $F=37\text{ N}$ , ocasionando un esfuerzo axial y cortante respectivamente, el siguiente análisis se realiza en el área más crítica del martillo, aplicando las Ec.(4-38)

Acero AISI 304 Inoxidable

Esfuerzo normal:

$$\sigma = \frac{f_i}{A} \quad (4-38)$$

$$\sigma = \frac{915}{144 \times 10^{-6}} = 6.4 \text{MPa}$$

$$\sigma \ll 0.6S_y$$

Esfuerzo cortante:

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

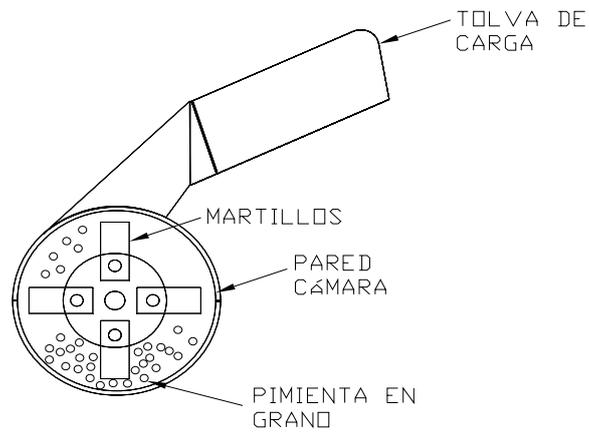
$$\tau = \frac{37}{144 \times 10^{-6}} = 0.25 \text{MPa}$$

$$\tau \ll 0.4S_y$$

#### 4.4.6 DISEÑO DE LA CÁMARA DE MOLIENDA Y ZARANDA

Para su diseño se realiza con unos soportes los cuales van a soportar la zaranda y tener un exitoso trabajo con el fin de que salga un producto bien molido y con la finalidad de que sea más fácil hacer el cambio de zaranda para la reducción de tamaño del producto.

Por otro lado la Fig. 4.26 muestra la condición más crítica para la pared de la cámara, esto se produce cuando el motor eléctrico alcanza su par máximo por causa del efecto de fricción que se produce entre la pared de la cámara y los martillos.



**Figura 4. 26: Pared de la cámara de molienda**

En función de las figura se realiza el siguiente análisis de la cámara de molienda.

$$f = \frac{T}{r} \quad (4-39)$$

$$P_f = \frac{f}{L\partial s} \quad (4-40)$$

$$P_i = \frac{P_f}{\mu} \quad (4-41)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_i r}{t} \quad (4-42)$$

Donde:

f = fuerza de fricción

T = torque máximo del motor = 4 Nm

r = radio de la cámara = 113 mm

P<sub>f</sub> = presión longitudinal

L = espesor del martillo = 4 mm

∂s = dimensión del grano = 5 mm

P<sub>i</sub> = presión interna

$\mu$  = coeficiente de fricción entre el grano y acero = 0.4<sup>20</sup>

$\sigma_{\theta}$  = esfuerzo anular

t = espesor de la plancha de la cámara = 6.0 mm

Remplazando:

$$f = \frac{4}{113 \times 10^{-3}} = 35.4 \text{ N}$$

$$P_f = \frac{35.4}{(4 \times 10^{-3})(5 \times 10^{-3})} = 1.7 \text{ MPa}$$

$$P_i = \frac{1.7}{0.4} = 4.4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{(4.4)(113 \times 10^{-3})}{6.0 \times 10^{-3}} = 83.3 \text{ MPa}$$

Comparación:

$$\sigma_{\theta} = 83.3 \text{ MPa} \ll \sigma_{adm}$$

Se concluye que el espesor seleccionado de la cámara de molienda y está dentro de los requerimientos mínimos de diseño mecánico.

Por otra parte la zaranda es un elemento de selección o cribado que permite la separación de una mezcla de diversos tamaños de granos en dos o más porciones, por medio de una superficie de tamiz que actúa como medidor múltiple de adaptación y rechazo.

El material para nuestro tamiz es de acero inoxidable en placa perforada ya que estamos tratando con productos para consumo humano este material cumple con las condiciones apropiadas y va a soportar el impacto que se va a producir por el martillo hacia la cámara de molienda. En el anexo D se En la tabla 4.1 se indica las dimensiones de las perforaciones de la placa y su aplicación de acuerdo a nuestro producto que es el grano de pimienta.

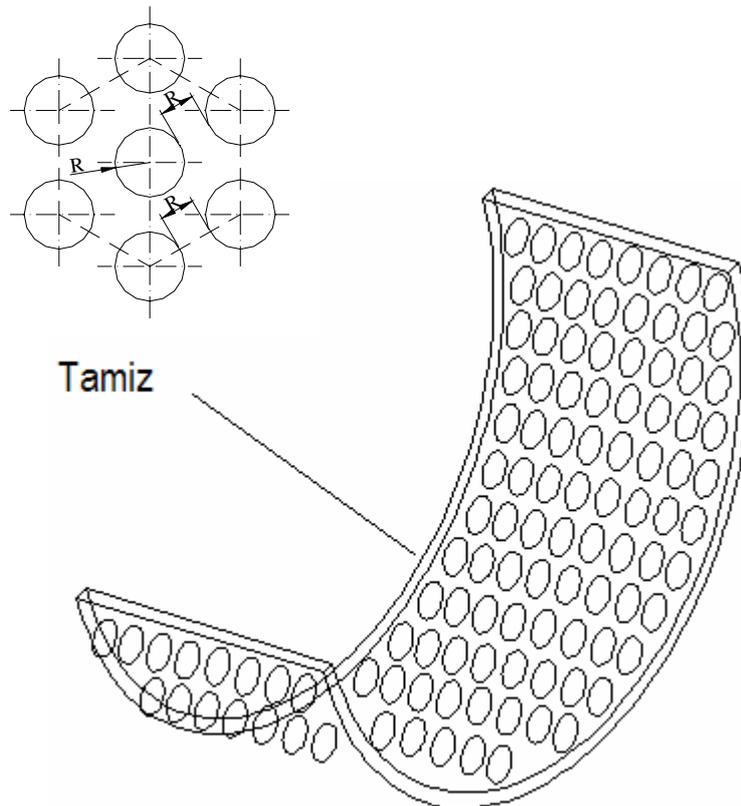
---

<sup>20</sup> M. Marks, Manual del Ingeniero Mecánico, 8ª. ed., McGraw-Hill, pág. 10-47.

**Tabla 4.1: Aplicaciones y dimensiones de la zaranda**

<b>Aplicación</b>	<b>Diámetro de la placa mm</b>
Reducción preliminar	1,5
Reducción semifina	1
Reducción fina	0.9

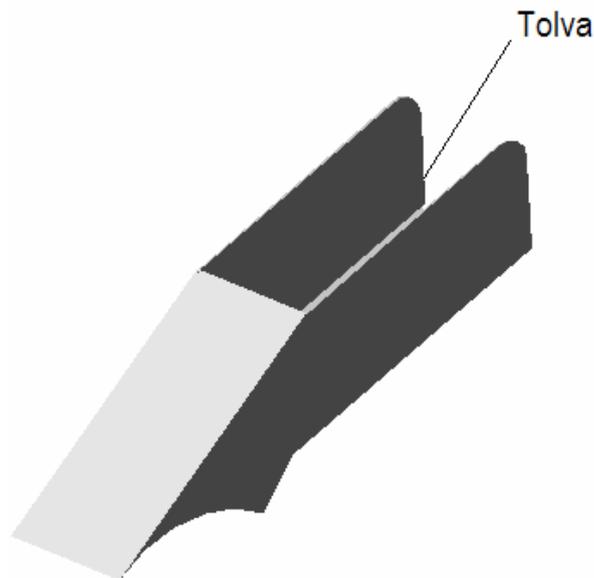
Determinado el diámetro de los agujeros de la placa queda por realizar la disposición y distribución de las perforaciones en la placa, véase en la Fig. 4.27.



**Figura 4. 22 Disposición de las perforaciones en la placa y forma**

#### 4.4.7 DISEÑO DE LA TOLVA

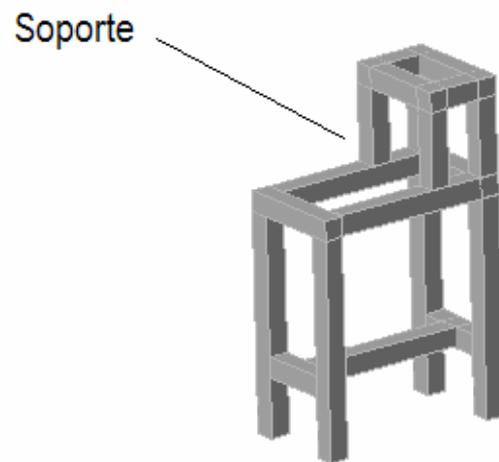
Es importante el diseño de la tolva ya que su inclinación adecuada nos va a permitir la caída del producto ya que tiene que ser moderadamente, caso contrario si no tuviera la adecuada caída el producto regresa por la fuerza centrífuga que existe en este mecanismo de martillos. Este elemento se ubica en la parte superior de la cámara de molienda, cuya área de entrada de la materia prima es de 285 mm x 158 mm, y el área de descarga hacia la cámara es de 116 mm x 90 mm. La capacidad de la tolva es aproximadamente de 10 kg y la altura desde el piso a la parte superior de la tolva es de 1180 mm, distancia adecuada para el suministro de la pimienta y para el operario.



**Figura 4. 23 Tolva**

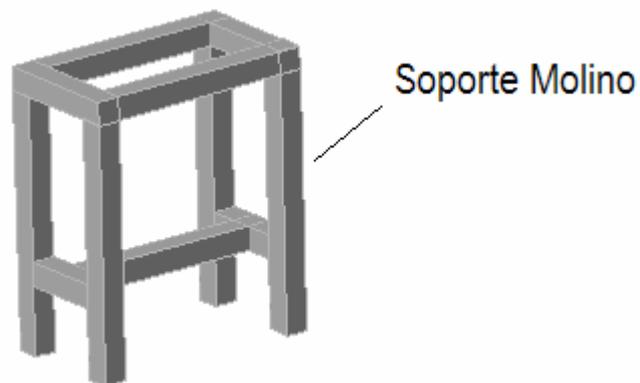
#### 4.5 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

La estructura tiene la función de soportar al sistema de transmisión de potencia y a su vez los demás elementos que conforman el sistema básico de molienda, tiene que estar diseñado para poder soportar vibraciones y debe ser instalado en un lugar con piso nivelado véase la Fig. 4.29



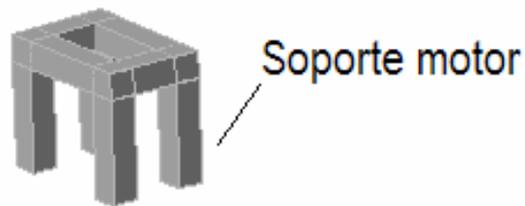
**Figura 4. 29: Estructura del sistema**

El sistema básico de la estructura esta conformada por tubos cuadrados AISI 304 de acero inoxidable 50x50x1.5 conformada en su totalidad para soportar el peso del motor como el peso del molino ver Fig 4.30.



**Figura 4. 30: Estructura Soporte molino**

En la Fig. 4.31 esta conformada por 4 columnas y 7 vigas lo suficiente para soportar el peso del molino cuyas dimensiones están en su respectivo plano Anexo C

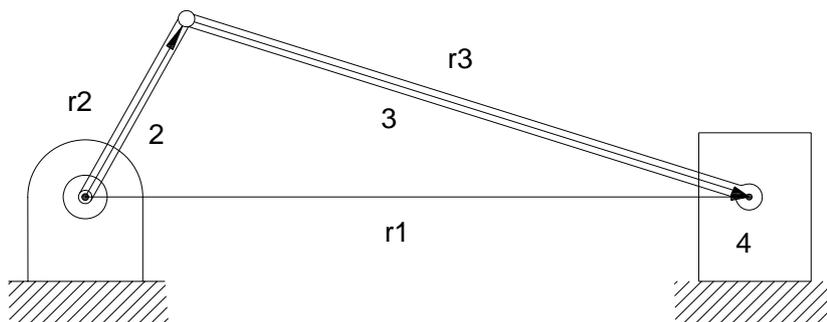


**Figura 4. 31: Estructura Soporte de motor**

En la Fig 4.29 esta conformada por 4 columnas y 4 vigas lo suficiente para soportar el peso del motor.

## 4.6 DISEÑO DEL MECANISMO DE LIMPIEZA

### 4.6.1 ANALISIS DEL MOVIMIENTO:



**Figura 4.32 Esquema del mecanismo Biela –Manivela-Corredera**

De la figura 4.32 se puede escribir la siguiente expresión:

$$\vec{r1} = \vec{r2} + \vec{r3} \quad (4.43)$$

Usando algebra compleja donde el eje x es el real y el eje y es el imaginario:

$$r1.e^{i0} = r2.e^{i\theta2} + r3.e^{i\theta3} \quad (4.44)$$

Usando la expresión de Euler:

$$e^{i\theta} = \cos \theta + i.\text{sen} \theta \quad (4.45)$$

Y reemplazando en la (4.44):

$$r1(\cos 0 + i\text{sen} 0) = r2(\cos \theta2 + i\text{sen} \theta2) + r3(\cos \theta3 + i\text{sen} \theta3) \quad (4.46)$$

Igualando la parte real y la parte imaginaria se tiene:

$$r1 = r2 \cos \theta2 + r3 \cos \theta3 \quad (4.47)$$

$$0 = r2 \text{sen} \theta2 + r3 \text{sen} \theta3 \quad (4.48)$$

Donde:  $\theta2$  es la variable independiente que varía entre  $0^\circ$  y  $360^\circ$

Resolviendo la ecuación (4.48):

$$\theta3 = \text{sen}^{-1} \left( \frac{-r2.\text{sen} \theta2}{r3} \right) \quad (4.49)$$

Sabiendo que:

$$\cos \theta3 = \sqrt{1 - \text{sen}^2 \theta3} \quad (4.50)$$

Reemplazando (4.50) en la ecuación (4.47):

$$r1 = r2.\cos \theta2 + r3\sqrt{1 - \text{sen}^2 \theta3} \quad (4.51)$$

Reemplazando  $\theta_3$  en la ecuación anterior:

$$r_1 = r_2 \cdot \cos \theta_2 + r_3 \sqrt{1 - \left( \frac{-r_2 \cdot \text{sen} \theta_2}{r_3} \right)^2} \quad (4.52)$$

#### 4.6.2 CÁLCULO VELOCIDAD:

Derivando la expresión (4.43):  $\vec{r}_1 = \vec{r}_2 + \vec{r}_3$

$$\dot{r}_1 e^{i0} = \dot{r}_2 e^{i\theta_2} + r_2 \cdot i\omega_2 e^{i\theta_2} + \dot{r}_3 e^{i\theta_3} + r_3 \cdot i\omega_3 e^{i\theta_3} \quad (4.53)$$

Usando Euler:

$$\dot{r}_1 (\cos 0 + i \text{sen} 0) = r_2 \cdot i\omega_2 (\cos \theta_2 + i \text{sen} \theta_2) + r_3 \cdot i\omega_3 (\cos \theta_3 + i \text{sen} \theta_3) \quad (4.54)$$

Igualando parte real e imaginaria se tiene:

$$\dot{r}_1 = V = -r_2 \omega_2 \text{sen} \theta_2 - r_3 \omega_3 \text{sen} \theta_3 \quad (4.55)$$

$$0 = r_2 \omega_2 \cos \theta_2 + r_3 \omega_3 \cos \theta_3 \quad (4.56)$$

Teniendo como datos  $\theta_3$  y  $r_1$ , ya encontrados en el análisis de posición; se resuelve:

$$\omega_3 = -\omega_2 \frac{r_2 \cos \theta_2}{r_3 \cos \theta_3} \quad (4.57)$$

$$V = r_2 \omega_2 (\cos \theta_2 \cdot \tan \theta_3 - \text{sen} \theta_2) \quad (4.58)$$

#### 4.6.3 CÁLCULO ACELERACIÓN:

Derivando dos veces la expresión (4.44):

$$\ddot{r}_1 e^{i0} = r_2 \cdot i\omega_2 e^{i\theta_2} + r_3 \cdot i\omega_3 e^{i\theta_3} \quad (4.59)$$

$$\ddot{r}_1 e^{i0} = r_2 \cdot i(\alpha_2 e^{i\theta_2} + \omega_2^2 i e^{i\theta_2}) + r_3 \cdot i(\alpha_3 e^{i\theta_3} + \omega_3^2 i e^{i\theta_3}) \quad (4.60)$$

$$\ddot{r}_1 = a = r_2 (i\alpha_2 - \omega_2^2) (e^{i\theta_2}) + r_3 (i\alpha_3 - \omega_3^2) (e^{i\theta_3}) \quad (4.61)$$

Igualando las partes real e imaginaria:

$$a = -r_2(\omega_2^2 \cos \theta_2 + \alpha_2 \operatorname{sen} \theta_2) - r_3(\omega_3^2 \cos \theta_3 + \alpha_3 \operatorname{sen} \theta_3) \quad (4.62)$$

$$0 = r_2(\alpha_2 \cos \theta_2 + \omega_2^2 \operatorname{sen} \theta_2) + r_3(\alpha_3 \cos \theta_3 - \omega_3^2 \operatorname{sen} \theta_3) \quad (4.63)$$

Despejando:

$$\alpha_3 = \frac{r_2(\omega_2^2 \operatorname{sen} \theta_2 - \alpha_2 \cos \theta_2)}{r_3 \cos \theta_3} + \frac{\omega_3^2 \operatorname{sen} \theta_3}{\cos \theta_3} \quad (4.64)$$

$$a = -r_2\omega_2^2(\cos \theta_2 + \tan \theta_3 \operatorname{sen} \theta_2) - r_3\omega_3^2(\cos \theta_3 + \tan \theta_3 \operatorname{sen} \theta_3) \\ + r_2\alpha_2(\cos \theta_2 \tan \theta_3 - \operatorname{sen} \theta_2) \quad (4.65)$$

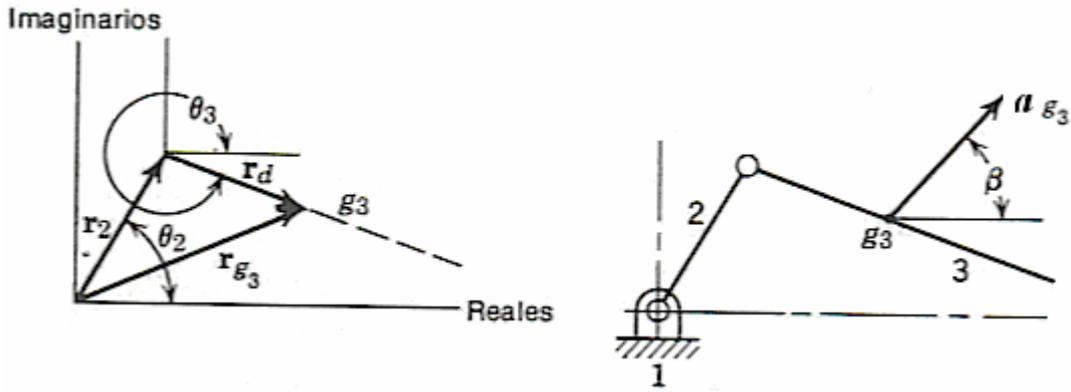
La aceleración angular  $\alpha_2$  es cero para velocidad angular constante de la manivela, de manera que las ecuaciones se simplifican así:

$$\alpha_3 = \frac{r_2\omega_2^2 \operatorname{sen} \theta_2}{r_3 \cos \theta_3} + \omega_3^2 \tan \theta_3 \quad (4.66)$$

$$a = -r_2\omega_2^2(\cos \theta_2 + \tan \theta_3 \operatorname{sen} \theta_2) - r_3\omega_3^2(\cos \theta_3 + \tan \theta_3 \operatorname{sen} \theta_3) \quad (4.67)$$

#### 4.6.4 CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD DE LA BIELA.

Se dibuja el vector de posición al centro de gravedad de la biela, como se ve en el siguiente esquema:



**Figura 4.33 : Disposición de los ángulos y vectores para el cálculo de  $ag_3$  de la biela**

Se debe derivar el vector de posición  $rg_3$  dos veces:

$$\vec{rg_3} = \vec{r_2} + \vec{rd} \quad (4.68)$$

$$rg_3 = r_2 \cdot e^{i\theta_2} + rd \cdot e^{i\theta_3} \quad (4.69)$$

$$Vg_3 = r_2 \cdot \omega_2 (ie^{i\theta_2}) + rd \cdot \omega_3 (ie^{i\theta_3}) \quad (4.70)$$

$$ag_3 = r_2 (i\alpha_2 - \omega_2^2) (e^{i\theta_2}) + rd (i\alpha_3 - \omega_3^2) (e^{i\theta_3}) \quad (4.71)$$

Para rapidez angular constante de la manivela,  $\alpha_2 = 0$ , de manera que:

$$ag_3 = -r_2 \cdot \omega_2^2 (e^{i\theta_2}) + rd (i\alpha_3 - \omega_3^2) (e^{i\theta_3}) \quad (4.72)$$

$$ag_3 = (-r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - rd \alpha_3 \sin \theta_3 - rd \cdot \omega_3^2 \cos \theta_3) + i(r_2 \cdot \omega_2^2 \sin \theta_2 + rd \cdot \alpha_3 \cdot \cos \theta_3 - rd \cdot \omega_3^2 \cdot \sin \theta_3) \quad (4.73)$$

$$ag_3 = ag_{3x} + iag_{3y} \quad (4.74)$$

Se puede determinar la magnitud de  $ag_3$  de la expresión:

$$ag_3 = \sqrt{ag_{3x}^2 + ag_{3y}^2} \quad (4.75)$$

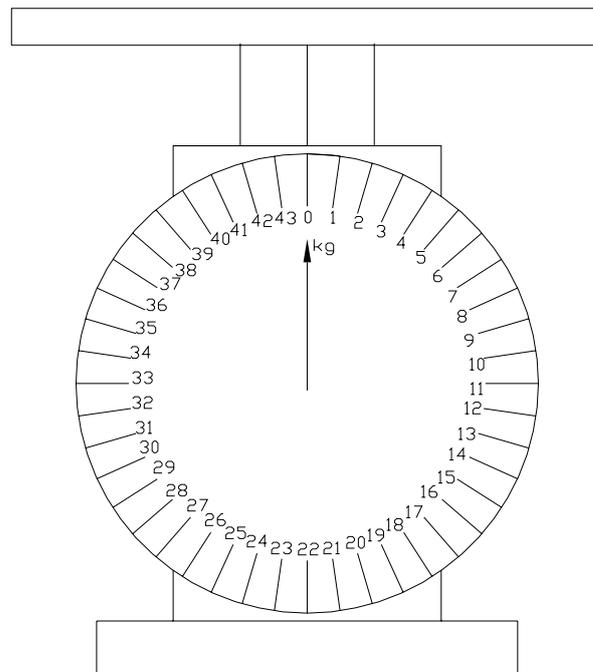
Y el ángulo  $\beta$  que forma,  $ag_3$  con el eje de los reales se puede determinar de la expresión:

$$\tan \beta = \frac{ag_{3y}}{ag_{3x}} \quad (4.76)$$

Se ha escogido un motor de  $\frac{1}{4}$  HP y 200 rpm ya que este mecanismo utiliza bajas revoluciones y no necesitamos mucha potencia.

#### 4.6 DISEÑO DEL MECANISMO DE PESAJE.

El mecanismo que nos hemos basado para nuestro diseño es una balanza de reloj que esta acondicionada para soportar el peso requerido en nuestro proyecto y es un mecanismo muy fácil de manipular y se lo encuentra con facilidad en el mercado. Por lo cual no hemos visto la necesidad de diseñar algo mas complejo.



**Figura 4.34 : Balanza de reloj**

