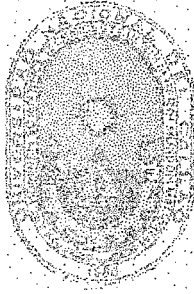


T/620.2/M22



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**

**Facultad de Ingeniería Mecánica – Energía**

Tesis:

Para optar el Título Profesional de:

**INGENIERO MECÁNICO**

**"DISEÑO DE UNA BOMBA DE PALETAS PARA EL BANCO  
OLEOHIDRÁULICO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA  
MECÁNICA-ENERGÍA"**

1811



Presentado por:

**JUAN GUILLERMO MANCCO PÉREZ**

**Callao – Perú**

**2001**

## INTRODUCCIÓN

El presente proyecto de tesis se encuentra dentro del campo de la Investigación Aplicada que va principalmente orientado al sector estudiantil quienes son los futuros ingenieros que al ir a la industria estarían llenos de conocimientos teórico-prácticos y prestos para dar soluciones en cualquier lugar donde se encuentre éste tipo de equipos el cual es materia de la Tesis.

En cuanto se refiere al aporte tecnológico se puede mencionar que, si bien es cierto que existen en el mercado bombas de paletas de acuerdo a la necesidad del cliente; con éste proyecto por el mismo hecho de que va a servir como guía para su fabricación se aplicó tanto en lo tecnológico y científico un conocimiento más profundo sobre el volumen efectivo, revoluciones de la Bomba, potencia de la bomba, cálculo del área transversal entre 2 paletas consecutivos, el volumen de la cámara y las dimensiones del rotor y estator, etc., que son parámetros necesarios que individualizan los diferentes tamaños.

Uno de los problemas concretos que estaríamos resolviendo es que contaríamos con una guía; es decir, un proyecto que con el cual nuestros ingenieros y estudiantes no tendrían ningún problema para iniciar su fabricación de la bomba en mención.

Ya contando con la teoría fundamental, diseño respectivo, planos elaborados, los costos fundamentados, estamos seguros que ésta tesis va a contribuir para la toma de decisiones y que en algún momento se materialice éste proyecto importante para la Facultad por la modalidad de "Investigación".

# INDICE

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN</b>	
<b>NOMENCLATURA UTILIZADA</b> .....	
<b>Capítulo I: MARCO TEORICO</b>	
1.1 Fundamento Teórico .....	1
1.1.1 Tipo de Bomba a usarse en el Banco	
Oleo-Hidráulico .....	1
1.1.2 Características del Aceite Hidráulico .....	1
1.1.3 Caudal de bombeo .....	2
1.1.4 Bomba de Paletas .....	4
1.1.5 Pérdidas en la Instalación y Velocidad de	
Succión de la bomba .....	9
1.2 Consideraciones de Diseño .....	10
1.2.1 Cálculo de la Crepina .....	10
1.2.2 Cálculo del Caudal de succión .....	12
1.2.3 Volumen efectivo y revoluciones de la Bomba	13
1.2.4 Factores que influyen en la disminución del	
volumen succionado .....	14
<b>Capítulo II: CARACTERÍSTICAS DEL BANCO OLEOHIDRÁULICO</b>	
2.1 Características del Banco .....	17
2.2 Distribución de Componentes e Instrumentos .....	17
2.3 Principio de Funcionamiento .....	18

### **Capítulo III: CALCULO DE LA BOMBA**

3.1	Area (p-v) de la bomba .....	21
3.2	Potencia Indicada .....	23
3.3	Potencia de la bomba .....	24
3.4	Area Transversal entre 2 paletas consecutivas .....	25
3.5	Volumen de la cámara y las dimensiones del rotor y estator .....	28
3.6	Angulos de succión y descarga .....	31

### **Capítulo IV: CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LAS PARTES CONFORMANTES**

4.1	Selección del Motor .....	36
4.2	Regulación del motor .....	36
4.3	Tipo de transmisión .....	37
4.4	Cálculo del eje .....	38
4.4.1	Fuerza debido a la Presión Interna.....	38
4.4.2	Peso del Rotor .....	41
4.5	Cálculo por deformación a la torsión .....	64
4.6	Cálculo por fatiga .....	64
4.7	Cálculo y Selección de los Rodamientos .....	74
4.8	Cálculo del espesor del Estator .....	76
4.9	Cálculo del Espesor de las tapas laterales .....	78
4.10	Cálculo y Diseño de las Paletas .....	80
4.11	Cálculo y Selección de la Chaveta .....	87
4.12	Cálculo de los espárragos de las tapas de la Bomba	89
4.13	Cálculo de los pernos del soporte de la bomba .....	93

4.14	Selección de los componentes adicionales del Sistema .....	94
4.15	Lubricación .....	96

## **Capítulo V: MANTENIMIENTO**

5.1	Mantenimiento de la Bomba .....	97
5.2	Mantenimiento del Motor .....	99
5.3	Ajuste de los pernos.....	99
5.4	Desmontaje y Montaje .....	99

## **Capítulo VI: COSTO DEL PROYECTO**

6.1	Costo del Proyecto .....	102
6.2	Consideraciones Generales .....	103
	6.2.1 Tiempo total de Fabricación .....	103
	6.2.2 Metrado y Costos de Materia Prima...	105
	6.2.3 Costo de Mano de Obra .....	105
	6.2.4 Costo de Utilización de Máquina .....	106
6.3	Imprevistos, Utilidades y Beneficios Sociales .....	106
6.4	Costo Total del Proyecto .....	107
	6.4.1 Costo Total del eje .....	107
	6.4.2 Costo total del rotor .....	112
6.5	Imprevistos .....	117
6.6	Leyes Sociales .....	117
6.7	Costo total .....	117

**Capítulo VII: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES ..... 118**

**BIBLIOGRAFIA ..... 120**

**APENDICES ..... 122**

**ANEXOS: TABLAS – PLANOS.**

## NOMENCLATURA UTILIZADA

$M$  = Masa

$R$  = constante de los gases ideales

$T$  = Temperatura Absoluta

$P$  = Presión

$V$  = volumen

$V_{ef}$  = volumen efectivo

$\dot{V}_r$  = Caudal de succión

$\lambda_1$  = factor de influencia del volumen muerto.

$\lambda_2$  = factor de resistencia de la válvula de succión

$\lambda_3$  = factor de calentamiento y fugas

$n_2$  = exponentes politrópico de la expansión

$n_1$  = exponentes politrópico de la compresión

$V_c$  = Volumen de la carrera de cada cámara

$\dot{W}_i$  = Potencia indicada

$i$  = número de cámaras

$\dot{W}_t$  = Potencia Requerida por la Bomba

$e$  = excentricidad

$\rho$  = Densidad

$\gamma$  = Peso específico

$C_p$  = calor específico

$\alpha$  = coeficiente de la película

$w$  = Velocidad angular del motor

$P_n$  = Potencia Nominal

$M_t$  = Momento torsor

$G$  = Modulo de Deslizamiento (Módulo de Rigidez)

$\sigma$  = Tensión normal debido al momento de flector

$\delta_{adm}$  = Deformación admitida

$\tau$  = tensión cortante debido al Momento torsor

$S_t$  = Factor de Seguridad

$C_t$  = coeficiente de tamaño

$C_s$  = coeficiente de acabado superficial

$B$  = coeficiente de entalle, concentrador.

$t$  = espesor del estator

$f$  = fuerza de rozamiento

$F_p$  = fuerza debido a la diferencia de presiones.

$F_c$  = fuerza debido a la aceleración radial

$Mg$  = peso

$E$  = Módulo de elasticidad



# Capítulo I

## "MARCO TEORICO"

## 1.1 FUNDAMENTO TEÓRICO

### 1.1.1 Tipo de bomba a usarse en el banco oleo-hidráulico de la FIME

En vista de que uno de los objetivos principales de la existencia de un Banco Oleo-Hidráulico en la FIME es servir como material de enseñanza a los estudiantes, nos bastará obtener una Presión de bombeo de 10 bar utilizando un aceite hidráulico de las siguientes características:

- Grado ISO de viscosidad = 32
- Temperatura de operación máxima = 60°C
- Viscosidad cinemática máxima = 10 CST (mm<sup>2</sup>/s)
- Presión de Trabajo = 10 bar

### 1.1.2 Características del Aceite Hidráulico

- Nombre del aceite: Shell Tellux

El Grado 32 ISO de viscosidad estipula: <sup>(1)</sup>

Temperatura de referencia = 40°C

Viscosidad cinemática máxima = 35.2 CST

Viscosidad cinemática mínima = 28.8 CST

Equivalencia: 1 CST = 1mm<sup>2</sup>/s

---

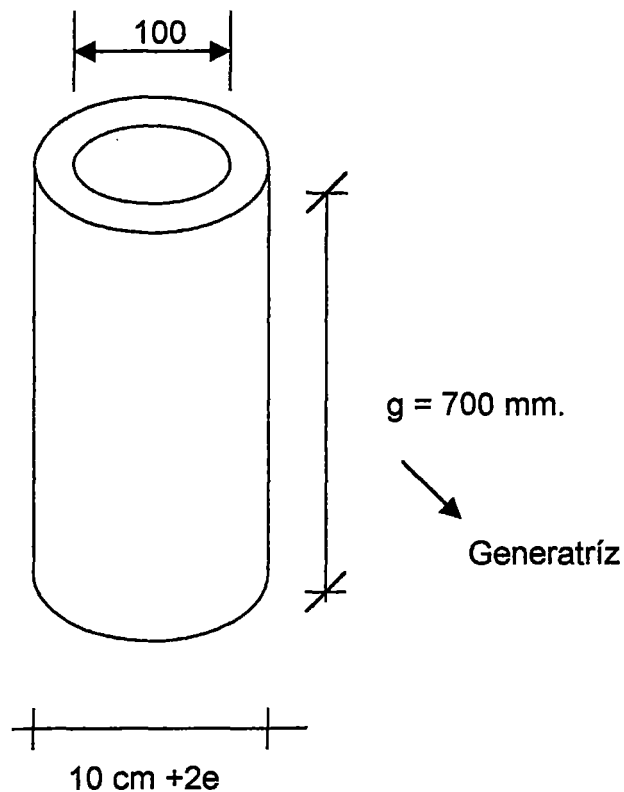
(1) ASTM D2422-86, "Clasificación estándar de lubricantes industriales por sistema de viscosidad"  
Tabla 2.6 Grados de Viscosidad ISO, Mecánica de Fluidos Aplicada, por Robert L. Mott, 4ta. Edición Prentice Hall – 1996 – México.

### 1.1.3 Caudal de bombeo

$$Q = \frac{V}{t} \quad (1)$$

El caudal de bombeo se hallará conociendo las características geométricas del cilindro hidráulico en que se depositará el aceite bombeado y el tiempo que demorará en llenarse.

El cilindro hidráulico tiene las siguientes dimensiones:



Altura:  $g = 700 \text{ mm}$

Diámetro:  $D = 100 \text{ mm}$ .

Tiempo de llenado:  $t = 9 \text{ seg}$ .

El volumen será:

$$V = \text{Area de la Base} \times \text{la altura}$$

(1 - 1)

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \times g$$

$$V = \frac{\pi(0,1)^2 m^2}{4} \times 0,7m$$

$$V = 5,49 \times 10^{-3} m^3$$

Luego en la ecuación (1), tenemos:

$$Q = \frac{5,49 \times 10^{-3} m^3}{9 \text{ seg.}}$$

$$Q = 6,1 \times 10^{-4} \frac{m^3}{\text{seg}}$$

o también:

$$Q = 6,1 \times 10^{-4} \frac{m^3}{\text{seg}} \times \frac{3600 \text{ seg}}{\text{hr}}$$

$$Q = 2,2 \frac{m^3}{\text{hr}}$$

ó también :

$$Q = 2,2 \frac{m^3}{\text{hr}} \times \frac{10^3 \text{ dm}^3}{m^3} \times \frac{\text{lit}}{\text{dm}^3} \times \frac{\text{hr}}{3600 \text{ seg}}$$

$$Q = 0,61 \frac{\text{lit}}{\text{seg}}$$

Con este caudal  $Q = 2.2 \text{ m}^3/\text{Hr}$  se diseñará la Bomba correspondiente a este requerimiento.

#### 1.1.4. Bomba de Paletas

- Las Bombas que trabajan con caudales bajos con marcha silenciosa, de un gran rendimiento volumétrico, de una larga vida útil y sin presiones de inercia son las bombas de Paletas Deslizantes.
- Estas Bombas pueden trabajar con caudales circulantes en el siguiente rango:

$$2 \leq Q \left( \frac{m^3}{hr} \right) \leq 250$$

- Las Paletas pueden construirse localmente de los siguientes materiales:
  - Acero templado
  - Bronce
  - Baquelita
  - Plástico laminado
  - Fibra (material de Resina)
- En nuestro caso, las paletas de nuestra bomba serán de fibra.
- La Bomba consiste en un rotor que gira excéntricamente en el interior de un estator, provisto de paletas dispuestas en forma radial.

- Al girar el rotor las paletas son proyectadas hacia el exterior de forma que se ajustan perfectamente a la superficie interior del estator. Cada vez que una paleta pasa por delante del orificio de succión, se inicia un aumento de volumen del espacio formado por el rotor, el estator y la paleta; este espacio constituye lo que se llama CAMARA DE SUCCION el aceite succionado queda aprisionado entre 2 paletas que lo trasladan hacia la CAMARA DE EXPULSION, donde sucede lo contrario, ya que al pasar una paleta por el orificio de expulsión, se inicia la disminución del volumen del espacio formado por el rotor, estator y la paleta, de manera que el aceite es comprimido y obligado a salir por el tubo de expulsión.

### **Características Principales**

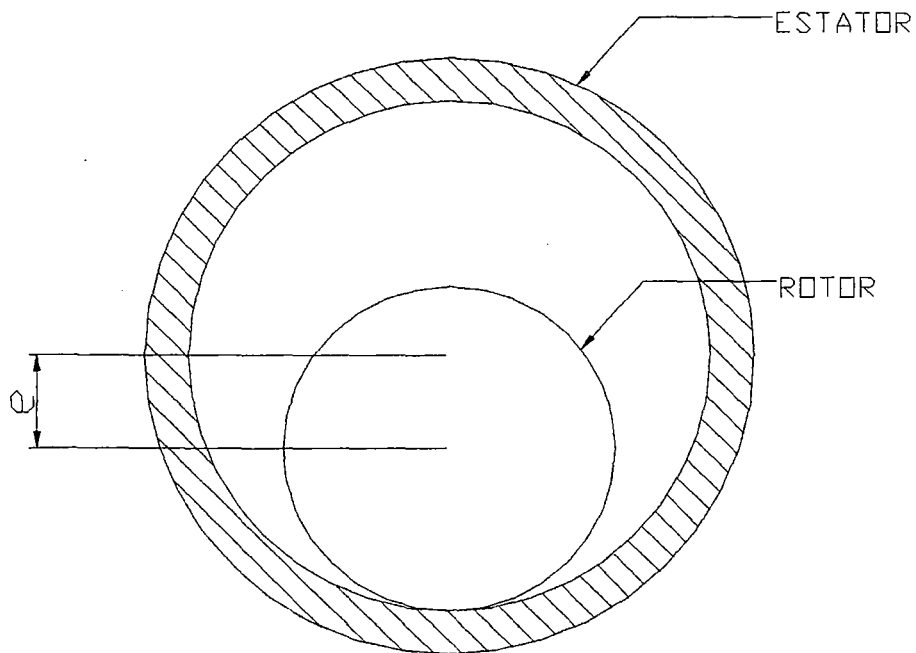
- A cada vuelta del rotor, en las condiciones arriba descritas la bomba succiona un volumen tal que multiplicado por las revoluciones del rotor nos dará el volumen expulsado/succionado por unidad de tiempo.
- La bomba de paletas deslizantes es una bomba de Desplazamiento Positivo Rotatoria.
- El Principio De Desplazamiento Positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la variación del volumen de una cámara; es decir, en todas las Bombas de Desplazamiento Positivo (Reciprocantes y Rotatorias) siempre hay una cámara que aumenta

de volumen (SUCCION) y disminuye de volumen (IMPULSION); por ello a éstas máquinas se le conoce también como bombas Volumétricas.

Las Bombas de Desplazamiento positivo en general se utilizan para generar grandes presiones y desplazar caudales pequeños.

- La bomba de Paletas Deslizantes es Rotatoria porque gracias a su de movimiento rotativo traslada positivamente al aceite confinado entre dos paletas consecutivas y el estator.
- El fluido sale en este tipo de Bombas en forma constante, y no intermitente como es el caso de las Bombas Reciprocantes.
- Se pueden utilizar para bombear líquidos densos ó livianos así como líquidos que contengan aire ó vapor.
- Su principal aplicación es la de bombear líquidos oleosos con un gran rendimiento volumétrico y sobre todo sin presiones de inercia.
- Carecen de válvulas de succión y descarga.
- Las Fugas en las bombas de paletas deslizantes se presentan en las puntas y los extremos de las paletas, como no puede lograrse que las puntas de las paletas se ajusten a la caja de la carcaza en todas las posiciones, hay contacto lineal y poca resistencia a la fuga.

- Cuanto mas paletas tenga una bomba, menor serán las fugas.
- El impulsor en estas Bombas está constituido por las paletas.
- El número funcional de paletas normalmente varía entre 2 y 8.
- En nuestro caso el N° de paletas será de : 6.
- El impulsor y la carcaza tienen una excentricidad "e".





En los modelos más simples se logra el contacto constante de las puntas de las paletas con la cara interior del estator por la acción centrífuga generada por la rotación.

- Se produce un rápido desgaste en las líneas de deslizamiento de las paletas y la caja interior de la carcasa, cuando el líquido bombeado tiene un bajo valor de lubricación ó cuando la velocidad es alta.
- En algunas construcciones, las paletas tienen las puntas intercambiables alojadas en ranuras “cola de milano” que facilitan el mantenimiento alargando la vida útil de la Bomba. El nuestro no es de este caso.

Existen ejecuciones especiales de Bombas de Paletas oscilantes usadas para presión, vacío bajos y para bajas velocidades.

- La ventaja de usar las Bombas de paletas deslizantes con respecto a otras Bombas rotatorias es que: Se puede regular el volumen de trabajo variando la excentricidad de la bomba, siendo en este caso de una construcción especial que encarece su costo.
- Otra ventaja, de la Bomba de Paletas Deslizantes, no tienen comparación su marcha silenciosa y el intercambio de partes que lo hacen prácticamente de vida infinita.

### **1.1.5. Pérdidas en la instalación y Velocidad de succión**

#### **De la bomba**

- Siempre que se succiona un fluido a través de una cierta instalación se producen pérdidas que se conocen como pérdidas de carga. Estas pérdidas no solamente se presentan en una instalación hidráulica, sino también en una instalación neumática.
- En ambos casos éste fenómeno se presenta debido al frotamiento de las moléculas entre sí y debido al frotamiento contra las paredes del recipiente.
- En las instalaciones hidráulicas, a éstas pérdidas se le conoce con el nombre de CREPINA; el cual representa el caudal ó volumen por unidad de tiempo de una masa de fluido que no se ha trasladado por causas físicas.
- Este efecto de frenado causado por el tubo donde se inicia a succionar el fluido, respecto del flujo que lo atravieza, determina la diferencia entre:

El caudal de succión de la Bomba correspondiente a la boca de la toma

$(\dot{V})$  y ,

El caudal real de succión en la instalación  $(\dot{V}_r)$

## 1.2 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

### 1.2.1. Cálculo de la Crepina "h"

Según las características del banco tenemos:

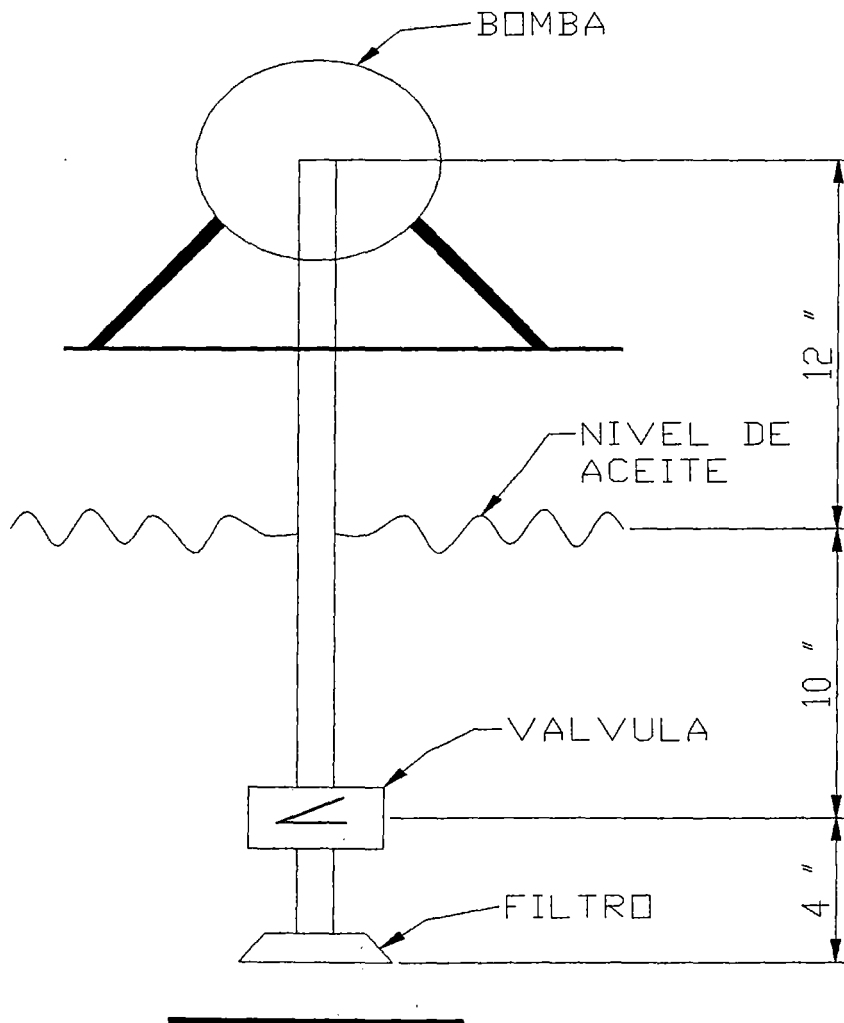
1°) La altura geométrica (H):

$$H = H_1 + H_2 + H_3$$

$$H = 4'' + 10'' + 12''$$

$$H = 26 \text{ pulg}$$

$$H = 0,66 \text{ m}$$



2°) La crepina se calcula con la siguiente ecuación:

$$h_{crepina} = h_{singular} + h_{fricción}$$

Donde:

$$h_s = K \frac{V^2}{2g}$$

$$V = \frac{Q}{A} \text{ (veloc. Media)}$$

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Como:  $\left\{ \begin{array}{l} f = 0,02 \text{ --- } 0,01 \\ k = 2 \text{ --- } 6 \end{array} \right.$  Tomo:  $\left\{ \begin{array}{l} f = 0,01 \\ k = 3 \end{array} \right.$

Luego:

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \frac{2,2(4) \text{ m}^3}{\pi(0,1)^2 \text{ m}^2 \text{ seg}}$$

$$V = 8,85 \text{ m/seg}$$

$$\therefore h_{crepina} = \frac{3(8,85)^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{2(9,8) \text{ m/seg}^2} + \frac{0,01(0,66) \text{ m} (8,85)^2 \text{ m}^2 / \text{seg}^2}{(0,1) \text{ m} \cdot 2(9,8) \text{ m/seg}^2}$$

$$h_{crepina} = 11,98 \text{ m} + 0,26 \text{ m}$$

$$h_{crepina} = 12,24 \text{ m}$$

### 1.2.2 Cálculo del caudal de succión: $(\dot{V}_r)$

Como el número de Mach que es la relación entre la Velocidad del Fluido y la Velocidad local del Sonido es menor de 0,3; entonces en éste caso nuestro fluido utilizado se comporta como un GAS; por lo que las ecuaciones para el fluido son los mismos que para el GAS, en efecto:

$$M = \frac{V}{C}$$

Donde:

$V \rightarrow$  veloc. Del fluido máximo = 6 m/seg

$C \rightarrow$  veloc. Del sonido en el aceite a condiciones ambientales =  
1300 m/seg.

$$\therefore M = \frac{V}{C} = \frac{6}{1300} = 0.004$$

0.004 < 0.3

Para calcular el caudal de succión empleamos:

$$\dot{V}_r = 2,3 \frac{V}{t} \log \frac{P_2}{P_1} \quad (a) \quad (1-2)$$

$(\dot{V}_r)$  = caudal de succión estimada en  $\text{dm}^3/\text{seg}$ .

$V$  = Volumen del cilíndrico hidráulico =  $5.49 \times 10^{-3} \text{m}^3$

$P_1$  = Presión inicial de succión =  $P_1 = \gamma h$

$P_2$  = Presión final = 10bar

t = Tiempo total de succión = 9 seg.

$\gamma =$  = Peso específico = 8573,75 N/m<sup>3</sup>

$$P_1 = \rho h \rightarrow P_1 = 8573,75 \frac{N}{m^3} \times 26 \text{ pulg} \times \frac{0,0254m}{\text{pulg}} = 5662,1 \frac{N}{m^2} = 0,056621 \text{bar}$$

Reemplazando en (2) se tiene:

$$\dot{V}_r = 2,3 \times \frac{5,49 \times 10^{-3} m^3}{9 \text{seg}} \log \frac{10 \text{ bar}}{0,05662 \text{ bar}}$$

$$\dot{V}_r = 3,15 \frac{m^3}{\text{seg}} \times 10^{-3} \times 10^3 \frac{dm^3}{m^3}$$

$$\dot{V}_r = 3,15 \frac{dm^3}{\text{seg}}$$

### 1.2.3. Volumen efectivo y revoluciones de la Bomba

- El volumen efectivo por vuelta de la Bomba, está dado por:

$$V_{ef} = \frac{\dot{V}_r}{n} \quad (1-3)$$

Donde los términos significan:

$V_{ef}$  = volumen efectivo por vuelta de la bomba  $\left(\frac{dm^3}{\text{vuelta}}\right)$

$\dot{V}_r$  = caudal de succión =  $315 \frac{dm^3}{\text{seg}}$

n = revoluciones por segundo de la Bomba (RPS)

Si tomamos para:  $n = 450$  RPM

$$n = 450 \frac{\text{rev.}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg.}}$$

$$n = 7,5 \frac{\text{rev}}{\text{seg}}$$

Luego :

$$\Rightarrow V_{ef} = \frac{3,15 \text{ dm}^3 / \text{seg}}{7,15 \text{ rev/seg}}$$

$$V_{ef} = 0,44 \frac{\text{dm}^3}{\text{vuelta}}$$

#### **1.2.4. Factores que influyen en la disminución del volumen succionado**

##### **INFLUENCIA DEL VOLUMEN MUERTO : ( $\lambda_1$ )**

La influencia del volumen muerto está definida por la siguiente expresión:

$$\lambda_1 = 1 - r_c \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{-1}{n_2}} - 1 \right] \quad (1-4)^{(1)}$$

Donde:

$\lambda_1$  = factor de influencia del volumen muerto.

$r_c$  = Relación de compresión =  $5,662 \times 10^{-3}$

$P_2$  = Presión hasta el cual se va comprimir el volumen succionado =  $P = 10$  bar.

$P_1$  = Presión inicial del volumen succionado =  $5,662 \times 10^{-2}$  bar

$n_2 =$  Exponente politrópico de la expansión = 1,36 <sup>(1)</sup>

Reemplazando valores en (1.4) se tiene:

$$\lambda_1 = 1 - 5,662 \times 10^{-3} \left[ \left( \frac{10 \text{ bar}}{5,662 \times 10^{-3} \text{ bar}} \right)^{-\frac{1}{1,362}} - 1 \right]$$

$$\lambda_1 = 1 - 5,662 \times 10^{-3} [-0,9824]$$

$$\lambda_1 = 1 + 5,535 \times 10^{-3}$$

$$\lambda_1 = 1,0055$$

### **INFLUENCIA DE LA RESISTENCIA DE LA VALVULA DE SUCCION ( $\lambda_2$ )**

Durante el ingreso del aceite se presenta una pérdida singular y por fricción a través de la válvula de succión que va colocado por encima del filtro, que disminuye la cantidad de volumen succionado. Según el manual técnico "DUBBELS".

Asumimos un valor :  $\lambda_2 = 0,96$

---

(1) Van den Bergh, W.J.B. (Máquinas de Expulsión) pág. 141 y 40.



## **FACTOR DE CALENTAMIENTO Y FUGAS ( $\lambda_3$ )**

Durante la succión las diferentes partes de la bomba tiene ligeramente una temperatura mayor que el fluido que ingresa, pero el calentamiento que se presenta es eliminado por el paso el fluido por lo que no es de consideración.

Lo que si se puede considerar en el factor de fugas que si disminuye la cantidad de volumen succionado.

El valor experimental de este factor es del orden del 12% o sea tomamos:

$$\lambda_3 = 0,12$$

# **Capítulo II**

## **"CARACTERÍSTICAS DEL BANCO OLEOHIDRAULICO"**

## **2.1. CARACTERISTICAS DEL BANCO**

La Bomba de paletas, conformante del futuro Banco Oleohidraulico de la FIME está previsto para ser instalado como una unidad alterna de impulsión a una bomba de engranajes . A diferencia de esta, la bomba de paletas será de funcionamiento silencioso, de caudal constante y sin picos de presión, que lo hace ideal para la operación continua sin vibraciones ni saltos de los cilindros hidráulicos.

El motor de accionamiento será el mismo usado para accionar la Bomba de Engranajes; es decir; mientras que en la bomba de engranajes el acoplamiento al motor es mediante una reducción, en la bomba de paletas el acoplamiento será directo, es decir; en relación 1:1 mediante un acoplamiento universal flexible.

El conjunto de la unidad de Potencia del cual es conformante la Bomba de Paletas, estará montado sobre un CARTER cuya superficie superior será utilizado como una mesa de montaje y alimentará con un caudal a la presión requerida por el circuito con ingreso principal en paralelo para los dos tableros de trabajo.

## **2.2. DISTRIBUCION DE COMPONENTES E INSTRUMENTOS:**

El Banco Oleo-Hidráulico está formado por los siguientes:

- Un carter (Depósito de Aceite)
- Aceite Oleo-hidráulico
- Un Motor eléctrico (Mono-fásico) 220 v, 60 HZ

- Una bomba de Paletas
- Un filtro de Aceite (dentro del carter)
- Una Mirilla (indicador del nivel de aceite)
- Un Manómetro (indicador de presión)
- Una válvula limitadora de Presión de tipo remanente.

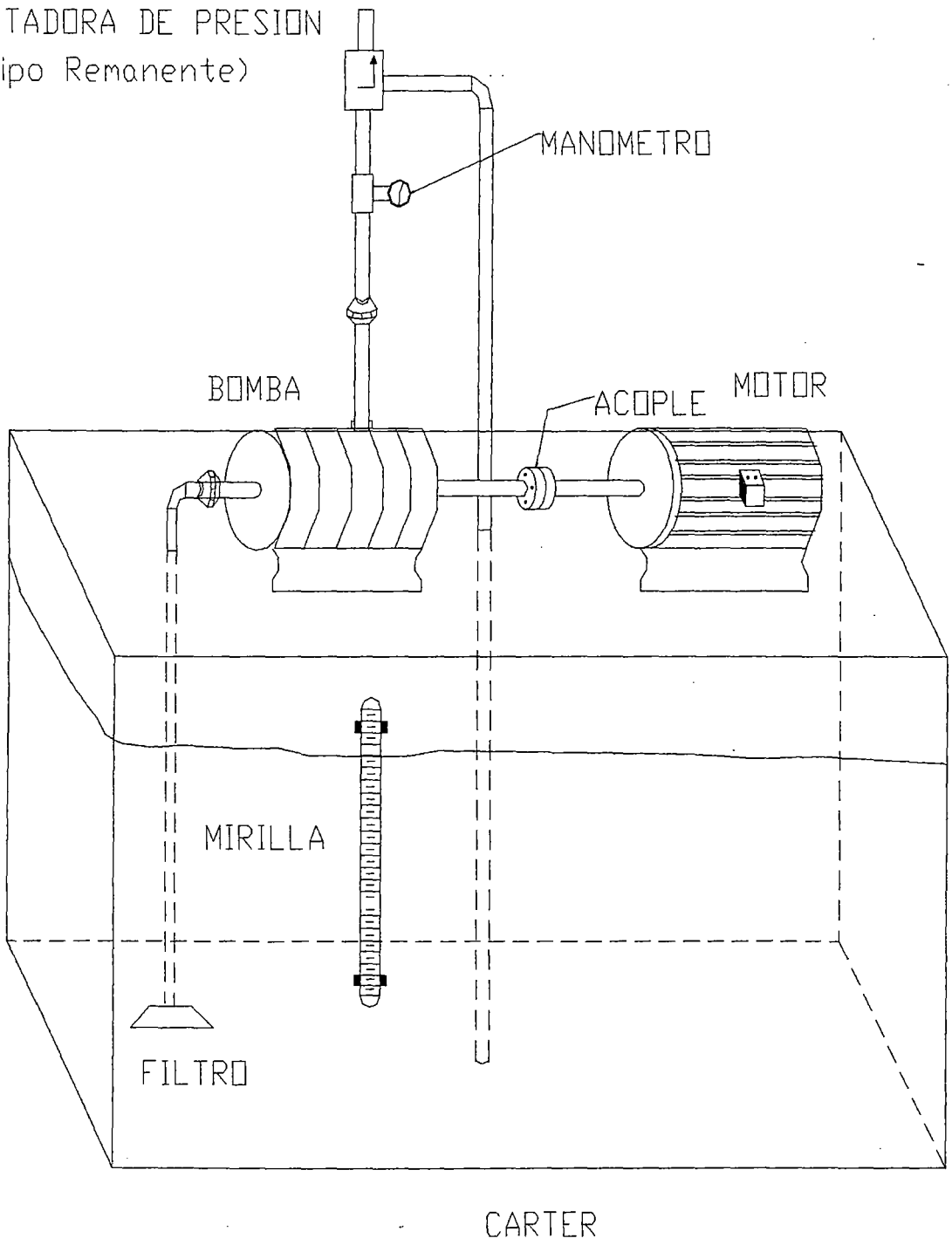
La distribución de todas las partes componentes e instrumentos se puede observar en figura que se adjunta a continuación.

### **2.3. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO**

El Principio de funcionamiento de este Banco Oleo-Hidráulico es simplemente alimentar con una presión debida y un caudal requerido controlados por tableros de válvulas para diferentes usos de carácter didácticos.

El funcionamiento mismo del Banco y su diseño no es materia de este proyecto, es materia de otra investigación.

IMITADORA DE PRESION  
(Tipo Remanente)



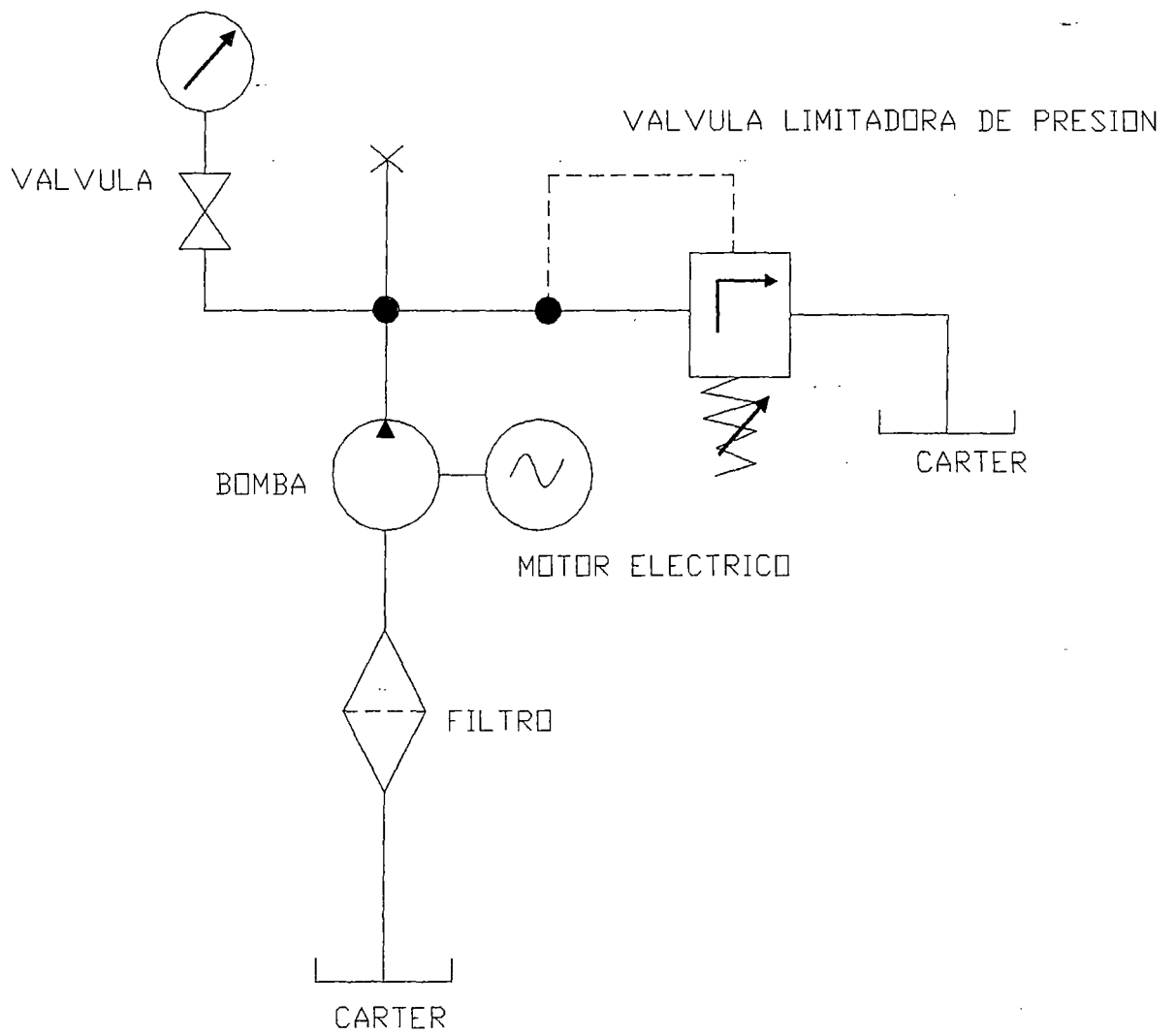


DIAGRAMA DE PRINCIPIO DE LA UNIDAD DE POTENCIA

# Capítulo III

## "CALCULOS DE LA BOMBA"

### 3.1 AREA ( P- V) DE LA BOMBA

$$A_{(p-v)} = \frac{n_1}{n_1 - 1} x P_1 - \frac{V_{ef6}}{\lambda_3} \left[ \left( \frac{2 - \lambda_2}{\lambda_2} \right)^{n_2 - \frac{1}{n_2}} x \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{n_1 - \frac{1}{n_1}} - 1 \right] \quad (3-1)$$

$A_{(p,v)}$  = Valor del área para una cámara en "J"

$n_1$  = Exponente politrópico de la compresión = 1,36 <sup>(1)</sup>

$n_2$  = Exponente politrópico de la expansión 1,36 <sup>(1)</sup>

$\lambda_2$  = factor de resistencia de la válvula de succión según manual de

:DUBBELS  $0,95 \leq \lambda_2 \leq 0,97$

∴ Tomamos:  $\lambda_2 = 0,96$

$\lambda_3$  = factor de fugas = 12% →  $\lambda_3 = 0,12$

$P_2 = 10$  bar (Presión final)

$P_1 = 5,662 \times 10^{-2}$  bar (Presión inicial)

$V_{ef}$  = Volumen efectivo por vuelta de la bomba ( $dm^3/vuelta$ )



1811

$$V_{ef} = \frac{\dot{V}r}{n} \quad \text{donde:} \quad \begin{aligned} \dot{V}r &= \text{Caudal de succión en } \left( \frac{dm^3}{seg} \right) \\ \dot{V}r &= 3,15 \text{ dm/seg} \\ n &= \text{RPS de la Bomba} \end{aligned}$$

(1) Ibid... pág. 48 y 46



En nuestro caso el motor será de 900 RPM;

⇒ La Bomba tendrá el mismo RPM; porque la relación del Motor con la Bomba es de 1 : 1 ya que el eje del motor se encontrará acoplado con el eje de la bomba directamente.

Luego; los RPM, en RPS será:

$$n = 900 \frac{\text{Rev}}{\text{min}} \times \frac{\text{min}}{60 \text{ seg}}$$

$$n = 15 \text{ RPS}$$

Reemplazando en la ecuación de "Vef" se tiene:

$$V_{ef} = \frac{3,15}{15} = 0,21 \frac{\text{dm}^3}{\text{vuelta}}$$

Luego:

$V_{ef_6}$  = Volumen efectivo para una cámara

⇒

$$V_{ef_6} = 0,21 \frac{\text{dm}^3}{\text{vuelta}} \times \frac{\text{vuelta}}{6 \text{ cámaras}}$$

$$V_{ef_6} = 0,035 \frac{\text{dm}^3}{\text{cámara}}$$

$$V_{ef_6} = 0,035 \frac{\text{dm}^3}{\text{cámara}} \times \frac{\text{m}^3}{10^3 \text{ dm}^3} \rightarrow V_{ef_6} = 35 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{cámara}}$$

Por otro lado se debe dejar en claro que durante el proceso operativo de la bomba, se trabaja con diferentes presiones iniciales de entrada; en consecuencia tendremos diferentes valores del Area (P.V); por ello el valor que se calcule de "P<sub>1</sub>" que ya conocemos será el A(p.v) máximo.

∴ Reemplazando datos en la ecuación del "A(p.v)", tenemos:

$$A(p.v)_{\max} = 0,018 \text{ KJ/cámara}$$

$$A(p.v)_{\max} = 18 \text{ J/cámara}$$

### 3.2 POTENCIA INDICADA ( $\dot{W}_i$ )

$$\dot{W}_i = \frac{\text{Area}(p-v)in}{60}$$

(3-2) <sup>(1)</sup>

donde:

Area (p-v) para una cámara de la bomba es: 0,018 KJ

i = número de cámaras = 6

n =RPM de la bomba = 450 RPM

---

(1) Ibid pág. 23

Reemplazando en (3-2) tenemos :

$$\dot{W}_i = 0,018 \text{ KJ} \times 6 \times 450 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{\text{min}}{60 \text{seg}}$$

$$\dot{W}_i = 0,81 \text{kw}$$

### 3.3 POTENCIA DE LA BOMBA

Para cualquier máquina propulsada, la potencia necesaria está definida

por:

$$\boxed{|\dot{W}_r| = \dot{W}_i + |\dot{W}_{fm}|}$$

(3-3) <sup>(1)</sup>

donde:

$$|\dot{W}_r| = \text{Potencia Requerida por la Bomba en (Kw).}$$

$$\dot{W}_i = \text{Potencia indicada de la Bomba en (Kw)} = 0,81 \text{ kw.}$$

$$|\dot{W}_{fm}| = \text{Potencia de fricción mecánica.}$$

Asumida como: 15%  $|\dot{W}_r|$  por las pérdidas que se presentan

en las diferentes partes móviles de la Bomba .

---

(1) Ibid, pág. 24

Reemplazando valores en (3-3):

$$\dot{W}_t = 0.81 + \frac{15}{100} \dot{W}_t$$

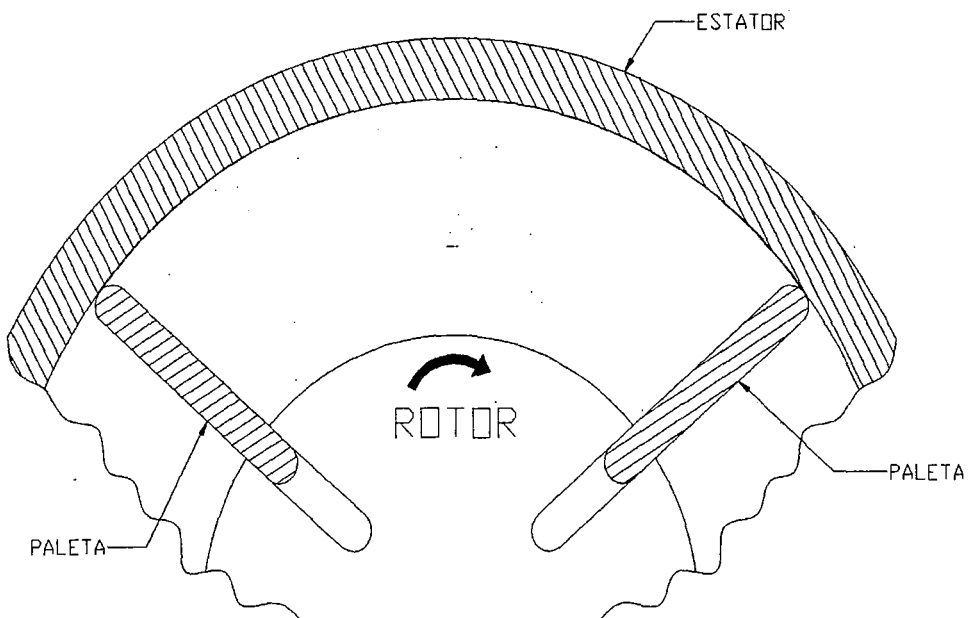
$$\dot{W}_t - 0.15 \dot{W}_t = 0.81$$

$$\dot{W}_t (1 - 0.15) = 0.81$$

$$\dot{W}_t = \frac{0.81}{0.85}$$

$$\dot{W}_t = 0.953 \text{ kw}$$

### 3.4 AREA TRANSVERSAL ENTRE 2 PALETAS CONSECUTIVAS



El volumen comprendido entre el ROTOR, el ESTATOR y DOS PALETAS CONSECUTIVAS, lo definimos como el producto del área transversal respectiva, creada por un corte perpendicular al eje de la Bomba, por el ancho del estator ó rotor.

Para poder hallar las dimensiones del rotor y estator, es necesario determinar una expresión que nos permita calcular ésta área transversal para cualquier posición que ocupa las paletas dentro de la bomba : fig. "a".

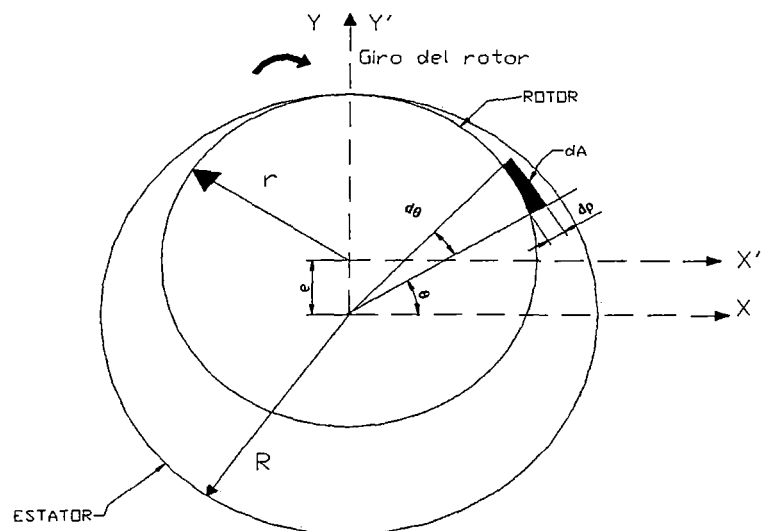
En esta figura tenemos la representación de esta área transversal que nos servirá de inicio para nuestro análisis.

Según la fig. "a" tenemos:

$r$  = radio el rotor

$R$  = radio del estator

$e$  = excentricidad ( $R - r$ )



Si trazamos el sistema :  $x - y$ ;

La ecuación de la circunferencia correspondiente al estator es:

$$R^2 = x^2 + y^2$$

Pasando esta ecuación al sistema  $x'$ - $y'$  se tiene:

$$R^2 = x'^2 + (y' + e)^2$$

Desarrollando :

$$(x'^2 + y'^2) + 2ey' + e^2 = R^2$$

$$r'^2 + 2er' \sin \theta + e^2 = R^2$$

$$(r' + e \sin \theta)^2 = R^2 - e^2 \cos^2 \theta$$

$$r' + e \sin \theta = \sqrt{R^2 - e^2 \cos^2 \theta}$$

$$r' = \sqrt{R^2 - e^2 \cos^2 \theta} - e \sin \theta$$

De nuestro diferencial analizado tenemos:

$$dA = \rho d\rho \cdot d\theta$$

*∴ El área existente entre dos paletas consecutivas es :*

$$A = \int_{\alpha}^{\alpha+60^\circ} \int_r^{r'} \rho d\rho d\theta$$

$$A = \int_{\alpha}^{\alpha+60^\circ} \int_r^{\sqrt{R^2 - e^2 \cos^2 \theta} - e \sin \theta} \rho d\rho \cdot d\theta$$

Resolviendo:

$$A = \frac{1}{2} \left[ \int_{\alpha}^{\alpha+60^{\circ}} (R^2 - r) d\theta + \int_{\alpha}^{\alpha+60^{\circ}} e^2 (\text{sen}^2 \theta - \cos^2 \theta) d\theta - \int_{\alpha}^{\alpha+60^{\circ}} 2e \text{sen} \theta \sqrt{R^2 - e^2 - \cos^2 \theta} d\theta \right]$$

$$A = \frac{1}{2} \left[ (R^2 - r^2) \right] \frac{\pi}{2} - \frac{e^2}{2} \text{sen}^2 \theta \Big|_{\alpha}^{\alpha+60^{\circ}} - \int_{\alpha}^{\alpha+60^{\circ}} 2e \text{sen} \theta \sqrt{R^2 - e^2 \cos^2 \theta} d\theta$$

Como:  $R^2 \geq e^2 \cos^2 \theta$

$$\Rightarrow A = \frac{1}{2} \left[ \int_{\alpha}^{\alpha+60^{\circ}} (R^2 - r) d\theta + \int_{\alpha}^{\alpha+60^{\circ}} e^2 (\text{sen}^2 \theta - \cos^2 \theta) d\theta - \int_{\alpha}^{\alpha+60^{\circ}} 2e \text{sen} \theta \sqrt{R^2 - e^2 - \cos^2 \theta} d\theta \right]$$

$$A = \frac{1}{2} \left[ (R^2 - r^2) \right] \frac{\pi}{2} - \frac{e^2}{2} \text{sen}^2 \theta \Big|_{\alpha}^{\alpha+60^{\circ}} - \int_{\alpha}^{\alpha+60^{\circ}} 2e \text{sen} \theta \sqrt{R^2 - e^2 \cos^2 \theta} d\theta \quad (3-4)$$

### 3.5. VOLUMEN DE LA CAMARA Y LAS DIMENSIONES DEL ROTOR Y ESTATOR

El volumen de la carrera  $V_c$  de cada cámara está dada por la siguiente relación:

$$V_c = \frac{V_{ef6}}{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3} \quad (3-5)^{(1)}$$

donde:  $V_c$  = volumen de la carrera de cada cámara

$V_{ef6}$  = volumen efectivo de cada cámara

$\lambda_1$  = factor de volumen muerto ( $\lambda_1 = 1.0055$ )

$\lambda_2$  = factor de resistencia de la valv. De succión (0.96)

$\lambda_3$  = factor de fugas (0.12)

(1) Ibid, pág. 25 y 26

$$V_c = \frac{0.0733 dm^3}{(1.005)(0.96)(0.12)}$$

∴

$$V_c = 0.633 dm^3$$

Luego:

El volumen de la cámara está definido por la siguiente expresión:

$$\boxed{V \text{ cámara} = V \text{ carrera} (1 + \gamma_c)} \quad (3-6)^{(1)}$$

Reemplazando valores tenemos:

$$V \text{ cámara} = 0,42126 \text{ dm}^3 \quad \times \quad \frac{(10^2)^3 \text{ mm}^3}{\text{dm}^3} = 0.42126 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$V \text{ cámara} = 421,260 \text{ mm}^3$$

El máximo valor del área transversal existente entre dos paletas consecutivas se presenta, cuando una de ellas está en la posición de:

$$\alpha = 240^\circ$$

Y la otra en :  $\alpha + 60^\circ = 240^\circ + 60 = 300^\circ$

Ya que en este instante se hallan simétricas a la posición de máxima excentricidad en:  $\theta = 270^\circ$  (ver Fig. b)

- La excentricidad en este tipo de bomba varía en un rango que va desde 5mm hasta 10 mm como dato práctico asumimos:

$$e = 7,5 \text{ mm}$$



- El radio del Rotor por facilidades constructivas será de:  $r = 80\text{mm}$ ; ya que en el debemos maquinar las ranuras que servirán de alojamiento a las paletas.

El radio del estator es:

$$R = r + e$$

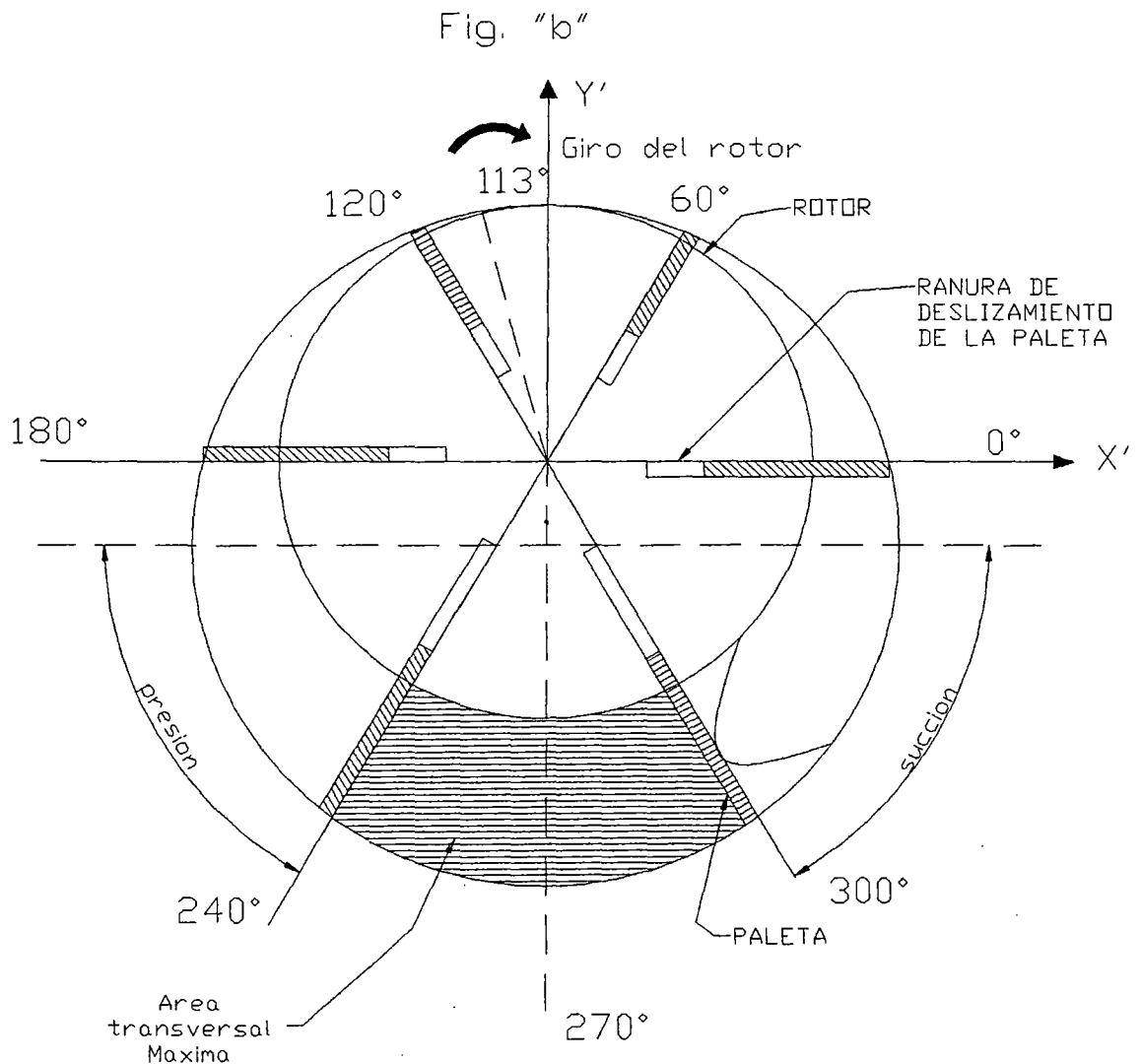
$$R = 80 \text{ mm} + 7,5 \text{ mm}$$

$$R = 87,5 \text{ mm}$$

Luego para los valores:

$$\theta = 270^\circ \quad R = 87,5$$

$$\alpha = 240^\circ \quad r = 80 \text{ mm}$$



El área máxima hallaremos en la expresión deducida anteriormente.

∴ Reemplazando en la ecuación (3-4) tenemos:

$$A_{max} = \frac{1}{2} \left[ (R^2 - r^2) \frac{\pi}{2} - \frac{e^2}{2} \operatorname{sen}^2 \theta \Big|_{\theta=\alpha}^{\theta=\alpha+60} + 2R e \cos \theta \Big|_{\theta=\alpha}^{\theta=\alpha+60} \right]$$

$$A_{m\acute{a}x} = 1942,9 \text{ mm}^2$$

Luego tenemos que el ancho de la cámara será:

$$L = \frac{V_{c\acute{a}mara}}{A_{m\acute{a}x}} \quad (3-7)$$

Como:

$$V_{c\acute{a}mara} = 421260 \text{ mm}^3$$

$$L = \frac{421260 \text{ mm}^3}{1942,9 \text{ mm}^2}$$

⇒

$$L = 216,82 \text{ mm}$$

### 3.6. ANGULOS DE SUCCION Y DE DESCARGA

#### - ANGULOS DE SUCCION

La admisión está definida por la posición de la máxima área transversal existente entre dos paletas consecutivas, por lo tanto abarcará el intervalo de 300° y 360° de acuerdo al movimiento angular determinado en la fig. "b"

## - ANGULO DE DESCARGA

El intervalo para la descarga lo hallaremos analizando las presiones externas en la salida del volumen succionado.

Para la presión de salida de 10 bar

$$P_2 = 10 \text{ bar} \times \frac{10^5 \text{ Pa}}{\text{bar}} \times \frac{\text{N}}{\text{Pa} \cdot \text{m}^2} \times \frac{\text{Kg}}{9,8 \text{ N}} \times \frac{\text{m}^2}{10^4 \text{ cm}^2}$$

Tenemos:

$$P_s = 10,2 \text{ Kg/cm}^2$$

Hallamos la cantidad de masa que sale

$$M = \rho V_{ef_6}$$

(3-8)

Donde:

M = masa que sale con la presión  $P_2$

$\rho$  = densidad

$$\rho = 875 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$V_{ef_6}$  = volumen efectivo para una cámara

$$V_{ef_6} = 7,33 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

⇒ Reemplazando valores tenemos:

$$M = 875 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 7,33 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$M = 6413,75 \times 10^{-5} \text{ kg}$$

Con la única finalidad de ubicar los puntos donde se emplazarán las lumbreras de admisión y de impulsión de la Bomba usaremos las ecuaciones dadas para los gases ya que para el rango de M 0.3 pueden ser usadas estas ecuaciones de la mecánica de los fluidos, porque está ausente el factor térmico.

Aplicando la ley de Boyle- Gay Lusac y la ecuación de Poisson hallamos el volumen que debe tener para comprimir hasta  $P_2 = 10$  bar.

$$\Rightarrow \boxed{V = \frac{MRT_1(P_2 / P_1)^{n_1-1/n_1}}{P_2}} \quad (3-9)$$

$V$  = volumen que debe alcanzar la compresión

$M$  = masa a la presión de  $P_2$  ( $M = 6413.75 \times 10^{-5}$ kg)

$R$  = Constante de los gases ideales ( $R = 287$  J/kg °K)

$T_1$  = Temp. De entrada  $20^\circ\text{C} \rightarrow 20^\circ\text{C} + 273 = 293^\circ\text{K}$

$P_2$  = Presión final a la compresión ( $P_2 = 10$  bar)

$n_1$  = exponente politrópico de la compresión = ( $n_1 = 1,36$ )

$P_1$  = Presión de entrada a la bomba =  $0,05662$  bar

Reemplazando valores tenemos:

$$V = 1,4 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \times \frac{10^9 \text{ mm}^3}{\text{m}^3}$$

$$V = 1,4 \times 10^4 \text{ mm}^3$$

Como:  $L = 216,82 \text{ mm} \approx 217 \text{ mm}$  se tendrá que:

$$A = \frac{V}{L}$$

$$A = \frac{1,4 \times 10^4 \text{ mm}^3}{216,82 \text{ mm}}$$

$$A = 64,52 \text{ mm}^2$$

De la ecuación del Area transversal, tendremos que el ángulo es de  $141,5^\circ$

Luego:

Para la presión inicial de:  $P_1 = 0,05662 \text{ bar} \times \frac{10^5 \text{ N}}{\text{bar} \cdot \text{m}^2} \times \frac{\text{kg}}{9,8 \text{ N}} \times \frac{\text{m}^2}{10^4 \text{ cm}^2}$

$$P_1 = 0,0577 \text{ kg/cm}^2$$

Hallamos la cantidad de masa que ingresa:

$$\boxed{M = \rho V_{ef6}} \quad (3-8)$$

$M$  = masa que ingresa a  $P_1 = 0,05662 \text{ bar}$

$\rho$  = densidad ( $\rho = 875 \text{ kg/m}^3$ )

$V_{ef6}$  = volumen efectivo para una cámara

$$(V_{ef6} = 7,33 \times 10^{-5} \text{ m}^3)$$

Entonces:

$$M = 875 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 7,33 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$M = 0,0641 \text{ Kg}$$

Aplicando nuevamente la Ley de Boyle-Gay-Lusac y la ecuación de Poisson, hallamos el volumen que debe alcanzar para comprimir hasta:

$$P_2 = 10 \text{ bar}$$

Es decir:

$$V = \frac{MRT(p_2 / p_1)^{\frac{1}{\gamma}}}{P_2} \quad (3-9)^{(1)}$$

Reemplazando tenemos :

$$V = 6,74 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \quad \times (10^3)^3 \text{ mm}^3$$

$$V = 6,74 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Luego ; como:  $L = 217 \text{ mm}$

$\Rightarrow$

$$A = \frac{V}{L}$$

$$A = \frac{6,74 \times 10^3 \text{ mm}^3}{217 \text{ mm}}$$

$$A = 31,059 \text{ mm}^2$$

$\therefore$  De la ecuación del Area transversal, tendremos que el ángulo es menor a  $130^\circ$  pero con la finalidad de mejorar la expulsión del fluido tomaremos un ángulo de  $113^\circ$ .

# Capítulo IV

## "CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LAS PARTES CONFORMANTES"

#### 4.1 SELECCIÓN DEL MOTOR

De acuerdo a la potencia requerida por la bomba y a las RPM calculados, de los diferentes tipos de motores eléctricos existentes en el Mercado Nacional elegimos el siguiente:

Tipo : NV – SA                      100 La 8

Potencia : 1,06 HP                = 0,79 Kw

N = 900 RPM

N° de Polos = 8

Frecuencia = 60 Hz

Peso = 29,5 Kg

#### 4.2. REGULACIÓN DEL MOTOR

Como el motor elegido no va a ser usado en toda su potencia debemos determinar que velocidad nos entregará cuando sea exigido por la bomba a 0,65 Kw.

Para calcular la velocidad que nos entregará el motor definiremos la recta de trabajo mediante la siguiente relación:

$$N = 900 - 68,18 \times P$$

$$\Rightarrow \text{Para : } P = 0,65 \text{ Kw}$$

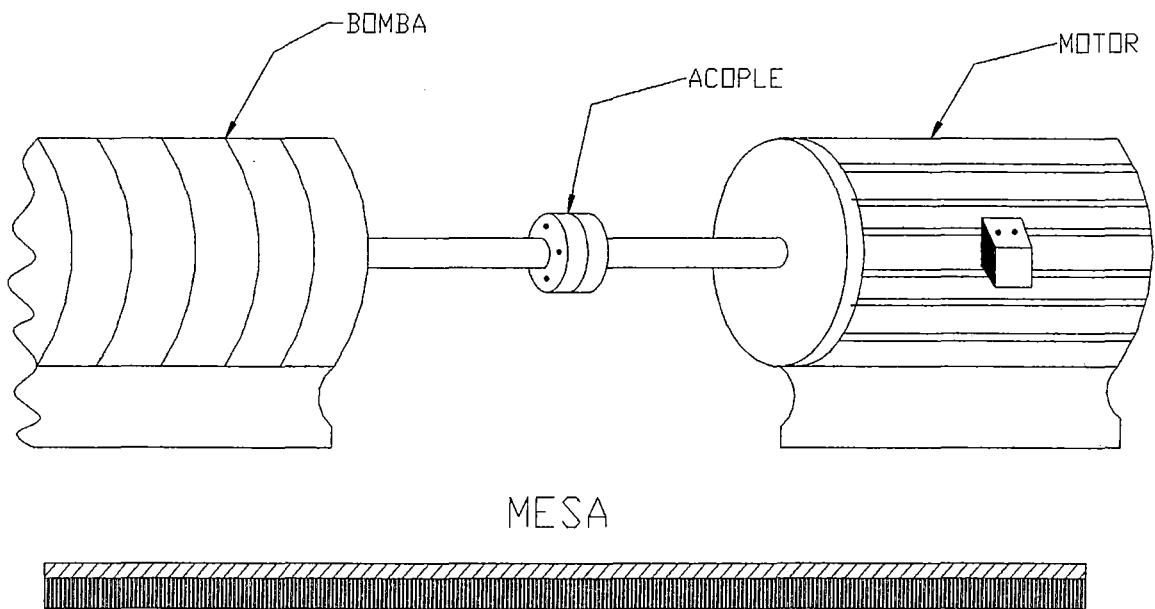
$$\Rightarrow N = 900 - 68,18(0,65)$$

$$N_1 = 855,7 \text{ RPM}$$



### 4.3. TIPO DE TRANSMISIÓN

Teniendo en cuenta el rendimiento y su amplia aplicación en los sistemas de transmisión, usaremos para nuestro diseño: Una transmisión directa; es decir; que esté en una relación de 1:1 mediante un acoplamiento como se observa en el diseño de la distribución de las partes componentes del Banco Oleo-Hidráulico.



#### 4.4. CALCULO DEL EJE

Las fuerzas que actúan sobre el eje son las siguientes:

1. Fuerza debido a la presión interna
2. Peso del Rotor
3. Fuerza de reacción en los rodamientos.

Cálculos:

##### 4.4.1. Fuerza debido a la Presión Interna

En el siguiente esquema mostramos la Distribución de presiones internas dentro de la bomba.

Para hallar la fuerza total sobre el eje, debemos realizar una integración alrededor del rotor.

Esta integración la haremos de acuerdo al sentido de rotación del rotor y a la variación del ángulo  $\theta$ .

Para un "dA" tenemos un "dF"

$$\Rightarrow dF = PdA$$

$$\text{como: } dA = r d\theta \cdot L$$

$$dF = Prd\theta L$$

$$dF = PLrd\theta$$

Luego :

$$dF = dF_x + dF_y$$

$$dF_x = dF \cos \theta$$

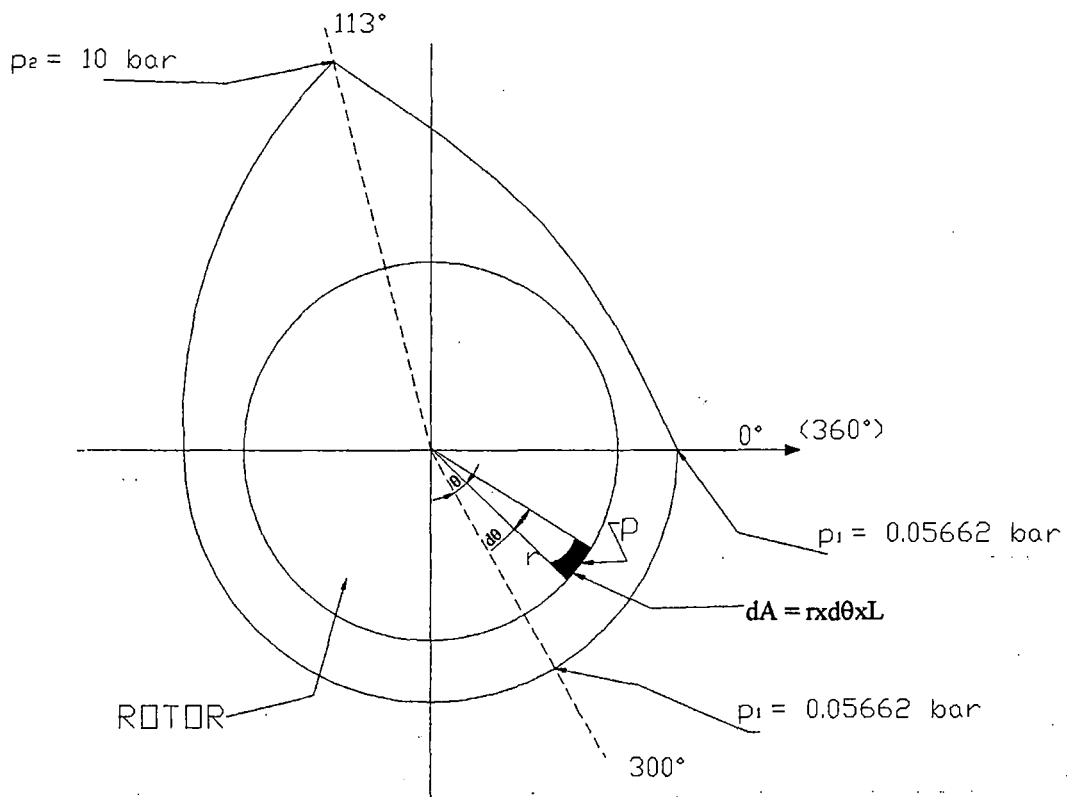
Integrando:

$$\int F_x = \int dF \cos \theta$$

$$F_x = \int p L r \cos \theta d\theta \quad (4-1)$$

Por otro lado:

$$dF_y = dF \text{ sen } \theta$$



distribucion de presiones

Integrando:

$$\int dF_y = \int dF \sin \theta$$

$$F_y = \int \rho L r \sin \theta d\theta \quad (4-2)$$

Tramo: 300° y 360° :

En este tramo de presión es constante:  $P_1 = 0.5662 \text{ bar}$ .

ie :

$$P_1 = 0.5662 \text{ bar} \times \frac{10^5 \text{ N}}{\text{bar} \cdot \text{m}^2} \times \frac{\text{Kg}}{9.8 \text{ N}} \times \frac{\text{m}^2}{10^4 \text{ cm}^2}$$

$$P_1 = \frac{0.5662 \times 10^5 \text{ kg}}{9.8 \times 10^4 \text{ cm}^2} \rightarrow P_1 = 0.577 \text{ kg/cm}^2$$

⇒ En 4.1 y 4.2 tenemos:

$$F_x = PrL \int_{330^\circ}^{360^\circ} \cos \theta d\theta$$

$$F_y = PrL \int_{330^\circ}^{360^\circ} \sin \theta d\theta$$

Como el radio del rotor es:  $r = 80 \text{ mm} = 8 \text{ cm}$

Y su longitud :  $L = 216.8 \text{ mm} = 21.7 \text{ cm}$

⇒ las fuerzas serán:

$$F_x = 3.34 \text{ kg}$$

$$F_y = 0$$

### En el tramo: 0° y 113°

En este tramo suponemos una variación lineal de la presión "P" desde:  
0.577 kg/cm<sup>2</sup> ; esta variación en función del ángulo "θ" es:

$$P = 0,83 \theta - 0,64$$

$$F_x = rL \left[ 0,83 \int_0^{113^\circ} \theta \cos \theta \, d\theta - 0,64 \int_0^{113^\circ} \cos \theta \, d\theta \right]$$

∴

$$F_x = 1,65 \text{ kg} (\leftarrow)$$

Luego:

$$F_y = rL \left[ 0,83 \int_0^{113^\circ} \theta \sin \theta \, d\theta - 0,64 \int_0^{113^\circ} \sin \theta \, d\theta \right]$$

$$F_y = 99,4 \text{ kg} (\downarrow)$$

### En el tramo : 113° y 300°

También suponemos una variación lineal de la presión en función del  
ángulo θ :

$$P = -0,28 \theta + 1,55$$

Por lo tanto:

Las fuerzas serán:

$$F_x = rL \left[ -0,28 \int_{113^\circ}^{300^\circ} \theta \cos \theta \, d\theta + 1,55 \int_{113^\circ}^{300^\circ} \cos \theta \, d\theta \right]$$

$$F_x = 214 \text{ kg} (\rightarrow)$$

Por otro lado:

$$F_y = rL \left[ -0,28 \int_{113^\circ}^{300^\circ} \theta \sin \theta \, d\theta + 1,55 \int_{113^\circ}^{300^\circ} \sin \theta \, d\theta \right]$$

$$F_y = 11,96 \text{ kg} (\downarrow)$$

∴ Las fuerzas totales serán:

Fuerza horizontal:  $F_{T,x_T} = 3,34Kg(\leftarrow) + 1,65(\leftarrow) + 214,8kg(\rightarrow)$   
 $F_{T,x} = 210Kg(\rightarrow)$

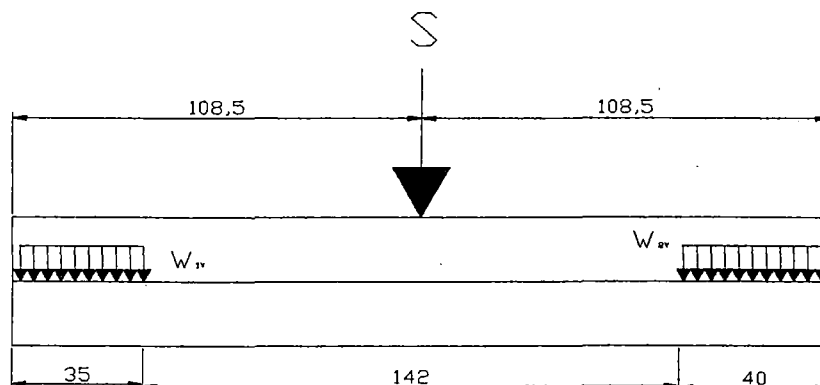
Fuerza vertical :  $F_{T,y} = 0 + 11,96kg(\downarrow) + 99,4kg(\downarrow)$   
 $F_{T,y} = 111,4Kg(\downarrow)$

#### 4.4.2. Peso del Rotor

El rotor tiene 160 mm de diámetro y 217 mm de longitud, por lo tanto su peso es : 34,25 kg.

El rotor va unido al eje mediante dos **ZUNCHADOS** a lo largo de este, por lo tanto, la suma del peso del rotor mas la **fuerza vertical** ejercida por la presión interna se distribuye en dos cargas repartidas,

Haciendo un esquema tenemos:



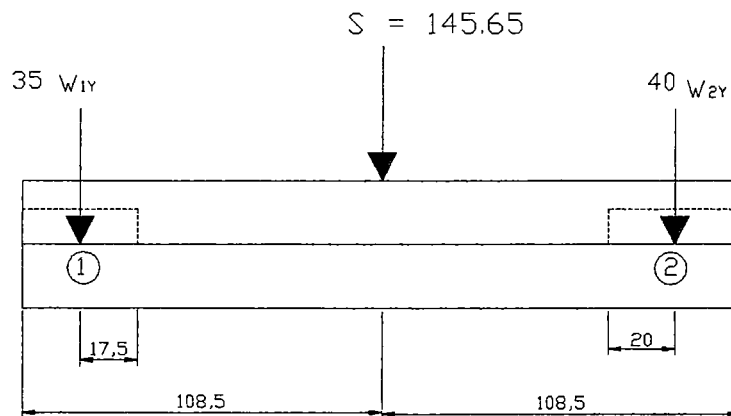
En este plano x – y , según esquema, tendremos:

$$S = 111,4 + 34,25$$

$$S = 145,65 \text{ kg}$$

⇒ Calculamos el valor de  $W_{1y}$  y  $W_{2y}$

Hacemos el diagrama de cuerpo libre:



$$\Sigma F_y = 0$$

$$-35W_{1y} - 40W_{2y} - 145,65 = 0$$

$$35W_{1y} + 40W_{2y} + 145,65 = 0 \dots\dots\dots a$$

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$-145,65(91) - 40W_{2y}(179,5) = 0$$

$$De\ b \rightarrow W_{2y} = \frac{-145,65(91)}{40(179,5)} \dots\dots\dots b$$

$$W_{2y} = -1,85 \text{ kg/mm}$$

Reemplazando en a:

$$35W_{1y} + 40(-1.85) + 145,365 = 0$$

$$35W_{1y} = 40(1,85) - 145,65$$

$$35W_{1y} = 74 - 145,65$$

$$W_{1y} = \frac{-71,65}{35}$$

$$W_{1y} = -2,05 \text{ kg/mm}$$

para el plano x-z la fuerza que se distribuye en dos cargas repartidas es la fuerza horizontal ejercida por la presión interna; el esquema es el siguiente:

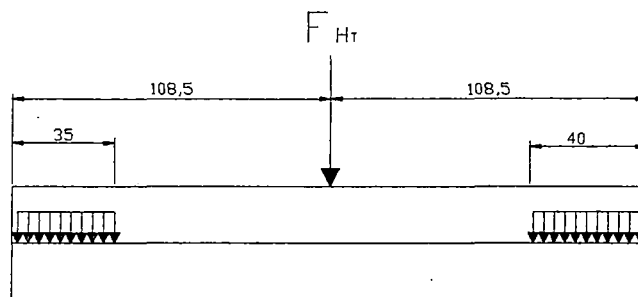
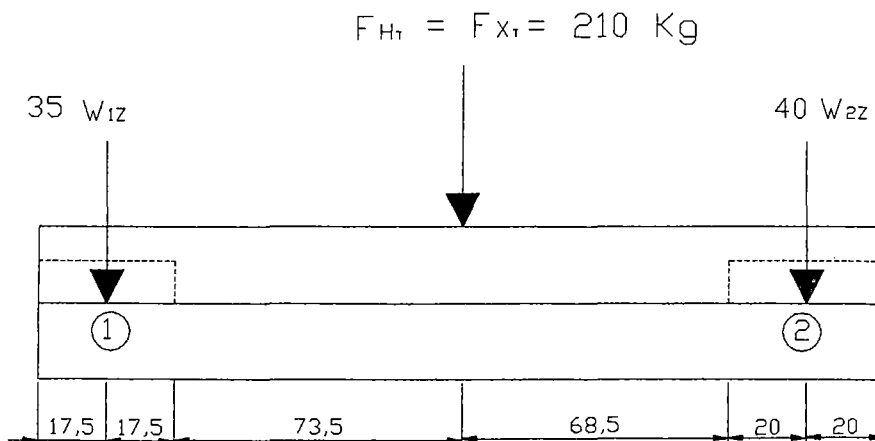


diagrama de cuerpo libre:





$$\sum F_z = 0:$$

$$-35w_{1z} - 210 - 40w_{2z} = 0$$

$$25w_{1z} + 40w_{2z} + 210 = 0 \dots \dots \dots (a)$$

$$\sum M_1 = 0:$$

$$-210(91) - 40(w_{2z})(179.5) = 0 \dots \dots \dots (b)$$

$$\text{De } b \rightarrow W_{2z} = \frac{-210(91)}{40(179.5)}$$

$$W_{2z} = -2.66 \text{ kg}$$

Reemplazando en a:

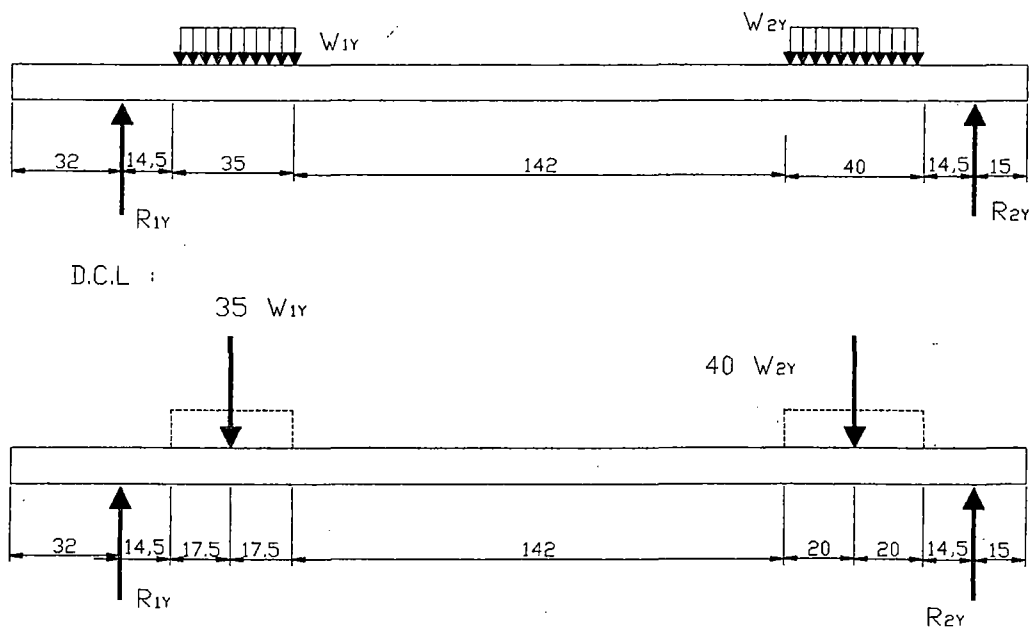
$$35w_{1z} + 40(-2.66) + 20 = 0$$

$$W_{1z} = \frac{-210 + 40(2.66)}{35}$$

$$W_{1z} = -2.96 \text{ Kg}$$

Fuerzas de Reacción en los Rodamientos: ( $R_1$  y  $R_2$ )

En el siguiente esquema podemos ver la posición de estas reacciones en el plano x-y:



$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1y} + R_{2y} - 35W_{1y} - 40W_{2y} = 0$$

$$R_{1y} + R_{2y} - 35(2,05) - 40(1,85) = 0$$

$$R_{1y} + R_{2y} = 71,75 + 74$$

$$R_{1y} + R_{2y} = 145,75 \dots \dots \dots (1)$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$- R_{1y}(246) + 35 W_{1y}(214) + 40(W_{2y})(34,5) = 0$$

$$- R_{1y}(246) + 35(2,05)(214) + 40(1,85)(34,5) = 0$$

$$- 246 R_{1y} = -15354,5 - 2553$$

$$- 246 R_{1y} = \frac{17907,5}{246}$$

$$R_{1y} = 72,79 \text{ Kg}$$

Reemplazando en 1:

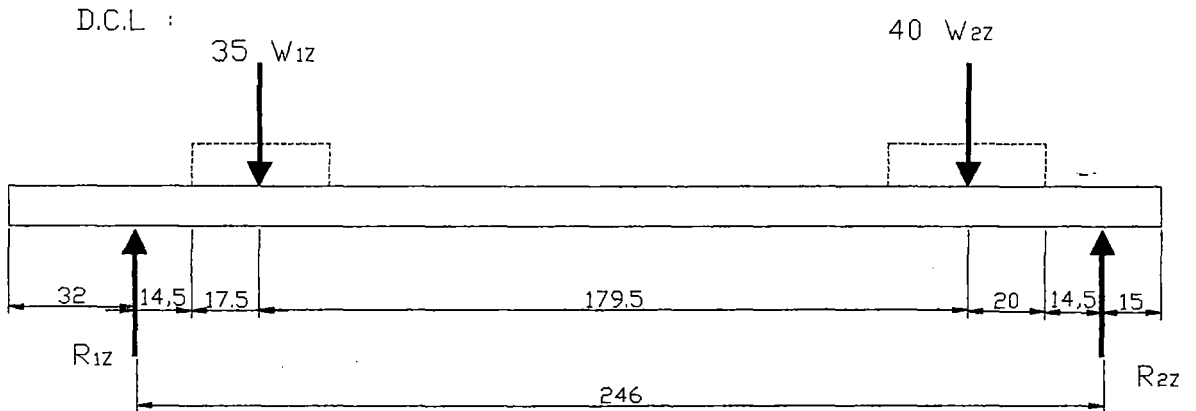
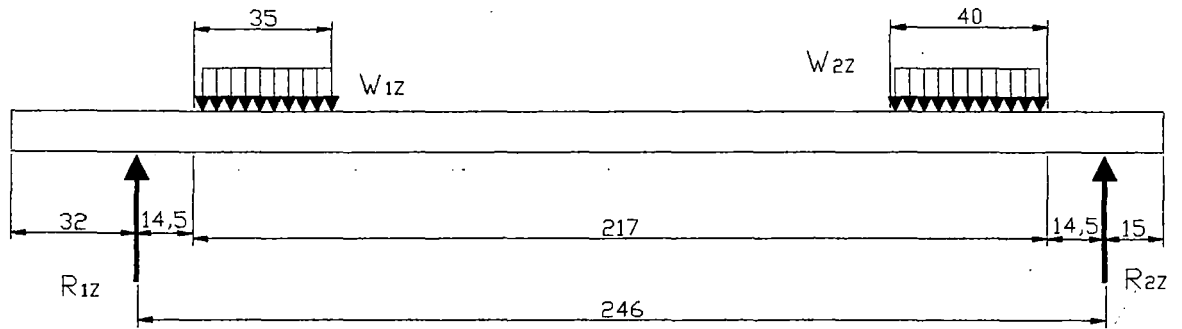
$$R_{1y} + R_{2y} = 145,75$$

$$R_{2y} = 145,75 - R_{1y}$$

$$R_{2y} = 145,75 - 72,79$$

$$R_{2y} = 72,96 \text{ kg}$$

- Para el plano x – z las reacciones son:



$$\Sigma F_z = 0$$

$$R_{1z} + R_{2z} - W_{1z} (35) - W_{2z} (40) = 0$$

Como:

$$\begin{cases} W_{1z} = 2,96 \text{ Kg/mm} \\ W_{2z} = 2,66 \text{ Kg/mm} \end{cases}$$

Reemplazando tenemos:

$$\blacksquare R_{1z} + R_{2z} - 2,96 (35) - 2,66 (40) = 0$$

$$\blacksquare R_{1z} + R_{2z} = 210 \quad (2)$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$R_{1z} (246) + W_{1z} (35) (214) + W_{2z} (40) (34,5) = 0$$

Como:

$$\begin{cases} W_{1z} = 2,96 \text{ Kg/mm} \\ W_{2z} = 2,66 \text{ Kg/mm} \end{cases}$$

Reemplazando tenemos:

$$-R_{1z} (246) + 2,96 (35) (214) + 2,66 (40)(34,5) = 0$$

$$-R_{1z} (246) = -25841,2$$

$$R_{1z} = \frac{25841,2}{246}$$

$$R_{1z} = 105,04 \text{ Kg.}$$

En (2) tenemos:

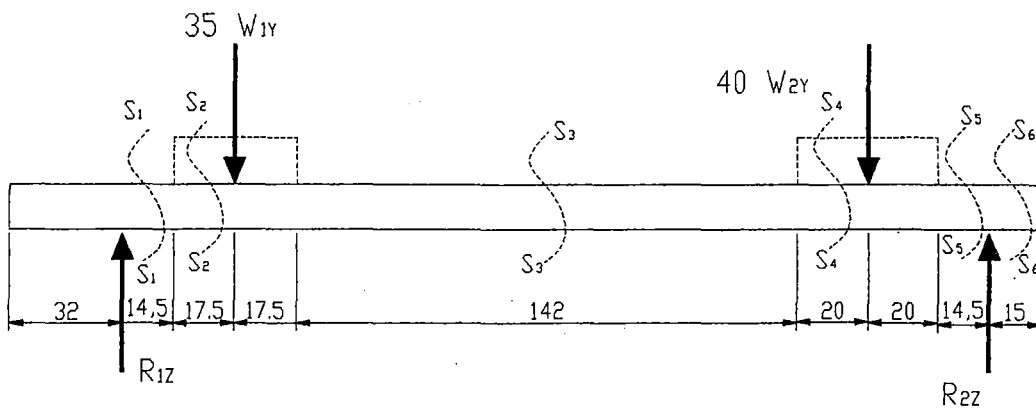
$$R_{1z} + R_{2z} = 210$$

$$R_{1z} = 210 - R_{2z}$$

$$R_{2z} = 210 - 105,04$$

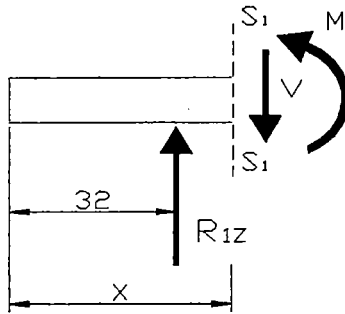
$$R_{2z} = 104,96 \text{ Kg.}$$

A continuación deduciremos las expresiones para calcular el Momento Flector utilizando el método de secciones, para luego tabular y hacer el Diagrama de Momento Flector del eje por calcular.



Para:

$$32 \leq x \leq 46,5$$



$$\Sigma M_{S1} = 0$$

$$- R_{1z} (X - 32) + M = 0$$

$$M = R_{1z} (X - 32)$$

$$M = R_{1z} X - 32 R_{1z}$$

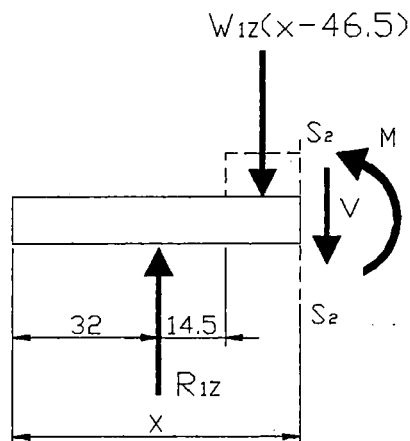
Como:  $\left\{ R_{1z} = 105,04 \text{ Kg.} \rightarrow M = 105,04 x - 32 (105,04) \right.$

$$M = 105,04 x - 3361,28$$

D.C.L. de la Sección:  $S_2$

Para:

$$46,5 \leq x \leq 81,5$$



$$\Sigma M_{S2} = 0$$

$$-R_{1z}(x-32) + W_{1z}(x-46,5)\left(\frac{x-46,5}{2}\right) + M = 0$$

$$-105,04(x-32) + 2,96(x-46,5)\left(\frac{x-46,5}{2}\right) + M = 0$$

$$-105,04x + 105,04(32) + \frac{2,96}{2} [x^2 - 2(46,5)x + (846,5)^2] + M = 0$$

$$-105,04x + 105,04(32) + \frac{2,96}{2} x^2 - 2,96(46,5)x + \frac{2,96(46,5)^2}{2} + M = 0$$

$$-105,04x + 3361,28 + 1,48x^2 - 137,64x + 3200,13 + M = 0$$

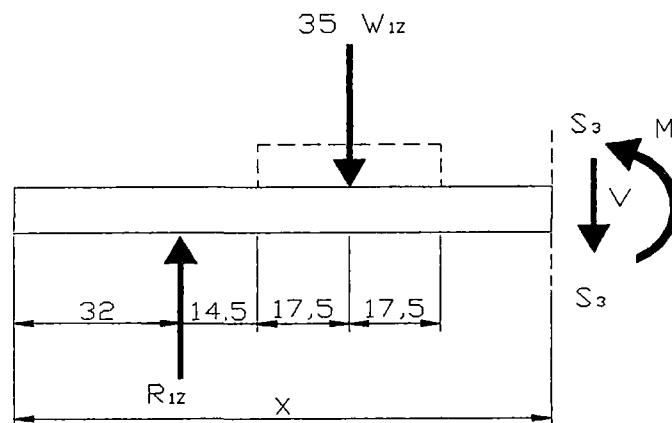
$$1,48x^2 - 242,68x + 6561,41 + M = 0$$

$$M = -1,48x^2 + 242,68x - 6561,41$$

D.C.L. de la Sección:  $S_3$

Para:

$$81,5 \leq x \leq 223,5$$



$$\Sigma M_3 = 0$$

$$-R_{1z}(x-32) + W_{1z}(35)(x-64) + M = 0$$

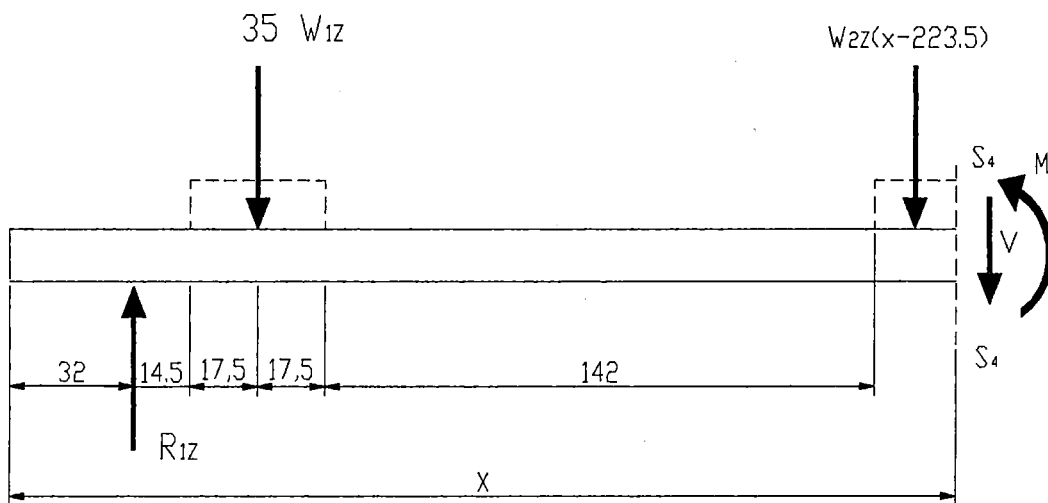
Como:

$$\begin{cases} R_{1z} = 105,04 \text{ Kg} \\ W_{1z} = 2,96 \text{ Kg/mm} \end{cases}$$

$$\begin{aligned}
 & -105,04(x-32) + 2,96(35)(x-64) + M = 0 \\
 & -105,04x + 105,04(32) + 2,96(35)x - 2,96(35)(64) + M = 0 \\
 & -105,04x + 3361,28 + 103,6x - 6630,4 + M = 0 \\
 & M = 105,04x - 103,6x + 6630,4 - 3361,28 \\
 & M = 1,44x + 3269,12
 \end{aligned}$$

Para:  $223,5 \leq x \leq 263,5$  D.C.L. de la Sección:  $S_4$

D.C.L. de la Sección:  $S_4$



$$\Sigma M_{S_4} = 0$$

$$-R_{1z}(x-32) + W_{1z}(35)(x-64) + W_{2z}(x-223,5)\left(\frac{x-223,5}{2}\right) + M = 0$$

$$-R_{1z}(x) + E_{1z}(32) + W_{1z}(35)x - W_{1z}(35)(64) + \frac{W_{2z}}{2}(x-223,5)^2 + M = 0$$

$$-R_{1z}(x) + R_{1z}(32) + W_{1z}(35)x - W_{1z}(35)(64) + \frac{W_{2z}}{2}[x^2 - 2(x)(223,5) + (223,5)^2] + M = 0$$

$$-R_{1z}(x) + R_{1z}(32) + W_{1z}(35)x - W_{1z}(35)(64) + \frac{W_{2z}}{2}x^2 - W_{2z}(x)(223,5) + \frac{W_{2z}}{2}(223,5)^2 + M = 0$$

como :

$$R_{1z} = 105,04kg$$

$$W_{1z} = 2,46kg / mm$$

$$W_{2z} = 2,66kg / mm$$

Reemplazando :

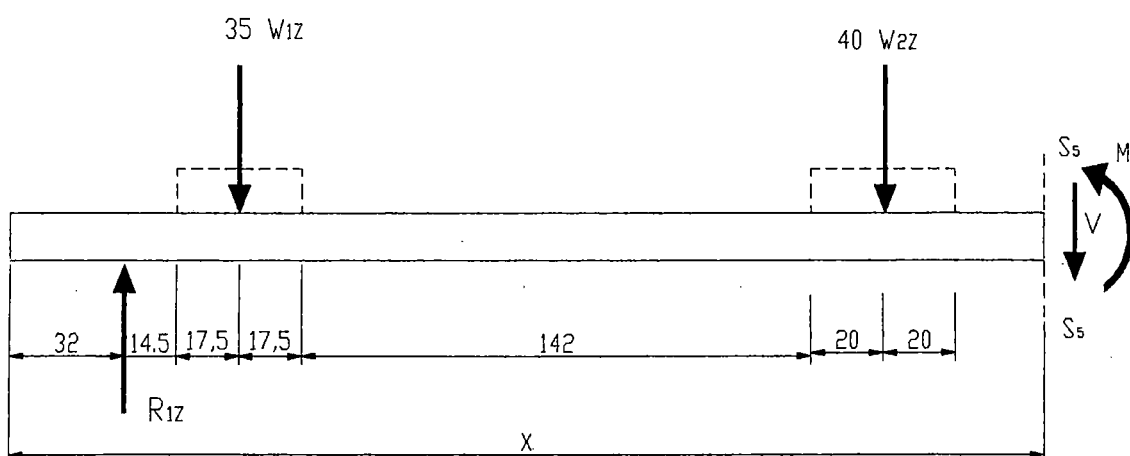
$$-105,04x + 105,04(32) + 2,96(35)x - 2,96(35)(64) + \frac{2,66}{2}x^2 - 2,66(223,5)x + \frac{2,66}{2}(223,5)^2 + M = 0$$

$$-105,04x + 3361,28 + 103,6x - 6630,4 + 1,33x^2 - 594,51x + 66436,4925 + M = 0$$

$$1,33x^2 - 595,95x + 63167,3725 + M = 0$$

$$M = -1,33x^2 + 595,95x - 63167,3725$$

D.C.L. de la sección:  $S_5 \rightarrow$  Para:  $263,5 \leq x \leq 278$





$$-R_{1z}(x-32) + W_{1z}(35)(x-64) + W_{2z}(40)(x-243,5) + M = 0$$

$$-R_{1z}x + R_{1z}(32) + W_{1z}(35)x - W_{1z}(35)(64) + W_{2z}(40)x - W_{2z}(40)(243,5) + M = 0$$

Como :

$$R_{1z} = 105,04kg$$

$$W_{1z} = 2,96kg/mm$$

$$W_{2z} = 2,66kg/mm$$

Reemplazando

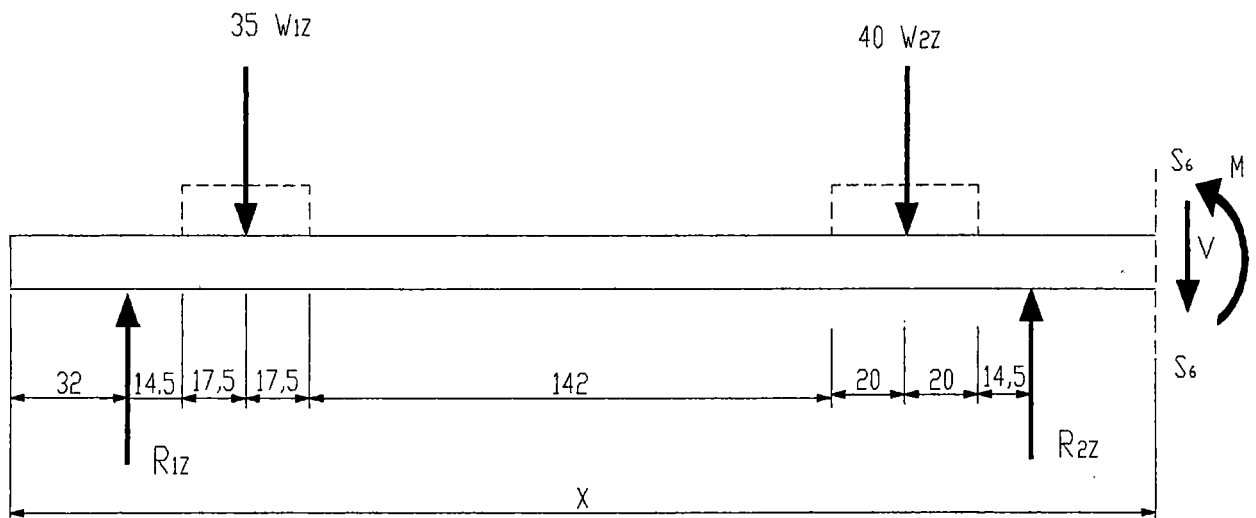
$$-105,04x + 105,4(32) + 2,96(35)x - 2,96(35)(64) + 2,66(40)x - 2,66(40)(243,5) + M = 0$$

$$-105,04x + 3361,28 + 103,6x - 6630,4 + 106,4x - 25908,4 + M = 0$$

$$104,96x - 29177,52 + M = 0$$

$$M = -104,96x + 29177,52$$

D.C.L. De la sección:  $S_6 \rightarrow$  para:  $278 \leq x \leq 293$



$$\sum M_{s_6} = 0$$

$$-R_{iz}(x-32) + W_{iz}(35)(x-64) + W_{2z}(40)(x-243.5) - R_{2z}(x-278) + M = 0$$

$$-R_{iz}x + R_{iz}(32) + W_{iz}(35)x - W_{iz}(64)(35) + W_{2z}(40)x - W_{2z}(40)(243.5) - R_{2z}(x) + R_{2z}(278) + M = 0$$

Como

$$R_{iz} = 105.04 \text{ kg}$$

$$R_{2z} = 104.96 \text{ kg}$$

$$W_{iz} = 2.96 \text{ kg/mm}$$

$$W_{2z} = 2.66 \text{ kg/mm}$$

Reemplazando tenemos:

$$-105,04x + 105,04(32) + 2,96(35)x - 2,96(64)(35) + 2,66(40)x - 2,66(40)(243,5) - 104,96x + 104,96(278) + M = 0$$

$$-105,04x + 3361,28 + 103,6x - 6630,4 + 106,4x - 25908,4 - 104,96x + 29178,88 + M = 0$$

$$M = 104,96x + 105,04x - 103,6x - 106,4x - 3361,28 + 6630,4 + 25908,4 - 29178,88$$

$$M = 0x + 1,36 \Rightarrow M = 0$$

Luego para construir el diagrama de momentos en el plano (x-z),

hacemos la siguiente tabulación:

Para:

$$0 \leq x \leq 32$$

$$M=0$$

$$32 \leq x \leq 46,5$$

$$M = 105,04x - 3361,28$$

<b>x</b>	<b>32</b>	<b>46,5</b>
<b>M</b>	<b>0</b>	<b>1523,08</b>

$$46,5 \leq x \leq 81,5$$

$$M = -1,48x^2 + 242,68x - 6561,41$$

<b>x</b>	<b>46.5</b>	<b>65</b>	<b>81.5</b>
<b>M</b>	<b>1523.08</b>	<b>2989.79</b>	<b>3386.48</b>

$$81,5 \leq x \leq 223,5$$

$$M = 1,44x + 3269,12$$

<b>x</b>	<b>81.5</b>	<b>223.5</b>	<b>-----</b>
<b>M</b>	<b>3386.48</b>	<b>3590.96</b>	<b>-----</b>

$$223,5 \leq x \leq 263,5$$

$$M = -1,33x^2 + 595,95x - 63167,3725$$

<b>x</b>	<b>223.5</b>	<b>243</b>	<b>263.5</b>
<b>M</b>	<b>3590.96</b>	<b>3113.3075</b>	<b>1520.56</b>

$$263,5 \leq x \leq 278$$

$$M = -104,96x + 29177,52$$

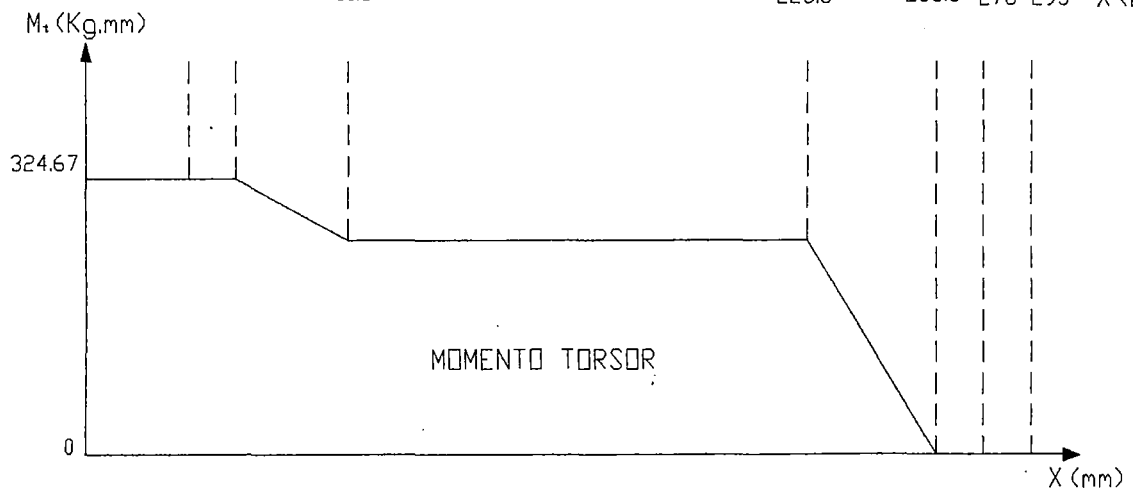
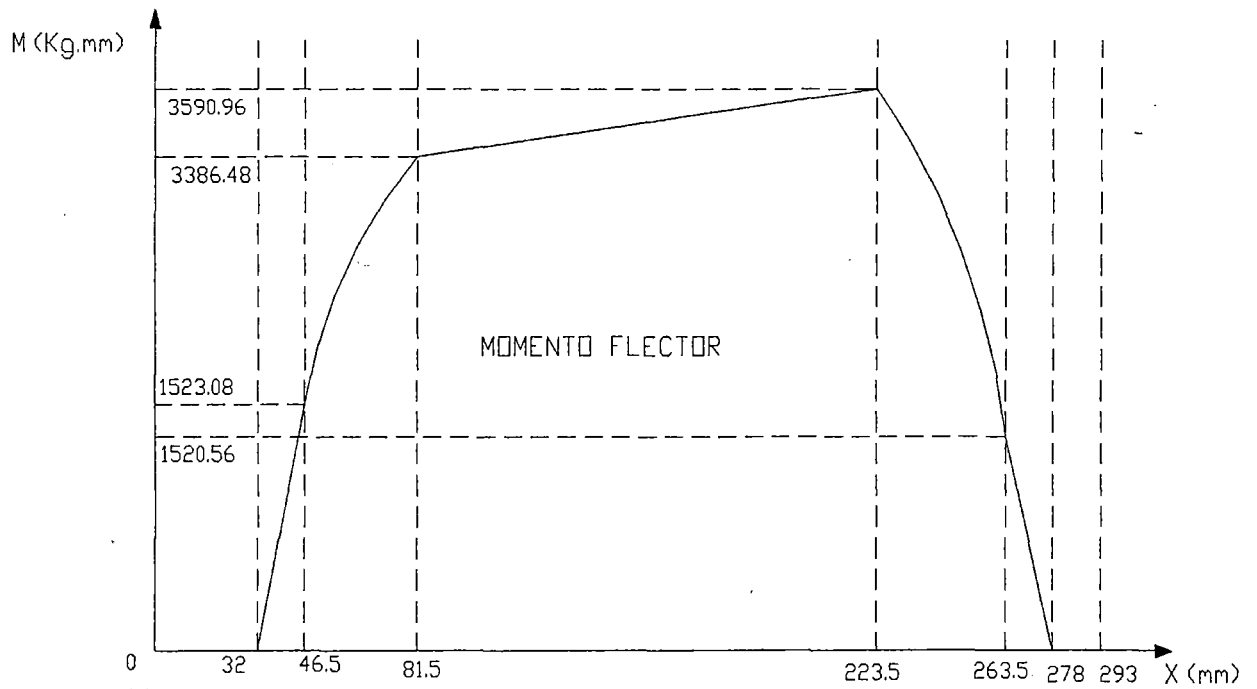
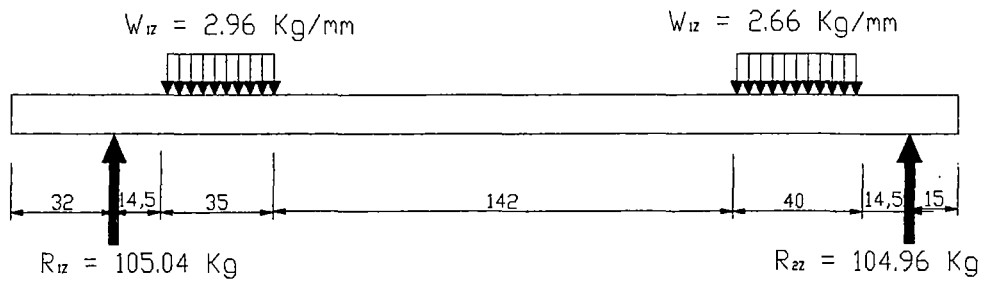
<b>x</b>	<b>263.5</b>	<b>278</b>	<b>-----</b>
<b>M</b>	<b>1520.56</b>	<b>-1.36≈0</b>	<b>-----</b>

$$278 \leq x \leq 293$$

$$M = 0$$

Hacemos el Diagrama (Plano ; x-z)

Del Momento Flector

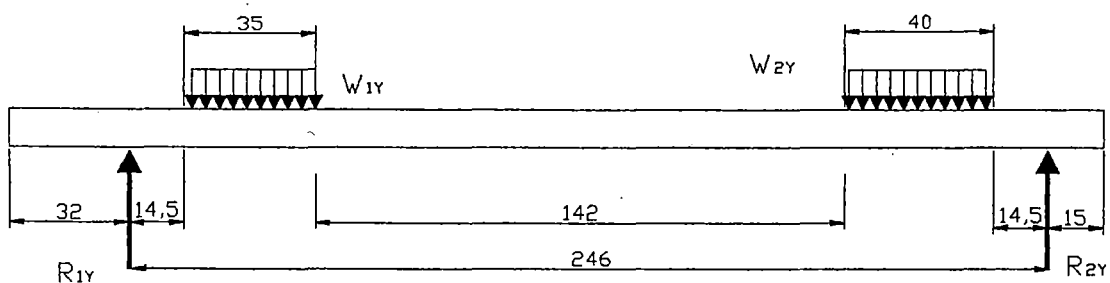


Del mismo modo como hemos procedido para el plano (x-z)m

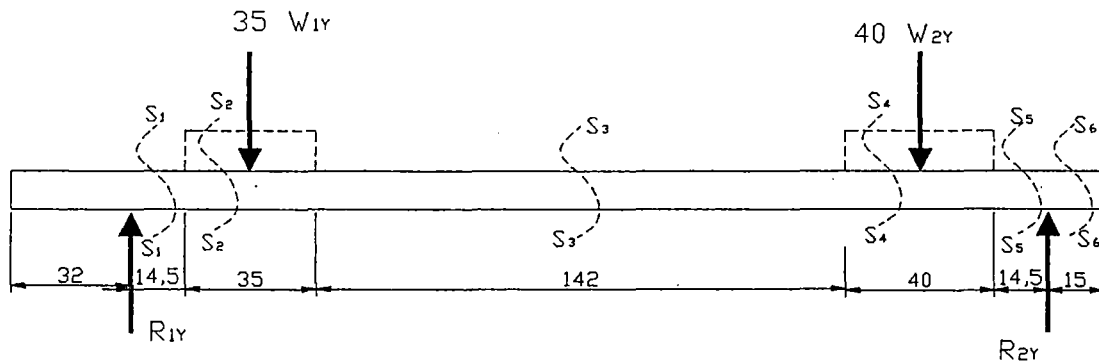
Hacemos para el plano ; (x-y):

∴ Para el plano (x-y) :

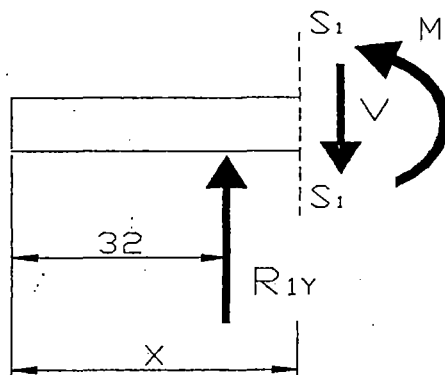
∴ Como ya sabemos las reacciones con este plano; solamente nos falta deducir expresiones para calcular al momento flector y ésto se hará utilizando el método de secciones para luego graficar el momento flector en éste plano; del eje por calcular.



D.C.L. :



D.C.L. de la sección "S<sub>1</sub>" → Para:  $32 \leq x \leq 46,5$



$$\sum M_{s_1} = 0$$

$$-R_{1y}(x-32) + M = 0$$

$$M = R_{1y}(x-32)$$

$$M = 75.79(x-32)$$

$$M = 72.79x - 72.79(32)$$

$$M = 72.79x - 2329,28$$

Se sabe que :

$$R_{1y} = 72.79 \text{ kg}$$

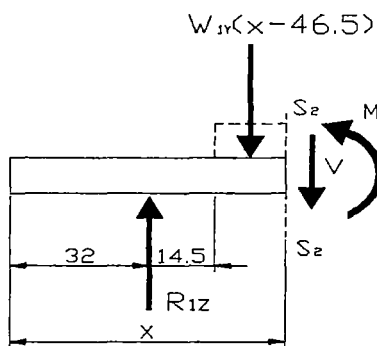
$$R_{2y} = 72.96 \text{ kg}$$

$$W_{1y} = 2.05 \text{ kg/mm}$$

$$W_{2y} = 1.85 \text{ kg/mm}$$

D.C.L. de la sección "s<sub>2</sub>" → Para:  $46.5 \leq x \leq 81.5$

$$\sum M_{s_2} = 0$$



$$-R_{1y}(x-32) + W_{1y}(x-46,5)\left(\frac{x-46,5}{2}\right) + M = 0$$

$$-R_{1y}(x-32) + \frac{W_{1y}}{2}(x-46,5)^2 + M = 0$$

$$-R_{1y}(x-32) + \frac{W_{1y}}{2}\left[x^2 - 2(46,5)x + (46,5)^2\right] + M = 0$$

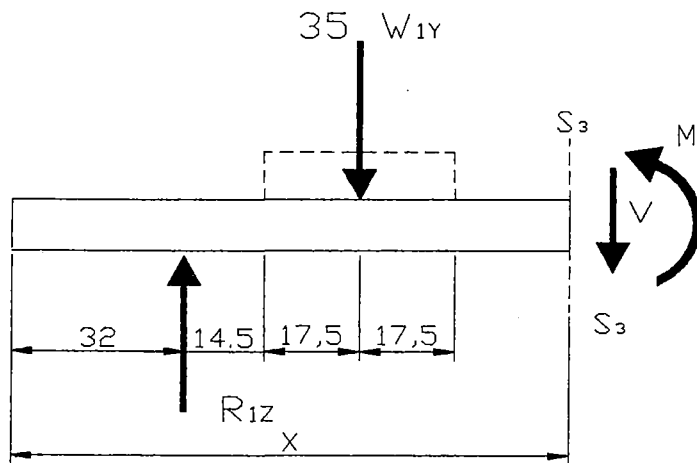
$$M = R_{1y}(x-32) - \frac{W_{1y}}{2}\left[x^2 - 2(46,5)x + (46,5)^2\right]$$

$$M = 72.79x - 72.79(32) - \frac{2.05}{2}x^2 + 2.05(46,5)x - \frac{2.05}{2}(46,5)^2$$

$$M = 72.79x - 2329,28 - 1.025x^2 + 95,325x - 2216,306$$

$$M = -1.025x^2 + 168,115x - 4545,586$$

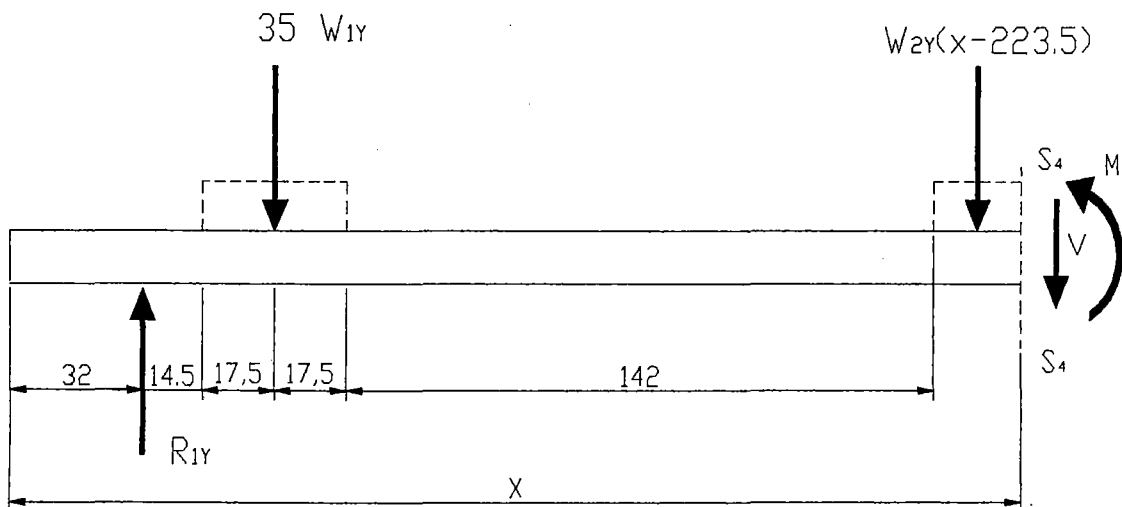
D.C.L. de la sección: "S<sub>3</sub>"  $81.5 \leq x \leq 223.5$



$$\sum M_{S_3} = 0$$

$$\begin{aligned}
 -R_{1y}(x-32) + W_{1y}(35)(x-64) + M &= 0 \\
 -72,79(x-32) + 2,05(35)(x-64) + M &= 0 \\
 M = 72,79(x-32) - 2,05(35)(x-64) \\
 M = 72,79x - 72,79(32) - 2,05(35)x + 2,05(64)(35) \\
 M = 72,79x - 2329,28 - 71,75x + 4592 \\
 M = 1,04x + 2262,72
 \end{aligned}$$

D.C.L. de la sección: "S4"      Para       $223,5 \leq x \leq 263,5$



$$\sum M_{s_4} = 0$$

$$-R_{1y}(x-32) + W_{1y}(35)(x-64) + W_{2y}(x-223,5)\left(\frac{x-223,5}{2}\right) + M = 0$$

$$-R_{1y}(x-32) + W_{1y}(35)(x-64) + \frac{W_{2y}}{2}(x-223,5)^2 + M = 0$$

$$-R_{1y}(x-32) + W_{1y}(35)x - W_{1y}(35)(64) + \frac{W_{2y}}{2}[x^2 - 2(223,5)x + (223,5)^2]$$

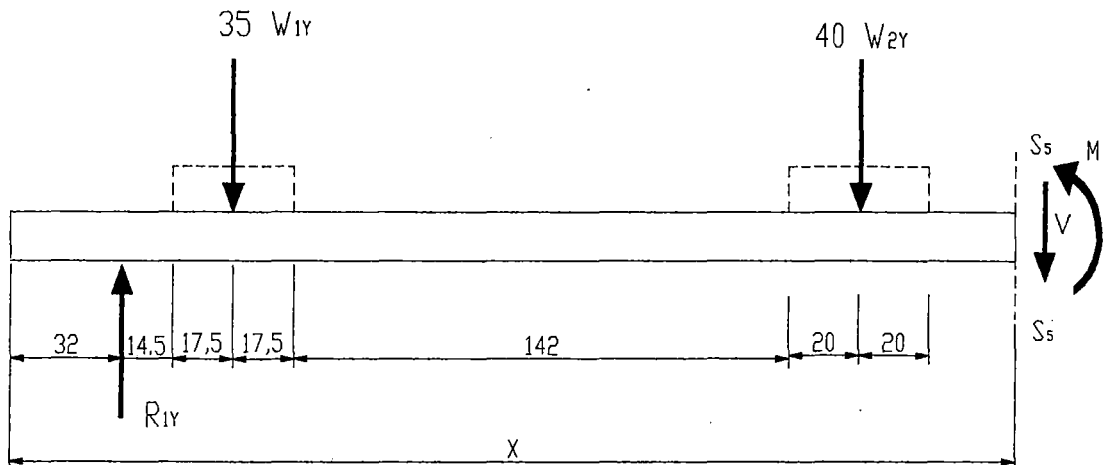
$$M = R_{1y}(x-32) - W_{1y}(35)x + W_{1y}(35)(64) - \frac{W_{2y}}{2}[x^2 - 2(223,5)x + (223,5)^2]$$

$$M = 72,79x - 72,79(32) - 2,05(35)x + 2,05(35)(64) - \frac{1,85}{2}x^2 + 1,85(223,5)x - \frac{1,85}{2}(223,5)^2$$

$$M = 72,79x - 2329,28 - 71,75x + 4592 - 0,925x^2 + 413,475x - 46205,831$$

$$M = -0,925x^2 + 414,515x - 43943,111$$

D.C.L. de la sección "S<sub>5</sub>" Para  $263,5 \leq x \leq 278$



$$\sum M_{s_5} = 0$$

$$-R_{1y}(x-32) + W_{1y}(35)(x-64) + W_{2y}(40)(x-243,5) + M = 0$$

$$M = R_{1y}(x-32) - W_{1y}(35)(x-64) - W_{2y}(40)(x-243,5)$$

$$M = 72,79(x-32) - 2,05(35)(x-64) - 1,85(40)(x-243,5)$$

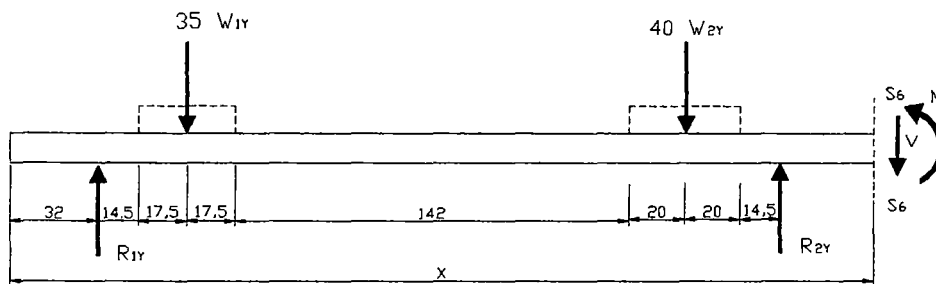
$$M = 72,79x - 72,79(32) - 2,05(35)x + 2,05(64)(35) - 1,85(40)x + 1,85(40)(243,5)$$

$$M = 72,79x - 2329,28 - 71,75x + 4592 - 74x + 78019$$

$$M = -72,96x + 20281,72$$



D.C.L de la sección "S<sub>6</sub>" para  $278 \leq x \leq 293$



$$\sum M_{S_6} = 0$$

$$-R_{1y}(x-32) + W_{1y}(35)(x-64) + W_{2y}(40)(x-243,5) - R_{2y}(x-278) + M = 0$$

$$M = R_{1y}(x-32) - W_{1y}(35)(x-64) - W_{2y}(40)(x-243,5) + R_{2y}(x-278)$$

$$M = 72,79(x-32) - 2,05(35)(x-64) - 1,85(40)(x-243,5) + 72,96(x-278)$$

$$M = 72,79x - 72,79(32) - 2,05(35)x + 2,05(35)(64) - 1,85(40)x + 1,85(40)(243,5) + 72,96x - 72,96(278)$$

$$M = 72,79x - 2329,28 - 71,75x + 4592 - 74x + 78019$$

$$M = 72,79x - 2329,28 - 71,75x + 45,92 - 74x + 18019 + 7296x - 20282,88$$

$$M = 0x - 1,6 \approx 0$$

$$M = 0$$

Hacemos la tabulación para construir la gráfica:

Para:

$$0 \leq x \leq 32$$

$$M=0$$

$$32 \leq x \leq 46,5$$

$$M = 72,79x - 2329,28$$

x	32	46,5
M	0	1055,46

$$46,5 \leq x \leq 81,5$$

$$M = -1,025x^2 + 168,115x - 4545,586$$

x	46,5	65	81,5
M	1055,46	2051,27	2347,48

$$81,5 \leq x \leq 223,5$$

$$M = 1,04x + 2262,712$$

x	81.5	223.5	-----
M	2347.48	2495.16	-----

$$223,5 \leq x \leq 263,5$$

$$M = -0,925x^2 + 414,515x - 43943,111$$

<b>x</b>	<b>223,5</b>	<b>243</b>	<b>263,5</b>
<b>M</b>	<b>2495,16</b>	<b>2163,71</b>	<b>1056,76</b>

$$263,5 \leq x \leq 278$$

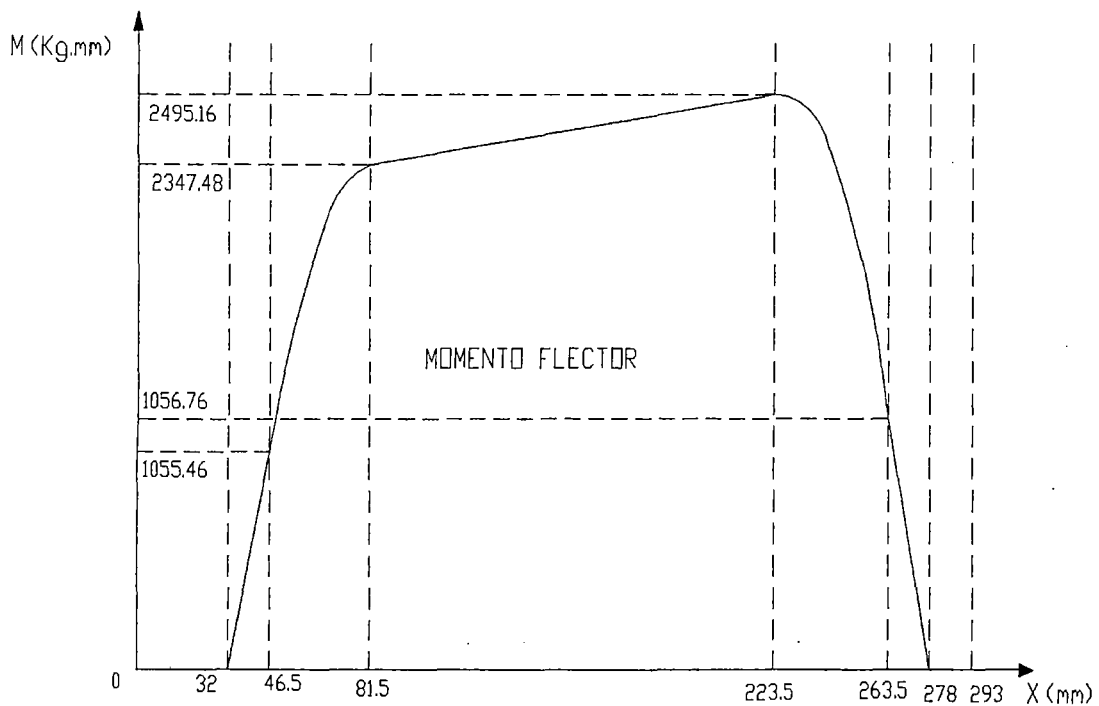
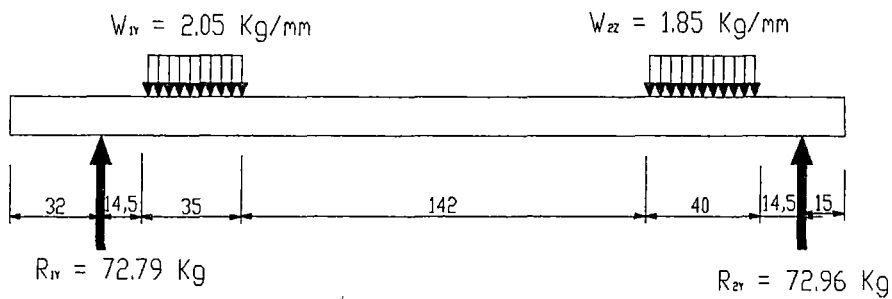
$$M = -72,96x + 20281,72$$

<b>x</b>	<b>263,5</b>	<b>278</b>	----
<b>M</b>	<b>1056,76</b>	<b>-1.16 ≈ 0</b>	-----

$$278 \leq x \leq 293$$

$$M=0$$

Luego trazamos el diagrama del Momento Flector en el Plano (x-y)



#### 4.5. CALCULO POR DEFORMACION A LA TORSION

Para calcular el eje por deformación debido a la torsión utilizamos una expresión conocida en el Diseño y está dados por la siguiente Relación.

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32}{\pi G} \cdot \frac{Mt}{\delta_{adm}} \left[ L_1 + \frac{L_2}{2} \right]} \quad (4-3)^{(2)}$$

donde:

$d$  = Diámetro del eje

$M_t$  = Momento torsor máximo = 324,67Kg.mm

$G$  =Módulo de deslizamiento = 8000kg/mm<sup>2</sup>

$\delta_{adm}$  = Deformación admisible = 0,005radianes (por metro)

$L_1$  = longitud donde existe máximo torsor =47mm

$L_2$  = largo del rotor ) =217 mm

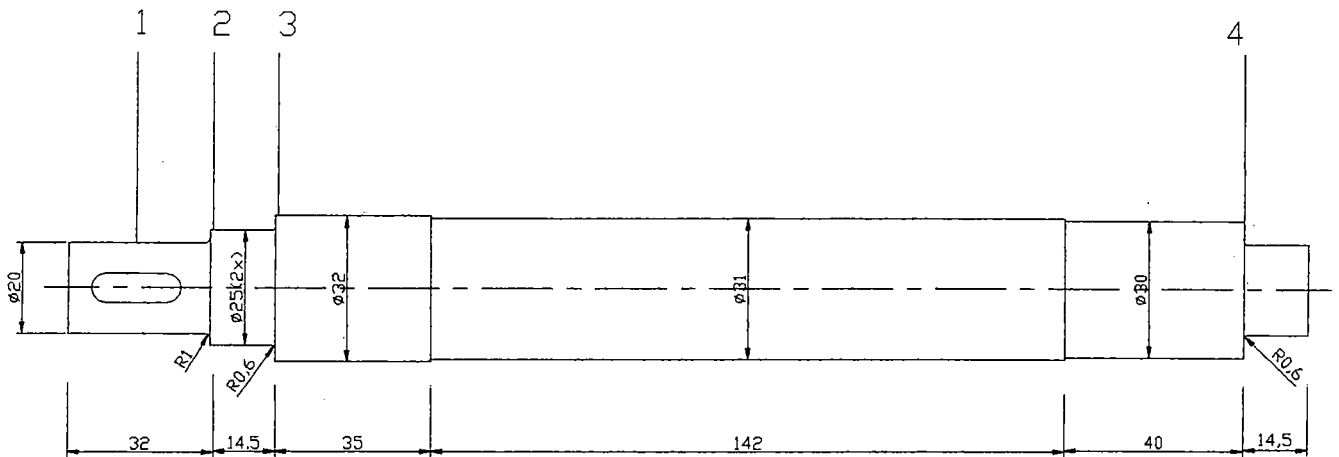
Reemplazando valores en la fórmula dada y despejando tenemos:

$$d \geq 8mm$$

#### 4.8. CALCULO POR FATIGA

Para poder señalar las secciones del eje donde realizamos el cálculo por fatiga, dibujaremos el siguiente esquema:

## ESQUEMA DEL EJE



En el Diagrama anteriormente construido en el (Plano x-z); se tiene los valores de los momentos Flector y Momento torsor para cada una de las secciones del eje; con estos datos los valores de los esfuerzos son:

*Esfuerzo Normal*  $\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \dots\dots\dots(4-4)^{(2)}$

*Esfuerzo Cortante*  $\tau = \frac{16M_t}{\pi d^3} \dots\dots\dots(4-5)^{(2)}$

(2) Ibid ... pag. 138 y 90

Donde: T= Esfuerzo normal provocada por el momento Flector

M = Momento flector de una sección dada

$\tau$  = Esfuerzo constante provocada por el momento torsor.

$M_t$  = Momento torsor en una sección dada.

nuestro eje será construido con acero

SAE-1020

d = Diámetro de la sección analizada.

### ■ Cálculo en la sección 1:

Para ésta sección el Momento Flector es cero y el momento torsor es

324,67 kg.mm. por lo tanto:

$$\sigma = 0$$

$$\tau = \frac{16 \times 324,67 \text{ kg.mm}}{\pi \times (20)^3}$$

$$\tau = \frac{5194,72}{25,164} = 0,2$$

$$\tau = 0,2 \text{ kg/mm}^2$$

El factor de seguridad está expresado por la siguiente relación:

$$St = \frac{\tau_{puls}}{\tau} \times \frac{C_t \times C_s}{B} \dots\dots\dots(4-6)^{(2)}$$

---

(2) Ibid ... pag. 430  
donde:

$S_t$  = factor de seguridad en la sección analizada

$\tau_{puls}$  = tensión pulsante para SAE-1020=14kg/mm<sup>2</sup> (3)

$\tau$  = tensión o esfuerzo de corte en la sección = 0,2 kg/mm<sup>2</sup>

$C_t$  = Coeficiente de tamaño = 0,8 (3)

$C_s$  = coeficiente de acabado superficial = 0,95 (3)

B = coeficiente de entalle, que depende del:

concentrador de tensiones  $\alpha=2,24$  (3)

factor relacionante para SE-1020; En=0,5 (3)

es decir:

$$B = 1 - Ne(1 - \alpha)$$

$$B = 1 - 0.5(1 - 2.24)$$

$$B = 1.62 \text{ (3)}$$

Luego reemplazando valores en la relación (4-6) tenemos;

$$St = \frac{14Kg/mm^2}{0,2Kg/mm^2} \times \frac{0,8 \times 0,95}{1,62}$$

$$St = 32,84$$

---

(3) P.U.C. Resistencia de Materiales II-A ... pag.: 172, 169, 168,150,158 y 157

- Cálculo en la sección 2

$$M_{xy} = 0 \quad y \quad M_{xz} = 0$$

$$\text{Momento torsor: } M_t = 324,67 \text{ kg.mm}$$

Luego, las tensiones o los esfuerzos serán:

$$\text{Esfuerzo Normal : } \sigma = 0$$

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo cortante: } \tau &= \frac{16 \times 324,67}{\pi (25)^3} \\ \tau &= 0,106 \text{ kg / mm}^2 \end{aligned}$$

Para este caso:

El factor de seguridad será :

Factor  $S_t$

De acuerdo al cálculo realizado en la sección 1; tenemos según (4-6):

$$S_t = \frac{\tau_{puls}}{\tau} \times \frac{C_t \times C_s}{B} \dots\dots (4-6)$$

donde:

$$\tau_{uls} = 14 \text{ kg / m}$$

$$C_t = 0,8$$

$$C_s = 0,95$$

$$B = 1 - Ne(1 - \alpha)$$

donde:

$$\alpha = 1,63$$

$$Ne = 0,5^{(3)}$$

$$B = 1 - 0,5(1 - 1,63)$$

$$B = 1,315$$

Reemplazando datos tenemos:

$$S_t = \frac{14 \text{ kg / mm}}{0,106 \text{ kg / mm}^2} \times \frac{0,8 \times 0,95}{1,315}$$

$$S_t = 76,33$$

### - Cálculo en la Sección 3

Para esta sección, los momentos flectores según las ecuaciones de los momentos desarrollados por el método de las secciones son:

$$\begin{cases} M_{xy} = 1055,46 \text{ Kg.mm} \\ M_{xz} = 1523,08 \text{ Kg.mm} \end{cases}$$

El momento torsor es:

$$M_t = 324,67 \text{ Kg.mm}$$

---

(3) Ibid ... pag. 158



Por lo tanto:

Reemplazando valores en:

$$\sigma = \frac{32}{\pi} x \frac{\sqrt{Mxy^2 + Mxz^2}}{d^3}$$

$$\sigma = 1,4 \text{Kg} / \text{mm}^2$$

Del mismo modo:  $\tau = 0,11 \text{ Kg/mm}^2$

a) Factor  $S_\sigma$ :

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{alr}}{\sigma} x \frac{C_t x C_s}{B}$$

donde:

$$\sigma_{alr} = 17 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma = 1,4 \text{ kg/mm}^2$$

$$C_t = 0,8$$

$$C_s = 0,9$$

$$B = 1 - Ne (1 - \alpha)$$

Para:

$$\alpha = 2,4^{(3)}$$

$$Ne = 0,5^{(3)}$$

$$\Rightarrow B = 1 - 0,5 (1 - 2,4)$$

$$B = 1,7$$

---

(3) Ibid ... pag. 145 y 158

Reemplazando se tiene:

$$S\sigma = \frac{17\text{kg/mm}^2}{1,4\text{Kg/mm}^2} \times \frac{0,8 \times 0,9}{1,7}$$

$$S\sigma = 5,14$$

**b) Factor St:**

$$St = \frac{\tau_{puls}}{\tau} \times \frac{Ct \ Cs}{B}$$

Donde:

$$\tau_{puls} = 14\text{Kg/mm}^2$$

$$\tau = 0,11\text{Kg/mm}^2$$

$$Ct = 0,8$$

$$Cs = 0,95$$

$$B = 1 - Ne(1 - \alpha)$$

Para:

$$\alpha = 1,89^{(3)}$$

$$Ne = 0,5^{(3)}$$

$$\Rightarrow B = 1 - 0,5(1 - 1,89)$$

$$B = 1,445$$

---

(3) Ibid ....pag: 148 y 158

Reemplazando se tiene:

$$S_t = \frac{14 \text{ kg/mm}^2}{0,11 \text{ kg/mm}^2} \times \frac{0,8 \times 0,95}{1,445}$$

$$S_t = 67$$

Luego el factor de seguridad total (s) será:

$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_\sigma^2} + \frac{1}{S_t^2}$$

Reemplazando valores tenemos:

$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{(5,14)^2} + \frac{1}{(67)^2}$$

$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{26,4^2} + \frac{1}{4489}$$

$$\frac{1}{S^2} = 0,038$$

$$S = 5,12$$

#### - CALCULO EN LA SECCION 4

Para ésta sección los momentos flectores son:

$$M_{xy} = 1056,76 \text{ Kg.mm} \quad \text{y} \quad M_{xz} = 1520,56 \text{ kg.mm}$$

Luego el momento torsor será:  $M_t = 0$

Las tensiones serán :  $\sigma = \frac{32}{\pi} x \frac{\sqrt{Mxy^2 + Mxz^2}}{d^3}$

Reemplazando:  $\sigma = 1,22 \text{ kg} / \text{mm}^2$  ; y  $\tau = 0$

El factor de seguridad es:

$$S\sigma = \frac{\sigma_{ALr}}{\sigma} \cdot \frac{C_t x C_s}{B}$$

donde :

$$\sigma_{ALr} = 17 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma = 1,22 \text{ kg/mm}^2$$

$$C_t = 0,8$$

$$C_s = 0,9$$

$$B = 1 - Ne (1-\alpha)$$

Para :

$$\alpha = 2,4^{(3)}$$

$$Ne = 0,5^{(3)}$$

$$\Rightarrow B = 1 - 0,5 (1 - 2,4)$$

$$B = 1,7$$

De donde: reemplazando tenemos:

$$S_{\sigma} = \frac{17kg/m^2}{1,22kg/mm^2} \times \frac{0,8 \times 0,9}{1,7}$$

$$S = 5,9$$

---

(3) Ibid ....pag: 145 y 158

Después de realizar los cálculos por deformación a la torsión y por fatiga, seleccionamos un eje de 32 mm de diámetro, haciendo notar que la sección del eje no es uniforme siendo 32 mm su diámetro máximo.

## 4.7 CALCULO Y SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

### a. Rodamiento N° 1

Este rodamiento resistirá dos fuerzas radiales:

$$R_{1Y} = 72,79 = 72,8 \text{ Kg} \text{ y } R_{1Z} = 105,04 \text{ Kg}$$

Por lo tanto, la fuerza equivalente es:

$$R_r = \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1z}^2}$$

$$R_r = \sqrt{(72,8)^2 + (105,04)^2}$$

$$R_r = 127,8 \text{ Kg} \quad \approx 128 \quad \Rightarrow R_r = 128 \text{ Kg}$$

La capacidad dinámica del rodamiento viene dada por la siguiente expresión:

$$C = \frac{f_L}{f_N \cdot f_t} \cdot xP \dots \dots \dots (4-7)^{(4)}$$

Donde:

C = Capacidad Dinámica del rodamiento

$f_L$  = factor de esfuerzos dinámicos = 2,5 <sup>(4)</sup>

$f_N$  = factor de velocidad = 0,265 <sup>(4)</sup>

$f_t$  = factor de temperatura = 1 <sup>(4)</sup>

P = carga puramente radial = 128 Kg.

---

(4) Fag. Peruana S.A. (Rodamientos de Bolas y Rodillos) pag: 248, 262, 264 y 248

Reemplazando valores se tiene:

$$C = \frac{2,5}{0,265 \times 1} = 118$$

$$C = 1113,2 \text{Kg}$$

Luego; como ya sabemos todas las referencias, seleccionaremos del catálogo FAG un rodamiento rígido de bolas con dos tapas de obturación:

6305.2.RS-FAG <sup>(4)</sup>

### c) RODAMIENTO N°2:

Este Rodamiento resistirá dos fuerzas radiales:

$$R_{2y} = 72,96 \text{ kg} \quad \text{y} \quad R_{2z} = 104,96 \text{ kg}$$

Por ello la fuerza equivalente será:

$$Rr = \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2z}^2}$$

$$Rr = \sqrt{(72,96)^2 + (104,96)^2} = 127,829 \approx 128$$

$$Rr = 128 \text{kg}$$

---

(4) Ibid ....pag: 11

Luego la capacidad dinámica del rodamiento está dada por la siguiente expresión:

$$C = \frac{f_L}{f_N \times f_t} \times P$$

donde:

$$P = 128 \text{ kg}$$

$$f_L = 2.5$$

$$f_N = 0,265$$

$$f_t = 1$$

Reemplazando tenemos:

$$C = \frac{2,5}{0,265} \times 129 \text{ kg}$$

$$C = 1217 \text{ kg}$$

∴ Seleccionamos un rodamiento rígido de Bolas con dos tapas de obturación: 6305.2.RS-FAG <sup>(4)</sup>

#### **4.8 CALCULO DEL ESPESOR DEL ESTATOR:**

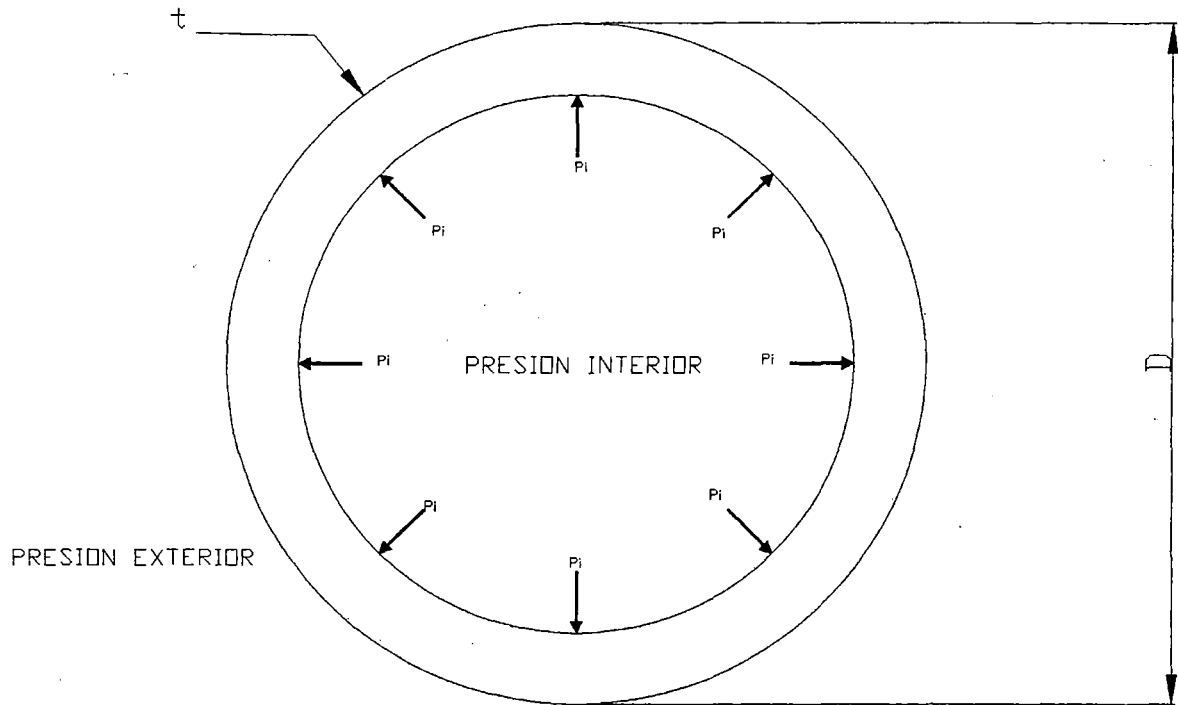
El estator está sometido a presión interior y a presión exterior, conformase ilustra a continuación:

---

(4) Ibid ....pag: 11



## ESQUEMA DEL ESTATOR



Donde:  $t = \text{espesor}$   $t \geq 1,25 \frac{P \times D}{2\sigma_{adm}} + 0,003m \dots \dots \dots (4-8)^{(5)}$

$P_i = P_{int} = 0,0136 \text{ bar}$

$D = \text{Diámetro del estator} = 175\text{mm}$

$P = \text{Diferencia entre } P_{ext.} \text{ y } P_{int} = 0.9864 \times 10^{-2} \text{ kg/mm}^2$

$\sigma_{adm} = \text{Esfuerzo normal admisible de diseño para fundición}$

Gris normal CG-26 con

Factor de seguridad:

$S = 2 \Rightarrow \sigma_{adm} = 13 \text{ Kg/mm}^2 \text{ }^{(6)}$

(5) Feodosiev, V.I., (Resistencia de Materiales) pag: 312

(6) MIEMAN, G. (Tratado Teórico-Práctico de Elementos de Máquinas) ...pag: 106

Luego, reemplazando tenemos:

$$t \geq \frac{0,9864 \times 10^{-2} \text{ kg/mm}^2 \times 175 \text{ mm}}{2 \times 13 \text{ kg/mm}^2}$$

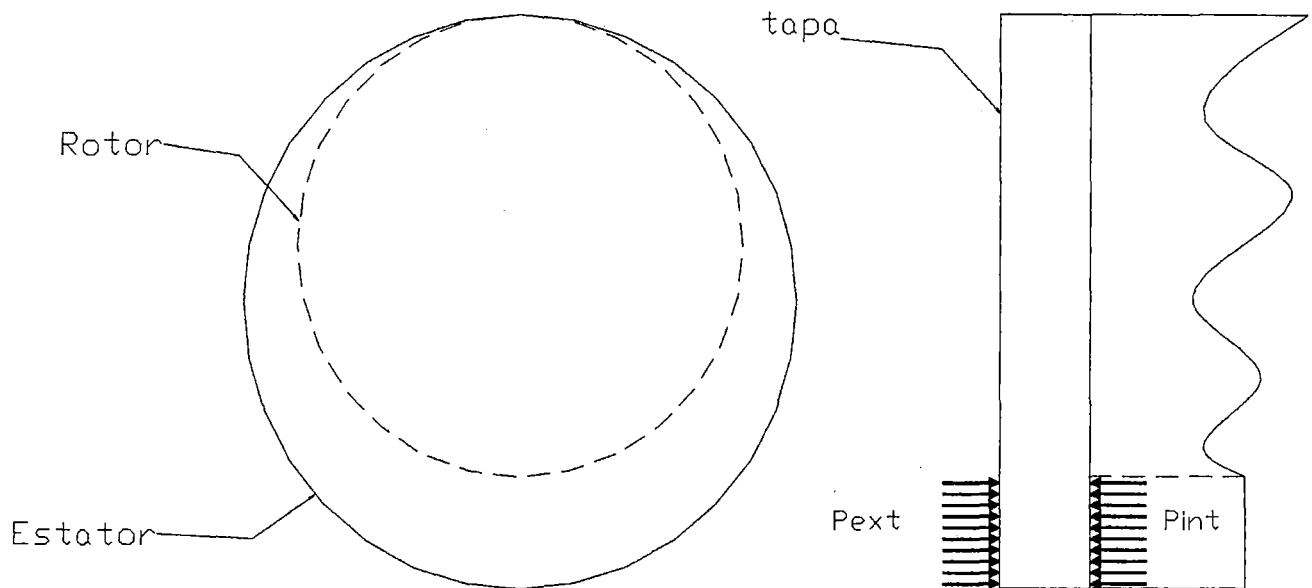
$$t \geq 0,07 \text{ mm}$$

∴ Para la construcción tomamos un espesor de :

$$t = 8 \text{ mm}$$

#### 4.9 CALCULO DEL ESPESOR DE LAS TAPAS LATERALES

Al igual que el estator las tapas laterales de la Bomba serán construidas de FUNDICION GRIS NORMAL y también están sometidas a presión exterior e interior como mostramos a continuación.



Tomamos:  $P_{int} = 0,0136 \text{ Bar}$

$P_{ext} = 1 \text{ bar}$

El espesor de la tapa se determina mediante la siguiente relación:

$$t \geq \sqrt{\frac{3\pi(R^2 - r^2)P}{4\pi \times \sigma_{adm}}} \quad (4-9)^{(7)}$$

Donde:

t = espesor de la tapa.

R = radio del estator = 87,5 mm.

r = radio del rotor = 80 mm.

P = diferencia de presión ext. E int. =  $0,9864 \times 10^{-2} \text{ Kg/mm}^2$

$\sigma_{adm}$  = tensión de Diseño para: CG-26 =  $13 \text{ Kg/mm}^2$

Reemplazando valores tenemos:

$$t \geq \sqrt{\frac{3\pi[(87,5)^2 - (80)^2] \text{ mm} \times 0,9864 \times 10^{-2} \text{ Kg/mm}^2}{4\pi \times 13 \text{ Kg/mm}^2}}$$

$$t \geq 0,72 \text{ mm.}$$

Para construir se tomará:

$$t = 10 \text{ mm.}$$

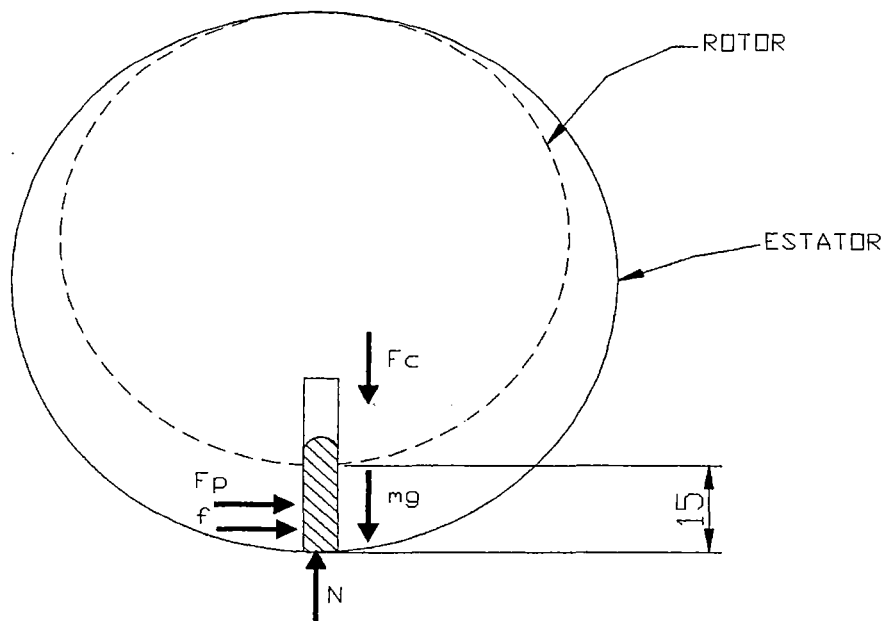
---

(7) P.U.V. Resistencia de Materiales II-A ... pag: 83

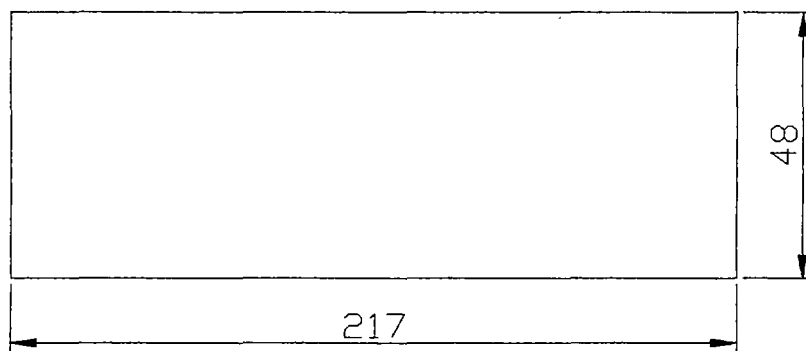
#### 4.10 CÁLCULO Y DISEÑO DE LAS PALETAS

Las paletas tienen un largo de 217 mm y una altura de 48 mm.

El siguiente esquema nos ayudará para calcular el espesor:



VISTA DE PERFIL



VISTA FRONTAL

Fig. C

Donde:

$F_c$  = Fuerza debido a la Aceleración Radial

$mg$  = Peso de la paleta.

$N$  = Reacción normal en la superficie del estator.

$F$  = fuerza de rozamiento que se opone al movimiento de la paleta.

$F_p$  = Fuerza debido a la Diferencia de Presiones.

Las paletas serán construidas de teflón reforzado con fibra de vidrio al 25% de peso; GF25-PTFE (DIN 53455/57); el cual es un material que se caracteriza por sus propiedades termoplásticas y su reducido coeficiente de Fricción.

Las características técnicas de este material son:

$\sigma_{adm} = 5,7 \text{ Kg/mm}^2$  (Esfuerzo Normal admisible)

$\gamma = 21 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$  (Peso Especifico)

$E = 64680 \text{ Kg/mm}^2$  (Módulo de elasticidad)

$T_{trab.} = 260-300^\circ\text{C}$  (Temp. de trabajo).

Luego:

El peso la paleta analizada es:

$$mg = \gamma V$$

Donde:

$V = 10416x \text{ e mm}^3$  (Volumen de la paleta)

**Reemplazando tenemos:**

$$mg = 21 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \times 10416 \text{ x e mm}^3$$

$$mg = 218736 \times 10^{-6} \text{ x e Kg}$$

$$mg = 0,22 \text{ e Kg}$$

Luego: La fuerza debida a la aceleración radial; calcularemos mediante la siguiente expresión:

$$\boxed{F_c = m \times W^2 \times r} \quad (4-10)^{(8)}$$

Donde:

$$m = 2,23 \text{ x e x } 10^{-2} \text{ UTM (Masa de la paleta)}$$

**W = 47,12 rad/seg (Veloc. Angular del rotor o de la bomba que es lo mismo)**

r = 0,07 m. (distancia desde el centro del rotor al centro de gravedad de la paleta)

Reemplazando valores en la expresión anterior:

Tenemos:

$$F_c = 2,23 \text{ x e x } 10^{-2} \times (47,12)^2 \times 0,07$$

$$F_c = 3,47 \text{ x e Kg}$$

También del esquema anterior Fig: "c" (Pag: 78) tenemos que:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N - mg - F_c = 0$$

$$N = mg + F_c$$

Reemplazando:

$$N = 0,22 \times e + 3,47 \times e$$

$$N = 3,69 \times e \text{ Kg.}$$

Luego además: Por definición, la Fuerza de Rozamiento es:

$$f = \mu N$$

Donde:

f = Fuerza de rozamiento dinámico

$\mu$  = Coeficiente de rozamiento dinámico para lubricación líquida.

$$\mu = 0,003^{(9)}$$

N = 3,69 x e Kg (Fuerza Normal a una superficie).

Reemplazando valores tenemos:

$$f = 0,003 \times 3,69 \times e \text{ Kg}$$

$$f = 0,011 \times e \text{ Kg.}$$

---

(9) VETZ, U.V. (HAKENOUS KUNSTSTOPE: 59) ...pag: 161-168

## Cálculo de la fuerza por la Diferencia de Presiones

$$F_p = P \times A$$

Donde:

$F_p$  = Fuerza debido a la Diferencia de Presiones.

$P = 0,9864 \times 10^{-2} \text{ Kg/mm}^2$  (Diferencia de Presiones)

$A = 3255 \text{ mm}^2$  (Area de la Paleta expuesta a la Diferencia de Presiones)

Es decir:  $A = 15 \text{ mm} \times 217 \text{ mm}$        $A = 3255 \text{ mm}^2$

Reemplazando Datos tenemos:

$F_p = 0,9864 \times 10^{-2} \text{ Kg/mm}^2 \times 3255 \text{ mm}^2$

$F_p = 3207 \times 10^{-2}$

$F_p = 32 \text{ Kg}$

Luego, como ya sabemos cuanto valen las fuerzas tangenciales podemos calcular la Fuerza Tangencial Total; que produce la máxima flexión en la paleta.

$$F_t = f + F_p$$

Es decir:

Reemplazando:  $F_t = 0,011 \text{ x e Kg} + 32 \text{ Kg}$

$F_t = 32,011 \text{ e Kg.}$

Se puede también hallar cuánto es la Resistencia a la Flexión; y para lo cual utilizaremos la siguiente expresión:



(4-11)<sup>(10)</sup>

$$\sigma_{adm} = \frac{12 \times Mb}{L \times e^3}$$

Donde:

$\sigma_{adm} = 5,7 \text{ Kg/mm}^2$  (Esfuerzo Admisible o Tensión Admisible de Diseño)

Mb = Momento flector máximo

Mb = Ft x 15

Mb = 32,011 x e Kg x 15 mm

b = 480 x e Kg.

L = 217 mm (largo de la paleta)

e = espesor de la paleta

Reemplazando valores, tenemos:

$$5,7 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = \frac{12 \times 480 \times e \text{ Kg}}{217 \text{ mm} \times e^3}$$

$$e^2 = \frac{12 \times 480 \text{ Kg}}{217 \text{ mm} \times 5,7 \text{ Kg/mm}^2} \Rightarrow e = 2,17 \text{ mm.}$$

El mínimo espesor comercial de éste Teflón Reforzado es de 1/8" o sea de 3,175 mm; por ello tomamos ésta medida:

$$\therefore e = 3,175 \text{ mm} = 1/8''$$

---

(10) FEODOSIEV, V.I. (Resistencia de Materiales) ... pag: 138

Como:

La fuerza de Rozamiento es:

$$f = 0,011 \times e \text{ Kg}$$

$$f = 0,011 \times 3,175 \text{ Kg}$$

$$f = 0,035 \text{ Kg}$$

Luego:

El torque producido por las 6 paletas es:

$$T = 6 \times f \times d$$

Donde:

d = Distancia del extremo de la paleta al centro del rotor.

$$d = 0,0875 \text{ m}$$

$$T = 6 \times 0,035 \text{ Kg} \times 0,087 \text{ m}$$

$$T = 0,01825 \text{ Kg. m}$$

$$T = 0,02 \text{ N.m.}$$

Utilizando la velocidad angular del rotor  $W = 47,12 \text{ rad/seg}$  y el torque calculado; la potencia de fricción será:

$$Pf = 0,12$$

$$Pf = T \times W$$

$$Pf = 0,02 \times 47,12 \text{ rad/seg.}$$

$$Pf = 0,9424 \text{ Watts.}$$

$$Pf = 0,094.24 \text{ Kw.}$$

#### 4.11 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA CHAVETA

Para la selección de dicha chaveta entramos a la tabla DIN-6885, con el diámetro del eje igual a 20 mm y obtendremos las siguientes medidas:

$$\text{Ancho: } b = 6 \text{ mm}^{(11)}$$

$$\text{Altura: } h = 6 \text{ mm}^{(11)}$$

Para calcular la longitud (L) de la chaveta usaremos la expresión siguiente:

$$1,25 D_e \leq L \leq D_e$$

Luego;

Si tomamos:

$$L = 1,35 D_e$$

$$L = 1,35 \times 20 \text{ mm}$$

$$L = 27 \text{ mm}$$

Pero según normas DIN-6885, 27 mm no es normalizado; por lo que tomaremos una longitud normalizada de 28 mm.

$$\therefore L = 28 \text{ mm}$$

nuestra chaveta seleccionada será:

$$A 6 \times 6 \times 28 \text{ DIN 6885}^{(11)}$$

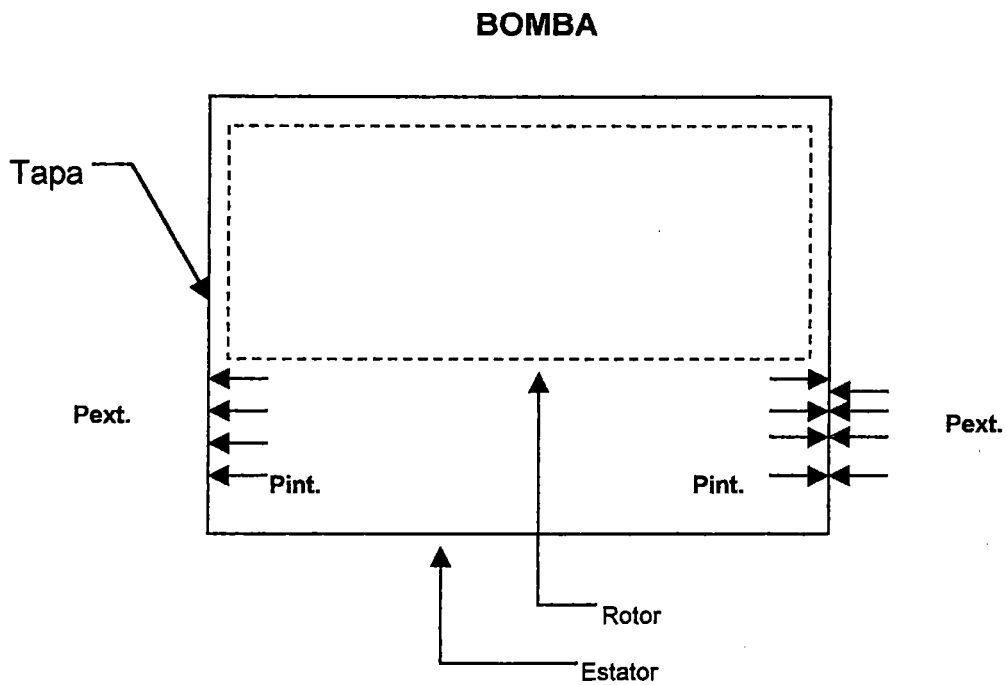
---

(11) Normas DIN, Libro: 3 (Norma : 6885)

#### 4.12 CÁLCULO DE LOS ESPÁRRAGOS DE LAS TAPAS DE LA BOMBA

El cálculo para los espárragos está basado en el método y tablas DIN, por ello iremos dando las indicaciones pertinentes durante el desarrollo del mismo.

En el caso más desfavorable, las tapas se encuentran sometidas a una diferencia de presiones tal como se muestra a continuación:



Por ello; la Fuerza Total sobre cada una de las tapas es:

$$Fr = \frac{P\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (4-12)^{(12)}$$

(12) Normas DIN, Libro : 4 (Norma: 17240)

Donde:

$F_r$  = Fuerza sobre la tapa en Kg.

$D$  = Diámetro del Estator = 175 mm.

$d$  = Diámetro del Rotor = 160 mm

$P_{ext}$  = Presión Exterior = 1 Kg/cm<sup>2</sup>.

$P_{int}$  = Presión Interior = 0,0136 Kg/cm<sup>2</sup>

$P$  = diferencia de Presiones

$P = P_{ext} - P_{int}$ .

$P = 1 - 0,0136 = 0,9864 \times 10^{-2}$  Kg/cm<sup>2</sup>

Reemplazando valores tenemos:

$$F_r = \frac{0,9864 \times 10^{-2} \text{ Kg/mm}^2 \times \pi (175^2 - 160^2) \text{ mm}^2}{4}$$

$$F_r = 38,93 \approx 39$$

$$F_r = 39 \text{ Kg}$$

Ya que es necesario tener una presión uniforme y simétrica sobre las juntas tóricas:

- Usaremos 06 espárragos, las cuales aseguran la hermeticidad de la bomba; por ello:

$$F_B = \frac{Fr}{6} = \frac{39}{6} = 6,5$$

$$F_B = 6,5 \text{ Kg}$$

- La longitud de las partes que estamos juntando es:

$$L_K = 16 \text{ mm}$$

- La profundidad del asentamiento es:

$$F_z = 4 \times 2\mu + 5\mu$$

$$F_z = 13\mu$$

- El factor de ajuste:  $\alpha = 1,8$  <sup>(13)</sup>
- Asumimos una Fuerza Residual:

$$F_K = 3 \text{ Kg.}$$

- Luego con  $F_B = 6,5 \text{ Kg}$ ; estimamos el tamaño M4 <sup>(13)</sup>  
el cual es el mínimo valor de la tabla con 160 Kg.
- La elasticidad del espárrago: está dada por la siguiente expresión:

$$\delta_s = 2 \times 0,4 \frac{d}{A.E} + \frac{L_K}{A.E.} \quad (4-13)^{(13)}$$

---

(13) Ibid ... libro: 10, Norma: 931; libro: 13, Norma 33 y Norma: 34

Donde:

$D = 4\text{mm}$  (diámetro del espárrago)

$A = 8,78 \text{ mm}^2$  (para M4) (48)

$E = 2,1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$  (Módulo de elasticidad del material)

$LK = 16 \text{ mm}$  (longitud de las partes que estamos juntando)

Luego reemplazando valores tenemos:

$$\delta_s = 1,04 \times 10^{-4} \text{ mm/Kg}$$

- El Area de la placa que está en compresión:  $A_p$

$$\Rightarrow A_p = \frac{\pi}{4} (D'^2 - d'^2) \quad (4-14)^{(13)}$$

Donde:

$d' = \text{Diámetro del agujero para M4} = 4,3 \text{ }^{(13)}$

$D' = \text{Diámetro Equivalente} = 1 \times 2 d' + 0,14 L_K$

$$= 1 \times 2 \times 4,3 + 0,14 \times 16 = 10,84$$

Luego:

$$A_p = \frac{\pi}{4} (10,84^2 - 4,3^2)$$

$$A_p = 77 \text{ mm}^2$$

---

(13) Ibid ... libro: 1, Norma: 61; libro: 4

- La elasticidad de las placas se calcula con:

$$\delta p = \frac{L_K}{A p x E} \quad (13)$$

- La pérdida de pretensión ( $F_z$ ) por Asentamiento está definido como:

$$F_z = \frac{f_z}{\delta Z + \delta p} \quad (4-15)^{(13)}$$

$$F_z = 99,5 \text{ Kg}$$

- La Fuerza de Pretensión ( $F_v$ ) se determina mediante la expresión siguiente:

$$F_v = \alpha \left[ Fk + \left( 1 - \frac{0,5 \delta p}{P \delta s} \right) F_B + F_z \right] \quad (4-16)^{(13)}$$

Reemplazando valores, tenemos:

$$F_v = 193,8 \text{ Kg.}$$

Luego; para M4 el valor de la Fuerza de Pretensión admisible es:

$$F_{vadm} = 400 \text{ Kg} \quad (13)$$

Por ello; este tipo de espárrago cumple con los requerimientos de la Bomba.

---

(13) Ibid ... libro: 13

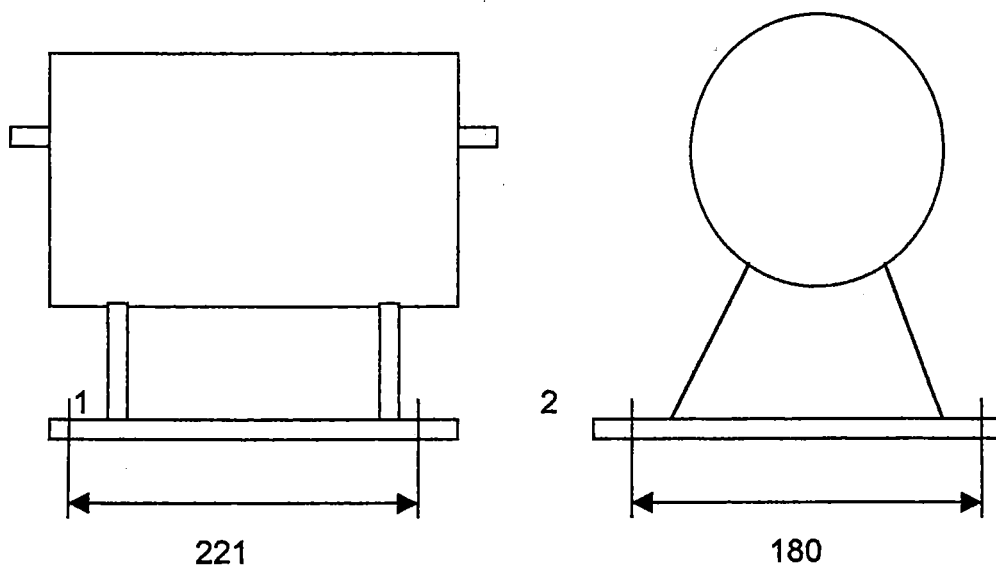


#### 4.13 CÁLCULO DE LOS PERNOS DEL SOPORTE DE LA BOMBA

Los pernos mencionados, soporta una fuerza como consecuencia del torque en el eje.

En total se usará cuatro pernos, los cuales soportarán una Fuerza de 4 kg.

Por ello, para éste tipo de servicio usaremos pernos M10, ya que necesitamos bastante rigidez y estabilidad en la base; por ello; asumimos que estos pernos, cumplen en demasía con el requerimiento de 4 Kg; ya que si tomamos en cuenta el cálculo realizado para los espárragos, vemos que el requerimiento es casi similar y con M4 es suficiente.



#### **4.14 SELECCIÓN DE LAS COMPONENTES ADICIONALES DEL SISTEMA**

- **Bridas**

Las uniones de los tubos entre sí, de tubos con la bomba y demás elementos, se efectúan con mayor frecuencia mediante Bridas.

Es extenso su aplicación, ya los diferentes países han llegado de acuerdo sobre su normalización del uso de Bridas, según proyectos de normas, sobre dimensiones de Bridas, presentado por AFNOR<sup>(12)</sup> que ha recibido una buena aceptación por los países del Mercado Común.

En las bridas, los tubos van soldados interiormente por medio de un cordón suave de soldadura que asegure su estanqueidad y exteriormente con un cordón resistente a los esfuerzos de tracción.

En la práctica puede afirmarse que una de las Bridas dispone de una ranura para recibir la Junta Tórica, mientras que la otra es lisa.

En la parte posterior llevan un rebaje a fin de poder soldar los tubos.

---

(14) EGEE GIL, PEDRO (Aplicaciones Industriales)

- **Junta Torica:**

El uso de este tipo de Juntas es imprescindible puesto que aseguran una buena hermeticidad en las instalaciones de tuberías, de bombas, de bridas, etc.

En tiempos atrás se emplearon juntas tóricas de caucho natural, en la actualidad se utilizan solamente las fabricadas a partir de cauchos sintéticos.

Una buena Junta Tórica es aquel que resiste a los aceites minerales y a las siliconas.

Otra característica importante de las Juntas Tóricas es su capacidad de recuperación o dicho de otra forma su elasticidad, una junta trabaja siempre aplastada bajo presión en el interior de una ranura, manteniendo esta posición durante meses, por lo que su elasticidad se va perdiendo con el tiempo, la junta se adaptará a la ranura; no obstante, a la larga, las juntas comprimidas siempre tienden a perder su elasticidad produciendo fugas, por lo que es conveniente cambiarlo cada un período de tiempo.

Las ranuras que sirven de alojamiento a estas Juntas, deben de tener sección rectangular, de forma que su superficie sea superior al diámetro del cordón de la Junta, a fin de evitar que esta quede comprimida en aquella, la razón de esta sobredimensión estriba en que si se comprime el núcleo de la Junta mas allá de su límite

elástico, la elasticidad se pierde y además porque a fin de que la unión sea rígida, las bridas que aplasten la Junta deben de llegar a tocarse metálicamente entre sí, pues de lo contrario se podrían producir fugas.

Actualmente las Juntas Tóricas son fabricadas por diversas empresas, estando normalizados tanto los diámetros del cordón como los diámetros interiores de las Juntas que van de 1,9 mm a 500 mm y a veces hasta más.

Todos los constructores disponen de casi todas las medidas para cada diámetro del cordón, lo que facilita todo proyecto de máquinas o instalaciones.

#### **4.15 LUBRICACIÓN**

Cuando hablamos de lubricación podemos señalar que ésta bomba por la operación que realiza y más aún que vá bombear aceite, se va Autolubricar con el mismo aceite de bombeo, y esto es una de las ventajas porque no va incluso necesitar de un Sistema de Enfriamiento; ya que por ello; en el diseño no se incluyó ninguna aleta de enfriamiento.

# Capítulo V

# "MANTENIMIENTO"

## **5.1 MANTENIMIENTO DE LA BOMBA**

### **Mantenimiento General**

Este capítulo está basado en los programas de Mantenimiento diseñados por la "Worthington Corporation", compañía dedicada a la fabricación de Bombas y Compresores, cuyos sistemas usan rotores con paletas deslizantes radialmente.

De acuerdo a las condiciones de trabajo de nuestra bomba, la Worthington Corporation recomienda los siguientes pasos a seguir:

- La Unidad requiere poco mantenimiento que debe efectuarse siempre según un programa de mantenimiento.
- Para asegurarse que esto se cumpla, debe de llevarse un cuadro de mantenimiento.
- El cuadro contendrá un récord de los servicios efectuados, la lectura de las horas de operación cuando se hace el servicio y las futuras lecturas de las horas cuando se requiera el siguiente servicio.

El cuadro de mantenimiento de nuestra bomba se anexa de acuerdo al tiempo de trabajo.

### Cuadro de Mantenimiento

Diariamente	Inspección externa del filtro	Fecha: .....
Semanalmente	Limpieza e Inspección externa del filtro	Fecha: .....
Mensualmente	Revisión de fugas de aceite, ruidos extraños, limpieza del conjunto motor-bomba.	Fecha: ..... Horas: .....
2400 horas anualmente	Lubricación de los cojinetes del motor Control del Ajuste de los Pernos	Fecha: ..... Horas: .....
Anualmente	Inspección interna de la bomba – pintura y reajuste en general.	Fecha: .....

El no limpiar el elemento del filtro en su debida oportunidad por resultado que se acumule la suciedad, esto reduce la capacidad de la Bomba, generando la cavitación y de no ser corregido con prontitud puede finalmente resultar en la destrucción de la bomba llegando a inutilizarlo en un tiempo muy corto.

## **5.2 MANTENIMIENTO DEL MOTOR**

Los motores deben lubricarse una vez al año de acuerdo a las instrucciones del fabricante del motor, el manual de mantenimiento, en este caso normalmente viene embalado con la unidad.

## **5.3 AJUSTE DE LOS PERNOS**

Cada cierto tiempo (anualmente) es necesario verificar el ajuste de los pernos existentes en la instalación.

Los pernos de las tapas de la bomba, los del soporte de la Bomba, los del Motor y los de las Bridas, llevan una presión de acuerdo a su diseño; por lo tanto; estos valores deben estar tabulados y anotados en una tarjeta de control.

La inspección en este caso se realizará cada 2400 hrs de funcionamiento o anualmente, lo que se cumpla primero.

## **5.4 DESMONTAJE Y MONTAJE**

La Bomba está diseñada para permitir un fácil desmontaje y montaje de las partes; por lo tanto; la inspección del interior de la Bomba no será muy complicada.

Para realizar el Desmontaje:



1. Aflojar las bridas que fijan los tubos que llegan a la tapa derecha de la Bomba.
2. Aflojar los cuatro pernos del soporte de la Bomba y luego colocamos la Bomba en la mesa de trabajo.
3. En la mesa de trabajo aflojamos las doce tuercas de las dos tapas de la Bomba; es decir, 6 tuercas cada una.
4. Ayudados por la pequeña prensa, retiramos la tapa izquierda del Sistema de la Bomba.

En consecuencia; ya tenemos en la mesa de trabajo las tapas, el rotor, el estator, los rodajes y las paletas listos para la inspección respectiva.

Una vez que tenemos todas las partes limpias hacemos una Inspección detenida:

- a) Usando una linterna, examinamos la parte interna del estator, las tapas de las caras laterales y las ranuras del Rotor para ver cualquier señal de rayaduras, signos de cavitación, golpes o daños profundos. Colocando un pedazo de tela libre de peluzas en el extremo de un alambre, se termina de limpiar cada ranura de cualquier material extraño.
- b) Examinar cada una de las paletas para observar si hay rajaduras, roturas, arañazos profundos o demasiado desgaste; si se observa que alguna de las paletas estuviese dañada habrá que cambiarla por una nueva paleta.

Precaución: Si alguna de las paletas estuviera rota en pequeños fragmentos, se necesitará una inspección bastante minuciosa de todas las partes.

- c) Chequear las condiciones de las Juntas Tóricas de las tapas de la Bomba y reemplazarlos si fuera necesario.
- d) Los sellos deberán ser cambiados cada vez que se realice el montaje de la Bomba.
- e) Suponiendo que las paletas y el interior de la Bomba estén en buenas condiciones se pasará al montaje en forma inversa a como se desmontó.
- f) Hay que tener en cuenta que en el Montaje de todas las piezas, estas van aceitadas; las Juntas Tóricas y los sellos serán untados con grasa fina para evitar su resecamiento y también para prefijarlos antes de terminar el montaje.

# Capítulo VI

## "COSTO DEL PROYECTO"

## **6.1 COSTO DEL PROYECTO**

Dentro del desarrollo de todo el Proyecto, es necesario saber el costo total que provocará la obtención de todas aquellas piezas que unidas, conforman la finalidad de todo el desarrollo realizado hasta el momento.

En consecuencia el costo total será la suma de los costos parciales que comprenden: Costo de Materiales, costo de elementos auxiliares, costo de mano de obra, imprevistos y leyes sociales.

Hacemos notar que para la obtención de cada uno de los costos parciales, se han pedido proformas a empresas proveedoras de materiales y equipos auxiliares, así como a empresas dedicadas a la fabricación de estos equipos al 31 de Agosto del presente año con la finalidad de obtener un costo total real.

Es necesario hacer notar, que algunas piezas se mandarían a construir en talleres particulares, como por ejemplo las piezas de fierro fundido, y otras se comprarán hechas, como son los sellos, motor eléctrico, etc., pero nuestro cálculo en este capítulo, aunque es realizado en forma general, se detiene más en aquellas piezas que se pueden hacer en el taller de una determinada empresa.

Para piezas que se pueden comprar hechas sólo daremos el valor del costo presupuestado.

Las piezas para los cuales se hará un estudio de costos minuciosos son:

- Eje y
- Rotor.

Es importante hacer notar que los costos calculados en este capítulo han tenido como base el equivalente de:

$$1\$ = S/. 3,50$$

## **6.2 CONSIDERACIONES GENERALES**

Para hallar el costo de las piezas que construiremos en el Taller de nuestra Facultad, tomaremos en cuenta, cuatro aspectos fundamentales:

- Tiempo total de fabricación.
- Costo de materia prima.
- Costo de mano de obra.
- Costo de utilización de máquina.

### **6.2.1 Tiempo Total de Fabricación**

Este tiempo se compone de los siguientes tiempos parciales:

- Tiempo de preparación.
- Tiempo principal.

- Tiempo Accesorio.
- Tiempo Perdido.
  
- **El Tiempo de Preparación.-** Es el tiempo invertido en preparar el utilaje y los medios auxiliares.
- **El Tiempo Principal.-** Es el tiempo durante el cual imprime un avance encaminado a terminar el trabajo encargado.
- **El Tiempo Accesorio.-** Es el tiempo que entra en juego regularmente, pero no participa directamente en el adelanto del trabajo a realizar; por ejemplo; el tiempo empleado en sujetar y soldar, en aplicar filo, en medir, etc.
- **El Tiempo Perdido.-** Es el tiempo perdido por el operario y que interviene de modo irregular e involuntario durante el proceso de fabricación de la pieza.

El tiempo principal se determina mediante expresiones que relacionan la longitud del maquinado, las revoluciones por minutos, el avance, etc. para cada una de las herramientas a usar.

Los otros tiempos se asumen, teniendo en cuenta principalmente el desarrollo en la fabricación de la pieza.

### **6.2.2 Metrado y costos de materia prima**

Para cada una de las piezas que trataremos se ha elegido un material determinado; su costo así como su metrado y especificaciones en que es suministrado, se definirá para cada pieza, más adelante, en la parte del costo total.

### **6.2.3 Costo de Mano de Obra**

Es el costo que se tendrá en cuenta por la intervención del operario o por los operarios en la fabricación de una pieza determinada.

En nuestro caso, las piezas a las cuales vemos a calcular el costo, se fabricarán mediante la utilización de máquinas herramientas; tales como:

Torno, fresadora

Rectificadora, etc.

Estas máquinas, normalmente se encuentran operados por obreros calificados; es decir, técnicos; los cuales en la actualidad tienen un jornal diario promedio de S/. 25, esto quiere decir que utilizaremos en nuestros costos, un valor de mano de obra equivalente a S/. 3,125 por hora de trabajo; además se considerará un adicional del 30% del total de los costos de materia prima y elementos auxiliares.

#### **6.2.4 Costo de Utilización de Máquina**

Este costo lo hallamos para cada una de las máquinas herramientas que participarán en la fabricación de las diferentes piezas a tratar. Para esto tomaremos como base una depreciación en línea recta en 10 años, con un valor de recuperación del 20% del Valor Inicial.

De acuerdo a los precios en el mercado nacional tomamos los siguientes valores de compra:

Máquina	Costo en soles S/.
1. torno	60 000
2. Taladro	20 000
3. Rectificadora	40 000
4. Fresadora	80 000

Con los valores anteriores, obtenemos los respectivos costos por hora de uso, de cada una de las máquinas.

#### **6.3 IMPREVISTOS, UTILIDADES Y BENEFICIOS SOCIALES**

- Por Imprevistos.- Se considera un 10% del costo total de los materiales y elementos auxiliares.
- Por Leyes Sociales.- Se considera el 6% del costo de la mano de obra.



## 6.4 COSTO TOTAL DEL PROYECTO

En primer lugar realizamos un estudio de costos minucioso para las piezas que se fabrican en el taller de nuestra Facultad, dada dichas piezas son las siguientes:

- Eje y
- Rotor.

### 6.4.1 Costo Total del Eje

Para poder calcular el costo total de una pieza cualquiera, primero hay que partir de una secuencia de operaciones, para que en base de cada una de éstas, se puedan hallar los tiempos respectivos de realización y consecuencia, el costo de estos tiempos unido al costo del material y al costo de uso de cada máquina nos dá el costo esperado.

En el cuadro de secuencia de operaciones que presentamos a continuación, tendremos que:

$V$  = Velocidad de corte en m/min.

$S$  = avance en min/rev.

$N$  = número de revoluciones de la pieza en rev/min.

$L$  = trayecto de trabajo en mm.

$T_p$  = tiempo principal en operación en min.

De acuerdo al plano correspondiente, nuestro eje tiene una longitud total de 310 mm y un diámetro máximo de 30 mm; por lo tanto; nuestro

material en bruto será un eje tipo de acero 1 ¼" o sea 31,75 mm de diámetro por 315 mm de longitud.(ACERO: SAE – VCL)

- **Secuencia de Operaciones**

Las operaciones a realizarse para fabricar el eje son los siguientes:

1. Refrendado de una cara frontal.
2. Volteamos la pieza.
3. Refrendado de la otra cara frontal.
4. Centrado de una cara frontal.
5. Volteamos la pieza.
6. Centrado de la otra cara frontal.
7. Sujeción entre puntas
8. Desbaste a  $\phi$  30,5 mm.
9. Desbaste de  $\phi$  25 j 5 mm
10. Volteamos la pieza.
11. Desbaste de  $\phi$  25 j 5 mm
12. Desbaste de  $\phi$  20 mm
13. Afinamos  $\phi$  25 j 5 mm
14. Afinamos  $\phi$  20 m 6 mm
15. Torneamos el chaflán 1 x 45°.
16. Volteamos la pieza.
17. Afinamos  $\phi$  30 p6mm
18. Afinamos  $\phi$  25 j 5 mm
19. Retiramos la pieza.
20. Sujetamos en la fresadora

21. Fresamos el chavetero (desbastado)

22. Fresamos el chavetero (acabado).

A continuación presentamos el cuadro correspondiente a los tiempos principales de esta secuencia:

Operación	Util	V	S	N	L	Nº de pasadas	TP
1	Cuchilla desbaste	22	1	208	20.9	1	0.10
3	Cuchilla Desbaste	22	1	208	20.9	1	0.10
4	Broca de centrar	15	0.1	208	6.5	1	0.62
6	Broca de centrar	15	0.1	208	6.5	1	0.62
8	Cuchilla desbaste	22	1	208	320	1	1.54
9	Cuchilla desbaste	21	1	208	35	1	0.17
11	Cuchilla desbaste	22	1	208	68	1	0.33
12	Cuchilla desbaste	22	1	208	38	1	0.18
13	Cuchilla Acabado	30	0.5	296	35	2	0.47
14	Cuchilla Acabado	30	0.5	296	38	2	0.51
15	Cuchilla Acabado	30	0.5	296	1.3	2	0.02
17	Cuchilla Acabado	30	0.5	296	227	2	3.07
18	Cuchilla Acabado	30	0.5	296	35	2	0.47
19	Cuchilla Acabado	30	0.5	296	1	1	0.01
21	Fresa de vástago	17	50		14	1	0.28
22	Fresa de vástago	22	120		14	1	0.12

Luego, la distribución de tiempos es la siguiente:

Máquina	Tp Min	Tpr Min	TA Min	Tpe Min	Tr Min
Torno	8,21	25,0	35,0	29,33	97,54
Fresadora	0,40	10,00	5,0	4,0	19,40

Donde:

Tp = Tiempo principal en minutos.

Tpr = Tiempo de preparación en minutos.

TA = Tiempo accesorio en minutos.

Tpe = Tiempo perdido en minutos.

Tr = Tiempo total en minutos.

El costo por utilización de máquina será:

Máquina	Costo/Hora Soles/hr.	Tr en Horas Hr.	Costo por uso Soles
Torno	20,80	1,63	33,904
Fresadora	28,20	0,32	9,024

El costo total por uso de máquinas es S/. 42,92 soles.

El costo por Mano de Obra es igual a:

$$C.M.O. = CH \times Tt$$

Donde:

CH = Costo de la Mano de Obra por Hora = S/. 25,00

Tt = Tiempo total de Fabricación en Horas = 1,95

C.M.O. = 25,00 x 1,95

C.M.O. = 28,75 soles.

El material en bruto como hemos especificado tiene un diámetro de 31,75 mm- con un largo de 315 mm.

El costo de materia prima es:

$$CMp = CMK \times \gamma \times V$$

Donde:

CMK = costo de materia prima por kilo = 35 soles.

$\gamma \times V$  = Peso del Material = 1,96 Kg.

CMp = 35 x 1,96

CMp = 68,6 soles.

Por lo tanto, el costo total del eje es:

Costo por uso de máquina : 42,92 +

Costo por mano de obra : 48,75

Costo por materia prima : 68,60

160,27

Costo Total del eje será : 162 soles

## 6.4.2 Costo Total del Rotor

De acuerdo al diseño correspondiente de esta pieza, el rotor tiene un diámetro de 160 mm y una longitud de 216,8 mm; por lo tanto; el material en bruto tendrá 7 pulg. de diámetro o sea 177,8 mm y un largo de 223 mm.

La secuencia de operaciones es la siguiente:

1. Refrentado de una cara frontal.
2. Volteamos la pieza.
3. Refrentado de la otra cara frontal.
4. Centrado de una cara frontal.
5. Volteamos la pieza.
6. Centrado de la otra cara frontal.
7. Sujeción entre puntas.
8. Desbaste de  $\phi$  160 g 6 mm.
9. Realizamos las redondeos R2.
10. Afinamos  $\phi$  160 y 6 mm
11. Sujetamos la pieza en el tablero.
12. Hacemos taladro previo de  $\phi$  10.
13. Hacemos taladro previo de  $\phi$  25.
14. Hacemos taladro previo de  $\phi$  29,5 para escariado posterior.
15. Escariado con escariados de máquinas  $\phi$  20 H7.
16. Sujetamos la pieza en la rectificadora.
17. Rectificamos  $\phi$  160 g 6.

18. Cambiamos la sujeción en la rectificadora.
19. Rectificamos una cara frontal.
20. Volteamos la pieza.
21. Rectificamos la otra cara frontal.
22. Sujetamos en la fresadora.
23. Fresado de las 4 ranuras de 6 mm de ancho (desbastado).
24. Fresado de las 4 ranuras de 6 mm de ancho (acabado).

El cuadro correspondiente a los tiempos principales para esta secuencia es la siguiente:

Operación	Util	V			L	Nº de pesadas	TP
1	Cuchilla desbaste	22	1	37	94	1	2,54
3	Cuchilla Desbaste	22	1	37	94	1	2,54
4	Broca de centrar	18	0,18	475	18	1	0,21
6	Broca de centrar	18	0,18	475	18	1	0,21
8	Cuchilla desbaste	22	1	37	227	2	12,27
9	Cuchilla desbaste	22	1	37	2	4	0,21
10	Cuchilla Acabado	30	0,5	53	227	2	17,13
12	Broca de 10	14	0.13	475	219,8	1	3,56
13	Broca de 25	21	0,21	190	224,3	1	5,62
14	Broca de Barrenar	10	0,2	75	225,8	1	15,05
15	Escariador	4	0,3	47,5	225,8	1	15,85
17	Muela de Esmeril	12	10	23,9	216,8	15	27,21
19	Muela de Esmeril	2	6	-	170	5	22,67
21	Muela de Esmeril	2	6	-	170	5	22,67
23	Fresa de Disco	14	80	29,7	251,8	5	62,95
24	Fresa de Disco	18	30	38,2	251,8	5	167,87

La distribución de tiempos es la siguiente:

<b>Máquina</b>	<b>Tp min</b>	<b>Tpr min</b>	<b>TA min</b>	<b>Tpe min</b>	<b>Tr min</b>
Torno	35,11	30,50	25,50	20,80	111,91
Taladro	40,08	24,60	15,50	25,30	105,48
Rectificadora	72,55	20,40	18,70	15,20	126,85
Fresadora	230,82	35	22,40	19,00	307,22

El costo por utilización de máquina será:

<b>Máquina</b>	<b>Costo/Hora Soles/hr.</b>	<b>T<sub>t</sub> en Horas Hr.</b>	<b>Costo por uso Soles</b>
Torno	18,20	1,20	21,84
Taladro	7,10	1,30	9,23
Rectificadora	13,20	1,50	19,80
Fresadora	20,20	2,50	50,50

El costo total por uso de máquina es: S/. 101,37.

El costo por mano de obra es:

$$\text{C.M.O.} = \text{CM} \times \text{Tt}$$

$$\text{C.M.O.} = 25 \times 6,5$$

$$\text{C.M.O.} = 162,50 \text{ soles}$$



El material en bruto para este caso, es un acero SAE 1060 cuyo costo por kg. tiene un valor de 140. De acuerdo a las medidas señaladas anteriormente, el material en bruto será suministrado con un volumen igual a  $5,54 \times 10^6 \text{ mm}^3$ .

El costo de materia prima será:

$$\text{C.M.P.} = \text{CMk} \times \gamma \times V$$

Donde:

CMk = Costo de material por kilo = 15 soles

$\gamma$  = Peso específico del material =  $7,8 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$

V = volumen del material =  $5,54 \times 10^6 \text{ mm}^3$

$\text{CMP} = 15 \times 7,8 \times 10^{-6} \times 5,54 \times 10^6$

$\text{CMP} = 648,18 \text{ soles}$

El costo del rotor será:

Costo por uso de máquina : 101,37

Costo por mano de obra : 162,50

Costo por materia prima : 648,18

S/. 912,05

El costo total del rotor será: 913 soles

A continuación, habiendo obtenido el costo de fabricación de estas 2 piezas (eje y rotor) y teniendo los precios presupuestados de los demás componentes de la bomba presentamos el costo total de nuestro proyecto, por lo tanto tenemos:

ITEM	NOMBRE	CANTIDAD	COSTO TOTAL
1	Eje	1	162
2	Estator	1	450
3	Rotor	1	913
4	Tapa izquierda	1	80
5	Tapa Derecha	1	80
6	Paletas	6-24 c/u	144
7	Rodamientos FAG6305.2.RS	2 – 26 c/u	52
8	Protector	1	20
9	Tubería $\phi$ 1"	0,5 m	5
10	Chaveta	1	3
11	Junta Tórica	2 – 12 c/u	24
12	Perno M10	4 – 1,5 c/u	6
13	Turca M10	4 – 0,5 c/u	2
14	Arandela M10	4 – 0,3 c/u	1,20
		<b>TOTAL S/.</b>	<b>1942,20</b>

### 6.5. Imprevistos

Considerando un 10% del costo; tenemos que:

Imprevistos = 10% de 1942,20

$$= \frac{10 \times 1942,20}{100}$$

100

$$= 194,22$$

195,00 soles

### 6.6. Leyes sociales:

Considerando el 6% del costo, tenemos:

Leyes sociales = 6% de 1942,20

$$= \frac{6 \times 1942,20}{100}$$

100

$$= 116,53$$

= 117 soles

### 6.7. Costo Total : ( $C_T$ )

Está dado por la suma de todos los costos anteriores:

$$\text{Es decir: } C_T = 1942,20 + 195 + 117$$

$$C_T = 2254,20 \text{ soles}$$

# Capítulo VII

## "CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES"

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Después de haber analizado todos los por menores en el desarrollo del presente trabajo, llegamos a la conclusión de que los resultados obtenidos requieren de la fabricación y montaje de las partes conformantes de la bomba diseñada; es decir la bomba que diseñamos relativamente pequeña en tamaño se presta para un fácil manipuleo por los estudiantes para un buen estudio.

Esta bomba está diseñada como unidad de gasto constante, la velocidad de succión se mantiene constante.

En lo referente al estudio de fabricación de algunas piezas de la Bomba, se hacen por lo general solamente en las piezas no normalizadas, mas no así en los pernos, arandelas, etc.; los cuales se pueden encontrar ya fabricadas con facilidad en el mercado.

Las dimensiones utilizadas en el presente diseño son expresados en el sistema métrico. Cabe mencionar que todos los elementos que intervinientes en el costo total de la bomba, están alterándose continuamente, la introducción de un nuevo proceso para producir un material o una pieza varían drásticamente en el costo total con el transcurrir del tiempo.

Se recomienda que al momento de la fabricación de las diferentes partes de la Bomba, se sigan exclusivamente las indicaciones de los planos respectivos incluyendo materiales.

La cimentación debe de ser bastante firme para asegurar una buena alineación del sistema motor-bomba y esta se mantenga alineado aún con el tiempo de servicio prolongado.

Otra recomendación importante es alinear y fijar el grupo antes de unir las tuberías de succión y tuberías de descarga; al unir estas no deben de forzar la Bomba de modo que el apriete de los tornillos sirva sólo para la estanqueidad en los empaques.

El motor debe quedar en un lugar seco y ventilado la bomba debe estar bien protegida contra cualquier tipo de inundación no prevista.

## BIBLIOGRAFIA

- Catálogos sobre Aceros Especiales \_\_\_\_\_ B. Alfour  
Gramill Comercial S.A.
- Máquinas – cálculos de Taller \_\_\_\_\_ Casillas, A.L.  
(30° Edición-España)
- Mecánica de fluidos y \_\_\_\_\_ Claudio Mataix  
Máquinas Hidráulicas (Edit. HARLA S.A)
- Manual de constructor de Maquinas \_\_\_\_\_ Dubbel H.  
(Tomos: I y II)
- CATALOGO GENERAL \_\_\_\_\_ DELCROSA
- Bombas \_\_\_\_\_ Fuchslocher – Schulz.
- Rodamiento de Bolas y Rodillos \_\_\_\_\_ Fag Peruana S.A.
- Diseño de Máquinas \_\_\_\_\_ Hall-Holowanko Lang  
Lui  
(Edit. HARLA S.A.)
- Bombas, teoría, diseño y aplicación \_\_\_\_\_ Manuel viejo Zubicaray
- Manual de Ingeniero Mecánico \_\_\_\_\_ Mark (Tomo I, II y II)
- Ingeniería de Diseño \_\_\_\_\_ Orlov, P.  
(Edit. MIR-Moscú)
- Bombas Centrifugas y Turbo compresores \_\_\_\_\_ Pfeider
- Tablas de Diseño de Máquinas I y II \_\_\_\_\_ Raul A. Guerrero M.  
(UNI-PERU)

- Estudio de las Formas constructivas \_\_\_\_\_ Rognitz-Kohler  
para la fabricación de máquinas y aparatos (Edit. Labor-España)
- Proyectos de Elementos de Máquinas \_\_\_\_\_ M.F. Spotts  
(Edit. MGH)
- Pump Operation and Maintenance \_\_\_\_\_ Tyler G. Hicks, BME  
(Mc. Graw-Hill Book  
Company-1998)
- Bombas, su selección y Aplicación \_\_\_\_\_ Tyler G. Hicks
- Resistencia de Materiales \_\_\_\_\_ Feedosiev, V.I.  
(Edit. Mir-Moscú)
- Mecánica de los Materiales \_\_\_\_\_ R.C. HIBBELER  
(3RA Edic-1998  
Edit. Prentice Hall)
- Manual de Soldadura \_\_\_\_\_ Electroodos OERLIKON
- Manual de Resistencia de Materiales \_\_\_\_\_ G.S. Pisarenko/A.P.  
Yacovlev  
V.V. Matréev  
(Edit. MiR-1979)
- Normas DIN \_\_\_\_\_ libros 1,3,4,10, y 13
- P.U.C \_\_\_\_\_ Dibujo Mecánico I y II
- P.U.C. \_\_\_\_\_ Resistencia de  
Materiales II-A.



## **APENDICE : A**

### **REFERENCIAS O FUENTES**

(a) Egea Gil, Pedro. Aplicaciones Industriales, pag. 44

... (1) Van den Bergh, W.J.B. Máquinas de Expulsión, Sumario P.V.C.

1974-pag-141

... Ibid . pag. 40

... Ibid . pag. 48

... Ibid . pag. 46

... Ibid . pag. 23

... Ibid . pag. 24

... Ibid . pag. 25

... Ibid . pag. 38

... Ibid . pag. 16

... Ibid . pag. 16

... (2) FEODOSIEV, V.I., Resistencia de Materiales

(Moscú, Editorial MIR) pag 89

- ... Ibid . pag. 138
- ... Ibid . pag. 90
- ... Ibid . pag. 430
- ... P.U.C. Resistencia de Materiales, II-A , pag .172
- ... Ibid . pag. 169
- ... Ibid . pag. 168
- ... Ibid . pag. 150
- ... Ibid . pag. 158
- ... Ibid . pag. 157
- ... P.U.C. Resistencia de Materiales , II-A, pag –158
- ... Ibid . pag. 158
- ... P.U.C Resistencia de Materiales , II-A , pag 145
- ... Ibid . pag. 158
- ... Ibid . pag. 148
- ... Ibid . pag. 158
- ... Ibid . pag. 145
- ... Ibid . pag. 158
- ...(4) FAG PERUANA S.A.; RODAMIENTOS DE BOLAS Y RODILLOS  
(Perú, catálogo 41250 S.A.) pag 248
- ... Ibid . pag. 262
- ... Ibid . pag. 264
- ... Ibid . pag. 248
- ... Ibid . pag. 11
- ... Ibid . pag. 11

...(5) FEODOSIEV, V.I, Resistencia de Materiales

(moscú, Editorial MIR)pag. 312

...(6) MIEMAN, G, Tratado teórico-Práctico de Elementos de Maquinas

(Ed. Labor, S.A.) pag. 106

....(7) P.U.C. Resistencia de Materiales II-A op. Cit, pag 83

...(8) R.C. HIBBELER, DINAMICA (7ma Edición-2000) pag. 113

...(9) VETZ U.V. HAKENOUS KUNSTSTOPE:59 ; Pag. 161-168

...(10) FEODOSIEV, V.I. ; op. Cit. Pag –138

... (11) NORMAS DIN, libro 3, NORMA 6885

... Ibid

... Ibid

... NORMAS DIN, libro 4; norma 17240

... NORMAS DIN, libro 10; norma 931

... NORMAS DIN, libro 13; norma 33

... Ibid . NORMA 34

... Ibid . NORMA 34

... Normas DIN, LIBRO 1; OP CIT, norma 69

... Ibid

... Ibid

... NORMAS DIN, libro 4; op. Cit.

... NORMAS DIN, libro 13; op. Cit.

... Ibid

...(12) EGEA GIL, PEDRO; APLICACIONES INDUSTRIALES pag.147

## APENDICE B

### TABLAS UTILIZADAS:

TABLA: C-1	Selección del Motor Eléctrico
TABLA: C-2	Dimensiones del Motor Eléctrico
TABLA: C-3	Selección de Rodamientos
TABLA: C-4	Selección de Pernos Métricos
TABLA: C-5	Selección de Tornillos
TABLA: C-6	Selección de tuercas métricas.

T. C - 1

SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO

DELCROSA S.A.

Apartado 48 Telf. 310677

Lima Perú

MOTORES ASÍNCRONOS TRIFÁSICOS  
DE SEGURIDAD AUMENTADA  
CON SISTEMA DE PROTECCIÓN (Ex) e

CARACTERÍSTICA A 60 Hz

POTENCIA			TIPO			
HP			2 POLOS 3600 rpm	4 POLOS 1800 rpm	6 POLOS 1200 rpm	8 POLOS 900 rpm
VDE G1	DIN G2	VDE G3				
0.3		0.3	--	NV- SA 71a4	--	--
0.49		0.49	--	NV- SA 71b4	--	--
0.51		0.51	NV-SA 71a2	--	--	--
0.52		0.52	--	--	NV-SA 80a6	--
0.77		0.77	NV-SA 71b2	NV-SA 80a4	NV-SA 80b6	--
1.05		1.05	NV-SA 80a2	NV-SA 80b4	--	--
1.06		1.06	--	--	NV-SA 90La6	NV-SA 100La8
1.55		1.55	NV-SA 80b2	--	NV-SA 90L6	NV-SA 100L8
1.6		1.6	--	NV-SA 90La4	--	--
2.15		2.15	NV-SA 90La2	--	NV-SA 100L6	NV-SA112M8
2.2		2.2	--	NV-SA 90L4	--	--
3		3	NV-SA 90L2	--	NV-SA 112M6	NV-SA 132S8
3.2		3.2	--	NV-SA 100La4	--	--
3.6		3.6	--	NV-SA 100L4	--	--
4		4	NV-SA 100L2	--	--	--
4.2		4.2	--	--	NV-SA132S6	NV-SA 132M8
5.4		5.4	NV-SA 112M2	--	--	--
5.75		5.75	--	--	NV-SA132Ma6	NV-SA160Ma8
5.9		5.9	--	NV-SA 112M4	--	--
7.5		7.5	NV-SA 132Sa2	--	--	--
7.8		7.8	--	--	NV-SA 132M6	NV-SA 160M8
8		8	--	NV-SA 132S4	--	--
10.5		9	NV-SA 132S2	--	--	--
10.8		10.8	--	--	NV-SA160M6	NV-SA 160L8
11		11	--	NV-SA 132M4	--	--
12.6		12.5	NV-SA 132M2	--	--	--

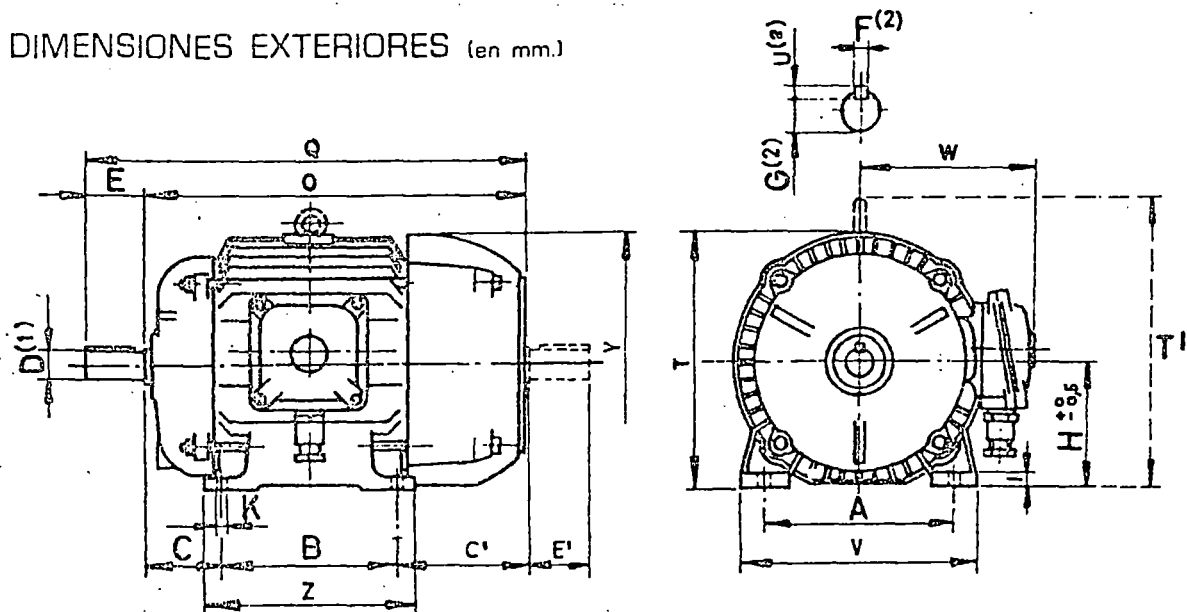
# MOTORES ASINCRONOS TRIFASICOS DELCROSA

BAJO LICENCIA MARELLI

TABLA: C - 2

FORMAS CONSTRUCTIVAS B3 - B6 - B7 - B8 - V5 - V6

DIMENSIONES EXTERIORES (en mm.)

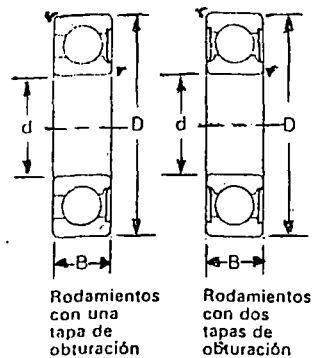
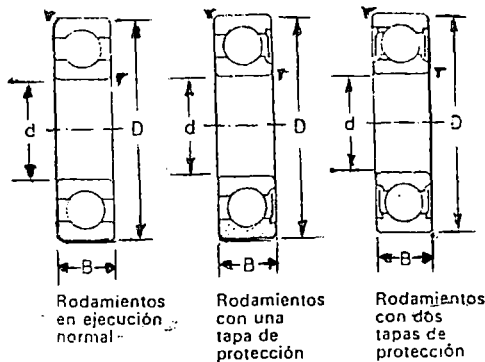


TIPO	H	A	B	C	D <sup>(1)</sup>	E	F <sup>(2)</sup>	G <sup>(2)</sup>	K	I
NV 71	71	112	90	45	14	30	5	11	7	7
NV 80	80	125	100	50	19	40	6	15,5	9	9
NV 90L	90	140	125	56	24	50	8	20	9	10
NV 100L	100	160	140	63	28	60	8	24	12	11
NV 112M	112	190	140	70	28	60	8	24	12	13
NV 132S	132	216	140	89	38	80	10	33,5	12	15
NV 132M	132	216	178	89	38	80	10	33,5	12	15
NV 160M	160	254	210	108	42	110	12	37,5	14	18
NV 160L	160	254	254	108	42	110	12	37,5	14	18
NV 180M	180	279	241	121	48	110	14	43	14	22
NV 180L	180	279	279	121	48	110	14	43	14	22
NV 200L	200	318	305	133	55	110	16	50	18	25
NV 225cS	225	356	286	149	60	140	18	54	18	28
NV 225M	225	356	311	149	55	110	16	50	18	28
NV 225cM	225	356	311	149	60	140	18	54	18	28

TIPO	O	Q	T	U <sup>(2)</sup>	V	Z	W	Y	C'	E'
NV 71	207	237	145	5	136	110	107,5	147	74	30
NV 80	233	273	165	6	155	125	116,5	170	85	40
NV 90L	274	324	187	7	174	153	135,5	194	96	50
NV 100L	305	365	207	7	196	170	145,5	213	105	60
NV 112M	326	386	231	7	230	180	176,5	237	119	60
NV 132S	372	452	270	8	260	184	204,5	275	146	80
NV 132M	410	490	270	8	260	222	204,5	275	146	80
NV 160M	477	587	317	8	304	258	242,5	314	167	110
NV 160L	521	613	317	8	304	302	242,5	314	167	110
NV 180M	538	648	T':415	9	337	287	298	368	178	110
NV 180L	576	686	T':415	9	337	325	298	368	178	110
NV 200L	634	744	T':465	10	382	355	318	405	198	110
NV 225cS	654	794	521	11	426	342	373	452	220	140
NV 225M	679	789	521	10	426	367	373	452	220	110
NV 225cM	679	819	521	11	426	367	373	452	220	140

# Rodamientos FAG Rodillos de bolas

serie 63 según DIN 625



**Carga dinámica equivalente**

$$P = F_r \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = 0,56 F_r + Y F_a \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} > e$$

**Carga estática equivalente**

$$P_0 = F_r \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8$$

$$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a \quad \text{para } \frac{F_a}{F_r} > 0,8$$

$\frac{F_a}{C_0}$	e	Y
0,025	0,22	2,0
0,04	0,24	1,8
0,07	0,27	1,6
0,13	0,31	1,4
0,25	0,37	1,2
0,5	0,44	1,0

Denominación abreviada				
Rodamientos en ejecución normal	Rodamientos con una tapa de protección	Rodamientos con dos tapas de protección	Rodamientos con una tapa de obturación	Rodamientos con dos tapas de obturación
63 00	63 00 Z	63 00.2Z	63 00 RS	63 00.2RS
63 01	63 01 Z	63 01.2Z	63 01 RS	63 01.2RS
63 02	63 02 Z	63 02.2Z	63 02 RS	63 02.2RS
63 03	63 03 Z	63 03.2Z	63 03 RS	63 03.2RS
63 04	63 04 Z	63 04.2Z	63 04 RS	63 04.2RS
63 05	63 05 Z	63 05.2Z	63 05 RS	63 05.2RS
63 06	63 06 Z	63 06.2Z	63 06 RS	63 06.2RS
63 07	63 07 Z	63 07.2Z	63 07 RS	63 07.2RS
63 08	63 08 Z	63 08.2Z	63 08 RS	63 08.2RS
63 09	63 09 Z	63 09.2Z	63 09 RS	63 09.2RS
63 10	63 10 Z	63 10.2Z	63 10 RS	63 10.2RS
63 11	63 11 Z	63 11.2Z		
63 12	63 12 Z	63 12.2Z		
63 13	63 13 Z	63 13.2Z		
63 14	63 14 Z	63 14.2Z		
63 15				
63 16				
63 17				
63 18				
63 19				
63 20				
63 21				
63 22				
63 24				
63 26				
63 28				
63 30				

Dimensiones				Capacidades de carga		Número límite de revoluciones			Peso
d	D	B	r	C	C <sub>0</sub>	Series 63, 63 Z y 63.2Z Lubricación con grasa	Series 63, y 63 Z Lubricación con aceite	Series 63 RS y 63.2RS Lubricación con grasa	≈ kg
mm				kg	kg	r. o. m.			
10	35	11	1	640	380	20 000	25 000	14 000	0,053
12	37	12	1,5	765	475	18 000	22 000	12 000	0,060
15	42	13	1,5	890	550	16 000	20 000	11 000	0,082
17	47	14	1,5	1 060	670	14 000	18 000	10 000	0,115
20	52	15	2	1 340	880	12 000	16 000	9 000	0,144
25	62	17	2	1 760	1 160	10 000	12 000	7 100	0,232
30	72	19	2	2 280	1 560	8 000	10 000	5 600	0,346
35	80	21	2,5	2 600	1 830	7 100	9 000	5 000	0,457
40	90	23	2,5	3 350	2 400	6 300	8 000	4 500	0,633
45	100	25	2,5	4 150	3 050	5 600	7 100	4 000	0,833
50	110	27	3	4 800	3 650	5 000	6 300	3 600	1,07
55	120	29	3	6 000	4 550	4 500	5 600		1,37
60	130	31	3,5	6 400	4 900	4 000	5 000		1,70
65	140	33	3,5	7 200	5 700	4 000	5 000		2,08
70	150	35	3,5	8 150	6 400	3 600	4 500		2,52
75	160	37	3,5	8 800	7 350	3 200	4 000		3,02
80	170	39	3,5	9 650	8 150	3 200	4 000		3,59
85	180	41	4	9 800	8 500	2 800	3 600		4,23
90	190	43	4	10 600	9 150	2 800	3 600		4,91
95	200	45	4	11 200	10 200	2 500	3 200		5,67
100	215	47	4	12 900	12 200	2 500	3 200		7,00
105	225	49	4	13 700	13 400	2 200	2 800		8,05
110	240	50	4	15 000	15 000	2 200	2 800		9,54
120	260	55	4	16 600	17 600	2 000	2 500		14,6
130	290	58	5	18 000	19 600	1 800	2 200		18,2
140	300	62	5	20 000	22 800	1 800	2 200		21,8
150	320	65	5	22 400	27 000	1 600	2 000		26,2

TABLA C-3 SELECCION DE RODAMIENTOS



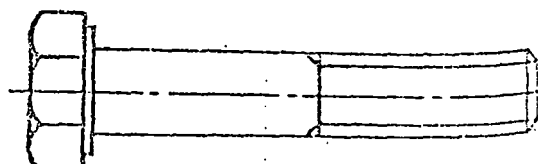
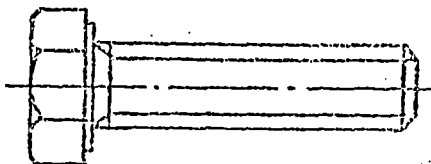
TABLA C-4 SELECCION DE PERNOS METRICOS

TORNILLOS METRICOS DE ACERO HEXAGONALES. FABRICACION NACIONAL

ROSCA COMPLETA GRUESA DIN 933 Y PARCIAL DIN 931

ROSCA COMPLETA FINA DIN 961 Y PARCIAL DIN 960

RESISTENCIA A LA TRACCION DIN 267 GRADO 5.6 (SIMILAR AL GRADO SAE 2)  
(GRADO 2-C-1020)



ROSCA COMPLETA

ROSCA PARCIAL

Diametro Nominal	Longitud	Diametro Nominal	Longitud	Diametro Nominal	Longitud	Diametro Nominal	Longitud
M-6  Paso 1.00	20	M-8  Paso 1.25	20	M-8  Paso 1.00	20	M-10  Paso 1.50	20
	25		25		25		25
	30		30		30		30
	35		35		35		35
	40		40		40		40
	45		45		45		45
	50		50		50		50
	55		55		55		55
	60		60		60		60
	65		65		65		65
M-10  Paso 1.25	70	M-12  Paso 1.75	70	M-12  Paso 1.50	70	M-12  Paso 1.25	70
	75		75		75		75
	80		80		80		80
	85		85		85		85
	90		90		90		90
	95		95		95		95
	100		100		100		100
	105		105		105		105
	110		110		110		110
	115		115		115		115
	120		120		120		120

**TABLA C-5 SELECCION DE TORNILLOS**

DK 621.882.215.3

May 1972

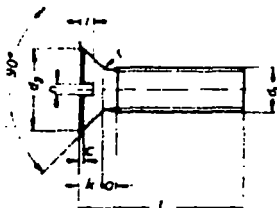
<p><b>Senkschrauben mit Schlitz</b> großer Kopf (Senkköpfe bisherige Form)</p>	<p><b>DIN</b> <b>87</b></p>
--	---------------------------------

Slotted countersunk head screws; metric thread

Senkschrauben nach dieser Norm sind für eine z. Z. noch unbestimmte Dauer nur noch für Ersatzbedarf und nur noch für bereits vorhandene Konstruktionen anzuwenden.  
Für Neukonstruktionen sind anstelle von Schrauben nach DIN 87 solche der betreffenden Gewindemaße nach DIN 963 zu verwenden (siehe auch die Erläuterungen).


Maße in mm

Form A Senkschraube mit Gewinde bis Kopf<sup>1)</sup>  
(über der Stufenlinie)



a und x nach DIN 76

Form B Senkschraube mit Schaft<sup>1)</sup>  
(unter der Stufenlinie)  
Schaftdurchmesser = Flankendurchmesser



Ubrige Maße und Angaben wie Form A

Bezeichnung einer Senkschraube Form A mit Gewinde  $d_1$  - M6, von Länge  $l$  - 20 mm und Festigkeitsklasse 5.8:  
Senkschraube A M6 x 20 DIN 87 - 5.8

	M 4	M 5	M 6	M 8	M 10	M 12	M 14	M 16	M 20
$d_1$	4	5	6	8	10	12	14	16	20
$d_2$	4	5	6	8	10	12	14	16	20
$r$	0,3	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,8	0,5
$h$	2,3	2,8	3,3	4,4	6,6	6,6	7	7,6	8,5
$a$	1	1,2	1,8	2	2,5	3	3	4	5
$x$	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,6	1,6	1,8	1,6
$b$	1,2	1,5	1,8	2,5	3	3,6	3,7	4	4,5
$l$	Gewicht (7,85 kg/dm <sup>3</sup> ) kg/1000 Stück -								
5	0,715								
6	0,790	1,34							
8	0,945	1,59	2,40						
10	1,10	1,83	2,74	5,50					
12	1,25	2,08	3,08	6,11	10,6				
15	1,48	2,46	3,62	7,06	12,0				
18	1,72	2,82	4,14	7,97	13,5				
20	1,87	3,07	4,60	8,65	14,5	21,8			
22	2,03	3,32	4,85	9,30	16,5	23,3	31,6		
25	2,26	3,70	5,38	10,2	17,0	25,8	34,9	45,4	
28	2,49	4,06	5,81	11,2	18,6	27,7	37,9	49,4	
30	2,64	4,31	6,26	11,8	19,5	29,2	40,0	52,1	81,8
35	3,01	4,93	7,16	13,4	22,0	32,8	45,0	58,7	92,6
40	3,38	5,56	8,01	15,0	24,5	36,8	50,0	65,4	103
45		6,17	8,88	16,5	27,0	40,1	55,0	72,0	114
50			9,70	18,1	29,5	43,8	60,0	78,7	126
55				19,7	32,0	47,5	65,0	85,3	136
60					34,5	51,1	70,0	91,9	147
70					47,0	68,4	80,0	108	169
80						65,7	90,0	118	191
90								131	213
100								146	235

Zwischenlängen sind möglichst zu vermeiden, Längen über 100 mm sind von 10 zu 10 mm zu stufen.

<sup>1)</sup> Siehe Seite 2

Fortsetzung Seite 2  
Erläuterungen Seite 3

Fachnormenausschuß Mechanische Verbindungselemente im Deutschen Normenausschuß (DNA)

*Mafgebend ist die jeweils neueste Ausgabe dieser Norm.*

Sechskantmutter  
Metrisches Gewinde Metrisches Feingewinde  
Ausführung m und mg

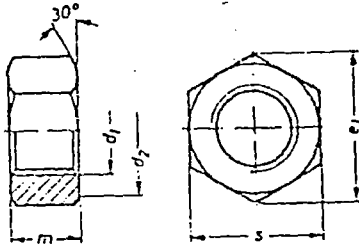
DIN  
934

Hexagon nuts, metric thread, finish m and mg

Ersatz für DIN 934 Blatt 1

Zusammenhang mit der ISO-Empfehlung ISO/R 272:1962 und Beschlüssen des Technischen Komitees ISO/TC 2 siehe Erläuterungen.

Maße in mm



Die Muttern sind auf beiden Seiten unter 120° bis auf den Gewindedurchmesser ausgesenkt.

Bezeichnung einer Sechskantmutter mit Gewinde  $d_1 = M 12$ , Ausführung m oder mg (nach Wahl des Herstellers), Festigkeitsklasse 8:  
Sechskantmutter M 12 DIN 934-8

Bezeichnung einer Sechskantmutter mit Gewinde  $d_1 = M 12 \times 1,5$ , Ausführung m, Festigkeitsklasse 8:  
Sechskantmutter M 12 x 1,5 DIN 934-m 8

$d_1$			$d_2$ min.	$e_1$ Ausführung		m	s	Gewicht (7,85 kg/dm <sup>3</sup> ) kg/1000 Stück für Muttern mit Gewinde nach		
Spalte 1	Spalte 2	Spalte 3		m	mg			Spalte 1	Spalte 2	Spalte 3
M 1*)	—	—	2,25	2,72	—	0,8	2,5	0,030	—	—
M 1,2*)	—	—	2,7	3,29	—	1	3	0,054	—	—
M 1,4*)	—	—	2,7	3,29	—	1,2	3	0,063	—	—
M 1,6	—	—	2,85	3,48	—	1,3	3,2	0,076	—	—
M 1,7*)	—	—	3,15	3,82	—	1,4	3,5	0,097	—	—
M 2	—	—	3,6	4,28	—	1,6	4	0,142	—	—
M 2,3*)	—	—	4,05	4,95	—	1,8	4,5	0,200	—	—
M 2,5	—	—	4,5	5,51	—	2	5	0,280	—	—
M 2,6*)	—	—	4,5	5,51	—	2	5	0,272	—	—
M 3	—	—	4,95	6,08	—	2,4	5,5	0,384	—	—
M 3,5	—	—	5,4	6,64	—	2,8	6	0,514	—	—
M 4	—	—	6,2	7,74	—	3,2	7	0,812	—	—
M 5	—	—	7,2	8,67	8,63	4	8	1,23	—	—
M 6	—	—	9	11,05	10,39	5	10	2,50	—	—
M 7	—	—	9,9	12,12	11,94	5,5	11	3,1	—	—
M 8	M 8 x 1	—	11,7	14,38	14,20	6,5	13	5,20	5,30	—
M 10	M 10 x 1,25	(M 10 x 1)	15,3	18,90	18,72	8	17	11,6	11,4	11,5
M 12	M 12 x 1,5	(M 12 x 1,25)	17,1	21,19	20,88	10	19	17,3	17,2	17,0
M 14	M 14 x 1,5	—	19,8	24,49	23,91	11	22	25,0	24,5	—
M 16	M 16 x 1,5	—	21,6	26,75	26,17	13	24	33,3	32,6	—
M 18	M 18 x 2	M 18 x 1,5	24,3	30,14	29,56	15	27	49,4	48,2	47,2

Fortsetzung der Tabelle Seite 2

\*) Siehe Seite 2

Erläuterungen siehe Original-Normblatt

Fortsetzung Seite 2 und 3

Tabelle (Fortsetzung)

$d_1$			$d_2$ min.	$e_1$ Ausführung		$e_2$	m	s	Gewicht (7,85 kg/dm <sup>3</sup> ) kg/1000 Stück für Muttern mit Gewinde nach		
Spalte 1	Spalte 2	Spalte 3		m	mg				Spalte 1	Spalte 2	Spalte 3
M 20	M 20 x 2	M 20 x 1,5	27	33,22	32,95	—	18	30	64,4	67,5	67,3
M 22	M 22 x 2	M 22 x 1,5	28,8	35,72	35,33	—	18	32	79,0	77,2	77,0
M 24	M 24 x 2	M 24 x 1,5	32,4	39,95	39,55	—	19	36	110	105	105
M 27	M 27 x 2	M 27 x 1,5	36,9	45,22	45,20	—	22	41	—	—	165
—	—	(M 26 x 1,5)	36,9	45,22	45,20	—	22	41	165	161	168
—	—	(M 28 x 1,5)	36,9	45,22	45,20	—	22	41	—	—	180
M 30	M 30 x 2	M 30 x 1,5	41,4	50,22	50,85	—	24	46	223	221	219
—	—	(M 32 x 1,5)	45	55,37	55,37	—	26	50	—	—	285
M 33	M 33 x 2	M 33 x 1,5	45	55,37	55,37	—	26	50	288	279	276
—	—	(M 35 x 1,5)	49,5	60,79	60,79	—	29	55	—	—	387
M 36	M 36 x 3	M 36 x 1,5	49,5	60,79	60,79	—	29	55	373	367	374
—	—	(M 38 x 1,5)	54	66,44	66,44	—	31	60	—	—	452
M 39	M 39 x 3	M 39 x 1,5	54	66,44	66,44	—	31	60	502	492	479
—	—	(M 40 x 1,5)	54	66,44	66,44	—	31	60	—	—	484
M 42	M 42 x 3	M 42 x 1,5	62	72,67	72,09	—	34	65	652	635	623
M 45	M 45 x 3	M 45 x 1,5	66	77,74	77,74	—	36	70	800	780	742
M 48	M 48 x 3	M 48 x 1,5	71	83,39	83,39	—	38	75	977	949	927
—	—	(M 50 x 1,5)	71	83,39	83,39	—	38	75	—	—	980
M 52	M 52 x 3	M 52 x 1,5	76	89,04	89,04	—	42	80	1 220	1 180	1 160
M 56	M 56 x 4	M 56 x 2	81	94,07	94,07	—	45	85	1 420	1 410	1 370
—	—	(M 58 x 2)	85	100,12	100,12	—	48	90	—	—	1 680
M 60	M 60 x 4	M 60 x 2	85	100,12	100,12	—	48	90	1 690	1 650	1 610
M 64	M 64 x 4	M 64 x 2	90	105,77	105,77	—	51	95	1 980	1 930	1 880
M 68	M 68 x 4	M 68 x 2	95	111,42	111,42	—	54	100	2 300	2 250	2 200
M 72 x 6	M 72 x 4	M 72 x 2	100	117,07	117,07	—	58	105	2 670	2 610	2 550
M 76 x 6	M 76 x 4	M 76 x 2	105	122,72	122,72	—	61	110	3 040	2 970	2 900
M 80 x 6	M 80 x 4	M 80 x 2	110	128,37	128,37	—	64	115	3 440	3 370	3 290
M 85 x 6	M 85 x 4	M 85 x 2	115	134,02	134,02	—	68	120	3 930	3 850	3 690
M 90 x 6	M 90 x 4	M 90 x 2	125	145,77	145,09	—	72	130	4 930	4 830	4 680
M 95 x 6	M 95 x 4	M 95 x 2	130	151,42	150,74	—	76	135	5 570	5 390	5 270
M 100 x 6	M 100 x 4	M 100 x 2	140	162,72	162,04	—	80	145	6 820	6 700	6 580
M 105 x 6	M 105 x 4	M 105 x 2	145	168,37	167,69	165	84	150	7 600	7 400	7 350
M 110 x 6	M 110 x 4	M 110 x 2	150	174,02	173,34	170	88	155	8 200	8 100	8 000
M 115 x 6	M 115 x 4	M 115 x 2	160	185,72	184,64	180	92	165	10 100	10 000	9 900
M 120 x 6	M 120 x 4	M 120 x 2	165	191,37	190,29	186	96	170	11 700	11 600	11 400
M 125 x 6	M 125 x 4	M 125 x 2	175	202,72	201,59	196	100	180	13 000	12 700	12 500
M 130 x 6	—	M 130 x 3	180	207,72	206,96	200	104	185	13 800	—	13 500
M 135 x 6*)	—	M 135 x 3	185	213,47	212,61	206	108	190	15 200	—	14 700
M 140 x 6	—	M 140 x 3	195	224,72	223,91	218	112	200	17 500	—	17 200
M 145 x 6*)	—	M 145 x 3	205	235,72	235,21	230	116	210	20 700	—	20 000
M 150 x 6	—	M 150 x 3	205	235,72	235,21	230	120	210	20 000	—	19 500

Fettdruckte Größen sind den mageregedruckten vorzuziehen; eingeklammerte Größen sind zu vermeiden.

\*) Diese Größen und die Größen in den Spalten 2 und 3 sind in der ISO-Empfehlung ISO/R 272-1962 nicht enthalten.

†) Für Größen ab 42 mm Gewindedurchmesser gilt  $d_1$  als Ungefährmaß.

‡) Siehe Bild auf Seite 3.

TABLA C -6 SELECCIÓN DE TUERCAS MÉTRICAS

**TUERCAS MÉTRICAS HEXAGONALES HILO CORRIENTE**  
(DIN 934)

M-6	Paso	1.00 mm.
M-8	“	1.25 mm.
M-10	“	1.50 mm.
M-12	“	1.75 mm.

**TUERCAS MÉTRICAS HEXAGONALES HILO FINO**  
(DIN 934)

M-8	Paso	1.00 mm.
M-10	“	1.25 mm.
M-12	“	1.50 mm.