

21



Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Ingeniería

**BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS
PARA PEQUEÑOS APROVECHA-
MIENTOS HIDRAULICOS**

T E S I S

Que para obtener el título de:

INGENIERO CIVIL

P r e s e n t a n :

Patricia Avila García

y

José Francisco Garza Caligaris





Universidad Nacional
Autónoma de México



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 está 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.

INDICE

INTRODUCCION.....	1
Capítulo I. PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS.....	4
Características geométricas de las bombas.....	4
Curvas características.....	4
Obtención de la velocidad específica (n_g).....	9
Capítulo II. PRUEBAS DE LABORATORIO PARA DETERMINAR SU FUNCIONAMIENTO COMO TURBINAS.....	11
Descripción del modelo original.....	11
Diseño y construcción del banco de pruebas para las bombas-turbina....	13
Descripción general de las pruebas.....	16
Bomba-turbina Rosco.....	18
Problemas de medición.....	19
Bomba-turbina Corona.....	20
Problemas de medición.....	21
Capítulo III. PRUEBAS DE LABORATORIO EN UNA BOMBA MODIFICADA PARA AUMENTAR SU EFICIENCIA.....	22
Modificaciones a la bomba turbina.....	22
Instalación y operación del banco de pruebas.....	23

Capítulo IV. ANALISIS DE RESULTADOS.....	25
Resultados de las pruebas de laboratorio.....	25
Gráficas de funcionamiento de las bombas-turbina.....	25
Análisis comparativo entre el funcionamiento como bomba y como turbina.....	26
Hipótesis de funcionamiento hidráulico de las bombas-turbina.....	28
CONCLUSIONES.....	30
SINBOLOGIA.....	33
BIBLIOGRAFIA.....	34

INTRODUCCION

La tecnología no es neutral, tiene siempre un carácter político e ideológico que, por más que se le quiera esconder, le es inherente. La tecnología capitalista de los países industrializados tiene un carácter expansionista e imperialista que mantiene en lazos de dependencia a una infinidad de países periféricos. Nosotros pensamos que la única manera de romper estos lazos de dependencia es a través de un cambio en la estructura económica y política del país y en las relaciones con esos países. Sin embargo este cambio no garantiza necesariamente la independencia tecnológica. Por ello es importante, desde ahora, empezar a crear una propuesta tecnológica para los países capitalistas periféricos o del "Tercer Mundo".

Buscando lo anterior ha surgido una corriente de investigación que propone tecnologías que para su implementación se tomen en cuenta las condiciones sociales, culturales, económicas, políticas y geográficas de un país, región o comunidad, buscando, además, una utilización ecológicamente armónica de los recursos. En este sentido la gente debe apropiarse de la tecnología, de reproducirla y de mejorarla. A esto se le ha llamado tecnología apropiada. Una tecnología apropiada debe ser hecha por la gente y para la gente, a diferencia de la tecnología capitalista que tiene como único fin la obtención de ganancias desorbitadas sin tomar en cuenta el beneficio o perjuicio que estas ocasionen.

En un proyecto de tecnología apropiada apoyado por los Grupos Universitarios Interdisciplinarios (GUI) de la UNAM a través del Grupo Interdisciplinario de Estudios Agrobiológicos, A. C. (GIEA), surgió la

necesidad de encontrar una alternativa tecnológica para el aprovechamiento de energía hidráulica en la comunidad rural de La Guacamaya, Michoacán.

Una de las primeras propuestas analizadas para solucionar este problema, consistía en construir una turbina tipo Mitchell Banti debido a su diseño sencillo y alta eficiencia. Sin embargo, requeríamos de un taller con el instrumental adecuado para trabajos de precisión, la experiencia necesaria para manejarlo y, sobre todo, por la dificultad de reproducirla para otros casos debido a que se necesita un diseño único de turbina para cada aprovechamiento.

Otra posibilidad era instalar una bomba funcionando como turbina (bomba-turbina) debido a que éstas se pueden adquirir en el mercado a un costo accesible y, por tanto, es más fácil de reproducir ya que existen muchos modelos fabricados comercialmente. Dentro de la bibliografía que consultamos se mencionaba que las bombas funcionaban eficientemente como turbinas, pero ningún libro presentaba datos experimentales ni bases teóricas para respaldar su afirmación. De aquí surgió la necesidad de hacer pruebas de laboratorio para confirmar que funcionan eficientemente y encontrar una relación entre bomba y bomba-turbina.

Con estas ideas llegamos al Laboratorio de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería buscando apoyo para esta investigación. Nos dieron el apoyo, aunque con cierto escepticismo en cuanto a los resultados finales. Nos facilitaron un modelo hidráulico que posteriormente adaptamos como banco de pruebas y acceso a las herramientas con que cuenta el laboratorio. Las adaptaciones que hicimos son una muestra de tecnología apropiada, pues con pocos

recursos, muchas ganas y ayuda de los trabajadores de los laboratorios de la Facultad, pudimos diseñar y construir nosotros mismos todo el equipo que hubiera sido imposible comprar.

En el primer capítulo presentamos los aspectos más generales del funcionamiento de las bombas como tales, así como sus características geométricas. El segundo capítulo presenta los detalles del diseño e instalación del banco de pruebas, la metodología que utilizamos en la realización de las pruebas y los problemas que se presentaron. El tercer capítulo hace referencia a las modificaciones hechas a una de las bombas-turbina y la prueba de laboratorio. En el último capítulo presentamos los resultados de las pruebas, el procesamiento de los datos, gráficas y un análisis comparativo entre las bombas-turbina ensayadas.

CAPITULO I

PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS

Es importante estudiar el funcionamiento de las bombas para conocer todos los parámetros que intervienen en el. Estos nos servirán para comparar con los otros que obtengamos en las pruebas de laboratorio a las bombas-turbinas. Es decir, si no es claro el funcionamiento de una bomba como tal, difícilmente se podrá llegar a conclusiones más generales que puedan relacionarla con la bomba-turbina. De allí la importancia de este capítulo.

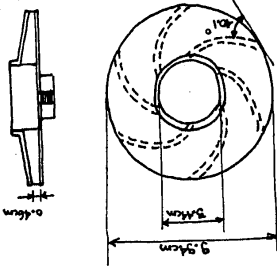
Características geométricas de las bombas

Las características geométricas de una bomba determinan en gran medida su funcionamiento. Esto puede verse claramente en la variación del ángulo del álabe (β_2) que influye en la energía transferida y en el grado de reacción. La fig. 1.1 presenta la geometría de cada bomba.

Curvas características

Al analizar el funcionamiento de una bomba, es necesario conocer todos los parámetros que influyen en ella, como son: H , Q , P_f , n , n_g , η y la geometría. Con estos, podemos construir diferentes curvas características. Las cuales son útiles para analizar, por ejemplo,

Fig. 112



IMPULSOR

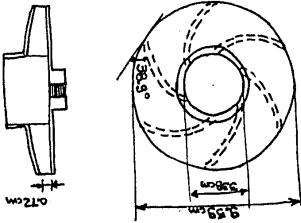
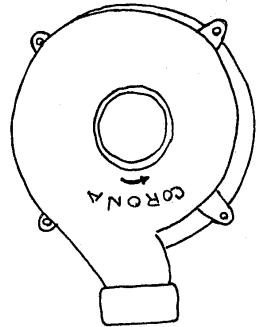
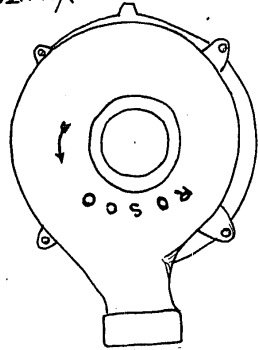


Figura 1.1

GEOMETRIA



VALVITA



cuál es la H, Pf y eta cuando varia Q y n.

Hay dos formas de obtenerlas: una es teórica y la otra es experimental. Cabe aclarar que en la primera, no se toman en cuenta las pérdidas de energía. De ahí que al compararlas entre sí, nos ayuda a visualizar la influencia notable de las pérdidas de energía en la curva experimental.

A) Desarrollo teórico

Partiendo de la ecuación de Euler se puede obtener una relación teórica, sin considerar pérdidas de energía, en la que la carga está en función del gasto (Polo: 49, ss):

$$H = k_1 - k_2 Q \dots\dots\dots(1.1)$$

donde $k_1 = u_2^2/g$ y $k_2 = u_2 \cot\theta_2/(g A^2)$

Para la bomba Rosco $n=3450\text{rpm}$, $D_2=0.0959\text{m}$, $e_2=0.007\text{m}$, $\theta_2=38.9^\circ$, por tanto la ecuación 1.1 toma la forma:

$$H = 30.6 - 1041.9 Q$$

Para la bomba Corona $n=3450\text{rpm}$, $D_2=0.0994\text{m}$, $e_2=0.0046\text{m}$, $\theta_2=40.1^\circ$, y en la ecuación 1.1:

$$H = 32.9 - 1620.7 Q$$

Analizando las curvas:

- Bomba Rosco: La curva experimental es casi paralela a la teórica. Aproximadamente el 50% de la energía absorbida corresponde a las pérdidas en la bomba por: fugas, recirculación, choques y turbulencias (graf. 1.1).

- Bomba Corona: Si la comparamos la curva experimental con la curva teórica podemos apreciar también una enorme cantidad de pérdidas que

se tienen y son de casi un 50% (graf. 1.2).

B) Desarrollo experimental

Esta es la mejor forma de conocer el comportamiento de una bomba y pueden encontrarse por medio de un fabricante de bombas o realizando las pruebas en el laboratorio.

En bombas pequeñas existe la dificultad de conseguir las curvas por medio del fabricante. Lo más recomendable es hacer las pruebas directamente.

En nuestro caso no fue posible realizar las pruebas en el Laboratorio de Hidráulica. Tuvimos que buscar las curvas en el mercado de bombas, la cual fue una tarea bastante difícil, pues casi en ningún lugar contaban con ellas debido a su pequeño tamaño. Finalmente encontramos unas curvas que eran de unas bombas homólogas a las nuestra. Aplicamos la teoría de la similitud dinámica en una de las dos bombas. Teniendo siempre presente que esta teoría considera eficiencias iguales en modelo y prototipo, lo cual en la realidad no se cumple.

- Bomba Rosco

En la curva característica proporcionada por el fabricante no fue necesario aplicar similitud dinámica como en el caso de la bomba Corona.

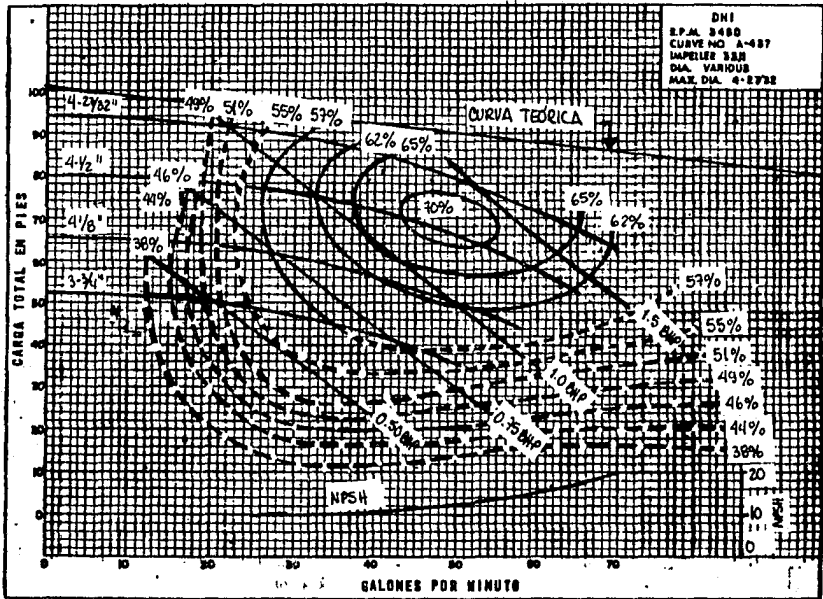
Analizando la grafica 1.1:

Vemos que las curvas de isoeficiencia que aparecen punteadas, no

Gráfica 1.1

CURVAS CARACTERISTICAS

BOMBA ROSCO



estaban originalmente en la gráfica, pero sus puntos están basados en las curvas de isotencia ($\eta = r Q H / P$). Además, estas curvas son muy cerradas y la curva de isoeficiencia óptima es del 70% en la serie de bombas homólogas. Para el diámetro de nuestro rodete, la eficiencia máxima que alcanza a tener es de un 58%

En la curva H-Q, la H disminuye muy poco en relación al incremento de Q.

Las curvas de isotencia son prácticamente líneas rectas, en las cuales la relación entre el gasto y la carga es inversamente proporcional. La máxima potencia al freno que pasa por la curva H-Q es de casi 1 HP.

- Bomba Corona

Aquí si fue necesario aplicar la teoría de la similitud dinámica, pues en la gráfica que nos proporcionó el fabricante, el diámetro más pequeño del impulsor era de .102m (4"), mientras que el nuestro era de .095 m (3 3/4 "). Para ello utilizamos las siguientes ecuaciones de similitud:

$$[H / (n^2 D^2)]_p = [H / (n^2 D^2)]_m \dots\dots\dots(1.2)$$

$$[Q / (n D^3)]_p = [Q / (n D^3)]_m \dots\dots\dots(1.3)$$

Es importante mencionar que en este caso no usamos el S.I., ya que las gráficas del fabricante están referidas en el sistema inglés. De aquí que:

$$D_p = 3 \ 3/4" \quad D_m = 4" \quad N_p = N_m = 3450 \text{ rpm}$$

Sustituyendo en las ec. 1.2 y 1.3, tenemos que:

$$H_p = .879 H_m$$

$$Q_p = .824 Q_m$$

La tabla 1.1 presenta los valores calculados por similitud dinámica para la curva característica para el diámetro de impulsor de la bomba Corona. Con estos valores construimos la curva como se ve en la grafica 1.2.

Analizando la grafica 1.2 para nuestro caso: la mayor parte de la curva H-Q tiene una relación inversamente proporcional, pero después cambia la curvatura y la H cambia más rápidamente que el Q.

Las curvas de isoeficiencia son pronunciadas y muy alargadas, no se alcanza a ver donde se cierran. Las curvas de isoeficiencia que estan punteadas en la fig.3.3 se obtuvieron de la misma forma que en la fig.3.1 antes mencionada. La eficiencia óptima alcanzada para todo el sistema de bombas homólogas fue de un 54% ; para nuestra bomba fue de un 53%

La potencia al freno prácticamente va paralela a la curva H-Q. Además, en el punto donde la curvatura de H-Q cambia, la potencia baja. La máxima alcanzada es de aproximadamente .42 HP. Aunque el motor original de esta bomba es de .25 HP, este es indiferente de la potencia al freno que pueda tener la bomba.

Ahora bien, si la comparamos con la curva teórica se puede apreciar las pérdidas de energía que se tienen. Y son prácticamente del 50%.

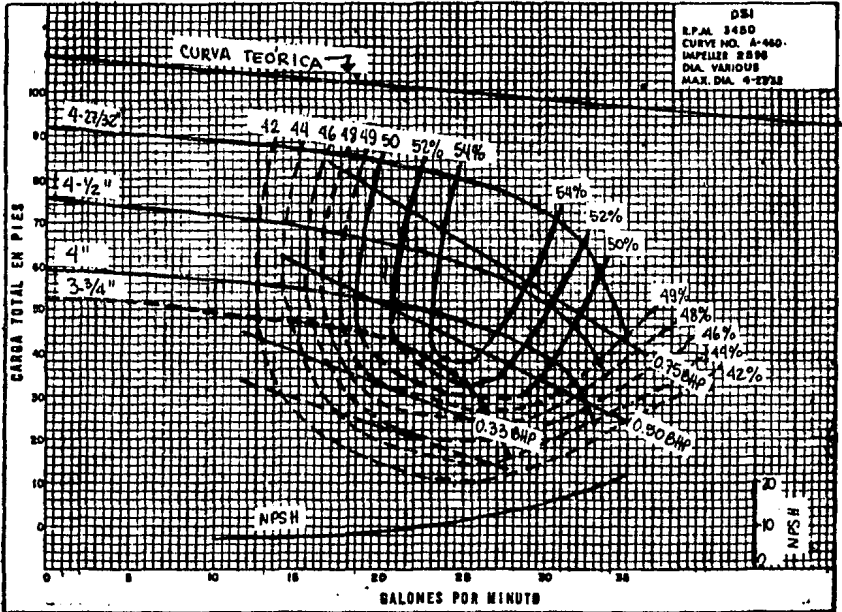
Tabla 1.1

η	Hm [ft]	Qm [gpm]	Hp [ft]	Qp [gpm]	Hp [m]	Qp [$10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$]
-	59.3	0.0	52.1	0.0	15.9	0.00
-	57.8	7.5	50.8	6.2	15.5	0.39
0.46	55.0	15.0	48.3	12.4	14.7	0.78
0.50	53.0	18.5	46.6	15.2	14.2	0.96
0.52	51.0	20.7	44.8	17.1	13.7	1.08
0.54	49.0	23.0	43.1	19.0	13.1	1.20
0.54	47.0	25.0	41.3	20.6	12.6	1.30
0.54	45.0	27.0	39.6	22.2	12.1	1.40
0.52	41.8	28.7	36.7	23.7	11.2	1.49
0.50	38.0	30.5	33.4	25.1	10.2	1.58
0.49	31.5	31.5	27.7	26.0	8.4	1.63
0.46	28.8	32.5	25.3	26.8	7.7	1.69
0.44	24.0	33.0	21.1	27.2	6.4	1.75

Gráfica 1.2

CURVAS CARACTERÍSTICAS

BOMBA CORONA



Obtención de la velocidad específica (n_s)

Cuando dos unidades geoméricamente semejantes tienen diagramas vectoriales de velocidad se dice que son homólogas (Steeer: 518).

La n_s de una serie de bombas homólogas se define como la velocidad de cierta unidad de la serie de tal tamaño que descarga la unidad de gasto operando contra la unidad de carga (Steeer: 522).

$$n_s = (\frac{g}{H})^{1/2} / (H^{3/4})$$

Por ello, el valor del parámetro n_s es un indicador para determinar si una bomba es homóloga a otra. Ahora bien, si conocemos el funcionamiento del impulsor de una bomba, es posible determinar como trabajaría el de otra bomba homóloga. Es decir, el valor de la n_s depende en gran medida del tipo de impulsor que estemos analizando.

Hay dos maneras de encontrar la n_s : la primera es una aproximación de la n_s tipo del contorno del impulsor, en la que interviene únicamente la relación de diámetros. Esta se usaba antes de adoptar en forma general el uso de la n_s ; la segunda se encuentra gráficamente y está definida para el punto de eficiencia máxima.

Encontramos el valor de n_s para las bombas por las dos formas que a continuación describimos:

A) Por relación de diámetros:

- Bomba Rosco

Si el $D_{ext} = .0959$ m y $D_{int} = .0338$ m

entonces $D_{ext}/D_{int} = 2.84$

y consultando la fig. 17.4 del Karasik, tenemos:

$$n_s = 760 \text{ [rpm} \times \text{gpm}^{1/2} / \text{ft}^{3/4}] = 1.54 \text{ [m}^{3/4} / \text{s}^{3/2}]$$

- Bomba Corona

Si el $D_{ext} = .0994 \text{ m}$ y $D_{int} = .0344 \text{ m}$

entonces $D_{ext}/D_{int} = 2.84$

$$\text{por lo tanto } n_s = 780 \text{ [rpm} \times \text{gpm}^{1/2} / \text{ft}^{3/4}] = 1.58 \text{ [m}^{3/4} / \text{s}^{3/2}]$$

nota: estos valores sólo son aproximados y hay que resaltar que no toman en cuenta el valor del ángulo del álabe. Lo cual puede conducirnos a un cierto porcentaje de error. Pero al menos nos da una idea de por donde anda el valor de n_s .

B) Forma gráfica:

-Bomba Rosco

En la fig. 3.1 obtenemos los valores de H y Q en el punto de eficiencia máxima, cuando $n = \text{cte.}$:

$$n_s = 3450(48)^{1/2} / 70^{3/4} = 988 \text{ rpm gpm}^{1/2} / \text{ft}^{3/4} = 2 \text{ [m}^{3/4} / \text{s}^{3/2}]$$

-Bomba Corona

Hacemos el mismo procedimiento de arriba en la fig. 1.2:

$$n_s = 961 \text{ [rpm gpm}^{1/2} / \text{ft}^{3/4}] = 1.95 \text{ [m}^{3/4} / \text{s}^{3/2}]$$

Se puede apreciar como los valores de n_s son muy parecidos en las dos bombas. Ambas por su valor se clasifican dentro de las bombas radiales (tabla 1.2), lo cual es concuerda con la realidad pues los impulsores son de geometría radial, aunque las bombas son de flujo mixto.

CAPITULO II

PRUEBAS DE LABORATORIO PARA DETERMINAR SU FUNCIONAMIENTO COMO TURBINAS

Descripción del modelo original

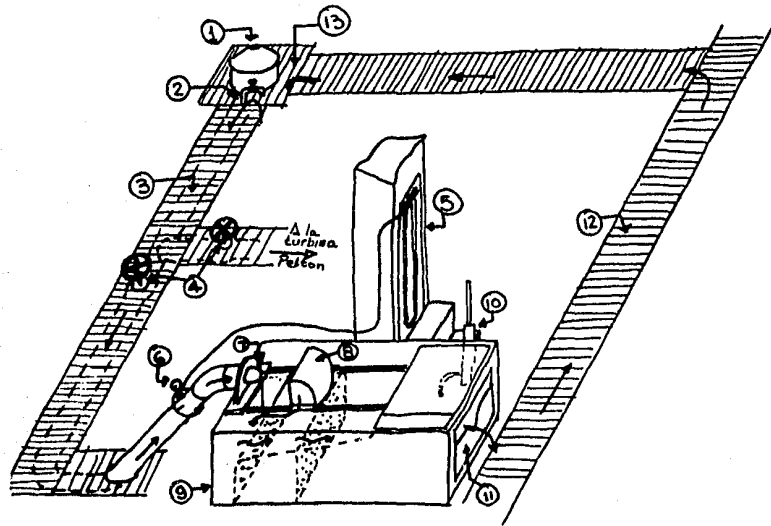
El banco de pruebas originalmente fue utilizado para hacer prácticas de hidráulica en el laboratorio de la Facultad de Ingeniería de la UNAM con una válvula de chiflón. Debido a que no se estaba en servicio y a que cumplía con los requerimientos para instalar el modelo de la turbina, pudimos utilizarlo para la realización de las pruebas.

Las partes constituyentes del modelo original son las siguientes (fig. 2.1):

- 1 .- Bomba
- 2 .- Válvula de alivio.
- 3 .- Tubería de conducción.
- 4 .- Válvulas de control.
- 5 .- Piezómetro de mercurio.
- 6 .- Manómetro de carátula.
- 7 .- Válvula de aguja.
- 8 .- Difusor.
- 9 .- Caja estabilizadora del vertedor triangular.
- 10.- Limnómetro

Figura 2.1

MODELO ORIGINAL



- 1.- Bomba
- 2.- Válvula de alivio.
- 3.- Tubería de conducción.
- 4.- Válvulas de control.
- 5.- Piezómetro de mercurio.
- 6.- Manómetro de carátula.
- 7.- Válvula de aguja.
- 8.- Difusor.
- 9.- Caja estabilizadora del vertedor triangular.
- 10.- Limnómetro
- 11.- Vertedor triangular
- 12.- Canal de salida.
- 13.- Cárcamo de bombeo.

11.- Vertedor triangular

12.- Canal de salida.

13.- Cárcamo de bombeo.

1.- Bomba. Proporciona carga a los modelos de la turbina Pelton y al del chiflón. Succiona el agua de un cárcamo ubicado justo debajo de ella y la entrega a la tubería de conducción.

2.- Válvula de alivio. Tiene la finalidad de evitar sobrepresiones en el piezómetro de mercurio.

3.- Tubería de conducción. Conduce el agua de la bomba a los dos modelos mencionados. Posee una bifurcación "T" para aportar agua a cada uno de ellos. La tubería es de acero con bridas y un diámetro de 10cm.

4.- Válvulas de control. Ubicadas después de la bifurcación. Son válvulas de compuerta. El uso simultáneo de ambas válvulas nos ayudó a regular el gasto de manera más fácil.

5.- Piezómetro de mercurio. Está conectado a la tubería de conducción poco antes de la válvula de aguja mediante cuatro tomas de presión. En la parte superior tiene un juego de válvulas que permite eliminar el aire encerrado en los tubos, además permiten seleccionar el modelo al cual queremos medir la presión máxima.

6.- Manómetro de carátula. Esta conectado al mismo nivel en la tubería de conducción que el piezómetro. Tiene la ventaja de ser más fácil la lectura.

7.- Válvula de aguja. Tenía por objeto reducir el área de salida y así regular el gasto.

8.- Difusor. Su finalidad es el disipar la mayor parte de la

energía a la salida del chiflón y depositar el agua tranquilamente en la caja de estabilización.

9.- Caja estabilizadora del vertedor triangular . Uniformiza el tirante del agua de manera que se pueda tener una lectura confiable en el limnómetro, es decir evita fluctuaciones del nivel del agua.

10.- Limnómetro del vertedor triangular. Permite obtener mediciones precisas en el nivel del agua (hasta la décima de milímetro). A partir de estas mediciones se puede calcular el gasto que pasa sobre el vertedor triangular.

11.- Vertedor triangular. Esta hecho de bronce. El ángulo del vertedor es de 50° .

12.- Canal de salida. Sirve para recircular el agua que se utiliza en los diferentes modelos instalados en el laboratorio. El agua es conducida al cárcamo de bombeo para su reutilización.

13.- Cárcamo de bombeo. Almacena el agua de manera que pueda ser succionada nuevamente por la bomba y así repetir todo el ciclo.

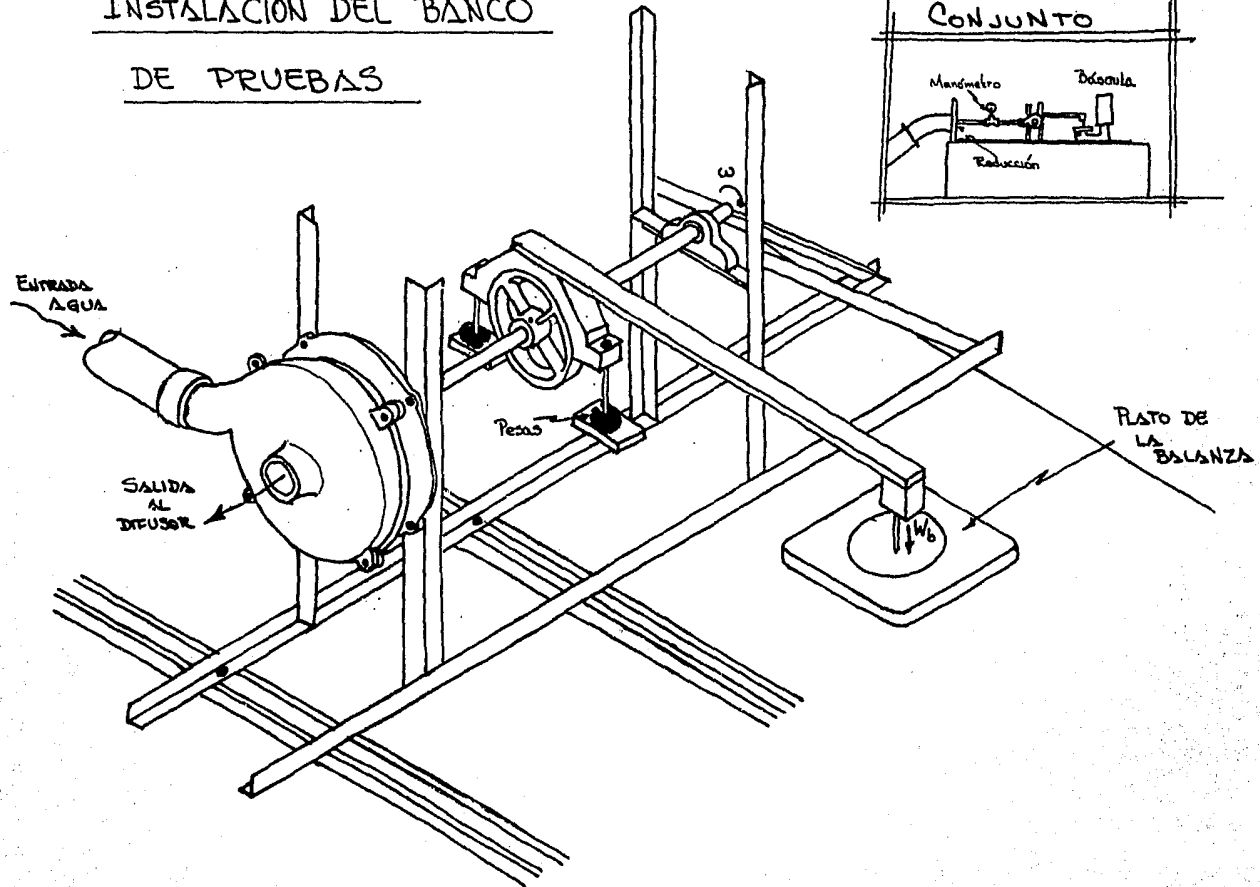
Diseño y construcción del banco de pruebas para las bombas-turbina

El modelo original fue adaptado para realizar las pruebas de funcionamiento de las bombas-turbinas.

Se instaló una estructura de soporte a base de perfiles en ángulo apoyada en la caja de estabilización, aprovechando las canales que sostenían al difusor. Sobre esta estructura, se colocó la bomba-turbina, dos chumaceras y la flecha motriz. En esta última se puso una polea en la que accionaba el freno mecánico (fig. 2.2).

Figura 2.2

INSTALACIÓN DEL BANCO
DE PRUEBAS



Para adaptar el diámetro de la tubería de conducción y el diámetro de entrada a la bomba-turbina fue necesario construir una reducción de 10cm a 1". Se utilizó una placa de acero cortada y torneada en forma circular a la que se le soldó un tramo de tubo de acero (fig. 2.3).

Para medir la presión se instaló el manómetro de carátula, entre la reducción y la bomba-turbina, mediante una conexión "T" que se modificó con plastilina epóxica para evitar al máximo variaciones en el área de la sección (fig. 2.4). Fue necesario calibrarlo con respecto al piezómetro de mercurio de difícil lectura, pero que no requiere de calibración. Aprovechamos la instalación de los manómetros en el modelo original para este fin.

A diferentes aberturas de válvulas se midió la presión tanto en el manómetro de carátula como en el de mercurio. Los resultados se procesaron estadísticamente por el método de mínimos cuadrados y se obtuvo una relación lineal entre ambas (tabla 2.1 y graf. 2.1).

$$P_{man} = 9.6 P_{Hg}$$

Con esta ecuación podemos conocer la presión real a partir de la lectura en el manómetro.

El difusor fue cambiado de posición y se le añadió una lámina de acero para que funcionara adecuadamente bajo las nuevas condiciones (fig. 2.5).

Usamos una báscula para medir la fuerza que transmite el freno a través del brazo de palanca y así poder calcular, con la velocidad angular leída en el tacómetro, la potencia al freno.

Una de las tareas más difíciles a la que nos enfrentamos fue la

Figura 2.3

REDUCCION DE
DIÁMETROS DE
CONDUCCIÓN

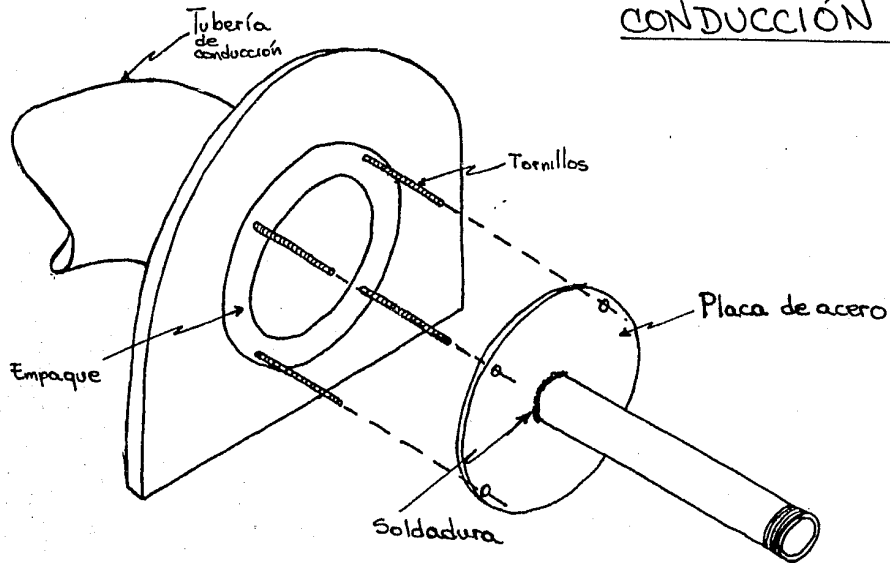
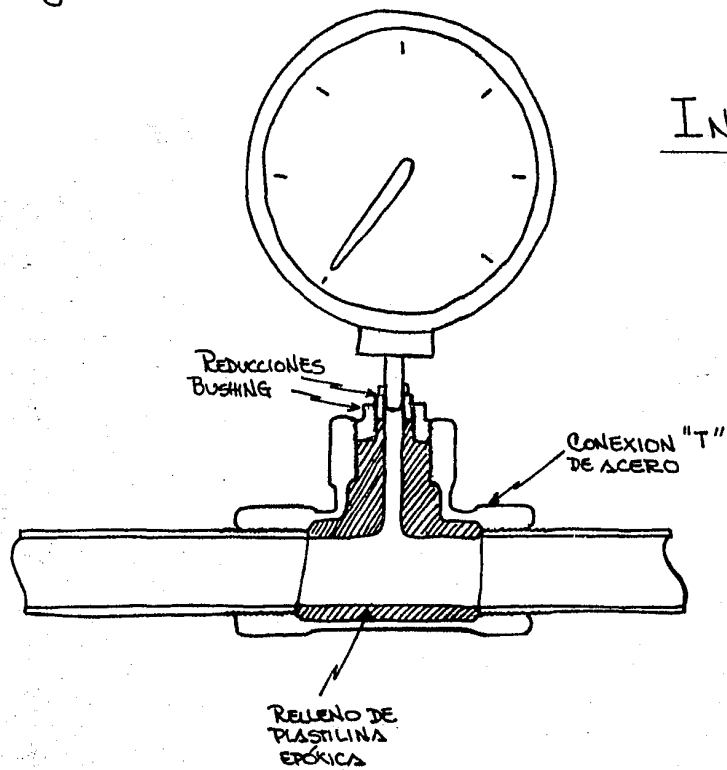


Figura 2.4



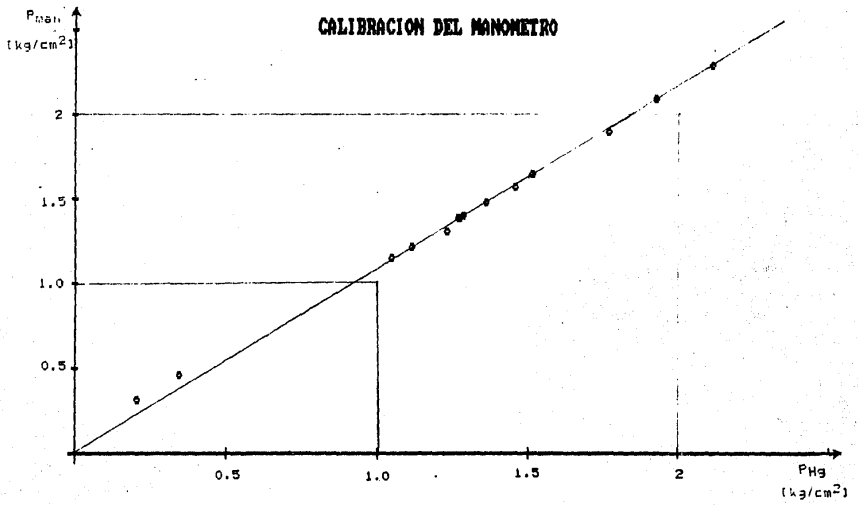
INSTALACIÓN DEL
MANÓMETRO

Tabla 2.1

Calibración del manómetro

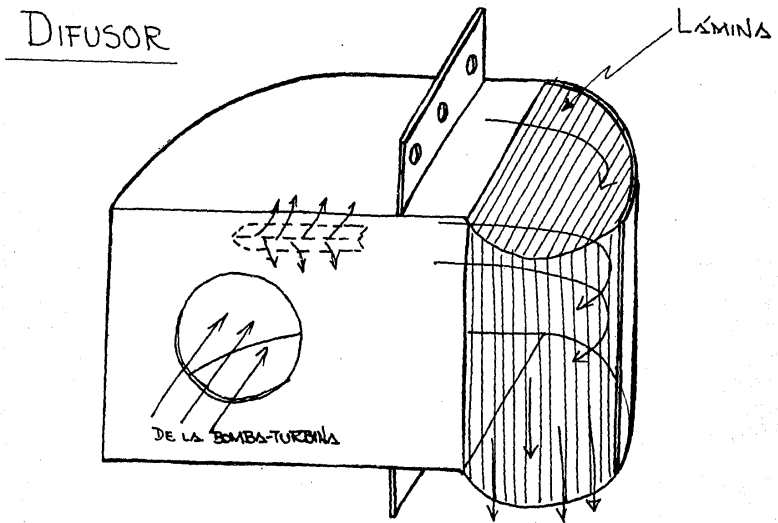
P_{man} (kg/cm ²)	P_{Hg} (kg/cm ²)
0.32	0.205
1.22	1.114
1.32	1.231
1.40	1.268
1.40	1.273
1.49	1.360
1.66	1.512
1.91	1.764
2.10	1.926
2.30	2.111
1.58	1.457
1.41	1.287
1.16	1.048
0.46	0.345

CALIBRACION DEL MANOMETRO



Gráfica 2.1

Figura 2.5



construcción de un freno que funcionara correctamente. Sin el apoyo brindado por el personal del laboratorio de hidráulica de la Facultad de Ingeniería hubiera sido imposible realizar esta tarea.

Se construyeron dos frenos y a cada uno se le hicieron diversas adaptaciones hasta obtener un funcionamiento adecuado.

El primer freno que construimos fue tipo Prony. Constaba de una solera y un perfil cuadrado de acero, controlado por medio de tornillo y tuerca. Inicialmente la polea sobre la cual accionaba era acanalada. El funcionamiento del freno era muy inestable por lo que se torneó la polea y se le pusieron balatas sujetas alrededor del perfil cuadrado. Su funcionamiento fue bastante estable pero desgastaba a la polea. Por ello decidimos diseñar otro que tuviera mayor área de contacto con la polea y, por tanto, menor desgaste.

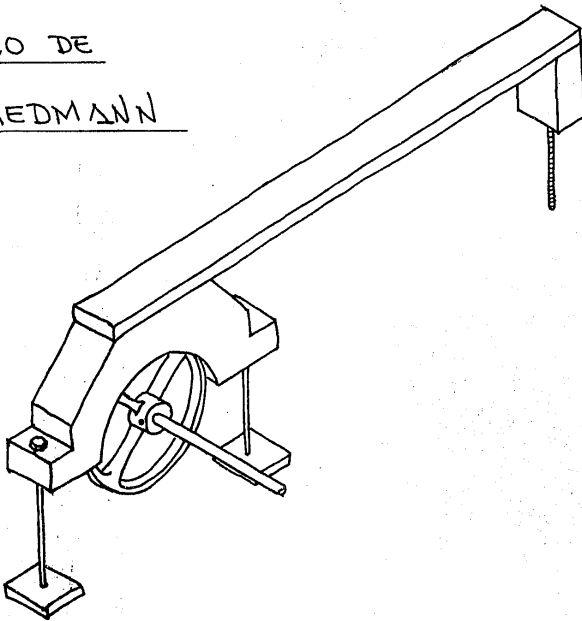
El segundo freno lo hicimos de madera torneada, originalmente era de tipo Prony. Después de unos minutos de operación la madera se deformó a causa del calor disipado.

Para solucionar estos problemas a nuestro asesor se le ocurrió un diseño original de freno que funcionó muy bien. La presión que ejerce el freno de Friedmann sobre la polea se controla mediante pesas, a diferencia del freno de Prony que se controla mediante tornillo y tuerca (fig. 2.6). La distribución de las pesas afecta la lectura en la báscula por lo que es necesario medir la tara de la báscula cada vez que se cambian las pesas y, por tanto, las condiciones de frenado. Sin embargo, al restar la tara de la lectura de la báscula se obtiene la fuerza, que multiplicada por el brazo de palanca nos da el momento provocado por el frenado.

Se utilizó este freno para las dos primeras pruebas pero se rompió

Figura 2.6

FRENO DE
FRIEDMANN



al final de la segunda prueba. Debido a esto volvimos a utilizar el freno de Prony metálico. Le hicimos algunas modificaciones para aumentar el área de contacto del freno con la polea, lo cual resultó efectivo (fig. 2.7). Este fue utilizado en la tercera prueba.

Descripción general de las pruebas

Las pruebas que realizamos se basaron en el siguiente procedimiento:

+ Antes que nada es importante revisar todos los detalles del banco de pruebas. De esta manera se evitaban pérdidas de tiempo por corrección de fugas de agua, fricción excesiva en la flecha, báscula desnivelada. También es conveniente revisar la tara del limnómetro pues de esto depende la precisión de las mediciones subsiguientes.

+ Ajuste del freno a la presión de este sobre la polea requerida.

+ Poner en funcionamiento la bomba para aportar energía al modelo.

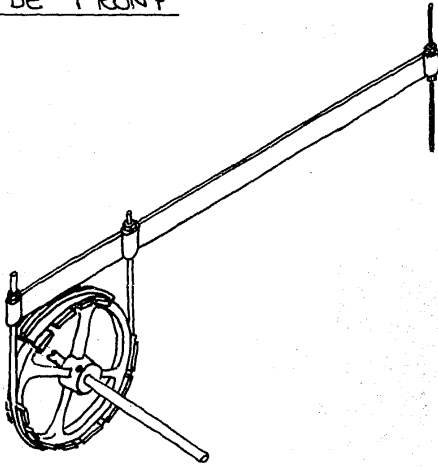
+ Abrimos la válvula de la tubería de conducción del modelo y con esto ponemos a funcionar el modelo hasta que el freno alcance una posición de estabilidad, es decir, que la tara de la báscula no cambie. Esto evitará errores en la obtención de la potencia al freno.

+ Se cierra la válvula y se toma la lectura de la tara definitiva en la balanza.

+ A diferentes aberturas de válvulas (de nuestro modelo, de la Pelton y de alivio) y una vez estabilizado el limnómetro, se mide: la presión del manómetro, la fuerza que transmite el brazo de palanca del freno a la báscula, la velocidad angular en el tacómetro proporcionada

Figura 2.7

FRENO DE PRONY



por la flecha y la carga sobre el vertedor medida en el limnómetro.

+ Se cambian las condiciones de frenado y se continua con el mismo procedimiento hasta obtener suficiente información que determine el funcionamiento de la bomba-turbina.

Con las mediciones obtenidas se calculan los parámetros de funcionamiento de la bomba-turbina construyendose una tabla con siguiente formato:

W_b	n	P_{man}	h_{lim}	μ	H	Q	P_h	P_f	η	observ.
[kg]	[rpm]	[kg/cm ²]	[m]			[m ³ /s]	[W]	[W]		

El procedimiento para el cálculo de cada una de las variables de esta tabla se determina a continuación:

- Para evitar problemas de unidades decidimos trabajar con el sistema internacional debido a su fácil manejo y mayor racionalidad.

$$W = (W_b[\text{kg}] - W_0[\text{kg}]) 9.81[\text{m/s}^2] \dots\dots\dots[\text{N}]$$

$$h = (h_{lim}[\text{cm}] - h_0[\text{cm}]) 0.01 [\text{m/cm}] \dots\dots\dots[\text{m}]$$

$$\omega = (2 \pi [\text{rad/rev}] n[\text{rev/min}]) / 60 [\text{seg/min}] =$$

$$= \pi n / 30 \dots\dots\dots[\text{rad/s}]$$

$$p/g = (0.96 P_{man}[\text{kg/cm}^2] 10000[\text{cm}^2/\text{m}^2]) / 1000[\text{kg/m}^3] =$$

$$= 9.6 P_{man} \dots\dots\dots[\text{m}]$$

- El coeficiente de gasto μ de vertedores triangulares en la fórmula de la Universidad Caótica de Chile (fig. 7.9, Sotelo).

- Cálculo del gasto según la U.C.Ch.

$$Q = 8/15 (2g)^{1/2} \text{Tan}(\theta/2) \mu h^{5/2} \dots\dots\dots[\text{m}^3/\text{s}]$$

- Determinación de la carga neta.

$$H = p / g + (Q / A_c)^2 / 2g \dots\dots\dots[\text{m}]$$

- Cálculo de la potencia hidráulica.

$$P_h = \rho g Q H = 9.81[\text{kN/m}^3] Q H \dots\dots\dots[\text{W}]$$

- Cálculo de la potencia al freno.

$$P_f = \omega I W \dots\dots\dots[\text{W}]$$

- Obtención de la eficiencia total.

$$\eta = P_f / P_h$$

+ Con los resultados obtenidos en la tabla anterior se construyen diferentes gráficas que nos ayuden a visualizar, de manera clara, el funcionamiento de la bomba-turbina.

Nota: Despreciamos la energía a la salida no aprovechada por la bomba-turbina. Esta consideración hace que la carga hidráulica sea ligeramente mayor al igual que la potencia hidráulica, por tanto la eficiencia disminuye un poco en relación a la estrictamente real. Pensamos que esta es la mejor forma de analizar el problema debido a que es imposible evitar una pérdida de energía causada por la salida del agua. Por otro lado el empleo de un difusor no es justificable debido a que, aún en el caso de que la velocidad a la salida fuera cero, la eficiencia sólo aumentaría a lo más, un 1%.

Bomba-turbina Rosco

Empleamos el freno de Friedmann para medir la disipación de energía mecánica que transmitía la bomba-turbina a la flecha. Como mencionamos anteriormente este freno funciona debido a la presión que ejerce sobre la patea. Esta presión se controla mediante pesas. El

peso máximo aplicado al freno fue de aproximadamente 80 N (Fuerza correspondiente 8 kg masa).

Durante el desarrollo de las pruebas quisimos corroborar la veracidad de los resultados obtenidos. Por tanto revisamos el correcto funcionamiento de cada uno de los aparatos de medición. Se verificó la tara del limnómetro, revisamos que la báscula funcionara correctamente y se comprobó que el tacómetro trabajara bien al comparar su funcionamiento con otro bien calibrado. Finalmente volvimos a calibrar el manómetro. En un tramo de la tubería (que va de la reducción a la bomba) se perforó un agujero en ésta, para colocar el piezómetro, el cual estaba a escasos centímetros del manómetro de carátula. La calibración fue igual a la encontrada antes de iniciar las pruebas.

Problemas de medición

Toda investigación experimental está sujeta a una serie de errores. Algunos por causa de las lecturas en los instrumentos de medición (limnómetro, manómetro, tacómetro, balanza, etc.). Otra fuente de error es la mala calibración de estos instrumentos. El procedimiento de cálculo y las hipótesis supuestas en algunas ocasiones pueden llevarnos a resultados que no reflejen la realidad del experimento.

Nosotros tratamos de reducir al máximo estos errores tomando dos veces las lecturas cuando encontrábamos mediciones incongruentes en los puntos vecinos. La calibración hecha a cada uno de los

instrumentos se verificó, tal como se mencionó anteriormente.

Uno de los problemas experimentales fue el que presentó el freno de Friedmann cuando operaba con poca carga y muchas pesas. Era inestable ya que a veces frenaba totalmente la flecha. Por ello se requería liberar momentáneamente toda la presión del freno. Una vez que volvía a girar la flecha, se reestablecía la presión del freno sobre la polea. Variaba la tara en la balanza y había que leerla nuevamente. A pesar de todo, el freno funcionó muy bien en los rangos de operación de esta bomba-turbina.

Cuando la presión era mayor de 1 kg/cm^2 , la aguja del manómetro de carátula vibraba. La amplitud de esta vibración, tenía un rango de $(\pm)0.1 \text{ kg/cm}^2$. Sin embargo era fácil determinar la media en las lecturas.

A diferentes condiciones de operación se presentó un fenómeno de resonancia en el que entraba todo el sistema. Se observaban variaciones en el gasto con un periodo de aproximadamente 1.5 s. Desgraciadamente no pudimos determinar el origen de este fenómeno.

Bomba-Turbina Corona

Debido a que el diámetro de entrada de agua de esta bomba-turbina es menor al de la Rosco, necesitamos colocar una reducción adicional antes del manómetro. Adaptamos también otra conexión "T" de menor diámetro para colocar el manómetro con el mismo procedimiento con el que modificamos la anterior "T". En lo que respecta al resto del banco de pruebas no tuvo ninguna modificación.

Iniciamos con el de Friedmann pero se rompió casi al final de las pruebas. Esto nos llevó a continuar la construcción del freno de Prony que utilizamos subsecuentemente.

Se necesitó cerrar la válvula de alivio de la bomba para que nos brindara un poco más de carga. Sin embargo aún así no llegamos a obtener la eficiencia pico.

Problemas de medición

Los problemas que tuvimos a la hora de realizar las pruebas fueron básicamente los mismos que para la bomba-turbina Rosco. Sin embargo una buena parte de estas pruebas se realizaron con muchas pesas lo que provocó, además del rompimiento del freno de Friedmann, un funcionamiento inestable. El freno de Prony, usado después del de Friedmann, tuvo un funcionamiento más estable pero aún así no se pudo evitar que la flecha se detuviera en algunas ocasiones.

CAPITULO III

PRUEBAS DE LABORATORIO EN UNA BOMBA MODIFICADA PARA AUMENTAR SU EFICIENCIA

Modificaciones a la bomba-turbina

El objeto de estas modificaciones fue el de hacer que la bomba-turbina tuviera un funcionamiento de turbina Francis y con ello tal vez mejorar la eficiencia. El funcionamiento hidráulico de este tipo de turbinas es bien conocido a diferencia del un tanto esotérico funcionamiento de las bombas-turbinas.

Seleccionamos la bomba-turbina Rosco debido a que fue la única en que las curvas de isoeficiencia se cerraron y pudimos conocer la eficiencia pico y la velocidad específica de esta bomba-turbina. Así tendríamos un marco de comparación de la bomba-turbina no modificada contra la modificada para poder buscar algún tipo de correlación entre ambas.

Se modificó la entrada de agua a la carcasa de tal forma que el flujo dentro de ésta fuera inverso al que se tenía antes de la modificación. Para este propósito cortamos una parte del cuello de la admisión de la bomba-turbina y luego reconstruimos esa misma parte del otro lado del cuello, empleando para ello plastilina epóxica (fig. 3.1).

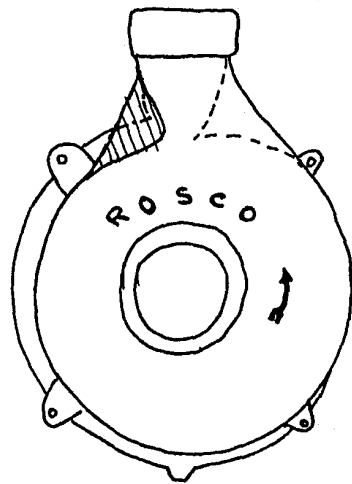
Aún modificada la carcasa no era exactamente igual a la de una

Figura 3.1

MODIFICACIONES A LA

BOMBA - TURBINA

ROSCO



- Forma original
- Modificación interna
- ▨ Plastilina epóxica

turbina Francis porque el cambio de área en esta última es de mayor a menor, siguiendo la dirección del flujo. En nuestro caso esto no se respetaba debido al diseño original de la voluta de la bomba.

Sin embargo modificaciones más complicadas dificultan el acceso y la reproducibilidad de las bombas-turbinas. La ventaja de este tipo de turbinas es el bajo costo, la facilidad de adquisición así como de instalación por personas sin gran preparación técnica. Las modificaciones sofisticadas podrían aumentar la eficiencia, pero perderían las ventajas que acabamos de mencionar.

Una de las pérdidas de energía que se tienen en una turbina es la de fricción, por ello es conveniente pulir los álabes del rodete para disminuir su rugosidad y así aumentar la eficiencia. Este proceso tiene la ventaja de ser sencillo y fácilmente realizable por cualquier persona.

Instalación y operación del banco de pruebas

El banco de pruebas en este caso tuvo una variación con respecto a los dos casos anteriores debido a que el giro de la flecha fue en dirección contraria. Si bien, el banco de pruebas tuvo la misma instalación que en el caso de la bomba-turbina Rosco sin modificar, éste estaba invertido tomando como eje a la tubería de conducción.

Desde el principio de las pruebas a esta bomba-turbina, se utilizó el freno de Prony. Tuvo un comportamiento estable en la mayoría de las pruebas, como ocurrió en los dos casos anteriores.

En términos generales la mecánica en la realización de éstas no

tuvo ningún cambio. A partir de la experiencia adquirida en las anteriores pruebas pudimos instalar el equipo, coordinar los trabajos de medición y cálculo, abrir y cerrar válvulas, etc., de manera mucho más rápida y eficiente.

Cabe mencionar que durante la realización de las pruebas el fenómeno de resonancia en el gasto no se presentó.

CAPITULO IV

ANALISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se incluyen los datos obtenidos en las pruebas de laboratorio realizadas a las bombas-turbina, así como las tablas de resultados generadas a partir de dichas pruebas. Incluimos gráficas de isoeficiencia, isogasto, isocarga e isopotencia hidráulica para las tres casos de bombas-turbinas. Además se presenta un análisis comparativo entre el funcionamiento como bomba y como bomba-turbina. En base a las relaciones encontradas en dicho análisis comparamos entre sí a las tres bombas-turbina. Finalmente desarrollamos una hipótesis de funcionamiento hidráulico de las bombas-turbina.

Resultados de las pruebas de laboratorio

Las tablas en que se presentan los datos de las mediciones hechas en el laboratorio son las siguientes: la tabla 4.1 corresponde a la bomba-turbina Rosco, la 4.2 a la Corona y la 4.3 a la Rosco modificada. Estos datos fueron procesados mediante computadora y los resultados están en las tablas 4.4 a 4.6 en el mismo orden que las anteriores.

Gráficas de funcionamiento de las bombas-turbina

Consideramos que una buena forma de visualizar el funcionamiento

Tabla 4.1

Mediciones en laboratorio a la bomba-turbina Rosco

W_0 [g]	W_b [g]	n [rpm]	P_m [kg/cm ²]	h [cm]	W_0 [g]	W_b [g]	n [rpm]	P_m [kg/cm ²]	h_{lim} [m]
175	198	1160	0.78	24.70	170	375	1900	1.90	26.82
175	195	2050	1.34	25.23	170	350	2000	1.80	26.57
175	197	2100	1.34	25.16	175	340	2300	2.12	26.70
175	200	2080	1.34	25.15	175	355	1750	1.70	26.55
175	198	3170	2.20	25.73	182	345	2250	2.10	26.66
175	228	1700	1.23	25.70	182	350	2200	1.94	26.64
175	226	1750	1.31	25.60	182	380	1800	1.84	26.70
175	225	1750	1.30	25.62	182	400	650	1.68	26.70
175	227	1880	1.43	25.61	220	480	950	1.99	27.11
175	240	2330	1.86	26.04	220	480	1400	2.05	27.18
175	237	2680	2.13	26.07	150	241	1400	1.14	26.30
145	275	1500	1.27	26.07	150	239	1980	1.62	25.91
145	280	1500	1.28	26.00	144	245	2450	2.00	26.16
145	280	1570	1.30	26.00	148	294	1560	1.48	26.23
145	290	2050	1.73	26.25	148	293	1210	1.34	26.10
150	293	2400	2.10	26.46	148	295	1420	1.38	26.12
160	297	1200	1.25	25.97	148	294	1620	1.48	26.19
160	296	1230	1.28	26.05	148	292	1820	1.57	26.26
160	307	1900	1.60	26.24	148	292	1920	1.63	26.28
160	300	2310	2.12	26.58	148	283	2200	1.99	26.47
160	297	2130	1.90	26.45	141	275	2330	2.12	26.50
160	300	1950	1.70	26.20	140	320	1600	1.62	26.43
160	310	720	1.28	26.00	140	321	1840	1.74	26.53
160	310	850	1.28	26.07	140	310	2020	1.77	26.48
160	308	1500	1.42	26.15	140	293	2160	1.94	26.46
160	317	1820	1.55	26.27	140	305	2050	1.80	26.48
160	317	2050	1.78	26.44	140	312	1980	1.76	26.48
160	307	2300	2.11	26.57	140	309	1960	1.72	26.39
170	311	1920	1.63	26.26	140	309	1910	1.69	26.43
170	325	2220	1.95	26.61	140	314	1840	1.68	26.40
170	320	2050	1.83	26.56	140	290	2280	2.12	26.55
170	340	1950	1.80	26.60	149	315	1320	1.47	26.33
170	340	1520	1.58	26.50	140	362	1290	1.80	26.83
170	320	2280	2.11	26.69	140	305	2140	1.85	26.50
170	330	1920	1.70	26.52	150	343	1520	1.70	26.58

Tabla 4.2

Mediciones en laboratorio a la bomba-turbina Corona

W_0 [g]	W_b [g]	n [rpm]	P_m [kg/cm ²]	h [cm]	W_0 [g]	W_b [g]	n [rpm]	P_m [kg/cm ²]	h_{lim} [m]
175	195	950	0.69	25.64	385	640	1500	2.10	26.68
175	195	1420	1.15	25.06	385	628	1400	1.97	27.29
175	194	1550	1.33	25.15	375	540	2400	3.10	27.50
175	195	2180	2.00	25.45	418	690	2380	2.85	28.06
175	205	1140	0.75	24.85	150	208	1470	1.20	25.33
175	194	1500	1.15	25.09	150	212	1660	1.60	25.62
175	255	1050	1.05	25.64	149	212	1996	2.00	25.78
175	313	1020	1.50	26.40	173	275	287	1.04	25.53
175	315	1780	1.80	26.87	173	267	1640	1.50	25.95
165	336	930	1.60	26.56	173	270	1700	1.70	26.03
160	195	1460	1.15	26.45	170	270	2800	1.90	26.13
160	202	1500	1.15	25.63	180	307	1660	1.53	26.26
160	315	1540	1.57	26.45	180	305	1760	1.70	26.26
160	258	1550	1.28	25.88	180	310	1780	1.92	26.32
160	273	1570	1.37	26.09	184	310	1430	1.34	25.96
160	325	1520	1.63	26.48	186	305	940	1.24	25.90
160	342	1500	1.73	26.67	194	345	1070	1.50	26.35
175	350	1500	1.79	26.73	194	342	1530	1.57	26.38
175	353	1520	1.80	26.84	194	345	1850	1.84	26.66
175	325	1480	1.60	26.50	192	342	1320	1.50	26.47
175	273	1440	1.23	25.82	200	377	1040	1.70	26.60
166	415	1640	2.32	27.45	200	380	1590	1.80	26.75
225	495	1970	2.45	27.54	200	375	1650	1.82	26.76
187	407	1950	2.27	27.37	200	382	1390	1.72	26.67
233	465	2180	2.45	27.55	197	385	910	1.80	26.95
234	480	1770	2.35	27.55	200	395	1560	1.86	26.90
247	490	2320	2.75	27.60	200	365	2130	2.20	26.90
265	510	2070	2.52	27.49	200	360	2330	3.10	27.13
225	445	2420	3.00	27.37	192	425	1060	2.25	27.25
335	600	2370	2.90	27.79	180	400	1080	2.20	27.18
261	512	2095	2.55	27.66	180	408	1640	2.33	27.30
237	535	2070	2.75	27.87	180	345	2090	2.25	26.91
222	545	1405	2.84	28.13	180	350	2270	3.20	27.14
193	535	1300	2.82	28.00	151	420	1410	2.35	27.42
291	565	2300	2.90	27.31	145	350	1650	1.95	26.88
375	469	1970	2.15	26.50	138	325	2000	2.10	26.97
362	460	2630	2.92	26.80	263	360	2280	3.05	27.70
365	446	2860	3.20	26.80	202	422	2100	2.42	27.43
373	485	2120	2.40	27.00	172	455	1200	2.45	27.44
368	553	2350	3.05	27.75	257	468	2340	3.00	27.50

Tabla 4.3

Mediciones en laboratorio a la bomba-turbina Rosco modificada

W_0 [g]	W_b [g]	n [rpm]	P_m [kg/cm ²]	h [cm]
370	445	770	1.35	25.40
370	445	1300	1.81	25.43
370	448	2080	2.55	25.80
380	490	350	1.50	25.63
380	487	1020	1.97	25.73
380	478	1670	2.47	26.00
370	523	580	2.00	25.93
370	565	700	2.46	25.95
370	445	2050	2.55	25.75
370	475	2340	2.81	25.96
370	449	3160	3.60	26.20
370	455	2780	3.22	26.05
370	465	2400	2.85	25.91
372	492	1660	2.61	26.08
372	442	2080	2.96	26.40
372	504	2690	3.52	26.53
372	490	2330	2.91	26.10
375	468	2130	2.70	25.98
385	530	1660	2.97	26.50
385	550	1720	3.20	26.67
380	550	2120	3.51	26.75
380	540	2350	3.55	26.58
377	468	2000	2.55	25.80
390	500	2050	3.00	26.40
385	520	1980	2.98	26.40
385	600	500	2.58	26.57
395	615	800	2.92	26.80
395	583	1700	3.45	27.00
380	515	2530	3.52	26.56

Tabla 4.4

Resultados de las pruebas de laboratorio a la bomba-turbina Rosco

ω [rad/s]	Q [10 ⁻³ m ³ /s]	H [m]	Ph [W]	Pf [W]	η
121.5	1.464	7.91	113.6	14.4	0.127
214.7	1.695	13.43	223.4	22.1	0.099
219.9	1.663	13.41	218.8	24.9	0.114
217.8	1.659	13.41	218.2	28.0	0.129
332.0	1.929	21.86	413.7	39.3	0.095
178.0	1.914	12.54	235.4	40.6	0.206
183.3	1.868	13.27	243.1	48.1	0.198
183.3	1.877	13.18	242.7	47.2	0.194
196.9	1.872	14.42	264.9	52.7	0.199
244.0	2.088	18.72	383.4	81.7	0.213
280.6	2.103	21.33	440.1	89.6	0.204
157.1	2.103	13.07	269.7	105.2	0.390
157.1	2.067	13.14	266.3	109.2	0.410
164.4	2.067	13.33	270.2	114.3	0.423
214.7	2.199	17.57	379.0	160.3	0.423
251.3	2.314	21.22	481.8	185.1	0.384
125.7	2.051	12.84	258.3	88.7	0.343
128.8	2.093	13.16	270.1	90.2	0.334
199.0	2.194	16.32	351.1	150.6	0.429
241.9	2.381	21.48	501.7	174.4	0.348
223.1	2.309	19.30	437.0	157.4	0.360
204.2	2.172	17.26	367.8	147.2	0.400
75.4	2.067	13.14	266.3	58.2	0.219
89.0	2.103	13.17	271.7	68.8	0.253
157.1	2.146	14.55	306.2	119.7	0.391
190.6	2.210	15.85	343.6	154.1	0.448
214.7	2.303	18.14	409.8	173.6	0.424
240.9	2.376	21.38	498.2	182.3	0.366
201.1	2.205	16.61	359.3	146.0	0.406
232.5	2.398	19.86	467.3	185.6	0.397
214.7	2.370	18.68	434.4	165.8	0.382
204.2	2.393	18.42	432.3	178.8	0.414
159.2	2.336	16.25	372.5	139.4	0.374
238.8	2.444	21.44	514.1	184.5	0.359
201.1	2.348	17.41	401.0	165.7	0.413

ω [rad/s]	Q [10 ⁻³ m ³ /s]	H [m]	Ph [W]	Pf [W]	η
199.0	2.519	19.50	481.9	210.1	0.436
209.4	2.376	18.40	428.8	194.2	0.453
240.9	2.450	21.54	517.7	204.7	0.395
183.3	2.364	17.43	404.3	169.9	0.420
235.6	2.427	21.33	507.8	197.8	0.390
230.4	2.427	19.79	471.2	199.3	0.423
188.5	2.450	18.86	453.1	192.2	0.424
68.1	2.450	17.32	416.2	76.4	0.184
99.5	2.692	20.54	542.5	133.2	0.246
146.6	2.735	21.16	567.8	196.3	0.346
146.6	2.226	11.93	260.5	68.7	0.264
207.3	2.020	16.36	324.3	95.0	0.293
256.6	2.151	20.12	424.5	133.5	0.314
163.4	2.188	15.16	325.4	122.8	0.377
126.7	2.119	13.76	286.0	94.6	0.331
148.7	2.130	14.15	295.6	112.6	0.381
169.6	2.167	15.14	321.9	127.6	0.396
190.6	2.205	16.04	346.8	141.3	0.408
201.1	2.215	16.62	361.3	149.1	0.413
230.4	2.320	20.17	459.0	160.2	0.349
244.0	2.336	21.44	491.3	168.4	0.343
167.6	2.297	16.60	374.1	155.3	0.415
192.7	2.353	17.80	411.0	179.6	0.437
211.5	2.325	18.07	412.1	185.2	0.449
226.2	2.314	19.69	446.9	178.2	0.399
214.7	2.325	18.35	419.6	182.4	0.436
207.3	2.325	17.97	409.9	183.7	0.448
205.3	2.275	17.54	391.5	178.6	0.456
200.0	2.297	17.27	389.3	174.1	0.447
192.7	2.281	17.16	384.0	172.7	0.450
238.8	2.364	21.46	497.8	184.5	0.371
138.2	2.243	15.11	332.4	118.2	0.356
135.1	2.525	18.55	459.4	154.5	0.336
224.1	2.336	18.84	431.9	190.4	0.441
159.2	2.381	17.45	407.5	158.2	0.388

Tabla 4.5

Resultados de las pruebas de laboratorio a la bomba-turbina Corona

ω [rad/s]	Q [10 ⁻³ m ³ /s]	H [m]	Ph [W]	Pf [W]	η
99.5	1.439	7.04	99.3	10.2	0.103
148.7	1.619	11.56	183.6	15.3	0.083
162.3	1.659	13.31	216.6	15.9	0.073
228.3	1.796	19.84	349.6	23.5	0.067
119.4	1.527	7.66	114.8	18.4	0.161
157.1	1.632	11.57	185.2	17.0	0.092
110.0	1.887	10.79	199.7	45.3	0.227
106.8	2.281	15.43	345.3	75.9	0.220
186.4	2.549	18.57	464.2	134.4	0.290
97.4	2.370	16.48	383.0	85.8	0.224
152.9	2.309	12.10	274.0	27.6	0.101
157.1	1.882	11.74	216.8	34.0	0.157
161.3	2.309	16.13	365.3	128.7	0.352
162.3	2.005	13.09	257.4	81.9	0.318
164.4	2.114	14.04	291.1	95.7	0.329
159.2	2.325	16.72	381.4	135.3	0.355
157.1	2.433	17.78	424.3	147.2	0.347
157.1	2.467	18.39	445.1	141.6	0.318
159.2	2.531	18.55	460.6	145.9	0.317
155.0	2.336	16.44	376.9	119.7	0.318
150.8	1.975	12.58	243.7	76.1	0.312
171.7	3.071	24.14	727.4	220.2	0.303
206.3	3.130	25.47	782.0	286.9	0.367
204.2	3.019	23.60	698.9	231.4	0.331
228.3	3.137	25.47	783.9	272.8	0.348
185.4	3.137	24.51	754.4	234.8	0.311
242.9	3.170	28.40	893.1	304.1	0.344
216.8	3.097	26.10	792.9	273.5	0.345
253.4	3.019	30.61	906.4	287.1	0.317
248.2	3.299	30.00	970.9	338.7	0.349
219.4	3.211	26.53	835.5	283.6	0.339
216.8	3.354	28.63	942.1	332.7	0.353
136.1	3.445	29.43	994.4	239.8	0.241
240.9	2.980	29.60	865.4	339.9	0.393
153.9	1.863	12.21	223.1	46.0	0.206
173.8	2.005	16.16	317.8	55.5	0.175
209.0	2.088	20.07	410.9	67.8	0.165
30.1	1.959	10.75	206.6	15.8	0.076

ω [rad/s]	Q [10 ⁻³ m ³ /s]	H [m]	Ph [W]	Pf [W]	η
171.7	2.178	15.34	327.7	83.1	0.254
178.0	2.221	17.30	376.9	88.9	0.236
293.2	2.275	19.27	430.1	151.0	0.351
173.8	2.348	15.78	363.5	113.7	0.313
184.3	2.348	17.41	401.0	118.7	0.296
186.4	2.381	19.56	456.9	124.8	0.273
149.7	2.183	13.81	295.8	95.6	0.323
98.4	2.151	12.82	270.6	60.3	0.223
112.1	2.398	15.54	365.7	86.0	0.235
160.2	2.415	16.23	384.6	120.5	0.313
193.7	2.578	18.98	480.1	148.7	0.310
138.2	2.467	15.61	377.7	106.8	0.283
108.9	2.543	17.60	439.1	99.3	0.226
166.5	2.632	18.65	481.6	154.4	0.321
172.8	2.638	18.85	487.8	155.7	0.319
145.6	2.584	17.84	452.1	136.4	0.302
95.3	2.753	18.78	507.3	92.3	0.182
163.4	2.722	19.33	516.2	164.1	0.318
223.1	2.722	22.59	603.3	189.5	0.314
244.0	2.865	31.39	882.3	201.1	0.228
111.0	2.941	23.32	672.8	133.2	0.198
113.1	2.897	22.79	647.5	128.1	0.198
171.7	2.973	24.12	703.7	201.7	0.287
218.9	2.729	23.08	617.7	186.0	0.301
237.7	2.871	32.36	911.5	208.1	0.228
147.7	3.051	24.41	730.6	204.6	0.280
172.8	2.710	20.18	536.5	182.4	0.340
209.4	2.765	21.68	588.1	201.7	0.343
238.8	3.238	31.36	996.1	119.3	0.120
219.9	3.058	25.09	752.6	249.2	0.331
125.7	3.064	25.38	763.1	183.2	0.240
245.0	3.104	30.71	935.2	266.3	0.285
206.3	2.484	21.87	532.9	101.8	0.191
275.4	2.662	29.44	768.7	141.7	0.184
299.5	2.662	32.13	838.9	127.3	0.152
222.0	2.784	24.58	671.3	130.5	0.194
157.1	2.590	21.49	546.0	210.2	0.385
146.6	2.967	20.66	601.3	187.0	0.311

Tabla 4.6

Resultados de las pruebas de laboratorio a la bomba-turbina Rosco modificada

ω [rad/s]	Q [10^{-3} m ³ /s]	H [m]	P_h [W]	P_f [W]	η
80.6	1.773	13.58	236.3	31.7	0.134
136.1	1.787	18.01	315.7	53.6	0.170
217.8	1.964	25.25	486.5	89.2	0.183
36.7	1.882	15.10	278.8	21.2	0.076
106.8	1.929	19.65	371.9	60.0	0.161
174.9	2.067	24.56	498.0	89.9	0.181
60.7	2.031	20.02	398.8	48.8	0.122
73.3	2.041	24.44	489.4	75.0	0.153
214.7	1.939	25.23	479.9	84.5	0.176
245.0	2.046	27.81	558.2	135.0	0.242
330.9	2.172	35.50	756.5	137.2	0.181
291.1	2.093	31.78	652.5	129.9	0.199
251.3	2.020	28.17	558.3	125.3	0.224
173.8	2.109	25.94	536.6	109.5	0.204
217.8	2.281	29.45	658.9	80.0	0.121
281.7	2.353	34.89	805.5	195.2	0.242
244.0	2.119	28.83	599.3	151.1	0.252
223.1	2.056	26.76	539.8	108.9	0.202
173.8	2.336	29.60	678.3	132.3	0.195
180.1	2.433	31.89	761.1	156.0	0.205
222.0	2.479	34.92	848.9	198.1	0.233
246.1	2.381	35.21	822.4	206.7	0.251
209.4	1.964	25.25	486.5	100.0	0.206
214.7	2.281	29.83	667.5	123.9	0.186
207.3	2.281	29.64	663.2	146.9	0.222
52.4	2.376	25.89	603.3	59.1	0.098
83.8	2.508	29.28	720.3	96.7	0.134
178.0	2.626	34.49	888.3	175.7	0.198
264.9	2.370	34.91	811.6	187.7	0.231

de una máquina hidráulica es por medio de gráficas. Lo más usual en turbinas, es trabajar en el plano $n_u - Q_u$. En nuestro caso utilizamos el plano $w - P_f$ debido a que fue en este dónde se presentó una distribución más uniforme de los puntos encontrados en el laboratorio.

Dichas gráficas fueron dibujadas mediante un programa de computadora. Además intentamos ajustar los puntos obtenidos en el laboratorio -por medio de regresión lineal múltiple- a alguna superficie que nos proporcionara un coeficiente de correlación cercano a la unidad. Desgraciadamente no fue posible encontrar dicha superficie.

Las gráficas 4.1 a 4.4 corresponden a isoeficiencia, isocarga, isogasto e isopotencia hidráulica para la bomba-turbina Rosco. Las gráficas 4.5 a 4.8 corresponden a la bomba-turbina Corona en el mismo orden arriba señalado; así como las gráficas 4.9 a 4.12 que son de la bomba-turbina Rosco modificada.

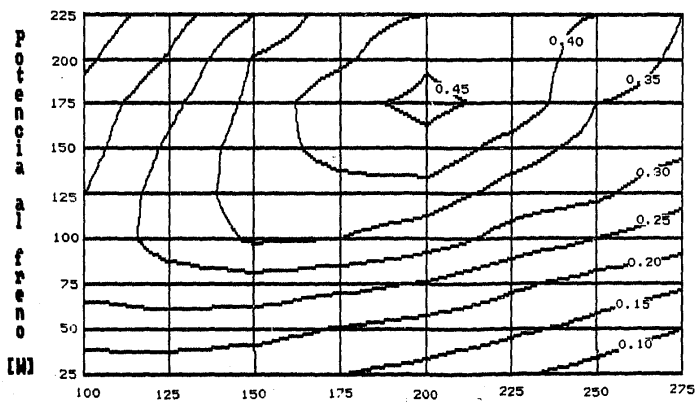
Análisis comparativo entre el funcionamiento como bomba y como

turbina

Para poder comparar el funcionamiento original de una bomba con el de una bomba-turbina, hicimos, a velocidad angular constante, una gráfica con una serie de curvas normalizadas a los puntos correspondientes al punto de eficiencia óptima de la bomba. De esta manera es fácil analizar en términos porcentuales la relación existente entre sí.

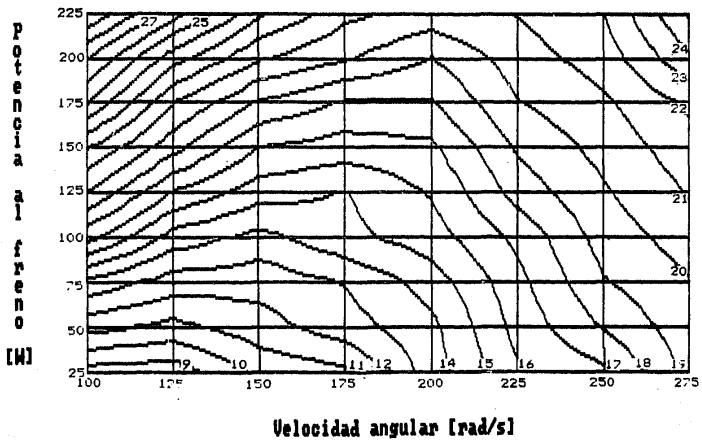
CURVAS DE ISOEFICIENCIA

- Bomba-turbina Rosco -



Gráfica 4.1

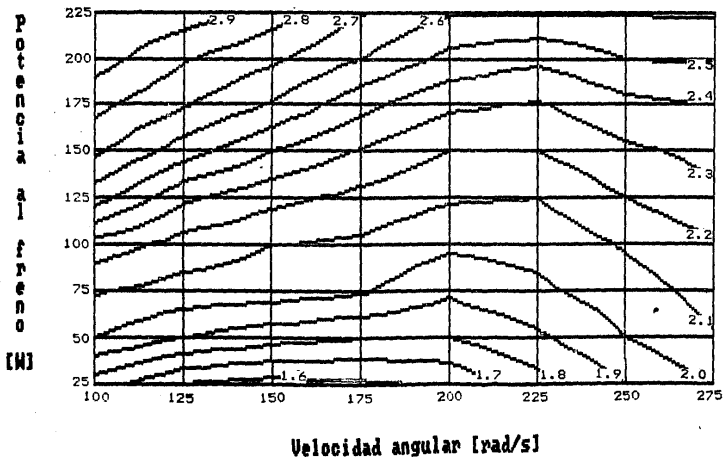
CURVAS DE ISOCARGA [W]
- Bomba-turbina Rosco -



Gráfica 4.2

CURVAS DE ISOGASTO [$10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$]

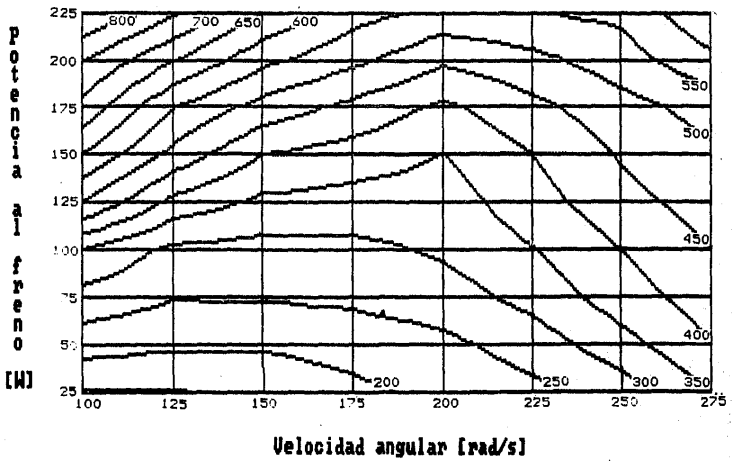
- Bomba-Turbina Rosco -



Gráfica 4.3

CURVAS DE ISOPOTENCIA HIDRAULICA [W]

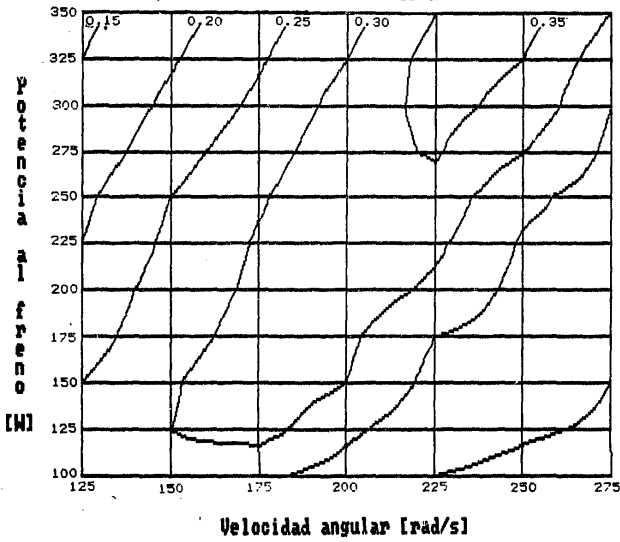
- Bomba-turbina Rosco -



Gráfica 4.4

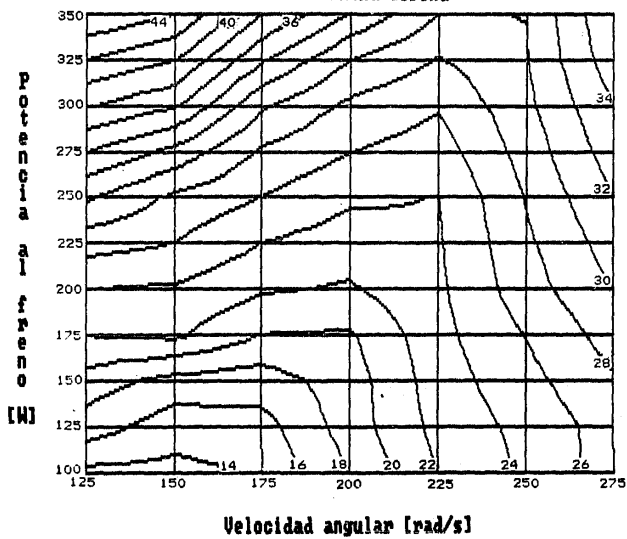
CURVAS DE ISOEFICIENCIA

- Bomba-turbina Corona -



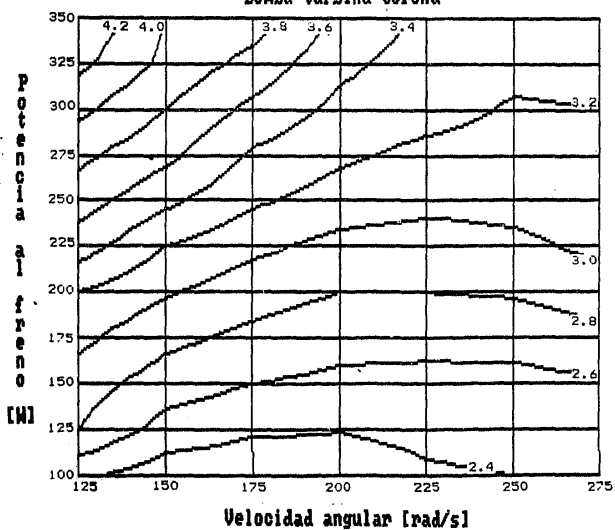
Gráfica 4.5

CURVAS DE ISOCARGA [W]
- Bomba-turbina Corona -



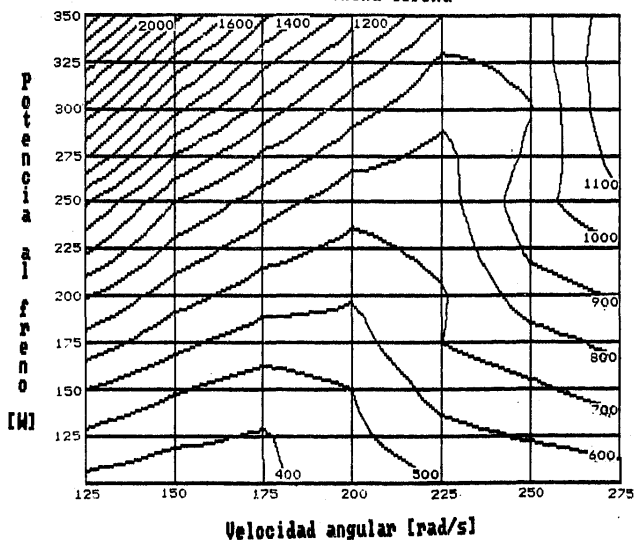
Gráfica 4.6

CURVAS DE ISOGASTO [$10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$]
- Bomba-turbina Corona -



Gráfica 4.7

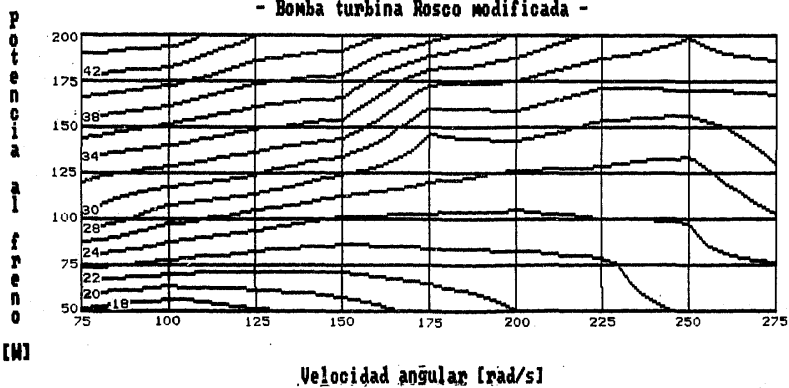
CURVAS DE ISOPOTENCIA HIDRAULICA [W]
- Bomba-turbina Corona -



Gráfica 4.8

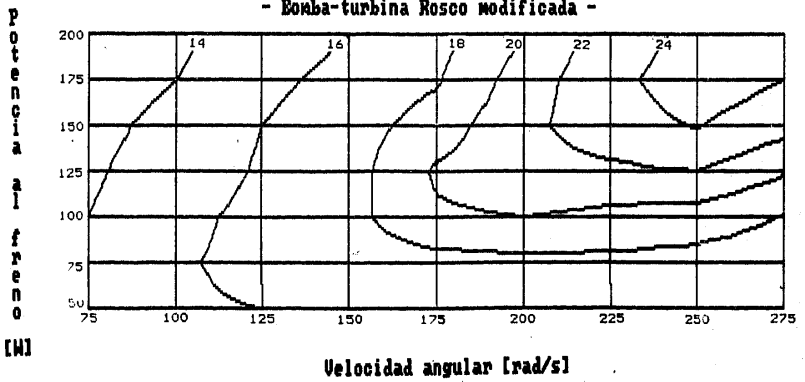
CURVAS DE ISOCARGA [m]

- Bomba turbina Rosco modificada -



Gráfica 4.9

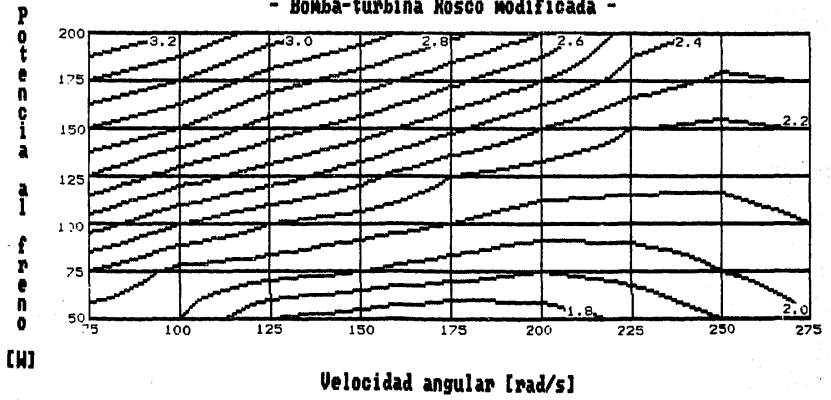
CURVAS DE ISOEFICIENCIA
- Bomba-turbina Rosco modificada -



Gráfica 4.10

CURVAS DE ISOGASTO [$10^3 \text{ m}^3/\text{s}$]

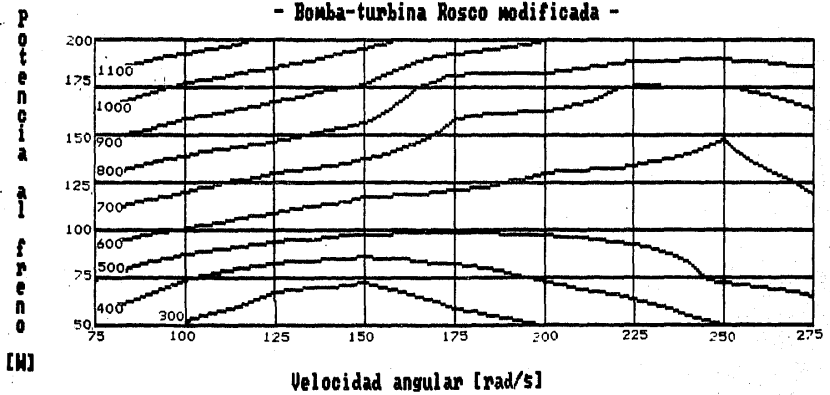
- Bomba-turbina Rosco modificada -



Gráfica 4.11

CURVAS DE ISOPOTENCIA HIDRAULICA [W]

- Bomba-turbina Rosco modificada -



Gráfica 4.12

Para ello fué necesario aplicar semejanza dinámica a las curvas características de las bombas (capítulo I), para obtener curvas referidas a la velocidad angular de máxima eficiencia de la turbina. En el caso de las bombas-turbinas Corona y Rosco modificada, no alcanzamos a determinar la eficiencia óptima, por lo que se tomó la velocidad correspondiente al punto de eficiencia máxima encontrada. Las gráficas 4.13 a 4.15 corresponden a la Rosco, Corona y Rosco modificada, respectivamente.

La tabla 4.7 compara los resultados de las tres bombas-turbina. De aquí podemos concluir lo siguiente (cfr. Buttler):

- En todos los casos el gasto requerido para la máxima eficiencia como turbina es mayor que el entregado como bomba en su punto de máxima eficiencia.

- La carga hidráulica requerida es mucho mayor como turbina que la entregada como bomba.

- La eficiencia máxima como turbina no es mucho menor que la eficiencia máxima como bomba. Más bien parece ser muy cercana.

- La potencia hidráulica requerida para la turbina es mucho mayor a la entregada por la bomba.

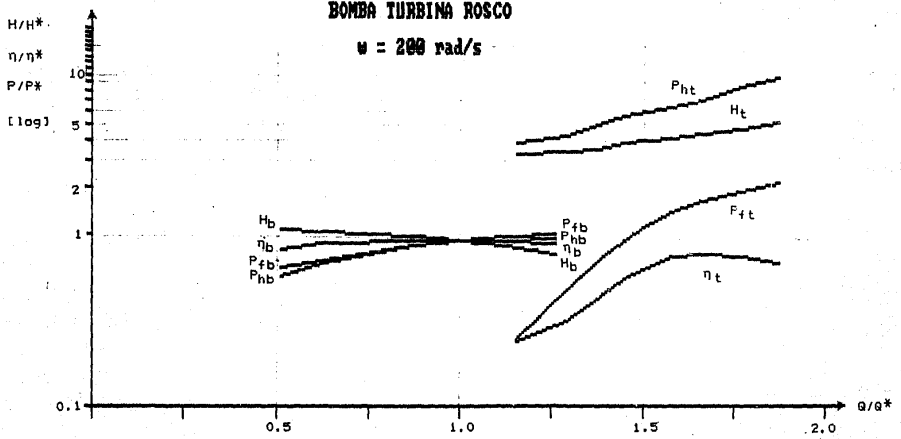
- La potencia al freno entregada por la turbina es mayor que la requerida por la bomba (a excepción de la bomba-turbina Rosco modificada, la cual a pesar de tener una potencia al freno inferior en el punto de mayor eficiencia alcanzado en el laboratorio, su curva tiene una tendencia ascendente).

- En el caso de la bomba-turbina Rosco, la eficiencia se conserva cercana a la óptima en un rango de gastos relativamente grande.

- La relación entre velocidades específicas resultó ser parecida

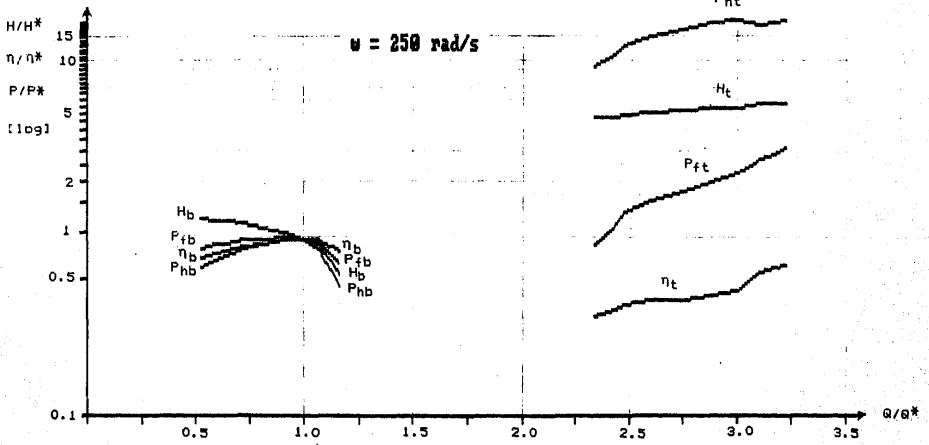
BOMBA TURBINA ROSCO

$\omega = 200 \text{ rad/s}$



Gráfica 4.13

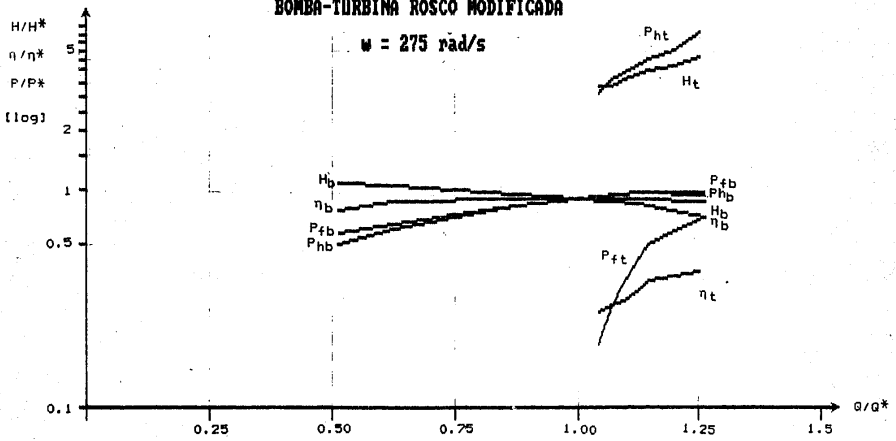
BOMBA-TURBINA CORONA



Gráfica 4.14

BOMBA-TURBINA ROSCO MODIFICADA

$\omega = 275 \text{ rad/s}$



Gráfica 4.15

Tabla 4.7

Comparación de los parámetros de funcionamiento de las tres bombas-turbina referidas al punto de eficiencia máxima

Bomba-turbina	Q/Q^*	H/H^*	η/η^*	P_h/P_h^*	P_f/P_f^*	n_{sb}	n_{st}	n_{sb}/n_{st}
Rosco	1.3	4.2	0.8	6.5	1.5	2.00	71.36	0.028
Corona	>3.2	>5.9	>5.9	>17.4	>3.3	1.95	61.45	0.031
Rosco modif.	>1.3	>4.8	>4.8	>6.3	>0.8	2.00	43.06	0.046

para la bomba-turbina Rosco y Corona, sin embargo, es muy aventurado emitir algún juicio al respecto debido a que contamos con muy poca información.

Hipotesis de funcionamiento hidraulico de las bombas-turbinas

El funcionamiento hidráulico de la bomba turbina, pensamos que puede ser de la siguiente manera, sin embargo este análisis debe tomarse como simple hipótesis:

El chorro de agua que entra en la bomba-turbina choca contra el Alabe del impulsor de manera semejante a como sería el choque contra una placa plana (fig. 4.1). Partiendo de la ecuación de impulso y cantidad de movimiento:

$$F = (T Q / g) u (u - v)$$

para que la fuerza y por ende la potencia sean máximas, la derivada debe ser cero:

$$dF/du = (T Q / g) (v - 2u) = 0$$

por tanto:

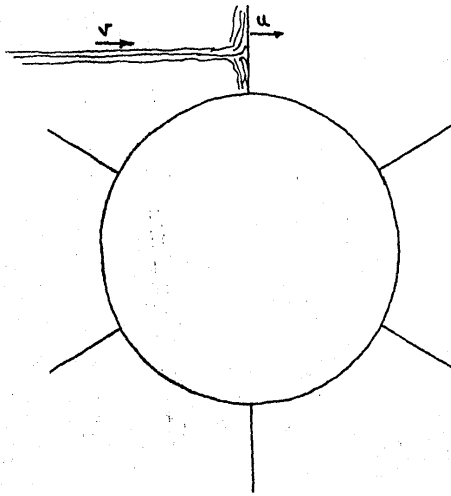
$$u = v/2$$

la potencia teórica máxima es:

$$P = (T Q / g) (v^2/2 - v^2/4) = 0.5 T Q v^2/2g$$

Por tanto la eficiencia teórica es de 0.5, si el choque contra el Alabe es de la forma antes supuesta. Su funcionamiento debe ser semejante a la turbina Pelton de un chiflón y su velocidad específica debe ser un poco mayor a la de este tipo de turbina, lo cual resulta cierto para la bomba-turbina Rosco.

Figura 4.1



CHOQUE DE UN CHORRO CONTRA UNA PLACA PLANA

En esta prueba se llegó a determinar el punto de eficiencia óptima de la bomba-turbina. La velocidad específica fue:

$$n_s = 71.36 \text{ kg}^{1/2} / (\text{m}^{5/2} \text{ s}^{1/4})$$

La velocidad específica de la bomba-turbina, efectivamente, la clasifica dentro de los límites superiores de la turbina Pelton de un chifón (ver tabla 4.8)

Tabla 4.8

Clasificación de las turbinas de acuerdo a su velocidad específica

n_s [Sistema métrico]	n_s [Sistema internacional]	tipo de turbina
4 - 35	10 - 100	Pelton de un chiflón
17 - 50	215 - 630	Pelton de 2 chiflones
24 - 70	305 - 885	Pelton de 4 chiflones
80 - 450	1010 - 5690	Francis
300 - 1200	3800 - 15180	Hélice y Kaplan

CONCLUSIONES

La principal conclusión a la que pudimos llegar es que las bombas centrífugas, sin ninguna modificación en su diseño original, pueden funcionar eficientemente como turbinas hidráulicas, casi con la misma eficiencia que funcionando como bombas.

Debido esto, tienen gran potencialidad de aplicación en pequeños aprovechamientos hidroeléctricos o hidromecánicos, fundamentalmente en el medio rural. Además de la ventaja de ser fácilmente adquiribles en el mercado a bajo costo. No necesitan de instalaciones costosas y se pueden instalar y operar por personal no especializado.

En el caso de la bomba-turbina en la que pudimos determinar mejor su comportamiento, la eficiencia óptima encontrada fue del 45%, la cual es bastante alta para una turbina de dimensiones tan pequeñas. Dicha eficiencia resultó ser 0.8 veces la eficiencia máxima de la bomba. En el caso de la otra bomba-turbina, a pesar de que no logramos llegar al punto de eficiencia óptima, la relación máxima encontrada fue de 0.72; en el punto de eficiencia óptima esta relación entre las eficiencias de la turbina y de la bomba aumentaría.

Desgraciadamente no pudimos llegar a ninguna otra generalización en las relaciones entre el funcionamiento como bomba y como turbina ya que sólo encontramos la eficiencia óptima en una de las tres pruebas realizadas. Es arriesgado dar recomendaciones sobre el tipo de bomba que debe utilizarse en un problema específico de aprovechamiento hidráulico en base a los resultados obtenidos, sin embargo, pueden darnos una idea aproximada. Para llegar a una generalización, que nos sirva de base para seleccionar el tipo de bomba adecuado a un

aprovechamiento hidráulico concreto, es necesario realizar más investigaciones teóricas y experimentales sobre este tema.

Por otro lado nosotros partimos del supuesto de que podríamos aumentar la eficiencia de la bomba-turbina efectuando algunas modificaciones en el diseño original para hacerla girar en sentido inverso, a manera de turbina Francis. Lamentablemente las bombas-turbina, al parecer, no conocen "el comportamiento de las turbinas Francis" y no se inmutaron ante nuestro optimismo y buenas intenciones. Sin embargo, algo aprendimos de ello, y es que una investigación científica no sólo requiere de optimismo, sino que es necesario un estudio teórico previo a una propuesta de modificación en el diseño original de la bomba.

En base a la experiencia obtenida en el desarrollo de esta investigación, pensamos que es necesario definir una cierta metodología de trabajo que evite caer en nuestros mismos errores y limitaciones. Por ello sugerimos a futuros investigadores considerar los siguientes puntos:

1. Contar con la toda la infraestructura necesaria para realizar las pruebas de laboratorio. Específicamente, en nuestro caso, el haber tenido un buen diseño de freno hubiera simplificado las mediciones y aumentado su precisión.

2. De preferencia tener las instalaciones para probar las bombas funcionando como tales. En el caso de que no sea posible, es fundamental adquirir bombas que cuenten con curvas características realizadas por el fabricante, que sean confiables y que contengan la mayor información posible.

3. Realizar pruebas a diferentes tipos de bombas para llegar a

conclusiones más generales. Con esto nos referimos a probar bombas con diferente velocidad específica, diversos tipos y tamaños de impulsor y distintos diseños de voluta.

4. Investigar el funcionamiento hidráulico de las bombas turbina. Esto es necesario que se realice tanto a nivel teórico como experimental para poder entender dicho funcionamiento lo más ampliamente posible y a partir de esto mejorar el diseño original. En particular se podría adaptar a la bomba-turbina una especie de ventana -de vidrio o acrílico- en la voluta-carcasa que permita apreciar el flujo de agua dentro del impulsor-rodete.

SIMBOLOGIA

Simbolos

A = Área
D = diámetro
e = espesor del impulsor
g = aceleración de la gravedad
h = carga sobre el vertedor
H = carga hidráulica
l = longitud del brazo del freno
n = número de revoluciones por
 minuto
 n_s = velocidad específica
p = presión
P = potencia
Q = gasto
u = velocidad tangencial de los
 Álabes
v = velocidad del agua
W = peso
 θ_2 = ángulo del álabes a la salida
 τ = peso específico del agua
 η = eficiencia
 θ = ángulo del vertedor triangular
 μ = coeficiente de gasto (UCCh)
 Π = relación entre el perímetro y el diámetro de una circunferencia
 ω = velocidad angular

Indices

b = bomba
bas = báscula
c = conducción
ext = exterior
f = al freno
h = hidráulica
Hg = piezómetro de mercurio
int = interior
lim = limnómetro
m = modelo
man = manómetro
p = prototipo
u = unitario
t = turbina
o = tara
* = en el punto de eficiencia
 máxima

BIBLIOGRAFIA

- * Baena, Guillermina, Instrumentos de investigación, 1980, 2a. edición, México, Editores Mexicanos Unidos
- * Butler, George, How to build and operate your own small hydroelectric plant, 1982, 1a. edición, EUA, Ed. Tab Books Inc.
- * Espinoza, Pablo, Alternativas tecnológicas, folleto 11, Chile, CETAL
- * Karasik, Igor y Carter, Roy, Centrifugal pumps, EUA, Mc. Graw - Hill
- * Linsley, Ray y Francini, Joseph, Ingeniería de los recursos hidráulicos, 1984, 1a. edición en español, México, Ed. CECSA
- * Nataix, Claudio, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 1983, 2a. edición, México, Ed. Haria
- * Polo, Manuel, Turbomáquinas hidráulicas, 1983, 3a. edición, México, Ed. LIMUSA
- * Streeter, Victor y Wylie, Benjamin, Mecánica de los fluidos, 1985, 2a. edición, México, Ed. Mc. Graw - Hill
- * Urquía, Sebastián y Juan Ignacio, Energía hidráulica y eólica práctica, 1983, España, Coedición Hnos. Urquía-PAMIELA
- * Worthington, Jacuzzi y Fairbanks-Morse, Manuales de curvas características de diferentes tipos y modelos de bombas.