

## **5.0 DISEÑO DE LA MÁQUINA.**

El diseño de la máquina es una la parte donde más se usa la imaginación para lograr hacer realidad lo que uno desea.

Para ilustrar paso a paso el diseño de la máquina de acabado se dividirá en varias partes que facilitarán la comprensión de éste.

Para todas las piezas que se calcularán se utilizará un factor de seguridad  $N = 2$ .

### **5.1 DISEÑO DEL FLUJO DE LA CINTA.**

La cinta se encuentra en botes o cajas. Estos contenedores de cinta se colocarán a la entrada de la máquina. Es muy importante que la cinta entre a la máquina completamente desenredada ya que en ocasiones cuando se mete en los botes o cajas ésta se enreda; por lo tanto el primer paso es desenredar la cinta.

Una vez que la cinta está desenredada pasará por un alimentador positivo de cinta. Esto es necesario para que siempre se mantenga la misma tensión en la cinta antes de entrar a la máquina ya que si se atora en el contenedor de cinta, ésta tendría más tensión y podría maltratarla durante el proceso de acabado.

Una vez que está con tensión uniforme, la cinta entrará a una tina de impregnación. En esta tina podrá haber agua o apresto según se requiera. Después de impregnada la cinta

se deberá quitar el excedente con un exprimidor. Éste tendrá movimiento variable para poder ajustar nuevamente la tensión de la cinta antes de entrar al secado.

Este nuevo ajuste de tensión es especialmente importante para evitar que al acabarse la cinta, ésta tenga demasiada tensión y fuerce el motor que mueve la máquina.

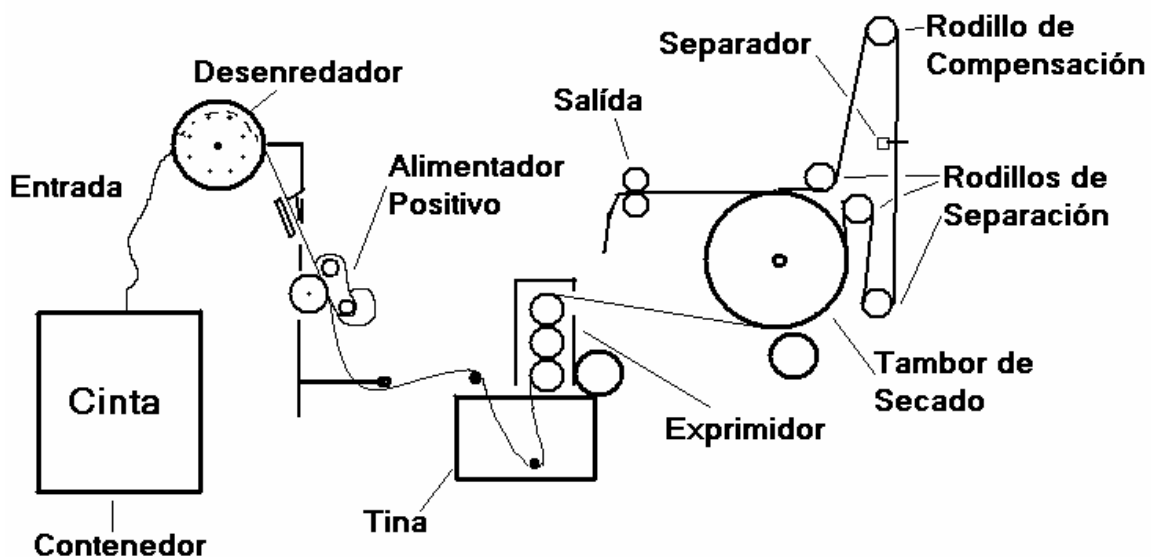
Después del exprimidor la cinta se expondrá por primera vez a alta temperatura, para evaporar el excedente de líquido que se mantiene después del proceso de exprimido. Esto se hará con un tambor caliente. La cinta deberá pasar varias veces por este tambor caliente hasta que quede completamente seca.

Para pasar varias veces la cinta por el tambor de secado esta deberá separarse del tambor e ir avanzando a lo largo de éste hasta llegar al otro extremo. Para separar la cinta del tambor, ésta pasará por unos rodillos separadores y por un separador que le dará el avance a la cinta dependiendo del ancho de ésta.

Una vez que llega la cinta al final del tambor de secado ésta se separará para pasar por otros rodillos que la depositarán en otros contenedores para cinta ya acabada.

## **5.2 DISEÑO DE LA ENTRADA DE LA CINTA.**

La cinta directamente del bote o caja subirá aproximadamente 1.80m de altura para llegar al desenredador. El centro de la caja se deberá colocar en línea recta vertical a la entrada del desenredador para que sea uniforme su entrada.



**Figura 5.1** Partes de la Máquina.

### 5.2.1 DISEÑO DEL DESENREDADOR DE CINTA.

Como señalé anteriormente, este desenredador de cinta junto con el alimentador positivo, se deberán comprar a la empresa Müller, que son quienes fabrican estos aparatos.

El modelo que se comprará es el SAM 250 r/s.

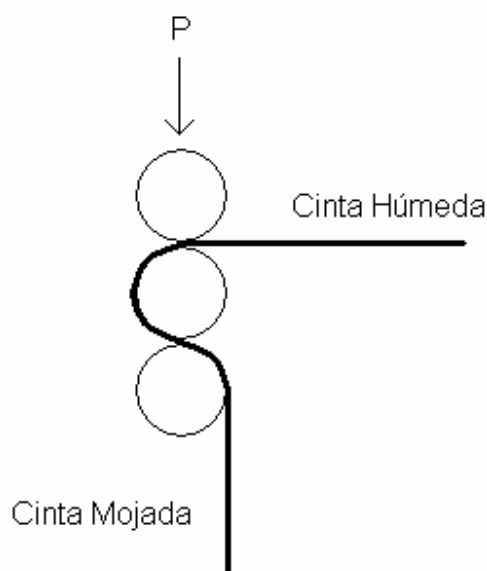
Lo único que se hará en este caso es dejar el soporte preparado para que se pueda instalar este aparato cuando se tenga.

Cabe señalar que además de fijarse al bastidor de la máquina este aparato llevará dos conexiones que explicaré en el capítulo 6.0 Diseño del Control de la Máquina.

Es importante aclarar que el alimentador positivo no es para que la cinta entre sin tensión sino para que entre con tensión uniforme al exprimidor.

### 5.3 DISEÑO DEL EXPRIMIDOR.

En el exprimidor pasará la cinta después de ser impregnada para quitar el exceso de líquido. Esto se logrará con la presión que se hará contra la cinta. Ésta pasará entre los tres rodillos logrando así dos pasos de exprimido como se muestra en la figura 5.3,



**Figura 5.3** Cinta entre los Rodillos del Exprimidor.

#### 5.3.1 DISEÑO DE LA TINA.

En la tina se colocará agua o apresto para impregnar la cinta. Ésta tendrá una capacidad de 40 litros, ya que la mezcla de apresto se hace en una cubeta con capacidad de 20 litros y deseo que se puedan poner dos porciones al inicio del turno. Además de que al

llegar a la mitad o menos de la capacidad de la tina, se pueda verter toda la mezcla hecha en la cubeta de preparación para que quede la cubeta vacía, de otra manera tendría que esperar el operador a que baje el nivel en la tina para terminar de verter todo el líquido que hay en la cubeta. La tina se fabricará de acero inoxidable AISI 302 para que no se oxide y se detendrá con el bastidor de la máquina.

Las medidas de la tina son:

Largo = 497mm

Ancho = 315mm

Alto = 260mm

$V = 0.040 \text{ m}^3$

### **5.3.2 DISEÑO DE LOS RODILLOS DEL EXPRIMIDOR**

Se utilizarán tres rodillos que estarán fabricados de acero y estarán cubiertos de un material plástico con una dureza determinada para amortiguar la presión ejercida contra la cinta. Esto es para no maltratar la cinta por exceso de presión ya que incluso se podría romper la cinta. Cada rodillo estará sujeto a una flecha, misma que estará soportada por unas chumaceras que permitirán que los rodillos giren.(ver dibujo 5.3.2)

Es necesario que calcule el diámetro de las flechas, para esto sabemos que aplicando una fuerza de  $F = 2000\text{N}$  a la cinta, sólo le queda una cantidad de agua que se tiene que evaporar de 5 gr/m. Estos datos los dio la empresa.

Estos datos son importantes también para el fabricante de los rodillos, ya que se le pedirá que ejerciendo una fuerza de 2000N, los rodillos se deformen más de 0.45mm de

profundidad, ya que la cinta tiene 0.9 mm de espesor, de manera que la presión se ejerza sobre la cinta y no de un rodillo sobre otro.

Los datos que se le darán al proveedor para que el decida de que dureza escoger el material para forrar los rodillos es la siguiente:

$$F_{\min} = 2000 \text{ N/20mm}$$

La carga distribuida será de:

$$F = 100,000 \text{ N-m}$$

Deformación máxima,

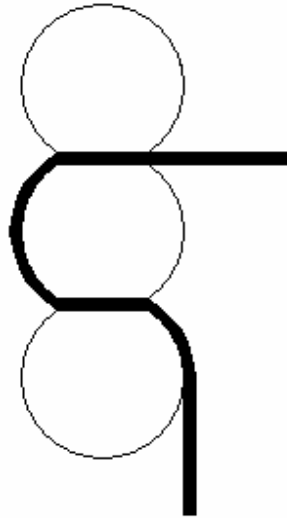
$$\Delta D = 0.4 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{\text{ext}} = 90 \text{ mm}$$

Nótese que se le está pidiendo que para una fuerza de 100 N-mm se requiere que la deformación máxima sea 0.4 mm, que es menor que la mitad del espesor. Esto es para que tengamos una tolerancia de 0.1 mm entre los rodillos cuando estén presionando una cinta de espesor 0.9mm y un ancho de 20mm. Ver figura ilustrativa 5.3.2

### **5.3.3 DISEÑO DEL SOPORTE DE LOS RODILLOS.**

Las chumaceras que sostienen los rodillos serán chumaceras corredizas. Esto es que se pueden desplazar sobre unos rieles. Estas chumaceras serán el modelo de SKF TU 1,TF y se ocuparán 6.



**Figura 5.3.2** Deformación de los Rodillos.

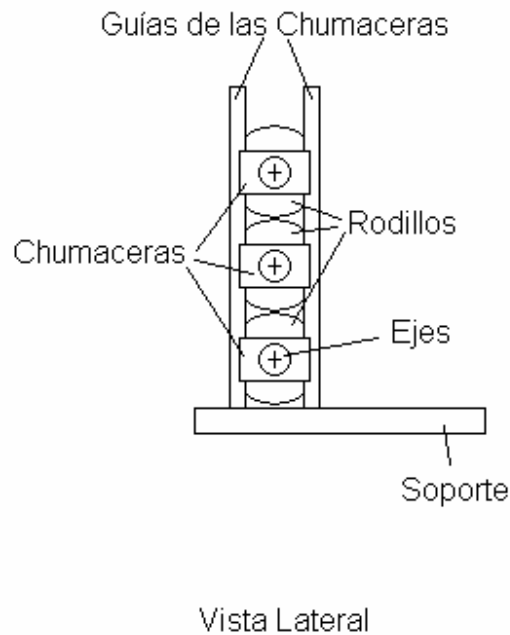
Los rieles estarán fijos verticalmente al chasis de la máquina y sobre estos estarán las chumaceras, de manera que los rodillos estén alineados verticalmente como se muestra en la figura 5.3.3

#### **5.3.4 DISEÑO DEL MECANISMO DE PRESIÓN.**

Los rodillos se deberán presionar uno contra otro. El rodillo de abajo estará fijo al desplazamiento, es decir, este rodillo solo podrá girar y no moverse de arriba abajo.

El rodillo de arriba estará empujado hacia abajo por unas piezas sujetas a una placa que también se podrá mover verticalmente. Esta placa será movida hacia abajo por unos

músculos neumáticos. El funcionamiento de estos músculos neumáticos es el de contraerse con fuerza al inyectarles aire a presión.



**Figura 5.3.3** Guías del Exprimidor.

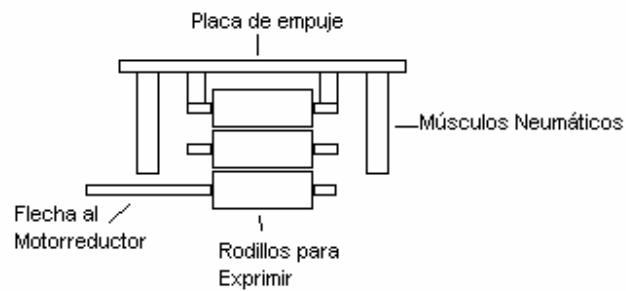
Una placa transmitirá la fuerza de los músculos neumáticos a las chumaceras para que éstas presionen los rodillos.

Los músculos neumáticos son marca FESTO modelo: MAS-40-N-200-AA-MCIK y se requieren 2.

A continuación se presentarán los cálculos de esa placa.

En la figura 5.3.4.1 se puede ver como funciona la placa y sus las dimensiones,





**Figura 5.3.4-1** Vista Frontal del Exprimidor.

Las dimensiones que ahí se marcan son entre los centros de donde se aplican las fuerzas.

Y consideramos que la fuerza con la que actúa cada músculo neumático es:

$$F_{\text{MúsculoNeumático}} = 1000 \text{ N}$$

Por lo tanto el diagrama de cuerpo libre para la placa está representado en la figura 5.3.4-2

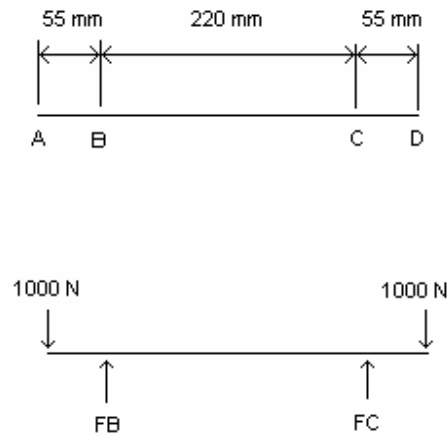
$$\underline{F_A = 1000 \text{ N}}$$

$$\underline{F_D = 1000 \text{ N}}$$

Como es simétrico fácilmente se puede ver que:

$$\underline{F_B = 1000 \text{ N}}$$

$$\underline{F_C = 1000 \text{ N}}$$



**Figura 5.3.4-2** Fuerzas en la Placa del Exprimidor.

En la figura 5.3.4-3 se muestran los diagramas de cortante y momento para la placa.

Como se puede ver el mayor esfuerzo es desde el punto B hasta el punto C.

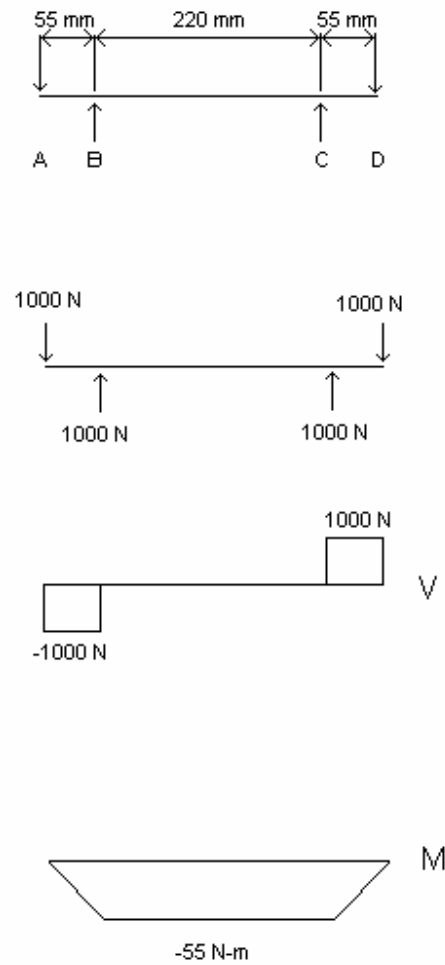
Por lo tanto la placa se calculará para un momento de:

$$\underline{\mathbf{M = 55 \text{ N-m}}}$$

Para los valores de resistencia a la tensión y resistencia a la cedencia de los materiales, utilizaremos la siguiente fórmula de conversión:

$$1 \text{ Psi} = 6897.113 \text{ Pa} \quad (1)$$

De manera que al obtener un valor de esfuerzo en sistema británico lo podamos convertir fácilmente a sistema internacional.



**Figura 5.3.4-3** Diagrama de Cortante y Momento en la Placa.

La placa se fabricará de acero AISI 1020 con las siguientes características<sup>[1]</sup>:

Resistencia a la tensión, **Su = 448.3 MPa**

Resistencia a la cedencia, **Sy = 296.6MPa**

Como una vez que se presionan los rodillos con los músculos neumáticos, se quedan así mientras la máquina funciona, consideraremos que esto es una carga estática, ya que no habrá muchas variaciones de flexión en la placa, por estar presionando y dejando de hacerlo repetidamente.

Por lo tanto podemos utilizar la siguiente ecuación<sup>[8]</sup> para determinar las dimensiones de la placa:

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I} \quad (2)$$

dónde,

I – Momento rectangular de inercia.

M- Momento en el eje neutro de la sección transversal.

c- Distancia desde el eje neutro hasta el punto que se quiere calcular.

Para I de sección rectangular tenemos que:

$$I = \frac{1}{12}bh^3$$

donde  $b$  es la base y  $h$  la altura del rectángulo

Como utilizaré los mismos rieles de las chumaceras corredizas para que se guíe la placa, entonces el ancho de la placa será de 76.2 mm (3 in)

Por lo tanto sustituyendo  $I$  en la ecuación de esfuerzo, tenemos que:

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{\frac{1}{12}bh^3} \quad (3)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{12Mc}{bh^3} \quad (4)$$

$$\frac{h^3}{c} = \frac{12M}{b\sigma_{\max}} \quad (5)$$

donde,

$$c = \frac{h}{2} \quad (6)$$

$$2h^2 = \frac{12M}{b\sigma_{\max}} \quad (7)$$

$$h = \sqrt{\frac{12M}{2b\sigma_{\max}}} \quad (8)$$

como se le aplicará un factor de seguridad de:

$$N = 2,$$

$$\sigma_{\max} = \frac{S_y}{N} \quad (9)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{296.6 \text{ MPa}}{2} = 148.3 \text{ MPa}$$

sustituyendo valores en la ecuación 8, tenemos que,

$$h = \sqrt{\frac{12(55 \text{ N} - m)}{2(0.0762 \text{ m})(148.3)(10^6) \text{ Pa}}}$$

$$\underline{\underline{h = 5.4 \text{ mm}}}$$

Con esta altura se tiene suficiente para que soporte la flexión, pero si se le aumenta la altura a 12.7 mm se aumenta también la rigidez.

### 5.3.5 DISEÑO DEL MOVIMIENTO DE LOS RODILLOS.

El movimiento de los rodillos se dará por un motorreductor. Éste se fijará al chasis de la máquina y hará girar el rodillo de abajo. Como el rodillo de arriba le hará presión al de en medio y éste último al de abajo, los tres rodillos tendrán presión uno con otro y debido a esta presión, la fricción entre ellos y la cinta será tal que el rodillo de abajo que gira, transmitirá el movimiento al de en medio, y éste al de arriba a través de la cinta, ya que como se explico antes, los rodillos no se tocarán entre sí.

El torque necesario para que estos rodillos giren es el siguiente:

R - radio de los rodillos, 45mm.

$k$  - constante del hule que cubre los rodillos, 0.27

$F$  – fuerza aplicada a los rodillos, 2000 N

La constante  $k$ , está relacionada con la resistencia al rodamiento que presenta el hule dependiendo de la carga que se le aplica, esta resistencia al rodamiento está calculada en base a los dos materiales que harán contacto y en este caso es  $k = 0.27$ , entonces tenemos que el torque necesario para poder girar los rodillos está dado por la siguiente ecuación,

$$T = kF r \quad (11)$$

Recordemos que la cinta pasará a exprimirse dos veces, por lo que

$$T = 2 kF r \quad (12)$$

$$T = 2 (0.27)( 2000 \text{ N })( 0.045 \text{ mm } )$$

$$\mathbf{T = 48.6 \text{ N-m}}$$

Para calcular la potencia que se requiere tenemos la siguiente ecuación,

$$\mathbf{P = T n} \quad (13)$$

donde  $T$  es el torque y  $n$  es la velocidad en rpm.

Para calcular la velocidad de los rodillos tenemos que,

$$V = 20 \text{ m/min}$$

$$D = 90 \text{ mm}$$

$$n = V_{lineal} \left( \frac{1 \text{ revolución}}{\pi(D)} \right) \quad (14)$$

$$n = 20 \text{ m / min} \left( \frac{1 \text{ revolución}}{\pi(0.090 \text{ m})} \right)$$

$$\underline{n = 70.7 \text{ rpm}}$$

$$P = 48.6N - m(70.7 \text{ rpm})2\pi \text{ rad / rev} \left( \frac{1 \text{ min}}{60s} \right)$$

$$P = 359.82 \text{ W}$$

Se sabe que,

$$1 \text{ HP} = 746 \text{ W}$$

por lo tanto

$$\underline{P = 0.48 \text{ HP}}$$

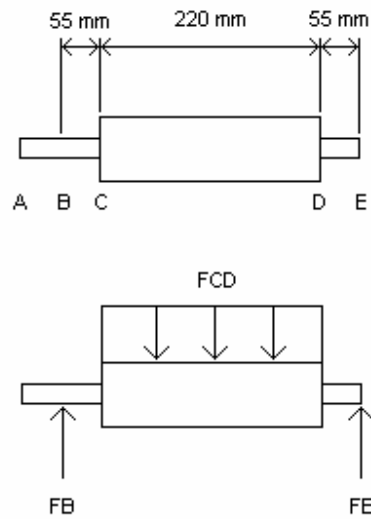
Por lo tanto con un motor de 0.5 HP será suficiente para mover el exprimidor.

Para calcular los diámetros de los ejes de estos rodillos debemos considerar la presión de estos para calcular el momento máximo de flexión y el torque que se le aplicará al rodillo inferior del exprimidor.

Las dimensiones longitudinales de los ejes se muestra en la figura 5.3.5,

Las medidas de 55 mm son porque es la distancia desde el centro del rodamiento de la chumacera hasta donde empieza la carga distribuida. En el punto A es donde se aplica el torque para que giren los rodillos.





**Figura 5.3.5** Fuerzas en los Rodillos del Exprimidor.

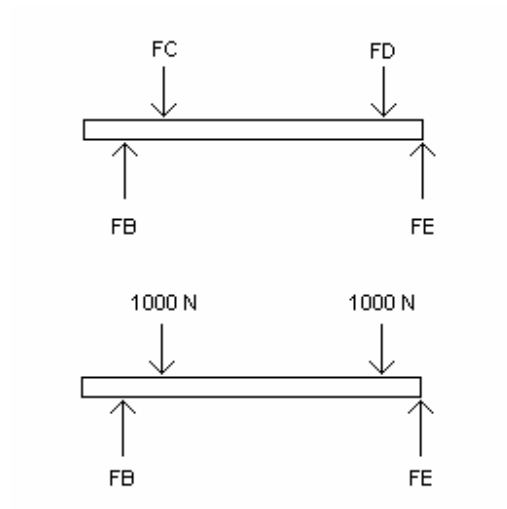
La carga distribuida es:

$$F_{CD} = 9091 \text{ N-m}$$

Y como estos rodillos se apoyarán en los dos extremos con los ejes, la carga distribuida  $F_{CD}$  se transforma en dos fuerzas.

$$F_{CD} = 9091 \text{ N-m} / 0.220 \text{ m} = 2000 \text{ N}$$

Por lo tanto el diagrama de cuerpo libre para los tres ejes se muestra en la figura 5.3.6,



**Figura 5.3.6** Fuerzas en los Ejes del Exprimidor.

$$\underline{\mathbf{F_C = 1000\ N}}$$

$$\underline{\mathbf{F_D = 1000\ N}}$$

La suma de momentos es,

$$\sum M_B = 0$$

$$M_C + M_D - M_E = 0$$

$$F_E = ( F_C ( 0.055\ \text{m} ) + F_D ( 0.275\ \text{m} ) ) / 0.330\ \text{m}$$

$$F_D = ( 55\ \text{N-m} + 275\ \text{N-m} ) / 0.330\ \text{m}$$

$$\underline{\mathbf{F_D = 1000\ N}}$$

Y la suma de fuerzas es:

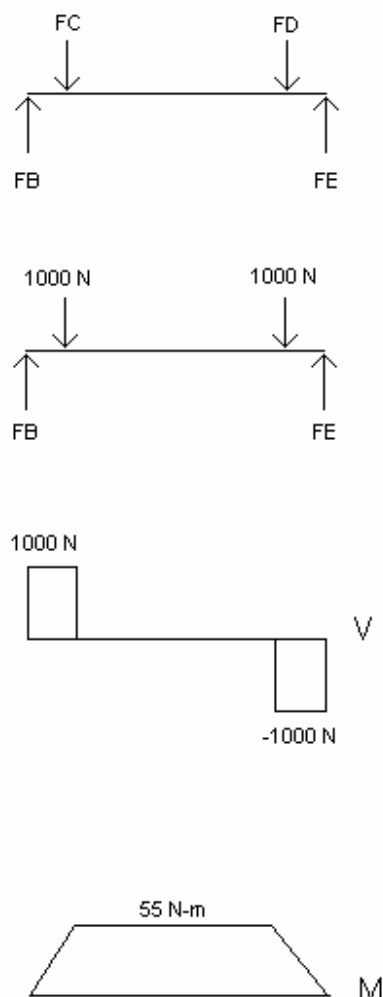
$$\sum F = 0$$

$$F_B - F_C - F_D + F_E = 0$$

$$F_B = 1000 \text{ N} + 1000 \text{ N} - 1000 \text{ N}$$

$$\underline{F_A = 1000 \text{ N}}$$

A continuación se presentan en la figura 5.3.7 los diagramas de cortante y momento para el plano vertical.



**Figura 5.37** Diagrama de Cortante y Momento en los Ejes.

Como se puede ver el mayor esfuerzo es a la mitad de los puntos C y D,

$$\underline{M_{\max} = 55 \text{ N-m}}$$

Primero se calcularán los ejes para el momento en C que es igual que en D,

$$\underline{M_C = 55 \text{ N-m}}$$

Los ejes se fabricarán de acero AISI 1045 con las siguientes características<sup>[1]</sup>:

Resistencia a la tensión,  $S_u = 675.92 \text{ MPa}$

Resistencia a la cedencia,  $S_y = 406.93 \text{ MPa}$

A continuación se presentarán los factores que intervienen en el diseño para evitar las fallas por fatiga.

Para el acero rolado en caliente el esfuerzo por carga reversible<sup>[1]</sup> es,

$$S_n = 186.22 \text{ MPa}$$

Entonces podemos usar la siguiente fórmula para calcular el máximo de esfuerzos permitidos  $S'_n$  con los factores que intervienen para esta flecha.

$$S'_n = S_n C_r C_s C_m \quad (15)$$

donde,

$C_r$ -Factor de corrección por confiabilidad.

Como deseamos una confiabilidad del 99.9%,

$$C_r = 0.75 \quad [2]$$

Cs-Factor de corrección por tamaño<sup>[2]</sup>.

$$C_s = \left( \frac{D}{7.6} \right)^{-0.068} \quad (16)$$

Considerando un tamaño de 25.4 mm ( 1in )

Tenemos que,

$$\mathbf{C_s = 0.92}$$

Cm-Factor de corrección por el material<sup>[2]</sup> para acero fundido

$$\mathbf{C_m = 0.80}$$

Entonces sustituyendo en la ecuación 15 tenemos que:

$$S'_n = ( 186.22 \text{ MPa} ) ( 0.75 ) ( 0.92 ) ( 0.80 )$$

$$\mathbf{S'_n = 102.79 \text{ MPa}}$$

Para calcular el diámetro del eje se utilizará la siguiente ecuación<sup>[2]</sup>:

$$\frac{N}{Z} \sqrt{\left( \frac{KtM}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T}{S_y} \right)^2} = 1 \quad (17)$$

$$\text{donde } Z = \frac{\pi D^3}{32} \quad (18)$$

Por lo tanto si quiero despejar  $D$  tenemos que,

$$\frac{32N}{\pi D^3} \sqrt{\left( \frac{KtM}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T}{S_y} \right)^2} = 1 \quad (19)$$

$$D^3 = \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{KtM}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \quad (20)$$

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{KtM}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 21 para el momento máximo que es

$$\mathbf{M = 55 \text{ N-m}}$$

Y considerando que el torque es el que se requiere para mover los rodillos del exprimidor, del dato que se calculó anteriormente tenemos que

$$\mathbf{T = 48.6 \text{ N-m}}$$

Como no hay concentración de esfuerzos,

$$\mathbf{Kt = 1}$$

Recordemos que el factor de seguridad N que se utiliza para todo el diseño es  $N = 2$

Utilizando la ecuación 21 tenemos que,

$$D = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1)55 \text{ N-m}}{102.79 \text{ MPa}}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{48.6 \text{ N-m}}{406.93 \text{ MPa}}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\mathbf{D = 22.3 \text{ mm}}$$

Para estandarizar utilizaremos una flecha de,

$$\underline{D = 25.4 \text{ mm ( 1 in )}}$$

Las chumaceras que se ocuparán para soportar estos ejes son:

|                 |          |
|-----------------|----------|
| Marca:          | SKF      |
| Tipo:           | Take up  |
| Ø:              | 25.4 mm  |
| Carga Dinámica: | 14,000 N |
| Carga Estática: | 7,000 N  |
| Modelo:         | TU 1,TF  |

Como se puede ver esta chumacera soporta sin problemas la carga que se le aplicará.

Se necesitan 6 chumaceras.

#### **5.4 DISEÑO DEL TAMBOR DE CALENTAMIENTO DE LA MÁQUINA.**

La cinta ya exprimida pasará al tambor caliente para secarse.

##### **5.4.1 DISEÑO DEL TAMBOR.**

El tambor se calentará ya que en su interior tendrá aceite térmico caliente. Y el aceite se calentará por unas resistencias eléctricas.

El tambor tendrá aceite ya que es una muy buena manera de tener una gran masa contenedora de energía calorífica.

También se podrían utilizar unos quemadores de gas internos que calentaran la superficie del tambor, pero al hacer esto solamente se calienta la superficie de contacto con la flama y no lo demás. Aunque al girar se calentaría toda la superficie el problema es que la flama concentra en una pequeña superficie el calor y esta intensidad concentrada de calor podría quemar la cinta si se detiene o se varía la velocidad de la máquina. Otro inconveniente es que de esta manera si se apagara la flama, la superficie del tambor se enfriaría rápidamente logrando una mala uniformidad en el proceso cuando se haga girar nuevamente el tambor o se varíe su velocidad.

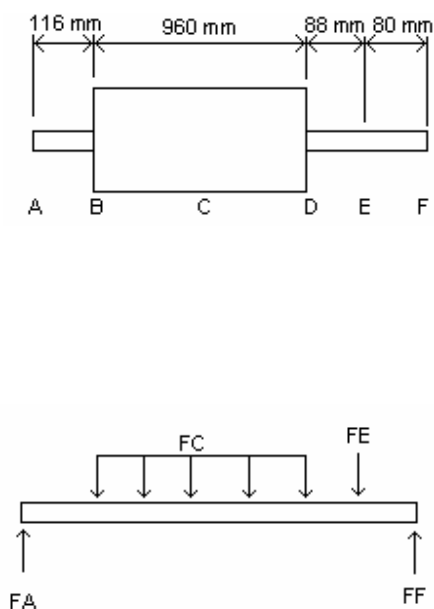
Aunque con las resistencias eléctricas también se genera calor en una pequeña superficie, esta superficie varía ya que el aceite está en movimiento por el propio movimiento del tambor. Con esto se logra que se caliente una gran masa de manera uniforme mientras la máquina está en movimiento y se evitan altas temperaturas en la superficie, que quemarían la cinta como sucedería con los quemadores de gas. Además cuando se detiene la máquina o se varía su velocidad, la superficie del tambor mantendría su temperatura y no se enfriaría rápidamente.

El tambor se hará con un cilindro de placa de acero inoxidable AISI 302 en cuyos extremos se soldarán dos placas redondas. En estas placas se atornillarán los soportes donde entrarán las flechas que se apoyarán en unas chumaceras para permitir que el tambor gire.



La empresa nos proporcionó los datos de acabado para la cinta y nos manifestó que el la tensión de acabado de este tipo de cinta es suficiente con 10 N. En este diseño tomaremos en consideración que se dará una tensión de 20 N ya que si la empresa decidiera acabar otro tipo de cinta que fabrica, lo pueda hacer siempre y cuando no se requiera más de 20 N de tensión en la cinta ni tampoco se le dieran más de 30 vueltas al tambor.

En la figura 5.4.1-1 se presenta el diagrama de cuerpo libre del tambor completo para analizar las fuerzas a las que estará expuesto. Posteriormente, sabiendo las fuerzas de corte y momento a las que está expuesto, se calcularán las dimensiones que se requieren para cada parte.



**Figura 5.4.1-1** Fuerzas en el Tambor.

Las fuerzas importantes a las que está expuesto en el plano vertical son la fuerza de la chumacera en el punto A, la carga concentrada del peso distribuido del tambor lleno de aceite en el punto C, la fuerza de la chumacera en el punto E y la fuerza de la catarina en el punto F.

La magnitud de las fuerzas es la siguiente.

$F_C$  vertical es el peso del tambor con aceite, el volumen del tambor es:

$$V = (\text{área de la tapa}) (\text{largo})$$

Como se utilizará una placa de 1.22 m de largo por 1.00 m de ancho para hacer el cilindro, el área del círculo es:

$$A = \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) \quad (22)$$

donde,

$$D = \frac{L \text{ arg } o}{\pi} \quad (23)$$

entonces:

$$A = \left( \frac{\pi (L \text{ arg } o / \pi)^2}{4} \right) \quad (24)$$

Sustituyendo valores:

$$A = \left( \frac{(1220 \text{ mm})^2}{4\pi} \right)$$

Y el volumen es:

$$V = (A) \text{ Largo del cilindro}$$

$$V = \left( \frac{(1220\text{mm})^2}{4\pi} \right) (1000\text{mm})$$

$$\underline{V = 0.11844 \text{ m}^3}$$

Si consideramos el peso máximo del cilindro asumiendo que estuviera lleno del aceite térmico que se va a utilizar, el peso del tambor ocasionado por el aceite sería:

$$W_{\text{aceite}} = \delta_{\text{aceite}} V a \quad (25)$$

Si tenemos que,

$$\delta_{\text{aceite}} = 0.857 \text{ kg/lit} \quad [17]$$

entonces,

$$W_{\text{aceite}} = (0.11844 \text{ m}^3) (0.857 \text{ kg/lit}) (1000 \text{ lit/m}^3) (9.81 \text{ m/s}^2)$$

$$\underline{W_{\text{aceite}} = 995.74 \text{ N}}$$

El peso del tambor se compone de dos partes, la lámina con la que está construido el cilindro y las dos tapas de éste. Para calcular el peso del tambor es necesario conocer el peso específico del acero que se va a ocupar<sup>[1]</sup> que en este caso es:

Acero inoxidable AISI 302,  $\delta = 0.28 \text{ lb/in}^3$

Considerando las placas de un espesor de 8 mm y la lámina de 2 mm de espesor, el peso del tambor está dado por:

$$W_{\text{tambor}} = W_{\text{cilindro}} + W_{\text{tapas}}$$

$$V_{\text{cilindro}} = (1.22 \text{ m}) (1 \text{ m}) (0.002 \text{ m})$$

$$V_{\text{cilindro}} = \mathbf{0.00244 \text{ m}^3}$$

$$V_{\text{tapas}} = \pi (1.22 \text{ m} / 2\pi)^2 (0.008 \text{ m})$$

$$V_{\text{tapas}} = \mathbf{0.000947 \text{ m}^3}$$

Utilizando la ecuación 25 tenemos que

$$W_{\text{tambor}} = \delta_{\text{acero}} V_{\text{a}} = \delta_{\text{acero}} (V_{\text{cilindro}} + V_{\text{tapas}}) g$$

$$W_{\text{tambor}} = (0.28 \text{ lb/in}^3) \left( \frac{(1 \text{ in})^3}{(0.0254 \text{ m})^3} \right) \left( \frac{0.4536 \text{ kg}}{1 \text{ lb}} \right) (0.00244 \text{ m}^3 + 0.000947 \text{ m}^3) (9.81 \text{ m/s}^2)$$

$$W_{\text{tambor}} = \mathbf{257.52 \text{ N}}$$

$$W_{\text{total}} = W_{\text{tambor}} + W_{\text{aceite}}$$

Entonces,

$F_C$  vertical es:

$$F_{Cv} = W_{\text{total}}$$

$$F_{Cv} = 257.52 \text{ N} + 995.74 \text{ N}$$

$$\underline{\mathbf{F_{Cv} = 1253.26 \text{ N}}}$$

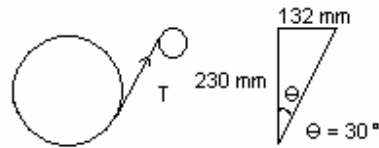
Como se considerará el peor de los casos se debe tomar en cuenta que la tensión de la cinta en dirección vertical no tendrá efecto, de manera que no contrarreste el peso del tambor con aceite.

Para  $F_C$  horizontal se considera la tensión de la cinta. Si el tambor tiene 1000mm de largo, y la cinta 20mm de ancho además de que los espaciadores que adelante explicaré tienen 15mm de espacio, entonces cada dos espacios irá una vuelta de cinta, de manera que si tenemos un ancho útil de 904 mm, y cada 30mm de tambor llevara una vuelta de cinta, la cinta le daría 30 vueltas al tambor, por lo tanto la tensión total sería:

$$F_{Ch} = ( 20 \text{ N} ) ( 30 )$$

$$\underline{\mathbf{F_{Ch} = 600 \text{ N}}}$$

En el plano MA-13-02 de la placa izquierda de la máquina se puede ver que de acuerdo con las distancias entre la catarina del tambor y la catarina del rodillo de arrastre, la cadena transmisora tendrá entre estos dos puntos un ángulo aproximado de  $30^\circ$ . En la figura 5.4.1-2 se muestra como actúa la fuerza de la cadena sobre la catarina del tambor:



**Figura 5.4.1-2** Ángulo de la Cadena.

La tensión de la cadena es el torque que se aplica al cilindro entre el radio de la catarina.

Si la cinta tiene una tensión de 600 N, y el cilindro un radio de:

$$r_{\text{cilindro}} = 1.22 \text{ m} / 2\pi$$

$$\mathbf{r_{\text{cilindro}} = 0.1942 \text{ m}}$$

Entonces el torque es

$$T = ( 600 \text{ N} ) ( 0.1942 \text{ m} )$$

$$\mathbf{T = 116.52 \text{ N-m}}$$

Si la catarina es de 68 dientes y un paso de 12.7 mm ( 0.5 in ) entonces el radio de la catarina es:

$$r = ( 68 ) ( 0.0127 \text{ m} ) / 2\pi$$

$$r = 0.13745 \text{ m}$$

Sabiendo el torque se puede calcular la tensión de la cadena,

$$F_{\text{chain}} = T / r$$

$$F_{\text{chain}} = ( 116.52 \text{ N-m} ) / 0.13745 \text{ m}$$

$$\mathbf{F_{\text{chain}} = 847.73 \text{ N}}$$

La componente vertical de la tensión de la cadena es,

$$F_{Fv} = F_{\text{chain}} ( \cos 30^\circ ) = ( 847.73 \text{ N} ) ( \cos 30^\circ )$$

$$\underline{\mathbf{F}_{Fv} = 734.16 \text{ N}}$$

Entonces recordando el diagrama de fuerzas verticales de la figura 5.4.1-2, tenemos que:

Sumatoria de momentos en A es:

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{Cv} (0.596 \text{ m}) + F_{Ev} (1.164 \text{ m}) - F_{Fv} (1.244 \text{ m}) = 0$$

$$F_{Ev} = (-F_{Cv} (0.596 \text{ m}) + F_{Fv} (1.244 \text{ m})) / 1.164 \text{ m}$$

$$F_{Ev} = ((-1253.26 \text{ N}) (0.596 \text{ m}) + (734.16 \text{ N}) (1.244 \text{ m})) / 1.164 \text{ m}$$

$$F_{Ev} = ((-746.94 \text{ N-m}) + (913.29 \text{ N-m})) / 1.164 \text{ m}$$

$$\underline{\mathbf{F}_{Ev} = 142.91 \text{ N}}$$

La suma de fuerzas debe ser 0,

$$\sum F = 0$$

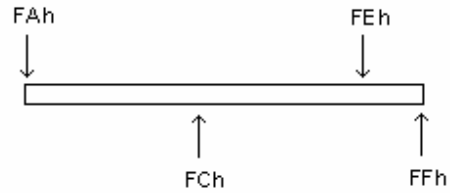
$$F_{Av} - F_{Cv} - F_{Ev} + F_{Fv} = 0$$

$$F_{Av} = F_{Cv} + F_{Ev} - F_{Fv}$$

$$F_{Av} = 1253.26 \text{ N} + 142.91 \text{ N} - 734.16 \text{ N}$$

$$\underline{\mathbf{F}_{Av} = 662.01 \text{ N}}$$

Las fuerzas importantes a las que está expuesto en el plano horizontal son la fuerza de la chumacera en el punto A, la tensión de la cinta distribuido a lo largo del tambor concentrado en el punto C, la fuerza de la chumacera en el punto E y la fuerza de la catarina en el punto F como se muestra en la figura 5.4.1-3



**Figura 5.4.1-3** Fuerzas Horizontales en el Tambor.

Entonces tenemos que la tensión de la cinta es:

$$F_{Ch} = 600 \text{ N}$$

Y la componente horizontal de la cadena es:

$$F_{Fh} = (847.73 \text{ N}) (\text{sen } 30^\circ)$$

$$\mathbf{F_{Fh} = 423.86 \text{ N}}$$

Por lo tanto,

Suma de momentos en A debe ser 0,

$$\sum M_A = 0$$

$$- F_{Ch} (0.596 \text{ m}) + F_{Eh} (1.164 \text{ m}) - F_{Fh} (1.244 \text{ m}) = 0$$

$$F_{Eh} = (F_{Ch} (0.596 \text{ m}) + F_{Fh} (1.244 \text{ m})) / 1.164 \text{ m}$$

$$F_{Eh} = (600 \text{ N} (0.596 \text{ m}) + (423.86 \text{ N} (1.244 \text{ m}))) / 1.164 \text{ m}$$

$$F_{Eh} = (357.6 \text{ N} + 527.28 \text{ N}) / 1.164 \text{ m}$$

$$\mathbf{F_{Eh} = 760.2 \text{ N}}$$

La suma de fuerzas debe ser 0,



$$\sum F = 0$$

$$- F_{Ah} + F_{Ch} - F_{Eh} + F_{Fh} = 0$$

$$F_{Ah} = F_{Ch} - F_{Eh} + F_{Fh}$$

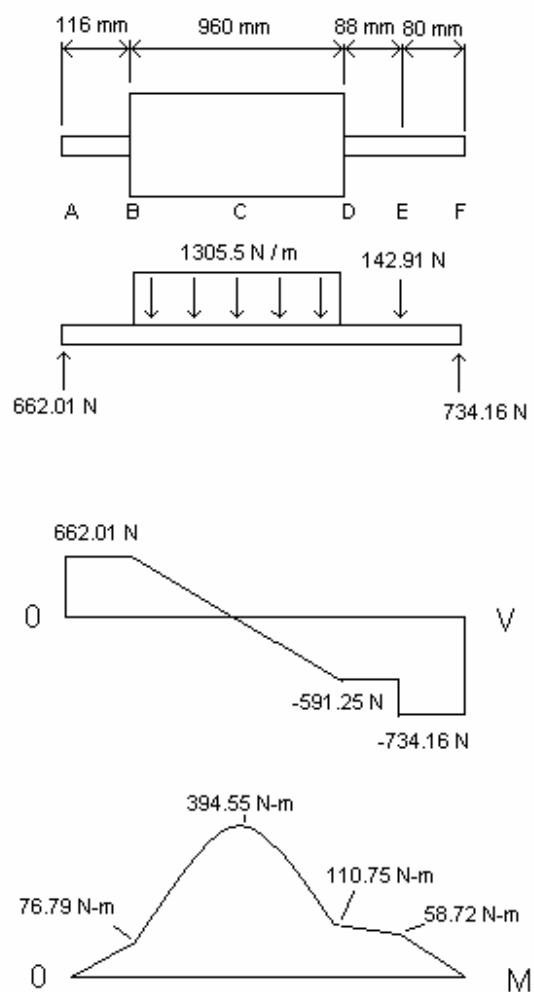
$$F_{Ah} = 600 \text{ N} - 760.2 \text{ N} + 423.96 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_{Ah} = 263.76 \text{ N}}$$

En la figura 5.4.1-4 se presentan los diagramas de cortante y momento para el plano vertical.

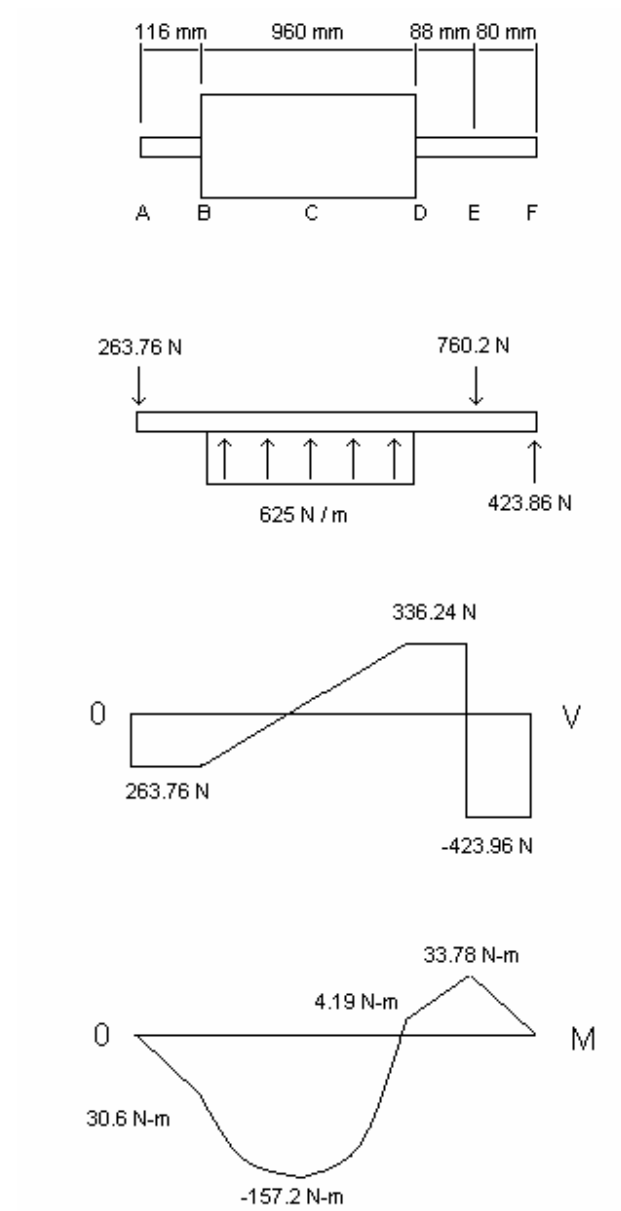
Y en la figura 5.4.1-5 se muestran los diagramas de cortante y momento para el plano horizontal.

Nótese que la fuerza ejercida por la cinta es una carga distribuida, y que ésta es sólo a lo largo del tambor al igual que el efecto que tiene el peso del tambor lleno de aceite.



**Figura 5.4.1-4** Diagrama de Cortante y Momento del Tambor en el Plano Vertical.

Es importante hacer notar esto, para que los mismos resultados se ocupen para el cálculo de las flechas que detendrán al tambor.



**Figura 5.4.1-5** Diagrama de Cortante y Momento del Tambor en el Plano Horizontal.

Ahora se procederá con los cálculos para los diámetros de las distintas partes que componen el tambor.

### 5.4.2 DISEÑO DEL EJE DERECHO DEL TAMBOR.

Este eje deberá ser hueco ya que por ahí deberá pasar la sonda PT100 y también por ahí pasarán los cables para alimentar las resistencias eléctricas.

Este eje se sujetará con prisioneros al soporte derecho del tambor y en su interior tendrá un tubo fijo para evitar que los cables rocen con la sonda que no girará ya que los cables si lo harán.

Cabe destacar que estos diagramas son viendo la máquina de frente, por lo que el eje derecho es el representado a la izquierda y viceversa.

De las figuras 5.4.1-5 y 6 se pueden obtener los datos para calcular la resultante de momentos,

$$M = \sqrt{(76.79N - m)^2 + (-30.6N - m)^2}$$

$$\underline{\underline{M = 82.66 \text{ N-m}}}$$

Los ejes se fabricarán de acero AISI 1045 con las siguientes características<sup>[1]</sup>:

Resistencia a la tensión, **Su = 675.92 MPa**

Resistencia a la cedencia, **Sy = 406.93 MPa**

A continuación se presentarán los factores que intervienen en el diseño para evitar las fallas por fatiga.

Para el acero rolado en caliente el esfuerzo por carga reversible<sup>[1]</sup> es,

$$S_n = 186.22 \text{ MPa}$$

Entonces podemos usar la ecuación 15 para calcular el máximo de esfuerzos permitidos  $S'_n$  con los factores que intervienen para esta flecha.

$$S'_n = S_n C_r C_s C_m$$

donde,

$C_r$ -Factor de corrección por confiabilidad.

Como deseamos una confiabilidad del 99.9%,

$$C_r = 0.75 \quad [2]$$

$C_s$ -Factor de corrección por tamaño<sup>[2]</sup>.

$$C_s = \left( \frac{D}{7.6} \right)^{-0.068}$$

Considerando un tamaño de 50.8 mm ( 2 in )

Tenemos que,

$$C_s = 0.88$$

$C_m$ -Factor de corrección por el material<sup>[2]</sup> para acero fundido

$$C_m = 0.80$$

Entonces sustituyendo en la ecuación 15 tenemos que:

$$S'_n = ( 186.22 \text{ MPa} ) ( 0.75 ) ( 0.88 ) ( 0.80 )$$

$$\underline{S'_n = 98.32 \text{ MPa}}$$

Para calcular el diámetro del eje se utilizará la ecuación 17,

$$\frac{N}{Z} \sqrt{\left(\frac{KtM}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{Sy}\right)^2} = 1$$

donde,

$$Z = \pi \left( \frac{D^4 - d^4}{32D} \right) \quad (26)$$

Por lo tanto si queremos despejar  $d$  se tiene que,

$$\frac{32DN}{\pi(D^4 - d^4)} \sqrt{\left(\frac{KtM}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{Sy}\right)^2} = 1 \quad (27)$$

$$\frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{KtM}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{Sy}\right)^2} \quad (28)$$

$$d^4 = D^4 - \frac{D32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{KtM}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{Sy}\right)^2} \quad (29)$$

$$d = \left[ D^4 - \frac{D32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{KtM}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{Sy}\right)^2} \right]^{1/4} \quad (30)$$

A continuación se harán pruebas utilizando esta ecuación para obtener un diámetro interior de al menos 25 mm para que haya suficiente espacio para que pasen los cables de alimentación para las resistencias y el tubo que protegerá el sensor de temperatura.

En este eje no hay torque ya que el eje izquierdo es el que transmite el movimiento. El eje derecho se apoya en una chumacera y solo hará girar el rotor de alimentación de corriente cuya resistencia no se toma en cuenta ya que es muy baja.

$$\mathbf{T = 0}$$

La concentración de esfuerzos si aplica aquí ya que la flecha llevará una abertura por donde saldrán los cables.

Para ocupar esta tabla se necesita estimar  $D / d$ , si aplicamos un diámetro de  $D = 50.8\text{mm}$  ( 2 in ) y barreno de  $d = 12.7 \text{ mm}$ , entonces en la figura observamos que para flexión de,

$$\frac{12.7}{50.8} = 0.25$$

$$\mathbf{\underline{Kt = 1.97}}$$

Utilizando la ecuación 30 tenemos que,

$$d = \left[ 50.8^4 - \frac{50.8(32)2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{(1.97)82.66N - m}{98.32MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{0}{S_y} \right)^2} \right]^{1/4}$$

$$\mathbf{\underline{d = 0.047 \text{ mm}}}$$

Por lo que con este diámetro exterior es más que suficiente para hacer un barreno de 25 mm.

Este eje estará sujeto a una chumacera de pared. Los datos de las chumacera son los siguientes.

|                 |          |
|-----------------|----------|
| Marca:          | SKF      |
| Tipo:           | Cuadrada |
| Ø:              | 50.8 mm  |
| Carga Dinámica: | 43,600 N |
| Carga Estática: | 29,000 N |
| Modelo:         | FY 2,TF  |

Como se puede ver esta chumacera soporta sin problemas la carga que se le aplicará.

Se necesita 1 pieza.

### **5.4.3 DISEÑO DEL EJE IZQUIERDO DEL TAMBOR.**

El eje izquierdo irá fijo al soporte izquierdo con prisioneros y además con un cuñero ya que por este eje se transmitirá movimiento al tambor. Este eje también será hueco ya que en medio de éste pasará el tubo porta-válvula y porta-manómetro.

De las figuras 5.4.1-5 y 6 se pueden obtener los datos para calcular la resultante de momentos,

$$M = \sqrt{(110.75N - m)^2 + (4.19N - m)^2}$$



$$\underline{M = 110.83 \text{ N-m}}$$

Este eje también se fabricará con acero AISI 1045

$$\underline{S'_n = 98.32 \text{ MPa}}$$

En este eje se aplica el torque que moverá al tambor de secado transmitido por la cadena a través de la catarina.

$$\underline{T = 116.52 \text{ N-m}}$$

La concentración de esfuerzos si aplica aquí ya que la flecha llevará un avellán para que ajusten los prisioneros. Este avellán produce una geometría muy similar al del cuñero de perfil, por lo tanto

$$\underline{K_t = 2} \quad [2]$$

Recordemos que el factor de seguridad N que se está utilizando es  $N = 2$

A continuación se harán pruebas utilizando la ecuación 30 para obtener un diámetro interior de 25 mm para que haya suficiente espacio para que pase el tubo de 3/8" cédula 40, cuyas medidas son<sup>[7]</sup>:  $D = 0.017145 \text{ m}$  ( 0.675 in ) y  $d = 0.0125222 \text{ m}$  ( 0.493 in )

Utilizando la ecuación 30 tenemos que,

$$d = \left[ 0.0508m^4 - \frac{0.0508m(32)2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{(2)110.83N - m}{98.32MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{116.52N - m}{406.93MPa} \right)^2} \right]^{1/4}$$

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

Por lo que con 50.8 mm de diámetro exterior es más que suficiente para hacer este eje, con un barreno de 25 mm.

Esta flecha se moverá con el movimiento que le dará la catarina de 68 dientes, para esto estarán unidas por una cuña cuadrada de 12.7 mm por lado<sup>[2]</sup>.

Para el cálculo de la longitud de la cuña se utilizará un material más blando que con el que están hechas la catarina y la flecha por lo que el material que utilizaré para la cuña será AISI 1010 cuyas características son las siguientes<sup>[1]</sup>:

$$S_u = 441.4 \text{ MPa}$$

$$S_y = 289.68 \text{ MPa}$$

Para calcular la longitud de la cuña se utiliza la siguiente ecuación<sup>[2]</sup>:

$$L = \frac{2T}{\tau_d DW} \quad (31)$$

$$\tau_d = 0.5S_y / N \quad (32)$$

$$L = \frac{2TN}{0.5S_yDW} \quad (33)$$

$$L = \frac{4TN}{S_yDW} \quad (34)$$

donde,

T-Torque de la flecha, 116.52 N-m

N-Factor de seguridad, 2

D-Diámetro de la flecha, 0.0508 m

W-Ancho de la cuña, 0.0127 m

S<sub>y</sub>-Resistencia de cedencia, 289.68 MPa

El espesor del eje es:

$$t = ( 50.8 \text{ mm} - 25.4 \text{ mm} ) / 2$$

$$t = 12.7 \text{ mm}$$

Por lo que con la cuña queda un espesor de 6.35 mm. ya que el ancho de la cuña queda la mitad en la flecha y la mitad en la catarina.

Por lo tanto utilizando la ecuación 34 tenemos que,

$$L = \frac{4(116.52N - m)(2)}{(289.68MPa)(0.0508m)(0.0127m)}$$

$$\underline{\underline{L = 0.0049 \text{ m}}}$$

Cualquier valor mayor que éste estará bien. Lo que se hará es darle de largo lo que tiene de ancho la maza de esta catarina.

Por lo tanto los datos de esta cuña son:

Material: Acero AISI 1010 HR

Espesor: 12.7 mm

Altura: 12.7 mm

Longitud: 45.2 mm

Este eje estará sujeto a una chumacera de pared. Los datos de las chumacera son los siguientes.

Marca: SKF

Tipo: Cuadrada

Ø: 50.8 mm

Carga Dinámica: 43,600 N

Carga Estática: 29,000 N

Modelo: FY 2,TF

Como se puede ver esta chumacera soporta sin problemas la carga que se le aplicará.

Se necesitan 1 pieza

#### **5.4.4 DISEÑO DEL CILINDRO**

Para construir el tambor se utilizará una lámina de acero inoxidable AISI 302, ya que tiene muy buena resistencia a la corrosión<sup>[1]</sup> y tiene una soldabilidad excelente.

Esto es importante ya que la lámina se soldará para formar el cilindro.

Las características de este tipo de acero son<sup>[1]</sup>:

Resistencia a la tensión,  $S_u = 586.25 \text{ MPa}$

Resistencia a la cedencia,  $S_y = 241.4 \text{ MPa}$

Sabiendo estos datos se calculará el esfuerzo que se le puede aplicar al tambor.

Para seleccionar el espesor de la lámina con la que se construirá el tambor se podría considerar como un elemento parecido a una flecha hueca, sin embargo aunque el resultado que obtendríamos parecería correcto, no lo es así ya que el cilindro se pandearía, es decir estos cálculos se tienen que hacer basándose en la rigidez del cilindro, ya que este concepto nos permite conocer el esfuerzo que soportaría el cilindro sin pandearse. Este esfuerzo permitido es menor que el esfuerzo si se considerará como si fuera un elemento rígido.

Sabemos que la presión interna que soportaría un cilindro es mayor que la que soportaría por presión externa ya que la primera depende de la resistencia del material y la segunda de la rigidez de éste.

Para calcular la resistencia por rigidez del tambor se buscaron casos parecidos que se pudieran adaptar a éste.

Como la cinta que se está secando está bajo tensión, y envuelve con esta tensión a casi todo el tambor, entonces este efecto se puede comparar con el de un cilindro sometido a una presión lateral externa uniforme.

Además el tambor lleno de aceite por el peso que tiene, se puede comparar con el caso de un cilindro sometido a flexión.

Para el caso de presión lateral uniforme se tiene que<sup>[12]</sup>:

Se necesita saber si el cilindro es corto o muy largo para saber que ecuación se debe utilizar, para esto tenemos que si:

$$l > 4.9a\sqrt{\frac{a}{t}} \quad (35)$$

entonces es un cilindro muy largo, para nuestros valores tenemos que:

$$1000mm > 4.9\left(\frac{1220mm}{2\pi}\right)\sqrt{\frac{1220mm}{2\pi(1mm)}}$$

$$1000mm > 13257mm$$

Como esto no es cierto entonces el cilindro es considerado como no muy largo, por lo que se ocupará la siguiente ecuación

$$P_{cr} = 0.807 \frac{Et^3}{la} \sqrt{\left(\frac{1}{(1-\nu^2)}\right)^3 \left(\frac{t}{a}\right)^2} \quad (36)$$

Donde para el acero inoxidable AISI 302, tenemos que:

$P_{cr}$  = Presión crítica

$\nu$  = Razón de Poisson, 0.28

$a$  = Radio del cilindro, 0.19417 m

$E$  = Módulo de elasticidad, 193.12 GPa

$t$  = Espesor del cilindro

$$P_{cr} = 0.807 \frac{(193.12(10)^9 Pa)t^3}{1m(0.19417m)} \sqrt{\left(\frac{1}{(1-0.28^2)}\right)^3 \left(\frac{t}{0.19417m}\right)^2}$$

Si se considera el peor caso de que la presión que hará la cinta sobre el tambor es sólo sobre la mitad de la circunferencia, tenemos que:

La fuerza de la cinta presiona sólo sobre la mitad de la circunferencia y también sólo sobre la mitad del ancho, esto último es porque hay espacios entre una vuelta y otra.

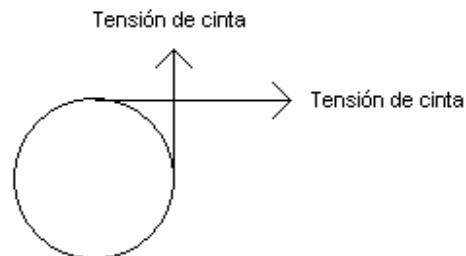
Para este caso tenemos que el contacto con el tambor es:

$$S_{\text{contacto}} = S_{\text{total}} / 4$$

$$S_{\text{contacto}} = ( 1.22 \text{ m} ) ( 1 \text{ m} ) / 4$$

$$S_{\text{contacto}} = \mathbf{0.305 \text{ m}^2}$$

Y la fuerza de la cinta es la tensión de la cinta en todas las vueltas que le da al tambor, y esto multiplicado por 2, ya que consideramos el peor caso en que la cinta tenga la misma tensión del lado que entra y del lado que sale, ver figura 5.4.4-1



**Figura 5.4.4-1** Vista Lateral de la Cinta Alrededor del Tambor.

$$F_{\text{cinta}} = 2 ( 600 \text{ N} )$$

$$\mathbf{F_{\text{cinta}} = 1200 \text{ N}}$$

Para el esfuerzo en el cilindro se tiene lo siguiente:

$$\sigma_{\text{cilindro}} = F_{\text{cinta}} / S_{\text{contacto}}$$

$$\sigma_{\text{cilindro}} = 1200 \text{ N} / 0.305 \text{ m}^2$$

$$\sigma_{\text{cilindro}} = 3934.43 \text{ N} / \text{m}^2$$

$$\sigma_{\text{cilindro}} = \mathbf{3934.43 \text{ Pa}}$$

Entonces con los valores que se sustituyeron en la ecuación tenemos que sería suficiente con,

$$\mathbf{t = 0.33 \text{ mm}}$$

Este valor es muy bajo, ahora consideremos para el caso de flexión,

$\sigma_{cr}$  = esfuerzo crítico bajo flexión

donde,

$$\sigma_{cr} = \frac{Et}{a\sqrt{3(1-\nu^2)}} K_M \quad (37)$$

suponiendo que  $t = 1 \text{ mm}$

$$K_m = 0.6 \quad [12]$$

Entonces para estos valores,

$P_{cr}$  = Presión crítica



$$\nu = 0.28$$

$$a = 0.19417\text{m}$$

$$E = 193.12 \text{ GPa}$$

$$t = 1 \text{ mm.}$$

Se tiene que:

$$\sigma_{cr} = \frac{193.12(10)^9 (0.001\text{m})}{0.19417\text{m} \sqrt{3(1-0.28^2)}} 0.6$$

$$\sigma_{cr} = 358.89 \text{ MPa}$$

y el momento crítico esta dado por la ecuación<sup>[12]</sup>:

$$M_{cr} = \pi a^2 \sigma_{cr} t \quad (38)$$

$$t = M_{cr} / \pi a^2 \sigma_{cr} \quad (39)$$

De los diagramas de momentos se toma el momento máximo para calcular t mínima por lo tanto se tiene que:

$$M_{\max} = \sqrt{(394.55N - m)^2 + (157.2N - m)^2}$$

$$\underline{\underline{M_{\max} = 424.71 \text{ N-m}}}$$

Igualemos el momento máximo que se tiene con el momento que estaría crítico para el cilindro para así poder obtener el valor de  $t$ .

$$M_{\max} = M_{cr}$$

$$t = M_{\max} / \pi a^2 \sigma_{cr}$$

$$t = 424.71 \text{ N-m} / \pi (0.19417\text{m})^2 358.89 \text{ MPa}$$

$$\mathbf{t = 0.00999 \text{ mm}}$$

Este valor es muy pequeño para nuestro valor inicial de 1mm.

Después de varias iteraciones se tiene que,

Si se toma un valor inicial de 0.15 mm,

$$K_m = 0.25 \quad [12]$$

Entonces para estos valores,

$$v = 0.28$$

$$a = 0.19417\text{m}$$

$$E = 193.12 \text{ GPa}$$

$$t = 0.15 \text{ mm.}$$

Se tiene que:

$$\sigma_{cr} = \frac{193.12(10)^9 (0.00015\text{m})}{0.19417\text{m} \sqrt{3(1 - 0.28^2)}} 0.25$$

$$\sigma_{cr} = 26.9 \text{ MPa}$$

Entonces,

$$t = M_{\max} / \pi a^2 \sigma_{cr}$$

$$t = 424.71 \text{ N-m} / \pi (0.19417\text{m})^2 26.9 \text{ MPa}$$

$$\mathbf{t = 0.133 \text{ mm}}$$

Como se puede observar es mucho más significativo para este caso el efecto que tiene la presión de la cinta sobre el cilindro que el propio peso del cilindro.

Es conveniente checar el espesor del cilindro también bajo un análisis de flecha hueca para ver que valor se obtiene antes de tomar una decisión.

El cilindro será de acero AISI 302 con las siguientes características<sup>[1]</sup>:

$$\mathbf{S_n = 172.43 \text{ MPa}}$$

Entonces se puede usar la ecuación 15 para calcular el máximo de esfuerzos permitidos  $S'n$  con los factores que intervienen para este cilindro,

$$\mathbf{C_r = 0.75}$$

$C_s$ -Factor de corrección por tamaño<sup>[2]</sup>.

Con la ecuación 16 tenemos que:

$$C_s = 1.85D^{-0.19}$$

Considerando un tamaño de 0.3883 mm

Tenemos que,

$$C_s = 0.5959$$

C<sub>m</sub>-Factor de corrección por el material, 0.80

Entonces sustituyendo en la ecuación 15 tenemos que:

$$S'_n = ( 172.43 \text{ MPa} ) ( 0.75 ) ( 0.60 ) ( 0.80 )$$

$$\underline{S'_n = 62.07 \text{ MPa}}$$

En este eje se aplica el torque que moverá al tambor de secado transmitido por la cadena a través de la catarina.

$$T = 116.52 \text{ N-m}$$

No hay concentración de esfuerzos

$$\underline{K_t = 1}$$

Recordemos que el factor de seguridad N que se está utilizando es N = 2

Se utiliza la ecuación 30 para determinar el diámetro mínimo y así después se podrá calcular el espesor.

$$d = \left[ 0.38834m^4 - \frac{0.3883m(32)2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1)424.71N - m}{62.07MPa}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{116.52N - m}{241.4MPa}\right)^2} \right]^{1/4}$$

$$\underline{\underline{d = 0.388125 \text{ m}}}$$

Por lo tanto el espesor del cilindro debe ser:

$$t = (D - d) / 2$$

$$t = (0.38834m - 0.388125m) / 2$$

$$\underline{\underline{t = 0.1075 \text{ mm}}}$$

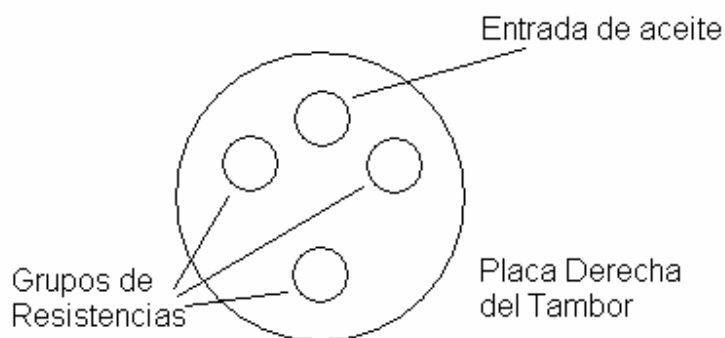
De esto se puede decir que fue muy conveniente analizar el cilindro en cuanto a rigidez, por lo que el espesor de la lámina con la que se hará el cilindro debe ser mayor que 0.33 mm, porque a este valor no se le aplicó un factor de seguridad.

De esto se puede saber que con una lámina de espesor  $t = 1.5875 \text{ mm}$  (1/16 in ) es más que suficiente.

Se escoje este espesor de lámina ya que es fácil de encontrar en el mercado y además se puede soldar fácilmente, situación que no ocurre con las láminas tan delgadas.

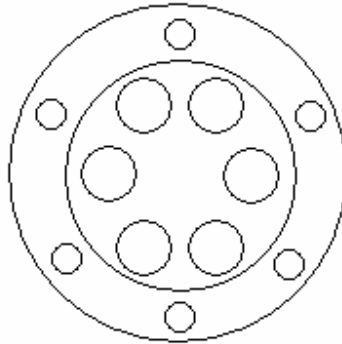
#### 5.4.5 DISEÑO DE LOS PORTA-RESISTENCIAS.

Se requieren tres grupos de resistencias con tres resistencias cada uno. Cada tres resistencias se soldarán a cada uno de los porta-resistencias. Estos porta-resistencias se harán de acero inoxidable y se fijarán al tambor mediante tornillos. Los tres grupos están distribuidos uniformemente en el tambor y estarán aislados con unas juntas de teflón para evitar fugas de aceite como se ilustra abajo en la figura 5.4.5-1



**Figura 5.4.5-1** Vista Izquierda del Tambor.

Los portaresistencias tendrán seis barrenos por donde pasarán las resistencias, la medida de estos barrenos es igual al diámetro exterior de las resistencias, es decir 0.009525m ( 0.375in ) y también tendrán seis barrenos como se muestra en la figura 5.4.5-2 por donde se atornillarán estas piezas a la placa derecha del tambor.



**Figura 5.4.5-2** Porta-Resistencias.

#### **5.4.6 DISEÑO DE LA TAPA PARA LLENADO DE ACEITE TÉRMICO.**

La tapa de llenado es para que por ahí se introduzca o saque el aceite térmico del tambor. Ésta tendrá un orificio de 10mm de diámetro por donde se podrá meter una manguera por donde pasará el aceite. Esta tapa también estará fabricada de acero inoxidable y estará sujeta por tornillos al tambor, además llevará una junta de teflón para evitar fugas de aceite.

Como es muy peligroso poner más aceite del que lleve la máquina porque podría explotar debido a la expansión del aceite al subir su temperatura, esta tapa evita que se pueda meter más aceite del requerido dentro del tambor, debido a la posición de ésta.

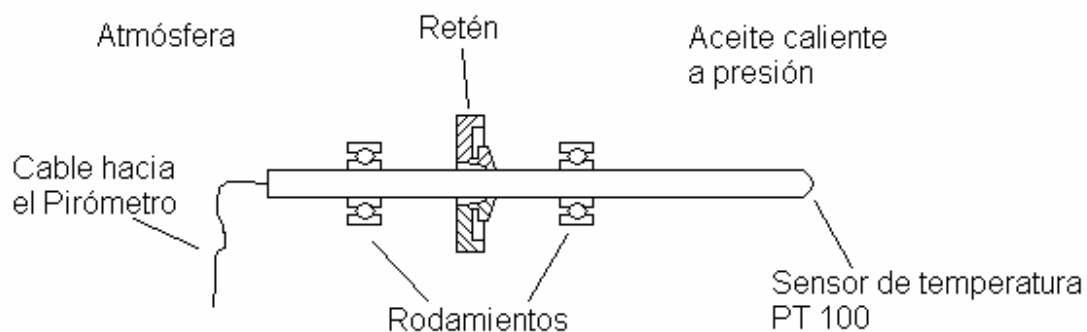
Como la presión que soportará el tambor debido al factor de seguridad que le aplique, la presión dentro de éste estará limitada por la presión que soporte el retén, de manera que el nivel máximo de aceite dependerá de la expansión de este aceite debido al incremento de temperatura y dependerá también del aumento en el volumen del cilindro ocasionado por el

cambio de temperatura del acero del tambor, así como la deformación de las placas laterales de éste debido a la presión.

#### 5.4.7 DISEÑO DEL PORTA-RETÉN Y SONDA PT100.

El porta-retén es una pieza en la que se colocarán dos rodamientos de bolas y un retén en medio. Esto es para que aunque el tambor gire, la sonda PT100 pueda estar fija.

Esta sonda pasará dentro del retén para que no se salga el aceite por ahí. El retén o sello es una pieza que permite que un eje gire dentro de este manteniendo aislado un lado del retén con otro. En la figura 5.4.7-1 se ilustra como funciona.



**Figura 5.4.7-1** Vista de Corte del Retén y Resistencias.

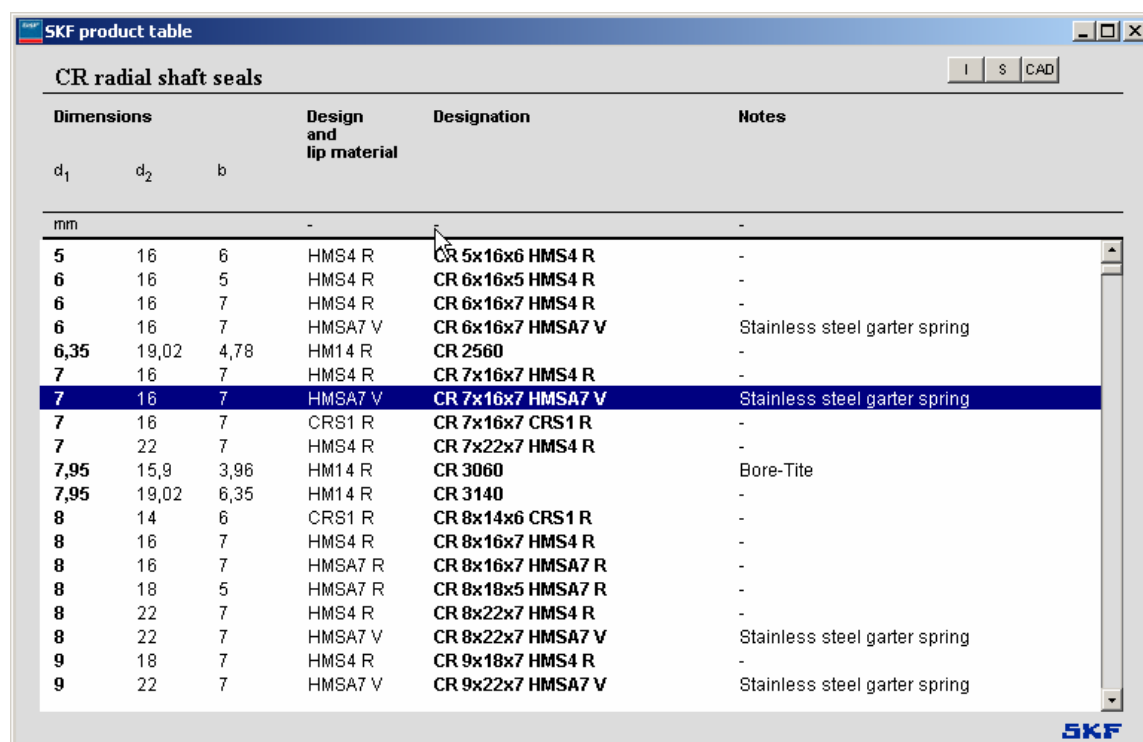


El porta-retén irá atornillado al tambor y también tendrá una junta de teflón para evitar fugas de aceite.

El retén que se utilizará es marca RC una compañía de SKF con el modelo HMSA7/V. Abajo se muestra la ventana de selección de este retén de la página web de esta SKF<sup>[16]</sup>.

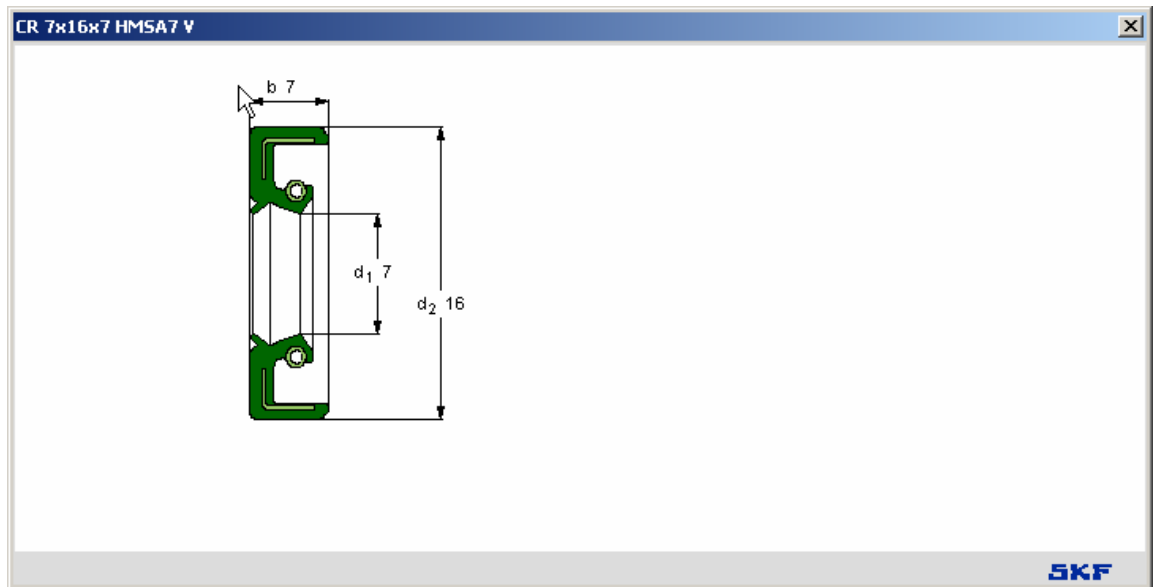
Además de las medidas se tomo en cuenta que fuera resistente a altas temperaturas,

**Tabla 5.4.7-1** Selección del Retén.



| Dimensions     |                |      | Design and lip material | Designation       | Notes                         |
|----------------|----------------|------|-------------------------|-------------------|-------------------------------|
| d <sub>1</sub> | d <sub>2</sub> | b    |                         |                   |                               |
| mm             |                |      |                         |                   |                               |
| 5              | 16             | 6    | HMS4 R                  | CR 5x16x6 HMS4 R  | -                             |
| 6              | 16             | 5    | HMS4 R                  | CR 6x16x5 HMS4 R  | -                             |
| 6              | 16             | 7    | HMS4 R                  | CR 6x16x7 HMS4 R  | -                             |
| 6              | 16             | 7    | HMSA7 V                 | CR 6x16x7 HMSA7 V | Stainless steel garter spring |
| 6,35           | 19,02          | 4,78 | HM14 R                  | CR 2560           | -                             |
| 7              | 16             | 7    | HMS4 R                  | CR 7x16x7 HMS4 R  | -                             |
| 7              | 16             | 7    | HMSA7 V                 | CR 7x16x7 HMSA7 V | Stainless steel garter spring |
| 7              | 16             | 7    | CRS1 R                  | CR 7x16x7 CRS1 R  | -                             |
| 7              | 22             | 7    | HMS4 R                  | CR 7x22x7 HMS4 R  | -                             |
| 7,95           | 15,9           | 3,96 | HM14 R                  | CR 3060           | Bore-Tite                     |
| 7,95           | 19,02          | 6,35 | HM14 R                  | CR 3140           | -                             |
| 8              | 14             | 6    | CRS1 R                  | CR 8x14x6 CRS1 R  | -                             |
| 8              | 16             | 7    | HMS4 R                  | CR 8x16x7 HMS4 R  | -                             |
| 8              | 16             | 7    | HMSA7 R                 | CR 8x16x7 HMSA7 R | -                             |
| 8              | 18             | 5    | HMSA7 R                 | CR 8x18x5 HMSA7 R | -                             |
| 8              | 22             | 7    | HMS4 R                  | CR 8x22x7 HMS4 R  | -                             |
| 8              | 22             | 7    | HMSA7 V                 | CR 8x22x7 HMSA7 V | Stainless steel garter spring |
| 9              | 18             | 7    | HMS4 R                  | CR 9x18x7 HMS4 R  | -                             |
| 9              | 22             | 7    | HMSA7 V                 | CR 9x22x7 HMSA7 V | Stainless steel garter spring |

y sus dimensiones en mm son las siguientes:



**Fig. 5.4.7-2** Dimensiones del Retén.

Entonces se tiene que:

V = Fluoro Rubber, es un material que soporta altas temperaturas.

$$\varnothing_{\text{ext}} = 16 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{\text{int}} = 7 \text{ mm}$$

Espesor = 7 mm

Este retén puede operar a temperaturas entre  $-40^{\circ}\text{C}$  hasta  $200^{\circ}\text{C}$  y puede soportar una presión de 0.07 MPa.

La máxima velocidad a la que puede operar correctamente es de 10 m/s.

Esta velocidad es lineal en la superficie de contacto, por lo la velocidad rotacional que soporta eficazmente es:

$$\omega = \frac{V}{\pi D}$$

$$\omega = \frac{10m/s}{\pi 0.007m}$$

$$\omega = 454.7rps$$

Si observamos este valor es muchísimo más elevado que las necesidades para este diseño. Lo que sí nos marcará un límite importante es la capacidad del retén para soportar la presión interna.

**Tabla 5.4.7-2** Selección del Rodamiento del Porta-Retén.

| SKF product table                     |    |     |                    |       |                             |                    |       |        |                 |
|---------------------------------------|----|-----|--------------------|-------|-----------------------------|--------------------|-------|--------|-----------------|
| Deep groove ball bearings, single row |    |     |                    |       |                             |                    |       |        |                 |
| Principal dimensions                  |    |     | Basic load ratings |       | Fatigue load limit<br>$P_u$ | Speed ratings      |       | Mass   | Designation     |
| d                                     | D  | B   | C                  | $C_0$ |                             | Lubrication grease | oil   |        |                 |
| mm                                    |    |     | N                  | N     | r/min                       |                    | kg    | -      |                 |
| 6                                     | 13 | 6   | 884                | 345   | 15                          | 48000              |       | 0,0031 | <b>638/6-2Z</b> |
| 6                                     | 15 | 5   | 1240               | 475   | 20                          | 48000              | 56000 | 0,0039 | <b>619/6</b>    |
| 6                                     | 15 | 5   | 1240               | 475   | 20                          | 48000              |       | 0,0039 | <b>619/6-2Z</b> |
| 6                                     | 19 | 6   | 2210               | 950   | 40                          | 36000              | 43000 | 0,0084 | <b>626</b>      |
| 6                                     | 19 | 6   | 2210               | 950   | 40                          | 36000              | 43000 | 0,0084 | <b>626-Z</b>    |
| 6                                     | 19 | 6   | 2210               | 950   | 40                          | 36000              |       | 0,0084 | <b>626-2Z</b>   |
| 6                                     | 19 | 6   | 2210               | 950   | 40                          | 36000              |       | 0,0084 | <b>626-2RZ</b>  |
| 6                                     | 19 | 6   | 2210               | 950   | 40                          | 24000              | 24000 | 0,0084 | <b>626-RS1</b>  |
| 6                                     | 19 | 6   | 2210               | 950   | 40                          | 24000              |       | 0,0084 | <b>626-2RS1</b> |
| 7                                     | 14 | 3,5 | 956                | 400   | 17                          | 45000              | 53000 | 0,0022 | <b>618/7</b>    |
| 7                                     | 14 | 5   | 956                | 400   | 17                          | 45000              |       | 0,0031 | <b>628/7-2Z</b> |
| 7                                     | 14 | 6   | 956                | 400   | 17                          | 45000              |       | 0,0037 | <b>638/7-2Z</b> |
| 7                                     | 17 | 5   | 1480               | 560   | 24                          | 40000              | 48000 | 0,0049 | <b>619/7</b>    |
| 7                                     | 17 | 5   | 1480               | 560   | 24                          | 40000              |       | 0,0049 | <b>619/7-2Z</b> |
| 7                                     | 19 | 6   | 2210               | 950   | 40                          | 38000              | 45000 | 0,0075 | <b>607</b>      |
| 7                                     | 19 | 6   | 2210               | 950   | 40                          | 38000              | 45000 | 0,0075 | <b>607-Z</b>    |
| 7                                     | 19 | 6   | 2210               | 950   | 40                          | 38000              |       | 0,0075 | <b>607-2Z</b>   |
| 7                                     | 19 | 6   | 2210               | 950   | 40                          | 24000              | 24000 | 0,0075 | <b>607-RS1</b>  |
| 7                                     | 19 | 6   | 2210               | 950   | 40                          | 24000              |       | 0,0075 | <b>607-2RS1</b> |
| 7                                     | 22 | 7   | 3250               | 1370  | 57                          | 32000              | 38000 | 0,013  | <b>627</b>      |

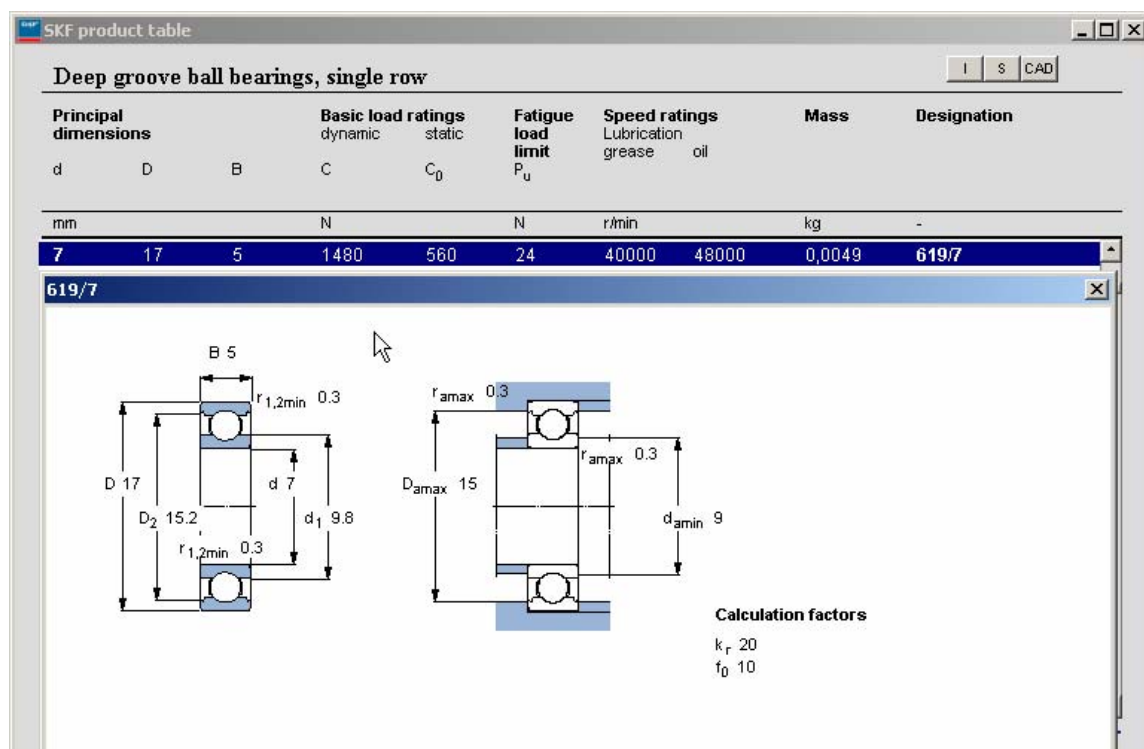
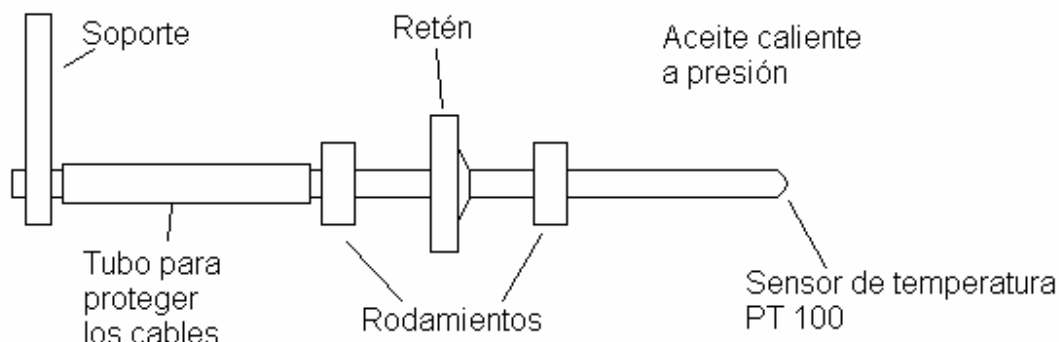


Fig. 5.4.7-3 Dimensiones del Rodamiento.

Los rodamientos que se ocuparán para mantener centrado el sensor de temperatura con el retén también son de la marca SKF y son dos del modelo 619/7 con las características que aparecen en la ventana de abajo<sup>[16]</sup>, estos rodamientos únicamente servirán para que el tubo del sensor no se apoye sobre el retén para evitar que lo maltrate. Es mejor que el retén no tenga ninguna carga radial.

El tubo de la sonda, al haber presión dentro del tambor, será empujado hacia fuera, por lo que es necesario que una pieza detenga la sonda como se muestra en la figura 5.4.7-4,



**Fig 5.4.7-4** Soporte de Sonda.

Como se puede observar en la figura también se dibujó el tubo que quedará soportado por el eje derecho del tambor, que sirve para que no toquen los cables en movimiento, la sonda estática.

Este tubo deberá tener mayor diámetro interior que la sonda, por lo que si la sonda tiene un diámetro exterior de 7mm o bien 0.2756 in, viendo en la tabla de tubos estándar<sup>[7]</sup>, tenemos que el tubo de diámetro nominal 3/8" cédula 40 tiene un diámetro interior de 0.493in que es más que suficiente para que pase libremente la sonda.

Este tubo con diámetro exterior 0.017145 m ( 0.675 in ) se sujetará con el eje derecho del tambor.

#### **5.4.8 DISEÑO DEL SOPORTE DERECHO E IZQUIERDO DEL TAMBOR.**

El soporte derecho e izquierdo irán atornillados al tambor y servirá para poderse sujetar a los ejes que se fijarán a unas chumaceras. Éstos también utilizarán una junta de teflón para evitar que se fugue el aceite.

Para calcular las dimensiones de estos soportes, se conoce que el momento de flexión y el torque es el mismo y que el diámetro interior debe ser 50.8 mm

Como los soportes de los dos lados se quiere que sean iguales, sólo se calculará el que está expuesto a mayor esfuerzo que es el del punto D

$$d = 0.0508 \text{ m}$$

$$M_c = 110.83 \text{ N-m}$$

$$T = 116.52 \text{ N-m}$$

Por lo tanto utilizando la ecuación 30 se tiene que:

$$d = \left[ D^4 - \frac{D32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{KtM}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/4}$$

Se probará para un valor de 76.2 mm se pretende un espesor de 12.7 mm para que entren los prisioneros que detendrán al eje.

Como los prisioneros serán de 6.35 mm de diámetro se calcula d/D para saber el valor de Kt,

$$d/D = 6.35 \text{ mm} / 76.2 \text{ mm}$$

$$d/D = 0.083$$

Por lo tanto en la figura<sup>[1]</sup> B-6 se estima que es 2.3 ya que está sometido a esfuerzo de flexión.

$$Kt = 2.3$$

$$d = \left[ 0.0762^4 - \frac{(0.0762)32(2)}{\pi} \sqrt{\left( \frac{(2.3)110.83lb - in}{98.32MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{116.52N - m}{406.93MPa} \right)^2} \right]^{1/4}$$

$$d = 0.074 \text{ m}$$

Este valor es mayor que 0.0508 m por lo que está bien.

#### 5.4.9 DISEÑO DEL TUBO PORTA VÁLVULA Y MANÓMETRO.

Como el aceite térmico se expande al calentarse, la presión interna del tambor se incrementará y podría explotar, aunque se diseñará para que esto no pase, de cualquier manera se utilizará como medida de seguridad un manómetro que indicará la presión interna del tambor y además tendrá una válvula de seguridad para que si se excede la presión máxima ajustada, esta válvula libere la presión dentro del tambor.

De un lado el tubo se sujetará al tambor que tendrá una rosca cónica y del otro lado se fijará también con rosca cónica a una T donde se atornillará el manómetro y la válvula de seguridad.

Este tubo será un tubo de 3/8" cédula 80 cuyas características son las siguientes<sup>[7]</sup>:

$$\varnothing_{\text{ext}} = 0.0171 \text{ m ( 0.675 in )}$$

$$\varnothing_{\text{int}} = 0.0107 \text{ m ( 0.423 in )}$$

$$t = 0.0032 \text{ m ( 0.126 in )}$$

## **5.5 DISEÑO DE LOS RODILLOS DE SEPARACIÓN Y COMPENSACIÓN.**

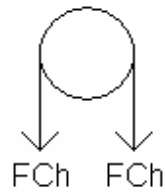
Estos rodillos estarán fabricados de tubo de acero inoxidable y se sujetarán por un eje que pasará a través de ellos. Los ejes irán sujetos a unas chumaceras de pared.

En el área del tambor se utilizarán tres rodillos, dos de ellos irán fijos a los ejes y uno tendrá movimiento independiente del eje, ya que este mismo eje servirá para detener una catarina cuyo funcionamiento se explicará más adelante.

En el área de arriba del tambor, se utilizará otro rodillo que será el de compensación que irá también fijo a su eje y cuyo funcionamiento se explicará después.

Estos rodillos el máximo esfuerzo al que estarán sujetos es la tensión de la cinta, para el peor de los casos se considerará que la tensión será en la misma dirección de los dos lados como se ilustra abajo en la figura 5.5-1



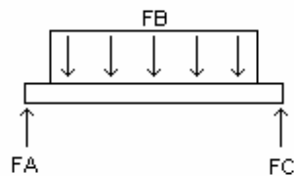


**Figura 5.5-1** Fuerzas en los Rodillos de Separación.

recordando que FCh es la fuerza ejercida por la tensión de la cinta.

En la figura 5.5-2 se muestran las dimensiones longitudinales de los rodillos.

Por lo tanto el diagrama de cuerpo libre para los tres rodillos es el de la figura 5.5-3



**Figura 5.5-2** Carga Distribuida en los Rodillos de Separación.

$$F_B = 2 \text{ ( Tensión de la cinta )}$$

$$F_B = 2 \text{ ( 600 N )}$$

$$\underline{\mathbf{F_B = 1200 N}}$$

La suma de momentos es,

$$\sum M_A = 0$$

$$M_B - M_C = 0$$

$$F_C = F_B \text{ ( 0.49 m )} / 0.98 \text{ m}$$

$$F_C = 1200 \text{ N ( 0.49 m )} / 0.98 \text{ m}$$

$$\underline{\mathbf{F_C = 600 N}}$$

Y la suma de fuerzas es:

$$\sum F = 0$$

$$F_A - F_B + F_C = 0$$

$$F_A = 1200 \text{ N} - 600 \text{ N}$$

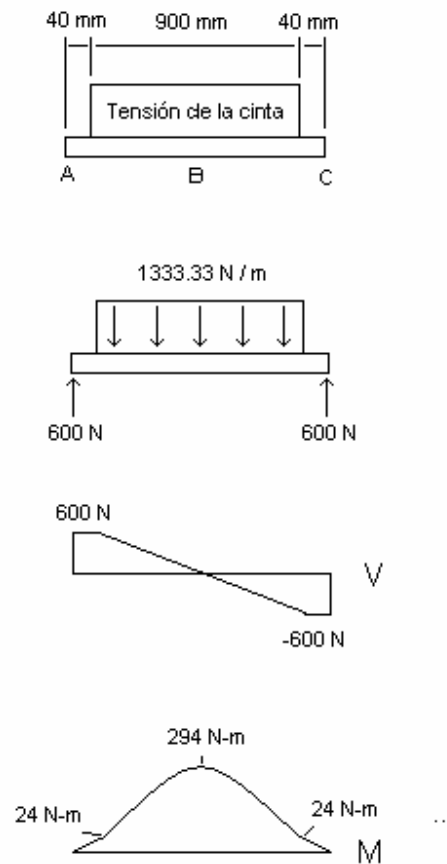
$$\underline{\mathbf{F_A = 600 N}}$$

En la figura 5.5-3 se muestran los diagramas de cortante y momento de los rodillos.

Como se puede ver el mayor esfuerzo se hará en el punto B.

Por lo tanto se deberá calcular los rodillos para un momento de:

$$\underline{\mathbf{M_b = 294 N-m}}$$



**Figura 5.5-3** Diagrama de Cortante y Momento en los Rodillos de Separación.

Los tubos se fabricarán del mismo acero inoxidable que el cilindro, es decir AISI 302.

A continuación se presentarán los factores que intervienen en el diseño para evitar las fallas por fatiga.

$$S_n = 186.22 \text{ MPa}$$

$$S'_n = S_n C_r C_s C_m$$

donde,

$$C_r = 0.75 \quad [2]$$

$$C_s = 1.85D^{-0.19}$$

Considerando un tamaño de 63.5 mm ( 2.5 in )

Tenemos que,

$$C_s = 0.87$$

$$C_m = 0.80$$

Entonces sustituyendo en la ecuación 15 tenemos que:

$$S'_n = ( 172.43 \text{ MPa} ) ( 0.75 ) ( 0.87 ) ( 0.80 )$$

$$\underline{S'_n = 90 \text{ MPa}}$$

A continuación se calculará el diámetro interior mínimo requerido para que con un tubo de 50.8 mm de diámetro exterior se pueda soportar el máximo esfuerzo que en este caso es en el punto B con

$$M_b = 294 \text{ N-m}$$

Se selecciona un tubo de  $\varnothing = 50.8 \text{ mm}$  ( 2 in ), porque este es el diámetro del rodillo de salida que tienen las máquinas que tejen esta cinta, así se asegura que respecto a este punto no se maltrate la cinta. El diámetro puede ser mayor y no afectar la cinta. También se prefiere un tubo ya que si los rodillos fueran sólidos, éstos pesarían mucho y serían más costosos. A través de estos rodillos pasarán unos ejes que los soportarán sobre unas chumaceras, estos ejes se calcularán posteriormente.

En estos rodillos no hay torque ya que el movimiento se lo transmite la misma cinta y como los rodillos van sujetos a una flecha, y ésta a unas chumaceras, el rodillo puede girar libremente.

$$\mathbf{T = 0}$$

$$\mathbf{Kt = 1}$$

Ya que no hay concentración de esfuerzos  $Kt = 0$  y recordemos que el factor de seguridad  $N$  que utilizo para todo el diseño es  $N = 2$

Utilizando la ecuación 30 se tiene que,

$$d = \left[ 0.0508^4 - \frac{0.0508(32)2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{(1)294N - m}{90MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{0}{S_y} \right)^2} \right]^{1/4}$$

$$\mathbf{\underline{d = 0.042 \text{ m}}}$$

Por lo tanto la pared del rodillo debe ser,

$$t = \left( \frac{50.8mm - 42mm}{2} \right) = 4.4mm$$

En la tabla de los estándares para tubos<sup>[7]</sup> se encuentra que el tubo de diámetro nominal 2" tiene en realidad de diámetro exterior 2.375" o sea 60.325 mm, por lo que se calculará nuevamente el diámetro interior y el espesor del tubo. Utilizando la misma fórmula tenemos que:

$$d = \left[ 60.325mm^4 - \frac{60.325mm(32)2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1)294N - m}{86.9MPa}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{0}{Sy}\right)^2} \right]^{1/4}$$

$$\underline{\underline{d = 54.9 \text{ mm}}}$$

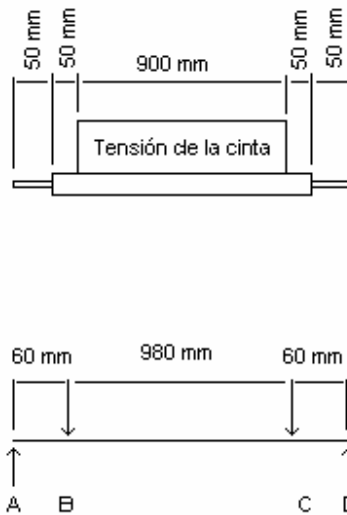
Por lo tanto la pared del rodillo debe ser,

$$t = \left( \frac{60.325mm - 54.9mm}{2} \right) = 2.7125mm$$

En esta misma tabla puedo ver que el tubo de diámetro nominal 2" cédula 80, cumple con lo requerido ya que tiene una pared de  $t = 5.5 \text{ mm}$  que es mayor que  $2.7125 \text{ mm}$

Para calcular los diámetros de los ejes de estos rodillos debo realizar un análisis similar al de los rodillos.

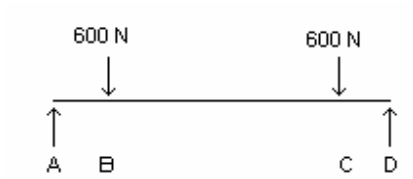
Las dimensiones longitudinales de los ejes es la siguiente se muestran en la figura 5.5-4



**Figura 5.5-4** Dimensiones Longitudinales de los Rodillos de Separación.

Las medidas de 60 mm son porque el apoyo del rodillo es de 25 mm de ancho, y al considerar que se apoya casi en el centro de éste, queda esta distancia. También el apoyo en A y D están considerados hasta el centro de las chumaceras.

Por lo tanto el diagrama de cuerpo libre para los tres ejes se muestra en la figura 5.5-5,



**Figura 5.5-5** Fuerzas en los Rodillos de Separación.

$$\underline{F_B = 600 \text{ N}}$$

$$\underline{F_C = 600 \text{ N}}$$

La suma de momentos es,

$$\sum M_A = 0$$

$$M_B + M_C - M_D = 0$$

$$F_D = (F_B (0.06 \text{ m}) + F_C (1.04 \text{ m})) / 1.1 \text{ m}$$

$$F_D = (36 \text{ N-m} + 624 \text{ N-m}) / 1.1 \text{ m}$$

$$\underline{F_D = 600 \text{ N}}$$

Y la suma de fuerzas es:

$$\sum F = 0$$

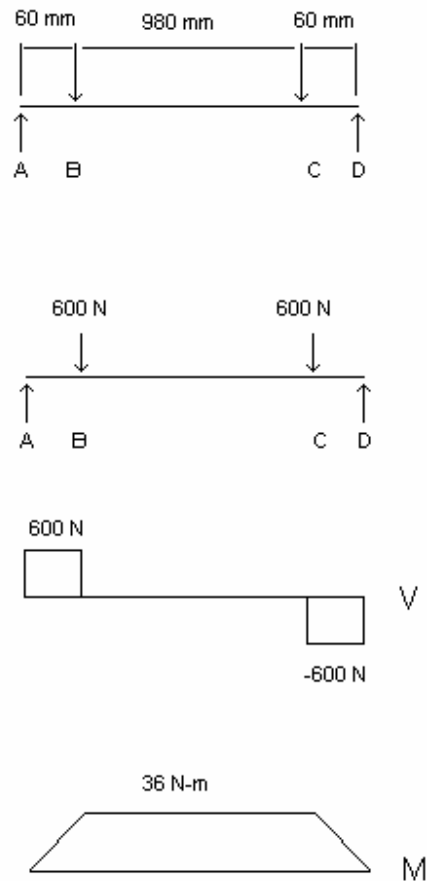
$$F_A - F_B - F_C + F_D = 0$$

$$F_A = 600 \text{ N} + 600 \text{ N} - 600 \text{ N}$$

$$\underline{F_A = 600 \text{ N}}$$



A continuación se presenta en la figura 5.5-6 los diagramas de cortante y momento para los ejes.



**Figura 5.5-6** Diagrama de Cortante y Momento en los Ejes.

Como se puede ver el mayor esfuerzo desde el punto B hasta el punto C.

Por lo tanto calcularé los ejes para un momento de:

$$\underline{\underline{M = 36 \text{ N-m}}}$$

Los ejes se fabricarán de acero AISI 1045 con las siguientes características<sup>[1]</sup>:

Resistencia a la tensión, **Su = 675.92 MPa**

Resistencia a la cedencia, **Sy = 406.93 MPa**

A continuación se presentarán los factores que intervienen en el diseño para evitar las fallas por fatiga.

Para el acero rolado en caliente el esfuerzo por carga reversible<sup>[1]</sup> es,

**Sn = 186.22 MPa**

Entonces podemos usar la ecuación 15 para calcular el máximo de esfuerzos permitidos S'n con los factores que intervienen para esta flecha.

**S'n = Sn Cr Cs Cm**

**Cr = 0.75** [2]

Con la ecuación 16 tenemos que:

$$C_s = \left( \frac{D}{7.6} \right)^{-0.068}$$

Considerando un tamaño de 19.05 mm ( 0.75 in )

Tenemos que,

**Cs = 0.94**

Cm-Factor de corrección por el material, 0.80

Entonces sustituyendo en la ecuación 15 tenemos que:

$$S'n = ( 186.22 \text{ MPa} ) ( 0.75 ) ( 0.94 ) ( 0.80 )$$

$$\underline{S'n = 105 \text{ MPa}}$$

Este eje no lleva torque al igual que los rodillos.

$$\mathbf{T = 0}$$

Tampoco aplica concentración de esfuerzos.

$$\underline{Kt = 1}$$

Recordemos que el factor de seguridad N que se está utilizando es  $N = 2$

Utilizando la ecuación 21 tenemos que,

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left( \frac{KtM}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left( \frac{(1)36N - m}{105 \text{ MPa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{0}{Sy} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$\underline{d = 0.019 \text{ m}}$$

Con esta medida queda justo si se ocupa una flecha con diámetro 19.05 mm (0.75in)

Estos rodillos estarán sujetos al bastidor mediante unas chumaceras ovaladas de pared. Los datos de las chumacera son los siguientes.

|                 |                          |
|-----------------|--------------------------|
| Marca:          | SKF                      |
| Tipo:           | Ovalada                  |
| Ø:              | 19.05 mm                 |
| Carga Dinámica: | 12,700 N                 |
| Carga Estática: | 6,550 N                  |
| Modelo:         | FY TB $\frac{3}{4}$ , TF |

Como se puede ver estas chumaceras también exceden los requisitos de diseño.

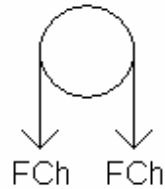
Se necesitan 8 piezas.

## 5.6 DISEÑO DEL RODILLO DE ARRASTRE.

Este rodillo estará fabricado de tubo de acero inoxidable y se sujetará por un eje que pasará a través de él. Los ejes irán sujetos a unas chumaceras de pared. Y del lado izquierdo de la máquina, este eje tendrá una catarina por donde pasará la cadena.

La posición de este rodillo tiene dos funciones importantes, la primera es lograr que la cinta envuelva lo más que se pueda el tambor de secado, y la segunda que la catarina ponga en una buena posición la cadena, de manera que rodee la catarina del tambor.

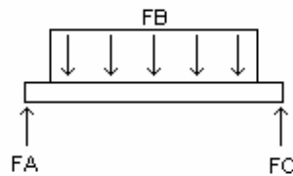
El esfuerzo al que estará sujeto este rodillo es la tensión de la cinta, la tensión de la cadena y el torque para que gire. Para el peor de los casos consideraré que la tensión será en la misma dirección de los dos lados como se ilustra en la figura 5.6-1,



**Figura 5.6-1** Fuerzas en el Rodillo de Arrastre.

recordando que  $F_{Ch}$  es la fuerza ejercida por la tensión de la cinta.

Por lo tanto el diagrama de cuerpo libre para el rodillo es el de la figura 5.6-2



**Figura 5.6-2** Carga Distribuida en el Rodillo de Arrastre.

$$F_B = 2 \text{ ( Tensión de la cinta )}$$

$$F_B = 2 \text{ ( 600 N )}$$

$$\underline{\underline{F_B = 1200 \text{ N}}}$$

La suma de momentos es,

$$\sum M_A = 0$$

$$M_B = M_C$$

$$F_C = F_B (0.49 \text{ m}) / 0.98 \text{ m}$$

$$F_C = 1200 \text{ N} (0.49 \text{ m}) / 0.98 \text{ m}$$

$$\mathbf{F_C = 600 \text{ N}}$$

Y la suma de fuerzas es:

$$\sum F = 0$$

$$F_A - F_B + F_C = 0$$

$$F_A = 1200 \text{ N} - 600 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_A = 600 \text{ N}}$$

En la figura 5.6-3 se muestran los diagramas de cortante y momento del rodillo de arrastre.

Como se puede ver el mayor esfuerzo se hará en el punto B.

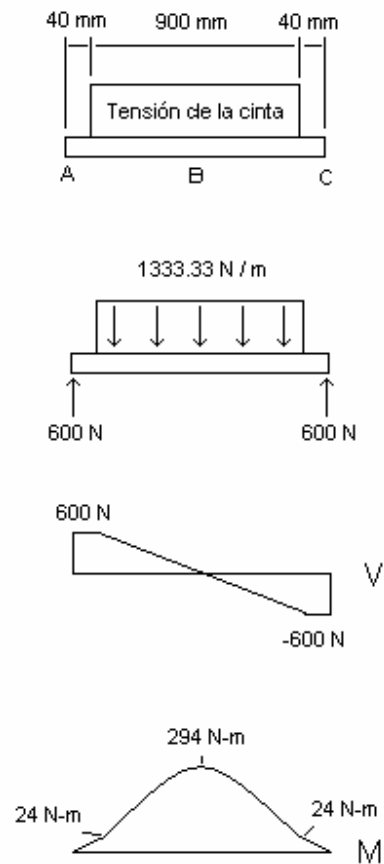
Por lo tanto se deberá calcular los rodillos para un momento de:

$$\mathbf{M_b = 294 \text{ N-m}}$$

Los tubos se fabricarán del mismo acero inoxidable que el cilindro, es decir AISI 302.

$$\mathbf{S_n = 186.22 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{C_r = 0.75} \quad [2]$$



**Figura 5.6-3** Diagrama de Cortante y Momento en el Rodillo de Arrastre.

Con la ecuación 16 tenemos que:

$$C_s = 1.85D^{-0.19}$$

Como el tambor tiene una catarina de 68 dientes y este rodillo se pretende que lleve una de 17 entonces el diámetro de este rodillo debe ser una cuarta parte lo del tambor.

$$D = 1.22\text{m} / 4\pi$$

$$D = 0.097 \text{ m}$$

Considerando un tamaño de 97 mm

Tenemos que,

$$C_s = 0.78$$

$$C_m = 0.80$$

Entonces sustituyendo en la ecuación 15 tenemos que:

$$S'_n = ( 172.43 \text{ MPa} ) ( 0.75 ) ( 0.78 ) ( 0.80 )$$

$$\underline{S'_n = 80.7 \text{ MPa}}$$

A continuación se calculará el diámetro interior mínimo requerido para que con un tubo de 97 mm de diámetro exterior se pueda soportar el máximo esfuerzo que en este caso es en el punto B con

$$M_b = 294 \text{ N-m}$$

Se selecciona un tubo de  $\varnothing = 97 \text{ mm}$ , porque este es la relación de las catarinas. Después de ver el resultado se escogerá un tubo estándar adecuado para esto.

En este rodillo el torque es equivalente a cuatro veces menos que el torque en el tambor, por la relación de las catarinas

$$T_{\text{cat17}} = T_{\text{cat68}} / 4$$

$$T_{\text{cat17}} = 116.52 \text{ N-m} / 4$$

$$T_{\text{cat17}} = 29.13 \text{ N-m}$$



$$Kt = 1$$

Ya que no hay concentración de esfuerzos  $Kt = 0$  y recordemos que el factor de seguridad  $N$  que se utiliza para todo el diseño es  $N = 2$

Utilizando la ecuación 30 se tiene que,

$$d = \left[ 0.097^4 - \frac{0.097(32)2}{\pi} \sqrt{\left( \frac{(1)294N - m}{97.2MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{29.13}{241.4MPa} \right)^2} \right]^{1/4}$$

$$\underline{d = 0.09496 \text{ m}}$$

Por lo tanto la pared del rodillo debe ser,

$$t = \left( \frac{97mm - 95mm}{2} \right) = 1mm$$

En la tabla de los estándares para tubos<sup>[7]</sup> se encuentra que el tubo de diámetro nominal 3.5” cédula 40 tiene en realidad un diámetro exterior de 101.6 mm ( 4in ), y un diámetro interior de 90.12 mm ( 3.548 in ) por lo tanto como podría tener incluso un diámetro interior mayor, este tubo está bien. Se debe comprar este tubo y reducir su diámetro exterior a 3.825” y aun así tiene más espesor que el requerido.

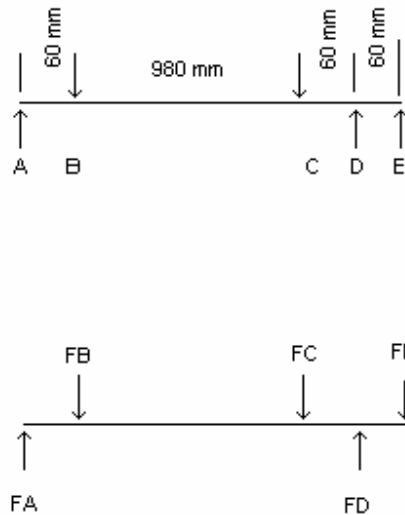
Para calcular el diámetro del eje de este rodillo se debe realizar un análisis similar al del rodillo.

Las dimensiones longitudinales del rodillo y su eje son las que se muestran en la figura 5.6-4,



**Figura 5.6-4** Longitud del Rodillo de Arrastre.

Por lo tanto el diagrama de cuerpo libre para el eje es el de la figura 5.6-5,



**Figura 5.6-5** Fuerzas en el Rodillo de Arrastre.

Para calcular las reacciones tenemos que:

$$F_B = F_C = F_{\text{cinta}}$$

$$\underline{F_B = 600 \text{ N}}$$

$$\underline{F_C = 600 \text{ N}}$$

Se asume que la tensión de la cadena actúa verticalmente hacia abajo, al igual que la cinta, para asumir el peor de los casos.

$$F_E = 2F_{\text{chain}} = 2 ( 847.73 \text{ N} )$$

$$\underline{F_E = 1695.46 \text{ N}}$$

La suma de momentos es,

$$\sum M_A = 0$$

$$M_B + M_C - M_D + M_E = 0$$

$$F_D = F_B ( 0.06 \text{ m} ) + F_C ( 1.04 \text{ m} ) + F_E ( 1.16 \text{ m} ) / 1.1 \text{ m}$$

$$F_D = ( 600 \text{ N} ( 0.06 \text{ m} ) + 600 \text{ N} ( 1.04 \text{ m} ) + 1695.46 \text{ N} ( 1.16 \text{ m} ) ) / 1.1 \text{ m}$$

$$F_D = ( 36 \text{ N-m} + 624 \text{ N-m} + 1966.7 \text{ N-m} ) / 1.1 \text{ m}$$

$$\underline{F_D = 2387.9 \text{ N}}$$

Y la suma de fuerzas es:

$$\sum F = 0$$

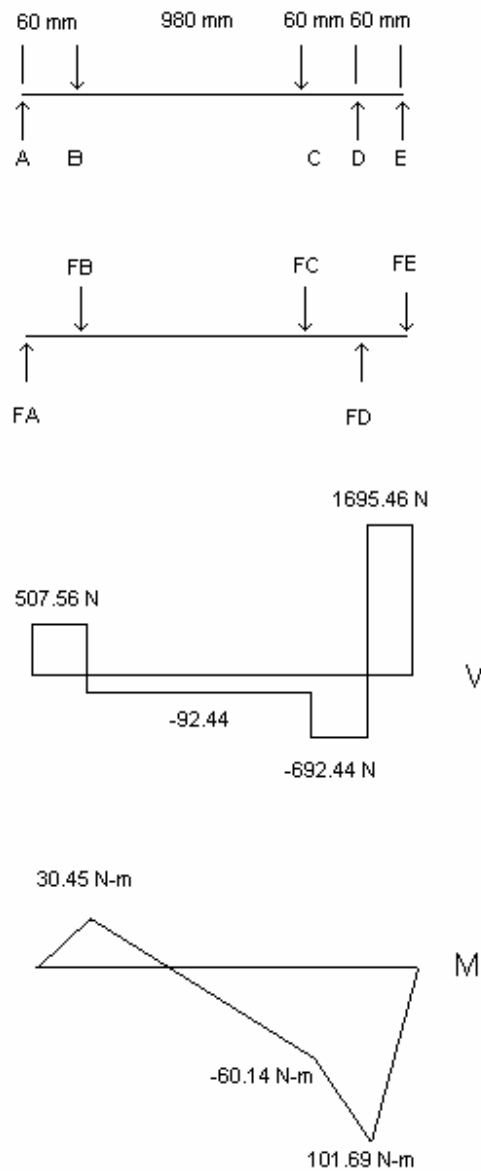
$$F_A - F_B - F_C + F_D - F_E = 0$$

$$F_A = F_B + F_C - F_D + F_E$$

$$F_A = 600 \text{ N} + 600 \text{ N} - 2387.9 \text{ N} + 1695.46 \text{ N}$$

$$\underline{F_A = 507.56 \text{ N}}$$

A continuación se presentan los diagramas de cortante y momento en la figura 5.6-6



**Figura 5.6-6** Diagrama de Cortante y Momento para el Eje del Rodillo de Arrastre.

Como se puede ver el mayor esfuerzo se hará en el punto D.

Por lo tanto se deberá calcular el eje para un momento de:

$$\underline{\mathbf{M_d = 101.69 N\cdot m}}$$

Los ejes se fabricarán de acero AISI 1045.

A continuación se presentarán los factores que intervienen en el diseño para evitar las fallas por fatiga.

$$\mathbf{S_n = 186.22 MPa}$$

$$\mathbf{C_r = 0.75} \quad [2]$$

Con la ecuación 16 tenemos que:

$$C_s = \left( \frac{D}{7.6} \right)^{-0.068}$$

Considerando un tamaño de 25.4 mm ( 1 in )

Tenemos que,

$$\mathbf{C_s = 0.92}$$

$$\mathbf{C_m = 0.80}$$

Entonces sustituyendo en la ecuación 15 tenemos que:

$$S'_n = ( 186.22 \text{ MPa} ) ( 0.75 ) ( 0.92 ) ( 0.80 )$$

$$\underline{\mathbf{S'_n = 102.79 MPa}}$$

Este eje tiene la catarina de 17 dientes la cual le transmite torque.

$$T_{\text{cat17}} = 29.13 \text{ N-m}$$

No se aplica concentración de esfuerzos, ya que no los tiene donde se encuentra el mayor momento flexionante.

$$\underline{K_t = 1}$$

Recordemos que el factor de seguridad N que se está utilizando es  $N = 2$

Utilizando la ecuación 21 tenemos que,

$$D = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left( \frac{(1)101.69 \text{ N-m}}{102.79 \text{ MPa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{29.13 \text{ N-m}}{406.93 \text{ MPa}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$\underline{d = 0.0243 \text{ m}}$$

Esta flecha será de 25.4mm de diámetro y se moverá con el movimiento que le dará la catarina de 17 dientes, para esto estarán unidas por una cuña cuadrada de 6.35 mm por lado.

Para la cuña se utilizará un material más blando que con el que están hechas la catarina y la flecha por lo que el material que se utilizará para la cuña será AISI 1010.

Para calcular la longitud de la cuña se utiliza la ecuación 34,

donde,

T-Torque de la flecha, 29.13 N-m

N-Factor de seguridad, 2

D-Diámetro de la flecha, 25.4 mm

W-Ancho de la cuña, 6.35 mm

Sy-Resistencia a la cedencia, 289.68 MPa

Por lo tanto utilizando la ecuación 34 tenemos que,

$$L = \frac{4(29.13N - m)(2)}{(289.68MPa)(0.0254m)(0.00635m)}$$

$$\underline{\underline{L = 0.00498 \text{ m}}}$$

Cualquier valor mayor que éste estará bien. Lo que se hará es darle de largo lo que tiene de ancho la maza de esta catarina.

Por lo tanto los datos de esta cuña son:

Material: Acero AISI 1010 HR

Espesor: 6.35 mm

Altura: 6.35 mm

Longitud: 38 mm

Este rodillo estará sujeto al bastidor mediante unas chumaceras de pared. Los datos de las chumacera son los siguientes.

Marca: SKF

Tipo: Cuadrada

∅: 25.4 mm

|                 |             |
|-----------------|-------------|
| Carga Dinámica: | 14,000 N    |
| Carga Estática: | 7,800 N     |
| Modelo:         | FY TB 1, TF |

Como se puede ver estas chumaceras también soportan correctamente la carga que se requiere.

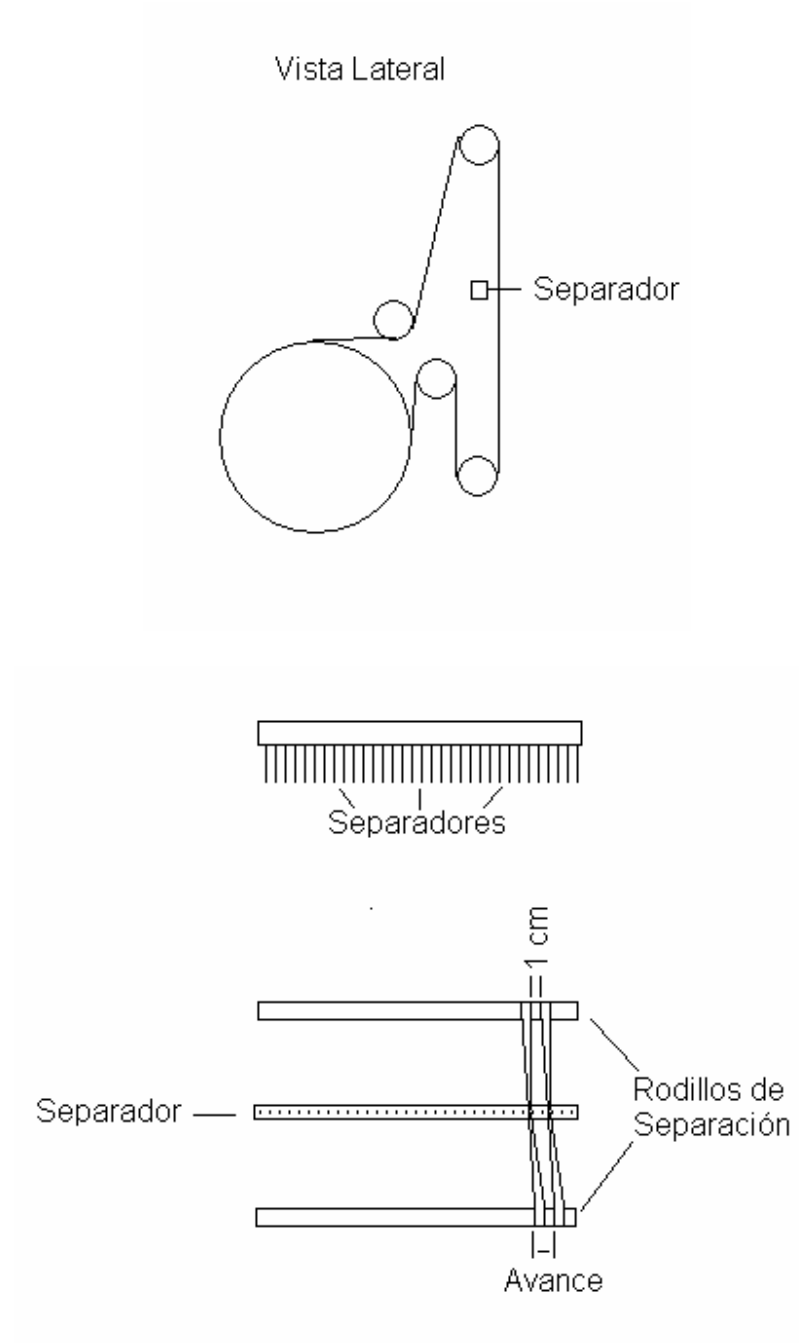
Se necesitan 2 piezas

### **5.7 DISEÑO DEL SEPARADOR DE CINTA.**

El separador de cinta, propiamente lo que va a hacer es darle un avance a la cinta para que pueda recorrer todo el tambor de secado.

Es decir, la cinta entra de un lado del tambor después de darle una vuelta al tambor se separará de éste yendo hacia el rodillo de arrastre, después al rodillo de separación inferior para subir al rodillo de separación superior. Entre estos dos últimos rodillos irá el separador de cinta que tendrá las opciones de dar avance en múltiplos de 1.5 cm, esto quiere decir que si la cinta mide 20mm de ancho se tendrán que colocar la cinta en un separador y dejar otro vacío para lograr un avance de 3 cm, por lo que la distancia entre las orillas de la cinta será de 1 cm, como se muestra en la figura,





**Fig. 5.7** Vista del Separador.

Y así sucesivamente la cinta pasará 30 veces alrededor del tambor.

## 5.8 DISEÑO DE LA SALÍDA DE LA CINTA.

Esta salida serán dos rodillos, uno que oprime contra el otro para que la cinta siga con tensión al salir de la máquina. Este rodillo se moverá con el mismo movimiento de la cadena por lo que se le colocará una catarina de paso 0.5 in.

Para calcular el número de dientes de la catarina necesito saber que,

Diámetro exterior del tambor de secado es  $D = 0.3883 \text{ m}$

Y los rodillos se harán de tubo de 2 in cédula 40 por lo que tiene las siguientes dimensiones<sup>[7]</sup>:

$$d_{\text{ext}} = 60.325 \text{ mm}$$

Por lo que la relación es:

$$\text{Ratio} = d / D$$

$$\text{Ratio} = 60.325\pi / 1220$$

$$\text{Ratio} = 0.1553$$

Y si el tambor se mueve con una catarina de 68 dientes, entonces la catarina del rodillo de salida debe ser de:

$$C = \text{Ratio} ( \# \text{dientes} )$$

$$C = ( 0.1553 ) ( 68 \text{ dientes} )$$

$$C = 10.56 \text{ dientes}$$

Como no afecta si va más rápido el rodillo de salida porque la cinta puede resbalar sobre éste, entonces se le pondrá una catarina de 10 dientes, teniendo que el rodillo girará 5% más rápido que lo que se necesita. Puesto que el rodillo será de AISI 302, y la presión

de estos contra la cinta no será muy alta puesto que es sólo para que no se cuelgue la cinta, entonces no causará un desgaste significativo el rozamiento de la cinta con el rodillo.

Este rodillo estará sujeto al bastidor mediante unas chumaceras de pared. Los datos de las chumaceras son los siguientes.

|                 |             |
|-----------------|-------------|
| Marca:          | SKF         |
| Tipo:           | Cuadrada    |
| Ø:              | 19.05 mm    |
| Carga Dinámica: | 12,700 N    |
| Carga Estática: | 6,550 N     |
| Modelo :        | FY TB ¾, TF |

Se necesitan 2 piezas

## 5.9 DISEÑO DEL MOVIMIENTO DE LA MÁQUINA.

La máquina se moverá con un motor de corriente alterna que tendrá un reductor. Para calcular las capacidades del motor y el reductor así como la relación del reductor necesito saber la velocidad de giro del tambor de secado.

Tenemos que la producción debe ser de 20 m/min, entonces si tenemos que el tambor tiene una superficie de 1220mm, que es el largo de la lámina con que se hará el cilindro, entonces tenemos que:

$$RPM_{tambor} = \frac{\text{Producción}}{\text{Perímetro}}$$

$$RPM_{tambor} = \frac{20m / \min}{1.22m}$$

$$RPM_{tambor} = 16.39$$

Si se utiliza un motor de 4 polos trifásico la velocidad al 95% de su carga la velocidad de éste será de 1725 rpm [2]

La relación de velocidad entre el tambor y el motor debe ser:

$$Ratio_{reductor} = \frac{V_{motor}}{V_{tambor}}$$

$$Ratio_{reductor} = \frac{1725rpm}{16.39rpm}$$

$$Ratio_{reductor} = 105.25$$

Si la catarina del tambor es de 68 dientes y le coloco una catarina de 34 dientes al reductor disminuyo la relación a,

$$Ratio_{reductor} = 105.25 \frac{34dientes}{68dientes}$$

$$Ratio_{reductor} = 52.62$$

Entonces con un reductor con relación 60:1 queda bien, ya que aunque no es exacto el ajuste exacto de la velocidad se hará con el inversor. Este cálculo es para saber por donde debe andar la relación para procurar que la velocidad de trabajo del motor esté alrededor de los 60 Hz.

Si quiero se quiere ser muy preciso se puede decir que la frecuencia exacta para que la producción sea de 20 m/min es:

$$Frecuencia_{inversor} = \frac{(20m / \text{min})(68dientes)(60)(60Hz)}{(1.22m)(34dientes)(1725rpm)}$$

$$Frecuencia_{inversor} = 68.42Hz$$

Para calcular la potencia del motor se debe conocer el torque saliendo del reductor y la velocidad de esa flecha.

Sabemos que la fuerza de la cadena es:

$$F_{chain} = 847.73 \text{ N}$$

Por lo tanto el torque de la flecha del reductor es,

$$T_{reductor} = 847.73N \left( \frac{(34dientes)(0.0127m / \text{diente})}{2\pi} \right)$$

$$T_{reductor} = 58.26N - m$$

La velocidad de esta flecha es,

$$n = \frac{1725rpm}{60} \left( \frac{68.42Hz}{60Hz} \right)$$

$$n = 32.78rpm$$

Y para la potencia en HP tenemos la siguiente ecuación[6],

$$P = Tn ,$$

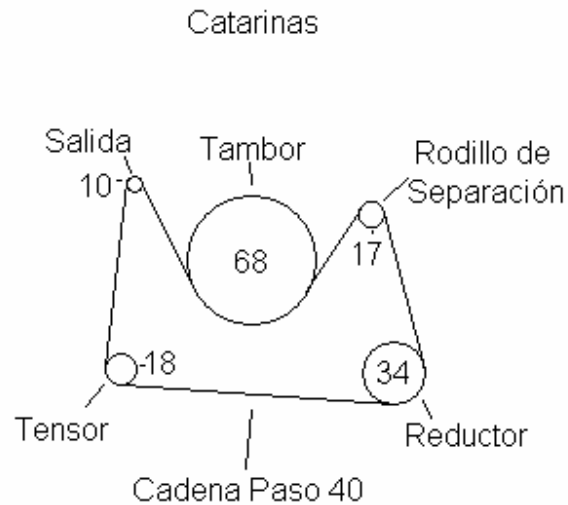
donde T es el torque y  $n$  es la velocidad en rpm

$$P = 58.26N - m(32.78rpm) \left( \frac{1min}{60s} \right) (2\pi rad)$$

$$P = 200W$$

$$\mathbf{P = 0.26 HP}$$

En la figura 5.9 se muestra la vista lateral de los puntos por donde pasará la cadena de transmisión y la cantidad de dientes para cada catarina.



**Figura 5.9** Dibujo de Catarinas y Cadena.

En la tabla de cadenas se puede ver que una cadena con paso 40 resiste hasta 16458 N ( 3700lb )<sup>[2]</sup> y la fuerza que necesita soportar la cadena para la máquina es de:

$$F_{\text{chain}} = 847.73 \text{ N}$$

Por lo tanto esta cadena es más que suficiente.

Aunque se podría utilizar una cadena más chica, el problema es que en México no son comerciales, y suponiendo que se encontrara, también se necesitarían conseguir las catarinas para un paso menor.

La catarina más pequeña es la del rodillo de salida, pero esta no requiere potencia ya que sólo es para que no se cuelgue la cinta.

La catarina más pequeña que transmite potencia es la del rodillo de arrastre y es de 17 dientes. Tomando en cuenta una producción de 20 m/min. La velocidad en rpm de esta catarina es,

$$n = (20m / \text{min}) \left( \frac{1 \text{ revolución}}{1.22m} \right) \left( \frac{68 \text{ dientes}}{34 \text{ dientes}} \right)$$

$$n = 32.76 \text{ rpm}$$

Ahora se verificará en la tabla donde se especifica la potencia que soporta esta cadena, si la cadena número 40 reúne los requisitos de diseño<sup>[2]</sup>.

Para calcular la potencia que soporta esta cadena con la catarina de 17 dientes se tiene que hacer una interpolación ya que se tienen los siguientes valores:

Para 25 rpm la potencia soportada es de 0.20 HP, y

Para 50 rpm la potencia soportada es de 0.37 HP,

Por lo tanto tengo que:

$$\frac{(50 - 25)}{(0.37 - 0.20)} = \frac{(50 - 32.76)}{(0.37 - x)}$$

despejando se tiene que,

$$0.37 - x = \frac{(50 - 32.76)(0.37 - 0.20)}{(50 - 25)}$$

$$x = 0.37 - \frac{(17.24)(0.17)}{(25)}$$

$$x = 0.253 \text{ HP}$$



por lo que esta catarina con cadena número 40 sí soportaría la carga de la máquina que es de 0.26 HP ya que la diferencia es de sólo el 2.5% y recordemos que los cálculos de las tablas tienen aplicado un factor de seguridad aunque estaría en el límite.

También en esta misma tabla puedo ver que sugieren una lubricación manual o por goteo. El diseño lo haré sin goteo por lo que se deberá lubricar manualmente la cadena.

Con estos cálculos ya puedo decidir que requiero un motor de 0.5HP y un reductor con relación 60:1 para operar la máquina.

El motor necesita las siguientes características:

Potencia = 0.5 HP

# de polos = 4 polos

Alimentación = Trifásico a 220V AC

Y el reductor deberá tener las siguientes características:

Que embone con la cabeza del motor

Flecha de salida perpendicular a la flecha de entrada

Potencia = 0.5 HP

Relación = 60:1

El motor que se escoje que reúne estos requisitos es marca ABB modelo M98L.

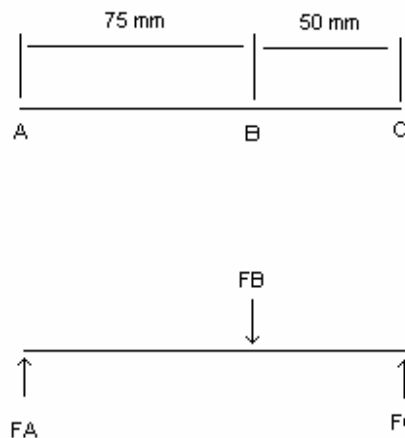
El reductor que se elije porque reúne los requisitos de potencia y relación de velocidad, es marca Falk modelo NMRV/050-60

### 5.10 DISEÑO DE LA FLECHA DEL REDUCTOR

La flecha del reductor es la que transmitirá toda la potencia que requiere la máquina para operar. Esta flecha saldrá del reductor y tendrá una catarina de 34 dientes.

En la figura 5.10-1 se muestran las dimensiones y fuerzas que actúan sobre esta flecha.

En el punto A estará el reductor, en el B una chumacera que detendrá la flecha y en el punto C irá la catarina de 34 dientes.



**Figura 5.10-1** Fuerzas en la Flecha del Reductor.

Para calcular las reacciones tenemos que:

$$F_C = F_{\text{chain}}$$

$$F_C = 847.73 \text{ N}$$

La suma de momentos es,

$$\sum M_A = 0$$

$$F_B = F_C ( 0.125 \text{ m} ) / 0.075 \text{ m}$$

$$F_B = 847.73 \text{ N} ( 0.125 \text{ m} ) / 0.075$$

$$\underline{F_B = 1412.88 \text{ N}}$$

Y la suma de fuerzas es:

$$\sum F = 0$$

$$F_A - F_B + F_C = 0$$

$$F_A = F_B - F_C$$

$$F_A = 1412.88 - 847.73 \text{ N}$$

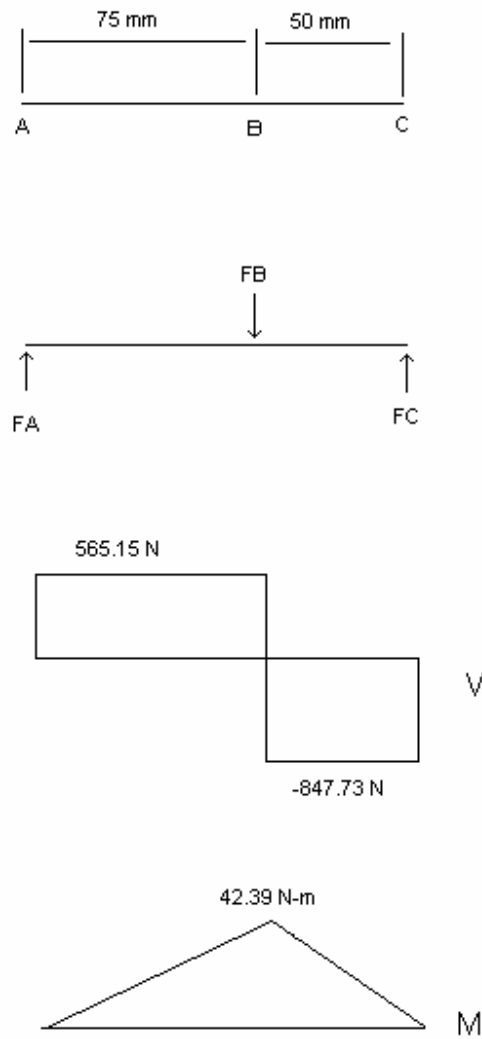
$$\underline{F_A = 565.15 \text{ N}}$$

En la figura 5.10-2 se muestran los diagramas de cortante y momento.

Como se puede ver el mayor esfuerzo se hará en el punto B

Por lo tanto se deberá calcular el eje para un momento de:

$$\underline{M_B = 42.39}$$



**Figura 5.10-2** Diagrama de Cortante y Momento de la Flecha de Transmisión.

El torque es el mismo que el del reductor

$$T = F_{chain} \left( \frac{34 \text{ dientes} (0.0127 \text{ mm / diente})}{2\pi} \right)$$

$$T = 847.73N \left( \frac{34 \text{dientes} (0.0127 \text{mm} / \text{diente})}{2\pi} \right)$$

$$T = 58.26 \text{ N-m}$$

$$Kt = 1,$$

Ya que no hay concentración de esfuerzos.

$$N = 2$$

Los ejes se fabricarán de acero AISI 1045.

$$S_n = 186.22 \text{ MPa}$$

$$C_r = 0.75 \quad [2]$$

Con la ecuación 16 tenemos que:

$$C_s = \left( \frac{D}{7.6} \right)^{-0.068}$$

Considerando un tamaño de 25.4 mm ( 1 in )

Tenemos que,

$$C_s = 0.94$$

C<sub>m</sub>-Factor de corrección por el material, 0.80

Entonces sustituyendo en la ecuación 15 tenemos que:

$$S'_n = ( 186.22 \text{ MPa} ) ( 0.75 ) ( 0.92 ) ( 0.80 )$$

$$\underline{S'_n = 102.8 \text{ MPa}}$$

$$T = 58.26 \text{ N-m}$$

$$\underline{Kt = 1}$$

Recordemos que el factor de seguridad N que se está utilizando es  $N = 2$

Utilizando la ecuación 21 tenemos que,

$$D = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left( \frac{(1)42.39 \text{ N-m}}{105 \text{ MPa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{58.26 \text{ N-m}}{406.93 \text{ MPa}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\underline{d = 0.0206 \text{ m}}$$

Por lo tanto el diámetro de este eje será de 25.4 mm ( 1 in )

Este eje llevará dos cuñas una del lado del reductor y otra del lado de la catarina.

Las cuñas serán de perfil cuadrado de 6.35 mm por lado, y se harán de un acero más blando que la flecha y que la catarina, para que no se maltrate ni una ni la otra. Además esta cuña será un punto de seguridad para que si algo falla en la máquina, ésta no se fuerce por la potencia del motor. Por lo tanto se aplicará un factor de seguridad  $N = 1$  para que si por alguna razón se atora la máquina, la cuña se rompa y no maltrate otras partes de la máquina.

Entonces se necesita saber cual es la longitud de la cuña para que ésta soporte el torque que se requiere para mover la máquina, pero incluso que falle por exceder su límite de esfuerzo cortante.

Como no se quiere que trabaje al límite la cuña, se le dará una tolerancia del 15% para que se rompa. Por lo tanto,

$$N = 1.15$$

Para el cálculo de la longitud de la cuña se utilizará un material más blando que con el que están hechas la catarina y la flecha por lo que el material que utilizaré para la cuña será AISI 1010.

Para calcular la longitud de la cuña se utilizará la ecuación 34

$$L = \frac{4TN}{S_y DW}$$

donde,

T-Torque de la flecha, 58.26 N-m

N-Factor de seguridad, 2

D-Diámetro de la flecha, 25.4 mm

W-Ancho de la cuña, 6.35 mm

S<sub>y</sub>-Resistencia a la cedencia, 289.68 MPa

Por lo tanto utilizando la ecuación 34 tenemos que,

$$L = \frac{4(58.26N - m)(1)}{(289.68MPa)(0.0254m)(0.00635m)}$$

$$\underline{\underline{L = 0.0049 \text{ m}}}$$

Por lo tanto los datos de la cuña de la catarina son:

Material: Acero AISI 1010 HR  
 Espesor: 6.35 mm  
 Altura: 6.35 mm  
 Longitud: 5 mm

Y del lado del reductor la cuña será del largo de éste, por lo que la cuña no fallará ya que es mucho mayor que  $L = 5 \text{ mm}$

Por lo tanto los datos de la cuña del reductor son:

Material: Acero AISI 1010 HR  
 Espesor: 6.35 mm  
 Altura: 6.35 mm  
 Longitud: 82.5 mm

Esta flecha estará sujeta al bastidor mediante una chumacera de pared. Los datos de las chumacera son los siguientes.

Marca: SKF  
 Tipo: Ovalada  
 $\varnothing$ : 25.4 mm



|                 |                          |
|-----------------|--------------------------|
| Carga Dinámica: | 14,000 N                 |
| Carga Estática: | 7,800 N                  |
| Modelo:         | FY TB $\frac{3}{4}$ , TF |

Como se puede ver esta chumacera excede las necesidades de diseño.

Se necesita 1 pieza.

### **5.11 DISEÑO DEL BASTIDOR.**

El bastidor estará compuesto de 4 partes básicas:

La base, las dos partes laterales y los soportes de las laterales.

El diseño de todo el bastidor está pensado en tres aspectos importantes:

- 1.-Que sea compacto.
- 2.-Que quepan todos los elementos de la máquina cómodamente.
- 3.-Que se vea estético.

En la parte de abajo las cuatro patas tendrán soldada una placa con un barreno roscado donde se atornillarán unos niveles, para compensar cuando el piso no esté perfectamente horizontal.

#### **5.11.1 DISEÑO DE LA PLACA IZQUIERDA Y DERECHA DEL BASTIDOR**

Estas placas se fabricarán con acero AISI 1010, su función será mantener en su lugar las chumaceras para soportar los rodillos de separación y el tambor de secado.

El espesor de la placa será de 7.9375 mm ( 0.3125 in ) para que tengan suficiente rigidez y no se pandeen.

### **5.11.2 DISEÑO DE LA BASE.**

La base del bastidor estará fabricada con tubería estructural cuadrada ASTM A36 y estará unida con soldadura E60. Las dimensiones de la sección del material son:

Ancho: 50.8mm

Alto: 50.8mm

Espesor: 6.35 mm

### **5.11.3 DISEÑO DEL ALIMENTADOR DE CORRIENTE PARA LAS RESISTENCIAS.**

Este alimentador tendrá como función transmitir corriente eléctrica de unos cables estáticos a unos giratorios. Como las resistencias que calentarán el aceite giran junto con el tambor, entonces se necesita que los cables que alimentan las resistencias giren pero esto no se podría lograr ya que se enredarían los cables, a menos que se utilice este aparato.

Su función básica será transmitir la corriente de unos cables estáticos a unos giratorios y lo hará de la siguiente manera:

1.-Los cables estáticos se conectarán a unos porta carbones los cuales se comprarán ya fabricados.

2.-Estos portacarbones tendrán unos carbones especiales para transmitir la corriente que requerimos, estos carbones se comprarán según nuestras especificaciones.

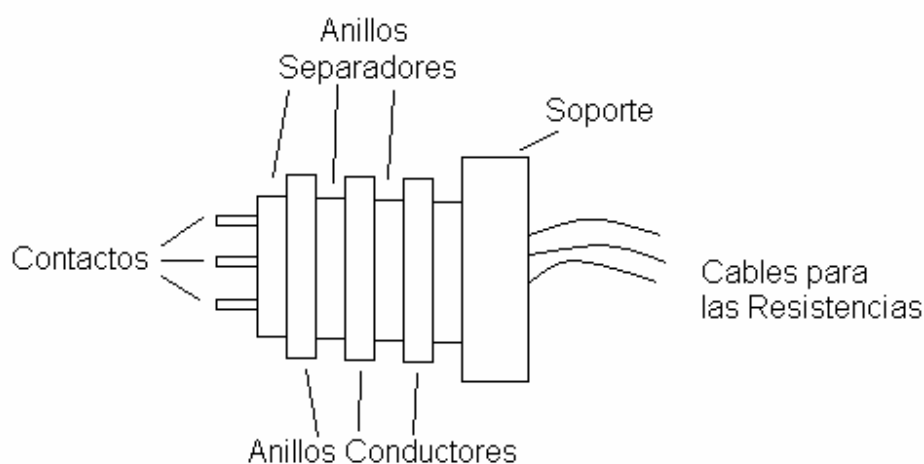
3.-Los carbones harán contacto con unos discos de latón los cuáles estarán girando.

4.-Estos discos se conectarán por medio de unos conectores a unos cables con forro de fibra de vidrio para altas temperaturas.

5.-Estos cables irán conectados a las resistencias.

Las especificaciones de los tipos de carbones y de los cables forrados con fibra de vidrio se darán en el Capítulo 6.0 Diseño del control de la máquina.

Esta estará compuesto por 6 anillos y un soporte, 3 de los anillos serán de cobre ya que es un muy buen conductor de electricidad, y el soporte y los otros 3 anillos serán de teflón que es un muy buen aislante de electricidad, además de tener una muy buena maquinabilidad. Entre todos los anillos colocaré unos sellos circulares, mejor conocidos como O rings que evitarán que entre el polvo de carbón que se producirá debido al uso de los carbones conductores, esto es para evitar que se haga un corto circuito dentro del alimentador. Del soporte saldrán tres contactos para que ahí se atornillen los cables que conducirán la corriente para las resistencias. Ver figura 5.11.3



**Figura 5.11.3** Rotor Eléctrico.

Los cables se conectan por afuera para que sea más fácil detectar si hay alguna falla.

Los carbones que harán contacto con los anillos conductores tienen un ancho de 8mm por lo que estos anillos tendrán un ancho de 12mm, suficientes para que hagan buen contacto con los carbones.

Con esto se termina el capítulo de diseño y se pasa a diseñar el control de la máquina.