



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN FRENO
PARA PRUEBAS A UN MODELO DE TURBI-
NA PELTON CONSTRUIDO EN LA F.E.S.C.

T E S I S

Que para obtener el título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

José Alberto Castro Simón

Director de Tesis
I.M.E. JOSE ANTONIO SANCHEZ GUTIERREZ



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CONTENIDO

INTRODUCCION

CAPITULO I. TEORIA DE TURBINAS PELTON

- i - i Principio de Funcionamiento 3
- i - ii Características teóricas del funcionamiento de la
turbina Pelton 6
- i - iii Elementos constitutivos de la Turbina Pelton.....17

CAPITULO II. DESCRIPCION DEL MODELO

- ii - i Descripción de los elementos constitutivos27
- ii - ii Descripción del equipo auxiliar44

CAPITULO III. DISEÑO DEL FRENO

- iii - i Introducción. Diferentes tipos de frenos47
- iii - ii Fundamentos teóricos para el diseño del freno de
zapatas exteriores 49
- iii - iii Diseño del freno 68

iii - iv	Construcción del freno	90
iii - v	Análisis de costos de la construcción del freno	95
CAPITULO IV	CARACTERIZACION DE LA TURBINA PELTON	99
	Curva Carga vs. Gasto del equipo auxiliar (ins- talación).....	102
	Curvas Características de la Turbina Pelton.....	108
CONCLUSIONES	130
BIBLIOGRAFIA	133

I N T R O D U C C I O N

Hace algún tiempo, en la Escuela Nacional de Estudios Profesionales Cuautitlan UNAM, primera de una serie de escuelas profesionales, creadas para descentralizar y ampliar la formación de profesionistas del área del Valle de México, se presentó un problema que requería de una solución mediata.

En la Carrera de Ingeniero Mecánico Electricista, se carecía de equipo de apoyo a la docencia, necesario para una captación mejor y mayor de los conceptos puramente teóricos impartidos en las aulas. En el laboratorio de Termofluidos, entre otros equipos, se requería de un banco de pruebas de alguno de los diferentes tipos de turbinas hidráulicas, sin embargo, la ENEP-C, no tenía los medios económicos necesarios para adquirir equipo didáctico especializado que podía ser obtenido solamente mediante importaciones gravosas.

Teniendo en cuenta esta situación y gracias a la intervención de gente emprendedora y con visión que existe dentro de nuestra, ahora FESC, se inició un proyecto para construir dentro de los laboratorios de Máquinas Herramientas y Termofluidos un Modelo Experimental de Turbina Pelton, destinado a cubrir la carencia del banco de pruebas de una Turbina Hidráulica. El mencionado proyecto culminó exitosamente con la construcción del citado modelo, el cuál fué realizado casi totalmente dentro de los laboratorios antes apuntados.

Para poder realizar trabajos de experimentación sobre el modelo de Turbina Pelton, se requiere de un freno que nos permita medir la fuerza que propociona la turbina bajo diferentes condiciones de funcionamiento de la misma y de aquí tener la posibilidad de conocer otros parámetros fundamentales y característicos de ella.

El diseño y construcción del frenc, necesario para poder caracterizar la turbina, son dos de los objetivos de esta tésis. La caracterización de la turbina, determinación de los parámetros característicos principales de ella, es otro objetivo primordial de este trabajo. A raíz de la consecución de este último objetivo, deben producirse conclusiones con la finalidad de perfeccionar el modelo, meta fijada como la más importante para esta tésis.

Finalmente, con la construcción del freno, su instalación sobre la turbina y una vez logrando la caracterización de la misma se podrá contar con este Modelo Experimental de Turbina pelton como material didáctico de apoyo dentro de los Laboratorios de Termofluidos de la FECS, meta principal del proyecto original de los constructores del multicitado modelo.

Capítulo I.-

TEORÍA DE TURBINAS PELTON

i.i PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.

Las turbinas hidráulicas tienen sus antecedentes en las "Ruedas de Agua" que fueron utilizadas para mover maquinaria de baja velocidad. Esta característica, baja velocidad, hoy en día las hace obsoletas en la generación y aprovisionamiento de energía a maquinaria moderna.

En la actualidad las "Ruedas de agua" han sido substituidas por Turbinas Hidráulicas que tienen capacidad para - trabajar a altas velocidades. A continuación se presentan algunas clasificaciones de las Turbinas Hidráulicas, con la finalidad de precisar dentro de este marco, la situación de - las turbinas Pelton. En general las turbinas son consideradas turbomáquinas Motrices.

CLASIFICACION DE TURBINAS HIDRAULICAS.

Las turbinas hidráulicas se clasifican en dos grandes - clases:

Turbinas de Acción o Impulso

Turbinas de Reacción o Presión.

Dentro de la clasificación anterior, existe una subclasificación, basada en la manera en la que el agua fluye a través de la turbina.-

- Flujo Radial.-

El flujo de agua a través de la turbina es radial.

a) Flujo exterior.

El agua penetra por la parte central y fluye radialmente hacia afuera.

b) Flujo interior.

El agua entra por la circunferencia exterior y fluye hacia la zona interior.

- Flujo Axial.

El flujo de agua es paralelo al eje de la turbina.

- Flujo mixto.

El flujo, en este caso, es en parte radial y en parte axial.

- Flujo tangencial.

El flujo de agua es en forma tangencial a la circunferencia exterior y en dirección perpendicular a la del eje de la turbina.

Dentro de estas clasificaciones, la turbina Pelton es una turbina hidráulica, de Acción o Impulso y Flujo tangencial. La

Turbina Pelton es la única de flujo tangencial. Enseguida se encuentran enlistadas las principales características de las Turbinas de Impulso.

- Toda la carga disponible es transformada en velocidad antes de que el agua golpee la rueda.
- La presión en el manejo del fluido como en la circulación a través de los cangilones permanece constante, igual a la presión atmosférica.
- El rodete y los cangilones deben estar dispuestos de tal manera que el aire circule libremente entre los cangilones. En otras palabras, la rueda no debe trabajar inundada.
- La turbina, debe estar localizada al pie de una caída de agua.
- El trabajo es realizado por completo por el cambio de la energía cinética del chorro.

Como se puede observar de la lista anterior, la velocidad del chorro es la base primordial en el funcionamiento de una turbina de impulso o acción como es el caso de la Turbina Pelton.

i. ii CARACTERISTICAS TEORICAS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA PELTON.

Para efecto de la presentación de los principales características teóricas de funcionamiento de la Turbina Pelton, - el presente inciso del capítulo se subdividirá en varios puntos, los cuales son.

- 1) Triángulos de velocidad
 - 2) Potencia, Velocidad y Gasto Unitarios
 - 3) Curvas características
 - 4) Leyes de semejanza
 - 5) Velocidad específica.
- 1) Triángulos de velocidad.

Para realizar un análisis de los dos estadios principales en el paso del agua a través de los cangilones, se cuenta con una herramienta valiosa conocida con el nombre de triángulo de velocidad sobre la que se profundiza a continuación.

Como su nombre lo indica, los triángulos de velocidad se conforman tomando en consideración las diferentes velocidades que intervienen en el análisis de el paso de agua por los cangilones de la Turbina Pelton.

Al realizar cualquier análisis del paso de agua a través de los cangilones, se consideran dos puntos o estadios principales, los que son, entrada y salida. A continuación se mues-

tran dos triángulos de velocidad, representativos de aquellos que se elaboran para realizar el tipo de análisis mencionando renglones antes.

(FIG. 1-1)

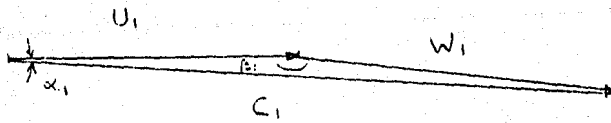
2) Potencia, Velocidad y Gasto Unitarios.

Para el estudio del funcionamiento de las Turbinas Pelton existen ciertas características que deben ser consideradas, como son; Potencia Unitaria, velocidad unitaria y gasto unitario.

Como preámbulo a estos conceptos es necesario hacer mención de una consideración importante. En el análisis del funcionamiento de la turbina se hace necesario hacer una separación de las pérdidas de energía que ocurren en la turbina de aquellas que se originan en los conductos que la alimentan.

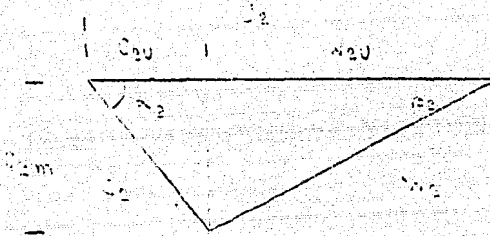
FIG. 1-1

ENTRADA.-



$$\beta_1 \rightarrow 180^\circ \quad ; \quad \alpha_1 \rightarrow 0$$

SALIDA.-



Donde:

- | | | | |
|---|------------------------------------|----------|-----------------------------|
| U | Velocidad, periférica del cangilón | C_{2u} | Componente periférica de C |
| W | Velocidad relativa del fluido | C_{2w} | Componente meridional de C. |
| C | Velocidad absoluta del fluido | α | Angulo formado entre U y W |
| | | β | Angulo formado entre U y C. |
- Para la Potencia máxima:

$$N = \frac{Q R H}{g}$$

donde H es la parte de la energía cinética que se convierte en carga y que es aprovechada por la turbina:

$$H = (C \cdot U) U / g$$

$$N = \frac{Q R (C \cdot U) U}{g} = \frac{Q R}{g} (C \cdot U \cdot U^2)$$

$$\frac{dP}{dU} = \frac{Q R}{g} (C - 2U) \quad ; \quad \frac{d^2 P}{dU^2} = -2 \frac{Q R}{g}$$

de la 1a derivada, para ser máxima

$$\frac{dP}{dU} = 0$$

$$C - 2U = 0 \Rightarrow 2U = C \quad ; \quad U = \frac{1}{2} C$$

Lo anterior se refiere al fluido de trabajo, agua.

La separación arriba mencionada se logra mediante la introducción de dos conceptos; Cabezal Bruto y Cabezal Neto.

Cabezal Bruto esta definido como la diferencia del nivel existente entre la parte más alta y la más baja en el recorrido total del fluido.

La diferencia entre la energía total del agua precisamente antes de entrar a la turbina y justamente después de dejarla, se conoce como:

Cabezal Neto. En otras palabras es el Cabezal Bruto menos las pérdidas originadas en la conducción del fluido exclusivamente: en los canales de entrada y salida.

Potencia Unitaria.

La Potencia Unitaria esta definida como la potencia desarrollada por la turbina bajo un Cabezal Neto de un metro.

$$N = \rho \cdot Q \cdot H$$

$$\text{pero } Q = a \cdot V \quad \text{y} \quad V = (2gH)^{1/2}$$

$$\therefore N = \rho \cdot a \cdot (2gH)^{1/2} \cdot H$$

$$N = \rho \cdot a \cdot (2gH \cdot H^2)^{1/2}$$

$$N = K_1^{3/2}$$

$$N \propto H^{3/2}$$

donde K_1 esta en función de la velocidad y el área de la boca de la tobera.

cuando $H = 1 \text{ m.}$

$\Rightarrow N = K_1$; Potencia unitaria = N_u

Entonces $N_u = N / H^{3/2}$

Velocidad Unitaria.

La velocidad unitaria se define como la velocidad de la turbina bajo un Cabezal Neto de un metro.

$$V = \frac{\pi D^2 n}{40}$$

pero $V \sim H^{1/2}$. $\Rightarrow n \sim H^{1/2}$

$$n = K_2 H^{1/2}$$

donde K_2 esta en función de las condiciones de operación.

Cuando $H = 1 \text{ m.}$

$\Rightarrow n = K_2$; Velocidad Unitaria = V_u

Entonces $V_u = \frac{n}{H^{1/2}}$

Gasto Unitario.

El volúmen de agua que pasa a través de la turbina bajo un Cabezal Neto de un metro, define el Gasto Unitario.

$$Q = n V$$

pero $V \propto H^{1/2}$

a es constante para una turbina dada.

$$Q \propto H^{1/2}$$

$$Q = K_3 H^{1/2}$$

donde K_3 esta en función de las condiciones de operación de la turbina.

cuando $H = 1 \text{ m.}$

$$\Rightarrow Q = K_3 \quad ; \quad \text{Gasto Unitario} = Q_u$$

$$Q_u = \frac{Q}{H^{1/2}}$$

De aquí, si la cuestión es cuantificar el funcionamiento de una turbina bajo un cabezal H_0 cualquiera en relación con el cabezal actual H , tenemos:

$$N_0 = N \left[H_0/H \right]^{3/2}$$

$$n_0 = n \left[H_0/H \right]^{1/2}$$

$$Q_0 = Q \left[H_0/H \right]^{1/2}$$

3) Curvas características.

Estas curvas muestran la manera en que la turbina se comporta a través de un amplio rango de condiciones de opera- 11

ción. Estas gráficas son preparadas a partir de los datos obtenidos de las pruebas realizadas a las turbinas.

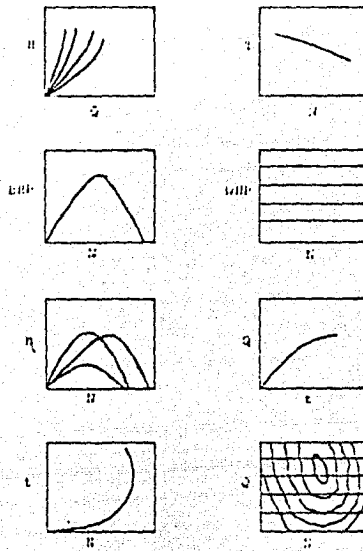
A continuación se muestran las curvas características teóricas de una turbina Pelton.

(FIG. 1-2)

4) Leyes de Semejanza.

El principio de semejanza se aplica a las turbinas con el objeto de predecir el funcionamiento de algún diseño, a partir de pruebas a un modelo. Un pequeño modelo de turbina se construye y se prueba; de los resultados de estas pruebas y mediante el uso de las leyes de semejanza se obtienen los resultados que el diseño ofrecerá, de llegar a construirse.

Enseguida se enlistan estas leyes de semejanza:



D O N D E :

- H - Carga
- Q - Gasto Hidráulico
- T - Momento Torsionante
- N - Revoluciones del Rodete
- BHP - Potencia al Freno
- WHP - Potencia Hidráulica
- Eficiencia
- t - Abertura en la tobera

Las figuras superiores muestran las curvas características de una turbina Pelton cualquiera. Las curvas que incluyen t , abertura de la tobera, no se podrán realizar con el modelo que nos ocupa por no poseer el dispositivo indicado para ello.

FIG. 1-2

Velocidad

$$\frac{d}{d_1} = \left[\frac{n}{n_1} \right]^{1/2} \quad \text{y} \quad \frac{v}{v_1} = \frac{d}{d_1} \left[\frac{H}{H_1} \right]^{1/2}$$

Potencia

$$\frac{V}{V_1} = \frac{d^2 H^{3/2}}{d_1^2 H_1^{3/2}} = \frac{n^3 d^5}{n_1^3 d_1^5}$$

Cabezal

$$\frac{H}{H_1} = \frac{n^2 d^2}{n_1^2 d_1^2}$$

Gasto

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{v}{v_1} \left[\frac{d}{d_1} \right]^{3/2} = \frac{n d^3}{n_1 d_1^3}$$

Donde:

d = Diámetro de la Turbina

V = Velocidad de la Turbina

n = Velocidad angular de la Turbina

Q = Gasto requerido por la Turbina

N = Potencia desarrollada por la turbina

H = Cabezal neto actuando sobre la turbina

El subíndice 1 indica que el parámetro representado por la letra antepuesta corresponde al prototipo.

De todo lo anterior se desprende.

Gasto \propto Velocidad

Cabezal \propto Velocidad ²

Potencia \propto Velocidad ³

Cabezal \propto Velocidad ²

Gasto \propto Diámetro ³

Potencia \propto Diámetro. ⁵

5) Velocidad específica.

Una vez que sabemos como se comporta una turbina bajo condiciones unitarias, es necesario saber que podemos comparar - turbinas de diferentes tipos; las características de una máquina imaginaria idéntica en forma, proporciones geométricas, ángulos, con la máquina actual pero reducida de tal manera que desarrolle 1 H.P. bajo cabezal unitario.

La velocidad específica esta definida como la velocidad - a la cual la turbina actua desarrollando 1 H.P. bajo un cabezal neto de 1m. Dentro de ciertos límites, cada tipo de turbina tiene su propio valor de velocidad específica (rango de-

valores). Si conocemos la velocidad específica de una turbina, podemos saber el tipo de turbina de que se trata.

A continuación se muestra una tabla de velocidades específicas aplicables a Turbinas Pelton.

TURBINAS PELTON

n_s (RPM)	CLASIFICACION
4 - 10	LENTA
10 - 18	NORMAL
18 - 32	RAPIDA

Una de las principales ventajas de la Velocidad Específica es que es independiente de las dimensiones de la Turbina. Todas las turbinas de la misma forma, operando bajo los mismos valores de velocidad, gasto y cabezal tendrán la misma velocidad Específica.

La Velocidad Específica de una turbina es dependiente del sistema de unidades empleado en lo que respecta a su valor numérico.

La Velocidad Específica, n_s esta dada por

$$n_s = \frac{n}{10} \left[\frac{Q}{H (H)^{1/2}} \right]^{1/2}$$

i.iii ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA TURBINA PELTON

La presente sección del capítulo está dedicada a la introducción de los elementos constitutivos de mayor importancia en una Turbina Pelton.

La introducción que se menciona en el párrafo anterior - constará de citar los elementos constitutivos y posteriormente mencionar brevemente las principales características de cada uno de ellos así como el papel que desempeñan en el funcionamiento global de la turbina.

Los elementos que constituyen una turbina Pelton y que son los más importantes son:

Rueda Motriz

a) Cangilones

b) Rodete

Flecha o Eje.

Rodamientos

Tobera o Chiflón

Carcaza

Rueda Motriz

La Rueda Motriz en una Turbina Pelton, se le llama al conjunto formado por los Cangilones y el Rodete y constituye el elemento de la turbina que transforma la energía del fluido -

en un momento torsionante utilizado posteriormente de diferentes maneras.

A) Cangilones.

Los cangilones de una Turbina Pelton, son los elementos más importantes dentro de la Turbina; esta importancia radica en que es en estos elementos donde se aprovecha la energía del fluido convertida posteriormente en el antes mencionado momento torsionante.

Debido a la importancia de la labor que desarrollan estos elementos dentro del funcionamiento general de la turbina su manufactura, sobre todo en lo referente a los intrados (su superficies de los cangilones que hacen contacto con el fluido de trabajo) es muy delicada. El acabado de estas superficies debe ser muy fino con el objeto de reducir en lo posible la fricción y evitar así las pérdidas de energía por ese concepto. Dentro de el acabado de los intrados se deben respetar celosamente los ángulos de entrada y salida del cangilón, ya que de no hacerlo así se afectan las condiciones de operación de la máquina.

B) Rodete.

El Rodete es la parte de la Rueda Motriz que sirve de apoyo para los cangilones, en otras palabras, los cangilones son montados y fijados sobre el Rodete en la mayoría de los casos; existen casos en los que el Rodete y los cangilones se funden en una sola pieza.

Mediante la combinación del rodete y los cangilones se -
determinan una serie de características en las Turbinas Pel-
ton como es el caso de los diferentes diámetros básicos que -
se abordan en el capítulo II de este trabajo.

Flecha o Eje.

Es el elemento que proporciona el apoyo necesario a la -
Rueda Motriz, es receptor y transmisor del momento torsionan-
te originado en la misma Rueda Motriz. Finalmente y como su -
nombre lo indica proporciona el eje de giro a la Rueda Motriz

En el Capítulo II se encuentran los datos específicos pa-
ra la flecha del modelo de Turbina Pelton que nos ocupa.

Rodamientos.

En este caso, al igual que en el de cualquier máquina, -
los rodamientos sirven de sosten a la flecha, al mismo tiempo
que le permiten girar con la menor fricción posible a fin de-
reducir al mínimo, las pérdidas de energía por rozamiento.

Tobera o chiflón.

La tobera es la sección final en la tubería de alimenta-
ción a la turbina; su función consiste en transformar la ener-
gía de presión que posee el fluido en este punto, antes de en-
trar a la turbina, en energía cinética. Lo anterior se logra-
mediante una reducción del diámetro de la tubería exactamente
antes de que el fluido abandone la tubería de alimentación de
la turbina.

La construcción de las toberas de inyección es un proceso delicado, ya que se debe evitar provocar turbulencias en el fluido y el chorro producido deberá tener un diámetro constante.

El número de toberas por turbina puede llegar a ser como máximo cuatro.

Carcaza.

La carcaza de una turbina es la cubierta exterior de la misma, soporta por intermediación de los rodamientos la flecha con su carga y sirve de apoyo a la tubería de alimentación en su última sección, antes de la tobera.

DESCRIPCION DEL MODELO

Una vez que han sido asentados los fundamentos teóricos necesarios para el diseño de una turbina Pelton, es conveniente que se describa perfectamente el modelo de turbina sobre el cual vamos a trabajar; este es el proposito del presente capítulo.

Todos los cálculos, factores de diseño y referencias que se incluyen en este capítulo, no serán discutidos en este trabajo, y son introducidos aquí como una memoria del trabajo realizado para llevar a cabo la construcción de este Modelo Experimental de Turbina Pelton.

Como nota importante cabe subrayar que los factores de diseño y referencias de que se hace mención en el párrafo anterior y que los constructores de este modelo usaron, fueron desarrollados por la firma alemana constructora de turbinas Pelton-J. M. Voith, quienes a su vez basan todo el desarrollo de su tecnología en las Normas DIN, principalmente

Antes de iniciar la descripción del modelo es importante conocer los tres parámetros más relevantes que constituyen las condiciones de Diseño y que son:

- Carga neta suministrada H
- Gasto promedio disponible Q
- Revoluciones del rodete. n

La carga neta suministrada y el gasto promedio disponible serán suministrados por una bomba, la cuál será descrita como - equipo auxiliar en su oportunidad. Los valores de estas dos condiciones del Diseño son:

$$H = 13 \text{ mca}$$

$$Q = 2 \text{ L/seg}$$

Por otro lado, es necesario especificar las R.P.M. a que - girará el rodete de la turbina, ya que esta generalmente está - acoplada directamente a un generador eléctrico, el cuál para - realizar su trabajo requiere de un número n de revoluciones para proporcionar energía eléctrica de determinadas características. Por lo anterior, el modelo fue diseñado para ser acoplado directamente a un generador sincro o de 900 RPM. que se determinaron de la siguiente forma.

$$n = \frac{120 f}{P} \Rightarrow n = \frac{120 \times 60}{8} = 900 \text{ RPM}$$

Donde:

f - Frecuencia

P - No. de polos.

La razón por la que se escogió $P = 8$ es la siguiente.-
 Los constructores de equipo eléctrico recomiendan, aunque no es indispensable, que el número de polos (P) sea múltiplo de 4 para simplificar la construcción de generadores; además también recomiendan que la velocidad sincrónica (n) sea lo mayor posible, ya que las dimensiones del equipo, en ese caso, disminuirán y por lo tanto su costo se abatirá.

Por otro lado, también interviene el concepto de velocidad específica (n_s) ya expuestos en el Capítulo I.

Veamos un ejemplo.-

$$\text{Si } P = 4 \Rightarrow n = \frac{120 \times 60}{4} = 1800 \text{ RPM}$$

$$n_s = \frac{1800}{10} \left[\frac{2}{15 (15)^{1/2}} \right]^{1/2} = 33.39 \text{ RPM}$$

Según la clasificación expuesta en el Cap. I.

Velocidad Específica:

$$n_s = 33.39 \text{ RPM} \Rightarrow \text{Rueda Rápida.}$$

Para el caso de $P = 8 \Rightarrow N = 900$

$$n_s = \frac{900}{10} \left[\frac{2}{15 (15)^{1/2}} \right]^{1/2} = 16.698 \text{ Rueda Normal.}$$

De todo lo anteriormente expuesto se desprende el cálculo de la potencia de la turbina.

$$N = \frac{\rho Q H}{102} \eta$$

La eficiencia (η) que J. M. Voith obtiene de sus Turbinas de Chorro Libre, fluctua alrededor del 85%. Nuestros constructores de el modelo, tomando en consideración principalmente sus deficiencias en el proceso de manufactura, estimaron obtener 5% menos que la Casa Voith, esto es, estimaron obtener una eficiencia del 80%. Por lo tanto

$$N = \frac{1000 (0.002) 15}{102} (0.80)$$

$$N = 0.235 \text{ Kw} = 235 \text{ w.}$$

Donde:

N - Potencia.

Otro concepto que es necesario introducir aquí, es el de velocidad de Desboque; este concepto consiste en considerar una velocidad teórica a la cuál la turbina no es capaz de realizar ningún trabajo, ya que la velocidad periférica del rodetes y la velocidad del agua del chorro, tangencial a aquel, aproximadamente son iguales.

La velocidad de Desboque (n_d) se obtiene de la expresion

$$n_d = 1.8 n_1 (H)^{1/2}$$

donde n_1 es la velocidad unitaria en RPM para $H = 1m$

$$n_1 = \frac{n}{H^{1/2}} = 232.38 \text{ RPM}$$

$$\therefore n_d = 1.8 n_1 \Rightarrow n_d = 1.8 (232.38) = 418.28 \text{ RPM}$$

Para Gasto Unitario (Q_1) también para $H = 1m$ tenemos:

$$Q_1 = \frac{Q}{H^{1/2}} \Rightarrow Q_1 = \frac{2.0}{15^{1/2}} = 0.516 \text{ L/seg}$$

Velocidad del agua a la salida de la Tobera (C_0)

$$C_0 = \varphi [2gH]^{1/2} ; \varphi - \text{coeficiente de velocidad} = 0.96$$

$$C_0 = 0.96 [2 \cdot 9.81 \cdot 15]^{1/2} = 4.25 [15]^{1/2}$$

$$C_0 = 16.46 \text{ m/seg}$$

Velocidad tangencial o periférica de la rueda motriz (U)

$$U = 0.467 C_0 \Rightarrow U = 0.467 (16.46)$$

$$U = 7.697 \text{ m/seg}$$

Resumiendo nuestros parámetros básicos Condiciones de Diseño son:

$H = 15$ mca
 $Q = 2$ L/seg
 $n = 900$ RPM
 $N = 235$ ω
 $\eta = 80$ %
 $n_s = 16.696$ RPM
 $n_d = 1620$ RPM
 $Q_s = 0.516$ L/seg
 $n_s = 232.38$ RPM
 $C_s = 16.46$ m/seg
 $U = 7.687$ m/seg

Para comenzar con la descripción física actualizada de - de nuestro Modelo, dividiremos este capítulo en dos secciones principales que son:

ii-i Descripción de los elementos constitutivos.

ii-ii Descripción del equipo auxiliar.

La primera parte del capítulo esta enfocada a describir los elementos intrínsecos de la turbina, haciendo también una semblanza del cálculo realizado para la construcción de los - mismos.

La sección dedicada a la Descripción del equipo auxiliar como su denominación lo indica, describirá el equipo que sustituirá a la caída de agua y las instalaciones pertinentes para el cabal aprovechamiento de la energía derivada de dicha - caída de agua.

En esencia, este capítulo nos servirá como marco de referencia y punto de partida para desarrollar posteriormente el objetivo principal de esta Tesis en los capítulos subsiguientes.

ii-i Descripción de los elementos constitutivos.

Como ya se vió anteriormente los elementos más importantes de una Turbina Pelton son:

1.- Rueda Motriz

a) Cangilones

b) Rodete

2.- Flecha o Eje

3.- Rodamientos

4.- Tobera o chiflón

5.- Carcaza.

1.- Rueda Motriz.

Para desarrollar la presentación de la llamada Rueda Motriz, esta se dividirá en dos secciones que son:

a) Cangilones.-

Como se apuntó en el capítulo anterior, los cangilones son los componentes que probablemente sean los más importantes y delicados en su manufactura dentro de lo que es la Turbina Pelton.

Para la construcción de los cangilones del modelo que nos ocupa se usaron referencias y la experiencia de la casa Voith de esta manera.

Existen dos medidas fundamentales para el diseño de un cangilon y son:

Diámetro del chorro (chiflón) (d_c) [mm.]

$$d_c = \left[\frac{4 Q}{\pi \cdot 0.96 \cdot (2 g H)^{1/2}} \right]^{1/2}$$

$$d_c = 17.3 [Q_1]^{1/2} \Rightarrow d_c = 12.427 \text{ mm.}$$

Diámetro base de la rueda motriz (D_1), es decir, diámetro del rodete en el cuál el centro del chiflón es tangente [mm.]

$$D_1 = \frac{60 \cdot (0.45) \cdot (2 g H)^{1/2}}{\pi \cdot n}$$

$$D_1 = \frac{23.22}{n} \Rightarrow D_1 = 163.95 \text{ mm.}$$

En base a estas dos medidas esenciales, se desarrollan todas las características principales de los cangilones. Veamos.

Ancho del cangilón (b_2)

$$b_2 = (2.8 \text{ hasta } 3.2) d_c$$

Largo del cangilón (L)

$$L = (2.4 \text{ hasta } 2.6) d_c$$

Ancho del corte (a)

$$a = (1.15 \text{ hasta } 1.23) d_o$$

Largo del corte (b_1)

$$b_1 = (0.27 \text{ hasta } 0.29) d_o$$

Punta al centro del chorro en el filo divisorio (arista) (E)

$$E = (1.3 \text{ hasta } 1.34) d_o$$

Profundidad del cangilón (T)

$$T = (0.28 \text{ hasta } 0.32) b_2 \text{ ó } T = (0.85 \text{ hasta } 1.2) d_o$$

Angulo de entrada del agua (β_1), es decir ángulo del filo divisorio.

$$\beta_1 = 7^\circ \text{ hasta } 15^\circ$$

Angulo de salida del agua (β_2)

$$\beta_2 = 4^\circ \text{ hasta } 7^\circ$$

Grueso medio del cangilón en el borde (s)

$$s = 5 \text{ hasta } 12 \text{ mm.}$$

Grueso del fondo del cangilón en D_1 (s_{D_1})

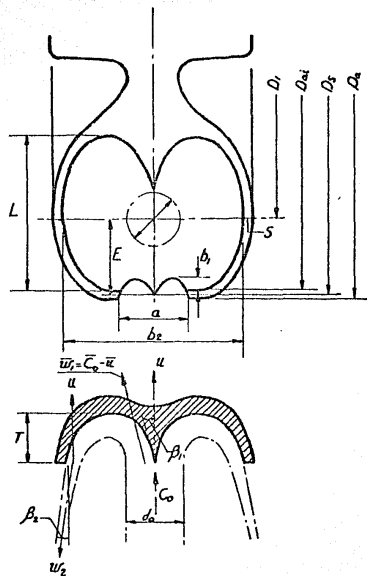
$$s_{D_1} = (1.60 \text{ hasta } 1.70) s$$

Grueso de las costillas (nervaduras) del cangilón en el punto más bajo de D_1 (s_{eD_1})

$$s_{eD_1} = (2.25 \text{ hasta } 2.32) s$$

Para una mejor comprensión de todas estas medidas, se presenta a continuación un esquema del cangilón ilustrado dichas medidas.

(ESQUEMA DE UN CANGILÓN)



TITULO			ESQUEMA DE UN CANGILON		F. E. S. C.	
UNIDAD ó MONTAJE			DIBUJO		ESCALA	
N2			J. A. CASTRO		—	
PARTE	CANT.	MATERIAL	REVISO		COTAS EN	
ACABADOS			APROBO		FECHA	
~ FUNDICION ∇ DESBASTE					NOV. 4 - 83	
∇∇ FINO ∇∇∇ RECTIFICADO			DIB. N°.			

Estos rangos de variación en los coeficientes son debidos al margen amplio de velocidades específicas que tienen las turbinas Pelton. El modelo que se construyó fue diseñado para una Velocidad Específica Normal, y dado que los coeficientes menores son empleados para Turbinas Pelton Lentas y los mayores lo son para las reudas rápidas o extremadamente rápidas; se tomarán los valores intermedios para cada caso.

Tomando en cuenta la información citada en el párrafo anterior:

$$b_2 = 3do \quad \Rightarrow \quad b_2 = 37.28 \text{ mm.}$$

$$L = 2.5do \quad \Rightarrow \quad L = 31.0675 \text{ mm.}$$

$$a = 1.19do \quad \Rightarrow \quad a = 14.788 \text{ mm.}$$

$$b_1 = 0.28do \quad \Rightarrow \quad b_1 = 3.479 \text{ mm}$$

$$E = 1.32do \quad \Rightarrow \quad E = 16.40 \text{ mm}$$

$$T = 1.0do \quad \Rightarrow \quad T = 12.427 \text{ mm.}$$

$$\beta_1 = 12^\circ$$

$$\beta_2 = 5^\circ$$

$$S = 5 \text{ mm}$$

$$SD_1 = 1.65 \quad \Rightarrow \quad SD_1 = 8.25 \text{ mm}$$

$$SD_2 = 2.285 \quad \Rightarrow \quad SD_2 = 11.425 \text{ mm.}$$

Las nervaduras sirven de refuerzo y son colocados en el punto más bajo del cangilón puesto que es aquí donde el agua cambia de dirección y se presentan por ende los máximos esfuerzos.

Existen diferentes diámetros característicos de la rueda-Motriz y son:

Diámetro interior en el extremo del cangilón (D_{ai})

$$D_{ai} = D_1 + (2.5 \text{ hasta } 2.6) d_o$$

$$D_{ai} = 163.95 + 2.55 (12.427) = 195.64 \text{ mm.}$$

Diámetro exterior del cangilón (D_a).

$$D_a = D_{ai} + 2S \quad \Rightarrow \quad D_a = 195.64 + 2(5)$$

$$D_a = 205.64 \text{ mm.}$$

Diámetro exterior en la punta de la arista (D_e),

$$D_s = D_1 + 2E \Rightarrow D_s = 163.95 + 2(16.40)$$

$$D_s = 196.75 \text{ mm.}$$

El empuje del chiflón por tobera (ECT) se calcula de la siguiente manera.

$$ECT = \frac{716200 \text{ N} (z) 102}{Z_0 D_1 n 75}$$

Donde

$$\begin{array}{ll} N & [=] \text{ Kw.} \\ n & [=] \text{ RPM} \\ Z_0 & - \text{ Numero de toberas.} \\ D & [=] \text{ mm.} \end{array}$$

$$ECT = \frac{716200 (0.235) (2) (102)}{163.95 (1) (900) (75)}$$

$$ECT = 3.10 \text{ Kg} = 30.41 \text{ N}$$

Para optimizar el aprovechamiento de la energía que entrega el chiflón, es necesario determinar un número de cangilones (z) en la rueda motriz, tal que cada partícula de agua ceda la mayor cantidad posible de esa energía. Para lograr lo anterior se requiere de un cálculo analítico, presentado a continuación.

$$z = \frac{D_s \pi}{t}$$

Distancia real medida sobre el círculo D_s entre los cangilones (t)

$$t = (0.15 \text{ hasta } 0.40) t_h$$

Distancia teórica máxima para que toda partícula de agua aún las del extremo del chorro, lleguen a tocar el cangilón precedente, pero no cedan su energía a este (t_h)

"El coeficiente de T_h debe ser tal, que toda partícula de agua pueda ceder su energía al cangilón precedente. Se ha encontrado que si el número de cangilones es elevado, cada intervención de uno de ellos en el chorro, causa demasiados disturbios en este, bajando la eficiencia. Si el número de cangilones es pequeño, puede suceder que lleguen a pasar partículas de agua sin ceder su energía".

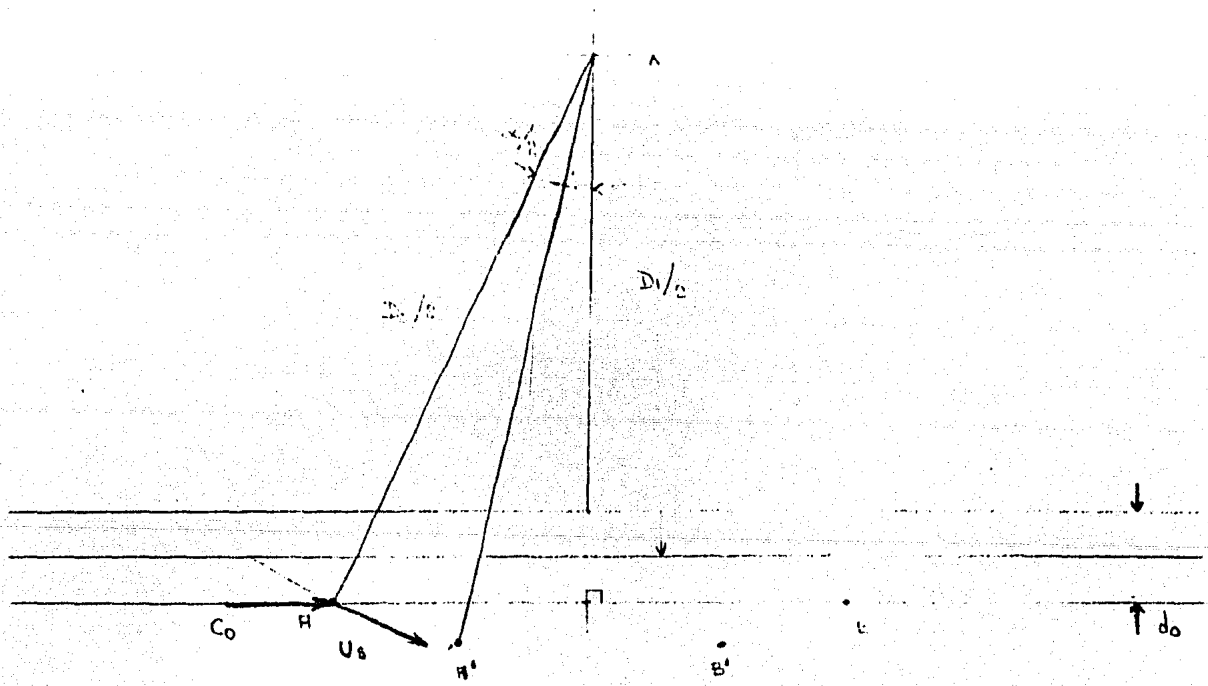
La cas Voith encontró, en base a pruebas de laboratorio y seleccionando un tamaño de cangilón (ϵ) elevado, que es conveniente seleccionar un valor de T_h también elevado.

Lo anterior se traduce en un número reducido de cangilones un mejor aprovechamiento de cada partícula de agua y una reducción al mínimo de los problemas antes mencionados (disturbios en el chorro).

Valoración de T_h .

$$U_s = n r_s : \frac{2\pi n r_s}{60} = 9.271 \text{ m/seg}$$

$$C_o = 16.16 \text{ m/seg}$$



$$\frac{\overline{AB}}{2} = \left[\left(\frac{D_s}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_1 + d_0}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \Rightarrow \overline{AB} = 2 \left[\left(\frac{D_s}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_1 + d_0}{2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\overline{AB} = 2 \left[\left(\frac{196.75}{2} \right)^2 - \left(\frac{163.95 + 12.427}{2} \right)^2 \right]^{1/2} = 87.18 \text{ mm.}$$

$$\cos \alpha/2 = \frac{D_1/2 + d_0/2}{D_s/2} = \frac{D_1 + d_0}{D_s}$$

$$\alpha/2 = \arccos \frac{163.95 + 12.427}{196.75} = 26.30^\circ \therefore \alpha = 52.60^\circ$$

$$\widehat{AB} = \alpha r \Rightarrow \widehat{AB} = \alpha D_s/2 = 0.918 \frac{196.75}{2} = 90.31 \text{ mm.}$$

$$\widehat{AA'} + \widehat{BB'} = 2\widehat{AA'} = 2\widehat{BB'}$$

$$d = vt \Rightarrow t = d/v$$

$$\widehat{d} = U_s \frac{\overline{AB}}{C_0}$$

$$U_s = \frac{\pi D n}{60} \Rightarrow \widehat{d} = \frac{\pi D n}{60} \frac{\overline{AB}}{C_0}$$

$$\widehat{d} = \frac{\pi (196.75) (900) (87.18)}{60 (16469)} = 49.10 \text{ m}$$

$$\widehat{d} = \widehat{AA'} + \widehat{BB'} = 2\widehat{AA'} = 2\widehat{BB'}$$

$$t_n = \widehat{AB} - \widehat{d} \Rightarrow t_n = 90.31 - 49.10 = 41.21$$

Una vez conociendo T_n procedemos a calcular el número de -
cangilones (Z)

$$t = t_n \cdot 0.90 \Rightarrow T = 41.21 (0.9) = 37.08$$

$$Z = \frac{D \cdot \pi}{t} \Rightarrow Z = \frac{196.75 (\pi)}{37.08} = 16.69$$

$Z = 17$ cangilones.

Estos cangilones proceden de una fundición de bronce (uni-
ca operación dentro de la construcción del Modelo de Turbina -

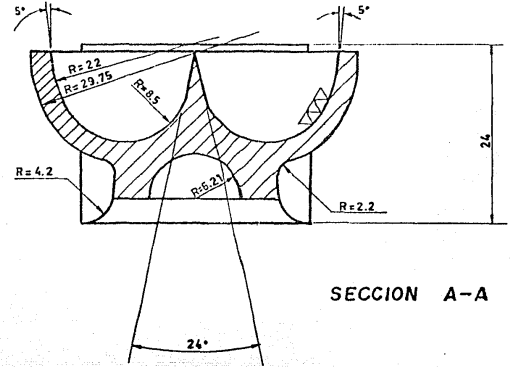
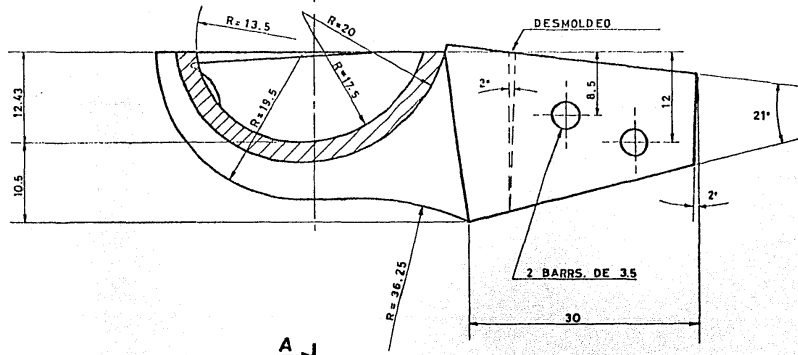
Felton desarrollada fuera de la FESC) hecha a partir de un modelo de cangilón fabricado a base de resinas plásticas. Una vez obtenidas las piezas, fueron maquinadas y pulidas a espejo manualmente para no deteriorar o alterar las dimensiones claves de los cangilones, intrados.

Finalmente, presento un plano detallando las medidas y dimensiones hasta este punto desconocidas y que forman los intrados de los cangilones. Este plano fue realizado a partir de uno proporcionado por los constructores; el estudio del trazo y cálculo de estas características, es ajeno a este trabajo. El plano corresponde a la elaboración del modelo para fundición de los cangilones.

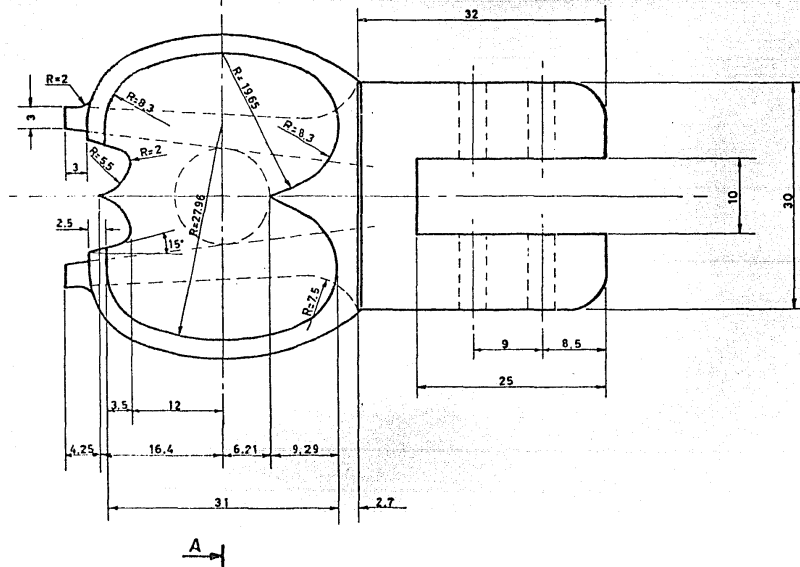
(CANGILON)

b) Rodete.-

Rodete en este caso se le nombra al disco de acero comercial sobre el cual fueron montados los cangilones. Este disco se encuentra fijo a la flecha o eje de la turbina por medio de un "prisionero".



SECCION A-A



TITULO		CANGILON		F. E. S. C.	
UNIDAD ó MONTAJE		DIBUJO J. A. CASTRO		ESCALA 2:1	
PARTE N°	CANT.	MATERIAL RESINA POLYESTER	REVISO	COTAS EN m.m.	
ACABADOS			APROBO	FECHA NOV. 4 - 83	
~ FUNDICION ∇ DESBASTE			DIB. N°		
∇∇ FINO ∇∇∇ RECTIFICADO					

Las experiencias que nos transmitieron los constructores en lo referente al ensamblado de la Rueda Motriz, indican; después de haber maquinado el rodete, el problema principal para realizar el ensamble era el balanceo de la Rueda Motriz. La manera en que se resolvió este problema fué el considerar balanceado o ligeramente desbalanceado el rodete y concentrar la atención en la distribución de los cangilones, en base a su peso, sobre el rodete

La razón de la consideración anterior está basada en estimar que la fundición de los cangilones no fué lo suficientemente adecuada para lograr piezas, sino del mismo peso, cuando menos muy aproximado. Esta consideración se comprobó al pesarmínuciosamente cada uno de los cangilones y encontrar no muy pequeñas variaciones aún con estos ya acabados totalmente.

Por todo lo antes mencionado y al carecer de equipo para efectuar otro tipo de balanceo, se decidió realizar un balanceo estático de fuerzas, tratando de lograr una resultante de estas igual a cero; lo anterior se logró tomando posiciones fijas dado el número de cangilones de ensamblar y efectuando además iteraciones variando la colocación de las fuerzas en las diferentes posiciones. Para todo esto, se hizo necesario identificar cada uno de los cangilones así como también cada una de las posiciones, perfectamente.

Una vez que se determinó la posición mejor para cada cangilón, se procedió a fijarlos por medio de tornillos, arande-

las de presión y tuercas en cada uno de los barrenos practicados con antelación tanto en los cangilones como en el rodete.

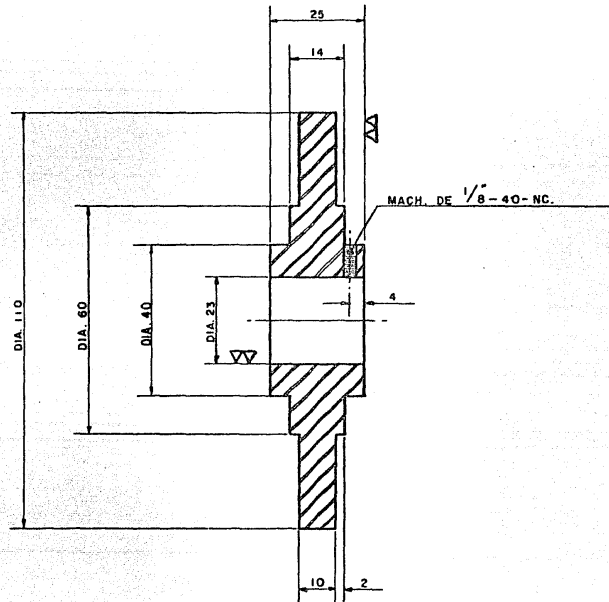
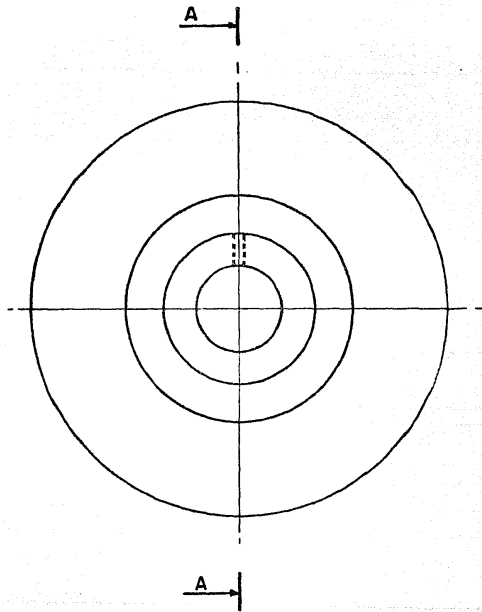
Las medidas del rodete, principalmente su diámetro exterior (D_{ER}), están especificadas de tal manera que al ser ensamblados, rodete y cangilones, se cumplan las características descritas en el inciso anterior (cangilones); veamos. Partiendo de: $D_s = 196.75$ y tomando como referencia la longitud total del cangilón 71.85

$$D_a = 2(71.85) - 2(24) + 110 = 203.7 = 205.64 \text{ mm.}$$

Cabe apuntar en este momento el hecho de que ya completamente identificada la posición específica para cada cangilón - sobre el rodete y faltando únicamente ensamblarlos sobre el mismo, los cangilones fueron recubiertos por una delgada capa de barniz marino para protegerlos de la corrosión por la acción del agua.

A continuación se muestra un plano realizado a partir del proporcionado por los constructores, detallando el rodete.

(RODETE)



SECCION A-A

TITULO				F. E. S. C.	
RODETE					
UNIDAD 6			DIBUJO	ESCALA	
MONTAJE			J. A. CASTRO	1 : 1	
PARTE N°	CANT.	MATERIAL ACERO	REVISO	COTAS EN	
		DGN. 1018		m m.	
ACABADOS			APROBO	FECHA	
~ FUNDICION ▽ DESBASTE ▽▽ FINO ▽▽▽ RECTIFICADO				ENERO 1984	
			DIB. N°		

2.- Flecha o Eje.-

La Rueda Mótriz una vez ya ensamblada se monta sobre el eje. Este eje fué maquinado a partir de una barra de acero comercial rolado en frío. Las características de la flecha se citan a continuación.

El diámetro, la principal característica de la flecha de turbinas hidráulicas, es determinado unicamente por torsión y la relación N/n . De las normas de diseño de la Casa Voith y para N/n hasta 2.17 .

$$d = 120 \left[N/n \right]^{1/4}$$

con un ángulo de torsión de $1/4^\circ$ por metro de longitud.

De este modo.

$$d = 120 \left[0.3195 / 400 \right]^{1/4} = 16.47 \text{ mm.}$$

ya que $N [=]$ C.V.

$$0.235 (1.341) (1.014) = 0.3195 \text{ C.V.}$$

este diámetro es en la sección de la flecha en donde se acoplarán los baleros.

El diámetro de la flecha en el lugar donde queda montado el rodete será mayor por tenerse en este punto el mayor peso cuando la turbina esta detenida, de tal suerte.

$$D_r = 1.36 d \Rightarrow D_r = 1.36 (16.47) = 22.40 \text{ mm.}$$

$$\Rightarrow D_r = 22.40 \text{ mm.}$$

A continuación se muestra un plano de la flecha de la tur**u**
bina.

3.- Rodamientos.-

Los rodamientos sirven como soporte a la flecha y es so**u**
bre ellos donde girará la turbina.

Se dispone comercialmente de baleros sellados por una ca**u**
ra y con las siguientes dimensiones.

Dint = 17 mm.

Dext = 35 mm.

por lo tanto, si el diámetro de la flecha (d) es 16.47 mm.
se puede maquinar a un diámetro tal que se logre un ajuste ade**u**
cuado entre dicho diámetro y el diámetro interior del balero -
disponible.

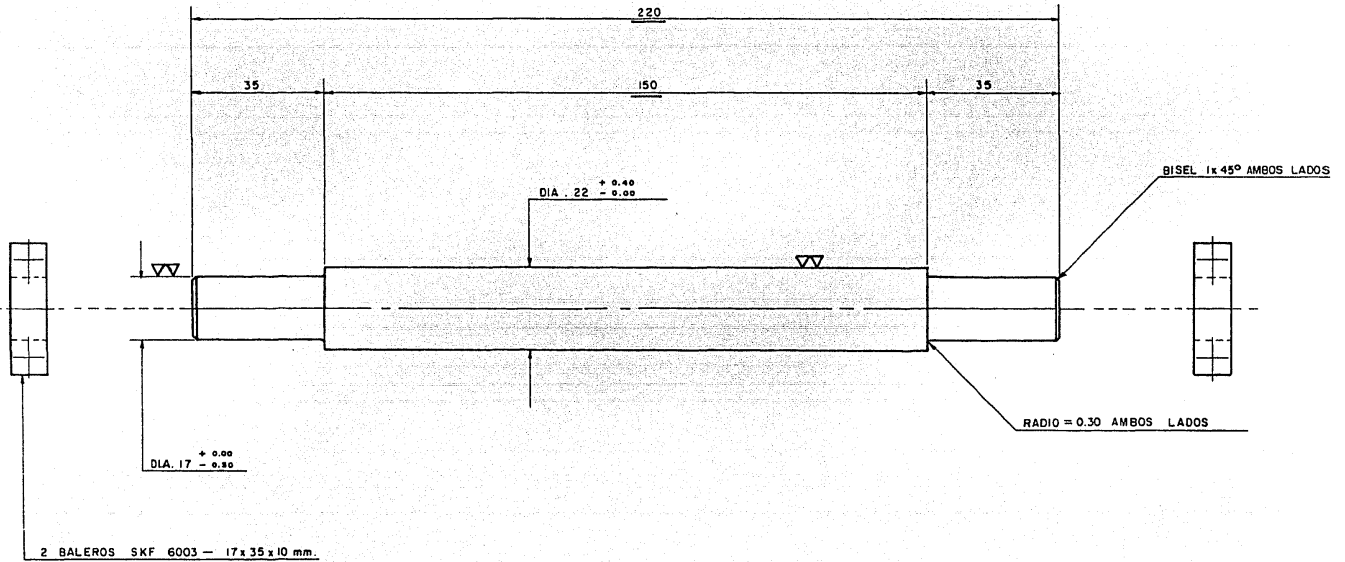
De tal manera tenemos ahora:

$$d = 16.70 \text{ mm}$$

la identificación comercial del balero es:

6003 OH S. K. F.

Las caras exteriores de los baleros son ensambladas a pre**u**
sión sobre las caras laterales de la carcaza y entre dos sopor**u**
tes o sujetadores de los mismos baleros. Estos baleros son lu**u**



TITULO			EJE Y RODAMIENTOS		F. E. S. C.	
UNIDAD ó			DIBUJO		ESCALA	
MONTAJE			J. A. CASTRO		1:1	
PARTE	CANT.	MATERIAL ACERO	REVISO	COTAS EN		
Nº		COLD DRAWN		m.m		
ACABADOS			APROBO	FECHA		
~ FUNDICION ▽ DESBASTE ▽ FINO ▽▽ RECTIFICADO				ENERO 1984		
			DIB. Nº			

bricados con grasa y por conducto de una grasera colocada para tal efecto en sujetador exterior de cada balero.

4.- Tobera ó chiflón

Esta sección de la descripción de la turbina esta dedicada a la presentación del arreglo efectuado por los constructores del modelo, con la finalidad de lograr un dispositivo que emulara la principal característica de una tobera de Turbina Pelton.

La construcción de dicha tobera es laboriosa y delicada ya que su finalidad es la de producir un chorro de diámetro constante y sin turbulencias para, de ese modo obtener un funcionamiento adecuado de la máquina.

El principal obstáculo con el que se encontraron los constructores, fué el costo elevado de fabricación de la tobera ya que se requería de un excelente trabajo para fundirla y maquinarla interiormente.

Las principales características que debe reunir la tobera son.

Diámetro del chorro (d_o)

$$d_o = 12.427 \text{ mm.}$$

Diámetro de la boca de la tobera (d)

$$d = 1.24 d_o \Rightarrow d = 1.24 (12.427) \Rightarrow d = 15.409$$

Diámetro de la Tobera (D)

$$D = (3.5 \text{ hasta } 3.8) d_o$$

$$D = 3.5 d_o = 3.5 (12.427) \Rightarrow D = 43.49 \text{ mm.}$$

$$D = 3.8 d_o = 3.8 (12.427) \Rightarrow D = 47.22 \text{ mm.}$$

Una vez expuesto lo anterior y basandose en sus recursos económicos, los constructores del modelo, decidieron substituir la tobera formal por algún dispositivo semejante y a su alcance la opción elegida fué la siguiente.

Comercialmente se cuenta con tubería de $1\frac{1}{2}$ " cédula 40 de $d_{int} = 1.610" = 40.894 \text{ mm.}$; este diámetro se incrementaría por medio de un maquinado interno para lograr alcanzar el diámetro mínimo requerido y lograr disminuir la rugosidad propia de la tubería antes citada. Además se integraría este tubo a una reducción campana de $1\frac{1}{2}$ " a $\frac{1}{4}$ ", veamos.

El diámetro menor de la reducción campana es

$$d_{int} = 0.540" = 13.716 \text{ mm.}$$

se requiere

$$d_{int} = 15.409 \text{ mm.}$$

de lo anterior se contempló la posibilidad de maquinar el accesorio antes mencionado hasta lograr las especificaciones requeridas.

Para lograr una mayor lisura en las superficies internas de estos elementos que fungirán como tobera, se recubrieron con una delgada capa de una pasta hecha con resina poliéster - solventes y adhesivos.

De esa manera se logro obtener un chorro calificado de bueno por los mismos constructores.

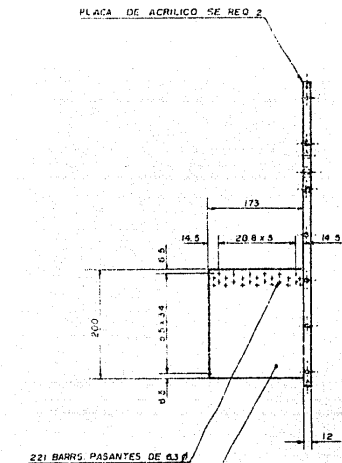
5.- Carcaza.

La carcaza que es el cascarón de la turbina y que contiene a la Rueda Motriz y la soporta por medio de los baleros, - -
fue construida a partir de una hoja de material acrílico, - -
transparente, de 12 mm. de espesor. A continuación se encuentra un plano mostrando el ensamble de la carcaza.

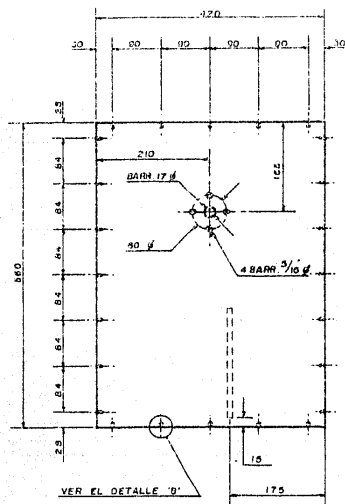
Al finalizar el ensamble de la carcaza con la turbina, aquella se sella por medio de un sello plástico, colocado en todas las aristas interiores de la carcaza.

La carcaza se encuentra fija a una mesa de madera por medio de cuatro tornillos que atraviesan otros tantos barrenos -
hechos en la cara inferior de esta carcaza. Entre esta cara inferior y la superficie de la mesa, se encuentran dos hojas de hule que absorben cualquier vibración que pueda producirse en la turbina.

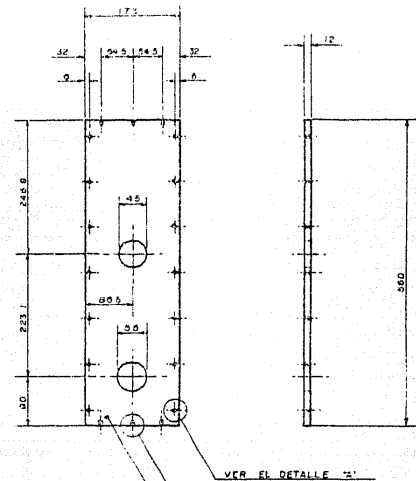
Las fotografías que se encuentran a continuación, nos - -
muestran la máquina totalmente ensamblada y fija a la mesa anteriormente mencionada.



PLACA DE ACRILICO DE 12 mm DE ESPESOR SE REQ. 1 PZA.



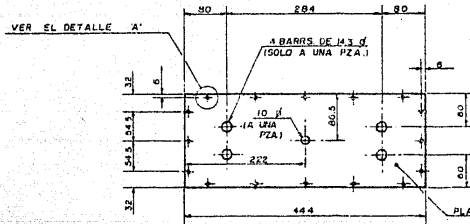
VER EL DETALLE 'D'



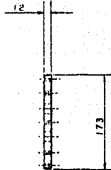
VER EL DETALLE 'A'

VER EL DETALLE 'B'

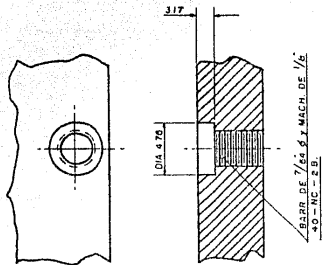
PLACA DE ACRILICO SE REQ. 2 PZAS. (UNA SIN LOS BARRENOS DE Ø 3 Y 50 #)



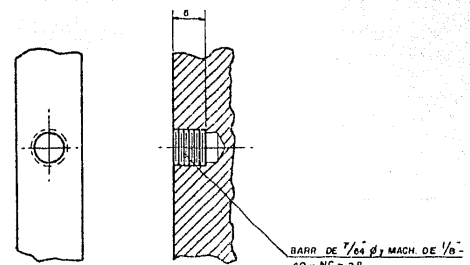
VER EL DETALLE 'A'



PLACA DE ACRILICO SE REQ. 2 PZAS.

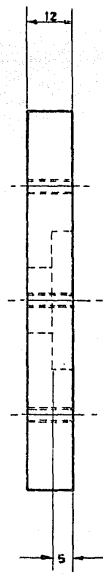
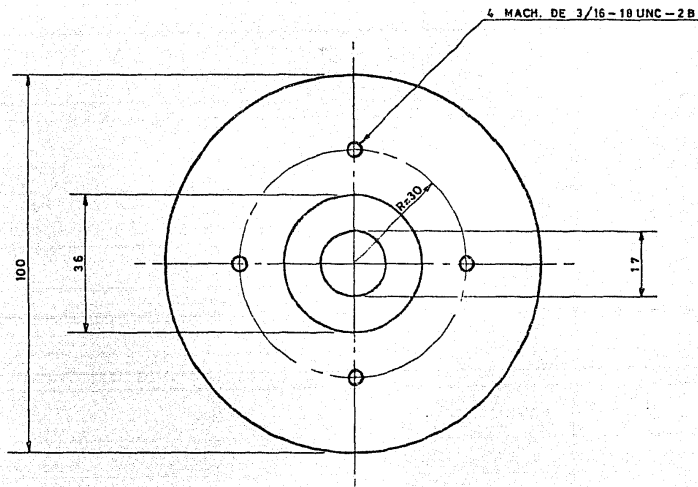


DETALLE 'A' ESC. 2:1

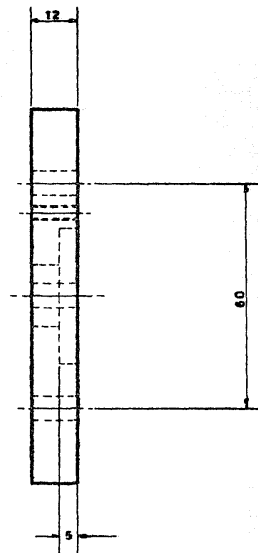
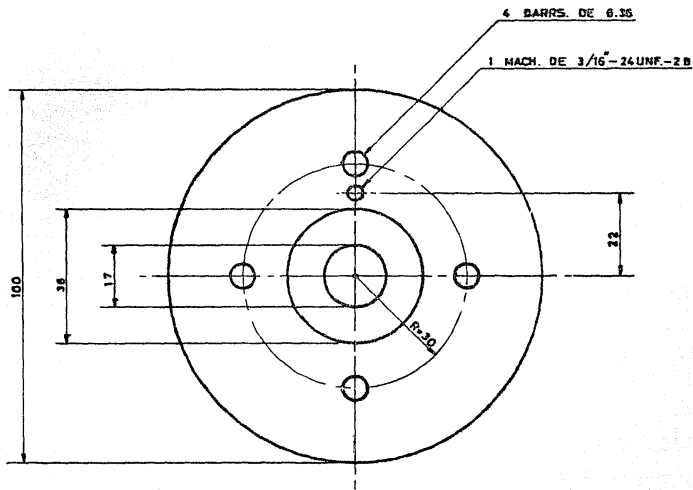


DETALLE 'B' ESC. 2:1

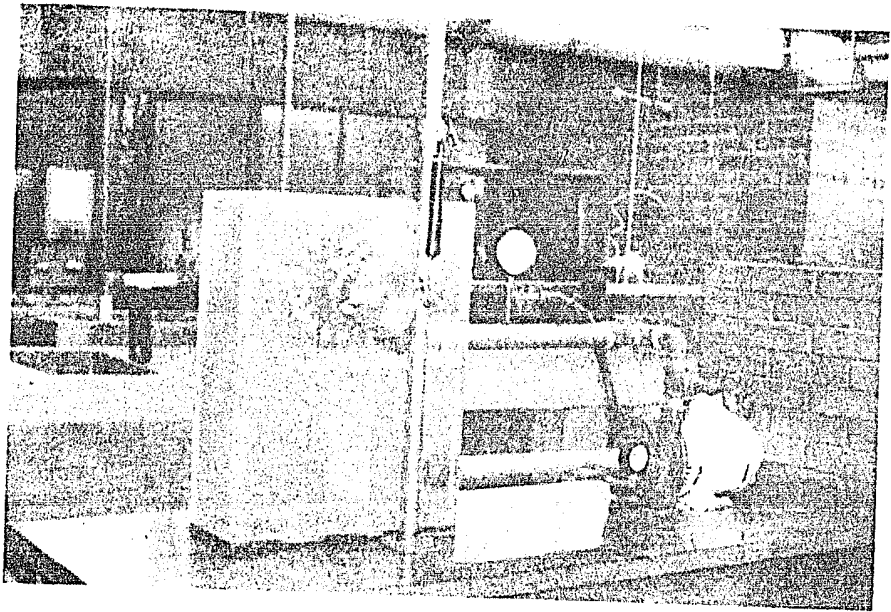
TITULO		F. E. S. C.	
CARCAZA		F. E. S. C.	
UNIDAD / MONTAJE	DIBUJO / J. A. CASTRO	ESCALA INDICADA	
PARTES / CANT.	MATERIAL / ACRILICO	REVISOS	COTAS EN mm.
ACABADOS	APROBADO	FECHA / ABRIL 1984	
~ FUNDICION	∇ DESASTE	DIB. Nº	
∇∇ FINO	∇∇∇ RECTIFICADO		



TITULO			F. E. S. C.	
REFUERZO INTERIOR DE CARCAZA				
UNIDAD & MONTAJE		DIBUJO J. A. CASTRO	ESCALA 1:1	
PARTE No	CANT.	MATERIAL ACRILICO	REVISO	COTAS EN m.m.
ACABADOS			APROBO	FECHA
~ FUNDICION ▽ DESBASTE ▽▽ FINO ▽▽▽ RECTIFICADO			NOV. DE 1983	
			DIB. N°	



TITULO			REFUERZO EXTERIOR DE CARCAZA		F. E. S. C.	
UNIDAD d			DIBUJO		ESCALA	
MONTAJE			J. A. CASTRO		1:1	
PARTE	CANT.	MATERIAL	REVISO		COTAS EN	
		ACRILICO			m.m.	
ACABADOS			APROBO		FECHA	
~ FUNDICION ▽ DESBASTE					NOV. 83	
▽ FINO ▽ ▽ RECTIFICADO			DIB. N°			



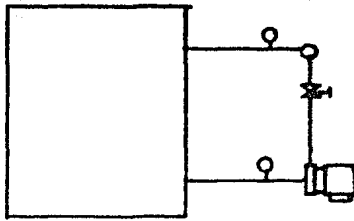
ii.ii Descripción del Equipo Auxiliar.

Las turbinas Peltón como ya antes se mencionó, son construidas con el fin de aprovechar caídas de agua, para producir energía eléctrica principalmente. En el caso de nuestro modelo, la energía necesaria para alimentarla, no vendrá de ninguna caída natural de agua, la energía será proporcionada por un chorro de agua proveniente de una bomba centrífuga que forma la parte principal de lo que se ha denominado Equipo Auxiliar.

En una planta productora de energía eléctrica mediante el uso de turbinas Pelton, Planta Hidroeléctrica, existe además un sistema de tubería que adecúa la corriente del líquido y la conduce hasta la tobera o toberas de las turbinas. En nuestro caso muy particular, el sistema de tubería es muy simple y sirve en esencia para lo mismo que el ya descrito; conduce el agua hasta la tobera de inyección de la turbina.

El agua de nuestro sistema forma un circuito cerrado, esto es; cede su energía a los cangilones, escurre hacia la parte baja de la carcasa de donde, es succionada por la bomba para por último, ser nuevamente enviada al chiflón y completar con esto su ciclo.

De lo anterior se deriva el siguiente diagrama del sistema.



Cabe señalar que en la parte inferior de la carcasa de la turbina existe un desfogue.

A continuación se ofrece una lista de las partes constitutivas del Equipo Accesorio.

- Bomba centrífuga $\frac{1}{2}$ H.P. 240 v
- Tubería de admisión ϕ 2" ced 40
- Tubería de descarga ϕ 1 $\frac{1}{2}$ " ced 40
- Dos codos de 90°
- Válvula de compuerta
- Manómetro
- Vacuómetro
- Interruptor termomagnético
- Interruptor de cuchillas

Las tuberías de succión y descarga se encuentran selladas contra la carcasa al atravesar la pared de esta; además la tubería de succión de la bomba esta fija a la pared por medio de -

dos pequeños arillos que se ajustan contra la misma por ambos lados.

La bomba se encuentra fija a la misma mesa que en el caso de la carcaza por medio de cuatro tornillos. Igual que en el caso de la carcaza, existen dos hojas de hule entre la base de la bomba y la superficie de la mesa, y de igual manera que con la carcaza, estas hojas de hule absorben cualquier vibración producida por la bomba.

No profundizaré más, por el momento, en describir el equipo accesorio usado, ya que considero que la función que desempeñará es simple y bastante clara.

En el capítulo IV se encuentra la curva H-Q, que caracteriza al sistema ya descrito. De ella nos valdremos en su oportunidad para realizar las pruebas que sean necesarias en el antes citado capítulo IV.

Capítulo III

DISEÑO DEL FRENO

iii.i INTRODUCCION, DIFERENTES TIPOS DE FRENOS.

Los frenos son elementos o dispositivos mecánicos cuyo principio de funcionamiento es la fricción; estos elementos son empleados para regular el movimiento de los cuerpos. En el caso que ahora nos ocupa, el freno que se diseñará y construirá para posteriormente ensamblarse y acoplarse con la turbina descrita en el capítulo anterior, nos servirá como un elemento indispensable para efectuar una medición indirecta de la potencia generada por dicha turbina, y de este modo cumplir con uno de los objetivos principales de este trabajo que es, como ya antes se ha mencionado, el de caracterizar el modelo y obtener las curvas básicas del mismo y conocer por este medio las características esenciales de funcionamiento.

Para lograr lo anterior iniciaré presentando una clasificación general de los diferentes tipos de frenos mecánicos.

- Frenos de zapata externa sobre tambor.
- Frenos de zapata interna sobre tambor.
- Frenos de disco sobre disco.
- Frenos tipo cónico en superficie cónica
- Frenos de bandas o cintas envolventes de tambores.
- Otros

De los diferentes tipos de frenos enunciados arriba, se seleccionó para nuestra aplicación, ya antes descrita, al Freno de zapata externa sobre tambor. Dicha selección se llevo a cabo tomando en cuenta los diferentes factores que se encuentran a continuación.

- Facilidad para adaptarlo al modelo de turbina ya construido.
- Facilidades para su manufactura.
- Carencia de esfuerzos originados por la acción del freno en la dirección axial de la turbina.
- Facilidad y manuabilidad para operarlo.

iii.ii FUNDAMENTOS TEORICOS PARA EL DISEÑO DEL FRENO DE ZAPATAS EXTERIORES.

Para desarrollar un buen diseño y analizar perfectamente el funcionamiento de los frenos en general, es necesario hacer las siguientes:

- Consideraciones de tipo estático.
 - a) Suponer o determinar la distribución de la presión en las superficies en contacto en función de la geometría de la zapata.
 - b) Hallar una relación entre la presión máxima y la presión en un punto cualquiera de la zapata.
 - c) Aplicar las condiciones de equilibrio para determinar también tres factores importantes en el diseño y funcionamiento del freno.
 - 1.- Fuerza actuante o fuerza ejercida.
 - 2.- Momento torsionante o par torsionante
 - 3.- Reacciones en los apoyos.
- Consideraciones de tipo energético.
 - a) Energía absorbida.
 - b) Disipación del calor.

A continuación se desglosará cada una de las consideraciones anteriores.

- Consideraciones de tipo estático.

- a) Suponer o determinar la distribución de la presión en las superficies en contacto en función de la geometría de la zapata.

De la misma denominación de este inciso iniciaré el desarrollo del mismo; la frase "la geometría de la zapata", se refiere básicamente a los dos tipos de balatas que son.

- Zapata corta

- Zapata larga.

La diferencia que existe entre estos dos tipos de balatas es el ángulo que cada una de ellas cubre sobre el tambor. En el caso de la zapata corta se supone que la presión en el área de rozamiento se encuentra uniformemente distribuida, esto es, la fuerza de rozamiento resultante F es tangente al tambor en el centro de la misma zapata.

La zapata se denomina larga cuando el ángulo de cobertura de esta sobre el tambor es mayor y en este caso no puede suponerse una uniformidad en la distribución de la fuerza F ; la colocación de la zapata larga en relación con el tambor del freno, no hace posible el aplicar presión en el talón (articulación) de la zapata, por lo cuál se considera un buen punto en el diseño de la zapata el omitir material friccionante en la vecindad del talón y concentrar dicho material en el punto de máxima presión.

Para el caso de zapatas largas, el valor del ángulo de cobertura es próximo a los 90°

- b) Hallar una relación entre la presión máxima y la presión 50

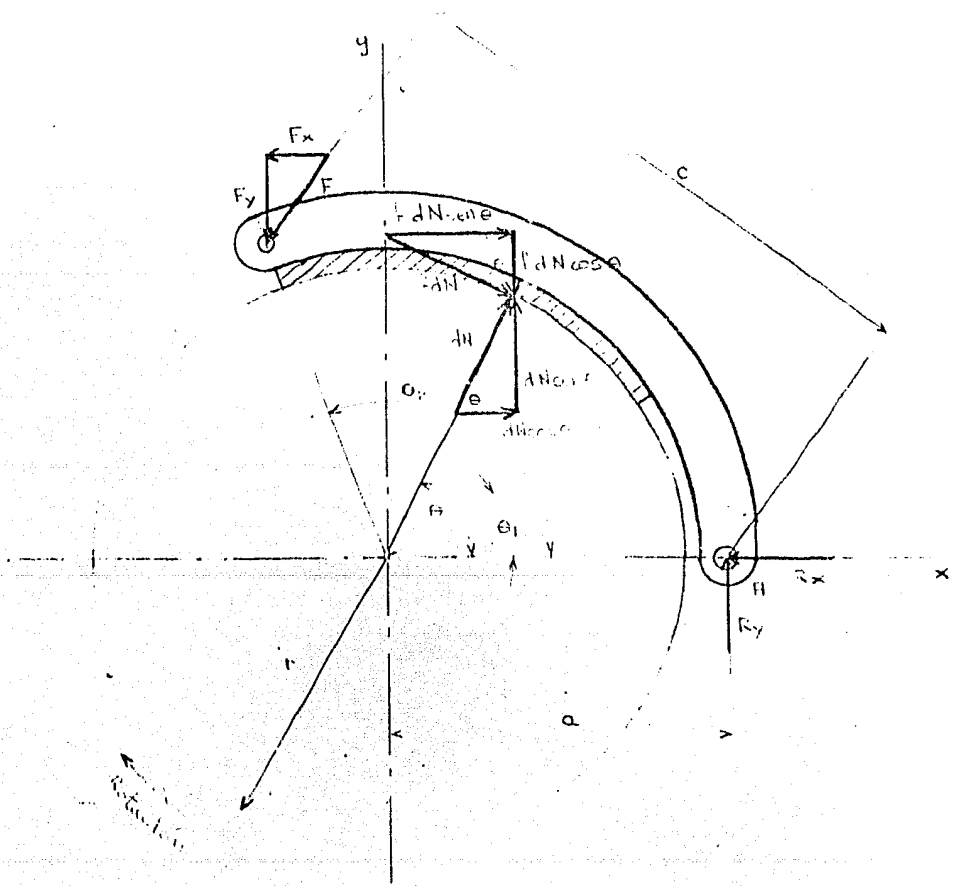


FIG. III-1

en un punto cualquiera de la zapata.

Para el desarrollo particular de este inciso, nos valdremos de la figura que se encuentra a continuación.

(FIG. III-1)

De la fig:

Consideraremos que existe en algún punto de la zona de fricción de la zapata, una presión P a un ángulo θ , medido a partir de la articulación; también existe una presión máxima $P_{\text{máx}}$ a un ángulo $\theta_{\text{máx}}$.

Como segunda consideración, la presión en cualquier punto de la zona de fricción es proporcional a la distancia vertical que existe entre ese punto y la articulación.

De lo anterior:

$$\frac{P}{\text{sen } \theta} = \frac{P_{\text{máx}}}{\text{sen } \theta_{\text{máx}}}$$

$$\therefore P = \frac{P_{\text{máx}} \text{ sen } \theta}{\text{sen } \theta_{\text{máx}}}$$

De la expresión anterior se puede hacer la siguiente observación. La presión máxima se alcanzará para $\theta = 90^\circ$ o en su defecto el ángulo más cercano en caso de no llegar a alcanzar el valor de 90° ; el ángulo de presión mínima es para el valor de $\theta = 0^\circ$. De aquí la conveniencia ya antes citada de omitir el material friccionante en la cercanía de la articulación.

Por otro lado, la localización de la articulación es importante ya que debido a esta se presenta una nueva característica del freno y particularmente de las zapatas. Existe una propiedad muy especial de los frenos, que consiste en la contribución o en la no contribución de la fuerza de fricción, ----- en base a la línea de acción de esta, a la aplicación del freno. De la figura anterior, se verá que la fuerza de fricción -- produce un momento con relación al punto A (articulación), del mismo sentido que el producido por la fuerza (F) lo cual contribuye a la aplicación del freno. Esta propiedad se conoce con el nombre de autoenergizante o de multiplicación de fuerza. Nótese que bastaría cambiar el sentido de giro y esta propiedad --

desaparecería en este caso, ya que la fuerza de fricción invertiría su sentido y por lo tanto el sentido del momento producido por ella con relación a la articulación.

c) Aplicar las condiciones de equilibrio para determinar también tres factores importantes en el diseño y funcionamiento del freno:

- 1.- Fuerza actuante o fuerza ejercida.
- 2.- Momento torsionante o par torsionante
- 3.- Reacciones en los apoyos.

El presente inciso es el definitivo en cuanto a consideraciones de tipo estático; para desarrollarlo no se tratarán los tres puntos antes citados (1, 2, 3) por separado ya que estos están tan íntimamente ligados entre sí que se determinan mediante las mismas bases y el desglose fluirá en una forma natural que facilitará su exposición.

Para entrar en materia es necesario referirnos a la fig. -- de el inciso anterior. Se puede observar la fuerza aplicada F , con sus componentes F_x y F_y ; del mismo modo se encuentra indicada la reacción en la articulación mediante sus respectivas componentes R_x y R_y .

Las literales dN nos indican una fuerza normal elemental que también tiene sus componentes paralelas a ambos ejes coordenados y esta localizada a un ángulo θ cualquiera medido desde la articulación; su magnitud.

$$dN = p dr da$$

donde

b - ancho de la cara del material friccionante.

y dado que

$$P = \frac{P_{\max} \operatorname{sen} \theta}{\operatorname{sen} \theta_{\max}}$$

entonces.

$$dN = \frac{P_{\max} \operatorname{sen} \theta}{\operatorname{sen} \theta_{\max}} b r da$$

Esta fuerza normal producirá, en combinación con el material friccionante, una fuerza de fricción representada por $f dN$ a su vez descompuesta en $f dN \operatorname{sen} \theta$ y $f dN \operatorname{cose} \theta$, componentes respectivas sobre los ejes coordenados x , y .

Tomando en cuenta estos factores y haciendo uso de las condiciones básicas de equilibrio de la Estática, es posible determinar la fuerza actuante F , el momento torsionante T y la reacción en la articulación R .

Considerando el momento que produce la fuerza normal con respecto a la articulación tenemos: el brazo de palanca de la fuerza normal es: $a \operatorname{sen} \theta$

$$M_N = \int dN (a \operatorname{sen} \theta)$$

sustituyendo el valor de dN

$$M_N = \frac{P_{\max} b r a}{\sin \theta_{\max}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \, d\theta$$

$$\sin^2 \theta = 1/2 (1 - \cos 2\theta)$$

$$M_N = \frac{P_{\max} b r a}{\sin \theta_{\max}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{1}{2} (1 - \cos 2\theta) \, d\theta$$

$$M_N = \frac{P_{\max} b r a}{\sin \theta_{\max}} \left[\int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{1}{2} \, d\theta - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{1}{2} \cos 2\theta \, d\theta \right]$$

$$M_N = \frac{P_{\max} b r a}{\sin \theta_{\max}} \left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

Ahora tomando el momento de la fuerza de fricción con respecto al mismo punto tenemos: el brazo de palanca de la fuerza de fricción es: $r - a \cos \theta$

$$M_f = \int_{\theta_1}^{\theta_2} P \, dN (r - a \cos \theta)$$

sustituyendo dN

$$M_f = \frac{f P_{\max} b r}{\sin \theta_{\max}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta$$

$$M_f = \frac{f P_{\max} b r}{\sin \theta_{\max}} \left[r \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta - a \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta \right]$$

$$M_f = \frac{f P_{\max} b r}{\sin \theta_{\max}} \left[-r \cos \theta - a \frac{\sin^2 \theta}{2} \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

La fuerza actuante debe ser la equilibrante de estos momentos de este modo.

$$\sum M_A = 0 \quad ; \quad \sum M_B = F C + M_f - M_u = 0$$

$$\Rightarrow F = \frac{M_u + M_f}{C}$$

Si $M_u = M_f$, se da otra característica o peculiaridad de los frenos, la autoaplicación esto es, no se requiere apli-

car ninguna fuerza para la aplicación del freno. Esta propiedad no es de interés para el diseño.

En el caso de que la rotación fuera en sentido contrario - al indicado, se invierte como ya se mencionó antes, el sentido de la fuerza de fricción y entonces

$$F = \frac{M_N - M_f}{C}$$

De todo lo anterior se deriva el cálculo del Momento Torsionante T que se aplica al tambor del freno por la zapata. Este momento es el resultado de la suma de las fuerzas de fricción multiplicadas por el radio del tambor:

$$T = \int_{\theta_1}^{\theta_2} f dN r = \frac{f P_{\max} b r^2}{\sin \theta_{\max}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta$$

$$T = \frac{f P_{\max} b r^2}{\sin \theta_{\max}} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

Por otro lado y para el cálculo de las reacciones horizontal y vertical, dado que las zapatas no giran y las articulaciones de estas se encuentran fijas, solo basta efectuar una suma-

de fuerzas en la dirección horizontal para R_x y otra suma - para R_y en la dirección vertical. De tal manera.

$$R_x = \int_{\theta_1}^{\theta_2} dN \cos \theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} f dN \sin \theta - F_x$$

$$R_x = \frac{P_{\max} br}{\sin \theta_{\max}} \left[\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta + f \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta \right] - F_x$$

$$R_x = \frac{P_{\max} br}{\sin \theta_{\max}} \left[\frac{\sin^2 \theta}{2} + f \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right) \right]_{\theta_1}^{\theta_2} - F_x$$

$$R_y = \int_{\theta_1}^{\theta_2} f dN \cos \theta - \int_{\theta_1}^{\theta_2} dN \sin \theta + F_y$$

$$R_y = \frac{P_{\max} br}{\sin \theta_{\max}} \left[f \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta \right] + F_y$$

$$R_y = \frac{P_{\max} br}{\sin \theta_{\max}} \left[f \frac{\sin^2 \theta}{2} - \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right) \right]_{\theta_1}^{\theta_2} + F_y$$

El sistema de ecuaciones anterior nos lleva a una conside
ración especial y general para el caso de frenos. El sistema -
de referencia tiene su origen en el centro del tambor, la par-
te positiva del eje X pasa por el punto de la articulación; el
eje Y en su parte positiva esta en el mismo sentido de aplica-
ción de la zapata.

Para finalizar con las consideraciones de tipo estático -
es necesario hacer hincapié en algunas condiciones teóricas en
las cuales se basa el desarrollo de toda la teoría expuesta -
hasta este punto.

El efecto de fuerza centrífuga para el caso de que las za
patas no giren, es despreciable; la zapata es rígida, esto nun
ca sucede, por el contrario ocurre una deformación en función-
de la carga principalmente; el coeficiente de fricción es cons
tante, esto no sucede en la práctica ya que se presentan varia-
ciones en el coeficiente que son a su vez producto de las va -
riaciones de la temperatura del material friccionante, del des
gaste del mismo y también de las condicones ambientales.

Consideraciones de tipo energético.

Como ya antes se mencionó, los frenos son elementos de má-
quina que regulan el movimiento de los cuerpos basandose en la
fricción. Al emplear un freno, se produce una reducción de la-
energía pinética; este se opone a la pérdida de energía poten
cial o, sucede una combinación de ambos efectos en el cuerpo - 60

sujeto a dicha acción del freno, para esto, se produce un desliza-
miento entre las partes en contacto lo cual provoca un aumento
en la energía molecular interna de los mismos y esto a su
vez se traduce en un aumento en la temperatura de estas partes
en contacto.

El aumento en la temperatura de los cuerpos, calor, debe
ser disipado en el ambiente o hacia los cuerpos circundantes.
Esta situación genera otras limitantes en la capacidad del fre-
no:

Características del material de fricción.

Capacidad de disipación del calor.

En ocasiones se hace necesario aplicar el freno por perio-
dos largos de tiempo, en otras se requiere de aplicaciones in-
termitentes en lapsos de tiempo cortos y en ambas se requiere
de una capacidad de disipación del calor con la finalidad de
que la temperatura no alcance un valor perjudicial para el mate-
rial de fricción y en general para el freno.

Resumiendo todo lo anterior, el problema de elevación de
la temperatura se reduce a una mayor velocidad de generación
del calor en comparación con la velocidad de disipación del mis-
mo.

a) Energía Absorbida.

De la sección anterior, Consideraciones de tipo estático
conocemos el par torsionante; una vez conocido dicho par pode-
mos llegar a calcular la cantidad de trabajo de razonamiento U_f .

. Partiendo de la definición de trabajo; trabajo es igual a fuerza por distancia, en un cuerpo giratorio es $T d\theta$ donde $d\theta$ es el ángulo que gira el cuerpo, expresado en radianes, mientras se encuentra sometido a T , de tal manera

$$U_f = T d\theta = T (2\pi N)$$

$$U_f [=] \text{Kg} \cdot \text{m}$$

donde N , es el número de revoluciones del tambor. Además para una aceleración angular constante $\alpha \text{ rad/seg}^2$; $T = I \alpha$. De manera similar, la potencia relacionada con el mismo par torsionante es la Potencia de fricción o rozamiento.

$$FCV = \frac{T n}{71500} \quad \text{si} \quad T [=] \text{Kg} \cdot \text{cm.}$$

$$FCV = \frac{T n}{715} \quad \text{si} \quad T [=] \text{Kg} \cdot \text{m}$$

y donde n , rpm y FCV corresponde a una velocidad instantánea, $FCV [=] \text{CV}$

Por otro lado tenemos las determinaciones de los cambios de energía. Para el cambio en el valor de la Energía Potencial o de Posición.

$$- \Delta PE = W (h_1 - h_2)$$

donde:

W Peso del cuerpo

h_1 Altura inicial

h_2 Altura final.

Para el cambio de Energía Cinética de Traslación.

$$- \Delta KE = \frac{W}{2g} (v_1^2 - v_2^2)$$

donde

W Peso del cuerpo

g Aceleración de la gravedad

v_1 velocidad inicial

v_2 Velocidad final.

... de Rotación.

$$- \Delta KE = \frac{I}{2} (\omega_1^2 - \omega_2^2)$$

donde

I Momento de inercia del cuerpo alrededor de su eje de rotación.

ω_1 Velocidad angular inicial

ω_2 Velocidad angular final

b) Disipación del calor.

Para lograr calcular la capacidad de disipación de calor de un freno existen unas bases teóricas bastante complicadas y que nos conducen a aproximaciones de el valor real de la capacidad de disipación de calor en un freno. Los factores que in-- 63

tervienen en este tipo de estimaciones son numerosos y por ende su interacción es compleja; la disipación de calor se efectúa por conducción, convección y radiación, de aquí que la temperatura de las superficies en contacto durante la operación del freno depende del medio ambiente que las rodea, de la ventilación, de la esecia y forma de las superficies radiantes, conductoras y de las distribución de la temperatura dentro de los mismos elementos, etc.

De lo anterior se desprende que dadas las condiciones de trabajo y las constantes variaciones que en ellas se presenten, es muy posible que la solución más viable sea la construcción de un prototipo y la prueba de su eficiencia. Para esto, se cuenta con guías para lograr enfocar más adecuadamente el tipo de freno a construir. Estas guías consisten en especificaciones para valores límites del producto resultante de la presión aplicada y la velocidad, p_v , a los que se les conoce como "valores p_v ", y que nos restringen los rangos de su variación a aplicaciones bien definidas, por ejemplo.

$p_v \leq 1180$ aplicaciones intermitentes de la carga
períodos relativamente largos de reposo,
precaria disipación del calor.

$p_v \leq 600$ aplicación continua de la carga,
precaria disipación del calor.

$p_v \ll 1780$

aplicación continua de la carga, buena
disipación térmica (baño de aceite).

donde p [t] Kg/cm^2 y corresponde al área A de la zapata
 $p = N/A$; N es la fuerza normal. V [t] m/min .

Características del material de fricción

Existen bastantes materiales de fricción que pueden ser -
utilizados para la construcción de las zapatas del freno. A con-
tinuación se muestra una relación de materiales de fricción pa-
ra frenos con algunas de sus características.

MATERIALES DE FRICCIÓN PARA EMBRAGUES*

Superficies de contacto		Coeficiente de fricción†		Temperatura máxima °F	Presión máxima lb/plg ²	Costo relativo	Comentarios
Desgastable	Oponente †1	En mojado	En seco				
Bronce fundido	Hierro fundido o acero	0.05	—	300	80-120	Bajo	Expuesto a agarrotamiento
Hierro fundido	Hierro fundido	0.05	0.15-0.2	600	150-250	Muy bajo	Buena a bajas velocidades
	Acero	0.06	—	500	120-200	Muy bajo	Aceptable a bajas velocidades
Acero duro	Acero duro	0.05	—	500	100	Moderado	Sujeto a raspadura
	Acero duro cromado	0.03	—	500	200	Alto	Combinación durable
Bronce fosforado estirado duro	Acero duro cromado	0.03	—	500	150	Alto	Buenas cualidades de desgaste
Metal pulverizado ††	Hierro fundido o acero	0.05-0.1	0.1-0.4	1000	150	Alto	Buenas cualidades de desgaste
	Acero duro cromado	0.05-0.1	0.1-0.3	1000	300	Muy alto	Alta absorción de energía
Madera	Hierro fundido o acero	0.16	0.2-0.35	300	60-90	Ínfimo	Inadecuado para alta velocidad
Cuero	Hierro fundido o acero	0.12-0.15	0.3-0.5	200	10-40	Muy bajo	Expuesto a abrillantamiento
Corcho	Hierro fundido o acero	0.15-0.25	0.3-0.5	200	8-14	Muy bajo	Se prefiere el corcho de inserción
Feltro	Hierro fundido o acero	0.18	0.22	280	5-10	Bajo	Conexión resiliente
Fibra vulcanizada o papel	Hierro fundido o acero	—	0.3-0.5	200	10-40	Muy bajo	Bajas velocidades, servicio ligero
Asbesto tejido †‡	Hierro fundido o acero	0.1-0.2	0.3-0.6	350-500	50-100	Bajo	Servicio con deslizamiento prolongado, se indican los valores nominales
	Hierro fundido o acero	0.1-0.2	—	500	100-200	Bajo	Estos valores son para conexiones breves no frecuentes
	Acero duro cromado	0.1	—	—	1200	Moderado	Se empleó en el motor Napier Sabre
Asbesto moldeado †§	Hierro fundido o acero	0.08-0.12	0.2-0.5	500	50-150	Muy bajo	Amplio campo de aplicaciones
Asbesto impregnado	Hierro fundido o acero	0.12	0.32	500-750	150	Moderado	Para aplicaciones exigentes
Grafito	Acero	0.05-0.1	0.25	700-1000	300	Alto	Para requisitos críticos
Plástico tenolico moldeado, base de tela macedrada	Hierro fundido o acero	0.1-0.15	0.25	300	100	Bajo	Para servicio ligero especial

* A. F. Gagne, Jr., "Clutches", *Machine Design*, vo. 24, No. 8, pág. 136, agosto de 1952. Reproducido con permiso de *Machine Design*.

† Donde se especifique acero, este material debe tener un contenido de carbono de aproximadamente 0.70%. Las superficies deben estar bien rectificadas y lisas.

‡ Deben usarse valores conservadores, para tener en cuenta el posible abrillantado de las superficies de contacto de un embrague en el servicio, así como las condiciones adversas de operación.

§ En el caso de un material específico de este grupo, el coeficiente suele mantenerse dentro de más o menos 5%.

En general un material de fricción debe poseer las siguientes características.

- 1.- Coeficiente de fricción alto y uniforme
- 2.- Propiedades que no sean afectadas por condiciones ambientales como la humedad.
- 3.- Capacidad para resistir temperaturas elevadas, junto con una buena conductividad térmica.
- 4.- Resistencia suficiente.
- 5.- Alta resistencia al desgaste, el rayado y la raspadura.

iii.iii DISEÑO DEL FRENO

Una vez revisada la teoría indispensable para poder desarrollar el diseño y cálculo del freno. Partiremos de los datos obtenidos en el Capítulo II.

$$\begin{aligned}n &= 900 \text{ rpm} \\N &= 0.235 \text{ Kw.} \\D_1 &= 163.95 \text{ mm.} \\ECT &= 3.10 \text{ Kg}\end{aligned}$$

donde ECT, empuje del chiflón por tobera, es la fuerza que tiene el rodete en D_1

Para el tambor del freno, tenemos

$$D_{\text{TAMBORE}} = 100 \text{ mm.}$$

entonces

$$F^* = \frac{N \cdot 60}{r \cdot 2 \pi \cdot n}$$

para

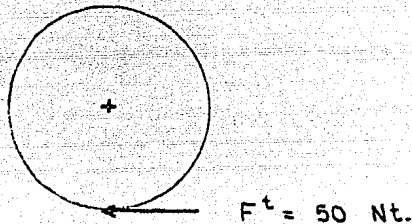
$$N [=] \text{ w.}$$

$$r [=] \text{ m.}$$

$$\Rightarrow F^t = \frac{235 (60)}{0.03 (2) \pi (900)}$$

$$F = 49.86 \text{ Nt.} \approx 50 \text{ Nt.}$$

Mostrando esto en forma gráfica.



Esta F^t produce un momento torsionante que es.

$$T_{\text{TAMBORE}} = F^t r = 50 (5) = 250 \text{ Nt-cm.}$$

El momento torsionante expresado arriba, deberá ser al menos igualado por el freno a diseñar, para que este pueda cumplir su misión y sea considerado al mismo tiempo como adecuado en su diseño.

Esto es.

$$T_T = T_{\text{SUP}} + T_{\text{INF}}$$

donde

T_T	Momento torsionante total del freno
T_{SUP}	Momento torsionante de la zapata superior
T_{INF}	Momento torsionante de la zapata inferior

Al llegar a este punto en el desarrollo de la presente - sección del capítulo, es necesario abrir un parentesis para - tratar lo relacionado con el material de fricción que se utilizará en la construcción del freno y presentar sus principales características.

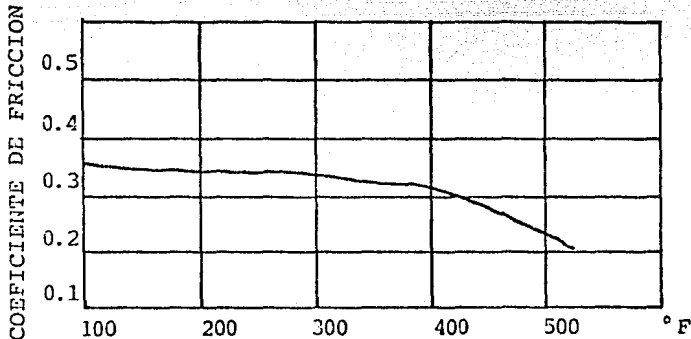
Para no perder de vista el objetivo de esta sección es - necesario anotar aquí que el siguiente punto a desarrollar, - es el cálculo de las características funcionales del freno en su conjunto, razón por la cuál antes de abordar las caracte- rísticas del conjunto, es necesario contemplar las de uno de sus elementos más importantes; el material de fricción.

En el mercado nacional se dispone de una gran variedad - de materiales de fricción. Después de una investigación sobre estos materiales, efectuada directamente con los proveedores- industriales de este producto, se encontró un tipo de balata- tejida con una característica especial; flexibilidad. Esta - propiedad fue la que ocasionó que la balata tejida "TL-60 Sil verline", fuera seleccionada como el material friccionante en la construcción del freno que nos ocupa.

Otra razón poderosa para esta selección, fue el hecho de ser este, uno de los materiales del que se encuentran sus - - principales propiedades "disponibles", y estas son:

Máxima fuerza de tensión	213 Kg/cm ²
Resistencia al corte	93 Kg/cm ²
Resistencia máxima compresión	1195 Kg/cm ²
Conducción térmica	1.80x10 cal cm ²

Por otro lado, el coeficiente de fricción varía dentro de límites más o menos estrechos en cuanto a la variación de temperatura.



TEMPERATURA DE SUPERFICIE

Como generalidades de la balata tejida "TL-60 Silverline" tenemos:

Su construcción consta de asbesto, teniendo incorporada una base tejida de alambre de zinc, quedando su estructura - sometida a un "proceso especial" que la hace resistente a altas temperaturas.

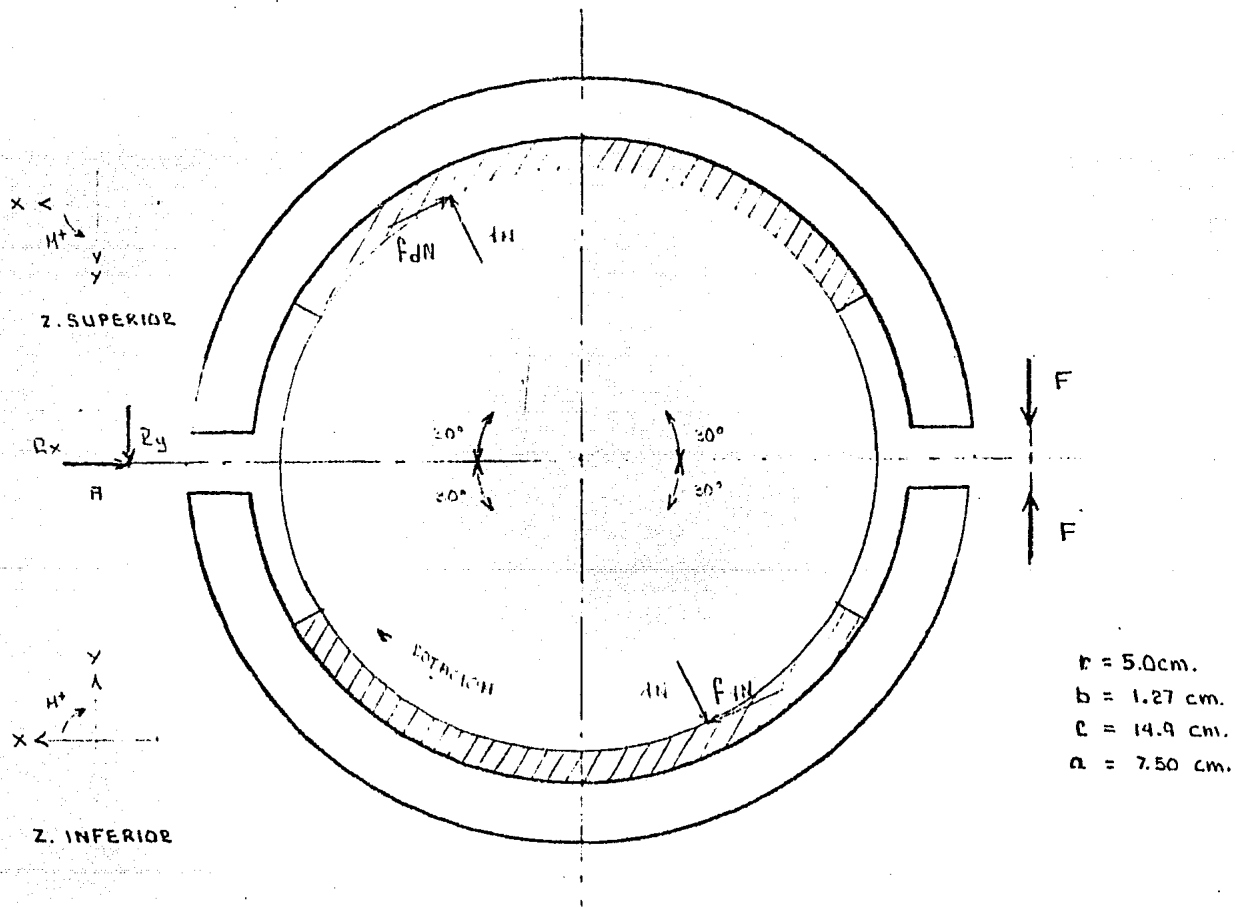
La aplicación de este tipo de balata se encuentra en la Industria Automotriz, en la Azucarera, en la de la Construcción y en general en todo tipo de industrias.

La presentación de este producto es en rollos de 15.0 m de longitud que varían desde 1" de ancho hasta 26" y desde 1/8" hasta 3/4" en lo que se refiere al espesor,

Como una nota muy especial es necesario acentuar que existen referencias que nos indican que la presión máxima recomendada para la combinación de hierro o acero y asbesto tejido como superficies de contacto, debe moverse entre 3.5 - - Kg/cm² y 7.0 Kg/cm² como límites.

Una vez realizados estas observaciones pertinentes, y prosiguiendo con el Diseño del freno, a continuación tenemos un 'bosquejo' del freno indicandonos las medidas fundamentales tentativas para el cálculo preliminar del freno.

(FIG. III-2)



Haciendo uso de la figura anterior y de la sección anterior del presente capítulo, tenemos, para la zapata inferior.

$$M_H = \frac{P_{\max} b r a}{\sin \theta_{\max}} \left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

y para este caso $\theta_2 = 330^\circ$

$$\theta_{\max} = 270^\circ \Rightarrow \sin \theta_{\max} = -1$$

de este modo

$$\left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2} = \left[\frac{11\pi}{6(2)} - \frac{1}{4} \sin \frac{11\pi}{3} \right] - \left[\frac{7\pi}{6(2)} - \frac{1}{4} \sin \frac{7\pi}{3} \right]$$

$$= (2.819 + 0.2165) - (1.832 - 0.2165) = 1.48$$

$$M_H = \frac{3.5 (1.27) (5) (7.5) (1.48)}{-1} = -246.7 \text{ Kg-cm}$$

Al mismo tiempo

$$M_V = \frac{P_{\max} b r}{\sin \theta_{\max}} \left[-r \cos \theta - \frac{a}{2} \frac{\sin^2 \theta}{2} \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$\left[-r \cos \theta - \frac{a}{2} \frac{\sin^2 \theta}{2} \right]_{\theta_1}^{\theta_2} = \left[-5 \cos \frac{11\pi}{6} - \frac{7.5}{2} \frac{\sin^2 \frac{11\pi}{6}}{2} \right] -$$

$$\left[-5 \cos \frac{7\pi}{6} - \frac{7.5}{2} \frac{\sin^2 \frac{7\pi}{6}}{2} \right] = (-4.33 - 0.9375) - (-4.33 - 0.9375) = -8.66$$

$$M_V = \frac{0.35 (3.5) (1.27) (5) (-8.66)}{-1} = 67.35 \text{ Kg-cm}$$

Para determinar F y haciendo uso de la figura.

$$F = \frac{M_N + M_A}{c}$$

$$\Rightarrow F = \frac{-246.7 + 67.35}{-15} = 11.95 \text{ Kg}$$

Para el momento torsionante.

$$T_{INF} = \rho P_{\max} b r^2 \left(\frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\sin \theta_{\max}} \right)$$

$$T_{INF} = 0.35 (3.5) (1.27) (5^2) \left(\frac{\cos 7\pi/6 - \cos 11\pi/6}{-1} \right) = 67.35 \text{ Kg-cm}$$

Ahora para la zapata superior tenemos.

$$M_N = \frac{\rho_{\max} b r a}{\sin \theta_{\max}} \left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

en este otro caso

$$\theta_2 = 330^\circ$$

$$\theta_{\max} = 270^\circ \Rightarrow \sin \theta_{\max} = -1$$

de lo anterior

$$\left[\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2} = \left[\frac{11\pi}{6(2)} - \frac{1}{4} \sin \frac{11\pi}{3} \right] -$$

$$\left[\frac{7\pi}{6(2)} - \frac{1}{4} \sin \frac{7\pi}{3} \right]$$

$$= (2.879 + 0.2165) - (1.832 - 0.2165) = 1.48$$

$$M_H = \frac{3.5 (1.27) (5) (7.5) (1.48)}{-1} = -246.7 \text{ Kg-cm}$$

$$M_f = \frac{f P_{\max} b r}{\sin \theta_{\max}} \left[-r \cos \theta - a \frac{\sin^2 \theta}{2} \right]_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$\left[-r \cos \theta - a \frac{\sin^2 \theta}{2} \right]_{0}^{\theta_2} = \left[-5 \cos \frac{11\pi}{6} - 7.5 \frac{\sin^2 \frac{11\pi}{6}}{2} \right] -$$

$$\left[-5 \cos \frac{7\pi}{6} - 7.5 \frac{\sin^2 \frac{7\pi}{6}}{2} \right]$$

$$= (-4.33 - 0.9375) - (4.33 - 0.9375) = -8.66$$

$$M_f = \frac{0.35 (3.5) (1.27) (5) (-8.66)}{-1} = 67.35 \text{ Kg-cm}$$

Una vez más haciendo uso de la figura.

$$F = \frac{M_n - M_t}{c}$$

$$\Rightarrow F = \frac{-246.7 - 67.35}{-15} = 20.93 \text{ Kg}$$

Para el momento torsionante de esta zapata.

$$T_{\text{sup}} = f P_{\text{máx}} b r^2 \frac{(\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\text{sen } \theta_{\text{máx}}}$$

$$T_{\text{sup}} = 0.35 (3.5) (1.27) (5^2) \frac{(\cos 7\pi/6 - \cos 11\pi/6)}{-1}$$

$$M = 67.35 \text{ Kg-cm}$$

De lo anterior se deriva el cálculo del momento torsionante total del freno.

$$T_{\tau} = T_{\text{sup}} + T_{\text{inf}} \Rightarrow T_{\tau} = 67.35 + 67.35 = 134.7 \text{ Kg-cm} = 1321.4 \text{ Nt-cm.}$$

Como se puede apreciar del cálculo anterior, el freno, - que se construirá con las medidas tentativas mencionadas páginas atrás, será capaz de absorber un momento torsionante total de 1321 Nt-cm, mientras que la turbina solamente será apta - para proporcionarnos un momento torsionante de 250 Nt-cm, lo - cuál también ya fué expuesto en su momento. Lo anterior nos - proporciona un margen de seguridad de más de 5, lo que nos garantiza hasta este momento que el diseño del freno es adecuado

Ampliando la descripción de las características del freno
Potencia de fricción.

$$f_{CV} = \frac{T n}{71500} \Rightarrow f_{CV} = \frac{134.7 (900)}{71500}$$

$$f_{CV} = 1.695 \text{ c.v.}$$

Valor "P v"

Iniciando con el cálculo de N

$$dN = \frac{P_{\max} \sin \theta \text{ br } d\theta}{\sin \theta_{\max}} \Rightarrow N = \frac{P_{\max} \text{ br}}{\sin \theta_{\max}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \text{ de}$$

$$N = \frac{P_{\max} \text{ br}}{\sin \theta_{\max}} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) ; \theta_{\max} = 270^\circ \Rightarrow \sin \theta_{\max} = -1$$

$$N = \frac{3.5 (1.27) (5)}{-1} (\cos \frac{7}{6} \pi - \cos \frac{11}{6} \pi) = -22.22 (-0.966 - 0.866)$$

$$N = 38.49 \text{ Kg} \Rightarrow N_{\text{total}} = 38.49 (2) = 76.98 \text{ Kg}$$

$$P = N/A \Rightarrow A = \frac{2}{3} (2) \pi r b = 26.59 \text{ cm}^2$$

$$P = \frac{76.98}{26.59} = 2.89 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$PV = 2.89 (2) (\pi) (0.05) (900) = 817$$

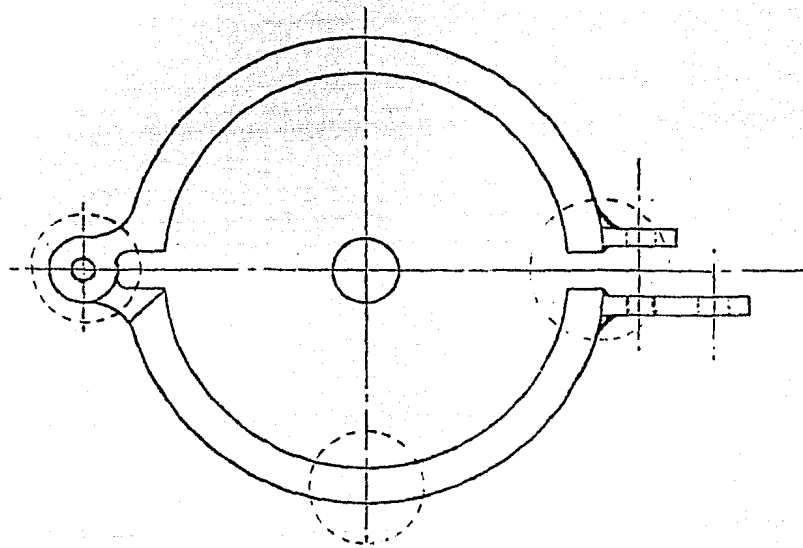
817 < 1180 ∴ Aplicaciones intermitentes de -

la carga, periodos largos de -

reposo, baja disipación de calor 78

Las anteriores son las principales características del freno proyectado. A continuación se hará un análisis para determinar si las dimensiones propuestas para los componentes del freno y los materiales que se propondrán son los adecuados desde el punto de vista de resistencia a los esfuerzos aplicados.

Resistencia.



La figura anterior nos señala los puntos donde se considera más importante realizar los análisis de resistencia de las zapatas.

Iniciaremos el estudio de la resistencia en el punto de la articulación, donde encontramos el perno que entrelaza los dos primeros extremos de cada una de las dos zapatas. Este

perno, estará sujeto a las fuerzas que conocemos como reacciones en la articulación, las cuales ya fueron introducidas en su oportunidad con anterioridad y ahora solo nos resta calcular su valor; teniendo como base los parámetros fijados en el presente inciso:

Para la zapata inferior.

$$F = 11.95 \text{ Kg} \Rightarrow F_x = 0 ; F_y = 11.95 \text{ Kg}$$

$$R_x = \frac{P_{\max} b r}{\sin \theta_{\max}} \left[\frac{\sin^2 \theta}{2} + f \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right) \right] - F_x$$

$$\left[\frac{\sin^2 \theta}{2} + f \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right) \right]_{\theta} = \left[\frac{\sin^2 11/6 \pi}{2} + 0.35 \left(\frac{11\pi}{6(2)} - \frac{1}{4} \sin \frac{11\pi}{3} \right) \right]$$

$$- \left[\frac{\sin^2 7/6 \pi}{2} + 0.35 \left(\frac{7\pi}{6(2)} - \frac{1}{4} \sin \frac{7\pi}{3} \right) \right] =$$

$$\left[0.125 + 0.35 (2.819 + 0.2165) \right] - \left[0.125 + 0.35 (1.832 - 0.2165) \right] =$$

$$(0.125 + 1.062) - (0.125 + 0.565) = 1.208 - 0.69 = 0.518$$

$$\Rightarrow R_x = \frac{2.5 (1.27)}{-1} (5) (0.518) = -11.5 \text{ Kg}$$

$$R_y = \frac{P_{\max} b r}{\sin \theta_{\max}} \left[f \frac{\sin^2 \theta}{2} - \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right) \right] + F_y$$

$$\left[\frac{P \operatorname{sen}^2 \theta}{2} - \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \operatorname{sen} 2\theta \right) \right]_{\theta}^{\theta_2} = \left[(0.35) \frac{\operatorname{sen}^2 11/6 \pi}{2} - \right.$$

$$\left. \left(\frac{11\pi}{6(2)} - \frac{1}{4} \operatorname{sen} \frac{11\pi}{3} \right) \right] - \left[(0.35) \frac{\operatorname{sen}^2 7/6 \pi}{2} - \left(\frac{7\pi}{6(2)} - \frac{1}{4} \operatorname{sen} \frac{7\pi}{3} \right) \right] =$$

$$\left[0.35 (0.125) - (2.879 + 0.2165) \right] - \left[0.35 (0.125) - (1.832 - 0.2165) \right] =$$

$$(0.0437 - 3.0955) - (0.0437 - 1.61) = -3.051 + 1.566 = -1.484$$

$$\Rightarrow R_y = \frac{3.5 (1.27) (5)}{-1} (-1.484) + 11.95 = 44.93 \text{ Kg}$$

En el caso de la zapata superior tenemos.

$$F = 20.93 \text{ Kg} \Rightarrow F_x = 0 ; F_y = 20.93 \text{ Kg}$$

$$R_x = \frac{P_{\max} b r}{\operatorname{sen} \theta_{\max}} \left[\frac{\operatorname{sen}^2 \theta}{2} + \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \operatorname{sen} 2\theta \right) \right] - F_x$$

$$\left[\frac{\text{sen}^2 \theta}{2} + f \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \text{sen } 2\theta \right) \right]_{0.1}^{0.2} = \left[\frac{\text{sen}^2 \frac{11\pi/6}{2} + \right.$$

$$0.35 \left(\frac{11\pi}{6(2)} - \frac{1}{4} \text{sen } \frac{11\pi}{3} \right) \left. \right] - \left[\frac{\text{sen}^2 \frac{7\pi/6}{2} + \right.$$

$$0.35 \left(\frac{7\pi}{6(2)} - \frac{1}{4} \text{sen } \frac{7\pi}{3} \right) \left. \right] =$$

$$\left[0.125 + 0.35 \cdot (2.879 + 0.2165) \right] - \left[0.125 + 0.35 (1.832 - 0.2165) \right] =$$

$$(0.125 + 1.083) - (0.125 + 0.565) =$$

$$= 1.208 - 0.69 = 0.518$$

$$\Rightarrow R_x = \frac{3.5 \cdot (1.27)}{-1} (5) (0.518) = 11.5 \text{ K}_3$$

$$R_y = \frac{P_{\text{máx}} b r}{\text{sen } \theta} \left[f \frac{\text{sen}^2 \theta}{2} - \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \text{sen } 2\theta \right) \right] + F_y$$

$$\left[\frac{R \sin^2 \theta}{2} - \left(\frac{R}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right) \right]_{0^\circ}^{90^\circ} = \left[(0.35) \frac{\sin^2 11\pi/6}{2} - \right.$$

$$\left. \left(\frac{11\pi}{6} - \frac{1}{4} \sin \frac{11\pi}{3} \right) \right] - \left[(0.35) \frac{\sin^2 7\pi/6}{2} - \right.$$

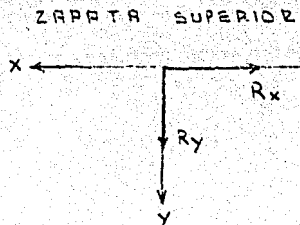
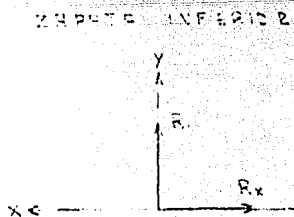
$$\left. \left(\frac{7\pi}{6} - \frac{1}{4} \sin \frac{7\pi}{3} \right) \right] =$$

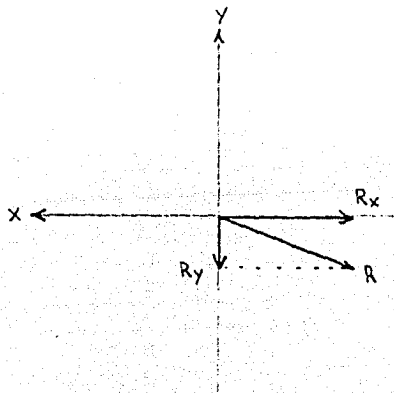
$$\left[0.35 (0.125) - (2.879 + 0.2165) \right] - \left[0.35 (0.125) - (1.832 - 0.2165) \right] =$$

$$= (0.0437 - 3.0955) - (0.0437 - 1.6155) = -3.051 + 1.566 = -1.484$$

$$R_{11} = 20.02 \text{ (Kg)} (-1.484) + 20.02 = 53.91 \text{ Kg}$$

Para obtener la resultante total sobre el perno superponemos las fuerzas en uno de los dos sistemas de referencia.





Donde

$$R_x = -11.5 - 11.5 = -23.0 \text{ Kg}$$

$$R_y = 44.93 - 53.91 = -8.98 \text{ Kg}$$

$$R = 24.7 \text{ Kg} \approx 201.32^\circ$$

La anterior es la fuerza máxima que actuará sobre el perno y fué calculada con la finalidad de obtener a continuación el esfuerzo a que será sometido dicho perno. Una vez que se ha determinado la fuerza resultante que actuará directamente sobre el perno, sometiendolo a un esfuerzo cortante, se procede a realizar el cálculo de este esfuerzo cortante.

Dado el diámetro del perno; 0.8 cm tenemos

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow A = \frac{\pi (0.8)^2}{4} = 0.50 \text{ cm}^2$$

Tomando en cosideración la configuración de la sección- de la articulación entre las dos zapatas, el área sujeta al- esfuerzo cortante será dos veces el área de la sección del - perno por lo anterior .

$$S_s = \frac{24.7}{2(0.50)} = 24.7 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El perno será construido según especificaciones mostradas más adelante, a partir de acero cold drawn SAE 1018.

$$S_u = 5483 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \quad \cdot \quad S_s = 4077 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Donde S_u - Esfuerzo último.
 S_s - Esfuerzo cortante máx.

y comparandolo con el esfuerzo cortante aplicado, llegamos a concluir que definitivamente no fallará, el perno, por la acción del esfuerzo cortante aplicado en esta sección.

El siguiente punto a considerar en el análisis de resistencia, consiste en analizar el esfuerzo aplicado a las zapatas en su sección media. Tomando en consideración la fuerza normal, que es la fuerza mayor aplicada perpendicularmente sobre la superficie del material de fricción localizado en las zapatas, tenemos:

En el caso de cualquiera de las dos zapatas y como ya se apuntó antes.

$$N = 38.49 \text{ Kg}$$

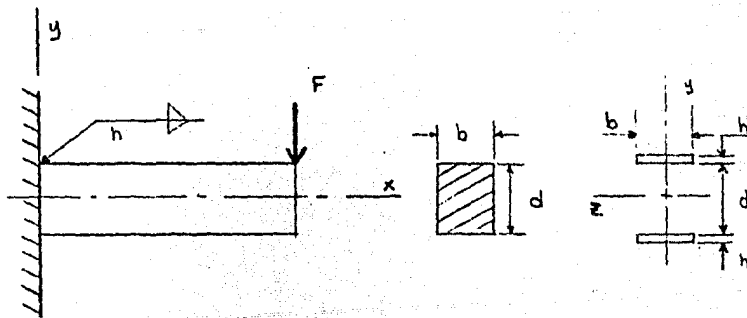
El área considerada para el análisis de esfuerzo cortante en esta sección:

$$A = (1.0) 1.27 = 1.27 \text{ cm}^2$$

$$S_s = \frac{38.49}{1.27} = 30.30 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Dado que el material utilizado en la manufactura de las zapatas será, colddrawn SAE 1018 y como ya se menciona antes, el máximo esfuerzo cortante permitido para este material es -- 4077 Kg/cm², se puede concluir que las zapatas no fallarán por esfuerzo cortante, ya que el margen de seguridad obtenido con los cálculos anteriores, es muy alto.

El tercer y último punto dentro de este análisis de esfuerzos, se refiere a los lugares donde se encuentran las uniones, en ambas zapatas, de las zapatas con la oreja remitiendonos a la teoría de juntas soldadas tenemos.



Suponiendo que el esfuerzo actuará perpendicularmente al área de la garganta y considerando como líneas las proyecciones de los "filetes" de soldadura tenemos el momento de inercia unitario.

$$I_u = \frac{bd^2}{2}$$

El momento de inercia con base en la garganta de la soldadura es

$$I = 0.707 h \frac{bd^2}{2}$$

El esfuerzo normal resultante será.

$$\sigma = \frac{M c}{I} = \frac{M d}{0.707 h b d^2 / 2} = \frac{1.414 M}{b d h}$$

Analizando la zapata superior, por ser donde aplicaremos sobre la oreja, la mayor de las dos fuerzas a ejercer para el accionamiento del freno, tenemos.

$$M = 22.93 (1.0) = 22.93 \text{ Kg-cm.}$$

$$\sigma = \frac{1.414 (22.93)}{1.27 (0.5) (0.47)} = 99.16 \text{ Kg/cm}^2$$

Considerando que el reglamento AISC (American Institute Of Steel Construction) recomienda como esfuerzo máximo permisible, para metal de soldadura, en el caso de tensión el valor de 0.60 Sy y dado que se utilizará para efectuar esta

unión soldada un electrodo de serie AWS E-60 (American Welding Society), con resistencia a la fluencia, S_y de 3520 Kg/cm^2 ; - se puede concluir que en el caso de estas uniones soldadas, no se presentará falla por tensión en la soldadura, ya que el margen de seguridad observado es bastante alto:

En base a los análisis de esfuerzos anteriores, se ha determinado que estos no propiciarán fallas en cada uno de sus - respectivos casos, producto esto de las diferentes características del freno diseñado: por lo anterior se considera que el diseño es adecuado y se procederá a construirlo bajo las condiciones que se abordaran en la siguiente sección de este capítulo.

Para finalizar con la presente sección, cabe señalar que el freno estará conectado directamente a un dinamómetro que servirá como sensor del momento torsionante absorbido por el mismo freno. Un extremo de la conexión que unirá el dinamómetro - con el freno, se presentará a 9.4 cm de distancia del eje de - la flecha de la turbina, por lo cual y basandose en los cálculos referentes al momento torsionante tenemos.

Para el tambor.

$$T = 250 \text{ Nt-cm} \Rightarrow F^t = 50 \text{ Nt}$$

A 9.4 cm. del eje de la flecha.

$$T = 250 \text{ Nt-cm} \Rightarrow F^t = 26.59 \text{ Nt}$$

Debido a esto, el dinamómetro deberá tener una capacidad mayor a los 26.59 Nt anteriores. A continuación se muestra el sistema integrado por el freno y el dinamómetro acoplado a la turbina y su sistema.

iii.iv CONSTRUCCION DEL FRENO

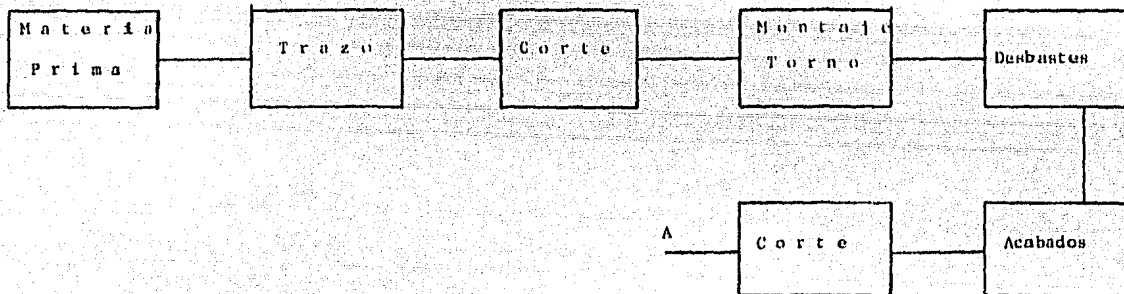
Habiendo realizado el cálculo del freno, analizado los principales esfuerzos a que se someterá dicho freno y llegado a la conclusión que la construcción del mismo es factible bajo las bases citadas anteriormente, se procedera a construirlo. A continuación se hace un desglose gráfico del proceso de fabricación del freno, mediante un diagrama de bloques.

(FIG. III-3)

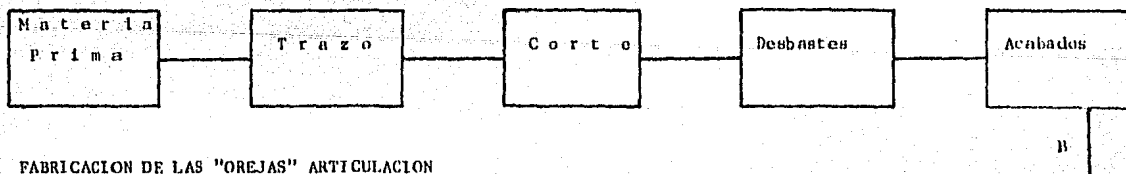
Las especificaciones necesarias para la fabricación del freno, tales como materiales, dimensiones, maquinados, ajustes, etc., se encuentran en los planos del freno que se anejan a continuación.

PROCESO DE FABRICACION DEL FRENO

FABRICACION DE LAS ZAPATAS



FABRICACION DE LAS "OREJAS" PARA CIERRE



FABRICACION DE LAS "OREJAS" ARTICULACION

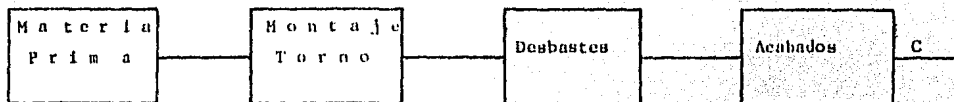
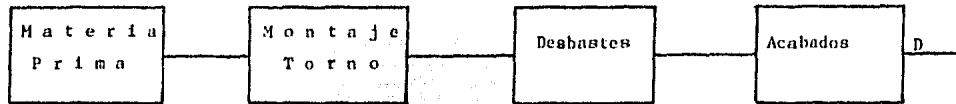


FIG. III-3

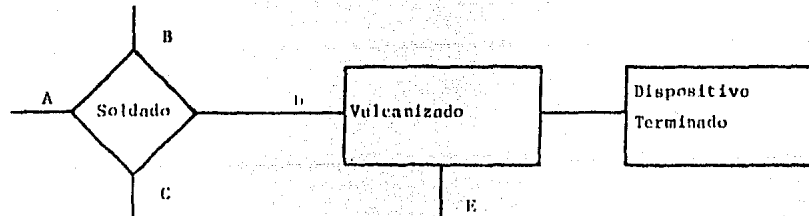
FABRICACION DEL PERNO



MATERIAL FRICCIONANTE

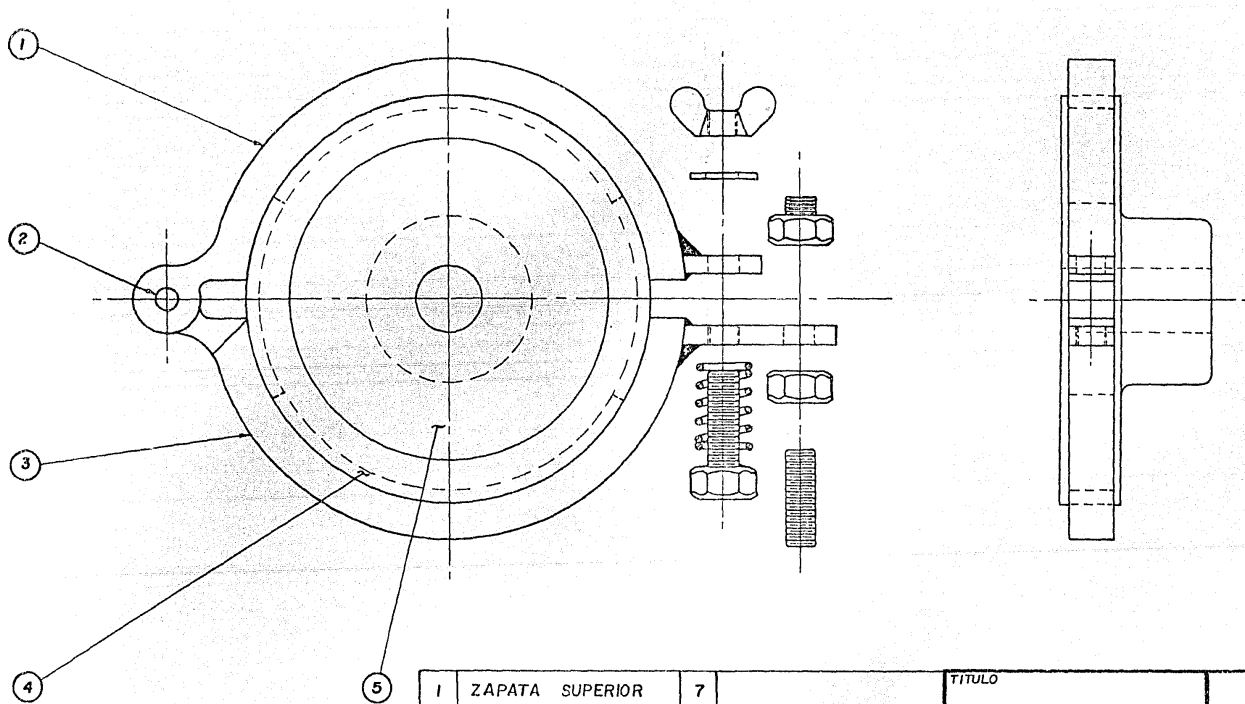


ENSAMBLE

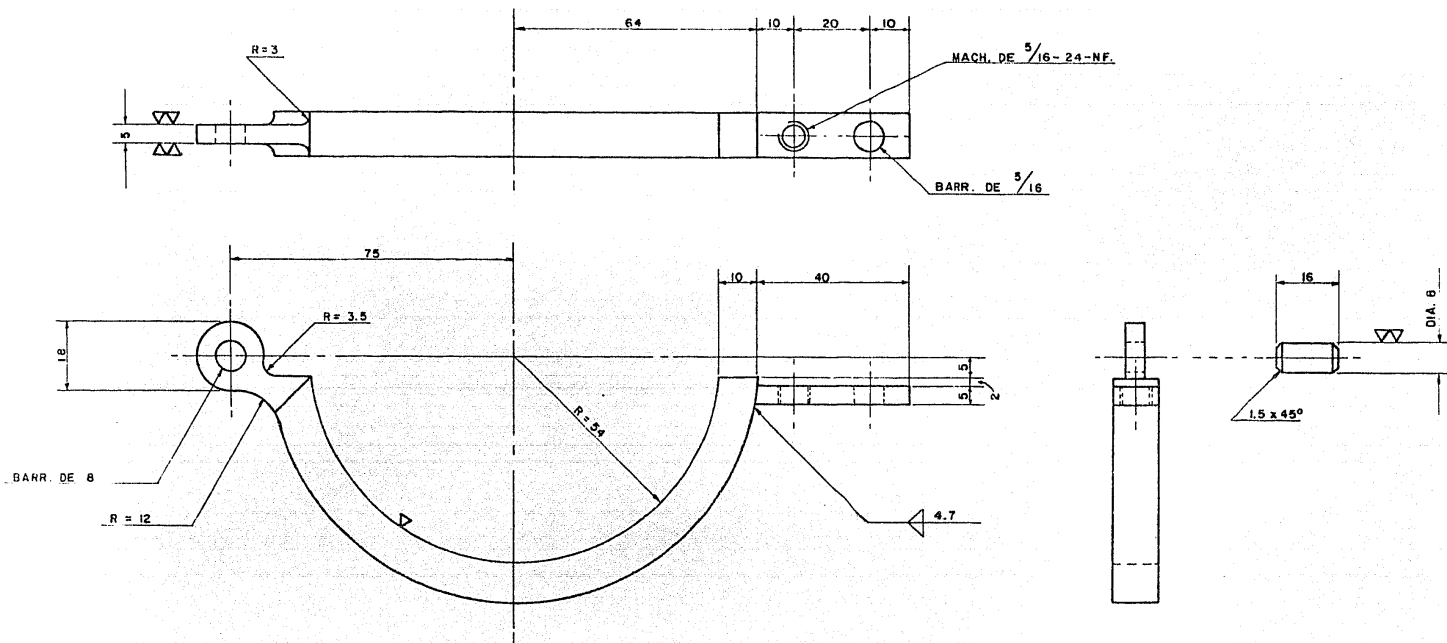


FABRICACION DEL TAMBOR

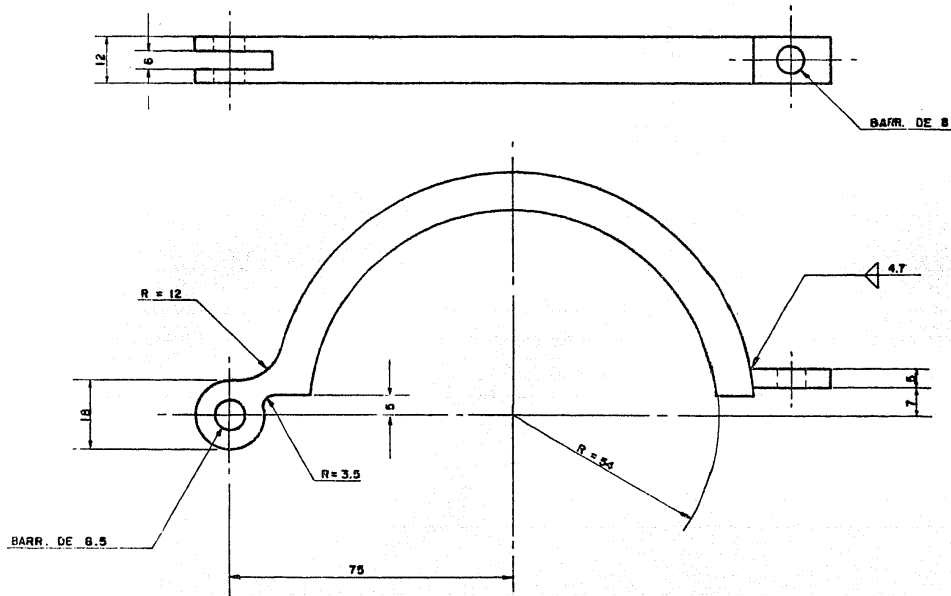




1	ZAPATA SUPERIOR	7	TITULO			CONJUNTO FRENO		F. E. S. C.	
2	PERNO	8	UNIDAD ó MONTAJE			DIBUJO	ESCALA	1:1	
3	ZAPATA INFERIOR	9	PARTE N°	CANT.	MATERIAL	J. A. CASTRO	REVISO	COTAS EN	
4	MATERIAL DE FRICCION	10	ACABADOS			APROBO	FECHA	NOV. DE 1933	
5	TAMBOR	11	~ FUNDICION ∇ DESBASTE ∇∇ FINO∇∇∇RECTIFICADO			DIB. N°			
6		12							

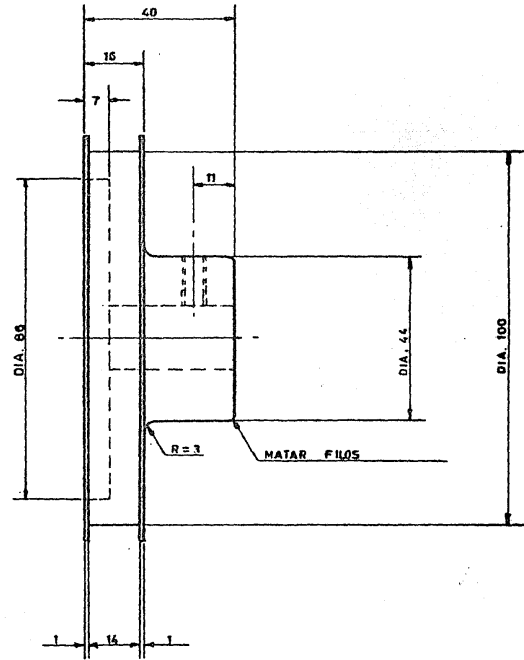
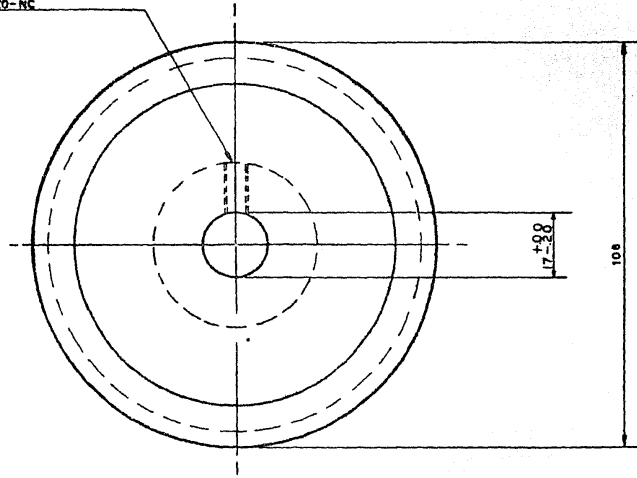


TITULO			ZAPATA INFERIOR PARA FRENO		F. E. S. C.	
UNIDAD 3			DIBUJO		ESCALA	
MONTAJE			J. A. CASTRO		1:1	
PARTE	CANT.	MATERIAL	REVISO	COTAS EN		
Nº		AC. COLD-DRAWN		D.M.		
ACABADOS			APROBO		FECHA	
~ FUNDICION ▽ DESBASTE ▽ FINO ▽ ▽ ▽ RECTIFICADO			DIB. Mº		NOV DE 1983	



TITULO			ZAPATA SUPERIOR PARA FRENO		F. E. S. C.	
UNIDAD ó MONTAJE			DIBUJO J. A. CASTRO		ESCALA 1:1	
PARTE N°	CANT.	MATERIAL AC. COLD-DRAWN.	REVISO		COTAS EN m.m	
ACABADOS			APROBO		FECHA NOV. DE 1985	
~ FUNDICION ∇ DESBASTE ∇∇ FINO ∇∇∇ RECTIFICADO			DIB. N°			

1 MACH. DE $\frac{1}{4}$ "-20-NC



TITULO			F. E. S. C.	
T A M B O R				
UNIDAD o MONTAJE		DIBUJO	ESCALA	
		J.A. CASTRO	1:1	
PARTE	CANT.	MATERIAL	REVISO	COTAS EN
Nº		AC. COLD-DRAWN		m.m.
ACABADOS			APROBO	FECHA
\sim FUNDICION ∇ DESBASTE $\nabla\nabla$ FINO $\nabla\nabla\nabla$ RECTIFICADO				DIC. DE 1983
			DIB. Nº .	

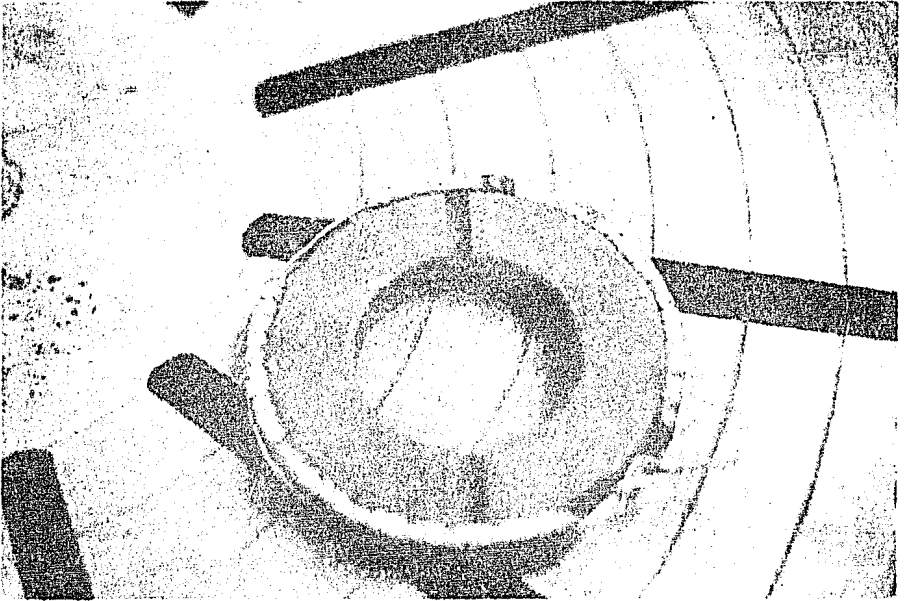
Ampliando la información sobre el proceso de vulcanizado de el material de fricción sobre las zapatas, se incluye la siguiente descripción de dicho proceso.

Primeramente y como la presentación de menores dimensiones del material de fricción es 1" en ancho por 1/8" de espesor, se procedio a cortar a la mitad una tira del material de fricción en el sentido longitudinal, esto es, obtener dos tiras de 1/2" x 1/8". Esta operación se realizó con la ayuda de una cegueta.

Posteriormente y haciendo uso de un molde circular con el diámetro exterior semejante al del tambor del freno, se moldeo el material friccionante. Lo anterior se logro mediante el uso de un horno eléctrico en el cuál se introdujo el molde con el material de fricción por espacio de 15 minutos y a una temperatura de 100°C aproximadamente.

Haciendo uso de un pegamento de nombre KEMIBOND 67 aplicado sobre la cara interior de las zapatas y en la exterior de la tira de balata tejida recortada, a las medidas requeridas y después de dejarse secar a temperatura ambiente por 20 minutos, se sometió por 30 minutos a una temperatura de 300°C aproximadamente aplicando presión entre las partes a vulcanizar con el objeto de que el pegamento "curara" y de este modo se fijara cada balata sobre su respectiva zapata.

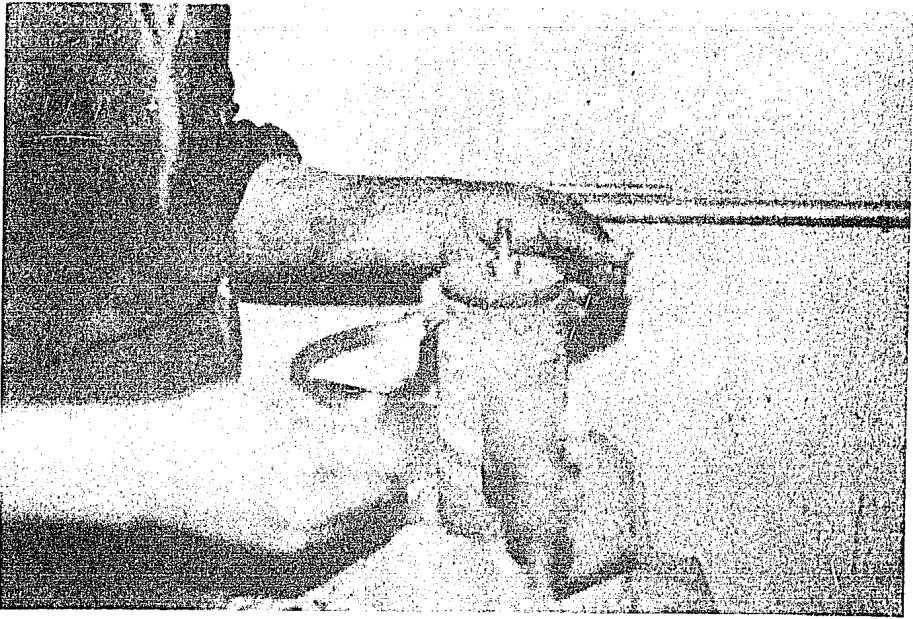
A continuación se muestran fotografías que ilustran el -
proceso de vulcanizado ya descrito.



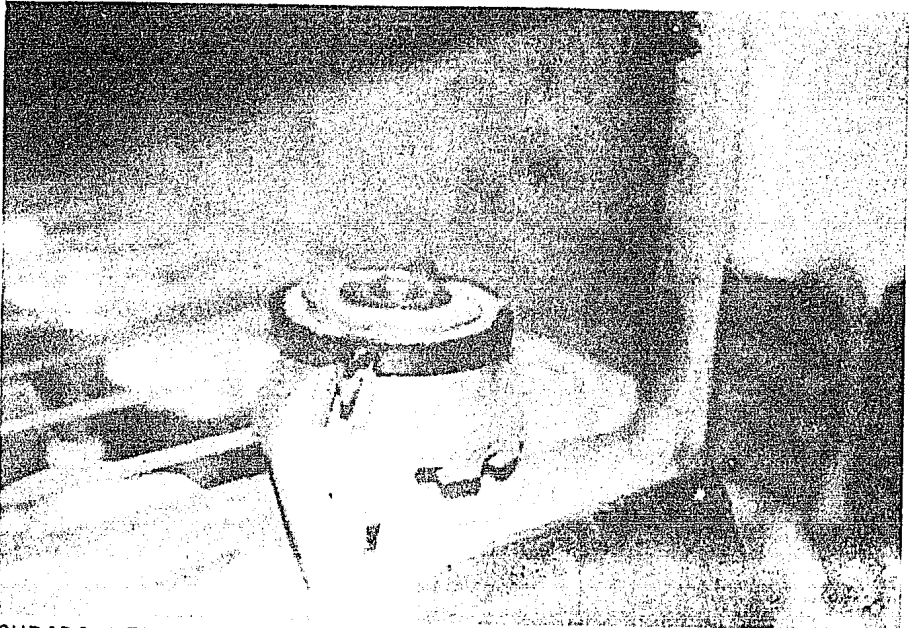
MOLDEADO DEL MATERIAL DE FRICCION



APLICACION DEL PEGAMENTO



PREPARACION PARA APLICAR EL PEGAMENTO SOBRE LAS ZAPATAS



CURADO DEL PEGAMENTO



ACABADO SOBRE LAS ZAPATAS

iii.v ANALISIS DE COSTOS DE LA CONSTRUCCION DEL FRENO.

A continuación se encuentra el análisis para determinar el costo del freno construido según las especificaciones mostradas en este capítulo. Basandonos en el diagrama de bloques presentado paginas antes, el análisis del costo es el siguiente.

MANO DE OBRA

Existen dos operadores, de 1a. y de 2a. que intervendran en la construcción directa de las partes metálicas del freno.

El operador de primera (O_1) efectuará los maquinados, soldadura de las partes y el ensamble de ellas. Las operaciones de trazo y corte las realizará el operador de segunda (O_2).

Tiempo total invertido por el operador de primera.

T_1

Tiempo total invertido por el operador de segunda.

T_2

Un operador adicional realizará el trabajo de vulcanizado (O_3)

Tiempo total invertido por el operador de vulcanizado.

T_3

Cada uno de los operadores devengan un sueldo por unidad - de tiempo de $\$1$; $\$2$ y $\$3$, para el operador de primera, el de segunda y el de vulcanizado, respectivamente.

Sueldo total devengado por los operadores.

$$O_1 \Rightarrow T_1 \times \phi_1 = \phi_{T_1}$$

$$O_2 \Rightarrow T_2 \times \phi_2 = \phi_{T_2}$$

$$O_3 \Rightarrow T_3 \times \phi_3 = \phi_{T_3}$$

Materia prima.

Costo de Materia prima ϕ_{T_4}

Costo del material de fricción ϕ_{T_5}

Costo del pegamento para vulcanizar ϕ_{T_6}

Costo de los electrodos ϕ_{T_7}

Maquinaria y herramienta

Lapso de depreciación de la maquinaria

T_4

Tiempo de utilización de la maquinaria

T_5

Costo de la maquinaria

ϕ_8

Costo por utilización de la maquinaria

$$\phi_8 / T_4 \times T_5 = \phi_{T_8}$$

Lapso de depreciación de la herramienta

T_6

Tiempo de utilización de la herramienta

T_7

Costo de la Herramienta

$$\phi_9 \text{ por su utilización: } \phi_9 / T_6 \times T_7 = \phi_{T_9}$$

Costo de lubricantes

\$ T₁₁

Energía eléctrica.

\$ T₁₂

Tiempo de utilización de la energía eléctrica.

T₈

Costo de la energía eléctrica por unidad de tiempo.

\$ I₃

Costo por utilización de energía eléctrica.

$$I_3 \times T_8 = T_{14}$$

Resumiendo:

Mano de obra

\$ T₁

\$ T₂

\$ T₃

\$ T_{U.O.}

Materia Prima

\$ T₄

\$ T₅

\$ T₆

\$ T₇

\$ T_{U.P.}

Maquinaria y herramienta

\$ T₈

\$ T₁₀

\$ T₁₁

\$ T_{U.H.}

Energía eléctrica

¢ T14

Costo total

¢ T4.0.

¢ T4.P.

¢ T4.H.

¢ T14

¢ TOTAL.

Como nota especial: Este freno, su construcción entre -
noviembre de 1983 y enero de 1984 costo \$ 5,500.00

Capítulo IV

C A R A C T E R I Z A C I O N D E L A T U R B I N A P E L T O N

El propósito del presente capítulo es el de realizar las pruebas necesarias para determinar las características más importantes del modelo Turbina Pelton bajo diferentes condiciones de operación, elaborar a partir de dichas pruebas las tablas de resultados y obtener de ellas las gráficas que muestren las características principales de la turbina que se mencionan anteriormente. Finalmente se analizarán estos resultados y será esta la base para encontrarnos hasta ese entonces, en condiciones de emitir alguna conclusión válida sobre el estado de la turbina.

Antes de introducir el procedimiento seguido para lograr caracterizar la turbina, es necesario abrir un paréntesis con la finalidad de mencionar algunas situaciones que se presentaron antes de las pruebas al modelo.

Una vez que se construyó el freno bajo las especificaciones que se encuentran en el capítulo III se acopló al eje de la turbina y se procedió a probarlo. El objeto de probar el freno fue el de garantizar prácticamente que este, desempeñaría correctamente la función para la que fue creado. Las pruebas

bas consistieron en frenar la Rueda Motriz en bastantes ocasiones, durante diferentes lapsos de tiempo, manteniendo la carga del fluido de alimentación de la turbina siempre a su nivel máximo; en repetidas ocasiones se procedió a bloquear la Rueda Motriz, esto es, detenerla totalmente manteniendo la alimentación del fluido, siempre en su punto máximo en relación con la carga.

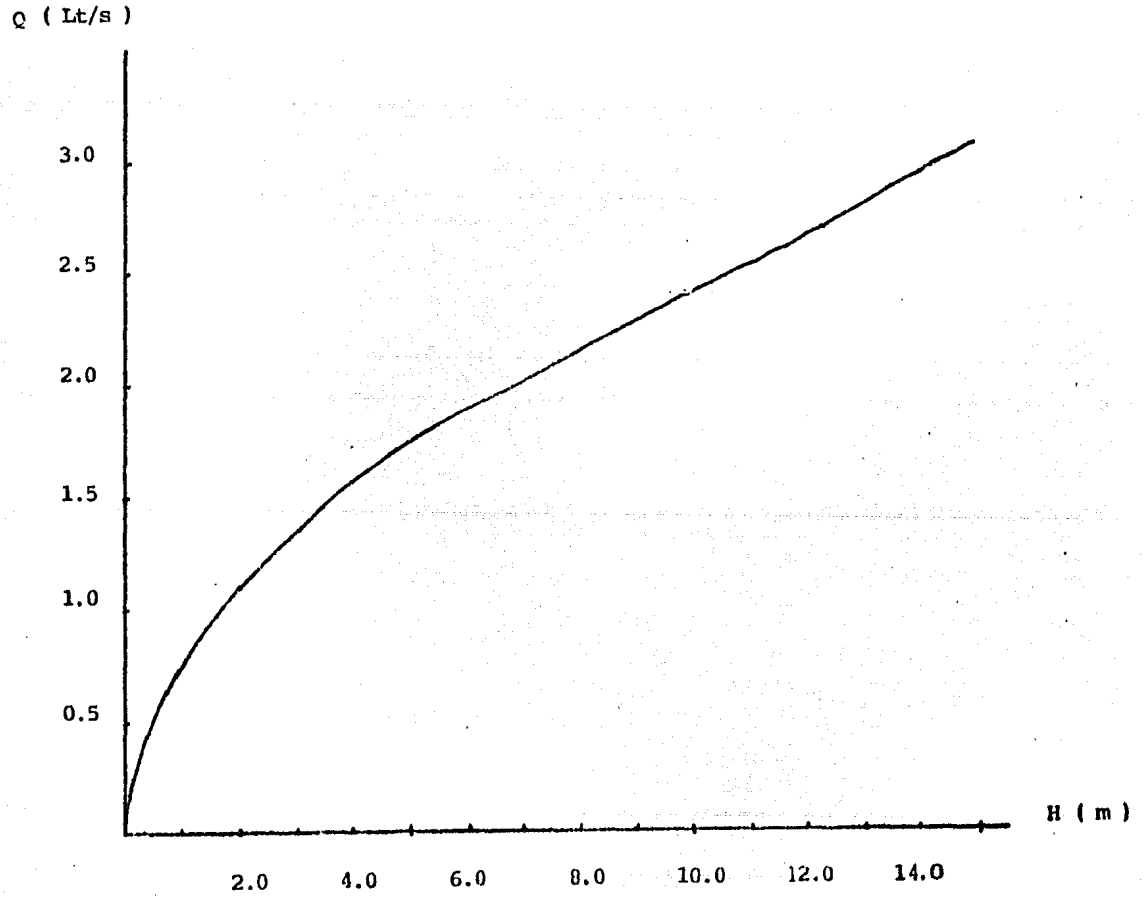
De la manera anterior, se logró además de asegurarse el funcionamiento correcto del freno, asentar las balatas y familiarizarse con la operación y manejo del mismo. Para hacer posible el asentamiento de las balatas, se mantuvo operando el freno por aproximadamente 5 hr. y ejerciendo una presión, sobre el tambor, moderada.

Por otro lado, fué necesaria realizar la obtención de la Curva Característica, Carga vs. Gasto del sistema, entendiéndose por sistema a los elementos de impulso, conducción y control del fluido de trabajo y que forman parte del Equipo Auxiliar; la obtención de esta curva se realizó midiendo el gasto de la bomba, en la succión, bajo diferentes cargas; a continuación se encuentra la tabulación y la gráfica derivadas de esta operación.

TABULACION CARGA VS. GASTO DE LA INSTALACION,
(EQUIPO AUXILIAR)

Nº	(mca)	(Lt/seg)	Nº	(mca)	(Lt/seg)
	H	Q		H	Q
1	1.6	1.254	8	9.0	2.116
2	2.0	1.128	9	9.6	2.257
3	2.5	1.354	10	9.8	2.419
4	4	1.736	11	9.9	2.605
5	6	1.881	12	13.6	2.822
6	6.6	1.612	13	13.8	3.078
7	8.4	2.116	14	14	3.678

GRAFICA CARGA Vs. GASTO DE LA INSTALACION



El procedimiento seguido para realizar la obtención de las curvas características se detalla a continuación.

Primeramente se procedió a proporcionar el fluido a la turbina a una determinada carga. Una vez que se estabiliza la alimentación se realizan ajustes sucesivos sobre las zapatas, efectuándose para cada ajuste una lectura sobre la escala del dinamómetro y otra relativa a las revoluciones de la Rueda Motriz.

Esta operación se repitió variando únicamente la carga en la alimentación.

El número de ajustes sobre las zapatas estuvo determinado por la obtención de una variación sensible en las lecturas de la fuerza y las revoluciones de la máquina. De tal manera se obtuvo la tabla de lecturas siguiente.

CARACTERIZACION DE LA TURBINA
 PELTON
 TABULACION DE LECTURAS

Lectura	(mca) Hm	(RPM) n	(Nt) F	Lectura	(mca) Hm	(RPM) n	(Nt) F	Lectura	(mca) Hm	(RPM) n	(Nt) F
1	4.0	770	1.5	13	10.0	1210	1	25	12	420	37
2	4.0	720	2	14	10.0	1020	11	26	12	280	42
3	4.0	560	7	15	10.0	770	22	27	12	110	43
4	4.0	410	11	16	10.0	520	29	28	12	0	46
5	4.0	220	14	17	10.0	400	30	29	14.5	1410	1
6	4.0	0	16	18	10.0	260	35	30	14.5	1320	8
7	8.0	1050	1	19	10.0	0	38	31	14.5	920	26
8	8.0	960	5	20	12	1320	1.5	32	14.5	700	36
9	8.0	750	11	21	12	1300	2	33	14.5	500	40
10	8.0	550	17	22	12	1180	7	34	14.5	340	48
11	8.0	240	24	23	12	1020	16	35	14.5	170	52
12	8.0	0	32	24	12	660	30	36	14.5	0	55

Haciendo uso de la curva Carga vs Gasto del sistema y de las expresiones enlistadas a continuación, tomando como base las lecturas de la tabla anterior se obtienen los resultados y curvas características de las páginas siguientes.

$$C_o = 0.96 \left[2g H_m \right]^{1/2}$$

$$\frac{D_2^2}{D_1^2} = \frac{1.2427^2}{4.09^2} = 0.0923$$

$$V_1 = C_o \frac{D_2^2}{D_1^2}$$

$$H_D = \frac{V_1^2}{2g}$$

$$M = F r$$

$$P_m = \frac{F 2\pi r n}{60}$$

$$P_h = \frac{\gamma Q H_T 1000}{102}$$

$$\eta = \frac{P_m}{P_h}$$

CARACTERIZACION DE LA TURBINA

PELTON

TABULACION DE RESULTADOS

Lectura	(mca) Hm	(RPM) n	(Nt) F	(m/s) Co	(m/s) V.	(mca) H _D	(mca) H _T	(m ³ /s) Q	(m) r	(Ncm) M	(w) Pm	(w) Ph	(%)
1	4.0	770	1.5	8.50	0.7847	0.0313	4.0313	0.001505	0.095	0.143	11.53	59.48	19.38
2	4.0	720	2	8.50	0.7847	0.0313	4.0313	0.001505	0.095	0.19	14.32	59.48	24.07
3	4.0	560	7	8.50	0.7847	0.0313	4.0313	0.001505	0.095	0.665	38.99	59.48	65.55
4	4.0	410	11	8.50	0.7847	0.0313	4.0313	0.001503	0.095	1.046	44.86	59.48	75.42
5	4.0	220	14	8.50	0.7847	0.0313	4.0313	0.001503	0.095	1.33	30.64	59.48	51.51
6	4.0	0	16	8.50	0.7847	0.0313	4.0313	0.001503	0.095	1.52	0	59.48	0
7	8.0	1050	1	12.03	1.1105	0.0628	8.0628	0.00215	0.095	0.095	10.44	169.95	6.14
8	8.0	960	5	12.03	1.1105	0.0628	8.0628	0.00215	0.095	0.475	47.75	169.95	28.09
9	8.0	750	11	12.03	1.1105	0.0628	8.0628	0.00215	0.095	1.045	82.07	169.95	48.29
10	8.0	550	17	12.03	1.1105	0.0628	8.0628	0.00215	0.095	1.615	93.01	169.95	54.72
11	8.0	240	24	12.03	1.1105	0.0628	8.0628	0.00215	0.095	2.28	57.30	169.45	33.71
12	8.0	0	32	12.03	1.1105	0.0628	8.0628	0.00215	0.095	3.04	0	169.45	0
13	10.0	1210	1	13.45	1.2416	0.07857	10.07857	0.00240	0.095	0.095	12.03	237.14	5.07
14	10.0	1020	11	13.45	1.2416	0.07857	10.07857	0.00240	0.095	1.045	111.62	237.14	47.06
15	10.0	770	22	13.45	1.2416	0.07857	10.07857	0.00240	0.095	2.09	168.52	237.14	71.06
16	10.0	520	29	13.45	1.2416	0.07857	10.07857	0.00240	0.095	2.76	150.29	237.14	63.37
17	10.0	400	30	13.45	1.2416	0.07857	10.07857	0.00240	0.095	2.85	119.38	237.14	50.34
18	10.0	260	35	13.45	1.2416	0.07857	10.07857	0.00240	0.095	3.325	90.53	237.14	38.17
19	10.0	0	38	13.45	1.2416	0.07857	10.07857	0.00240	0.095	3.61	0	237.14	0
20	12.0	1320	1.5	14.73	1.3598	0.09424	12.09424	0.00270	0.095	0.143	19.76	342.59	5.76

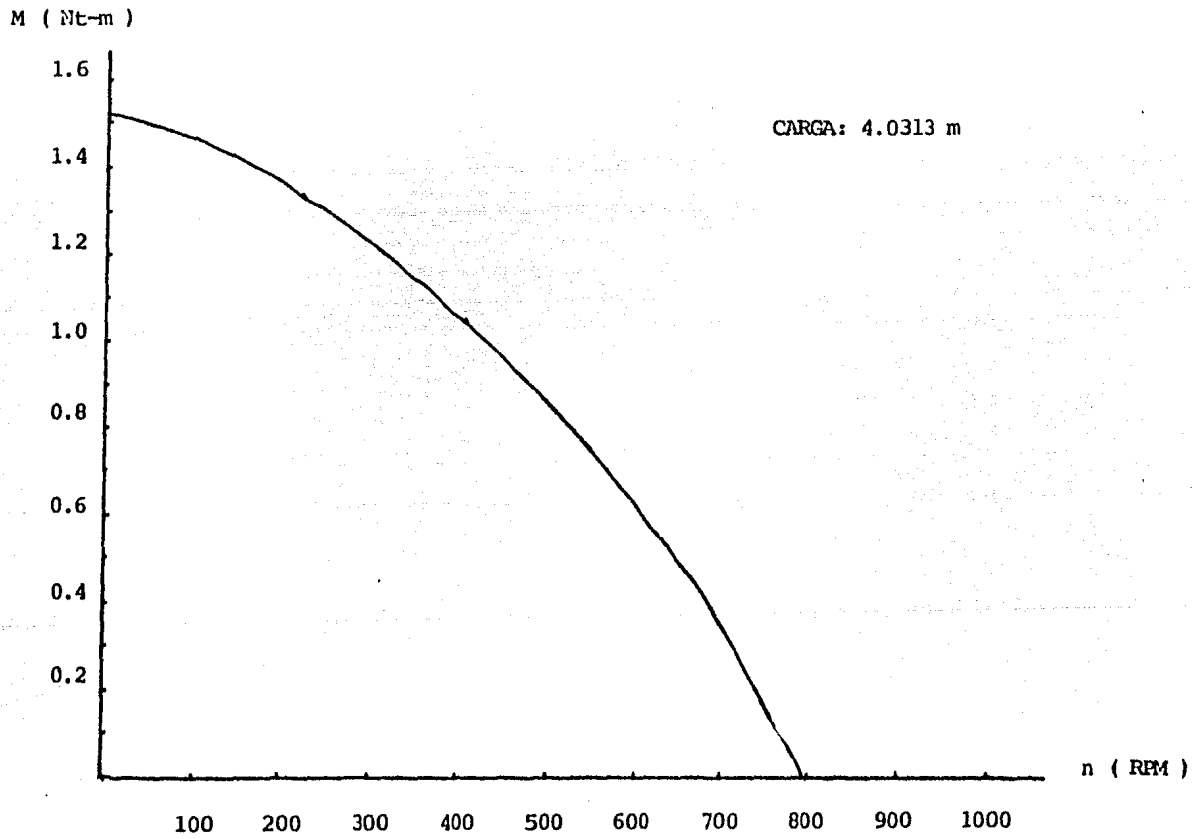
CARACTERIZACION DE LA TURBINA

PELTON

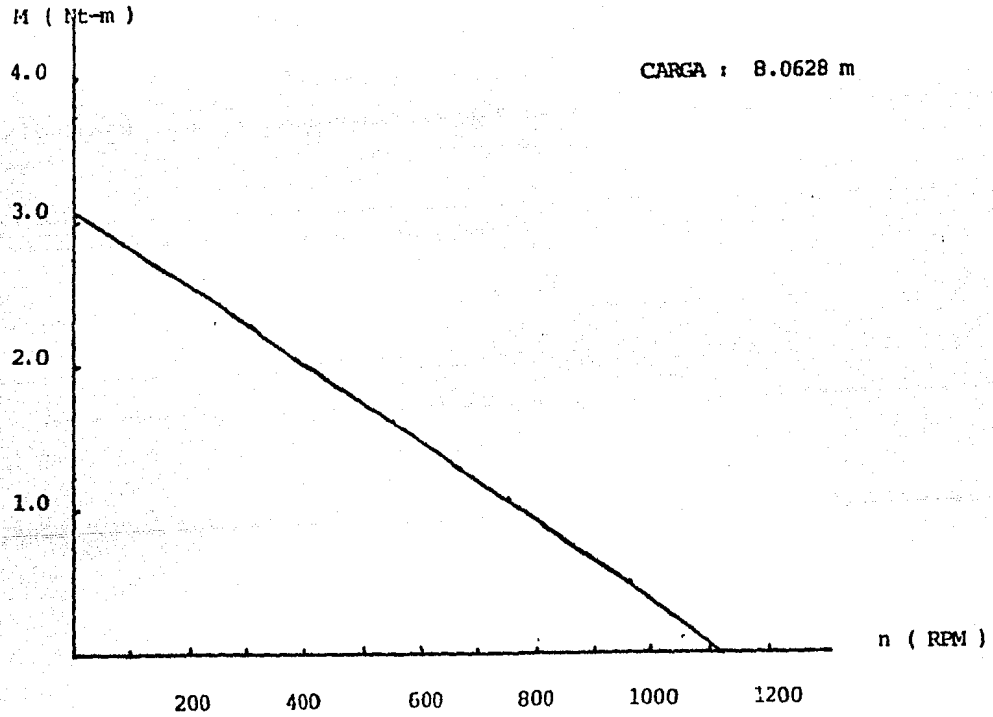
TABULACION DE RESULTADOS

(Continuación)

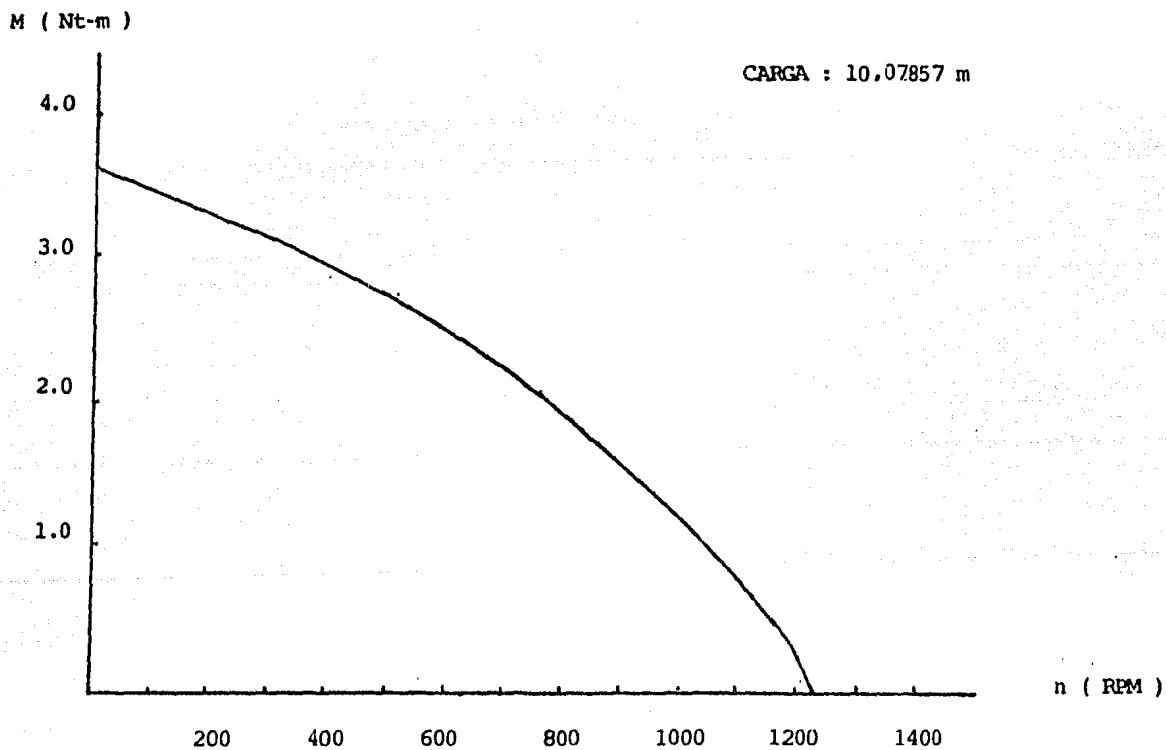
Lectura	(mca) Hm	(RPM) n	(Nt) F	(m/s) Co	(m/s) V	(mca) H _b	(mca) H _T	(m ³ /s) Q	(m) r	(Ncm) M	(w) Pm	(w) Ph	(%)
21	12	1300	2	14.73	1.3598	0.09424	12.09424	0.00270	0.095	0.19	25.86	342.59	7.54
22	12	1180	7	14.73	1.3598	0.09424	12.09424	0.00270	0.095	0.665	82.17	342.59	23.98
23	12	1020	16	14.73	1.3598	0.09424	12.09424	0.00270	0.095	1.52	162.35	342.59	47.38
24	12	660	30	14.73	1.3598	0.09424	12.09424	0.00270	0.095	2.85	196.97	342.59	57.49
25	12	420	37	14.73	1.3598	0.09424	12.09424	0.00270	0.095	3.515	154.59	342.59	45.12
26	12	280	42	14.73	1.3598	0.09424	12.09424	0.00270	0.095	3.99	116.99	342.59	34.14
27	12	110	43	14.73	1.3598	0.09424	12.09424	0.00270	0.095	4.085	47.05	342.59	13.73
28	12	0	46	14.73	1.3598	0.09424	12.09424	0.00270	0.095	4.37	0	342.59	0
29	14.5	1410	1	16.19	1.4946	0.1138	14.6138	0.00315	0.095	0.095	14.027	451.3	3.10
30	14.5	1320	8	16.19	1.4946	0.1138	14.6138	0.00315	0.095	0.76	105.05	451.3	23.27
31	14.5	920	26	16.19	1.4946	0.1138	14.6138	0.00315	0.095	2.47	237.96	451.3	52.72
32	14.5	700	36	16.19	1.4946	0.1138	14.6138	0.00315	0.095	3.42	250.69	451.3	55.54
33	14.5	500	40	16.19	1.4946	0.1138	14.6138	0.00315	0.095	3.80	198.96	451.3	44.08
34	14.5	340	48	16.19	1.4946	0.1138	14.6138	0.00315	0.095	4.36	162.35	451.3	35.97
35	14.5	170	52	16.19	1.4946	0.1138	14.6138	0.00315	0.095	4.94	87.94	451.3	19.48
36	14.5	0	55	16.19	1.4946	0.1138	14.6138	0.00315	0.095	5.225	0	451.3	0



CURVA DE REVOLUCIONES Vs. MOMENTO TORSIONANTE DE LA TURBINA PELTON



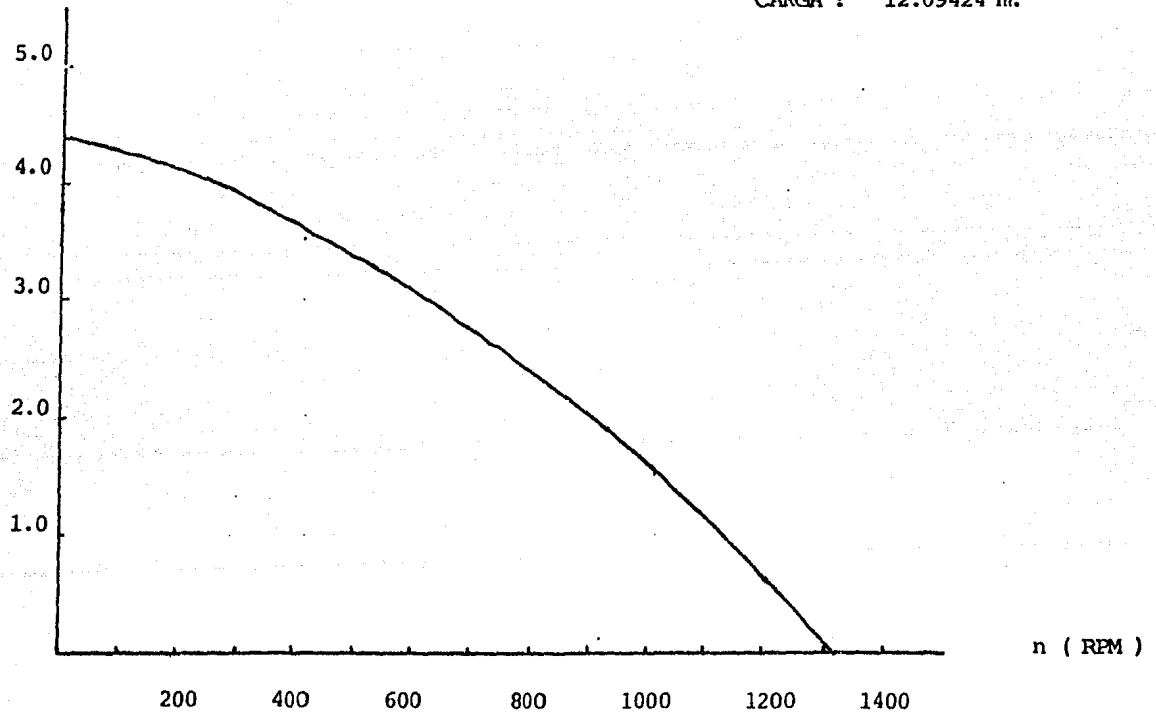
CURVA DE REVOLUCIONES Vs. MOMENTO TORSIONANTE DE LA TURBINA PELTON



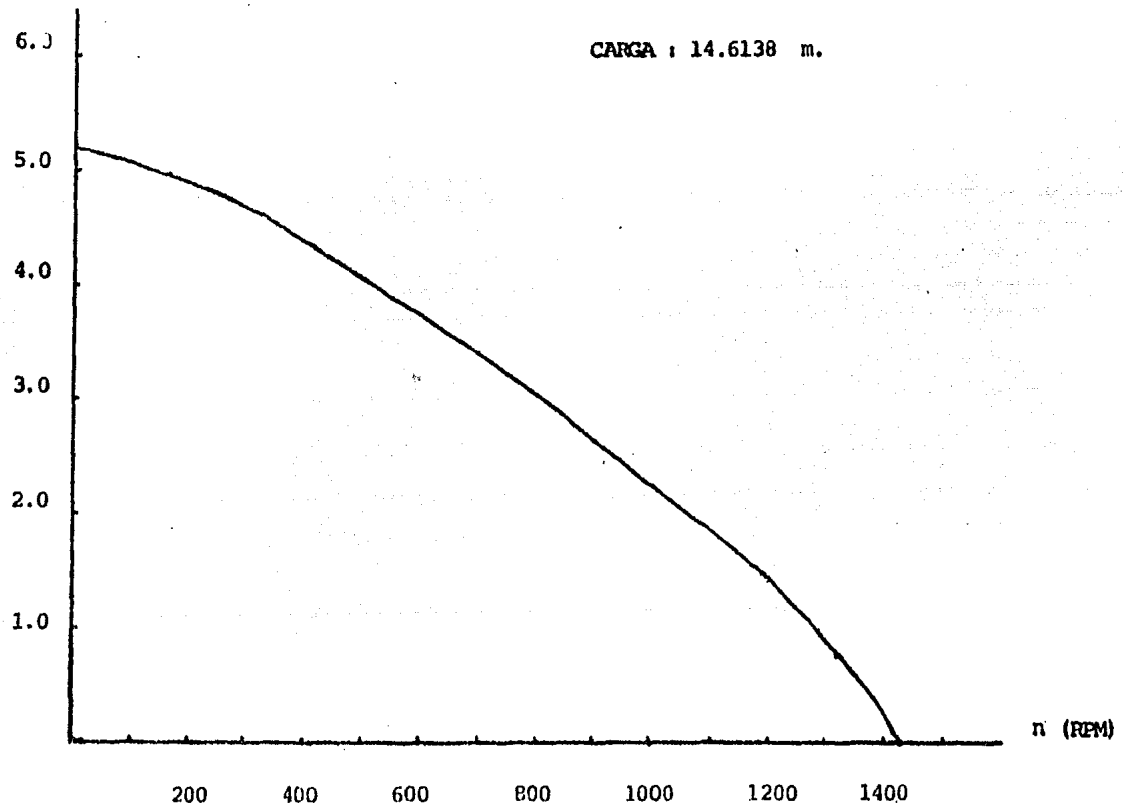
CURVA DE REVOLUCIONES Vs. MOMENTO TORSIONANTE DE LA TURBINA PELTON

M (Nt-m)

CARGA : 12.09424 m.

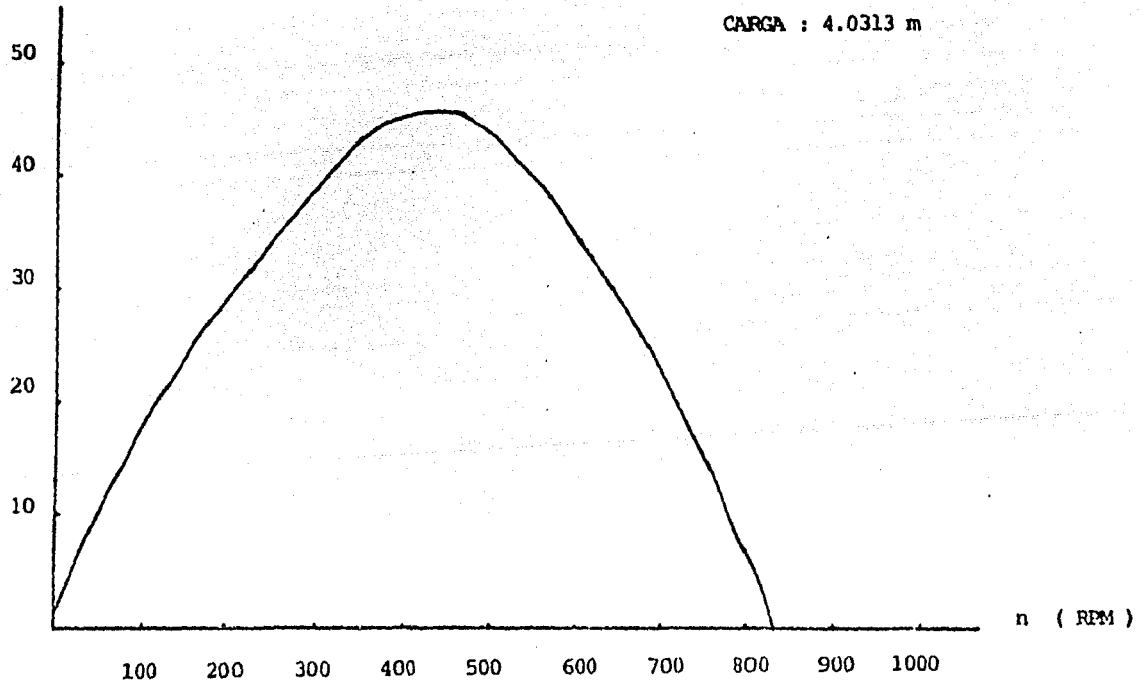


CURVA DE REVOLUCIONES Vs. MOMENTO TORSIONANTE DE LA TURBINA PELTON

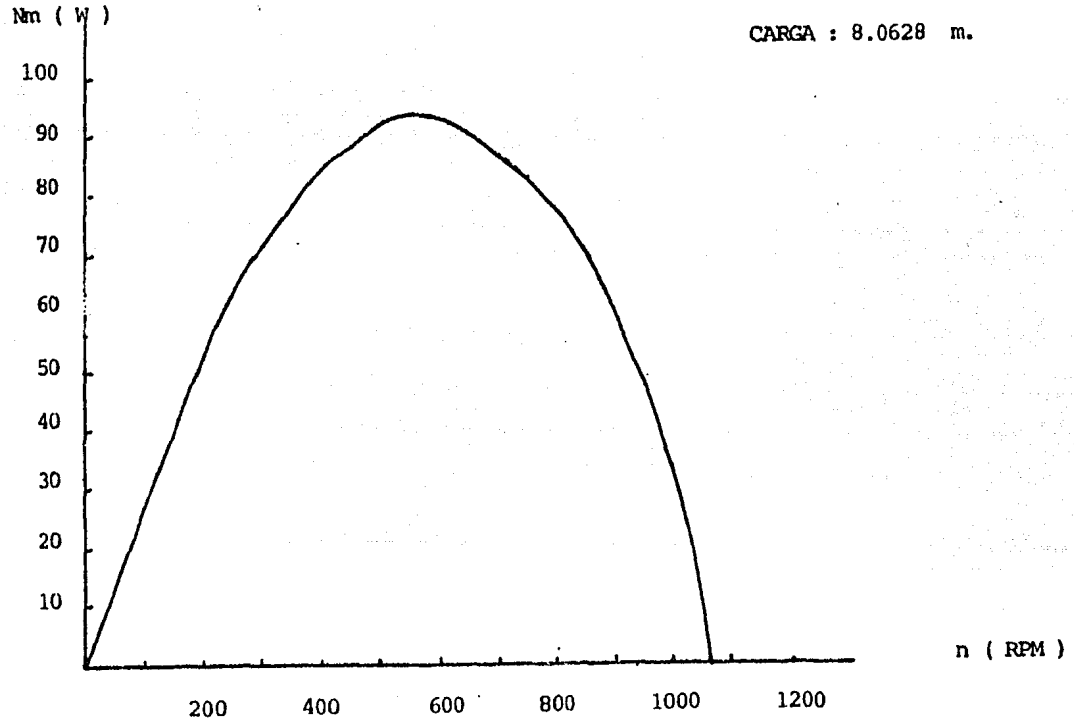


CURVA DE REVOLUCIONES Vs. MOMENTO TORSIONANTE DE LA TURBINA PELTON

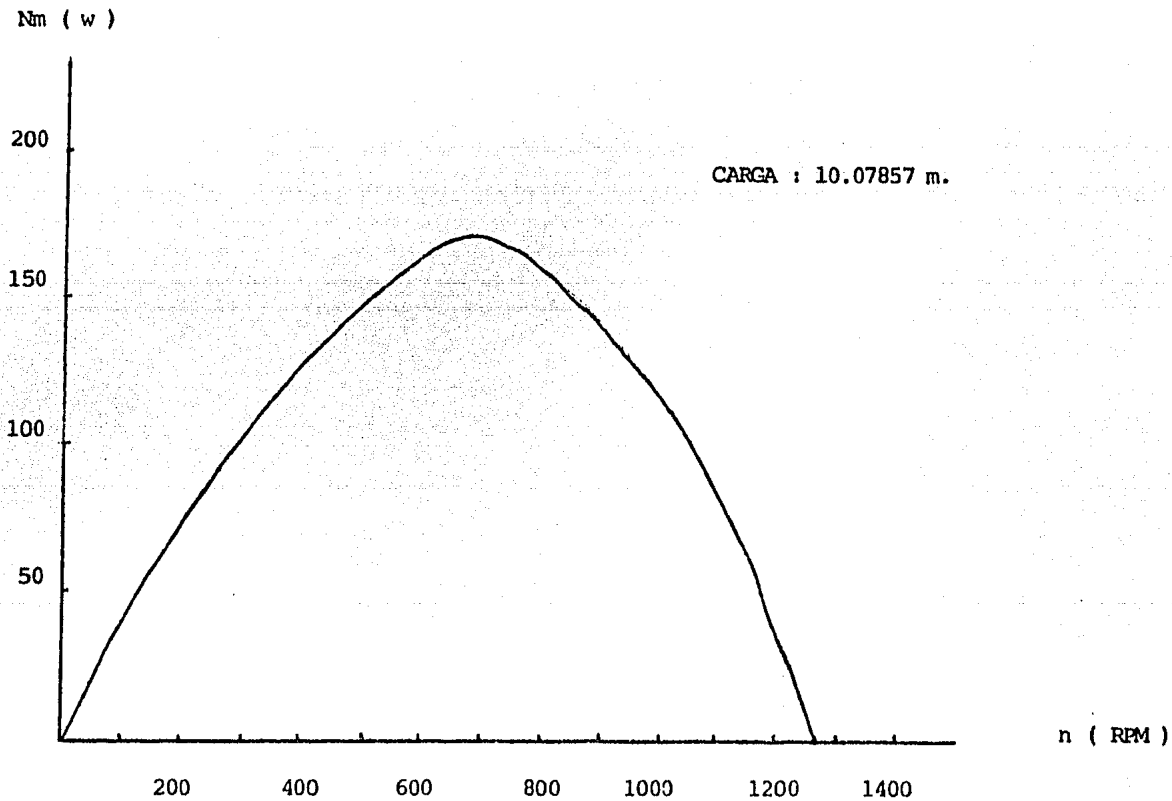
Nm (w)



CURVA DE REVOLUCIONES Vs. POTENCIA MECANICA DE LA TURBINA PELTON



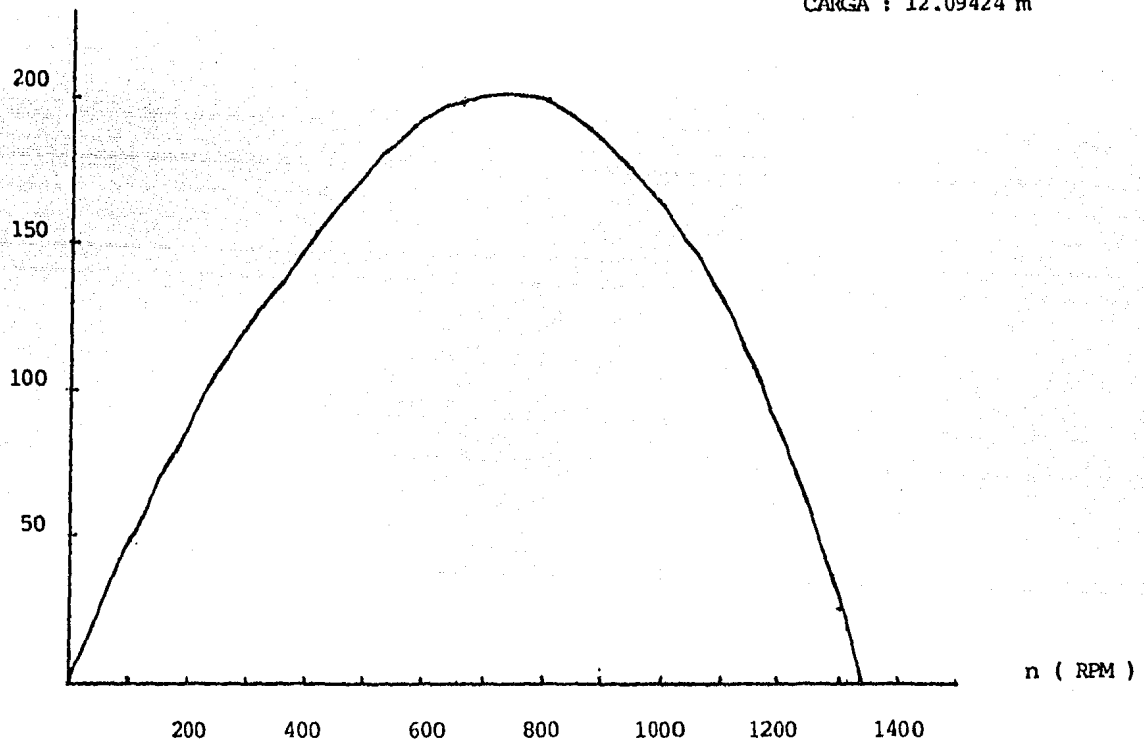
CURVA DE REVOLUCIONES Vs. POTENCIA MECANICA DE LA TURBINA PELTON



CURVA DE REVOLUCIONES Vs. POTENCIA MECANICA DE LA TURBINA PELTON

Nm (w)

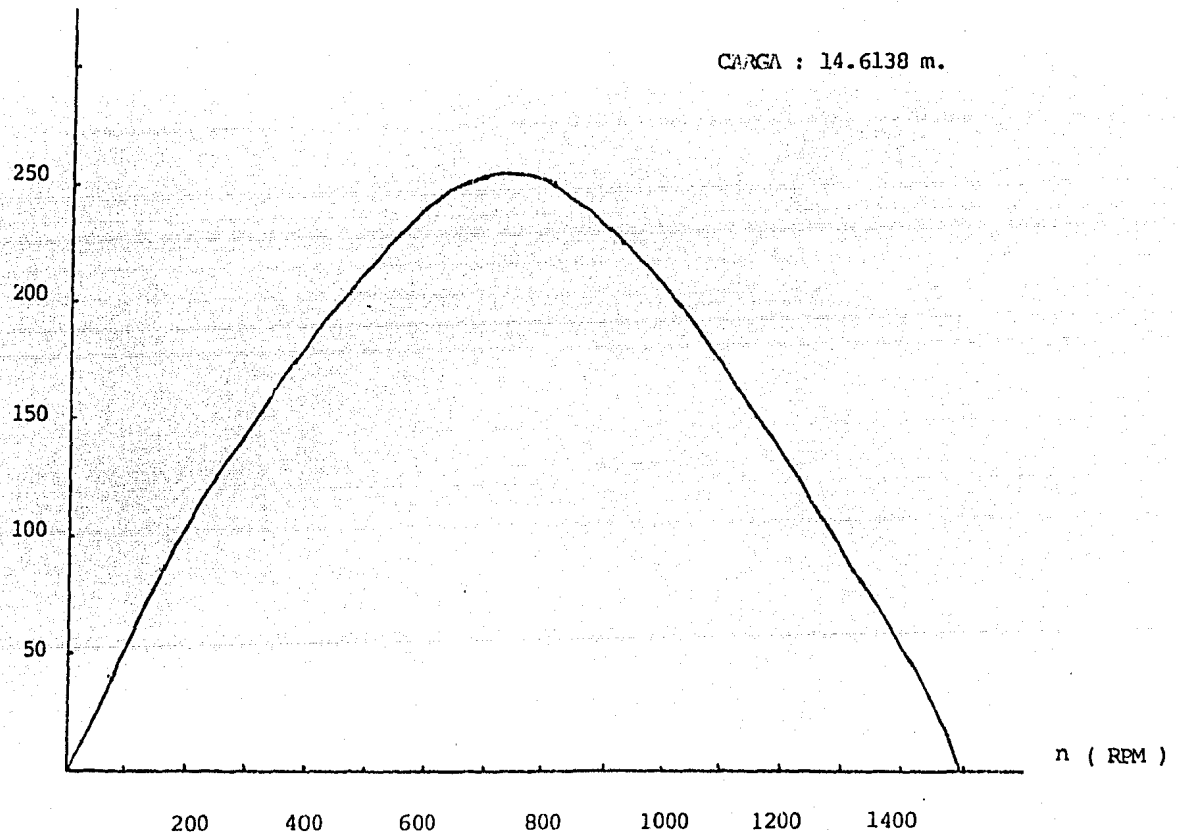
CARGA : 12.09424 m



CURVA DE REVOLUCIONES Vs. POTENCIA MECANICA DE LA TURBINA PELTON

Nm (w)

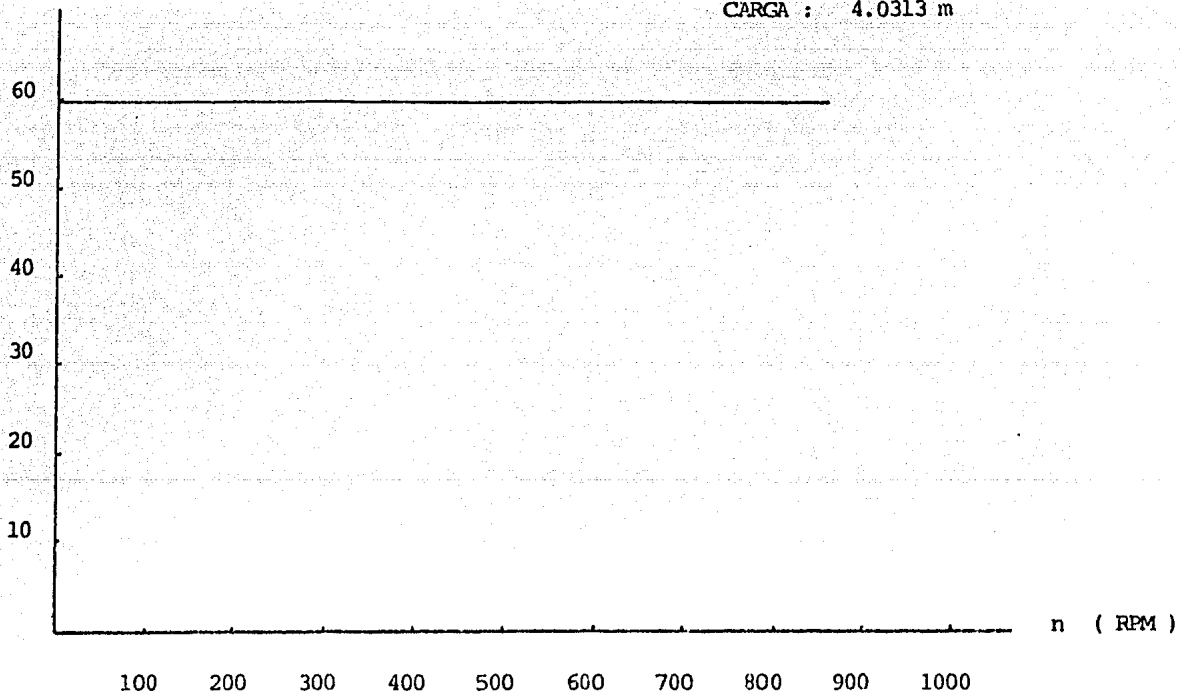
CARGA : 14.6138 m.



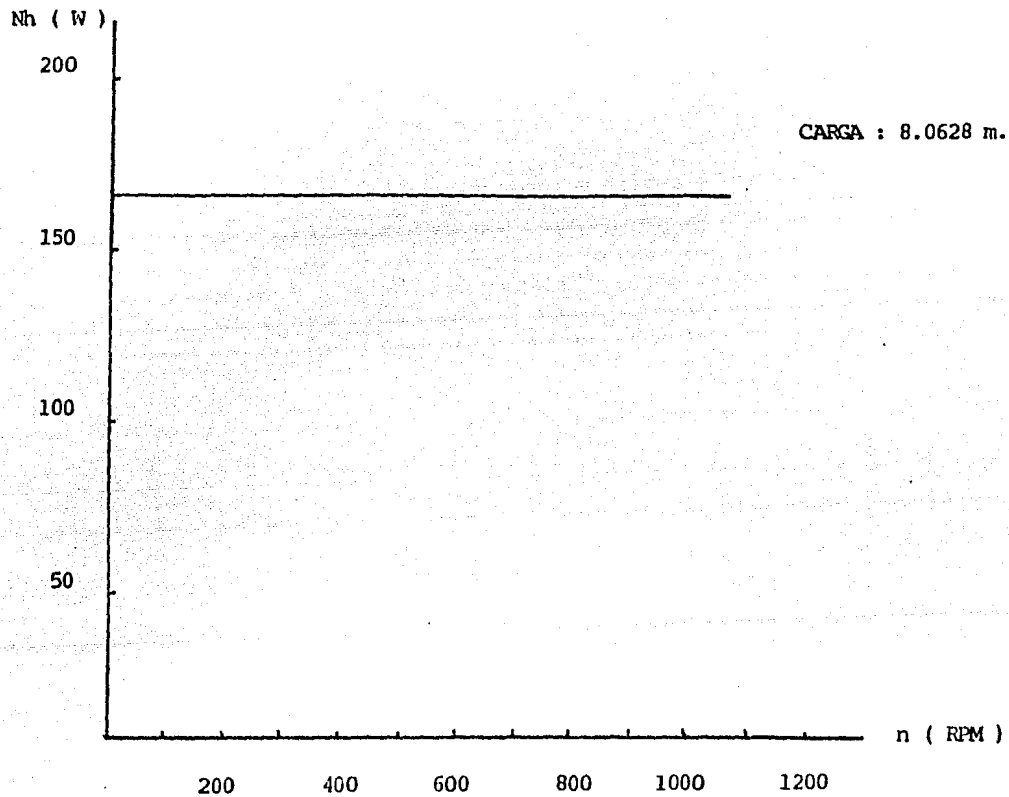
CURVA DE REVOLUCIONES Vs. POTENCIA MECANICA DE LA TURBINA PELTON

$N_h (w)$

CARGA : 4.0313 m

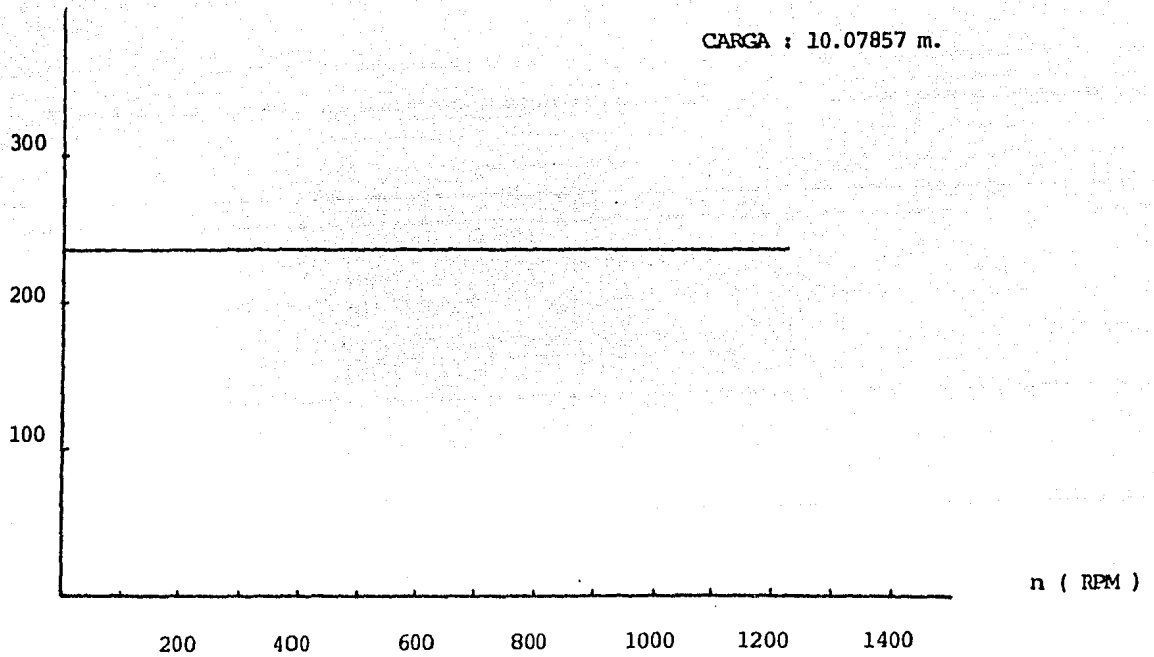


CURVA DE REVOLUCIONES Vs. POTENCIA HIDRAULICA DE LA TURBINA PELTON



CURVA DE REVOLUCIONES Vs. POTENCIA HIDRAULICA DE LA TURBINA PELTON

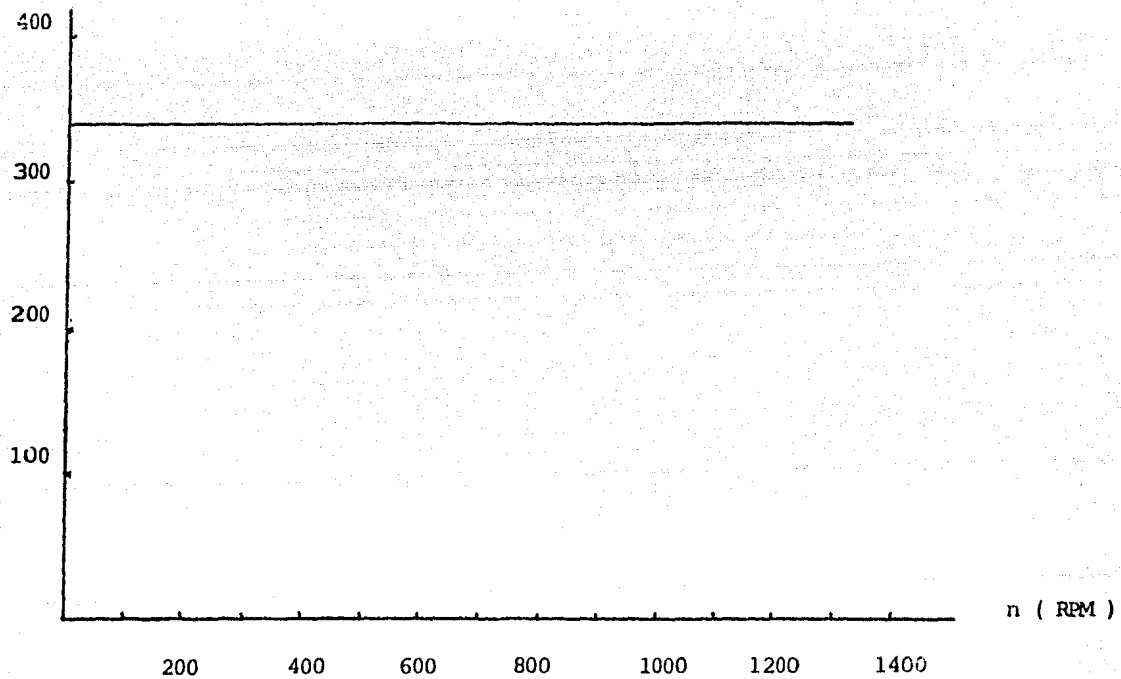
Nh (w)



CURVA DE REVOLUCIONES Vs. POTENCIA HIDRAULICA DE LA TURBINA PELTON

Nh (w)

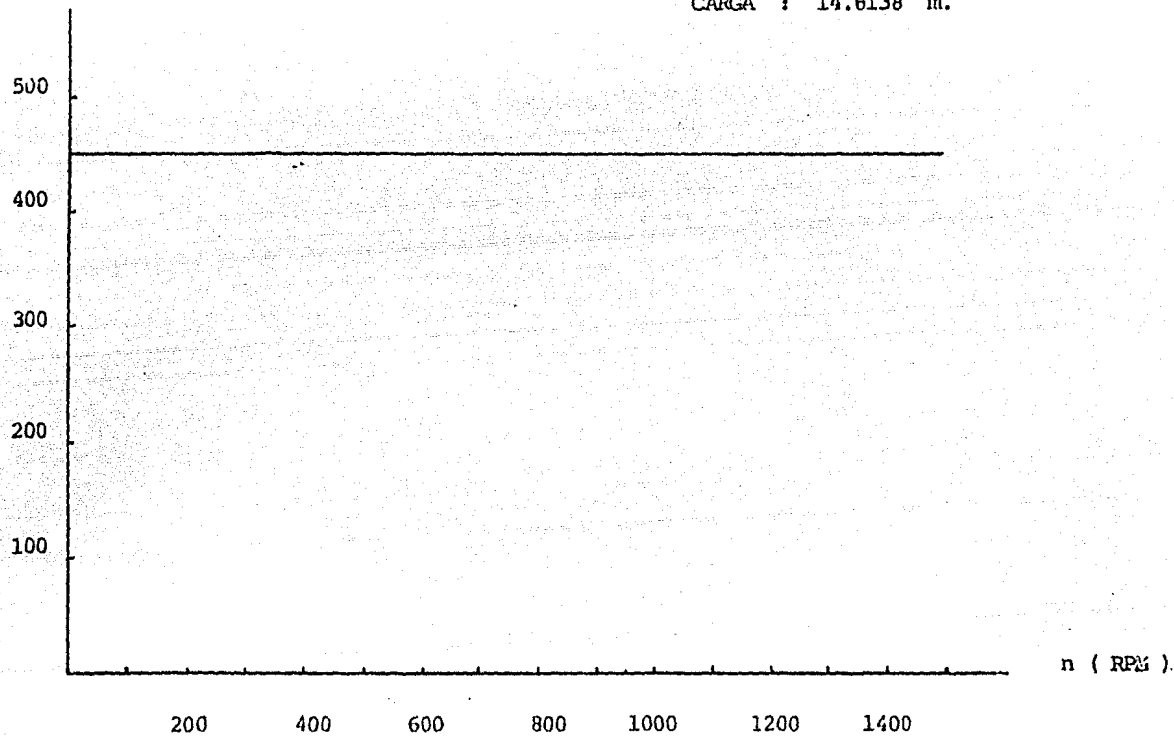
CARGA : 12.09424 m



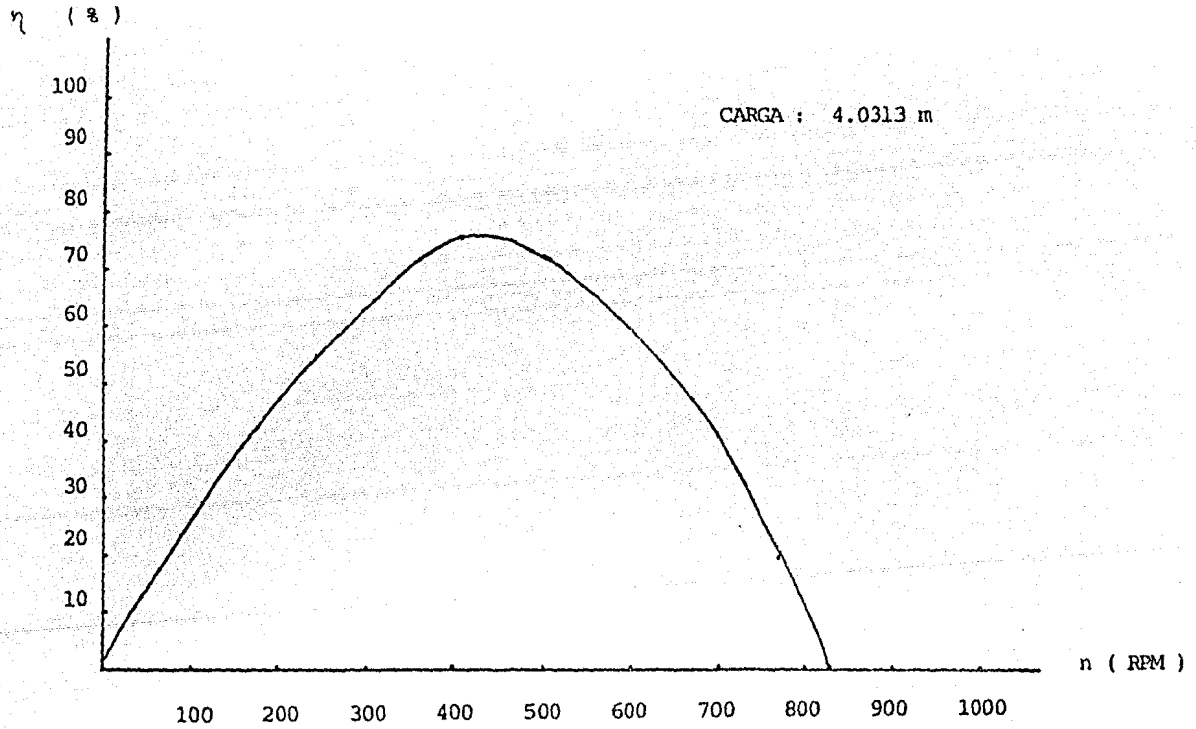
CURVA DE REVOLUCIONES Vs. POTENCIA HIDRAULICA DE LA TURBINA PELTON

$N_h (w)$

CARGA : 14.6138 m.



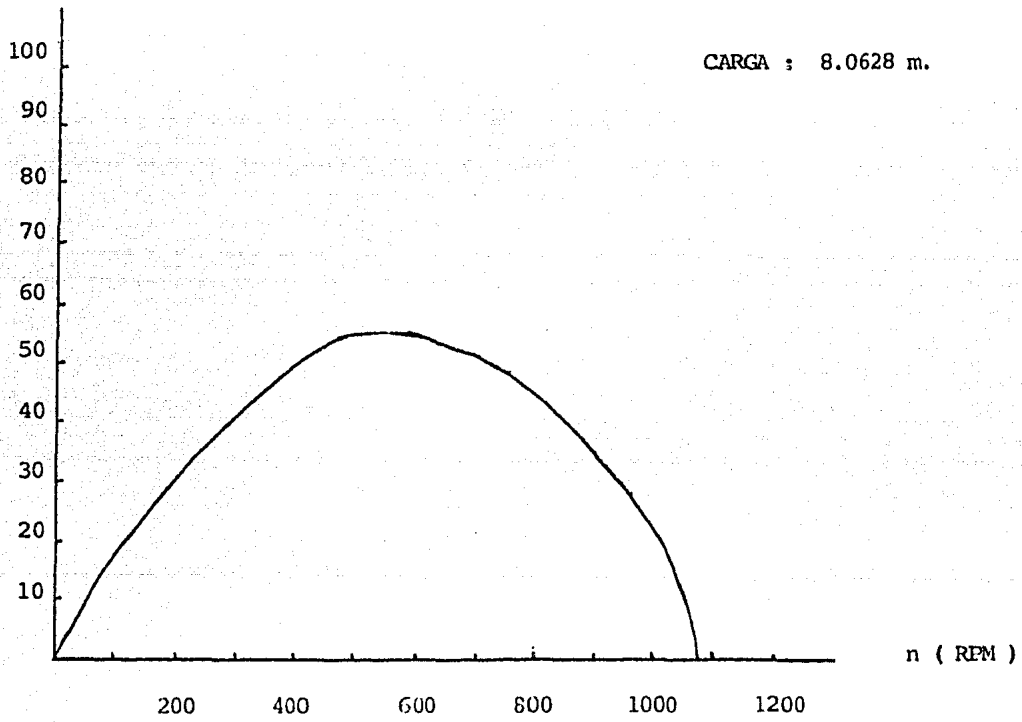
CURVA DE REVOLUCIONES Vs. POTENCIA HIDRAULICA DE LA TURBINA PELTON



CURVA DE REVOLUCIONES Vs. EFICIENCIA DE LA TURBINA PELTON

η (%)

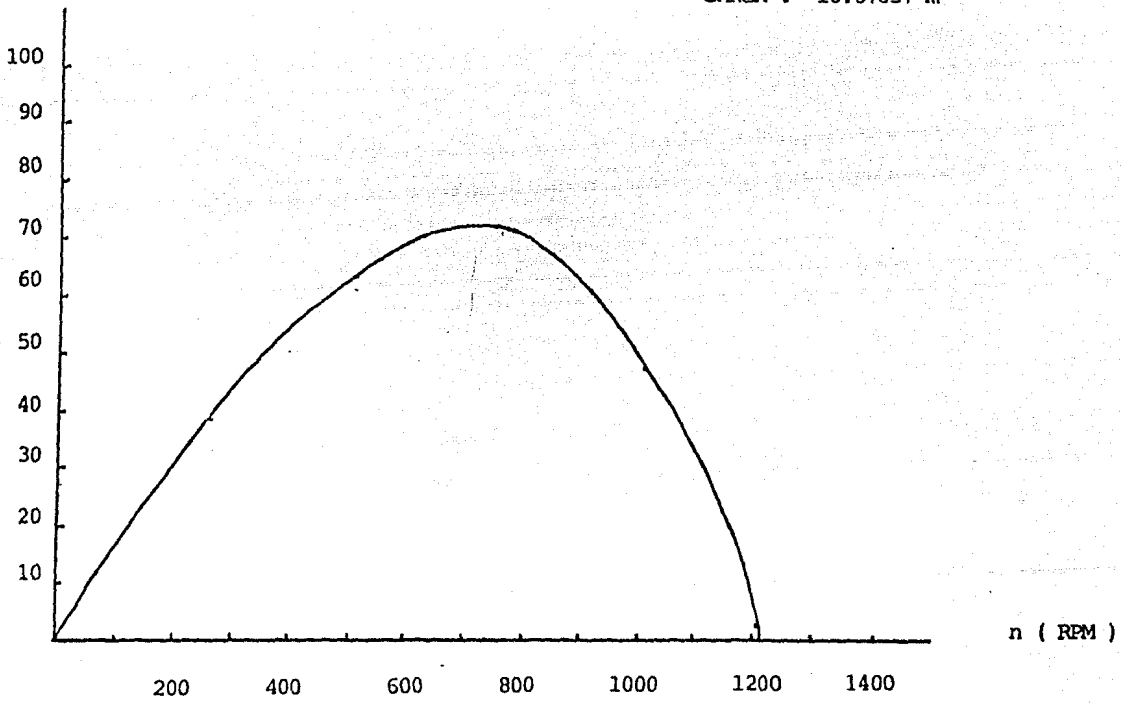
CARGA : 8.0628 m.



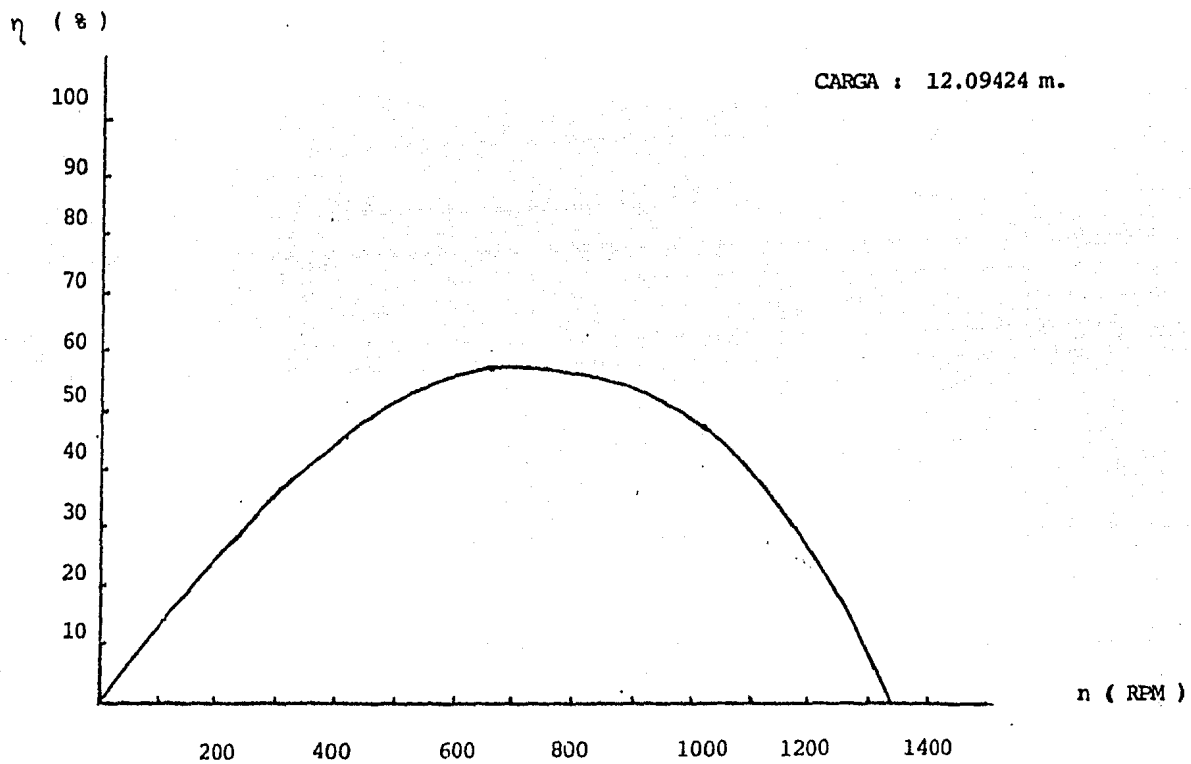
CURVA DE REVOLUCIONES Vs. EFICIENCIA DE LA TURBINA PELTON

η (%)

CARGA : 10.07857 m



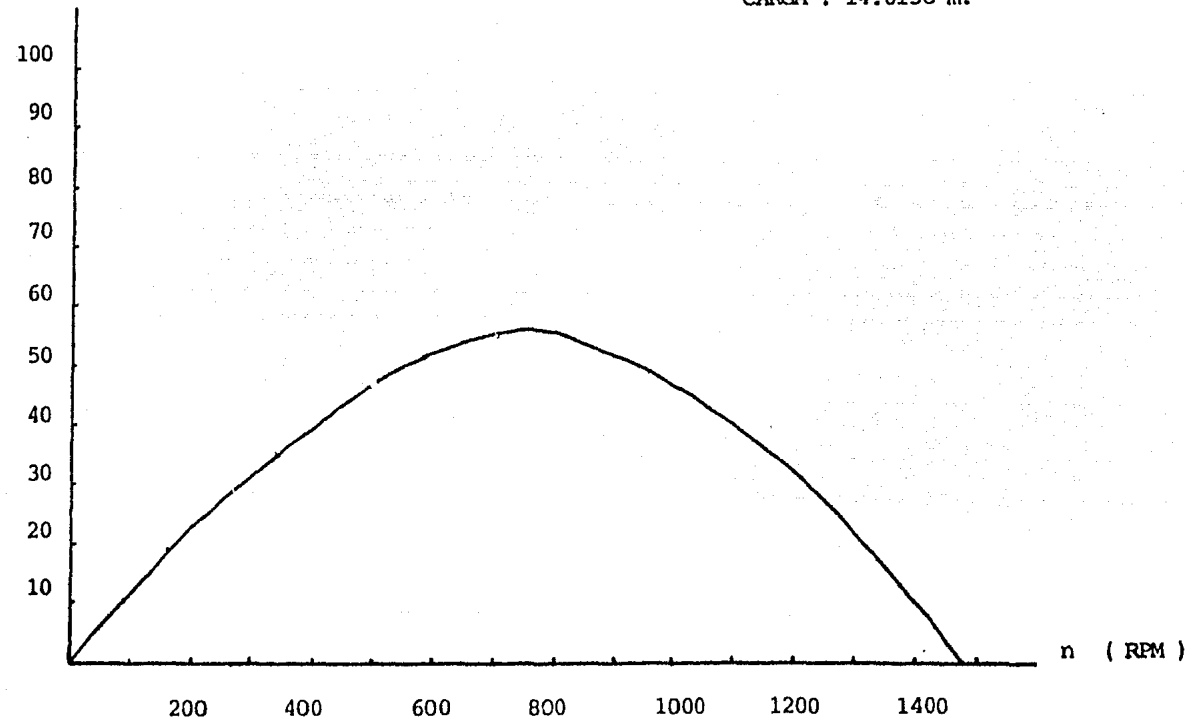
CURVA DE REVOLUCIONES Vs. EFICIENCIA DE LA TURBINA PELTON



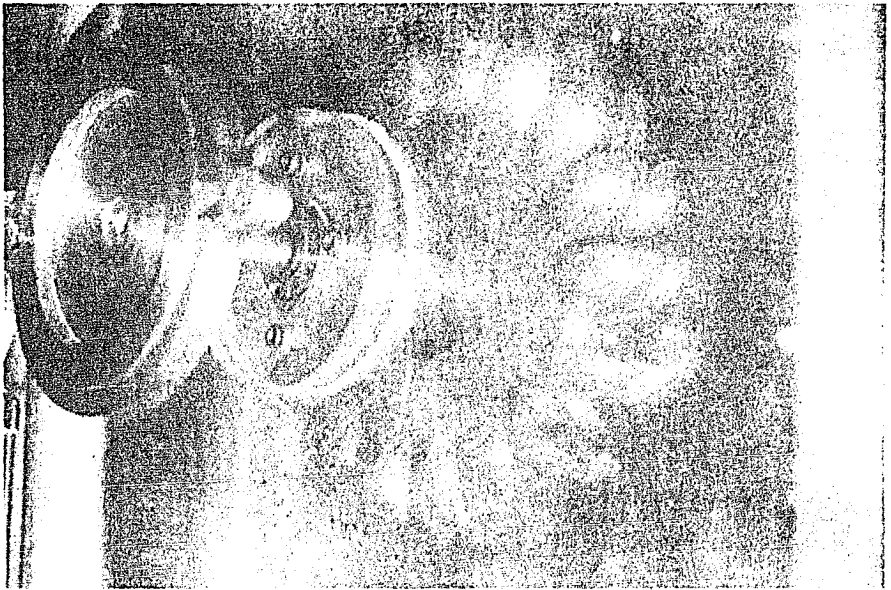
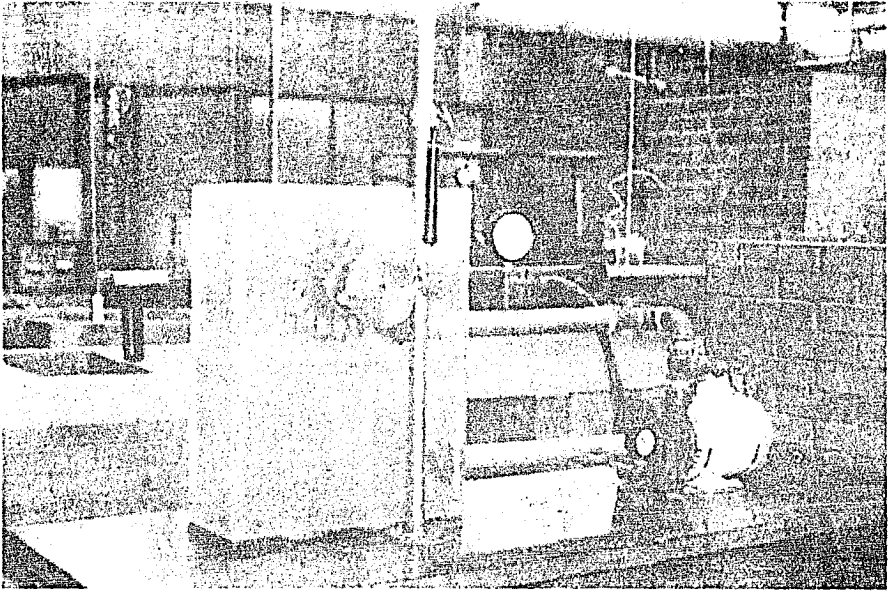
CURVA DE REVOLUCIONES Vs. EFICIENCIA DE LA TURBINA PELTON

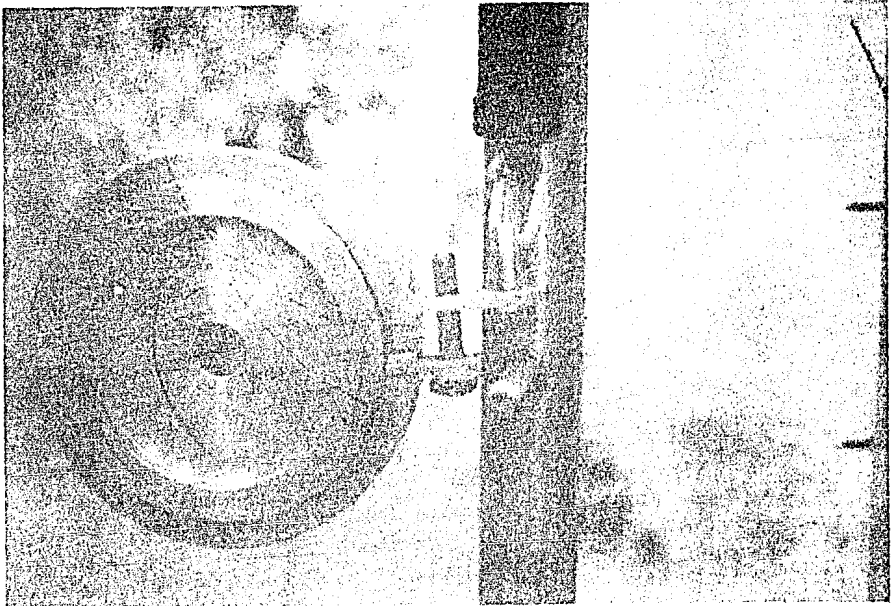
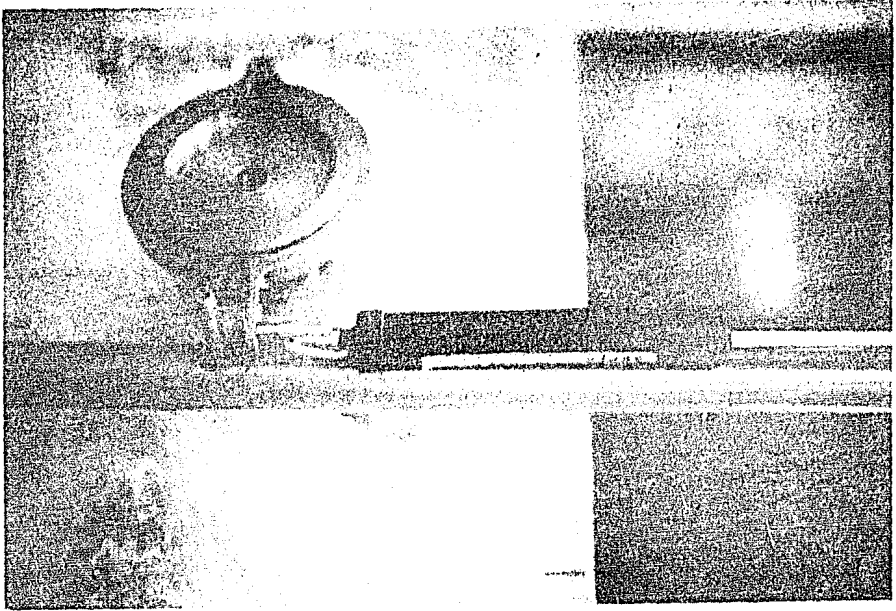
η (%)

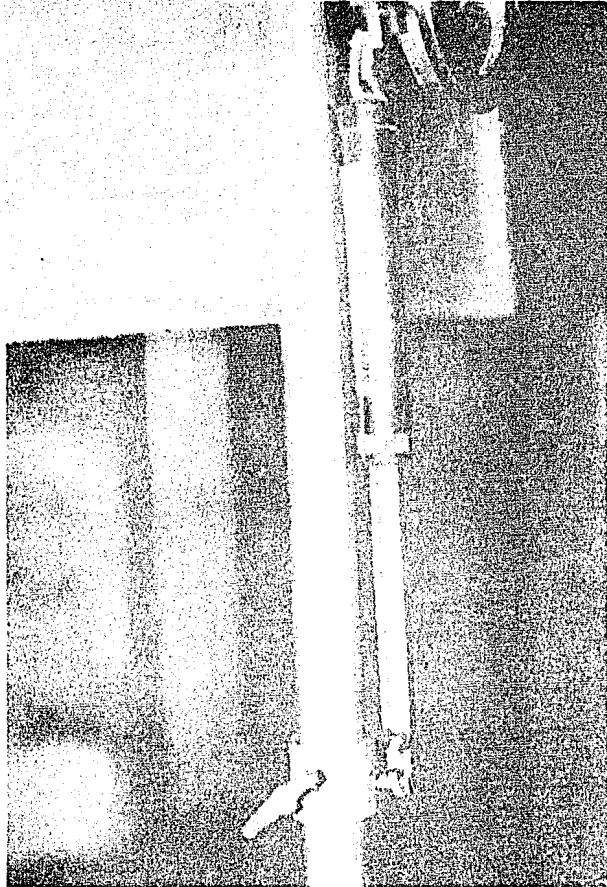
CARGA : 14.6138 m.



CURVA DE REVOLUCIONES Vs. EFICIENCIA DE LA TURBINA PELTON







Mediante un análisis que se realice a las curvas anteriormente mostradas, se puede constatar que las condiciones de diseño, especificadas en un principio, se encuentran alteradas. El Equipo auxiliar, simulador de la caída de agua, esta proporcionando una carga máxima de 14.61 mca y a la que le corresponde un gasto de 3 lt/seg.

Esta variación obtenida entre las condiciones de diseño y las reales suministradas, nos provocan una alteración de el diseño de la turbina, lo cuál, origina que esta se comporte de manera diferente de lo que de ella se esperaba en relación con la eficiencia de la máquina.

No obstante las alteraciones antes citadas y tomando como base las gráficas de eficiencia de la máquina, se puede apreciar que aunque los puntos de operación se encuentran trasladados, comparando los teóricos con los reales obtenidos, la operación de la turbina es bastante aceptable siendo el punto de eficiencia máxima de un 76% aproximadamente.

Existe un punto que es importante hacer notar. El hecho de que las gráficas obtenidas, aún y cuando fueron determinadas con pocos puntos, marcan perfectamente la tendencia de las mismas en cada uno de los casos correspondientes; esta tendencia es precisamente la señalada para cada caso, por las curvas características teóricas que se encuentran en el capítulo I.

La baja en la eficiencia máxima real, en comparación con eficiencia esperada, es originada principalmente por la excesiva interferencia del fluido de trabajo, que habiendo realizado ya su misión, ejerce sobre la turbina y, el mal estado en que se encuentran los Rodamientos. Estos puntos combinados con las variaciones en las condiciones de diseños de la máquina logran condiciones de diseño de la máquina logran este efecto indeseable de la baja de eficiencia.

C O N C L U S I O N

El modelo de Turbina Pelton que nos ocupó en este trabajo, fué construido con la finalidad principal de proporcionar servicio de apoyo a la docencia, mediante el cuál se reforzaran los conocimientos teóricos adquiridos en las aulas. Esta Turbina sería destinada para la realización de prácticas dentro del laboratorio de Termofluidos de la Sección Mecánica de la carrera de Ingeniero Mecánico Electricista de la F. E. S. C. - U.N.A.M.

Uno de los objetivos del presente trabajo era el caracterizar la Turbina Pelton. Dicho objetivo fué realizado encontrando se alteraciones en las condiciones de diseño que provocaron diferencias entre los resultados obtenidos en relación con los esperados; estas alteraciones, sin embargo y dado el uso para el que se destinará la Turbina, no son determinantes y se considera que puede ser utilizada con éxito en la realización de prácticas de laboratorio, ilustrando inclusive como, con una variación como la observada con las condiciones de diseño en este caso, se lograron las condiciones de operación esperadas pero con menor eficiencia de la esperada.

De la manera anterior se cumple con la finalidad que originó la creación de este modelo.

Para la caracterización de la turbina fué necesario diseñar y construir el freno del que se ocupa parte de esta tésis; segundo objetivo de este trabajo.

El freno antes citado desarrollo su labor de una manera eficiente, lo cuál indica que el diseño y la construcción del mismo fueron apropiados. Es pertinente hacer una observación en este punto; el freno se diseño bajo el parámetro de Potencia máxima, siendo este enfoque no el optimo, debiendo tomarse como parámetro principal el de fuerza máxima obtenida a Rotor de la Turbina bloqueado. Esta situación no provocó mayores problemas dado el alto margen de seguridad resultado del diseño.

De el logro de los resultados anteriores se producen algunas sugerencias para perfeccionar el Modelo de Turbina Pelton y son:

- Sustitución de los rodamientos actuales
- Acondicionamiento de una placa desviada del fluido de trabajo a la salida de la Turbina.
- Sustitución de la actual válvula de compuerta del equipo auxiliar por una válvula de aguja, el objeto de esto es controlar mejor el flujo de alimentación a la Turbina.
- Instalación de tuercas unión en las secciones de succión y descarga de la bomba (equipo auxiliar)
- Colocar una 'cola de cochino' en el manómetro de descarga de la bomba (equipo auxiliar) con el objeto de minimizar las oscilaciones en las indicaciones del instrumento. 131

El presente trabajo muestra como fué solucionada una carencia de equipo didáctico de suma importancia y de procedencia extranjera con buenos resultados.

B I B L I O G R A F I A

AGUIRRE, G.

Técnicas Modernas para el diseño de elementos de Máquina

División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería

U. N. A. M.

México, 1982.

FAIRES, V. M.

Diseño de elementos de Máquinas

Montaner y Simón, S. A. Editores

San Sebastian, España 1977

MATAIX, Claudio

Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas

HARLA 6a. Edición

México, 1979

SANCHEZ, J. A.

Diseño Construcción y Pruebas de una turbina Pelton

E. NEP. C. - U. N. A. M.

1980

SHARIFF, Abdulla

A text book of hidraulic mechnery

Dhanpat Rai and sons

Delhi, 1981

SHIGLEY, J. E.

Diseño en Ingeniería Mecánica

Mc Graw Hill 2a. Edición

México, 1979.

SILVER LINE

Materiales de fricción para uso industrial

Catálogo No. 5

México, 1982.

RASE, H.F. Y BARROW. M. H.

Ingeniería de proyectos para plantas de proceso

CECSA. 7a. Edición.

México, 1981.