

29  
173



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**REVISION DE LAS PRACTICAS  
"TURBINA PELTON" Y "BOMBA DE FLUJO  
MIXTO" DEL LABORATORIO DE HIDRAULICA**

**RICARDO SOLORIO MURILLO**

**TESIS PROFESIONAL**

**TESIS CON  
FALTA DE ORIGEN**

**MEXICO, D. F.**

**1989**



## **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

<b>I. INTRODUCCION</b>	<b>1</b>
<b>II. GENERALIDADES SOBRE TURBOMAQUINARIA</b>	
<i>II.1. Las máquinas y las turbomáquinas hidráulicas</i>	<b>9</b>
<i>II.2. Clasificación de la turbomaquinaria hidráulica</i>	<b>12</b>
<i>II.3. La ecuación dinámica (ecuación de Euler)</i>	<b>18</b>
<i>II.4. Curvas características</i>	<b>24</b>
<i>II.5. Velocidad específica</i>	<b>33</b>
<i>II.6. Experimentación con turbomaquinaria</i>	<b>38</b>
<b>III. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</b>	
<i>III.1. Practica turbina Pelton</i>	<b>53</b>
<i>III.2. Practica bomba de flujo mixto</i>	<b>57</b>
<i>III.3. Utilidad de las prácticas</i>	<b>63</b>
<b>IV. PRUEBAS CON EL MODELO DE TURBINA PELTON</b>	
<i>IV.1. Localización del modelo</i>	<b>65</b>
<i>IV.2. Descripción</i>	<b>65</b>
<i>IV.3. Pruebas realizadas</i>	<b>68</b>
<i>IV.4. Conclusiones y recomendaciones</i>	<b>110</b>

V. PRUEBAS CON LA BOMBA DE FLUJO MIXTO	
V.1. Localización	115
V.2. Descripción de la máquina y su instalación	115
V.3. Pruebas realizadas	117
V.5. Conclusiones y recomendaciones	148
VI. PROPUESTA PARA LAS PRACTICAS DE LABORATORIO	
VI.1. Elementos para el mejoramiento de las prácticas	153
VI.2. Práctica <i>Turbinas</i>	154
VI.3. Práctica <i>Bombas</i>	161
VII. CONCLUSIONES GENERALES	171
APENDICE A. INSTRUCTIVOS DE LAS PRACTICAS	181
A.1. Turbina Pelton	183
A.2. Bomba de flujo mixto	187
A.3. Turbinas	191
A.4. Bombas	201
APENDICE B. PLANOS	215
B.1. Ciudad Universitaria.	217
B.2. Laboratorio de Hidraulica de la FI.	218
B.3. Zona interior del laboratorio.	219
B.4. Modelo de turbina <i>Pelton</i> .	220
B.5. Bomba de flujo mixto.	221
REFERENCIAS	223

# CAPITULO I

## INTRODUCCION

### *¿Por qué sobre las prácticas de turbomaquinaria hidráulica?*

En octubre de 1985 inicié mi servicio social en el Laboratorio de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería. La parte esencial del servicio consistía en impartir a los alumnos del área de Hidráulica las prácticas del laboratorio. A fin de capacitarnos en el ejercicio de esa tarea, los docentes nos impartieron todas las prácticas preparadas para el semestre que estaba por iniciar.

De tales prácticas, sólo me interesé por dos: turbina *Pelton* y bomba de flujo radial. Curiosamente, eran las prácticas para las cuales tenía menos antecedentes, pues estaba por cursar *Hidráulica III*, asignatura en la que se contempla el estudio de la turbomaquinaria hidráulica.

Sin embargo, esas dos practicas bastaron para que surgiera en mí un genuino interés por profundizar en el estudio de las máquinas hidráulicas. Tal interés fue el impulso inicial para emprender el desarrollo del presente trabajo.

Tres razones adicionales me llevaron a decidir ocuparme de la turbomaquinaria del laboratorio para la elaboración de mi tesis profesional: en primer lugar, una serie de anomalías que exhibían los resultados de las dos prácticas; en segundo, el abandono de que eran

objeto estas máquinas. junto con otras; por último. el escaso aprovechamiento que. desde mi punto de vista. obtenían los alumnos al realizar las prácticas.

### *Anomalías en las prácticas*

Como parte central del reporte de las dos prácticas, se pedía la obtención de las curvas características y de isoeficiencia de las máquinas.

Cuando hube concluido el trazo de mis curvas, descubrí que tenían serias desviaciones respecto a las que nos habían dibujado en el pizarrón durante la explicación.

Para la bomba. además de que las curvas  $Q-H_p$  resultaban algo deformes. las de isoeficiencia no cerraban por la parte superior. En el caso de la turbina las anomalías eran más graves: las curvas  $N-P_f$  se cruzaban unas con otras. violentamente, en tanto que las de isoeficiencia tampoco cerraban.

Revisé cuidadosamente mis cálculos pero no encontré ningún error. Consulté con algunos docentes y obtuve una respuesta francamente decepcionante: "estás bien, lo que pasa es que así dan". Pensé que me tomaban el pelo.

Ya avanzado ese semestre. cuando veía en clase lo relacionado con la obtención experimental de las curvas características. comenté con mi profesor de Hidráulica III. M.I. Roberto Rincón. los resultados que había obtenido en mis prácticas. El se limitó a explicar las anomalías en términos del maltrato del que habían sido sujetos los instrumentos de medición de las máquinas en los últimos años.

### *Subutilización de la turbomaquinaria hidráulica del laboratorio*

Además de un modelo de turbina Pelton y de una bomba de flujo radial, el laboratorio cuenta con modelos de turbinas Francis y Kaplan, con una bomba de flujo mixto y otra de flujo axial. Es decir, disponemos de seis turbomaquinas hidráulicas y solamente utilizamos dos.

El problema de la subutilización y aun el uso irracional de los recursos del laboratorio no se limita a la turbomaquinaria. En el pasado, la ausencia de la más mínima política de planeación ha permitido que se instalen equipos costosísimos que hoy en día se encuentran totalmente abandonados. Tal es el caso del sistema de tubos montado en la zona interior: son tubos de varios diámetros con una gran longitud que, para sus posibles aplicaciones, resultan de un tamaño verdaderamente exagerado. En el salón de modelos aerodinámicos existe un sistema de aire para observar cualitativamente la socavación en pilas. A los alumnos de hidráulica no les sirve para gran cosa este sistema y a la investigación, aparentemente, tampoco.

### *Sobre el aprovechamiento de las prácticas*

Por lo menos durante los últimos cuatro años, el aporte del Laboratorio de Hidráulica a la formación de los alumnos ha sido de muy poca monta. Esta es una opinión propia que comparten algunos compañeros del personal académico del laboratorio. Ni nosotros, ni las personas que nos precedieron en nuestros puestos, hemos sido capaces, hasta ahora, de brindarles algo que puedan apropiarse realmente para incorporarlo a los conocimientos que van adquiriendo a su paso por la Facultad.

Mi experiencia como alumno, aunada a las opiniones de muchos estudiantes a los que he tratado de servir, corroboran lo anterior. La estructura de las prácticas ha carecido de elementos pedagógicos y de creatividad. Casi siempre, se pide a los alumnos que midan algunas características de un flujo para llevarlas a una fórmula experimental

y comparar el resultado con el de alguna otra fórmula experimental o teórica. En ese proceso, frecuentemente, el alumno se ve imposibilitado para comprender cabalmente el fenómeno que se le presenta.

Otras prácticas inhiben la comprensión de los fenómenos por incluir una secuencia de cálculos muy engorrosa que, a final de cuentas, no conduce al alumno a resultados interesantes.

### **Objetivo inicial de la tesis y primeros pasos**

Por lo anterior, me propuse inicialmente tres objetivos:

1. Explicar las anomalías en los resultados de las prácticas.
2. Buscar la forma de contribuir a rehabilitar las seis turbomáquinas hidráulicas.
3. Proponer prácticas en estas máquinas con un enfoque distinto al prevaliente.

En el laboratorio existía la intención de utilizar algunas de esas máquinas para el diseño de nuevas prácticas, a través de un trabajo de tesis. Entonces, en acuerdo con el M.I. Ariel Friedmann, decidí desarrollar mi tesis profesional sobre la turbomaquinaria hidráulica del laboratorio. Las condiciones para emprender el trabajo se volvieron mucho más favorables cuando, en mayo de 1986, me incorporé al personal académico de la dependencia.

Comenzamos por inspeccionar todas las máquinas y hacer pruebas de sondeo en algunas de ellas.

Para la bomba de flujo mixto descubrí deformidades en las curvas  $Q-H_0$  similares a las de la bomba de flujo radial. El Ing. Friedmann me explicó que tales deformidades eran resultado de los errores de

medición inherentes a toda prueba experimental. Además, me hizo notar una anomalía mucho más interesante: en las dos bombas, la eficiencia obtenida a partir de los datos de las pruebas era muy baja.

Al medir en la bomba de flujo axial, me encontré con un problema del que ya tenía noticia: para velocidades angulares y gastos grandes, el agua descargada desde el tanque de aforo de la máquina sale del canal de retorno que se emplea para desalojar el agua.

En la turbina Pelton, además de los problemas ya comentados, detectamos que la eficiencia resultaba, también, por debajo de lo esperado. La prueba de sondeo en la turbina Kaplan nos permitió detectar fallas en el electrodinamómetro que se utiliza para medir la potencia al freno.

La instalación de la turbina Francis incluye un sistema de generación con un conjunto de bombillas eléctricas, lo cual introducía un elemento adicional por analizar. Para comenzar a estudiarla conseguimos una curva de eficiencia de su generador y una familia de curvas características y de operación calculadas en el Instituto de Ingeniería.

### *Replanteamiento del objetivo*

Los problemas observados en las máquinas planteaban un trabajo difícil de conjuntar en una tesis. Durante 1986, estuvimos realizando distintas pruebas y algunas tareas de mantenimiento, con el auxilio imprescindible de los trabajadores del laboratorio. Instalamos, con asistencia del personal del laboratorio de ingeniería eléctrica, un nuevo arrancador para la bomba de alimentación de la turbina Pelton. Armamos y desarmamos dos veces esta turbina, con el fin de detectar cualquier falla que influyera en su operación.

Al comenzar el año 1987, los avances en el trabajo eran bastante modestos. Varios compañeros del laboratorio me recomendaron reducir el

alcance de la tesis y así lo hice, pues, de otro modo, probablemente seguiría trabajando con alguna máquina.

En mayo de 1987 acordamos limitar el contenido a la revisión completa de las prácticas *turbina Pelton* y *bomba de flujo mixto*. Esta última práctica, idéntica a *bomba de flujo radial*, no se realizaba, por lo menos, desde el semestre en el que yo ingresé al laboratorio para hacer el servicio social. Decidí trabajar con esta bomba porque, durante el sondeo de todas las máquinas, me habían sido proporcionadas varias familias de curvas características del fabricante, entre las cuales se hallaba la de esta máquina. Ello permitiría realizar un estudio más completo. En cuanto a la turbina, fue seleccionada porque era la máquina que, hasta ese momento, conocíamos mejor.

El objetivo de la tesis fue limitado, finalmente, a los siguientes puntos:

1. Explicar las anomalías detectadas en los resultados de las prácticas.
2. Completar el mantenimiento de las dos máquinas.
3. Proponer dos nuevas prácticas, con la intención de mejorar el aporte del laboratorio a la formación de los alumnos en el campo de la turbomaquinaria hidráulica.

### **Contenido**

En el capítulo II, se presentan todos aquellos elementos relacionados con la teoría y la práctica que sirven de base para comprender el funcionamiento de las turbomáquinas hidráulicas: concepto de máquina y máquina hidráulica, clasificación de la turbomaquinaria hidráulica, ecuación dinámica, curvas características, velocidad específica y experimentación con turbomáquinas hidráulicas.

El capítulo *III* contiene el planteamiento de los problemas que se pretendió resolver con este trabajo. En los capítulos *IV* y *V* se presentan las pruebas desarrolladas en la turbina Pelton y en la bomba de flujo mixto, respectivamente. En ambos, además de describir las máquinas, se explican las razones por las que se realizó cada prueba. se muestran los resultados y se puntualizan las conclusiones derivadas de cada una de ellas.

En el capítulo *VI* pueden encontrarse los elementos en los que se basó el diseño de las nuevas prácticas y su descripción. El capítulo *VII* contiene las conclusiones generales del trabajo.

El apéndice *A*, agrupa los instructivos de las prácticas vigentes en el momento de iniciar este trabajo y los de las prácticas propuestas. Por último, en el apéndice *B*, aparecen cinco planos a los que se hace referencia a lo largo de la tesis.

## CAPITULO II

### GENERALIDADES SOBRE TURBOMAQUINARIA

#### II.1. LAS MAQUINAS Y LAS TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS

En términos generales, una máquina puede definirse como un dispositivo para transformar energía. Las máquinas, sin excepción alguna, aprovechan energía de un tipo y entregan energía de otro tipo; o del mismo, pero transformada.

Las máquinas se clasifican en diversos grupos: máquinas simples, máquinas herramientas, máquinas eléctricas, máquinas de fluido y otros.

Una *máquina de fluido*<sup>1</sup> o bien aprovecha la energía de un fluido o bien le suministra energía. Las máquinas de fluido pueden ser de dos tipos: térmicas o hidráulicas. Las *máquinas térmicas* se caracterizan porque a su paso por ellas el fluido de trabajo sufre cambios considerables de densidad. Se las estudia en Termodinámica. En las *máquinas hidráulicas*, la densidad del fluido de trabajo no varía sensiblemente --se trata básicamente de líquidos.

Existen varios criterios para clasificar a las máquinas de fluido, independientemente de la compresibilidad del fluido con el que

---

<sup>1</sup> Mataix, p. 80.

trabajan: por el tipo de movimiento de sus órganos, por la forma de éstos, por el sentido en el que se desarrolla el intercambio de energía<sup>2</sup>, etc. Sin embargo, el criterio más general y racional, es uno que atiende a su principio fundamental de funcionamiento. Según este criterio, las máquinas de fluido pueden agruparse en dos grandes familias: las *máquinas de desplazamiento positivo* y las *turbomáquinas*.

El principio de funcionamiento de las máquinas de desplazamiento positivo<sup>3</sup> se refiere al trabajo mecánico directo ejercido por la máquina sobre el fluido o viceversa, por efecto de la disminución y aumento en el volumen de una cámara, que se traduce en cambios de presión. Estas máquinas pueden tener movimiento alternativo o rotatorio y sus elementos de trabajo son muy diversos: pistones, lóbulos, engranes, etc. Las máquinas de desplazamiento positivo puede ser, evidentemente, térmicas o hidráulicas. Ejemplos de las máquinas térmicas de desplazamiento positivo son el viejo motor de las locomotoras antiguas o el actual de combustión interna de los automóviles. A las máquinas hidráulicas de desplazamiento positivo pertenece el importante subconjunto de las bombas recíprocantes, cuyo órgano de trabajo es un émbolo.

El funcionamiento de las turbomáquinas se basa en la variación de la cantidad de movimiento de las partículas de fluido, producto de la interacción mecánica a la que se las somete al ponerlas en contacto con una o más ruedas en movimiento, provistas de álabes. Las turbomáquinas siempre tienen movimiento rotatorio y, también, pueden ser térmicas o hidráulicas. Entre las turbomáquinas térmicas se encuentran las turbinas de vapor o de gas de las centrales termoeléctricas. De la familia de las turbomáquinas hidráulicas forman parte desde las pequeñas bombas centrífugas utilizadas para elevar el agua en las viviendas hasta los grandes equipos que constituyen los sistemas de bombeo más importantes. Asimismo, pertenecen a esta familia las turbinas hidráulicas instaladas en las centrales

---

<sup>2</sup> Es decir, si la máquina entrega energía al fluido o la toma de él.

<sup>3</sup> Matatz, p. 501

hidroeléctricas del país.

En este trabajo, se trata exclusivamente con turbomáquinas hidráulicas y, por ello, al hacer referencia a ellas se las denominará, simplemente, turbomáquinas.

Las turbomáquinas se clasifican en *motrices* y *generatrices*. Las primeras aprovechan la energía del fluido para transformarla en energía mecánica, las segundas absorben energía mecánica y la ceden al fluido. A las motrices se les denomina comúnmente turbinas y a las generatrices bombas. Al elemento rotatorio de las turbinas se le conoce como *rodete* y al de las bombas como *impulsor*.

Las turbomáquinas son máquinas no reversibles: una turbina operada como bomba puede reducir en forma apreciable su rendimiento. Trabajan en amplios rangos tanto de carga hidráulica como de gasto, con todo tipo de líquidos. Son de estructura sencilla y prácticamente no sufren desgaste durante su vida útil. Por las ventajas anteriores, generalmente se recurre a las turbomáquinas en los proyectos de ingeniería civil que requieren de máquinas hidráulicas.

Los proyectos que involucran turbomaquinaria hidráulica tienen una importancia estratégica en la vida nacional. Los dos tipos más conocidos de estos proyectos, aprovechamientos hidroeléctricos y sistemas de bombeo, así lo confirman. Mediante los primeros se genera aproximadamente el 20% de la energía eléctrica que se consume en el país. Los segundos permiten proveer de agua potable a importantes núcleos de población o eliminar de ellos grandes volúmenes de aguas residuales. Como ejemplos de importantes sistemas de bombeo, considérense los del Sistema Cutzamala y el acueducto Linares-Monterrey.

El ingeniero civil juega un papel destacado dentro de varias etapas de estos proyectos relacionadas directamente con la turbomaquinaria: el cálculo de la potencia aprovechable o requerida, la selección de los equipos, la determinación del número de unidades

necesarias, el dimensionamiento de la casa de máquinas, el análisis de fenómenos transitorios, etc.

Por lo anterior resulta indispensable para la completa formación de los ingenieros civiles estudiar los aspectos más importantes de la estructura, clasificación, selección, montaje y operación de las turbomáquinas hidráulicas.

## II.2. CLASIFICACION DE LA TURBOMAQUINARIA HIDRAULICA

En lo que sigue, se presenta una clasificación más completa de las turbomáquinas hidráulicas.

### TURBINAS HIDRAULICAS

Las turbinas hidráulicas pueden ser de dos tipos: de *impulso tangencial* o de *reacción*. Estas denominaciones no son rigurosamente exactas para caracterizar a los tipos de turbina, pero se han utilizado durante mucho tiempo y generalmente se aceptan.

La turbina de impulso tangencial (Fig. 2.r) aprovecha exclusivamente energía cinética, la cual recibe de uno o varios chorros de agua que se forman a la salida de una o más boquillas colocadas en el extremo aguas abajo de una tubería de presión. Los chorros, libres a la presión atmosférica, se desplazan horizontalmente desde las boquillas hasta incidir sobre la superficie de los canchilones o cazoletas que, junto con un volante central, constituyen el rodete de la turbina. Los canchilones son equidistantes entre sí y se encuentran colocados en la periferia de la rueda. La acción continua de los chorros mantiene a la máquina en movimiento.

El nombre de impulso para esta turbina, se derivó del hecho de que el rodete era accionado, justamente, por el impulso de los

chorros. El término *tangencial* se debe a que el eje de los chorros es tangente a la circunferencia imaginaria que describen los centros de los canchilones cuando la turbina gira. La velocidad del agua en contacto con el rodete sólo tiene componente tangencial.

Esta turbina se conoce más comúnmente como *rueda Pelton*, en honor a la persona a la que se atribuye la concepción actual de los canchilones.

La *rueda Pelton* se usa generalmente con cargas hidráulicas netas<sup>4</sup> altas y valores del gasto relativamente pequeños.

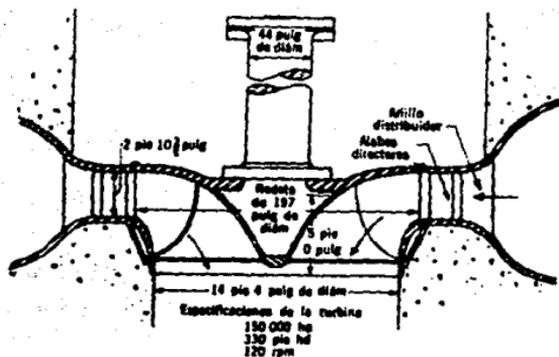
La *turbina de reacción* (Fig. 2.2) consiste en un rodete móvil circular con un cierto número de álabes espaciados entre sí y unidos a la flecha motriz. En la periferia, el rodete lleva una persiana de álabes directrices cuya función es guiar al agua desde la tubería hasta el rodete y transformar energía de presión en energía cinética, por medio de un estrechamiento de las secciones de paso. Todos los espacios entre los álabes fijos y los móviles se llenan simultáneamente de agua a presión. Conforme el líquido escurre a través de la turbina, la velocidad de sus partículas cambia de magnitud y dirección, debido a que el rodete absorbe una fuerza del flujo. Esta fuerza de *reacción* es la que provoca el giro de la máquina y de ella se deriva el nombre de *turbina de reacción*.



Fig. 2.1. Turbina de impulso tangencial.

---

<sup>4</sup>Carga hidráulica neta ( $H_n$ ) es la que se obtiene al restar de la carga bruta (desnivel natural disponible), las pérdidas de carga en la conducción a la turbina.



**Fig. 2.2. Turbina de reacción.**

Sin embargo, fuerzas de igual naturaleza provocan el giro de la turbina de impulso tangencial o rueda Pelton. Así pues, el término es más bien distintivo y no descriptivo.

Al pasar el agua por el rodete, su velocidad y su presión se reducen notablemente<sup>5</sup>. Cuando la flecha de la turbina es vertical se aprovecha la caída de presión en la tubería de desfogue para recuperar el desnivel de instalación. Ello significa que en una turbina de reacción pueden aprovecharse los tres tipos de energía hidráulica.

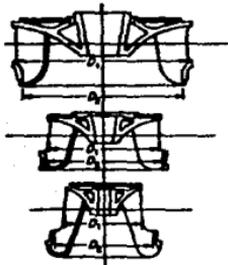
Las turbinas de reacción se clasifican, a su vez, en dos tipos: *Francis* y *hélice*.

La turbina *Francis* es la más antigua de las dos y debe su nombre a James B. Francis quien, en 1849, diseñó la primera turbina de *flujo radial* eficiente. En una turbina con esta clase de flujo, el agua se

<sup>5</sup> La presión, incluso, disminuye por debajo de la atmosférica.

mueve hacia el interior del rodete en un plano perpendicular a la flecha motriz. El rodete Francis original difiere considerablemente del que se usa en la actualidad.

Los rodetes de las turbinas Francis modernas (Fig. 2.3) tienen diversas formas y tamaños que dependen de la energía por aprovechar y de la velocidad angular. En general, el flujo es radial a la entrada, pero cambia progresivamente hasta ser paralelo a la flecha motriz, en la salida. Por esta razón, se dice que la turbina Francis es de *flujo mixto*. En el interior de un rodete Francis, la velocidad de una partícula de agua tiene componentes tangencial, radial y axial.



**Fig. 2.3. Diferentes tipos de rodetes Francis.**

La turbina Francis se utiliza para valores intermedios de la carga neta y el gasto.

La turbina *hélice* posee un rodete móvil similar a la propela de un barco (Fig. 2.4). La velocidad de una partícula de agua en este rodete no tiene componente radial en ningún punto, sólo axial y tangencial. Sin embargo, las velocidades tangenciales a la entrada y a la salida son iguales. Por lo anterior, se dice que la máquina es de *flujo axial*. Existen turbinas hélice cuyos álabes son orientables con el fin de no reducir el rendimiento al modificar el gasto. A las turbinas hélice de álabes orientables se les conoce como turbinas *Kaplan*.

En general, la turbina hélice o la Kaplan se utilizan con cargas bajas y con altos valores del gasto.

La eficiencia promedio de las turbinas *Pelton*, *Francis*, *hélice* y *Kaplan* oscila entre 80 y el 90%. Sin embargo, estos valores están directamente relacionados con el tamaño de la máquina: a menor tamaño la eficiencia de la turbina disminuye.

## BOMBAS

Como ya se dijo antes, las bombas son turbomaquinas generatrices. Absorben energía mecánica de un motor, generalmente eléctrico, aunque puede ser de combustión interna, y la transmiten a un líquido para ponerlo en movimiento.

Las bombas se emplean con toda clase de líquidos --agua, aceites lubricantes, combustibles, ácidos, etc--.

También se utilizan para mover líquidos espesos con sólidos en suspensión --pastas de papel, melazas, fangos, desperdicios, etc--.

Las bombas son todas de reacción. Tienen una estructura similar a las turbinas de este tipo: una rueda, el impulsor, la cual gira conjuntamente con la flecha motriz. El impulsor consta de un cierto número de álabes que transmiten energía cinética y de presión al fluido. En la periferia del impulsor puede existir una corona de álabes directrices, cuya función sería transformar la energía cinética comunicada al flujo en energía de presión, mediante un ensanchamiento de las secciones de paso. Esta corona directriz no existe en todas las bombas porque eleva su costo, aunque, al mismo tiempo, las hace más eficientes.

Las bombas se clasifican en tres tipos, según la estructura del impulsor: *de flujo radial*, *de flujo mixto* y *de flujo axial o hélice*.

En la bomba *de flujo radial* la velocidad no tiene componente axial en ningún punto del impulsor, sólo tiene dos componentes: tangencial y radial. Esta bomba se usa para cargas altas y gastos pequeños.

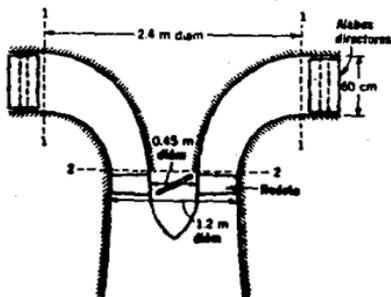
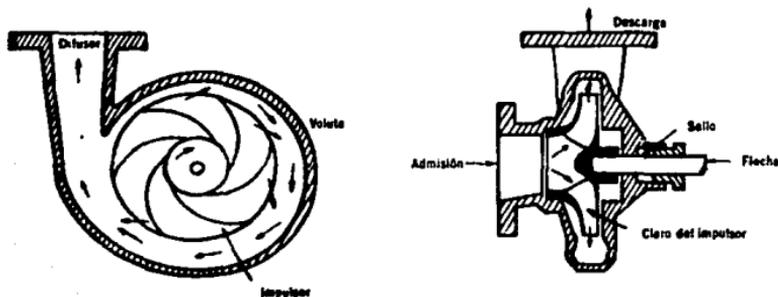


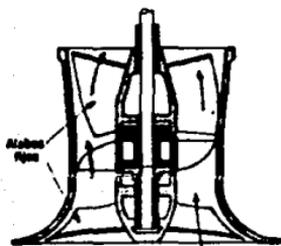
Fig. 2.4. Turbina hélice.

Como en la turbina Francis, en una bomba de flujo mixto la velocidad tiene componentes en tres ejes, tangencial, radial y axial. Se la elige cuando la carga y el gasto tienen valores intermedios.

A las bombas de flujo radial y de flujo mixto se les conoce también como bombas centrífugas (Fig. 2.5).



**Fig. 2.5. Bomba centrífuga típica.**



**Fig. 2.6. Bomba de flujo axial.**

La bomba de flujo axial o hélice (Fig. 2.6), se caracteriza porque la velocidad sólo tiene componentes tangencial y axial, del mismo modo que el tipo de turbina análogo. La bomba de flujo axial se utiliza para valores pequeños de la carga y gastos grandes.

En términos muy generales, la eficiencia de una bomba puede variar desde algo menos de 40 % hasta, cuando mucho, 85 %, dependiendo de su tamaño.

En la tabla 2.1 se muestra un cuadro resumen de la clasificación de las turbomaquinas hidráulicas.

	De impulso tangencial	Pelton
Motrices o turbinas		De flujo mixto (Francis)
	De reacción	De flujo axial (Hélice o Kaplan)
Turbomaquinas Hidráulicas		De flujo radial
	Centrifugas	De flujo mixto
Generatrices o bombas		De flujo axial (Hélice)

**Tabla 2.1. Clasificación de las turbomaquinas hidráulicas.**

### II.3. LA ECUACION DINAMICA (ECUACION DE EULER)

Para cambiar la velocidad de una corriente de fluido, ya sea en magnitud o en dirección, se requiere la aplicación de una fuerza. Cuando un álabe móvil desvía un chorro, se ejerce una fuerza entre ambos y se modifica su cantidad de movimiento. Asimismo, al desplazarse el alabe, se realiza un trabajo.

Las turbomaquinas hacen uso de este principio, uno de los fundamentales de la mecánica y la hidráulica: el de *impulso* y *cantidad de movimiento* (segunda ley de Newton). Las bombas transmiten energía mecánica a los fluidos por medio de un trabajo continuo. Las turbinas absorben sin interrupción energía hidráulica y la convierten en un par motor aplicado sobre la flecha motriz.

La expresión matemática del principio de impulso y cantidad de movimiento aplicado a las turbomáquinas es la ecuación dinámica o ecuación de Euler.

Considérese un flujo de masa  $\dot{m}$ , con velocidad  $V_1$ . Para cambiar esta velocidad por otra  $V_2$  es necesario aplicar una fuerza  $F$ , de manera que, de acuerdo con el principio en cuestión, ocurra un cambio en la cantidad de movimiento del flujo, como sigue:

$$F = \dot{m}(V_2 - V_1)$$

Si el movimiento es angular, entonces lo que debe modificarse es el momento de la cantidad de movimiento del flujo y para ello se requiere la aplicación de un par  $M$ , el cual puede obtenerse como:

$$M = \dot{m}(V_2 - V_1) \times r \quad (2.1);$$

donde  $r$  es el radio de giro medio del flujo.

Para el análisis del funcionamiento de las turbomáquinas, considérese el esquema mostrado en la Fig. 2.7, el cual representa un corte de la sección del impulsor de una bomba. En el esquema se indica un volumen de control limitado por un par de álabes y por las secciones de succión --sección 1, al centro-- y de descarga --sección 2, en la periferia--. El radio de giro en la succión es  $r_1$  y en la descarga  $r_2$ .

La velocidad de una partícula de fluido, ya sea en la succión o en la descarga, tiene dos componentes: una tangencial ( $u$ ), debida a la acción del álabes sobre la partícula y otra llamada

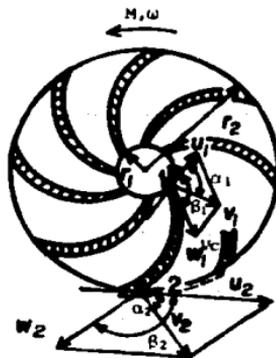


Fig. 2.7 Sección transversal del impulsor de una bomba.

componente de gasto ( $w$ ), la cual representa la velocidad relativa de la partícula con respecto al alabe. Mediante la suma vectorial de ambas componentes se obtiene la velocidad absoluta  $V$  de la partícula.

En la succión y en la descarga del mismo esquema se han construido los paralelogramos de velocidades de una partícula tomando en cuenta las componentes  $u$  y  $w$ . En cualquier sección,  $\alpha$  es el ángulo que forman la velocidad absoluta y la componente tangencial y  $\beta$  el ángulo obtuso formado por la componente de gasto y la dirección tangencial.

El momento de la cantidad de movimiento de una partícula de masa  $dm$  en la succión vale:

$$J_1 = (V_1 \times r_1) dm$$

Considerando las componentes de  $V_1$  en las direcciones tangencial ( $u$ ) y radial ( $r$ ) y por las propiedades del producto vectorial:

$$J_1 = (V_{1u} + V_{1r}) \times r_1 dm \quad (2.2)$$

Para la misma partícula, en la descarga, el momento de la cantidad de movimiento es:

$$J_2 = (V_{2u} + V_{2r}) \times r_2 dm \quad (2.3)$$

Puesto que:

$$\begin{aligned} |(V_{1u} + V_{1r}) \times r_1| &= |V_{1u} \times r_1 + V_{1r} \times r_1| = \\ &= |V_{1u}| |r_1| \sin 90^\circ + |V_{1r}| |r_1| \sin 0^\circ = V_{1u} r_1; \end{aligned}$$

y, por otro lado:  $V_{1u} = V_1 \cos \alpha_1$ ;

(2.2) y (2.3) pueden escribirse en forma escalar como:

$$J_1 = V_1 \cos \alpha_1 r_1 dm \quad (2.4)$$

$$J_2 = V_2 \cos \alpha_2 r_2 dm \quad (2.5)$$

Para que la partícula pase de la succión a la descarga es necesario cambiar el momento de su cantidad de movimiento y ello, a su vez, requiere la aplicación de un par motor externo que produzca un impulso tal que:

$$M dt = J_2 - J_1 \quad (2.6)$$

Sustituyendo (2.4) y (2.5) en la igualdad anterior:

$$M dt = (V_2 \cos \alpha_2 r_2 - V_1 \cos \alpha_1 r_1) dm$$

$$\text{Con } dm = \rho dV \text{ y } \frac{dV}{dt} = Q :$$

$$M = \rho Q (V_2 \cos \alpha_2 r_2 - V_1 \cos \alpha_1 r_1) \quad (2.7)$$

El bombeo de un gasto  $Q$ , equivale al traslado continuo de partículas de la zona de succión a la de descarga, por medio del impulsor. Para que el flujo no se interrumpa es necesario aplicar, también de manera continua, un par de magnitud  $M$  en la flecha motriz. Ello se logra, desde luego, con el motor de la bomba.

La potencia mecánica que absorbe la máquina es:

$$P_f = M \omega \quad (2.8)$$

donde  $\omega$  es la velocidad angular o frecuencia de rotación del impulsor.

Llevando (2.7) a (2.8):

$$P_f = \rho Q \omega (V_2 \cos \alpha_2 r_2 - V_1 \cos \alpha_1 r_1); \text{ ó:}$$

$$P_f = \rho Q (V_2 \cos \alpha_2 \omega r_2 - V_1 \cos \alpha_1 \omega r_1)$$

Pero:

$u_1 = u_2$ ; así:

$$P_f = \rho Q (V_2 \cos \alpha_2 u_2 - V_1 \cos \alpha_1 u_1) \quad (2.9)$$

Por otra parte, la potencia hidráulica del fluido a la salida del impulsor vale:

$$P_h = \gamma Q H_b \quad (2.10)$$

En (2.10)  $H_b$  es la energía por unidad de peso o carga que el la bomba cede al flujo.

La potencia hidráulica se relaciona con la potencia mecánica de la bomba por medio de la eficiencia  $\eta_b$  en la transmisión de energía, de la siguiente manera:

$$\eta_b = \frac{P_f}{P_h};$$

$$P_h = \eta_b P_f \quad (2.11)$$

Sustituyendo (2.9) y (2.10) en (2.11):

$$\gamma Q H_b = \eta_b \rho Q (V_2 \cos \alpha_2 u_2 - V_1 \cos \alpha_1 u_1)$$

$H_b$  es:

$$H_b = \frac{\eta_b}{g} (V_2 \cos \alpha_2 u_2 - V_1 \cos \alpha_1 u_1) \quad (2.12)$$

(2.12) es una forma de la ecuación de Euler de las turbomáquinas para una bomba. Si el diseño del impulsor se hace de tal manera que en la succión el flujo tenga dirección radial, entonces  $\alpha_1 = 90^\circ$  y  $\cos \alpha_1 u_1 = 0$ , con lo cual  $H_b$  toma su valor máximo:

$$H_b = \frac{\eta_b}{g} V_2 \cos \alpha_2 u_2 \quad (2.13)$$

Para una turbina se invierten las secciones de entrada y salida y, por ello, los subíndices en (2.9) también se invierten. Así:

$$P_f = \rho Q (V_1 \cos \alpha_1 u_1 - V_2 \cos \alpha_2 u_2) \quad (2.14)$$

En la igualdad anterior  $P_f$  es la potencia mecánica que aprovecha la turbina. Por otro lado, la potencia hidráulica cedida por el flujo es:

$$P_h = \gamma Q H_n \quad (2.15)$$

$H_n$  es la energía por unidad de peso o carga que el flujo transmite al rodete. La potencia mecánica de la turbina se relaciona con la potencia hidráulica del fluido en movimiento a través de la eficiencia:

$$\eta_t = \frac{P_f}{P_h};$$

$$P_h = \frac{P_f}{\eta_t} \quad (2.16)$$

Con (2.14) y (2.15) en (2.16):

$$H_n = \frac{1}{g \eta_t} (V_1 \cos \alpha_1 u_1 - V_2 \cos \alpha_2 u_2) \quad (2.17)$$

Esta expresión es una forma de la ecuación de Euler de las turbomáquinas para una turbina. Si ahora se supone que en el diseño del rodete se procura que a la salida el flujo tenga dirección radial, entonces  $\alpha_2 = 90^\circ$ ,  $V_2 \cos \alpha_2 = 0$  y el valor de  $H_n$  se hace máximo:

$$H_n = \frac{1}{g \eta_t} V_1 \cos \alpha_1 u_1 \quad (2.18)$$

## II.4. CURVAS CARACTERISTICAS

Las curvas características son familias de curvas que involucran distintas variables hidráulicas, mecánicas y geométricas relacionadas con la selección, diseño y operación de las turbomaquinas.

La expresión matemática de estas curvas se deduce de la Ecuación de Euler. Sin embargo, para obtener las curvas características reales de una máquina es necesario recurrir a pruebas directas de laboratorio sobre un modelo a escala de la bomba o turbina de interés. Lo último supone, desde luego, la aplicación de la teoría de similitud a las turbomaquinas.

En este inciso se presenta el análisis teórico del cual se derivan las curvas características de las turbomaquinas hidráulicas. En los incisos II.5 y II.6 se presentan las relaciones de semejanza de las turbomaquinas y la experimentación con turbomaquinaria, respectivamente.

### **CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS TURBINAS**

Entre las variables fundamentales para el análisis del funcionamiento de las turbinas pueden mencionarse las siguientes: gasto ( $Q$ ), carga hidráulica ( $H_n$ ), velocidad angular ( $N$ ) y potencia mecánica ( $P_f$ ). De acuerdo con lo establecido en el inciso anterior, la ecuación de Euler para una turbina puede escribirse:

$$H_n = \frac{1}{g\eta_t} V_1 \cos\alpha_1 u_1 \quad (2.18)$$

El producto  $V_1 \cos\alpha_1$  es igual a la proyección de la velocidad absoluta a la entrada sobre la dirección tangencial (Fig. 2.8), o sea:

$$V_1 \cos\alpha_1 = V_{1u}$$

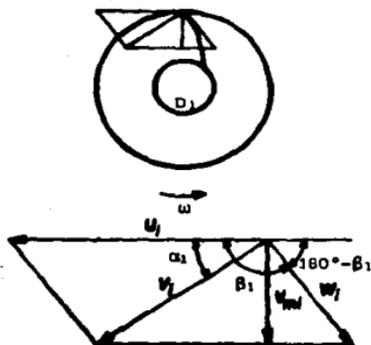


Fig. 2.8. Polígono de velocidades a la entrada de la turbina.

Por otra parte:

$$u_1 = \omega r_1$$

Haciendo:

$$\phi = \frac{\pi N s}{30};$$

$$r_1 = \frac{D_1}{2};$$

$$u_1 = \frac{\pi N}{60} D_1 \quad (2.20)$$

Por otro lado:

$$Q = V_m A_1 \quad (2.21);$$

También:

$$V_{1u} = u_1 - w_1 \cos(180^\circ - \beta_1)$$

Sustituyendo este resultado en (2.18):

$$H_n = \frac{u_1}{g\eta_t} [u_1 - w_1 \cos(180^\circ - \beta_1)]$$

$$H_n = \frac{u_1^2}{g\eta_t} -$$

$$\frac{u_1 w_1}{g\eta_t} \cos(180^\circ - \beta_1) \quad (2.19)$$

\* Se acostumbra denotar con N a la velocidad angular expresada en rpm.

$$V_{m_1} = w_1 \sin(180^\circ - \beta_1) \quad (2.21 a)$$

$$A_1 = \pi D_1 b_1 k_1 \quad (2.21 b)$$

En la última expresión  $b_1$  es el ancho del rodete en la entrada y  $k_1$  un coeficiente de reducción que toma en cuenta el espesor de los álabes.

Sustituyendo (2.21 a) y (2.21 b) en (2.21):

$$Q = w_1 \sin(180^\circ - \beta_1) \pi D_1 b_1 k_1$$

Despejando  $w_1$ :

$$w_1 = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 k_1 \sin(180^\circ - \beta_1)} \quad (2.22)$$

Llevando (2.20) y (2.22) a (2.19) resulta:

$$H_n = \frac{\pi^2 N^2 D_1^2}{3600 g \eta_t} - \frac{\pi N D_1}{600 g \eta_t} \frac{Q}{\pi D_1 b_1 k_1} \cot(180^\circ - \beta_1) \quad (2.23)$$

Ahora bien, la potencia mecánica que una turbina es capaz de generar puede expresarse como:

$$P_f = \gamma Q H_n \eta_t \quad (2.24)$$

Sustituyendo (2.23) en (2.24):

$$P_f = \gamma Q \eta_t \left[ \frac{\pi^2 N^2 D_1^2}{3600 g \eta_t} - \frac{\pi N D_1}{600 g \eta_t} \frac{Q}{\pi D_1 b_1 k_1} \cot(180^\circ - \beta_1) \right]$$

$v_{m_1}$  se conoce como "velocidad meridiana". Es la velocidad media en la dirección radial, a la entrada de la turbina.

$$P_f = \frac{\gamma}{g} \frac{\pi^2 D_1^2}{3600} Q N^2 - \frac{\gamma}{g} \frac{\cot(180^\circ - \beta_1)}{60 b_1 k_1} Q^2 N \quad (2.25)$$

Haciendo:

$$K_1 = \frac{\gamma}{g} \frac{\pi^2 D_1^2}{3600};$$

$$K_2 = \frac{\gamma}{g} \frac{\cot(180^\circ - \beta_1)}{60 b_1 k_1}; \quad (2.25) \text{ puede escribirse:}$$

$$P_f = (K_1 Q) N^2 - (K_2 Q^2) N \quad (2.26)$$

(2.26) representa una familia de parábolas con  $N$  como variable independiente,  $P_f$  como variable dependiente y  $Q$  como parámetro. Las constantes  $K_1$  y  $K_2$  dependen exclusivamente de la densidad del líquido de trabajo --casi siempre agua-- y de la geometría del rodete.

En el plano  $N-P_f$ , las curvas (2.26) tienen la apariencia mostrada en la Fig. 2.9.

En esta figura puede apreciarse que, para distintos valores del gasto, denotados genéricamente como  $Q_i$ , existe una curva característica cuya expresión matemática es:

$$P_f = (K_1 Q_i) N^2 - (K_2 Q_i^2) N \quad (2.27)$$

La figura nuestra, por otro lado, que existe un valor máximo de la velocidad angular  $N_i^*$  conocido como *velocidad de desboque*, para el cual es nula la potencia mecánica generada.

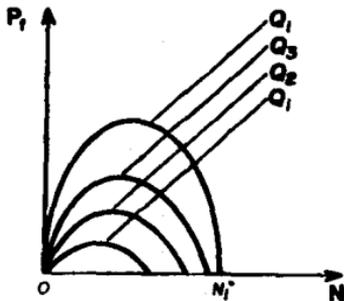


Fig. 2.9. Curvas características teóricas de una turbina.

Este valor puede obtenerse haciendo  $P_1 = 0$  en la ecuación (2.27):

$$(K_1 Q_1) N^2 - (K_2 Q_1^2) N = 0$$

Factorizando  $N$ :

$$[(K_1 Q_1) N - (K_2 Q_1^2)] N = 0$$

La ecuación anterior tiene dos soluciones posibles. Una de ellas es  $N=0$ , lo cual puede comprobarse en la Fig. 2.9. La otra solución puede obtenerse dividiendo entre  $N$  la última expresión, como sigue:

$$(K_1 Q_1) N - K_2 Q_1^2 = 0;$$

$$N = \frac{K_2 Q_1}{K_1}$$

Sustituyendo las expresiones de  $K_1$  y  $K_2$  se obtiene:

$$N = \frac{\frac{\gamma}{g} \frac{\cot(180^\circ - \beta_1) Q_1}{60 b_1 k_1}}{\frac{\gamma}{g} \frac{\pi^2 D_1^2}{3600}}$$

$$N = \frac{3600 \cot(180^\circ - \beta_1) Q_1}{60 \pi^2 D_1^2 b_1 k_1}$$

$$N = \frac{60 \cot(180^\circ - \beta_1) Q_1}{\pi^2 D_1^2 b_1 k_1} \quad (2.28)$$

Una limitación muy importante de la ec. (2.26) y de la Fig. 2.9 es que en ellas no interviene de manera explícita la eficiencia, parámetro esencial en el análisis de la operación de las turbinas. Para superar esta deficiencia es necesario recurrir a la experimentación.

## CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS

En el análisis de la operación de las bombas resultan fundamentales, entre otras, las siguientes variables: gasto ( $Q$ ), carga hidráulica ( $H_b$ ), velocidad angular ( $N$ ) y diámetro del impulsor ( $D_2$ ). Para las bombas, la ecuación de Euler se expresa:

$$H_b = \frac{\eta_b}{g} V_2 \cos \alpha_2 u_2 \quad (2.13)$$

De acuerdo con la Fig. 2.10 e igual que en el caso de las turbinas, el producto  $V_2 \cos \alpha_2$  representa la proyección de la velocidad absoluta a la salida sobre la dirección tangencial, es decir:

$$V_2 \cos \alpha_2 = V_{2u}$$

$$V_{2u} = u_2 - w_2 \cos(180^\circ - \beta_2) \quad (2.19)$$

Llevando  $V_{2u}$  a (2.13):

$$H_b = \frac{\eta_b}{g} [u_2 - w_2 \cos(180^\circ - \beta_2)] u_2;$$

$$H_b = \frac{\eta_b u_2^2}{g} - \frac{\eta_b u_2 w_2}{g} \cos(180^\circ - \beta_2) \quad (2.20)$$

Como en las turbinas:

$$u_2 = \omega r_2$$

Si:

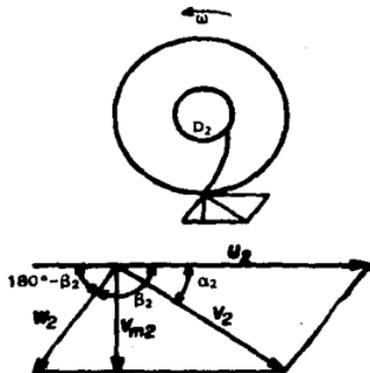


Fig. 2.10. Polígono de velocidades a la salida de la bomba.

$$\omega = \frac{\pi N}{30} \quad \text{y} \quad r_2 = \frac{D_2}{2} :$$

$$u_2 = \frac{\pi N}{60} D_2 \quad (2.31)$$

Por otra parte:

$$Q = V_{m_2} A_2 \quad (2.32)$$

$$V_{m_2} = w_2 \operatorname{sen}(180^\circ - \beta_2)^{\circ} \quad (2.32 a)$$

$$A_2 = \pi D_2 b_2 k_2 \quad (2.32 b)$$

$b_2$  es el ancho del impulsor a la salida y  $k_2$  es otro coeficiente de reducción debido al espesor de los álabes.

Con (2.32 a) y (2.32 b) en (2.32):

$$Q = w_2 \operatorname{sen}(180^\circ - \beta_2) \pi D_2 b_2 k_2$$

$w_2$  es:

$$w_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 k_2 \operatorname{sen}(180^\circ - \beta_2)} \quad (2.33)$$

Tomando en cuenta (2.31) y (2.33) en (2.30):

$$H_b = \frac{\pi^2 N^2 D_2^2 \eta_b}{3600g} - \frac{\pi N D_2}{60} \frac{Q}{\pi D_2 b_2 k_2} \cot(180^\circ - \beta_2) \frac{\eta_b}{g} \quad (2.34)$$

Haciendo  $b_2 = cD_2$  y reacomodando:

$v_{m_2}$ , de nuevo "velocidad meridiana", es ahora la velocidad media en la dirección radial, a la salida de la bomba.

$$H_b = \frac{\pi^2 N^2 D_2^2 \eta_b}{3600g} - \frac{N \eta_b}{80gc D_2 k_2} \cot(180^\circ - \beta_2) Q \quad (2.35)^p$$

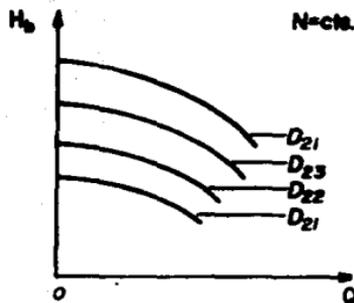
Considerese  $\eta_b = \text{cte.}$  y  $N = \text{cte.}$  Con:

$$L_1 = \frac{\pi^2 N^2 \eta_b}{3600g};$$

$$L_2 = \frac{N \eta_b \cot(180^\circ - \beta_2)}{80gc k_2};$$

(2.35) queda:

$$H_b = L_1 D_2^2 - \frac{L_2}{D_2} Q \quad (2.36)$$



**Fig. 2.11. Curvas características teóricas de una bomba para  $N$  constante.**

(2.36) es la expresión de un tipo de curvas características de las bombas, en las que  $Q$  es la variable independiente,  $H_b$  la variable dependiente y  $D_2$  un parámetro. Estas curvas serían líneas rectas con ordenada al origen  $L_1 D_2^2$  y pendiente negativa  $L_2/D_2$  si no fuera porque, en realidad, la eficiencia  $\eta_b$  no es constante. Por esta razón la ecuación (2.36) representa en verdad, de manera aproximada, a una familia de parábolas cúbicas, la cual se muestra en la Fig. 2.11.

En esta figura puede observarse que, para diferentes valores  $D_{2i}$

dentro de esta expresión debe considerarse  $\beta_2 < 90^\circ$ , lo cual se corresponde con la práctica usual --generalmente  $\beta_2 = 22.5^\circ$ . Ello asegura que se mantenga el signo negativo en el segundo término del miembro derecho de esta ecuación.

del diámetro del impulsor, existen diferentes curvas características que se expresan genéricamente como:

$$H_b = L_1 D_{21}^2 - \frac{L_2}{D_{21}} Q \quad (2.37)$$

Considérese de nuevo  $\eta_b = \text{cte.}$  en la ec. (2.35), pero ahora  $D_2 = \text{cte.}$  Considérese además:

$$L_1 = \frac{\pi^2 D_2^2 \eta_b}{3800g};$$

$$L_2 = \frac{\eta_b \cot(180^\circ - \beta_2)}{60g c D_2 k_2};$$

Así, (2.35) también puede escribirse:

$$H_b = L_1' N^2 - L_2' N Q \quad (2.38)$$

La ecuación (2.38) representa otro tipo de curvas características de las bombas. Estas curvas difieren de las obtenidas previamente por tener como parámetro a la velocidad angular  $N$  y no al diámetro del impulsor  $D_2$  que en este caso es constante. Si en la práctica  $\eta_b$  no cambiara con el gasto y la carga de la bomba, (2.38) representaría una familia de líneas rectas cuya ordenada al origen sería  $L_1' N^2$  y su pendiente  $-L_2' N$ . Sin embargo, como  $\eta_b$  es función de  $Q$  y  $H_b$ , (2.38) corresponde aproximadamente también a una familia de parábolas cúbicas, la cual se representa en la Fig. 2.12.

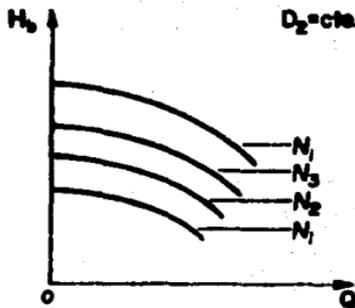


Fig. 2.12. Curvas características teóricas de una bomba para  $D_2$  constante.

Aquí puede apreciarse que a cada valor  $N_1$  de la velocidad angular está asociada una curva característica cuya expresión genérica es:

$$H_b = L_1' N_1^2 - L_2' N_1 Q \quad (2.39)$$

Las ecuaciones generales de las curvas características de las bombas --(2.36) y (2.38)-- y su representación gráfica --Figs. 2.11 y 2.12-- , presentan también limitaciones relacionadas con la eficiencia. En efecto, en ellas tampoco fue posible establecer de manera explícita la ley de variación de la eficiencia con las otras variables. Ello, como se muestra más adelante, sólo puede lograrse por medio de la experimentación.

## 11.5. VELOCIDAD ESPECIFICA

La velocidad específica ( $N_s$ ) es una cantidad que permite agrupar a todos los elementos de un conjunto de turbomáquinas similares. Se dice que una turbomáquina es similar a otra cuando entre ellas se cumplen la leyes de similitud en tres aspectos: el geométrico el cinemático y el dinámico. La velocidad específica se deduce de las relaciones de semejanza de las turbomáquinas, que se obtienen empleando análisis dimensional. Tales relaciones son las siguientes:

$$\frac{Q_s}{N_s D_s^3} = 1 \quad (2.40)^{10}$$

$$\frac{H_s g_s}{N_s^2 D_s^2} = 1 \quad (2.41)$$

---

<sup>10</sup> El subíndice  $s$  para todas las variables significa que se trata de escalas.  $Q_s$  es la ESCALA DE GASTOS,  $N_s$  la ESCALA DE VELOCIDADES ANGULARES, etc.

A partir de estas relaciones puede deducirse una tercera, utilizando el concepto de potencia al freno:

$$P_{f \bullet} = \eta_{\bullet} \gamma_{\bullet} Q_{\bullet} H_{\bullet} \quad (2.42)$$

De (2.40) y (2.41):

$$Q_{\bullet} = N_{\bullet} D_{\bullet}^3;$$

$$H_{\bullet} = \frac{N_{\bullet}^2 D_{\bullet}^2}{g_{\bullet}};$$

En (2.42):

$$P_{f \bullet} = \frac{\eta_{\bullet} \gamma_{\bullet} N_{\bullet}^3 D_{\bullet}^5}{g_{\bullet}} = \eta_{\bullet} \rho_{\bullet} N_{\bullet}^3 D_{\bullet}^5;$$

Finalmente:

$$\frac{P_{f \bullet}}{\eta_{\bullet} \rho_{\bullet} N_{\bullet}^3 D_{\bullet}^5} = 1 \quad (2.43)$$

Para obtener la velocidad específica se manipulan las relaciones anteriores de acuerdo con las variables fundamentales de cada tipo de máquina --turbina ó bomba.

En el caso de las turbinas, entre tales variables se encuentran la velocidad angular ( $N$ ), la carga hidráulica neta aprovechable ( $H_n$ ) y la potencia mecánica generada ( $P_f$ ). Para el cálculo de  $N_n$  se emplean los valores de diseño de estas variables.

Ahora bien, de la ecuación (2.43):

$$\frac{N_{\bullet}^2 D_{\bullet}^2}{H_{\bullet} g_{\bullet}} = 1$$

Aceptando  $g_0 = 1$  y elevando ambos miembros a la potencia  $5/2$ :

$$\frac{N_0^5 D_0^5}{H_0^{5/2}} = 1 \quad (2.44)$$

De (2.43), con  $\eta_0 = \rho_0 = 1$ :

$$\frac{N_1^3 D_1^3}{P_1} = 1 \quad (2.45)$$

Dividiendo (2.44) entre (2.45):

$$\frac{\frac{N_0^5 D_0^5}{H_0^{5/2}}}{\frac{N_1^3 D_1^3}{P_1}} = 1;$$

$$\frac{N_0^2 P_1}{H_0^{5/2}} = 1$$

Elevando ambos miembros a la potencia  $1/2$ :

$$\frac{N_0 \sqrt{P_1}}{H_0^{5/4}} = 1$$

En general, para una familia de turbinas similares:

$$\frac{N \sqrt{P_1}}{H^{5/4}} = \text{cte.}$$

La constante de la ecuación anterior es la *velocidad específica* para turbinas. Así:

$$N_s = \frac{N \sqrt{P_t}}{H^{5/4}} \quad (2.46)$$

En la práctica se acostumbra usar las siguientes unidades para el cálculo de  $N_s$  en turbinas:

$$(N) = \text{rpm}$$

$$(P_t) = \text{CV}$$

$$(H_n) = \text{m}$$

Para el análisis de las bombas, dentro de las variables fundamentales se consideran la velocidad angular ( $N$ ), el gasto ( $Q$ ) y la carga hidráulica de bombeo ( $H_b$ ). En el cálculo de  $N_s$  se utilizan, como en turbinas, los valores de diseño de estas variables:

Elevando a la potencia  $3/2$  los dos miembros de la ecuación (2.41) y considerando  $g_s = 1$ :

$$\frac{H_s^{3/2}}{N_s^3 D_s^3} = 1 \quad (2.47)$$

Al dividir la ecuación (2.40) entre (2.47) se obtiene:

$$\frac{\frac{Q_s}{N_s D_s^3}}{\frac{H_s^{3/2}}{N_s^3 D_s^3}} = 1;$$

$$\frac{N_s^2 Q_s}{H_s^{3/2}} = 1$$

Elevando a la potencia  $r/2$ :

$$\frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 1$$

Para una familia de bombas similares:

$$\frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \text{cte.}$$

En este caso, la constante representa la velocidad específica en bombas. De esta manera:

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.48)$$

En el caso de las bombas, para efectos prácticos, se acostumbra usar las siguientes unidades en el cálculo de  $N_s$ :

(ND) = rpm

(CQ) = gpm (galones por minuto)

(CH) = ft

Las unidades de  $N$ ,  $Q$ ,  $P_f$  y  $H$  que se utilizan en las ecuaciones (2.61) y (2.63) fueron instituidas por los fabricantes de turbomaquinas; europeos los de turbinas, estadounidenses los de bombas; de ahí su singularidad.

Como la velocidad específica es constante para una familia de turbomaquinas similares resulta muy útil para efectos de calificación y selección de maquinas.

De acuerdo con  $N_s$ , las turbomaquinas hidráulicas se clasifican como se muestra en la tabla 2.2.

Turbo- máquinas hidrau- licas.	Motrices ó turbinas	De impulso tangencial	rueda Pelton;	$10 < N_s < 100$
		De reacción	Francis hélice;	$50 < N_s < 400$ $400 < N_s < 1000$
	Generatrices ó bombas	De reacción	flujo radial;	$500 < N_s < 4600$
			flujo mixto; hélice;	$4600 < N_s < 9000$ $9000 < N_s < 15000$

**Tabla 2.2. Clasificación de las turbomáquinas hidráulicas según la velocidad específica  $N_s$ .**

## II.6. EXPERIMENTACION CON TURBOMAQUINARIA

La experimentación con turbomaquinaria abarca una gama muy amplia de pruebas de laboratorio que tienen como finalidad resolver problemas cuya solución va más allá de la teoría general de las turbomáquinas. Entre estos problemas se encuentran algunos muy complejos, como la cavitación, la propagación de ondas estacionarias en la tubería de presión y otros.

Para este trabajo resultan de especial interés las pruebas que tienen por objeto obtener las curvas características reales de las turbomáquinas. De acuerdo con el tamaño del prototipo, en múltiples ocasiones es necesario construir un modelo para efectuar tales pruebas. Las dimensiones se calculan a partir de las relaciones de semejanza de las turbomáquinas hidráulicas.

Uno de los propósitos de estas pruebas es obtener la eficiencia de la máquina en estudio para las distintas condiciones en las que puede funcionar.

A continuación se presenta una descripción de las pruebas más comunes que se realizan en modelos de turbinas y bombas para obtener sus curvas características reales.

### **CURVAS CARACTERÍSTICAS REALES DE LAS TURBINAS**

Como se mencionó en otra parte, entre las variables fundamentales que intervienen en el análisis de la operación de una turbina, se encuentran la velocidad angular ( $N$ ), la potencia mecánica generada ( $P_m$ ) y el caudal ( $Q$ ). La obtención de curvas características en forma experimental requiere, pues, de la medición de estas variables. Además, es necesario determinar la potencia hidráulica para cada condición de operación observada, con el fin de calcular la eficiencia.

El procedimiento de prueba consiste usualmente en los siguientes pasos:

1. Fijar una abertura en la válvula que alimenta al modelo.
2. Medir el gasto correspondiente.
3. Medir la carga hidráulica disponible en la entrada de la turbina.
4. Fijar y medir una velocidad angular dentro del rango de operación de la máquina.
5. Medir la potencia mecánica generada.

Para medir el gasto, de acuerdo con su magnitud, pueden utilizarse distintos dispositivos: diafragmas, vertedores de pared delgada o venturis.

La carga hidráulica disponible en la entrada de la turbina es:

$$H_n = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}$$

La expresión anterior también puede escribirse como:

$$H_n = \frac{p}{\gamma} + \frac{Q^2}{2gA^2} \quad (2.49);$$

en la que  $A$  es el área de la tubería de alimentación, constante durante las pruebas. Conocido  $Q$ , resta medir  $p/\gamma$  para poder calcular  $H_n$ . Para ello se construye una toma piezométrica en la sección de entrada, a la cual puede conectarse un manómetro diferencial de mercurio o uno de Bourdon.

Para fijar y medir la velocidad angular y la potencia mecánica se utiliza un dispositivo conocido como *freno*. Este dispositivo se acopla a la flecha de la turbina y permite regular la velocidad angular. Además absorbe y disipa la potencia generada.

Existen distintos tipos de freno. Los más comunes son el *freno de Prony* y el *electrodinamómetro*.

El *freno de Prony* (Fig. 2.13) es un freno mecánico que disipa la energía por fricción. Puede construirse con algún metal o con madera; generalmente se recomienda lo primero, debido a que durante las

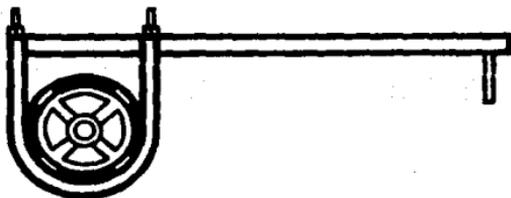


Fig. 2.13. Freno de Prony.

pruebas se alcanzan temperaturas muy altas que dificultan considerablemente la medición. Este freno consiste en una rueda que se une con tornillos, por la parte superior, a un brazo corto. En el interior de la rueda se colocan varias balatas de hule que, mientras gira la turbina, actúan sobre una polea acanalada montada en la flecha, provocando con ello el frenado.

Para modificar la intensidad del frenado se ejerce mayor o menor presión, apretando o aflojando los tornillos que unen a la rueda con el brazo. Así, es posible variar la velocidad angular y la potencia absorbida. Las altas temperaturas que se desarrollan en el freno provocan que las balatas se desgasten y se quemen haciendo muy incomoda la medición. Además, para potencias altas, su funcionamiento es muy inestable. Por ello, cuando se desea obtener una alta precisión, se prefiere usar otros tipos de freno.

El *electrodinámometro* es un freno eléctrico de estructura similar a la de un generador convencional. Mientras la turbina gira, por medio de otro equipo llamado *reóstato*, se induce en los polos (estator) una corriente de excitación que produce un campo magnético. Dentro de él, y junto con la turbina, gira un sistema de conductores (rotor), en los cuales se induce una corriente eléctrica, como en un generador. La generación de corriente provoca el frenado de la turbina. Esta corriente se disipa en un banco de resistencias.

El *reóstato* ofrece la posibilidad de variar la intensidad de la corriente de excitación, lo cual permite modificar el campo magnético, la magnitud del frenado y la velocidad angular.

Para completar la estructura del *electrodinámometro*, en un costado, por la parte exterior, se le coloca un brazo corto, metálico o de otro material.

En la Fig. 2.r. se muestra de manera esquemática la instalación de un *electrodinámometro*.

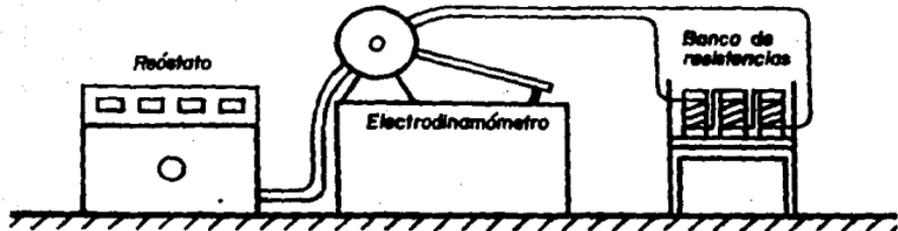


Fig. 2.14. Instalación de un electrodinámometro.

Sea cual fuere el freno disponible, para medir la velocidad angular se coloca un tacómetro de contacto en el extremo de la flecha opuesto a la turbina.

El esquema de la Fig 2.15 permite comprender el procedimiento seguido normalmente para medir la potencia mecánica. En este esquema se muestra el corte transversal de un freno, en cuyo interior gira la flecha de la máquina. En el extremo del brazo se coloca el plato de una balanza.

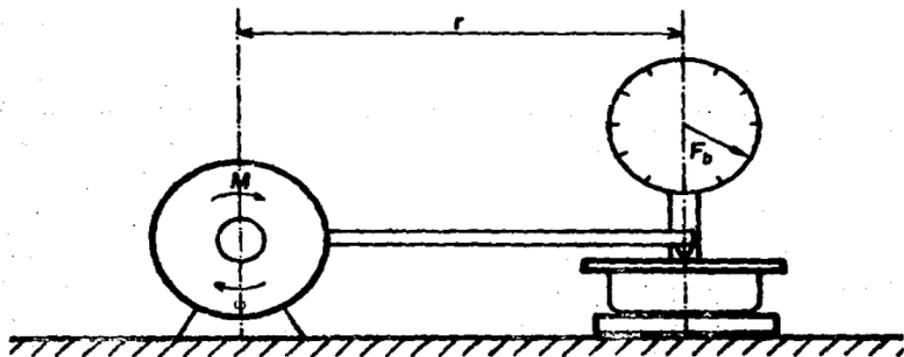


Fig. 2.15. Medición de la potencia al freno.

La potencia mecánica, se obtiene como:

$$P_f = \frac{dW}{dt};$$

donde  $dW$  es el trabajo realizado por la máquina en la unidad de tiempo.

Si no existiera el plato de la balanza, el brazo tendría un desplazamiento angular  $ds$ , de manera que:

$$dW = Fds; \text{ y:}$$

$$P_f = F \frac{ds}{dt}$$

$$\text{Pero } \frac{ds}{dt} = V \text{ y } V = \omega r$$

Así:

$$P_f = Fr\omega \quad (2.50);$$

donde:

$F$ : Fuerza centrífuga debida al funcionamiento de la turbina.

$r$ : Longitud del brazo del freno.

$\omega$ : Velocidad angular.

Al oponer el plato al desplazamiento, el sistema entra en equilibrio. La reacción del plato sobre el brazo es de igual magnitud a la suma del peso propio del brazo y la fuerza centrífuga. Si  $F_b$  es la lectura total en la bascula y  $F_i$  el peso propio, la fuerza centrífuga podrá obtenerse como:

$$F = F_b - F_i \quad (2.51)$$

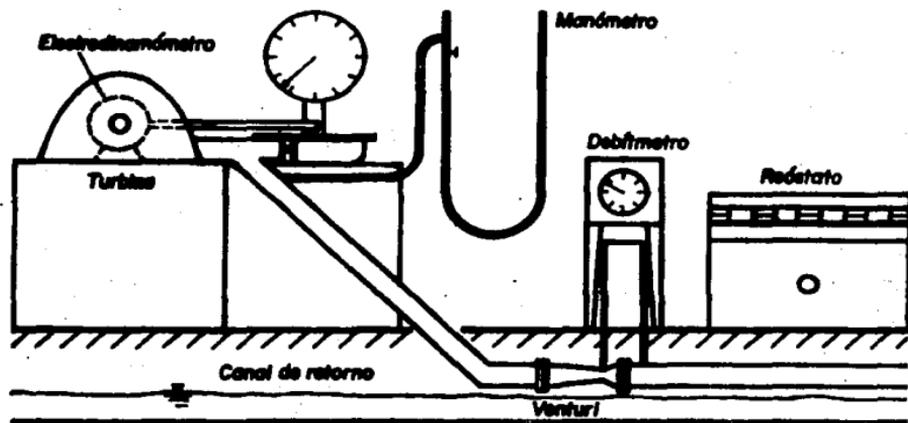
Finalmente, en (2.50), el producto  $Fr$  representa el par motor que entrega la turbina. Representando con  $M$  este par, (2.50) también puede

escribirse:

$$P_f = M\omega \quad (2.52)$$

Al empleo de frenos para la medición de la potencia mecánica se debe el nombre de *potencia al freno* con el que es común identificarla. En adelante se preferirá esta denominación.

En la Fig. 2.16 puede apreciarse el esquema de un modelo de turbina instrumentado para la obtención de sus curvas características.



**Fig. 2.16.** Modelo de turbina instrumentado para la obtención de sus curvas características y de isoeficiencia.

Para la medición del gasto se utiliza un venturi y un medidor de flujo; para la presión a la entrada un manómetro diferencial de mercurio; para la velocidad angular un tacómetro de contacto y para la potencia al freno un electrodinamómetro y una báscula.

El registro de datos y el cálculo de las variables de interés se realizan con el auxilio de una tabla como la 2.3, en la cual se indica el significado de cada columna.

a	Q	$P_e$	N	$F_b$	$P_e/\gamma$	$V^2/2g$	$H_n$	$P_h$	$P_f$	$\eta$
	l/s	kg/m <sup>2</sup>	rpm	kg	m	m	m	CV	CV	%

a: Abertura de la válvula de admisión.

Q: Gasto.

$p_e$ : Presión en la entrada.

N: Velocidad angular.

$F_b$ : Fuerza registrada en la báscula.

$p_e/\gamma$ : Carga de presión en la entrada.

$V^2/2g$ : Carga de velocidad en la entrada ( $CV = Q/A_t$ ,  $A_t$  es el área de la tubería).

$H_n$ : Carga hidráulica neta de la turbina ( $H_n = P_e/\gamma + V^2/2g$ ).

$P_h$ : Potencia hidráulica, en caballos de vapor ( $P_h = \gamma Q H_n / 75$ ).

$P_f$ : Potencia al freno en caballos de vapor ( $P_f = M\omega/75$ , donde  $M = Fr$  y  $F = F_b - F_t$ ;  $F_t$  se toma al inicio de la prueba.  $\omega = n\pi/30$ ).

$\eta$ : Eficiencia para la condición observada ( $\eta = P_f \times 100/P_h$ ).

Tabla 2.3. Registro de datos y resultados en las pruebas de turbinas.

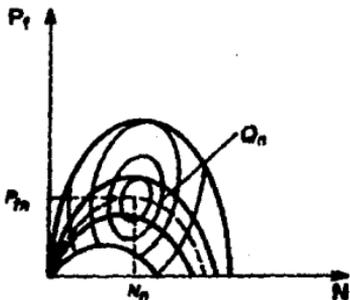
De la tabla anterior, para cada abertura, se obtiene un conjunto de parejas ordenadas  $N-P_f$ , que representan una curva característica. A su vez, cada pareja ordenada tiene asociado un valor de eficiencia, por lo que, tomando en cuenta todas las parejas calculadas, pueden trazarse en el mismo plano curvas para unir los puntos de igual eficiencia.

A estas curvas se les conoce como *curvas de isoeficiencia* y sus puntos se obtienen por interpolación lineal a partir de la eficiencia de los puntos medidos.

En la Fig 2.17 se muestra el aspecto común de las curvas características y de isoeficiencia de una turbina, obtenidas experimentalmente.

La eficiencia aumenta hacia el interior de las curvas de isoeficiencia. En el núcleo de estas curvas se encuentra un punto para el cual la eficiencia de la máquina es la óptima.

A los valores de velocidad angular, potencia al freno, gasto y carga asociados a este punto se les conoce como valores nominales y se los representa con  $N_n$ ,  $P_{fn}$ ,  $Q_n$  y  $H_n$ , respectivamente. En una turbina elegida correctamente los valores nominales son iguales a los de diseño. Con los valores nominales se calcula la velocidad específica:



**Fig. 2.17. Curvas características y de isoeficiencia de una turbina.**

$$N_s = \frac{N_n \sqrt{P_{fn}}}{H_n^{5/4}} \quad (2.53)$$

Por lo anterior, la velocidad específica resulta útil no sólo para clasificar a las turbinas, sino también para seleccionarlas correctamente.

Para obtener las curvas características y de isoeficiencia de un prototipo a partir de las de su modelo, se emplean las relaciones de semejanza de las turbomáquinas hidráulicas.

## CURVAS CARACTERISTICAS REALES DE LAS BOMBAS

Como se vio en otro inciso, cuando se trata de bombas pueden obtenerse dos tipos de curvas características: aquellas para las cuales se fija la velocidad angular y se varía el diámetro del impulsor --ec. (2.36)-- y las que resultan de fijar el diámetro del impulsor y variar la velocidad angular --ec. (2.38)--. En ambos casos, sin embargo, se trata de relaciones entre la carga de la bomba  $H_p$  y el gasto  $Q$ .

Para obtener experimentalmente las curvas características de bombas se requiere disponer de los equipos necesarios para modificar la velocidad angular o el diámetro. Se requiere también medir el gasto y otras variables que permitan calcular la carga de la bomba para diferentes condiciones de operación. Esta carga, desde luego, se encuentra relacionada directamente con la variación de la energía del fluido a su paso por la máquina. A fin de determinar las variables cuya medición se requiere para calcular la carga de la bomba, considérese el esquema mostrado en la Fig 2.18.

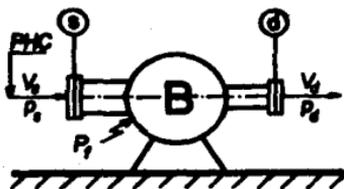


Fig. 2.18. Obtención de la carga de la bomba.

En él se representa una bomba con sus secciones de entrada y salida. En la succión, el flujo tiene una velocidad  $V_s$  y una presión  $p_s$  y en la descarga  $V_d$  y  $p_d$ . Si se considera un plano horizontal de comparación en el eje de la bomba, la energía potencial del flujo con respecto a ese plano será nula en las dos secciones consideradas.

De acuerdo con lo anterior, la energía por unidad de peso del flujo en la succión será:

$$e_s = \frac{p_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g}$$

por lo cual, la energía total por unidad de tiempo --potencia hidráulica-- en esta sección, resulta:

$$E_s = \gamma Q e_s$$

$$E_s = \gamma Q \left[ \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} \right] \quad (2.54)$$

Análogamente, para la descarga:

$$e_d = \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g}$$

$$E_d = \gamma Q e_d$$

$$E_d = \gamma Q \left[ \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} \right] \quad (2.55)$$

De acuerdo con el principio de conservación de la energía:

$$E_d = E_s + P_h \quad (2.56);$$

donde  $P_h$  es el incremento en la potencia hidráulica del flujo debido a la bomba. Además:

$$P_h = \gamma Q H_b$$

Sustituyendo la última expresión, (2.54) y (2.55) en (2.56):

$$\gamma Q \left[ \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} \right] = \gamma Q \left[ \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} \right] + \gamma Q H_b$$

Despejando  $H_b$ :

$$H_b = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \quad (2.57)$$

De la ecuación (2.57) se desprende que, durante las pruebas, es necesario medir, además del gasto, las presiones en las succión y en

la descarga o su diferencia. Las velocidades  $V_s$  y  $V_d$  pueden calcularse a partir del gasto si se conocen las áreas de las bridas de succión y de descarga.

Ademas de las variables anteriores, se acostumbra medir la potencia eléctrica consumida por el motor de la bomba en cada condición simulada, con el propósito de calcular la eficiencia.

Generalmente se sigue el procedimiento detallado a continuación para obtener experimentalmente curvas características de bombas.

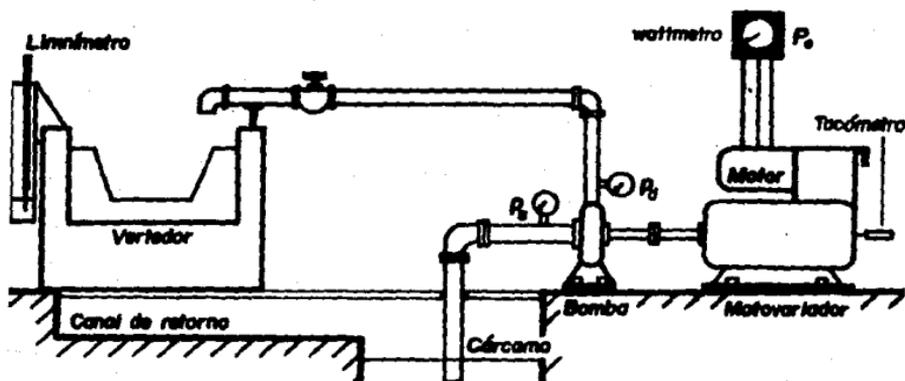
1. Fijar el diámetro del impulsor o la velocidad angular, de acuerdo con el tipo de curvas que se quiera obtener.
2. Fijar una abertura en la válvula de la tubería de descarga.
3. Medir las presiones en la succión y en la descarga.
4. Medir el gasto.
5. Repetir los pasos 2, 3 y 4 para otras aberturas en la válvula de la tubería de descarga.
6. Repetir el conjunto de pasos con otros diámetros o velocidades angulares.

Las presiones se miden con el auxilio de manómetros y vacuómetros de carátula o de tubos de vidrio en U con mercurio. Para el gasto, según su magnitud, se emplean vertedores de pared delgada o venturis. La potencia eléctrica se mide con un wattmetro.

Cuando la prueba es con velocidad angular constante y diámetro variable, es necesario cambiar el impulsor de la bomba por uno geoméricamente similar para la obtención de los datos de cada curva característica. Si la prueba es con diámetro constante, se emplea un *motovariador* para modificar la velocidad angular; este equipo, que se

acopla al motor de la bomba, cambia la velocidad angular a base de un sistema de bandas. El usuario opera el motovariador con una manivela.

En la Fig 2.19 se representa una bomba con la instrumentación necesaria para la obtención de sus curvas características. La instalación mostrada es la que se utiliza para obtener curvas con diámetro constante y velocidad angular variable.



**Fig. 2.19. Bomba instrumentada para la obtención de sus curvas características y de isoeficiencia.**

El gasto se mide con un vertedor trapezoidal de pared delgada; las presiones de succión y descarga con un vacuómetro y un manómetro, respectivamente, ambos de carátula; para medir la velocidad angular, se utiliza un tacómetro de contacto. La potencia eléctrica se mide con un wattmetro.

La manera de registrar los datos y ordenar los resultados se ilustra con las tablas 2.4 y 2.5, respectivamente. Bajo cada una de ellas se indica el significado de las diferentes columnas.

$N$ ó $D_2$	$P_s$	$P_d$	$P_e$	$Q$
rpm o cm	kg/cm <sup>2</sup>	kg/cm <sup>2</sup>	kW	l/s

$N$  ó  $D_2$ : Velocidad angular o diámetro del impulsor, según el tipo de curvas que se desee obtener.

$P_s$ : Presión en la succión.

$P_d$ : Presión en la descarga.

$P_e$ : Potencia eléctrica consumida por el motor.

$Q$ : Gasto.

**Tabla 2.4. Registro de datos en pruebas de bombas.**

$N$ ó $D_2$	$P_s/\gamma$	$P_d/\gamma$	$P_e$	$Q$	$V_s$	$V_d$	$H_b$	$P_h$	$\eta$
rpm/cm	m	m	kW	l/s	m/s	m/s	m	kW	%

$P_s/\gamma$ : Carga de presión en la succión.

$P_d/\gamma$ : Carga de presión en la descarga.

$V_s$ : Velocidad en la succión ( $V_s = Q/A_s$ ).

$V_d$ : Velocidad en la descarga ( $V_d = Q/A_d$ ).

$H_b$ : Carga de la bomba ( $H_b = (P_d - P_s)/\gamma + (V_d^2 - V_s^2)/2g$ ).

$P_h$ : Potencia hidráulica, en kW ( $P_h = \gamma Q H_b / 102$ ).

$\eta$ : Eficiencia ( $\eta = P_h \times 100 / P_e$ ).

**Tabla 2.5. Ordenamiento de los resultados de las pruebas de bombas.**

Llevando a un plano cartesiano los valores de  $Q$  y  $H_b$  calculados en la última tabla se obtienen las curvas características de la bomba ensayada, para distintos valores de  $N$  o  $D_2$ . También en este caso

pueden dibujarse sobre el mismo plano curvas de isoeficiencia, a partir de los valores de eficiencia calculados. En las figs. 2.20 a y 2.20 b se muestra la forma de las curvas características de bombas, para  $D_z = \text{cte.}$  y para  $N = \text{cte.}$ , respectivamente. Asimismo, aparecen las curvas de isoeficiencia, a cuyo centro, también, corresponde el valor óptimo de eficiencia.

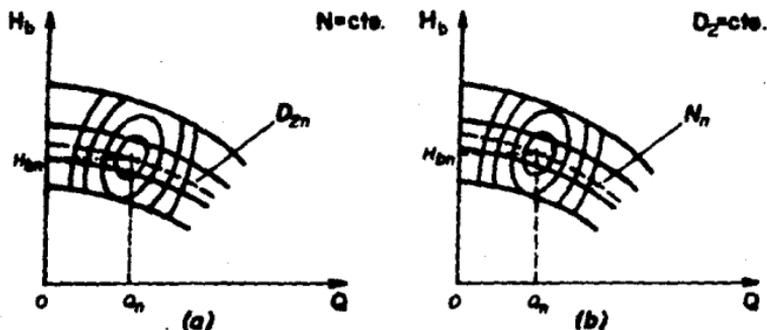


Fig. 2.20. Curvas características y de isoeficiencia de una bomba.

A este punto están asociados los valores nominales de velocidad angular, gasto y carga de la bomba:  $N_n$ ,  $Q_n$  y  $H_{bn}$ , respectivamente. Con ellos se calcula la velocidad específica de la máquina en estudio:

$$N_s = \frac{N_n \sqrt{Q_n}}{H_{bn}^{3/4}} \quad (2.59)$$

La velocidad específica es un parámetro esencial en el proceso de selección de bombas para un proyecto específico.

## CAPITULO III

### PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

#### III.1. PRACTICA TURBINA PELTON

La practica turbina Pelton que se impartia en el laboratorio, consistia básicamente en la obtención experimental de las curvas características y de isoeficiencia de una turbina de ese tipo. Para ello, se utilizaba el modelo cuya descripción se presenta en el siguiente capítulo (inciso IV.2.). Este modelo se encuentra instrumentado de manera esencialmente igual al representado en la Fig. 2.16 (capítulo anterior).

El trabajo que se presenta fue motivado originalmente por dos anomalías detectadas en esta practica: la primera, un fuerte cruzamiento de las curvas características obtenidas por los alumnos; la segunda, que los valores de la eficiencia que resultaban de las practicas eran muy bajas.

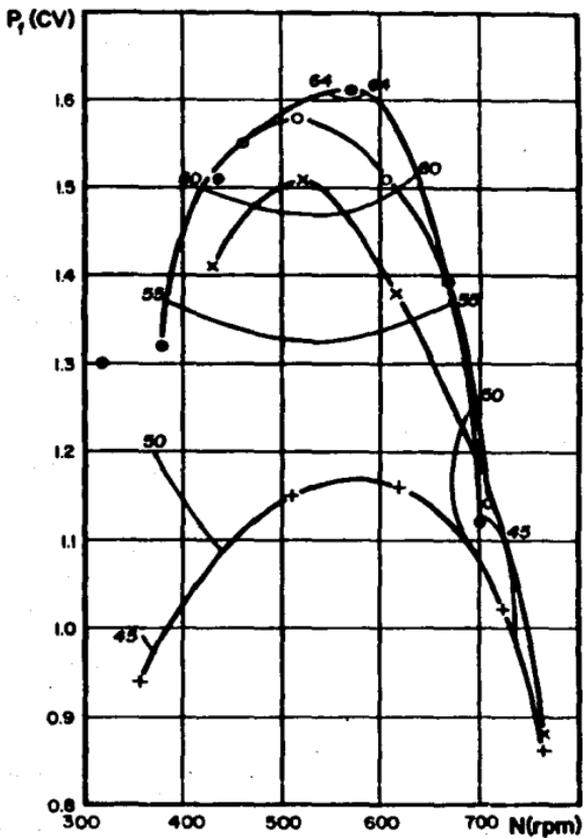
Para ilustrar estas anomalías se muestra a continuación una prueba que se realizo con fines de sondeo y de acuerdo con el instructivo de la practica (ver Apendice A, inciso A.1.). En la tabla 3.1 se agrupan los datos experimentales y los resultados de la prueba. En la Fig. 3.1 aparecen las curvas características y de isoeficiencia correspondientes.

**DATOS**

Diámetro de la conducción: 4.00 plg  
 Área: 01.07 cm<sup>2</sup>  
 Tara de la báscula: 0.94 kg  
 Cota del eje de la tubería: 80.00 cm

ABERTURA cm	Q l/s	L <sub>1</sub> cm	L <sub>2</sub> cm	N rpm	P <sub>1</sub> kg	P <sub>2</sub> (mm)m	V <sub>1</sub> (cm)m	H <sub>0</sub> m	P <sub>1</sub> CO	P <sub>2</sub> CO	E <sub>h</sub> %
10.00	0.90	40.00	176.00	356.00	1.64	10.10	0.06	10.16	2.15	0.94	41.60
				509.00	1.26						53.05
				620.00	2.86						54.00
				725.00	2.39						47.57
				765.00	2.09						39.91
20.00	12.10	51.50	164.50	490.00	4.30	15.08	0.11	15.20	2.45	1.41	57.60
				520.00	3.92						61.70
				615.00	3.24						56.29
				700.00	2.66						46.00
				765.00	2.12						35.38
30.00	13.25	55.60	160.20	461.00	4.37	13.90	0.14	14.12	2.49	1.55	61.96
				515.00	4.00						63.47
				605.00	3.50						60.69
				670.00	3.06						55.04
				710.00	2.58						45.18
35.00	11.50	56.70	159.40	319.00	5.10	13.73	0.14	13.00	2.50	1.30	51.97
				278.00	4.53						53.10
				436.00	4.40						60.40
				570.00	3.83						64.46
				700.00	2.57						44.66

**TABLA 3.1. Prueba de sondeo para la práctica TURBINA PELTON.**



+  $Q = 8.90$  l/s                      x  $Q = 12.10$  l/s  
 o  $Q = 13.25$  l/s                     ●  $Q = 13.50$  l/s

**Fig. 3.1.** Curvas características y de isoefficiencia de la prueba de sondeo para la práctica turbina Pelton.

De la columna de eficiencia de la tabla 3.1 se desprende una de las anomalías: en ella se aprecia como valor máximo de eficiencia  $\eta = 84.48 \%$ , cuando en una turbina Pelton la eficiencia nominal alcanza magnitudes del orden de  $80 \%$ .

Las curvas de la Fig. 3.1 muestran dos defectos en relación con el aspecto normal de las curvas características y de isoeficiencia de turbinas:

a) Para valores de  $N$  mayores que  $600 \text{ rpm}$  se observa un violento cruzamiento de tres de las cuatro curvas características obtenidas, lo cual provoca la distorsión de las curvas de isoeficiencia en el lado derecho del plano.

b) Las curvas de isoeficiencia no cierran por la parte superior, como se puede apreciar en la Fig. 2.17, a pesar de que la última curva característica corresponde prácticamente a la mayor abertura posible en la válvula de admisión.

El cruzamiento de las curvas características es totalmente inaceptable. En los puntos de cruce, para una misma pareja ordenada  $(N-P_f)$  --una condición de operación-- se tienen dos valores de eficiencia. Si ello ocurriera en la práctica real, la operación de las turbinas en una central hidroeléctrica podría llegar a ser muy complicada.

Las pruebas del capítulo IV tuvieron por objeto, en lo fundamental, encontrar las causas de las anomalías antes descritas.

Para el punto de máxima eficiencia de la prueba, se obtuvieron los siguientes valores de  $N$ ,  $P_f$  y  $H_n$ :

$N = 570 \text{ rpm};$

$P_f = 1.61 \text{ CV};$

$H_n = 13.88 \text{ m}.$

Con ellos se calculó la velocidad específica de la turbina --ec. (2.53):

$$N_s = \frac{570 \sqrt{1.61}}{(13.88)^{5/4}}$$

$$N_s = 27$$

Este valor se encuentra dentro del rango de las turbinas *Pelton*.

### III.2. PRACTICA BOMBA DE FLUJO MIXTO

Al igual que la anterior, esta práctica estaba enfocada a la obtención de las curvas características y de isoeficiencia de la máquina. Se calculaban curvas con  $D_2$  constante y  $N$  variable, utilizando la instalación descrita en el capítulo V (inciso V.2). La instrumentación es prácticamente igual a la mostrada en la Fig. 2.19, con excepción del vertedor de pared delgada disponible, cuya sección es triangular.

En esta práctica también se detectaron eficiencias bajas. Como se indicó en la tabla 2.5, la eficiencia de la bomba en este tipo de pruebas se calcula como:

$$\eta_b = \frac{P_h}{P_e} \times 100;$$

donde  $P_e$  es la potencia eléctrica de consumo y  $P_h$  la potencia hidráulica generada por la bomba. Obsérvese que, al utilizar esta expresión, lo que en realidad se calcula es la eficiencia del sistema motor-motovariador-bomba.

Para explicar la razón por la cual se obtenían valores de eficiencia tan bajos, existía una hipótesis según la cual el motovariador provoca una fuerte pérdida de energía en la transmisión.

La hipótesis se basa en la forma en que se integra la eficiencia de una bomba cualquiera. Si  $H_i$  es la energía por unidad de peso que el impulsor añade al flujo y  $Q_i$  el gasto que circula por el propio impulsor, la eficiencia de la bomba puede obtenerse como el siguiente producto:

$$\eta_b = \eta_m \eta_v \eta_h \quad (3.1)$$

en donde:

$\eta_b$ : eficiencia de la bomba.

$\eta_m$ : eficiencia mecánica:  $\eta_m = \gamma Q_i H_i / P_e$ . Toma en cuenta las pérdidas de energía en la transmisión motor-bomba.

$\eta_v$ : eficiencia volumétrica:  $\eta_v = Q_b / Q_i$ . La diferencia entre  $Q_b$  y  $Q_i$  se debe a fugas por la carcasa.

$\eta_h$ : eficiencia hidráulica:  $\eta_h = H_b / H_i$ .

En la práctica  $\eta_m$  y  $\eta_v$  alcanzan valores del orden de 0.96 y 0.98, respectivamente. Con ello  $\eta_b$  se aproxima mucho a  $\eta_h$ . Sin embargo, si  $\eta_m$  se redujera,  $\eta_b$  disminuiría en la misma proporción, de acuerdo con la ec. (3.1). En este enunciado se resume la hipótesis.

Se considera que, a causa del motovariador,  $\eta_m$  puede apartarse considerablemente del valor de 0.96 que corresponde a los motores comunes.

No se han observado fugas extraordinarias en la bomba; esto permite asegurar que el valor de  $\eta_v$  medido implícitamente es correcto.

Con fines de sondeo se realizó una prueba en la bomba, siguiendo el instructivo de la práctica correspondiente (ver Apéndice A, inciso A.2.2). Los datos y resultados se presentan en las tablas 3.2 y 3.3.

respectivamente. La Fig. 3.2 muestra las curvas características y de isoeficiencia.

$N_a$ rpm	$P_s/GPM$ plq/Hg	$P_d$ kg/cm <sup>2</sup>	$P_e$ kW	$h_{lim}$ cm
1300	-4.0	1.52	3.20	2.54
	-8.0	1.21	4.50	19.50
	-10.5	0.90	4.90	21.81
	-11.0	0.60	5.10	23.00
	-12.0	0.30	5.10	23.69
	-14.0	0.00	5.10	23.87
1500	-4.0	2.19	4.20	2.54
	-10.0	1.79	6.25	20.51
	-12.0	1.39	6.51	22.45
	-13.0	1.02	6.80	23.50
	-15.0	0.50	6.80	24.46
	-16.0	0.00	6.80	24.01
1700	-4.0	3.04	5.60	2.54
	-10.0	2.50	8.50	21.02
	-13.0	2.00	9.40	23.14
	-15.0	1.50	9.50	24.15
	-16.0	1.00	9.40	24.49
	-15.0	0.50	8.90	24.30
-15.0	0.00	8.50	24.14	

**TABLA 3.2. Datos de la prueba de sonda para la práctica BOMBA DE FLUJO MIXTO.**

Como se aprecia en la tabla 3.3, el valor máximo de eficiencia registrado en la prueba fue  $\eta_{b, \text{máx}} = 35.36 \%$ . Si bien existen bombas cuya eficiencia es del orden de este valor y aun menor, el uso del motorvariador es un motivo suficiente para dudar de la veracidad de las eficiencias calculadas.

Algunos aspectos interesantes que pueden apreciarse en la Fig. 3.2 son los siguientes:

a) Las curvas de isoeficiencia no cierran por la parte superior. Ello podría sugerir que para hallar el punto de eficiencia óptima es necesario obtener curvas con velocidades angulares mayores. Sin embargo, no es posible aumentar la velocidad angular más allá del valor de 2550 rpm sin acercarse al límite de potencia del motor.

**DATOS**

Tara del vertedor= 2.54 cm  
 Angulo= 53.2 grados  
 TANGENCIAL(2)= 0.500 -  
 Ancho del canal de llegada= 117 cm  
 Diámetro de succión= 3 plg  
 Diámetro de descarga= 2.5 plg

N	Pa/GPM	Pd/GPM	Pe	hw	Mu	K	Q	Us	Vd	Hb	Ph	Eta
ft/m	m	m	ft	cm			l/s	m/s	m/s	m	ft	%
1950	-1.30	15.20	3.20	0.00	-	--	0.00	0.00	0.00	16.58	0.00	0.00
	-2.76	12.10	4.50	16.96	0.605	1	0.48	1.06	2.68	14.90	1.24	27.53
	-3.63	9.00	4.90	19.27	0.605	1	11.67	2.56	3.68	12.69	1.45	29.64
	-3.80	6.00	5.10	20.46	0.605	1	13.55	2.97	4.28	9.09	1.31	25.77
	-4.15	3.00	5.10	21.15	0.605	1	14.72	3.23	4.65	7.25	1.05	20.53
	-4.84	0.00	5.10	21.33	0.605	1	15.04	3.30	4.30	4.04	0.71	13.99
2250	-1.38	21.90	4.20	0.00	-	--	0.00	0.00	0.00	23.28	0.00	0.00
	-3.45	17.90	6.25	17.97	0.605	1	9.80	2.15	3.09	21.40	2.06	32.91
	-4.15	13.90	6.51	19.91	0.605	1	12.66	2.78	4.00	18.17	2.25	34.57
	-4.49	10.20	6.89	20.96	0.605	1	14.40	3.16	4.55	14.79	2.09	30.71
	-5.18	5.00	6.80	21.92	0.605	1	16.10	3.59	5.08	10.30	1.63	23.93
	-5.53	0.00	6.00	21.47	0.605	1	15.29	3.35	4.83	5.64	0.85	12.43
2550	-1.38	30.40	5.60	0.00	-	--	0.00	0.00	0.00	31.70	0.00	0.00
	-3.45	25.00	8.50	18.40	0.605	1	10.51	2.30	3.32	28.51	2.34	34.57
	-4.49	20.00	9.40	20.60	0.605	1	13.79	3.07	4.35	24.58	3.32	35.76
	-5.18	15.00	9.50	21.61	0.605	1	15.54	3.41	4.91	20.10	3.09	32.56
	-5.53	10.00	9.40	21.95	0.605	1	16.16	3.54	5.10	15.65	2.43	26.39
	-5.18	5.00	8.90	21.76	0.605	1	15.81	3.47	4.99	10.40	1.60	17.95
-5.18	0.00	8.50	21.60	0.605	1	15.52	3.40	4.90	5.10	0.91	9.49	

**TABLA 3.3. Resultados de la prueba de sonda para la práctica BOMBA DE FLUJO MIXTO.**

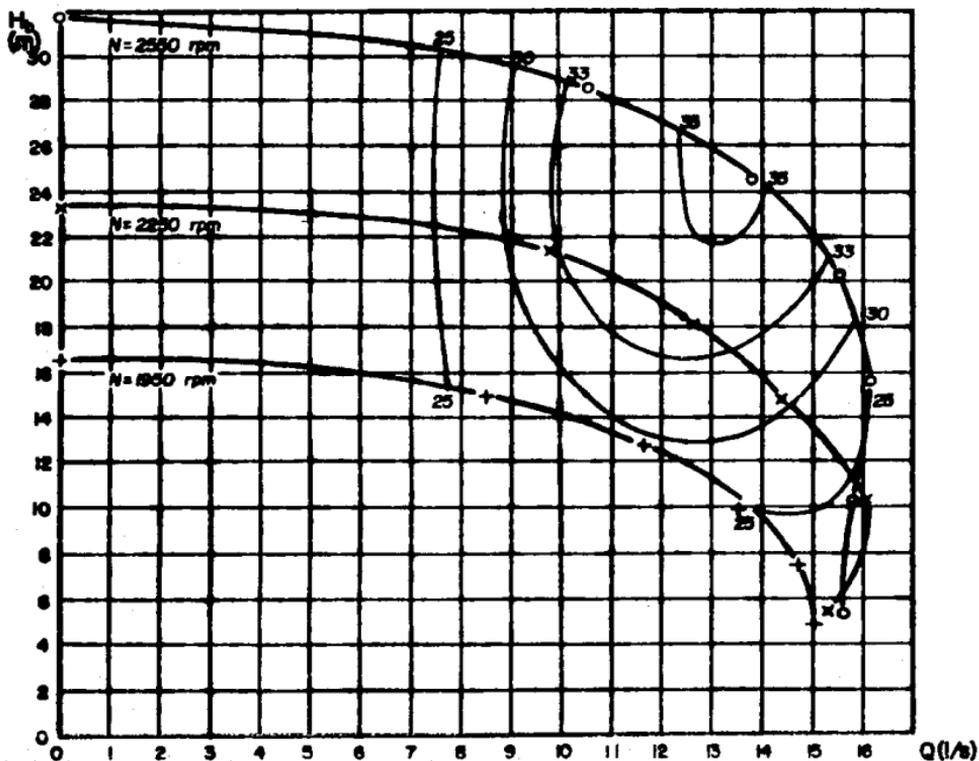


Fig. 3.2. Curvas características y de ineficiencia de la prueba de sonda para la práctica bomba de flujo mixto.

b) Para gastos mayores a 16 l/s las curvas  $Q-H_b$  de 2550 y 2250 rpm caen bruscamente e incluso, a partir de un cierto valor límite de la carga, se invierte la tendencia creciente del gasto, provocando algunos cruces en las curvas. Más adelante se descubrió que lo anterior se debía a que la válvula *check* colocada en el tubo de succión funcionaba inadecuadamente y no permitía cebar correctamente la máquina.

Los valores de  $N$ ,  $Q$  y  $H_b$  para el punto de máxima eficiencia son:

$$N = 2550 \text{ rpm};$$

$$Q = 13.78 \text{ l/s} = 218.45 \text{ gpm};$$

$$H_b = 24.58 \text{ m} = 80.64 \text{ ft.}$$

Así, la velocidad específica de la bomba --ec. (2.59)-- resulta:

$$N_s = \frac{2550 \sqrt{218.45}}{(80.64)^{3/4}};$$

$$N_s = 1400.57$$

Este valor corresponde a una bomba de flujo radial, lo cual no constituye propiamente una anomalía. En efecto, de la amplia gama de bombas que por su  $N_s$  se consideran de flujo radial, la mayoría de ellas son estrictamente de flujo mixto. La componente axial del flujo en estas bombas crece, precisamente, con  $N_s$ .

Sin embargo, debido a que se ignora el comportamiento del motovariador, podría pensarse que el punto de máxima eficiencia obtenido en la prueba no es tal y que, en consecuencia, el valor de  $N_s$  medido implícitamente en la prueba es incorrecto.

En el capítulo V se presenta un conjunto de pruebas cuyo objeto básico fue determinar la eficiencia del motovariador y su posible relación con la velocidad específica de la máquina.

### III.3. UTILIDAD DE LAS PRACTICAS

La obtención de las curvas características y de isoeficiencia de una turbomáquina cualquiera tiene, sin duda, una gran importancia práctica.

Dentro del proceso de selección de bombas, las curvas preparadas por los fabricantes representan una ayuda indispensable para el proyectista. En los grandes proyectos de sistemas de bombeo y centrales hidroeléctricas, la experimentación con modelos permite obtener curvas para garantizar el buen funcionamiento de las bombas o turbinas seleccionadas.

Sin embargo, los casos anteriores representan aplicaciones muy específicas del conocimiento general sobre turbomaquinaria hidráulica que los ingenieros civiles debieran poseer al egresar de la Universidad.

Las dos prácticas sobre turbomaquinaria que se ofrecían a los alumnos, *turbina Pelton* y *bomba de flujo mixto*, estaban orientadas a la obtención de las curvas características y de isoeficiencia. Tomando en cuenta lo específico de esta aplicación, las prácticas en cuestión seguramente resultaban inútiles para los alumnos, ya que, sólo en casos muy esporádicos, se encontrarían con algo semejante durante su vida profesional.

Además, para el grueso de los alumnos de Hidráulica III, resulta muy difícil asimilar los distintos aspectos de la teoría, selección, montaje y operación de la turbomaquinaria. Los profesores de la Facultad de Ingeniería que dominan tales aspectos pueden contarse con menos dedos de los que tiene una mano. En estas circunstancias, las prácticas *turbina Pelton* y *bomba de flujo mixto*, lejos de servir como apoyo académico a los alumnos, les creaban mayor confusión.

Como ejemplo del escaso aprovechamiento de estas dos prácticas por parte de los alumnos, a continuación se presentan las conclusiones

contenidas en reportes de cada práctica entregados el semestre 86-2.

Para turbina Pelton: "La  $P_{f\text{máx}}$  nos dio con la mitad de la abertura máxima del chiflón que se midió en el laboratorio (...) La eficiencia también depende de la abertura del chiflón, pues con  $a = 35$  nos dio la eficiencia máxima  $\eta = 85\%$  y con  $N = 620$  rpm".

Para bomba de flujo mixto: "se observan valores muy pequeños de las eficiencias y las curvas apenas son aproximadas a las de una bomba teórica (sic); esto es, supongo, porque la práctica está diseñada para una bomba de flujo radial, pero estaba descompuesta, de modo que tuvo que realizarse en la bomba de flujo mixto con que cuenta el laboratorio".

Ambas conclusiones revelan una aprendizaje parcial y deformado de los conceptos contenidos en las prácticas.

De lo expuesto hasta aquí, se derivó la necesidad de diseñar prácticas para turbomaquinaria que reportaran mayores beneficios académicos a los alumnos. Esta necesidad se hizo más evidente entre los docentes más jóvenes del laboratorio cuando nos percatamos de que las prácticas de las que aquí se trata eran, en general, poco atractivas.

Por lo anterior, como un objetivo adicional, nos propusimos contar al final de este trabajo con mejores prácticas de turbomaquinaria hidráulica; mejores, sobre todo, en términos de su contribución a la formación de los alumnos.

## CAPITULO IV

### PRUEBAS CON EL MODELO DE TURBINA PELTON

#### IV.1. LOCALIZACION DEL MODELO

El laboratorio de hidraulica se localiza en el extremo poniente del edificio principal de la Facultad de Ingenieria, en Ciudad Universitaria. El plano no. *B.1* muestra la ubicacion de este edificio.

Nuestro laboratorio está compuesto por dos zonas, una exterior y otra interior (plano no. *B.2*). En la zona exterior pueden hallarse, fundamentalmente, modelos de flujo con superficie libre. En la interior se encuentran los tanques de carga constante que alimentan a la mayoría de los modelos del laboratorio, algunas tuberías de presión y un conjunto relativamente completo de máquinas hidráulicas.

En el plano no. *B.3* se presenta, en planta, la zona interior del laboratorio. El modelo de turbina *Pelton* aparece señalado con el número (16).

#### IV.2. DESCRIPCION

En el sentido estricto de la palabra, la turbina *Pelton* estudiada en

este trabajo no es un modelo, pues no existe en el mundo prototipo alguno con el cual se la pueda ligar a través de las relaciones de semejanza de las turbomáquinas hidráulicas. Sin embargo, esta máquina no ha sido utilizada en ninguna aplicación práctica. Por esta razón y por sus dimensiones, se ha preferido llamarla modelo.

La pequeña turbina, de origen francés, fue donada a la Facultad por la firma *Neyrpic*, a principios de los años sesenta y gracias a la intermediación del Ing. Ansberto Monobe.

De acuerdo con José Ignacio Ruiz Barra (Ref. 8), fue diseñada para operar con una carga hidráulica de 30 m y un gasto de 15 l/s, entregando una potencia de 4.5 CV.

En el plano no. B.4 se muestra la instalación de la máquina. Para proveerla de la carga y el gasto de diseño se utiliza una bomba de pozo profundo con las siguientes características:  $H_b = 32$  m,  $Q = 25$  l/s y un motor eléctrico de 15 HP (11.2 CV) (Ref. 8). De la bomba parte una tubería de 4" que, además de abastecer a la turbina, alimenta la instalación de un modelo de turbina *Mitchell Banki*.

Esta tubería va colocada por debajo del nivel del piso de la zona interior, en un canal de retorno.

La derivación hacia la turbina se hace por medio de una te y un par de válvulas de compuerta. Sobre el tramo de tubería que va de la bomba a la derivación se encuentra un depósito metálico de forma cilíndrica, cerrado, que fue parte de un sistema para regular la presión en la línea. Actualmente, junto a esta estructura, está colocada una válvula cuya función es aliviar la presión en la conducción.

Otro tramo de tubería de 4" de diámetro une a la te con la entrada a la turbina. Sobre el se encuentra un venturi, conectado a un debitmetro.

La mayor parte de este tubo también está colocado en un canal de retorno. Para acometer la entrada de la turbina, el tubo cambia de dirección antes de la máquina, como se aprecia en el plano no. B-4.

Una válvula de aguja (Fig. 4.1), con una carrera máxima de 37 cm, permite regular el gasto que ingresa a la turbina. La válvula se opera con una manivela.

El rodete, colado de una sola pieza, tiene un diámetro de 30 cm. Se encuentra protegido por una carcasa de hierro fundido, con ventanas de *plexiglass* en el frente para que los alumnos observen tanto la forma del rodete como el escurrimiento por la máquina.

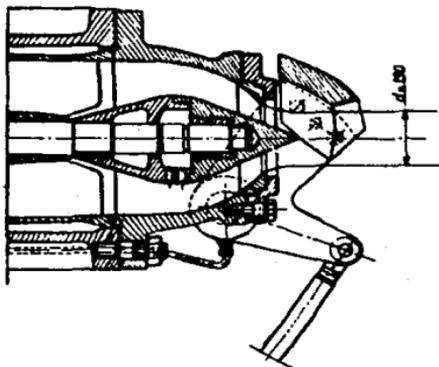


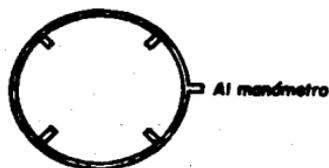
Fig. 4.1. Válvula de aguja.

La turbina está acoplada a un electrodinamómetro de ocho pares de polos, con rangos de potencia y de velocidad angular de 4.5 a 6 CV y 450 a 1500 rpm, respectivamente. Este equipo cuenta con un brazo metálico de 0.7 m de longitud apoyado sobre una bástula de 10 kg de capacidad.

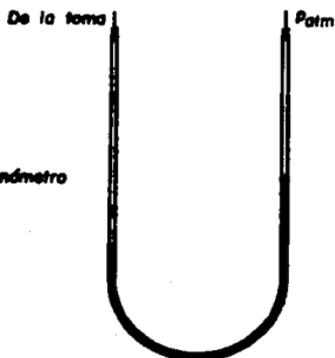
Para regular el flujo magnético en los campos del dinamómetro se utiliza un reostato instalado en una consola con medidores de carga y excitación. La corriente eléctrica generada por la turbina se disipa en un banco de resistencias de 1 kW.

Para medir la presión a la entrada de la turbina existe una toma piezométrica en forma de corona (Fig. 4.2 a) que, mediante un tramo de

manguera, se conecta a una de las ramas de un manómetro diferencial de mercurio (Fig. 4.2 b). La otra rama del manómetro se encuentra abierta a la atmósfera. En este manómetro se dispone de una escala en cm.



**Fig. 4.2 a. Toma piezométrica en forma de corona.**



**Fig. 4.2 b. Manómetro diferencial abierto de mercurio**

La turbina descarga en un canal de retorno que conduce el agua hasta uno de los cárcamos de bombeo del laboratorio. El canal es de sección rectangular, con un ancho de 0.47 m y una profundidad de 1.03 m. En la zona de la bifurcación (ver plano no. B.4) está instalado un vertedor triangular de pared delgada. El ancho de llegada de este vertedor es igual al del canal de retorno y su ángulo  $90^{\circ}$ . Puede utilizarse tanto para medir directamente el gasto como para calibrar otros dispositivos de aforo.

#### **IV.3. PRUEBAS REALIZADAS**

A fin de explicar las anomalías expuestas en el capítulo III y de conocer mejor al modelo, se realizaron en total nueve pruebas:

1. De revision del debitmetro.
2. De sondeo # 2.
3. De revision del vertedor triangular.
4. De calibracion del venturi.
5. Con carga constante.
6. De revision de la valvula de aguja.
7. De sondeo # 3.
8. Con carga máxima # 1.
9. Con carga máxima # 2.

Las cuatro primeras pruebas se relacionan con el aforo del gasto proporcionado a la turbina, el cual, a su vez, influye en el calculo de la eficiencia, como se explica más adelante. Las pruebas 5, 6 y 7 se orientaron a resolver el problema de la distorsion de las curvas características y de isoeficiencia. Las dos últimas se hicieron con el proposito de averiguar el comportamiento de la turbina en condiciones extremas. Para la presentacion de las pruebas se atiende a estos tres grupos. Sin embargo, las pruebas no se realizaron en el orden anterior. Se ha preferido este orden con la única finalidad de facilitar la explicacion que se presenta en las siguientes paginas.

Para las pruebas en que se obtuvieron datos para dibujar curvas características y de isoeficiencia, se calculo la velocidad especifica asumiendo como nominales los valores de  $N$ ,  $P_f$  y  $H_n$  correspondientes a la máxima eficiencia.

#### IV.3.r. AFORO DEL GASTO

Uno de los problemas expuestos en el inciso III.r. es la baja eficiencia de la turbina. La idea de revisar la correcta medición del gasto surgió luego de inspeccionar la expresión con la cual se calcula la eficiencia:

$$\eta_t = \frac{P_f}{\rho Q H_n} \times 100$$

En la ecuación anterior se aprecia que son tres las variables que pueden influir en los valores de la eficiencia: la potencia al freno ( $P_f$ ), el gasto ( $Q$ ) y la carga hidráulica ( $H_n$ ). De acuerdo con esa expresión, una caída del rendimiento puede ser originada por cualquiera de las siguientes causas: disminución de  $P_f$ , aumento de  $Q$  ó de  $H_n$  o alguna combinación de ellas.

Se decidió revisar en primera instancia la medición del gasto porque existían noticias sobre problemas de calibración del debímetro. Para verificar la existencia de esos problemas se procedió a ejecutar la prueba de revisión del debímetro.

La prueba de sondeo # 2 se realizó para observar la relación entre los posibles errores en la medición del gasto y la eficiencia de la turbina.

Finalmente, las pruebas de revisión del vertedor triangular y de calibración del venturí, se hicieron con el propósito de mejorar, en términos generales, el aforo del gasto.

##### *Prueba de revisión del debímetro*

Para esta prueba se utilizó el vertedor triangular disponible en el sistema, a fin de tener un elemento de comparación para los gastos registrados por el debímetro.

Antes de efectuar la prueba se verificaron las características

del vertedor triangular. Los resultados obtenidos son los siguientes:

-- Ancho del canal de llamada:  $B = 0.47$  m.

-- Angulo del vértice:  $\theta = 87.45^\circ$ .

Para obtener el angulo se procedio como sigue (ver Fig. 4.3):

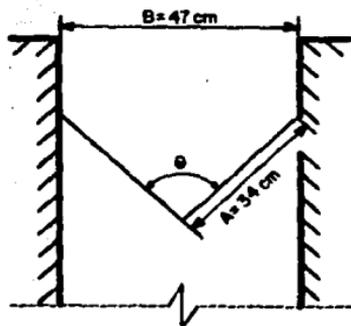


Fig. 4.3. Características del vertedor triangular.

$$\text{sen } \frac{\theta}{2} = \frac{B}{2A};$$

$$\theta = 2 \text{ sen}^{-1} \frac{B}{2A};$$

$$\theta = 2 \text{ sen}^{-1} \frac{47}{2(34)};$$

$$\theta = 87.45^\circ$$

Considerando los defectos en la medición de  $A$  y  $B$ , puede aceptarse:

$$\theta = 90^\circ$$

Para medir las cargas sobre el vertedor triangular se utilizo un limnómetro de punta. La elevación de la cresta (tara), tomada con este instrumento, resulto:

$$\text{tara} = 21.04 \text{ cm}$$

La prueba consistió en los siguientes pasos:

- a) Fijar una abertura en la valvula de aguja.
- b) Medir el gasto con el debímetro ( $Q_d$ )
- c) Medir con el limnómetro la elevación de la superficie libre en el canal de retorno ( $H_{lim}$ ).

Se tomaron datos para un total de siete aberturas.

El calculo del gasto en el vertedor triangular se realizo con el auxilio de la siguiente expresion (Ref. 7):

$$Q_v = C H_v^{5/2} \quad (4.1);$$

donde:

$Q_v$ : Gasto aforado en el vertedor.

$H_v$ : Carga sobre el vertedor,  $H_v = H_{lim} - \text{tara.}$

$C$ : Coeficiente que depende de  $B$ ,  $\theta$ ,  $H_v$ , y  $g$  (aceleracion de la gravedad). Existen distintas fórmulas experimentales para el calculo de  $C$ . Aqui se utiliza la propuesta por la *Universidad Católica de Chile* (Ref. 7):

$$C = \frac{8}{15} \sqrt{2g} \tan \frac{\theta}{2} \mu K \quad (4.2);$$

en la cual:

$\mu = \mu \left[ \theta, H_v \right]$ . Se obtiene de la Fig. 7.9 de la Ref. 7.

$K = K \left[ \theta, \frac{B}{H} \right]$ . Se calcula con la Fig. 7.10 de la misma referencia.

Los datos y los resultados de la prueba, que se presentan en la tabla 4.1., confirmaron nuestras dudas sobre la correcta medición del caudal. En esta tabla puede apreciarse que las diferencias absolutas entre el gasto registrado en el debitmetro y el aforado con el vertedor triangular son mas o menos constantes, lo cual significa que el debitmetro no se encuentra calibrado adecuadamente.

Para las pruebas posteriores, se decidio hacer los aforos con el vertedor triangular, debido a su alta confiabilidad para la medicion

**ORTOS**

**CARACTERÍSTICAS DEL VEPTEDOR TRIANGULAR**

Lana= 21.04 cm  
 Angulo= 90 grados  
 Ancho del canal de llamada= 47 cm

ABERTURA cm	Qd l/s	H <sub>lim</sub> cm	H <sub>v</sub> cm	M <sub>u</sub>	K	Q <sub>v</sub> l/s	Qd-Q <sub>v</sub> l/s	ERROR %
5	6.70	29.86	8.82	0.595	1.000	3.25	3.45	106.32
10	8.75	31.99	10.95	0.591	1.005	5.57	3.18	57.17
15	10.60	33.17	12.13	0.589	1.005	7.17	3.43	47.92
20	11.70	33.99	12.95	0.588	1.010	8.47	3.23	30.19
25	12.30	34.45	13.41	0.588	1.010	9.24	3.06	33.13
30	12.70	34.69	13.65	0.588	1.010	9.66	3.04	31.50
35	12.90	34.81	13.77	0.588	1.010	9.87	3.03	30.68

**TABLA 4.1. Datos y resultados de la PRUEBA DE REVISIÓN DEL DEBITMETRO.**

**DATOS**

**CARACTERÍSTICAS DEL VEPTEDOR TRIANGULAR**

Lanza= 21.04 cm  
 Angulo= 90 grados  
 Ancho del canal de llamada= 47 cm

ABERTURA cm	Qd l/s	H <sub>1m</sub> cm	H <sub>v</sub> cm	M <sub>u</sub>	K	Q <sub>v</sub> l/s	Q <sub>d</sub> -Q <sub>v</sub> l/s	ERROR %
5	6.70	29.86	8.02	0.595	1.000	3.25	3.45	106.32
10	6.75	31.99	10.95	0.591	1.005	5.57	3.18	57.17
15	10.60	33.17	12.13	0.589	1.005	7.17	3.43	47.92
20	11.70	33.99	12.95	0.588	1.010	8.47	3.23	38.19
25	12.30	34.45	13.41	0.588	1.010	9.24	3.06	33.13
30	12.70	34.53	13.65	0.588	1.010	9.66	3.04	31.50
35	12.90	34.81	13.77	0.588	1.010	9.87	3.03	30.68

**TABLA 4.1. Datos y resultados de la PRUEBA DE REVISIÓN DEL DEBITMETRO.**

de gastos relativamente pequeños.

### Prueba de sondeo # 2

El objeto de esta prueba fue observar la influencia de la corrección del gasto en los valores de eficiencia.

La prueba se efectuó de acuerdo con el instructivo de la práctica turbina *Pelton* (inciso 4.1), con excepción de la medición del gasto, realizada con el vertedor triangular.

Se hicieron lecturas para cuatro carreras en la válvula de aguja (10, 20, 30, y 35 cm) y para cuatro velocidades angulares por abertura (400, 500, 600 y 700 rpm). Los datos y resultados correspondientes aparecen en la tabla 4.2.

Para el cálculo de la presión en la entrada a partir de las columnas de mercurio del manómetro, con referencia a la Fig. 4.4, se obtiene la siguiente expresión:

$$p_e = (L_d - L_1)\gamma_{Hg} - (0.8 - L_1)\gamma \quad (4.3)$$

En (4.3),  $L_d$ ,  $L_1$  y la cota de 0.8 están en metros. La presión resulta en  $\text{kg/m}^2$ .

Los valores de eficiencia obtenidos en esta prueba (tabla 4.2) resultaron más altos de lo esperado --54.81 % la mínima y 92.83 % la máxima--. Como ya indiqué en otra parte, generalmente se acepta que la eficiencia de una turbina *Pelton* alcanza en la práctica, cuando más, 80 %. Sin embargo Streeter (Ref. 3), al referirse a las turbinas de este tipo, afirma que "(...) para cargas altas, la eficacia [eficiencia] de la instalación completa desde el nivel del vaso hasta el desfogue, puede ser cercana al 90 % (...)" (p. 535). El subrayado es mío. Si en verdad la eficiencia de un sistema con ruedas *Pelton* se

**DATOS**

**CARACTERÍSTICAS DEL VEPTEDOR TRIANGULAR**

Tara= 21.04 cm  
 Ángulo= 90.00 grados  
 Ancho del canal de llamada= 47.00 cm  
 Diámetro de la conducción= 4.00 plg  
 Área= 81.07 cm<sup>2</sup>  
 Tara de la báscula= 0.95 kg  
 Cota del eje de la tubería= 80.00 cm

ABERTURA cm	Hlim cm	Li cm	Ld cm	N rpm	Fb kg	Hv cm	Mu	K	Q l/s	pe/GAM a	V <sup>2</sup> /2g m	Hm m	Ph CV	PF CV	Eta %
10	31.64	81.4	198.4	400	2.52	10.60	0.59	1	5.11	15.93	0.02	15.95	1.09	0.61	56.34
				500	2.43									0.72	66.00
				600	2.11									0.68	62.14
				700	1.82									0.60	54.01
20	33.97	92.7	187.0	400	3.95	12.93	0.59	1	8.48	12.95	0.06	19.01	1.47	1.13	77.13
				500	3.72									1.35	92.09
				600	3.22									1.33	90.56
				700	2.99									0.99	67.07
30	34.64	92.4	180.9	400	4.02	13.60	0.59	1	9.16	11.80	0.07	11.87	1.53	1.20	78.44
				500	3.81									1.40	91.35
				600	3.14									1.28	83.94
				700	2.90									0.94	61.71
35	34.75	98.0	182.0	400	4.07	13.71	0.59	1	9.06	11.50	0.08	11.57	1.52	1.22	80.17
				500	3.84									1.41	92.83
				600	3.23									1.34	87.00
				700	2.93									0.94	62.06

**TABLA 4.2. Datos y resultados de la PRUEBA DE SONDED # 2.**

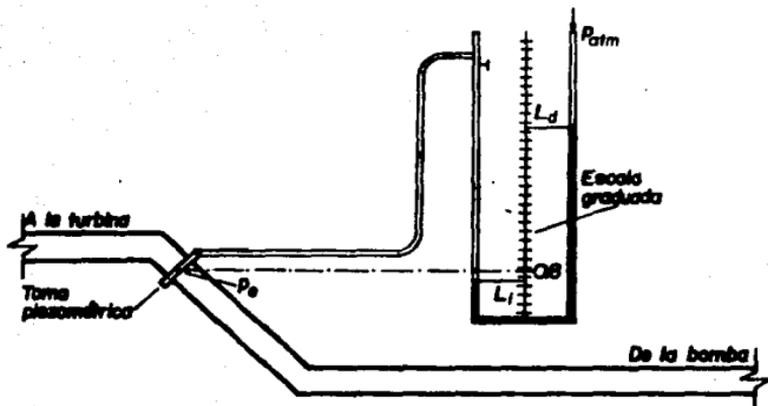


Fig. 4.4. Presión a la entrada.

aproxima al 90 %, entonces el valor máximo que obtuvimos en esta prueba puede considerarse razonable.

Las curvas características y de isoeficiencia de la prueba se muestran en la Fig. 4.5. Al observar esta figura puede comprobarse que la corrección en el gasto no tuvo ninguna influencia sobre el aspecto de las curvas. Esto resulta lógico, ya que el error en la medición del caudal se debía a la calibración defectuosa del debímetro.

A la eficiencia máxima  $\eta_{mdx} = 92.83$  %, están asociados los valores:

$$N = 500 \text{ rpm};$$

$$P_f = 1.41 \text{ CV};$$

$$H_n = 11.57 \text{ m}.$$

Sustituyendo estos valores en la ec. (2.53), la velocidad específica resulta:

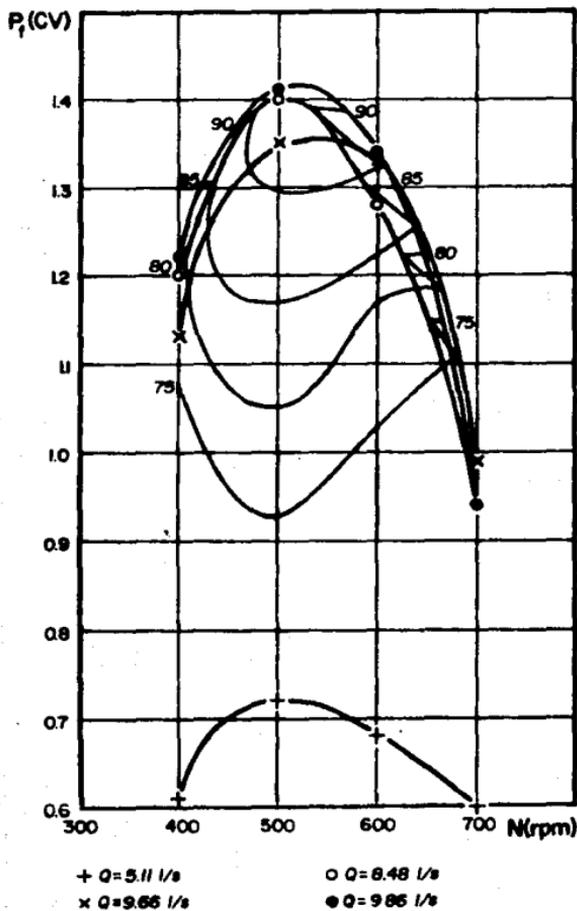


Fig. 4.5. Curvas características y de isoeficiencia de la prueba de sonda # 2.

$$N_s = \frac{500\sqrt{1.41}}{(11.57)^{5/4}}$$

$$N_s = 27.82$$

### Prueba de revisión del vertedor triangular

Dentro del rango de gastos en el que opera la turbina --entre 0 y 15 l/s--, el vertedor triangular cuyas características se enunciaron páginas atrás ofrece poca sensibilidad, en especial para las mayores aberturas de la válvula de alimentación. Ello se debe a que su ángulo --90°-- resulta excesivamente grande para trabajar en el rango mencionado.

A fin de mejorar la exactitud en la medición del gasto, se propuso construir el vertedor ilustrado en la Fig. 4.6.

Este vertedor se diseñó para una carga máxima de 36.25 cm y un gasto de 33.25 l/s.

La prueba se efectuó con el único propósito de verificar el adecuado funcionamiento del nuevo vertedor. Para ello se aforó el caudal correspondiente a siete aberturas en la válvula de aguja. La tabla 4.3 contiene los resultados de los aforos. En la Fig. 4.7, que muestra las curvas de gastos de los dos vertedores, puede apreciarse el incremento de sensibilidad logrado con el nuevo vertedor. La curva de gastos del

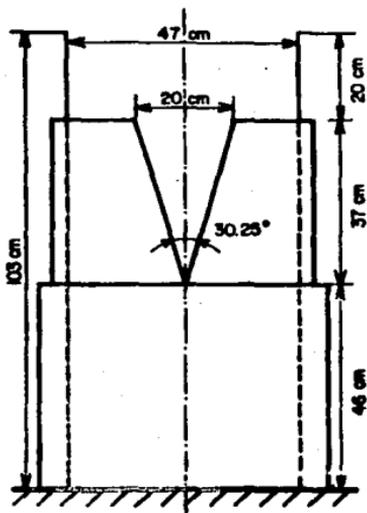


Fig. 4.6. Nuevo vertedor de aforo.

**DATOS**

**CARACTERISTICAS DEL VERTEDEDOR TRIANGULAR**

Tara= 0.04 cm  
 Angulo= 30.25 grados  
 Ancho del canal de llamada= 47 cm  
 Diámetro de la conducción= 4 plg  
 Area= 81.07319 cm<sup>2</sup>  
 Cota del eje de la tubería= 80 cm

ABERTURA cm	Pd kg/cm <sup>2</sup>	Hlim cm	Li cm	Ld cm	Hv cm	Mu	K	Q l/s
5	1.95	14.04	71.0	202.7	14.00	0.625	1	3.93
10	1.75	17.74	80.5	193.4	17.70	0.621	1	5.23
15	1.60	19.74	86.8	187.3	19.70	0.620	1	6.82
20	1.50	20.95	91.0	183.2	20.91	0.620	1	7.92
25	1.45	21.65	93.6	180.8	21.61	0.620	1	8.59
30	1.42	22.05	95.2	179.3	22.01	0.620	1	9.00
37	1.40	22.35	96.2	170.3	22.31	0.620	1	9.31

**TABLA 4.3. Datos y resultados de la PRUEBA DE REVISION DEL VERTEDEDOR TRIANGULAR.**

ESTA TESIS NO DEBE  
 SALIR DE LA BIBLIOTECA

**DATOS**

**CARACTERISTICAS DEL VERTEDOR TRIANGULAR**

Tara= 0.04 cm  
 Angulo= 30.25 grados  
 Ancho del canal de llamada= 47 cm  
 Diámetro de la conducción= 4 plg  
 Área= 81.07313 cm<sup>2</sup>  
 Cota del eje de la tubería= 80 cm

ABERTURA cm	Pd kg/cm <sup>2</sup>	Hlim cm	Li cm	Ld cm	Hv cm	Mu	K	Q l/s
5	1.95	14.04	71.0	202.7	14.00	0.625	1	2.93
10	1.75	17.74	80.5	193.4	17.70	0.621	1	5.23
15	1.60	19.74	86.8	187.3	19.70	0.620	1	6.82
20	1.50	20.95	91.0	183.2	20.91	0.620	1	7.92
25	1.45	21.65	93.6	180.8	21.61	0.620	1	8.69
30	1.42	22.05	95.2	179.3	22.01	0.620	1	9.00
37	1.40	22.35	96.2	178.3	22.31	0.620	1	9.31

**TABLA 4.3. Datos y resultados de la PRUEBA DE REVISION DEL VERTEDOR TRIANGULAR.**

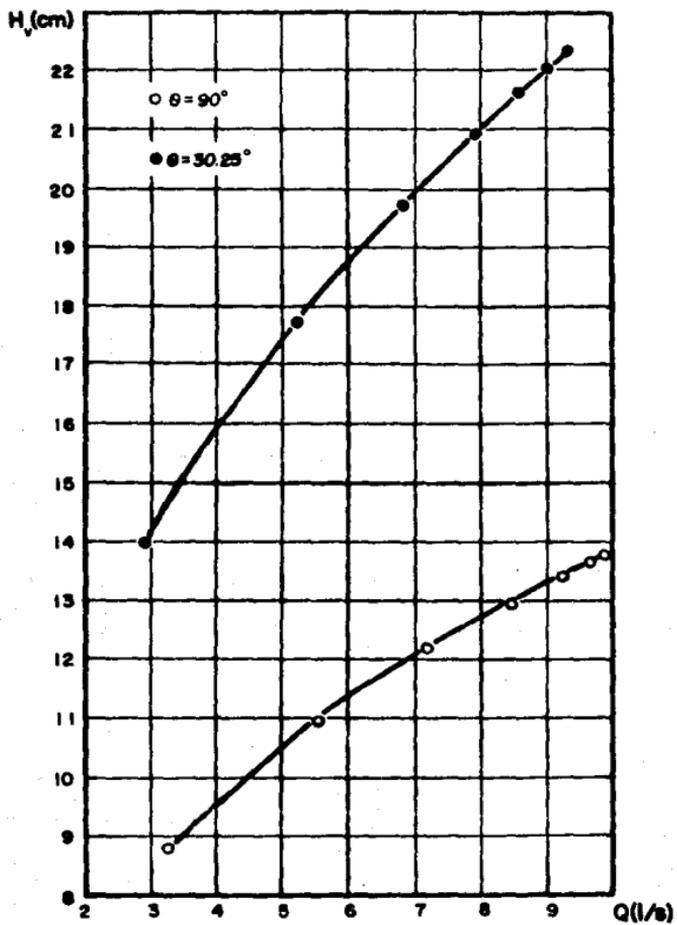


Fig. 4.7. Curvas de gastos de los vertedores.

vertedor sustituido se construyo con los resultados de la prueba de revision del debitmetro.

#### *Prueba de calibración del venturi*

Con el fin de contar con un instrumento para medir el gasto en el que se conjugaran comodidad y confiabilidad se decidió habilitar el venturi disponible en la linea.

El uso del vertedor resulta algo incomodo, ya que va colocado en el canal de retorno de la turbina y, para el caudal máximo, el nivel de la superficie libre queda aproximadamente 35 cm por debajo del piso. Ello dificulta considerablemente la medición de la carga ya que, al llevar la punta del limnómetro a la superficie libre, no se aprecia con claridad en qué momento coinciden.

Por otro lado, no fue posible calibrar el debitmetro, debido a la falta de una de las piezas de su mecanismo interno.

El venturi, como se sabe, es un dispositivo que consiste en un estrangulamiento y una expansión. El estrangulamiento provoca un cambio de presiones cuya medición permite calcular el gasto a través de la ecuación de energía. El estrangulamiento de la sección es relativamente brusco, en tanto que la amplificación hasta la sección original es gradual.

En la Fig. 4.8 se muestra el corte longitudinal de un venturi. Considérese una sección antes del estrangulamiento (1) y otra después de él (2). El venturi de la figura se encuentra instrumentado con un manómetro diferencial de mercurio, cuyas ramas están conectadas precisamente a las secciones (1) y (2). Planteando la ecuación de energía entre estas dos secciones:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (4.4)$$

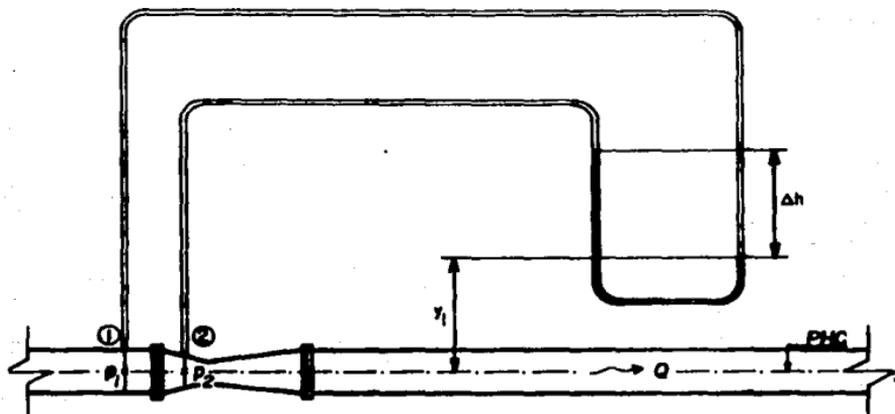


Fig. 4.8. Venturi en un conducto forzado.

En (4.4) se desprecian las pérdidas de carga y se consideran iguales a la unidad los coeficientes de corrección  $\alpha$  de ambas secciones.

De acuerdo con la Fig. 4.8,  $z_1 = z_2 = 0$ .

Por la ecuación de continuidad:

$$V_1 A_1 = V_2 A_2, \text{ y:}$$

$$V_1 = \left[ \frac{A_2}{A_1} \right] V_2 \quad (4.5)$$

Sustituyendo (4.5) en (4.4):

$$\frac{P_1}{\gamma} + \left[ \frac{A_2}{A_1} \right]^2 \frac{V_2^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (4.6)$$

Sea:

$$h = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \quad (4.7)$$

Sustituyendo (4.7) en (4.6) y reacomodando:

$$\frac{V_2^2}{2g} \left[ 1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right) \right]^2 = h$$

Despejando  $V_2$ :

$$V_2 = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}}$$

En la realidad:

$$V_2 = \frac{C_v}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}} \sqrt{2gh}$$

El coeficiente  $C_v$  --coeficiente de velocidad-- aparece por no haber considerado las pérdidas de carga y por haber tomado  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ .

El gasto es:

$$Q = V_2 A_2 = \frac{C_v A_2}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}} \sqrt{2gh}$$

Haciendo:

$$C_d = \frac{C_v}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}} = \frac{C_v}{\sqrt{1 - m^2}}$$

en donde  $m = A_2/A_1$  es el grado de estrangulamiento:

$$Q = C_d A_2 \sqrt{2gh} \quad (4.8)$$

(4.8) permite calcular el gasto que fluye por el venturi si se conoce la diferencia de cargas de presión  $h = (p_1 - p_2)/\gamma$  y el área transversal de la sección estrangulada. El coeficiente  $C_d$  --coeficiente de descarga-- es función del número de Reynolds  $R$  y del grado de estrangulamiento  $m$ . Para  $R \geq 10^5$   $C_d$  depende sólo de  $m$ .

Ahora bien, con referencia a la Fig. 4.8, la presión en el nivel A por las dos ramas del manómetro diferencial es:

$$\text{Rama derecha: } p_A = p_1 - \gamma y$$

$$\text{Rama izquierda: } p_A = p_2 - \gamma y - \gamma \Delta h + \gamma_{Hg} \Delta h$$

Igualando las presiones:

$$p_1 - \gamma y = p_2 - \gamma y - \gamma \Delta h + \gamma_{Hg} \Delta h$$

$$p_1 - p_2 = \Delta h (\gamma_{Hg} - \gamma)$$

$$h = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \left[ \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right] \Delta h$$

En (4.8):

$$Q = C_d A_2 \left[ 2g\Delta h \left[ \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right] \right]^{1/2} \quad (4.9)$$

$C_d$  puede obtenerse de la Fig. (9.2) --p. 325-- de la Ref. 7.

El venturi disponible en el sistema tiene las dimensiones indicadas en la Fig. 4.9. En nuestra instalación no se cuenta con un manómetro diferencial cerrado, sino abierto --se trata del manómetro conectado a la entrada de la turbina. Entonces, las presiones  $p_1$  y  $p_2$

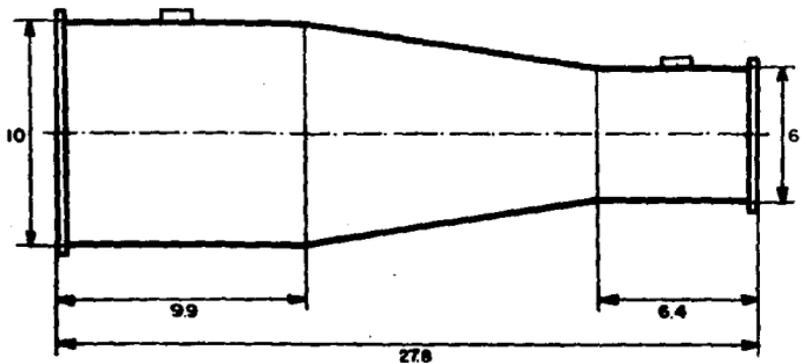


Fig. 4.9. Dimensiones del venturi (cotas en cm).

deben medirse independientemente. De acuerdo con la ec. 4.3:

$$p_1 = (L_{d1} - L_{l1}) \gamma_{Hg} - (z - L_{l1}) \gamma \quad (4.10 a)$$

$$p_2 = (L_{d2} - L_{l2}) \gamma_{Hg} - (z - L_{l2}) \gamma \quad (4.10 b)$$

$z$  es la cota del eje del conducto medida en la escala del manómetro.

Sustituyendo (4.10 a) y (4.10 b) en (4.7):

$$h = \frac{(L_{d1} - L_{l1}) \gamma_{Hg} - (z - L_{l1}) \gamma - (L_{d2} - L_{l2}) \gamma_{Hg} + (z - L_{l2}) \gamma}{\gamma}$$

$$h = \frac{[(L_{d1} - L_{d2}) + (L_{l2} - L_{l1})] \gamma_{Hg} + (L_{l1} - L_{l2}) \gamma}{\gamma}$$

$$h = \left[ (L_{d1} - L_{d2}) + (L_{l2} - L_{l1}) \right] \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} + (L_{l1} - L_{l2}) \quad (4.11)$$

(4.9) se convierte en:

$$Q = C_d A_2 \sqrt{2g \left\{ \left[ (L_{d1} - L_{d2}) + (L_{i2} - L_{i1}) \right] \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} + (L_{i2} - L_{i1}) \right\}} \quad (4.12)$$

El objeto de esta prueba fue comprobar el correcto funcionamiento del venturi. Con ese propósito, se tomaron los datos necesarios para obtener los coeficientes de descarga correspondientes a distintos gastos y compararlos con los presentados en la Ref 7. La prueba se estructuró con base en los pasos siguientes:

1. Fijar una abertura en la válvula de alimentación.
2. Medir las columnas  $L_{d1}$ ,  $L_{d2}$ ,  $L_{i1}$  y  $L_{i2}$  en el manómetro diferencial. Para ello, se lo proveyo de un sistema de válvulas de paso, a fin de poder conectarlo a las dos secciones del venturi.
3. Medir la elevación de la superficie libre en el vertedor triangular.

Para el cálculo, se utilizó el siguiente procedimiento:

- a) Obtener el gasto en el vertedor triangular con la ec. (4.1).
- b) Calcular el coeficiente de descarga experimental. Para ello, se utilizó la siguiente expresión, que resulta de la ec. (4.10).

$$C_d = \frac{Q}{A_2 \sqrt{2g \left\{ \left[ (L_{d1} - L_{d2}) + (L_{i2} - L_{i1}) \right] \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} + (L_{i2} - L_{i1}) \right\}}} \quad (4.13)$$

En (4.13):

$$A_2 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (0.06)^2}{4}; \quad A_2 = 2.827 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

c) Calcular el número de Reynolds y obtener el coeficiente de descarga de la Fig. 9.2 de la Ref. 7.

d) Obtener el error relativo del coeficiente experimental sobre el de la referencia, con la siguiente ecuación:

$$e_{c_d} = \frac{|C_{d_{exp}} - C_{d_{ref}}|}{C_{d_{ref}}} \quad (4.14)$$

En la tabla 4.4 se agrupan los datos y los resultados de esta prueba, correspondientes a siete aberturas de la válvula de alimentación. La Fig. 4.10 muestra el aspecto de la curva de gastos del venturi. En la misma figura aparecen los puntos obtenidos directamente con los datos de la prueba. Para la curva de gastos, se propusieron arbitrariamente valores de  $h$  (tabla 4.5) y se tomó  $C_d = cte. = 1.035$ ; el caudal se calculó con la ec. (4.8). Para los puntos experimentales,  $h$  se calculó con la ec. (4.11) y, el gasto, es el aforado en el vertedor (ver tabla 4.4).

Los resultados demuestran que el venturi tiene un correcto funcionamiento hidráulico.

El error máximo entre los coeficientes de descarga calculados con los datos de la prueba y los obtenidos de la Ref. 7 fue de apenas 10.63 %, como puede comprobarse en la tabla 4.4. En esta tabla, es posible apreciar que  $C_{d_{ref}}$  prácticamente no cambia con el número de Reynolds.

De las pruebas correspondientes a este capítulo, la *prueba de calibración del venturi* fue la última que se llevó a cabo. Por ello, la expresión (4.12) no se utilizó para el cálculo del gasto en ninguna de las pruebas que se presentan más adelante en este mismo capítulo.

DATOS

CARACTERÍSTICAS DEL VENTURIO TRIANGULAR

Tarso= 4.07 cm  
 Ángulo= 30.25 grados  
 Ancho del canal de llamada= 47 cm

CARACTERÍSTICAS DEL VENTURI

D1= 10.00 cm H1= 0E-03m<sup>2</sup>  
 D2= 5.00 cm H2= 3E-03m<sup>2</sup>  
 m<sup>2</sup> 0.36

nu= 1E-06 m<sup>2</sup>/s

ABERTURA	Ld1	Li1	Ld2	Li2	H1a	h	Hv	Mu	K	Q	Cd exp	R	Cd Cal	e
cm	cm	cm	cm	cm	cm	m	cm	-	-	l/s	-	-	-	-
5.0	211.3	62.7	211.0	63.1	20.39	9.17	16.26	0.62	1	4.23	1.116	0.141	0.99	0.13
10.0	203.3	70.8	202.4	71.5	23.77	21.06	19.20	0.62	1	6.39	1.113	1.23E+00	1.00	0.10
15.0	199.6	76.2	199.6	77.0	25.04	47.36	20.97	0.62	1	7.97	0.933	1.54E+00	1.00	0.10
20.0	194.5	79.0	192.8	81.0	26.20	46.37	22.13	0.62	1	9.12	1.040	1.76E+00	1.00	0.10
25.0	192.4	82.1	190.1	84.7	26.91	59.00	22.64	0.62	1	9.67	1.036	1.90E+00	1.00	0.10
30.0	191.1	83.4	189.9	85.7	27.33	58.90	23.26	0.62	1	10.39	1.025	1.99E+00	1.00	0.10
35.5	190.5	84.1	189.1	86.5	27.48	62.80	23.41	0.62	1	10.50	1.057	2.07E+00	1.00	0.10

TABLA 4.4. Datos y resultados de la PRUEBA DE CALIBRACION DEL VENTURI.

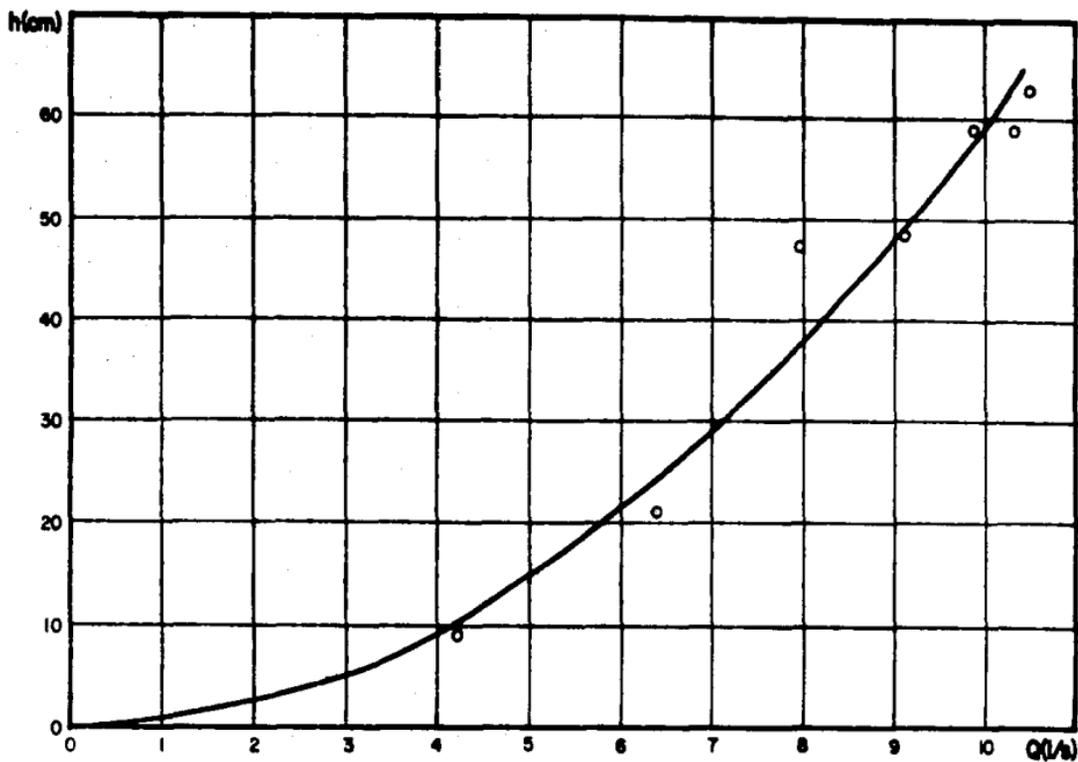


Fig. 4.10. Curva de gastos del venturi y puntos experimentales.

h cm	Q = Cd A2 SQR(2gh) l/s
5	2.90
10	4.10
15	5.02
20	5.80
25	6.48
30	7.10
35	7.67
40	8.20
45	8.70
50	9.17
55	9.61
60	10.04
65	10.45

TABLA 4.5. Cálculo de la curva de gastos del VENTURI.

#### IV.3.2. DISTORSION DE LAS CURVAS CARACTERISTICAS Y DE ISOEFICIENCIA

Mientras estudiábamos las posibles causas del cruzamiento de las curvas  $N-P_f$ , el director de este trabajo descubrió una grave inconsistencia, presente en todas las mediciones: la variación de la carga bruta en el sistema al modificar el gasto.

En nuestra instalación, la carga bruta es proporcionada por una bomba (Cinciso IV.2.). La carga de esta bomba es pues, a la vez, la carga de bruta de la turbina. Cuando se modifica el gasto en la línea por medio de un control, cambia la carga de la bomba, de acuerdo con su curva característica. En la práctica real no es posible que una bomba pueda suministrar gastos diferentes sin que se modifique la carga que añade al flujo.

Para la prueba con carga constante se pensó en mantener sin cambios la carga en alguna sección de la línea de alimentación. Se eligió la sección de entrada a la turbina por ser la única que se

encontraba adecuadamente instrumentada. Esta prueba es la más importante de este inciso y del capítulo, en virtud de que permitió hallar una causa de la distorsión de las curvas, como se explica algunos párrafos más adelante.

Tanto la *prueba de revisión de la válvula de aguja* como la *prueba de sondeo # 3* tuvieron por objeto descubrir otras posibles causas de la misma anomalía.

### ***Prueba con carga constante***

Cuando se detectó la variación de la carga de la bomba de alimentación al modificar el gasto, se comprendió la función que desempeñaba el dispositivo regulador de presión descrito en el inciso IV.2.

Ruiz Barra (Ref. 8) se refiere a él en los siguientes términos: "(...) A la salida de esta bomba [la de alimentación] será necesaria una válvula reguladora de presión que evite las variaciones de presión que provoca las fluctuaciones de la corriente eléctrica y los pequeños golpes de ariete producidos por el impulsor de la bomba (sic (...))" (p. 76). El autor acierta al señalar la necesidad de la válvula pero se equivoca cuando menciona las causas que la hacen necesaria. Los fenómenos que señala pueden influir en la variación de la presión, pero, sin duda, el cambio en la carga de la bomba es la causa más importante.

Más adelante Ruiz Barra afirma que "(...) sin una presión constante cualquier medición que se tratara de hacer con la turbina sería imposible (...)", pero no explica por qué. Además exagera al decir que "cualquier medición (...) sería imposible". Si es posible hacer mediciones sin el dispositivo regulador de presión; de hecho, se ha prescindido de él en los últimos años. Lo que ha ocurrido es que las mediciones así realizadas conducen a resultados incongruentes.

A fin de explicar la razón por la cual se afirma que la variación

de la carga de la bomba es una inconsistencia, considérese el caso de la selección de una bomba. Una de las primeras variables que se requiere fijar es la carga estática total  $H_s$  (Fig. 4.11), es decir, el desnivel natural por vencer. Una vez determinada, se procede a la construcción de la curva de resistencia del sistema (Fig. 4.12), que es función del gasto bombeado<sup>4</sup>. Esta curva aporta elementos para elegir el equipo mas conveniente. Si la carga estática variara con el gasto, la selección de la bomba sería terriblemente complicada.

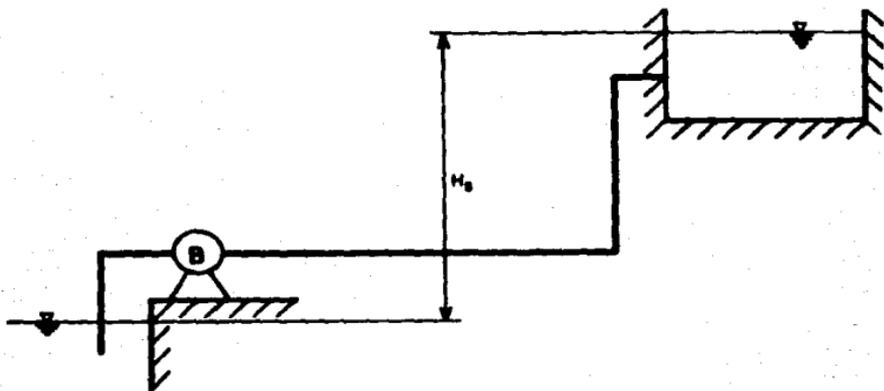


Fig. 4.11. Carga estática total en un sistema de bombeo.

<sup>4</sup> La curva de resistencia tiene por ecuación:

$$H_b = H_s + \Sigma h;$$

donde:

$H_b$ : Carga de la bomba.

$H_s$ : Carga estática total.

$\Sigma h$ : Pérdidas de carga en la conducción. Este término es función del gasto bombeado.

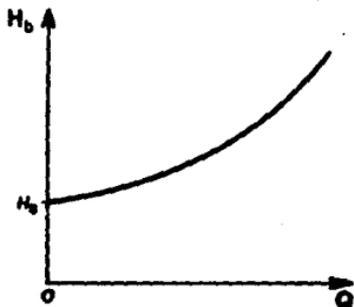


Fig. 4.12. Curva de resistencia.

Algo similar ocurre con las turbinas. En el proceso de selección, uno de los datos fundamentales es la carga bruta, es decir, otra vez el desnivel natural, en este caso por aprovechar. La carga bruta se determina con base en un análisis hidrológico de la corriente y del vaso. Con ella se calcula la carga neta, a partir del gasto de diseño. Si la carga bruta se modificara con el gasto, simplemente, sería imposible iniciar el proceso de selección.

Con el fin de corregir de manera aproximada el efecto de la inconsistencia detectada, se pensó en mantener constante la carga a la entrada de la turbina. Para ello, luego de fijar un gasto con la válvula de aguja, se regularía la carga en la entrada con la válvula de alivio instalada en un costado del viejo regulador de presión.

Los datos y los resultados de la prueba, correspondientes a ocho aberturas en la válvula de alimentación, están agrupados en la tabla 4.6.

Las curvas características y de isoeficiencia se presentan en la Fig. 4.13. Estas curvas se asemejan mucho más que cualesquier otras a las de la Fig. 2.17. Los cruces que en ellas se observan pueden deberse a que existió una pequeña variación en la carga a la entrada de la turbina.

Así pues, la prueba con carga constante prácticamente demuestra el efecto del cambio de la carga de la bomba sobre la apariencia de las curvas características y de isoeficiencia.

**DATOS**

**CARACTERÍSTICAS DEL VERTEDOR TRIANGULAR**

Tara = 3.29 cm  
 Ángulo = 90.00 grados  
 Ancho del canal de llamada = 47.00 cm  
 Diámetro de la conducción = 4.00 plg  
 Área = 01.07 cm<sup>2</sup>  
 Tara de la báscula = 1.02 kg  
 Cota del eje de la tubería = 80.00 cm

ABERTURA cm	H1 cm	L1 cm	Ld cm	N rpm	Fb kg	Hv cm	Mu	K	Q l/s	pe/SAM m	V <sup>2</sup> /2g m	Hm m	Ph CV	PF CV	E <sub>h</sub> %
5.0	12.53	71.9	207.7	97	2.83	9.24	0.595	1.000	3.65	18.39	0.01	10.40	0.69	0.17	19.10
				207	2.50									0.34	17.51
				278	2.59									0.43	17.67
				301	2.46									0.54	19.92
				500	2.26									0.61	19.72
				500	2.19									0.66	24.17
				700	1.93									0.62	19.57
				800	1.56									0.42	16.01
10.0	14.96	72.2	207.4	297	3.28	11.67	0.590	1.010	6.55	18.31	0.03	10.34	1.60	0.05	53.10
				392	3.72									1.04	63.98
				494	3.43									1.16	77.65
				500	3.25									1.26	78.50
				690	2.81									1.21	75.37
				760	2.30									0.99	101.97
				900	1.57									0.48	30.39
				296	4.33									10.22	0.587
302	4.07											1.14	63.07		
405	3.74											1.79	71.47		
620	3.31											1.40	77.51		
680	3.05											1.15	74.72		
820	2.21											0.95	85.03		
910	1.56											0.40	76.00		

**TABLA 4.6. Datos y resultados de la PRUEBA CON CARGA CONSTANTE (parte 1).**

ABERTURA ca	Hlim ca	Li ca	Ld ca	N rpm	Fb kg	Hv cm	Mu	K	Q l/s	pe/GRM m	V <sup>2</sup> /2g m	Hm m	Ph CU	Pf CV	Eta %
15.0	16.49	72.1	207.5	288	5.10	13.20	0.585	1.020	8.92	18.34	0.06	10.40	2.19	1.15	52.47
				392	4.75									1.43	65.29
				506	4.34									1.64	75.01
				600	4.11									1.81	82.78
				690	3.49									1.67	76.10
				800	2.61									1.24	56.00
				920	1.57									0.49	22.59
17.5	17.06	72.2	207.4	188	5.85	13.77	0.585	1.020	9.92	18.31	0.00	10.39	2.43	0.09	36.50
				395	5.17									1.60	65.90
				492	4.76									1.80	73.97
				610	4.34									1.98	81.41
				690	3.74									1.83	75.45
				810	2.79									1.40	57.63
				940	1.57									0.51	20.78
20.0	17.46	72.2	207.4	397	5.51	14.17	0.585	1.025	10.71	18.31	0.09	10.40	2.63	1.74	66.33
				493	5.07									1.95	74.31
				610	4.63									2.15	81.95
				690	3.94									1.97	74.98
				800	2.95									1.51	57.46
				920	1.59									0.51	19.51
				30.0	18.45									72.0	207.6
500	5.81	2.34	74.55												
590	5.41	2.53	80.63												
690	4.56	2.39	76.04												
800	3.52	1.95	62.26												
900	2.32	1.14	36.42												
970	1.50	0.53	16.91												
36.0	18.51	72.0	207.6	290	7.15	15.22	0.505	1.030	12.86	18.36	0.13	10.49	3.17	1.20	43.45
				540	5.85									2.55	80.38
				620	5.37									2.64	83.12
				730	4.26									2.31	72.03
				800	3.45									1.90	59.91
				900	2.32									1.14	36.06
				900	1.54									0.50	15.71

TABLA 4.6. Datos y resultados de la PRUEBA CON CARGA CONSTANTE (parte 2).

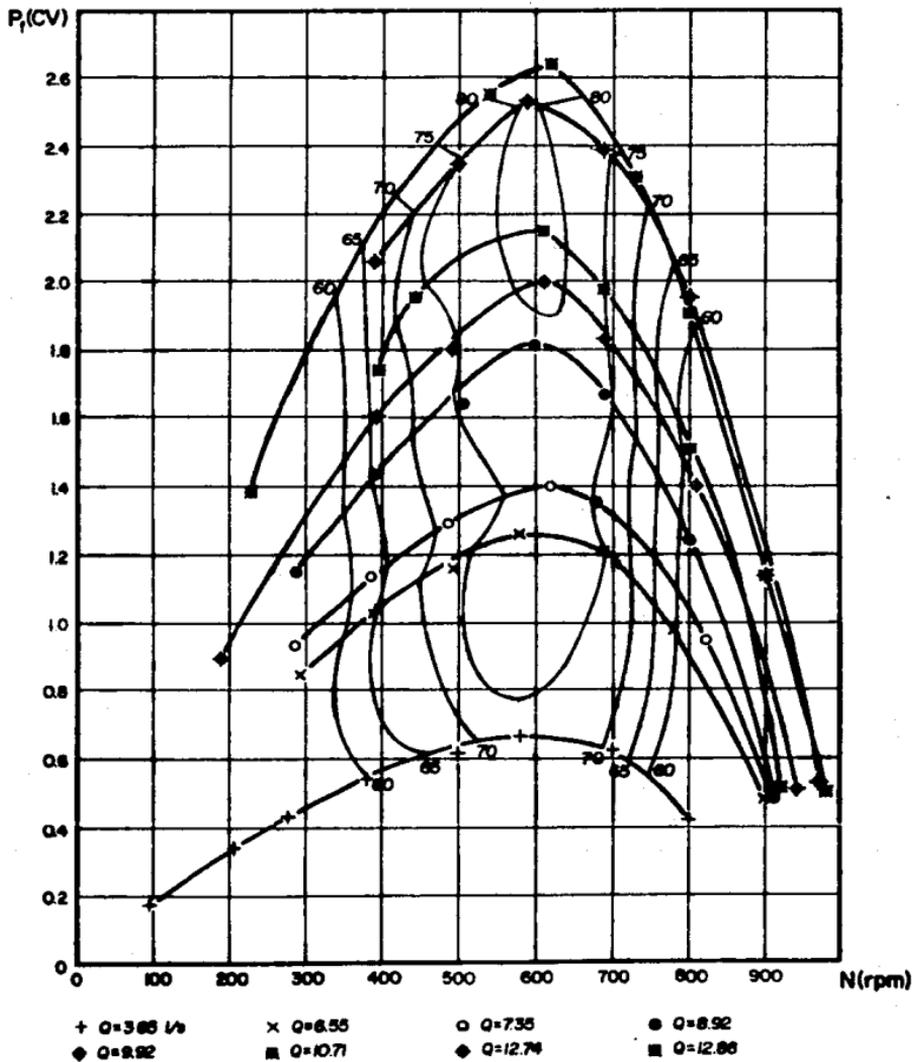


Fig. 4.13. Curvas características y de isoeficiencia de la prueba con carga constante.

En esta prueba se alcanzó una eficiencia máxima  $\eta_{\text{máx}} = 83.12 \%$ .  
Para este valor:

$$N = 620 \text{ rpm}$$

$$P_f = 2.64 \text{ CV}$$

$$H_n = 18.49 \text{ m}$$

La velocidad específica es:

$$N_s = \frac{620\sqrt{2.64}}{(18.49)^{3/4}}$$

$$N_s = 26.27$$

#### *Prueba de revisión de la válvula de aguja*

Por su importancia, la variación de la carga bruta del sistema podía considerarse como el único motivo del cruzamiento de las curvas características. Sin embargo, se exploraron otras posibles causas, entre ellas, posibles fallas en el funcionamiento hidráulico de la válvula de aguja.

Si esta válvula funcionara inadecuadamente, de manera que al aumentar el gasto indujera en el flujo una pérdida de carga excesiva, la potencia hidráulica que absorbe la turbina disminuiría y, como consecuencia, también la potencia al freno. La reducción de la potencia al freno al aumentar el gasto, explicaría los cruces de las curvas en el plano  $N-P_f$ , aunque parcialmente, ya que los valores de eficiencia calculados en otras pruebas son muy altos.

Para observar al comportamiento de esta válvula fue necesario desmontar el rodete de la turbina, a fin de tener acceso al chorro de alimentación.

La prueba consistió básicamente en medir el área del chorro y el

gasto bajo distintas condiciones, con el objeto de calcular la energía cinética del flujo en la descarga de la válvula y compararla con la energía total disponible en la entrada de la turbina.

Para ejecutar la prueba se siguieron los pasos descritos a continuación:

1. Fijar una abertura en la válvula de aguja.
2. Medir con el limnómetro la elevación de la superficie libre del agua en el vertedor de aforo.
3. Leer la elevación de las columnas de mercurio izquierda y derecha ( $L_1$  y  $L_2$ ) del manómetro diferencial.
4. Medir con un compás metálico el diámetro del chorro.

Para el cálculo se procedió de acuerdo con los siguientes pasos:

- a) Se calculó el gasto con la ec. (4.1).
- b) Se obtuvo la presión en la entrada con la ec. (4.3) y la carga de presión.
- c) Se calculó la velocidad en la línea --con la ecuación de continuidad-- y la correspondiente carga de velocidad.
- d) Sumando las cargas de presión y velocidad se obtuvo la carga hidráulica total disponible en la entrada.
- e) Con el diámetro del chorro se calculó su área y, nuevamente con la ecuación de continuidad, su velocidad.
- f) Se obtuvo el coeficiente de la válvula con el auxilio de la siguiente expresión<sup>2</sup>:

---

<sup>2</sup>Esta expresión resulta al plantear la ecuación de la energía entre la sección de entrada y una ubicada sobre el chorro.

**DATOS**

**CARACTERÍSTICAS DEL VERIFICADOR TIPO 1000**

Tara=	1.75 cm
ángulo=	90 grados
Ancho del canal de llamada=	47 cm
Díametro de la conducción=	4 plg
Área=	31.07 cm <sup>2</sup>
Cota del eje de la tubería=	30 cm

ABERTURA cm	H1a cm	Li cm	Ld cm	Hv cm	Mu	K	Q l/s	pe/GRM m	U <sup>2</sup> /2g m	Hm m	Dch cm	Uch m/s	Cv
10.0	14.92	213.1	309.8	11.17	0.509	1.0005	5.81	14.40	0.01	14.51	2.15	15.99	0.95
20.0	16.47	93.0	100.4	12.72	0.598	1.0100	8.10	11.91	0.05	11.97	2.60	15.25	1.00
30.0	17.03	97.5	177.2	13.28	0.568	1.0170	9.09	11.01	0.06	11.06	2.79	14.85	1.01
35.5	17.17	97.7	176.9	13.42	0.500	1.0100	9.33	10.95	0.07	11.01	2.01	15.04	1.02

**TABLA 4.7. Datos y resultados de la PRUEBA DE REVISIÓN DE LA VALVULA DE AGUA.**

$$V_{ch} = C_v \sqrt{2gH_n}$$

De aquí:

$$C_v = \frac{\sqrt{2gH_n}}{V_{ch}} \quad (4.15)$$

En la tabla 4.7 se resumen los datos y los resultados de esta experiencia. Se hicieron lecturas para cuatro carreras de la válvula.

Los resultados permitieron comprobar que la válvula de aguja funciona correctamente. Los coeficientes  $C_v$  obtenidos se aproximan mucho al valor de 0,98 recomendado para el diseño. Se obtuvieron, incluso, valores mayores a la unidad (tabla 4.7). En todo caso, el error en este coeficiente se debe más a defectos en la medición del diámetro del chorro que al funcionamiento de la propia válvula.

### **Prueba de sondeo # 3**

Luego de la prueba anterior se desmontó completamente la turbina, con el fin de detectar posibles fallas mecánicas en el acoplamiento con el electrodinamómetro y, de ser necesario, efectuar labores de mantenimiento.

Al desarmar la flecha motriz se descubrió que varios empaques y retenes se encontraban en mal estado. Además, se encontró que la flecha estaba desviada y que el balero de alineamiento ya era inservible.

La flecha fue rectificada en los talleres del Instituto de Ingeniería. El balero dañado se sustituyó por uno nuevo y se adquirieron los empaques y retenes necesarios para sellar correctamente la flecha. Los trabajos de mantenimiento se prolongaron por varias semanas.

Esta prueba se realizó con el objeto de averiguar si las fallas mecánicas encontradas en la flecha tenían alguna influencia en la aparición de las curvas características y de isoeficiencia.

La estructura de la prueba es similar a la de las otras pruebas de sondeo. No se ejerció control alguno sobre la carga en ninguna sección. Se tomaron datos solamente para valores extremos del gasto, pues interesaba saber si las fallas mecánicas detectadas influían de alguna manera en el aspecto de las curvas características. Los datos y los resultados obtenidos se presentan en la tabla 4.8. La Fig. 4.14 muestra las curvas características y de isoeficiencia. En ella se advierte la persistencia de los cruces violentos.

En consecuencia, puede concluirse que la variación de la carga de la bomba es la causa más importante de la distorsión de las curvas.

Para esta prueba se alcanzó una eficiencia máxima  $\eta_{\text{máx}} = 94.75 \%$ , a la cual corresponden:

$$N = 510 \text{ rpm};$$

$$P_f = 1.35 \text{ CV};$$

$$H_n = 11.41 \text{ m.}$$

Con estos valores, la velocidad específica es:

$$N_s = \frac{510 \sqrt{1.35}}{(11.41)^{3/4}}$$

$$N_s = 28.25$$

Con el fin de registrar los multicitados cambios en la carga de la bomba, las tablas de resultados de la prueba de revisión del vertedor triangular y de la prueba con carga máxima # 2 (4.3 y 4.10, respectivamente) incluyen una columna en la que aparece la presión en la descarga de la bomba ( $P_d$ ). Para medirla, se instaló *ex profeso* un manómetro de Bourdon.

**DATOS**

**CARACTERÍSTICAS DEL VERTEDOR TRIANGULAR**

Tara= 4.48 cm  
 Angulo= 90 grados  
 ancho del canal de llamada= 47 cm  
 Diámetro de la conducción= 4 plg  
 Área= 01.073 cm<sup>2</sup>  
 Tara de la báscula= 1.05 kg  
 Cota del eje de la tubería= 80 cm

ABERTURA cm	H <sub>1</sub> cm	L <sub>1</sub> cm	L <sub>d</sub> cm	N rpm	F <sub>b</sub> kg	H <sub>v</sub> cm	N <sub>u</sub>	K	Q l/s	pe/GPM m	V <sup>2</sup> /2g m	H <sub>m</sub> m	Ph CV	PF CV	E <sub>ta</sub> %
15	16.75	84.2	189.3	301	4.46	12.27	0.588	1.010	7.40	14.42	0.04	14.46	1.43	1.00	70.34
				401	4.04									1.17	62.15
				500	3.65									1.27	60.07
				600	3.15									1.39	66.13
				700	2.81									1.70	64.10
				710	2.32									0.69	62.53
				810	2.00									0.75	61.35
30.5	17.18	96.2	178.4	306	4.26	13.45	0.587	1.015	9.34	11.34	0.07	11.41	1.42	1.11	78.11
				404	4.24									1.26	68.07
				510	3.75									1.25	64.25
				595	2.94									1.10	72.17
				605	2.60									1.14	73.06
				770	2.37									0.67	61.20

**TABLA 4.8. Datos y resultados de la PRUEBA DE SONDEO # 3.**

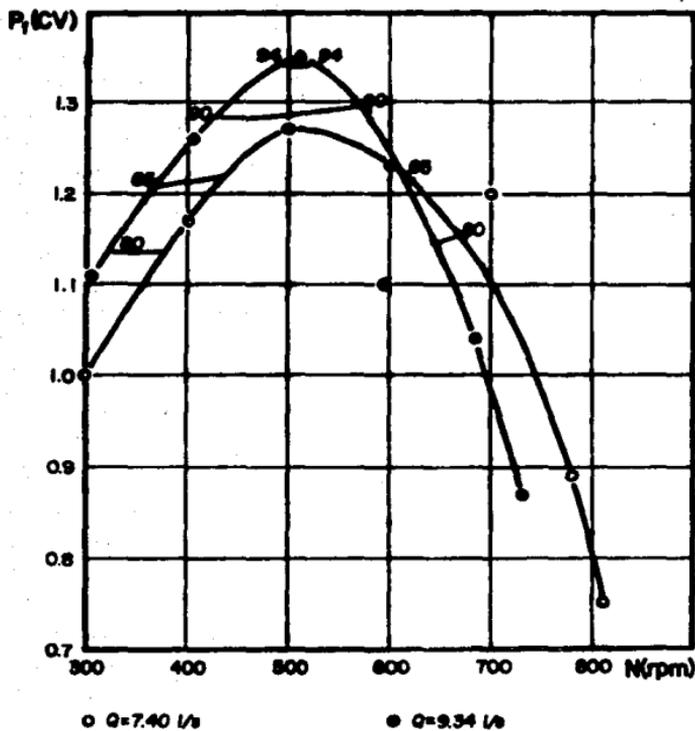


Fig. 4.14. Curvas características y de eficiencia de la prueba de sonda # 3.

En esas columnas puede apreciarse que la variación de la presión es mayor cuanto mayor es el incremento del gasto.

#### **IV.3.3. COMPORTAMIENTO DE LA TURBINA EN CONDICIONES EXTREMAS**

Al referirse a la turbina Pelton del laboratorio, cuyo montaje estaba en proyecto, Ruiz Barra (Ref. 8) habla de "una turbina Pelton de 4.5 CV bajo 30 m de caída y con un gasto de 30 l/s (...)" (p. 75). El valor del gasto registrado en ese párrafo seguramente es un error porque, más adelante, afirma que "(...) Para alimentarla de agua (sic) será necesaria una bomba que suministre la carga de 30 m y el gasto de 18 l/s" (pp. 75-76).

En los resultados de las pruebas presentadas hasta ahora puede comprobarse que los valores del gasto y la carga de la turbina que corresponden a la máxima eficiencia no se aproximan a los que Ruiz Barra (Ref. 8) presenta como valores de diseño (inciso IV.2.). Lo mismo ocurre con la potencia al freno. Ni siquiera los máximos de estas variables se acercan a los valores supuestamente nominales.

Con el fin de observar el comportamiento de la turbina para valores más altos del gasto y de la carga, se planeó realizar una prueba con la válvula de alivio del sistema totalmente abierta. En esas condiciones se efectuaron las pruebas con carga máxima que se presentan a continuación. En ninguna de ellas se procuró controlar la carga.

##### **Prueba con carga máxima # 1**

Se esperaba que al abrir completamente la válvula de alivio, la presión en la línea sufriera un incremento considerable. Para evitar derrames de mercurio en el manómetro diferencial, se conectó la toma piezométrica a otro manómetro de mayor altura, que fue colocado

sobre el tanque de carga constante que se encuentra por arriba de las butacas instaladas en la zona interior (plano no B.3).

Debido a fallas en el electrodinamómetro, esta prueba no pudo concluirse. Desde el inicio de la medición, en el interior del equipo se observaron destellos. Cuando se tomaban datos para una carrera de la válvula de aguja de 30 cm y  $N = 300$  rpm, el freno comenzó a arrojar humo. En ese momento se suspendió la experimentación.

Los resultados parciales se registraron en la tabla 4.9. En ella aparecen algunos datos para carreras de 30 y 37 cm en la válvula de aguja. Para ninguna de ellas se logró tomar datos ni de presión ni de gasto. La potencia al freno máxima que pudo medirse fue de 3.25 CV, valor muy lejano de los 4.5 CV que menciona Ruiz Barra.

#### *Prueba con carga máxima # 2*

En un lapso que comprendió varias semanas, el electrodinamómetro fue revisado y reparado. Entonces, se procedió a realizar una prueba completa con la válvula de alivio totalmente abierta.

La tabla 4.10 engloba los datos y resultados obtenidos para cinco aberturas distintas de la válvula de aguja (10, 20, 25, 30 y 37 cm). En la Fig. 4.15 aparecen las curvas características de la prueba. Estas curvas resultaron tan deformes que se consideró que no tenía sentido dibujar las curvas de isoeficiencia.

Como puede apreciarse en la tabla 4.10, se logró alcanzar una carga máxima en la entrada de 29.33 m y un gasto máximo de 13.08. Estos valores son relativamente cercanos a los 30 m y los 15 l/s que menciona Ruiz Barra. La potencia al freno máxima calculada fue de 3.2 CV, que difiere sensiblemente de los 4.5 CV señalados por el mismo autor. Sin embargo, si se obtiene la potencia al freno haciendo  $Q = 15$  l/s y  $H_n = 30$  m, con una eficiencia del 75 % se obtiene:

**DATOS**

**CHARACTERISTICAS DEL VERTEEDOR TRIANGULAR**

Tara= 3.83 cm  
 Ancho= 90 grados  
 Ancho del canal de llenada= 47 cm  
 Diámetro de la conducción= 4 plg  
 Area= 81.073 cm<sup>2</sup>  
 Tara de la báscula= 1.05 kg  
 Cota del eje de la tubería= 80 cm

ABERTURA cm	Hlim cm	Li cm	Ld cm	N rpm	Fb kg	Hv cm	Mu	K	Q l/s	pe/GPM m	V <sup>2</sup> /2g m	Hf m	Ph CV	PF CV	Eta %
30	-	-	-	300	7.97	-	-	-	-	-	-	-	-	2.00	-
	-	-	-	405	7.45	-	-	-	-	-	-	-	-	2.53	-
	-	-	-	600	6.50	-	-	-	-	-	-	-	-	3.20	-
	-	-	-	700	5.85	-	-	-	-	-	-	-	-	3.15	-
	-	-	-	800	4.70	-	-	-	-	-	-	-	-	2.85	-
	-	-	-	900	3.50	-	-	-	-	-	-	-	-	2.16	-
37	-	-	-	1000	2.32	-	-	-	-	-	-	-	-	1.14	-
	-	-	-	299	7.95	-	-	-	-	-	-	-	-	2.02	-
	-	-	-	402	7.55	-	-	-	-	-	-	-	-	2.55	-
	-	-	-	500	7.28	-	-	-	-	-	-	-	-	3.04	-
	-	-	-	600	6.60	-	-	-	-	-	-	-	-	3.25	-
	-	-	-	700	5.35	-	-	-	-	-	-	-	-	2.94	-
	-	-	-	800	4.65	-	-	-	-	-	-	-	-	2.61	-
	-	-	-	900	3.55	-	-	-	-	-	-	-	-	2.30	-
-	-	-	1000	2.23	-	-	-	-	-	-	-	-	1.15	-	

**TABLA 4.9. Datos y resultados de la PRUEBA CON CARGA MAXIMA # 1.**

**DATOS**

**CARACTERÍSTICAS DEL VERTEDOR TRIANGULAR**

Tara = 3.51 cm  
 Angulo = 90.00 grados  
 Ancho del canal de llamada = 47.00 cm  
 Diámetro de la conducción = 4.00 plg  
 Área = 81.07 cm<sup>2</sup>  
 Tara de la báscula = 1.10 kg  
 Cota del eje de la tubería = 77.00 cm

ABERTURA cm	Pd lg/cm <sup>2</sup>	Hlia cm	Li cm	Ld cm	N rpm	Fb lg	Hv cm	Mu	K	Q l/s	pe/GPM m	U <sup>2</sup> /2g m	Hn m	Ph CV	PF CV	Eta %
10	3.10	15.77	163.0	372.0	296	5.91	12.26	0.590	1.015	7.45	29.20	0.04	29.33	2.91	1.39	47.00
					396	5.68									1.77	60.89
					510	5.44									2.16	74.22
					610	5.08									2.37	81.50
					690	4.55									2.33	79.92
					900	4.18									2.40	82.59
					910	3.50									2.13	73.32
20	2.60	17.91	183.0	353.0	300	7.50	14.40	0.506	1.024	11.15	24.18	0.10	24.28	3.61	1.80	51.97
					401	7.10									2.35	65.13
					490	6.90									2.70	76.94
					600	6.33									3.07	84.95
					690	5.83									3.19	88.35
					810	4.60									2.77	76.74
					890	3.95									2.40	68.66
25	2.45	18.33	187.0	346.5	300	7.75	14.82	0.505	1.025	11.98	22.79	0.11	22.90	3.66	1.95	53.31
					403	7.90									2.44	68.77
					490	7.12									2.80	78.83
					600	6.47									3.15	86.10
					690	5.82									3.18	87.04
					790	4.85									2.90	79.17
					900	3.65									2.24	61.33

**TABLA 4.10. Datos y resultados de la PRUEBA CON CARGA MÁXIMA # 2 (parte 1).**

ABERTURA cm	Pd kg/cm <sup>2</sup>	Hlin cm	Li cm	Ld cm	N rpm	Fb kg	Hv cm	Mu	K	D 1/s	pe/GMM m	V <sup>2</sup> /2g m	Hn m	Ph CV	PF CV	Eta %
30	2.35	10.10	130.5	342.8	304	7.76	15.10	0.585	1.030	12.61	21.85	0.12	21.97	3.69	1.01	51.56
					402	7.39									2.47	64.89
					500	7.15									2.96	80.02
					620	6.35									3.14	86.11
					700	5.70									3.15	85.18
					800	4.63									2.76	74.71
					910	3.41									2.05	55.61
37	2.35	18.83	101.5	341.3	294	7.90	15.32	0.585	1.030	13.08	21.52	0.13	21.65	3.77	1.95	51.76
					398	7.52									2.51	64.16
					490	7.26									2.95	70.15
					600	6.55									3.20	81.62
					710	5.47									3.03	80.34
					790	4.73									2.80	74.25
					890	3.60									2.12	52.61

TABLA 4.10. Datos y resultados de la PRUEBA CON CARGA MAXIMA # 2 (parte 2).

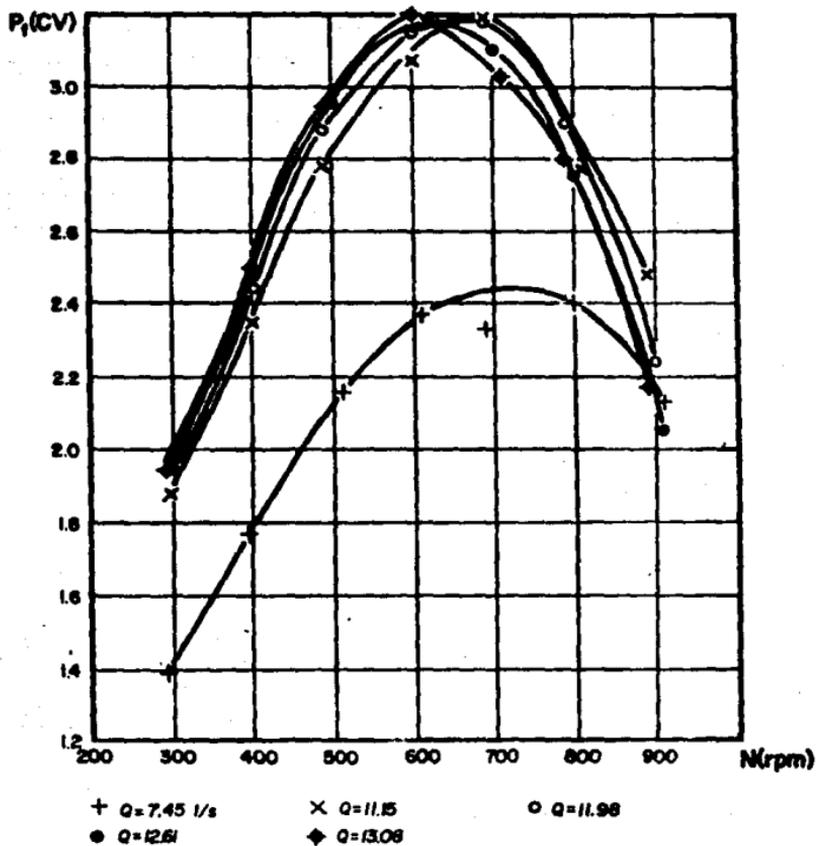


Fig. 4.15. Curvas características de la prueba con carga máxima # 2.

$$P_h = \frac{\gamma(0.015)(30)}{75} (0.75) = 4.5 \text{ CV.}$$

Esta potencia, de acuerdo a los resultados de la prueba es inalcanzable, ya que a la carga de 29.33 m corresponde un gasto de 7.45 l/s y una eficiencia máxima de 82.59 %, en tanto que al gasto de 13.08 l/s está asociada una carga de 21.65 m y una eficiencia máxima de 84.67 %.

Con esta prueba se comprobó que  $Q = 15 \text{ l/s}$  y  $H_n = 30 \text{ m}$  son valores extremos que no pueden combinarse para calcular la potencia nominal de la turbina. Para la eficiencia máxima de esta prueba:

$$N = 690 \text{ rpm;}$$

$$P_f = 3.19 \text{ CV;}$$

$$H_n = 24.28 \text{ m.}$$

Entonces:

$$N_s = \frac{690\sqrt{3.19}}{(24.28)^{5/4}}$$

$$N_s = 22.86$$

Nótese que este valor de  $N_s$  es sensiblemente menor a los de las otras pruebas en que se obtuvieron curvas características y de isoeficiencia: 27.28 (prueba de sondeo # 2), 26.27 (prueba con carga constante) y 26.25 (prueba de sondeo # 3).

#### IV.4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

A partir de los resultados de las pruebas, pueden hacerse algunas recomendaciones para mejorar el uso de la turbina. Antes de ello, sin embargo, conviene puntualizar las conclusiones esbozadas en el inciso anterior:

1. La baja eficiencia observada en las prácticas tenía su origen en una medición errónea del gasto. El debímetro que se utilizaba para ese fin no está calibrado correctamente: para cualquier abertura, este aparato registra un caudal que difiere aproximadamente 3 1/3 del que en realidad escurre por la línea, como se aprecia en la tabla 4.1.

2. Las curvas  $N-P_f$  se cruzan, fundamentalmente, porque cada una de ellas corresponde a una carga bruta distinta. La carga bruta disponible en el sistema no es otra cosa que la carga de la bomba que alimenta al modelo, la cual se modifica con el gasto, de acuerdo con la curva característica de la bomba.

3. Los valores nominales de  $Q$ ,  $H_n$  y  $P_f$  no han sido determinados con precisión. Las cantidades que Ruiz Barra menciona para la carga y el gasto son en realidad valores extremos que se apartan del punto de eficiencia máxima. Para nosotros siguen siendo un misterio las causas por las que este autor atribuye a la turbina una potencia máxima de 4.5 CV, ya que al proporcionar a la turbina la mayor carga posible, sólo logramos obtener 3.19 CV, como quedó consignado en la tabla 4.10.

Para tratar de encontrar algún indicio sobre los verdaderos valores nominales de la turbina, se hizo el siguiente razonamiento sobre la velocidad específica.

De acuerdo con las pruebas presentadas, la velocidad angular nominal es aproximadamente igual a 600 rpm. Con  $H_n = 30$  m y  $P_f = 4.5$  CV, la velocidad específica sería:

$$N_s = \frac{600 \sqrt{4.5}}{(30)^{5/4}}$$

$$N_s = 18.12$$

Streeter (Ref. 3) afirma que "(...) Si el diámetro del chorro es

$d$  y el diámetro de la rueda a la línea de centro de los álabes es  $D$ , se ha encontrado en la práctica que el cociente  $D/d$  debe ser aproximadamente  $54/N_s$  (pie, hp, rpm) o  $206/N_s$  (cm, kW, rpm) para obtener la máxima eficacia" (p.535).

Para nuestro rodete  $D = 30$  cm. En las pruebas de sondeo # 2 y # 3, los gastos asociados a la máxima eficiencia resultaron, respectivamente,  $Q = 9.86$  l/s y  $Q = 9.34$  l/s. A este orden de magnitud del caudal, corresponde un diámetro del chorro de aproximadamente 2.8 cm, de acuerdo con los resultados de la prueba de revisión de la válvula de aguja (ver tabla 4.6). Así pues, el cociente  $D/d$  resulta:

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{2.80} = 10.71;$$

con lo cual, según Streeter,  $N_s$  (con  $H_t$  en m,  $P_t$  en kW y  $N$  en rpm) es:

$$N_s = 206 \frac{d}{D} = \frac{206}{10.71} = 19.23$$

En la tabla 4.11 se agrupan los valores de  $N_s$  de las pruebas de sondeo # 2, con carga constante, de sondeo # 3 y con carga máxima # 2. Además se incluye el valor calculado con las cantidades que Ruiz Barra presenta en su trabajo. También, se presenta el error relativo con respecto a  $N_s$  calculada con la fórmula de Streeter. Para los cálculos se tomaron en cuenta las unidades indicadas por este autor.

PRUEBA	$N_s$	Variación con respecto al valor de Streeter (%)
De sondeo # 2	23.89	24.23
Con carga constante	22.52	17.11
De sondeo # 3	24.19	25.79
Con carga máxima # 2	19.62	2.03
Ruiz Barra	15.55	19.14

Tabla 4.11. Comparación entre distintos valores de  $N_s$ .

De acuerdo con la tabla 4.11,  $N_s$  de la prueba con carga máxima # 2 es la que más se aproxima al valor calculado con la fórmula de Streeter. Sin embargo, en las pruebas de sondeo # 2 y # 3 se obtuvo

una eficiencia mayor a la de esta prueba: 92.83% y 94.75%, respectivamente, contra 88.35%. Los resultados de la tabla 4.11 deben tomarse con cierta reserva, tanto por la aplicabilidad de la fórmula de Streeter como por los defectos en la determinación de  $N_n$  y  $d_{ch}$ .

Para finalizar el capítulo, considérense las siguientes recomendaciones:

a) Se recomienda utilizar el venturi disponible en la conducción para medir el gasto. Este dispositivo es el más cómodo con el que cuenta el sistema y ofrece una precisión suficientemente aceptable (ver tabla 4.4). Sin embargo, para que su uso sea realmente ventajoso, conviene conectarlo a un manómetro diferencial cerrado. Ello reduciría el número de variables que es necesario medir para obtener el gasto: de cuatro ( $L_{d1}$ ,  $L_{d2}$ ,  $L_{v1}$  y  $L_{v2}$ ) a una ( $\Delta h$ ). Además es más sencillo utilizar la ec. 4.9 que la 4.12.

b) Cualquier intento por obtener las curvas características de la turbina y su punto de operación óptima, sería infructuoso si no se controlara la presión en alguna sección de la conducción. Por ello, se propone rehabilitar el regulador de presión con el que contaba el sistema o, en todo caso, diseñar y construir uno nuevo.

A fin de asegurar una presión constante, la función del regulador debe ser reducir la presión en la línea hasta un valor máximo que ha de coincidir con el mínimo de las presiones en la descarga de la bomba de alimentación. De los valores de presión de descarga de esta bomba registrados en la tabla 4.3, se deriva que ese mínimo es del orden de  $1.4 \text{ kg/cm}^2$ , es decir, el equivalente de 14 m de columna de agua.

Debe tomarse en cuenta que, si se reduce la presión a ese valor, se corre el riesgo de alejarse del punto de eficiencia óptima, ya que tal reducción equivale a provocar una disminución en la carga hidráulica bajo la cual opera la turbina.

Al controlar la presión en una sección, no necesariamente se

asegura que la carga hidraulica total permanezca constante. pues no se toma en cuenta la carga de velocidad. Sin embargo, esta última es tan pequeña en nuestra instalación, que la carga de presión equivale prácticamente a la carga total.

c) Mientras no se pueda regular la presión, conviene mantener la válvula de alivio abierta más o menos a la mitad de su carrera, con el fin de evitar derrames de mercurio en el manómetro diferencial.

## CAPITULO V

### PRUEBAS CON LA BOMBA DE FLUJO MIXTO

#### V.1. LOCALIZACION

La bomba de flujo mixto tambien se localiza en la zona interior del laboratorio de hidraulica de la Facultad de Ingenieria. En el plano no. *B.3.* esta maquina aparece señalada con el numero (5).

#### V.2. DESCRIPCION DE LA MAQUINA Y SU INSTALACION

La bomba de flujo mixto montada en el laboratorio es de la marca *Worthington* y corresponde al modelo *2-1/2 CNE-72*, del grupo *7-1/4*. Su numero de serie es *24922*. Se la impulsa con un motor marca *Reeves*, que gira a una velocidad angular de 1470 rpm y puede operar con valores del voltaje de 220 o 440 V y de corriente electrica de 19.4 o 38.8 A. El equipo se completa con un motovariador, tambien de la marca *Reeves*, que permite modificar la velocidad angular del motor en un rango que varia entre 820 y 3280 rpm. Por el sistema de transmision del motovariador a la bomba, la velocidad angular de esta es 1.5 veces la del motovariador.

La instalacion de la bomba esta representada en el plano no. *B.5.* Consiste de un tubo de succion de 3" de diametro, en cuya entrada se encuentra una valvula *check* cuyo objeto es impedir el vaciado de la

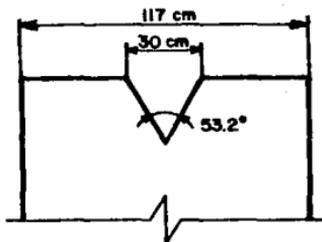
maquina ante una interrupción del funcionamiento. El tubo se conecta en la parte superior a un codo roscado de  $90^\circ$ , unido, a su vez, a la brida de succión.

A la salida de la bomba se dispone de una tubería de descarga de 2.5" de diámetro compuesta por dos tramos, uno horizontal y otro vertical. Para el cambio de dirección se utiliza un codo roscado de  $90^\circ$ . Sobre esta tubería se encuentra una valvula para regular el gasto.

En el extremo posterior de la tubería de descarga están colocados otro codo roscado de  $90^\circ$  y un pequeño tramo de tubo, con el fin de vaciar el agua en el tanque representado en el plano B.5. Este tanque cuenta con un vertedor triangular de pared delgada para aforar el gasto de la bomba. Las características del vertedor aparecen en la Fig. 5.1.

Justo antes y después de la máquina, sobre las tuberías de succión y descarga, existen sondas tomas piezométricas. La primera va conectada a un manovacuometro de carátula, que registra la carga de presión en la succión (en columna de mercurio) para cualquier gasto. La segunda toma se encuentra unida a un manómetro de Bourdon, en el cual puede leerse la presión en la descarga.

La potencia de consumo del motor de la bomba se obtiene de un *wattmetro*. Este instrumento, junto con los manómetros, está colocado sobre un tablero fijado detrás de la bomba.



**Fig. 5.1. Características del vertedor triangular.**

### V.3. PRUEBAS REALIZADAS

En esta máquina se realizaron en total tres pruebas:

1. Para comparar con la curva del fabricante.
2. De eficiencia del motovariador.
3. De sondeo # 2.

Las dos primeras tuvieron el objeto de conocer el comportamiento del motovariador para, con ello, poder calcular correctamente la eficiencia de la bomba. El comportamiento del motovariador puede describirse en términos de su eficiencia o de la potencia al freno que realmente aprovecha la máquina en estudio.

Conocida la eficiencia del motovariador, la de la bomba puede calcularse como:

$$\eta_b = \frac{\eta_s}{\eta_{mv}} \times 100 \quad (5.1);$$

donde  $\eta_s$  es el rendimiento del sistema motor-motovariador-bomba y  $\eta_{mv}$  la eficiencia del motovariador. Si se conoce la potencia al freno, entonces la eficiencia de la bomba es:

$$\eta_b = \frac{P_h}{P_f} \times 100 \quad (5.2)$$

La tercera prueba se realizó con el propósito de obtener datos para calcular curvas de isoeficiencia tomando en cuenta las relaciones obtenidas en las dos primeras pruebas. A continuación, se presenta una descripción detallada de cada uno de los ensayos, acompañada del procesamiento de la información recopilada en ellos. Además se esbozan algunas conclusiones sobre los resultados obtenidos.

### V.3.1. PRUEBA PARA COMPARAR CON LA CURVA DEL FABRICANTE

En el laboratorio se encuentra disponible un conjunto de curvas características y de isoeficiencia de una gran variedad de bombas marca *Worthington*, construidas por este fabricante para  $N = cte.$  y  $D_2$  variable. Entre ellas aparecen dos cartas relacionadas con nuestra maquina (Figs. 5.2.a y 5.2.b), la primera para  $N = 2900$  rpm y la otra para  $N = 1450$  rpm.

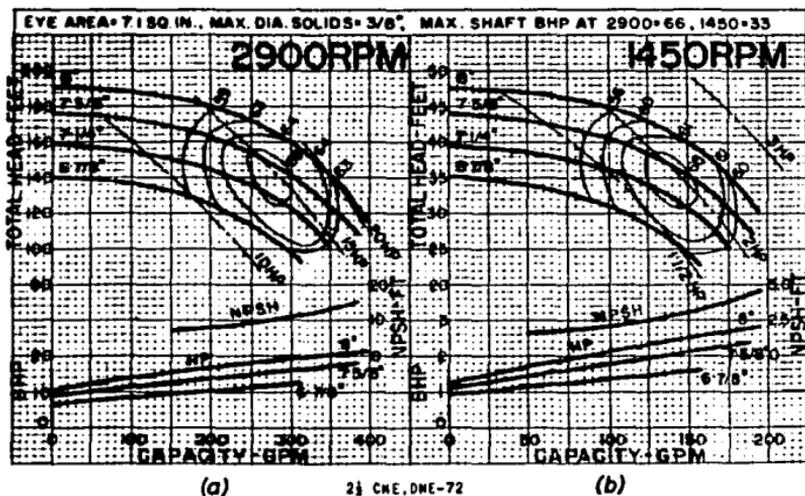


Fig. 5.2. Curvas del fabricante para  $N=2900$  y  $N=1450$  rpm.

En las cartas, además de las curvas  $Q-H_0$  y de las de isoeficiencia, se incluye una familia de curvas de isotencia y la curva de la carga neta positiva de succión (NPSH). Los gastos están expresados en galones por minuto (gpm) y las cargas de la bomba en pies (ft).

La prueba se estructuró en base a la carta construida para  $N = 1450$  rpm. En esta carta aparecen cuatro curvas  $Q-H_b$ , para valores del diámetro del impulsor de  $6\ 7/8"$ ,  $7\ 1/4"$ ,  $7\ 5/8"$  y  $8"$ . De acuerdo con el modelo de la bomba, su impulsor tiene un diámetro de  $7\ 1/4"$ , por ello, su funcionamiento está representado por la segunda de las curvas de la carta.

El objetivo específico de esta prueba consistió en obtener con nuestra instalación una curva similar a la del fabricante, a fin de relacionar las eficiencias registradas en esta curva --eficiencias de la bomba-- con las que resultaran de la medición directa --eficiencias del sistema-- y así poder calcular la eficiencia del motorvariador y la potencia al freno.

El desarrollo de la prueba consistió en los siguientes pasos:

1. Fijar en el motorvariador una velocidad angular de 970 rpm, para así tener en la bomba aproximadamente 1450 rpm (1455 rpm).

2. Para diez aberturas en la válvula de regulación, medir la carga de presión en la succión ( $p_s/\gamma_{H_2O}$ ), la presión en la descarga ( $p_d$ ), la potencia eléctrica de consumo ( $P_e$ ) y la elevación de la superficie libre del agua en el tanque de aforo ( $H_{lim}$ ). Entre las diez aberturas de la válvula se incluyeron las condiciones extremas de gasto nulo y máximo.

En la tabla 5.1 se han agrupado los datos recopilados en la prueba. La tabla 5.2 es un cuadro comparativo de los resultados de la medición directa y la información extraída de la carta del fabricante.

Las primeras once columnas de la tabla 5.2 contienen los resultados de la prueba. El gasto ( $Q$ ) y la carga de la bomba ( $H_b$ ) se calcularon con las expresiones (4.1) y (2.57), respectivamente. La potencia hidráulica de la bomba se obtiene como:

$$P_h = \gamma Q H_b \quad (5.3)$$

Nº rpm	ps/GPM pl(f) Hg	pd kg/cm <sup>2</sup>	Pe kW	h <sub>1</sub> : cm
970	-3.0	0.750	2.55	14.43
	-4.0	0.540	2.15	25.04
	-4.2	0.630	2.25	26.55
	-5.0	0.610	2.40	27.93
	-5.8	0.610	2.60	29.20
	-6.0	0.560	2.70	29.93
	-6.5	0.480	2.60	31.03
	-7.8	0.375	2.95	31.96
	-8.5	0.130	3.10	33.07
	-10.0	0.000	3.40	34.25

TABLA 5.1. Datos de la PRUEBA PARA  
COMPARAR CON LA CURVA DEL FABRICANTE.

En la última de estas once columnas se anotaron las eficiencias del sistema motor-motovariador-bomba obtenidas de la ecuación:

$$\eta_o = \frac{P_h}{P_e} \times 100 \quad (5.4)$$

Con los gastos calculados para cada abertura de la válvula se obtuvo de la curva del fabricante la eficiencia de la bomba ( $\eta_b$ ), interpolando linealmente entre las curvas de isoeficiencia. Para hacer lo anterior, se convirtieron las unidades del gasto de litros sobre segundo a galones por minuto. De esta manera, se calculó para la bomba una eficiencia máxima de 86%.

Ahora bien, de la ec. (5.4), la eficiencia del motovariador vale:

$$\eta_{mv} = \frac{\eta_a}{\eta_b} \quad (5.5)$$

La potencia al freno suministrada a la bomba es:

$$P_f = \eta_{mv} P_e \quad (5.6)$$

**DATOS**

Tara del vertedor: 14.49 cm  
 Ángulo: 53.2 grados  
 Ancho del canal de llegada: 117 cm  
 Diámetro de succión: 3 plg  
 Diámetro de descarga: 2.5 plg

THICK(CIRCULI/2)=0.50076

		P	R	U	E	B	A	FABRICANTE							
ps/GPM	pd/GPM	hw	Hu	K	Q	Us	Ud	Hb	Ph	Eta s.	Q	Hb	Eta b.	Eta av.	Pf
in	in	in			l/s	m/s	m/s	m	in	%	gpm	ft	%	%	%
-1.04	7.5	0.00	-	-	0.00	0.00	0.00	0.54	0.00	0.00	41.42	39.5	0.00	-	-
-1.70	5.9	10.55	0.610	1	2.61	0.57	0.02	7.28	0.19	8.67	57.77	38.9	27.47	31.57	0.69
-1.45	6.2	12.06	0.609	1	3.14	0.60	1.15	7.86	0.37	12.15	76.15	38.3	30.04	31.94	0.72
-1.32	6.1	13.49	0.607	1	4.00	1.05	1.62	7.84	0.37	15.38	94.44	37.5	51.77	24.70	0.71
-2.00	6.0	14.71	0.606	1	5.15	1.30	1.08	8.02	0.47	18.00	106.67	36.7	59.56	30.23	0.79
-2.07	5.6	15.44	0.606	1	6.72	1.47	2.12	7.69	0.51	18.77	126.67	35.8	60.94	30.01	0.83
-2.35	4.0	16.94	0.606	1	7.90	1.75	2.52	7.08	0.55	19.77	145.24	34.0	66.00	24.96	0.84
-2.69	3.9	17.47	0.606	1	9.15	2.01	2.09	6.49	0.50	19.72	169.37	31.5	66.00	24.83	0.83
-2.94	1.2	18.59	0.606	1	10.67	2.34	3.37	4.24	0.45	14.49	197.46	26.7	60.75	23.84	0.74
-3.45	0.0	19.76	0.606	1	12.44	2.73	3.99	3.53	0.43	12.07	-	-	-	-	-

HELR 5.2. Cuadro comparativo entre los resultados de la prueba y la información del fabricante.

En las dos ultimas columnas de la tabla 5.2 se encuentran tabulados los valores de  $\eta_{mv}$  y  $P_f$  calculados para cada abertura. En la columna de  $\eta_{mv}$  puede apreciarse que los resultados obtenidos para esta variable prácticamente no cambian con el gasto y se sitúan en la vecindad del 30%, con excepción del valor correspondiente a  $Q = 10.67$  l/s. que disminuyó hasta 23.84%. Para  $Q = 12.44$  l/s se cayó fuera de la curva del fabricante.

$\eta_{mv} \cong 30\%$  significa que, para esta velocidad angular, del total de potencia eléctrica consumida por el motor, solo el 30% se convierte en potencia mecánica para ser absorbida por la bomba.

En la Fig. 5.3 se muestran las curvas  $Q-H_b$  del fabricante y la obtenida en forma directa. La diferencia entre las ordenadas de estas dos curvas es una evidencia de las pérdidas de energía en el motovariador.

### V.3.2. PRUEBA DE EFICIENCIA DEL MOTOVARIADOR

Los resultados anteriores presentan limitaciones importantes para explicar razonablemente el comportamiento del motovariador.

Por una parte, corresponden a una sola velocidad angular, 1455 rpm; por otra, están asociados a valores de la potencia eléctrica que varían en un rango muy estrecho: de 2.15 a 3.40 kW. En las pruebas de la bomba, además de que se varía la velocidad angular, se trabaja con potencias eléctricas que van de aproximadamente 3 kW hasta casi 10 (ver tabla 3.2).

La prueba de eficiencia del motovariador se planeo con el fin de superar estas limitaciones. Consistió en medir directamente la potencia al freno ( $P_f$ ) a la salida del motovariador para luego relacionarla con la potencia eléctrica de consumo.

La potencia al freno se midió con el freno de Prony ilustrado en

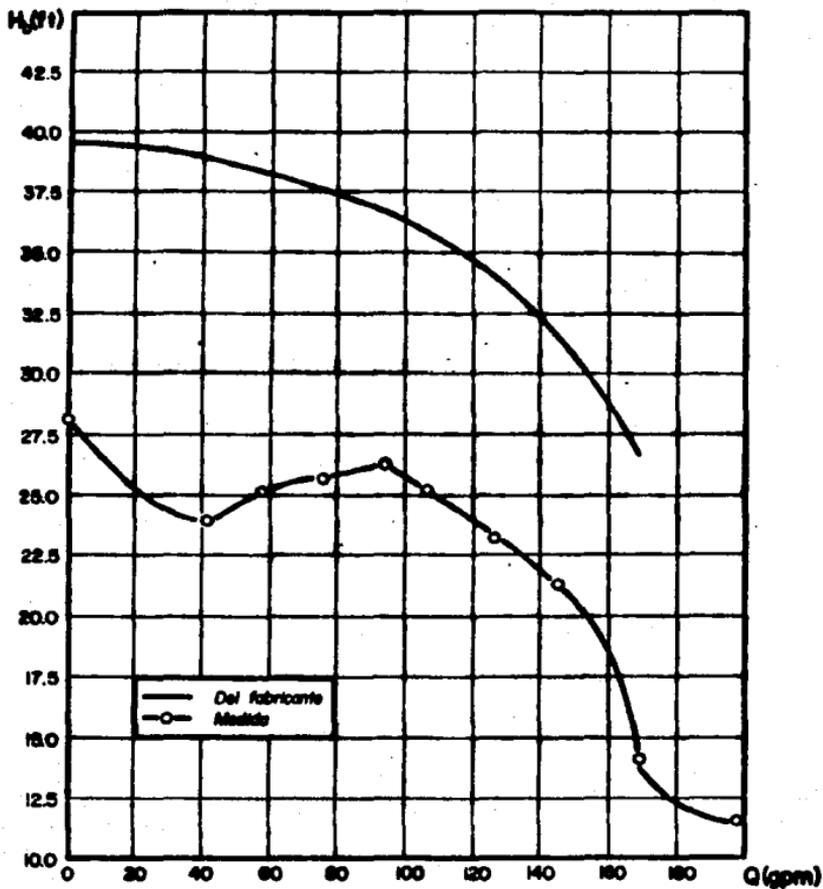
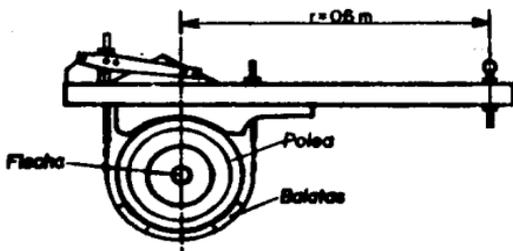


Fig. 5.3. Comparación entre la curva del fabricante y la obtenida directamente.

la Fig. 5.4. Originalmente se había pensado utilizar un electrodinamómetro, pero no se encontró en la facultad ninguno con la capacidad requerida que estuviera disponible.



**Fig. 5.4. Freno de Prony utilizado en la prueba de eficiencia del motovariador.**

Para colocar el freno en la flecha del motovariador era necesario desmontar la bomba. Considerando que el acoplamiento motor-motovariador de la bomba de flujo mixto es idéntico al de la bomba de flujo radial, se decidió, por comodidad, desmontar esta última y hacer las mediciones con su equipo.

El freno de *Prony* se instrumentó con una báscula de 10 kg de capacidad. La prueba se realizó siguiendo los pasos que aparecen a continuación:

1. Fijar en el motovariador una velocidad angular dentro del rango  $800 \leq N_m \leq 1400$  rpm y medirla con un tacómetro. El límite inferior del rango se estableció de acuerdo con las características del motovariador y el superior según la potencia máxima del motor.

2. Medir la velocidad angular de la polea del freno.

3. Fijar en el freno de *Prony* siete presiones distintas, incluyendo la nula y la máxima.

4. Para cada presión, medir la potencia eléctrica y la fuerza en la báscula.

5. Fijar otra velocidad angular y regresar al paso 2.

Se trabajó con siete velocidades angulares en el motovariador: 800, 900, 1000, 1100, 1200, 1300 y 1400 rpm.

Los datos y los resultados de la prueba están agrupados en la tabla 5.3. La potencia al freno se calculó con la ec. (2.52); para calcular la eficiencia del motovariador se la despejó de la ec. (5.6). Se comprobó que la velocidad angular a la salida del motovariador es  $N_m = 1.5$ .

En las figuras 5.7 a 5.13 se presentan los puntos experimentales  $P_o - P_i$  obtenidos para cada velocidad angular.

Durante la medición se presentaron dos problemas serios:

1. El peso del freno impidió averiguar el comportamiento del motovariador para potencias eléctricas bajas. En efecto, con una presión nula, en todos los casos se midió una potencia relativamente alta (3.3 kW la mínima).

2. Para altas presiones, el freno de Prony, además de experimentar un gran calentamiento, sufrió fuertes vibraciones, haciendo extremadamente difícil la medición en la báscula.

Estos dos problemas, nos llevaron a tomar con cierta reserva los resultados de la prueba y las relaciones derivadas de su procesamiento.

Se obtuvieron dos relaciones entre la potencia eléctrica y la potencia al freno --ecs. (5.8) y (5.10)--, por medio de un ajuste lineal y otro potencial. El cálculo correspondiente se presenta a continuación.

**DATOS GENERALES**

Braccio del pist: \_\_\_\_\_  
 Tara de la báscula: \_\_\_\_\_

0,6 m  
 0,03 kg

**DATOS MEDIDOS**

**RESULTADOS**

$N_e$ rpm	$N_f$ rpm	$F_b$ kg	$P_e$ kW	$N_e/N_f$ -	$P_f$ kg m/s	$P_f$ kW	$E_f$ %
800	1200	1,75	3,50	1,500	129,60	1,27	36,33
		3,00	4,40		223,79	2,20	49,04
		4,00	5,25		293,14	2,93	55,90
		5,00	6,25		374,40	3,67	58,70
		6,10	7,10		457,37	4,49	63,19
		7,10	7,90		532,72	5,23	66,15
		8,00	8,50		600,54	5,89	69,31
		9,00	9,00		660,00	6,60	72,00
900	1350	1,70	3,75	1,500	141,56	1,39	37,03
		3,00	4,90		251,76	2,47	50,40
		4,00	5,95		336,53	3,30	56,49
		5,00	6,70		421,30	4,13	61,69
		6,10	7,50		514,54	5,05	67,30
		7,00	8,40		590,04	5,80	69,00
		8,00	9,50		675,60	6,63	69,77
		9,00	10,00		750,00	7,50	72,00
1000	1500	1,72	4,05	1,500	153,18	1,56	38,56
		3,00	5,15		279,74	2,74	53,29
		4,05	6,25		379,63	3,71	59,43
		5,00	7,40		469,11	4,59	62,06
		6,00	8,25		562,30	5,52	66,86
		7,00	9,00		656,40	6,44	71,56
		8,00	10,75		770,93	7,64	71,00
		9,00	11,00		840,00	8,40	72,00
1100	1650	1,65	4,25	1,500	167,84	1,65	39,74
		3,00	5,75		307,71	3,02	52,50
		4,05	6,90		416,50	4,09	59,21
		5,05	8,00		520,10	5,10	63,70
		6,05	8,95		620,71	6,12	68,36
		7,10	10,00		732,49	7,19	71,96
		8,50	12,00		877,54	8,61	71,74
		9,50	13,00		950,00	9,50	72,00

Tabla 5.3. Datos y resultados de la PRUEBA DE EFICIENCIA DEL MOTORPISTON (parte 1).

DATOS MEDIDOS				RESULTADOS			
$N_a$ rpm	$N_F$ rpm	$F_b$ kg	$P_e$ kW	$N_a/N_F$ -	$P_F$ kg m/s	$P_F$ kW	$E_f$ %
1500	1600	1.70	4.40	1.500	189.75	1.85	42.00
		3.00	6.00		341.33	3.35	55.01
		4.00	7.25		448.71	4.40	60.71
		5.00	8.50		567.30	5.57	68.40
		6.00	9.50		600.41	6.67	70.26
		7.20	10.50		610.39	7.95	75.71
1500	1950	8.60	12.50	1.500	960.62	9.50	76.02
		1.65	4.60		190.36	1.95	42.30
		3.00	6.45		363.66	3.57	55.31
		4.00	7.75		492.22	4.83	62.31
		5.00	9.00		614.67	6.03	67.00
		6.10	10.25		743.23	7.29	71.13
1500	2100	7.10	11.75	1.500	865.67	8.49	72.27
		8.40	13.00		1024.65	10.05	77.34
		1.50	5.25		246.58	2.42	46.00
		2.95	6.75		385.04	3.78	55.76
		4.15	8.10		543.27	5.33	65.80
		5.10	9.50		668.54	6.56	69.04
1500	2100	6.10	11.00	1.500	800.40	7.05	71.30
		7.10	12.25		932.26	9.15	74.66
		8.10	13.75		1064.13	10.44	75.92

Tabla 5.3. Datos y resultados de la PRUEBA DE EFICIENCIA DEL MOTORARIADOR (parte 2).

### Regresión lineal múltiple de los datos de la prueba

En las Figs. 5.7 a 5.13 puede observarse que la relación  $P_e - P_f$  tiene un comportamiento aproximadamente lineal en el rango de los datos de la prueba de eficiencia del motovariador. Además, se aprecia que las gráficas correspondientes a las distintas velocidades angulares son parecidas unas a otras.

Por lo anterior, se intentó correlacionar en forma global los datos de la prueba mediante una regresión lineal múltiple, para obtener una ecuación del tipo:

$$P_f = aP_e + bN + c \quad (5.7)$$

Para efectuar el ajuste se utilizó el paquete Quattro en una computadora personal. Los valores resultantes de  $a$ ,  $b$  y  $c$  fueron:

$$a = 0.938117$$

$$b = -0.00036$$

$$c = -1.66667$$

Sustituyendo en (5.7)

$$P_f = 0.938117P_e - 0.00036N - 1.66667 \quad (5.8)$$

Como coeficiente de correlación se obtuvo  $r^2 = 0.997032$ , lo cual comprueba la bondad de la regresión. En (5.8) puede observarse que el coeficiente de  $N$  es relativamente pequeño, lo cual significa que la potencia al freno es prácticamente independiente de la velocidad angular.

En la tabla 5.4 se presenta una comparación de los valores de  $P_f$  medidos y los calculados con la ecuación (5.8). En forma gráfica, la dispersión existente puede observarse en las Figs. 5.7 a 5.13.

La ecuación del ajuste fue aplicada a los resultados de la prueba

N rpm	Pe kW	PF %	Pfcal kW	Error %
1200	0.50	1.27	1.10	6.71
	1.40	2.20	2.03	7.77
	5.25	2.93	2.69	3.53
	6.25	3.67	3.76	2.56
	7.10	4.49	4.56	1.60
	7.90	5.23	5.31	1.50
1350	8.50	5.89	5.66	0.25
	9.75	1.49	1.37	1.76
	4.90	2.42	2.44	1.05
	5.95	3.30	3.43	3.91
	6.70	4.13	4.13	0.07
	7.50	5.05	4.60	3.30
1500	8.40	5.00	5.73	1.25
	9.50	6.63	6.76	1.95
	4.05	1.56	1.59	2.10
	5.15	2.74	2.62	4.21
	6.25	3.71	3.66	1.44
	7.40	4.59	4.74	3.17
1600	8.25	5.52	5.53	0.23
	9.00	6.44	6.24	3.16
	10.75	7.64	7.68	3.12
	4.25	1.65	1.73	4.63
	5.75	3.02	3.13	3.76
	6.90	4.09	4.21	2.99
1750	8.00	5.10	5.24	2.03
	9.75	6.12	6.14	0.25
	11.00	7.19	7.12	0.97
	12.00	8.61	9.00	4.49

N rpm	Pe kW	PF %	Pfcal kW	Error %
1800	4.40	1.85	1.01	2.00
	6.00	3.35	3.31	1.07
	7.25	4.40	4.49	1.97
	8.50	5.57	5.66	1.60
	9.50	6.67	6.60	1.09
	10.50	7.35	7.54	5.21
1950	12.50	9.50	9.41	0.93
	4.60	1.35	1.95	0.17
	6.45	3.57	3.60	3.14
	7.75	4.34	4.90	1.49
	9.00	6.03	6.07	0.74
	10.25	7.24	7.25	0.59
2100	11.75	8.49	8.65	1.93
	13.00	10.05	9.69	2.22
	5.25	2.42	2.50	3.41
	6.75	3.70	3.91	3.43
	8.10	5.31	5.16	2.69
	9.50	6.53	6.49	1.08
2200	11.00	7.83	7.40	6.59
	12.25	9.15	9.07	0.88
	13.75	10.44	10.46	0.35

Tabla 5.4. Resultados de la correlación lineal múltiple de los datos de potencia al freno del autovariador.

de sondeo para la práctica BOMBA DE FLUJO MIXTO, con el fin de evaluar su confiabilidad. La tabla 5.5 contiene los valores de  $P_f$  y  $\eta_b$  calculados. Con la eficiencia de esta tabla se dibujaron las curvas de isoeficiencia de la Fig. 5.5.

Al observarlas detenidamente y analizar los resultados de la tabla 5.5 se detectó lo siguiente:

1. Las curvas no cierran por la parte inferior. Si los cálculos son correctos, ello implica que, al tener en cuenta el rendimiento del motorvariador, el punto de eficiencia óptima se mueve hacia abajo en el plano  $Q-H_b$ . Obsérvese que en la Fig. 3.2, el punto de máxima eficiencia de la prueba en cuestión se ubica sobre la curva de  $N = 2550$  rpm. Las curvas de esa figura se construyeron a partir de las eficiencias del sistema. Al aplicar la ec. (5.8), ese punto se movió a la curva de  $N = 1950$  rpm (Fig. 5.5) y podría, en verdad, estar situado en una curva  $Q-H_b$  de  $N$  menor, puesto que las curvas de isoeficiencia no cierran.

2. Los valores de potencia al freno calculados para potencias de consumo bajas son algo dudosos. Para  $N = 1950$  rpm, con  $P_e = 3.20$  kW se obtuvo  $P_f = 0.63$  kW. Al inspeccionar la tabla 5.3, se comprobó que, para potencias eléctricas de este orden, los valores de  $P_f$  medidos son algo mayores: para  $P_e = 3.5$  kW se midió  $P_f = 1.27$  kW y, para 3.75, 1.39. Al revisar los resultados de la prueba para comparar con la curva del fabricante se encontró que, para  $P_e = 3.10$  kW,  $P_f$  resultó 0.74 kW.

Las diferencias anteriores nos llevaron a probar la ecuación 5.8 para el cálculo de potencias eléctricas bajas. Se utilizaron los datos medidos en la prueba para comparar con la curva del fabricante.

La tabla 5.6 muestra la diferencia entre la potencia al freno obtenida en esa prueba y la que resulta al aplicar la ec. 5.8. En ella puede observarse que la potencia al freno calculada con la ecuación del ajuste es consistentemente menor a la de la prueba y que incluso, para los valores mas bajos, resultó negativa, lo cual es totalmente

N rpm	Q l/s	Hb m	Ph kN	Pe kN	Pf kN	Eta b. %
1500	0.00	16.58	0.00	3.20	0.63	0.00
	0.48	14.90	1.24	4.50	1.85	66.07
	11.67	12.63	1.45	4.90	2.23	65.19
	19.55	9.89	1.31	5.10	2.42	54.41
	14.72	7.35	1.05	5.10	2.42	43.34
	15.04	4.84	0.71	5.10	2.42	29.53
2050	0.00	23.28	0.00	4.20	1.46	0.00
	0.80	21.40	2.06	6.25	3.39	60.73
	12.66	18.12	2.25	6.51	3.63	61.99
	14.40	14.79	2.09	6.80	3.90	53.52
	16.10	10.30	1.63	6.80	3.90	41.71
	15.29	5.64	0.85	6.80	3.90	21.66
2550	0.00	31.78	0.00	5.60	2.67	0.00
	10.51	28.51	2.94	8.50	5.39	54.52
	13.78	24.56	3.32	9.40	6.23	53.32
	15.54	20.30	3.09	9.50	6.33	48.89
	16.16	15.65	2.48	9.40	6.23	39.79
	15.81	10.30	1.60	8.90	5.76	27.71
	15.52	5.30	0.01	8.50	5.30	14.96

Tabla 5.5. Aplicación del ajuste lineal de los datos de potencia al freno a la prueba de sonda para la práctica BOMBA DE FLUJO MIXTO.

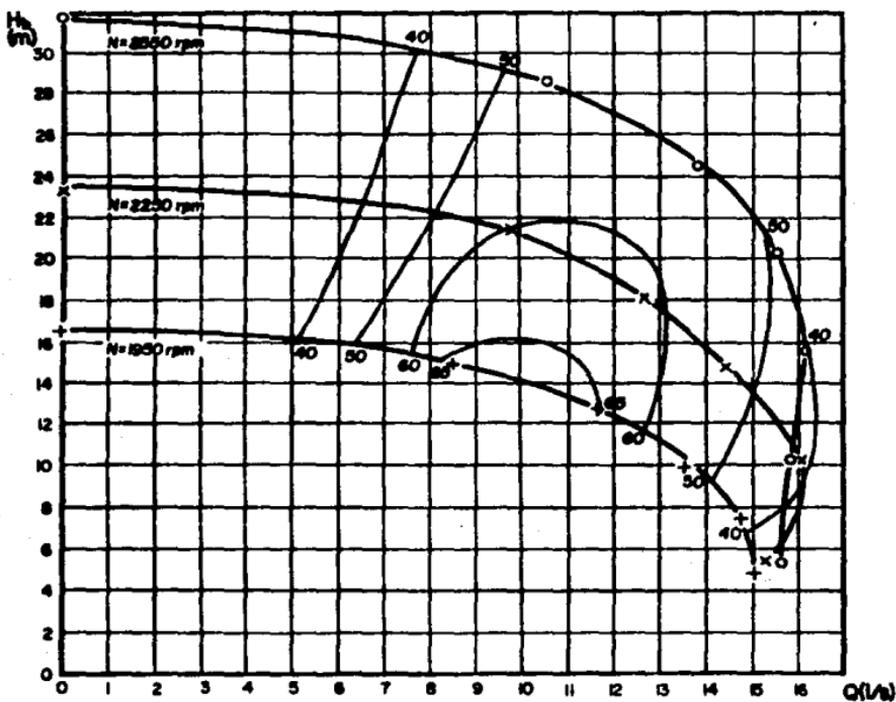


Fig. 5.5 Curvas de isoeficiencia de la prueba de sonda para la práctica bomba de flujo mixto.

Pe kW	PF Fab. EH	PF ec. EH
3.15	0.65	-0.17
3.25	0.71	-0.00
3.40	0.71	0.06
3.60	0.74	0.25
3.70	0.84	0.34
3.80	0.83	0.41
3.95	0.89	0.50
3.10	0.74	0.72

Tabla 5.6. Tabulación de la ec. 5.8 para potencias eléctricas bajas.

inadmisibles. Por lo anterior, puede concluirse que la ec. 5.8 no debe utilizarse con potencias eléctricas inferiores, por lo menos, a las medidas en la *prueba de eficiencia del motovariador*.

Al emplear esta ecuación para esas potencias se obtendría una potencia al freno menor que la real y, por lo tanto, una mayor eficiencia de la bomba.

Los valores de potencia eléctrica asociados a los puntos que forman la curva de  $N = 1950$  rpm se ubican en el límite inferior de los datos de la *prueba de eficiencia del motovariador*. En efecto, para esos puntos,  $P_e$  vale 3.20, 4.50, 4.90, y 5.10 kW. En esta curva se ubica el punto de máxima eficiencia, para el cual  $P_e = 4.50$  kW. Si se quisiera cerrar las curvas de isoeficiencia, sería necesario obtener datos para velocidades angulares menores, dentro de los cuales, seguramente, aparecerían valores de potencia eléctrica menores a los medidos en la *prueba de eficiencia del motovariador*. Para esos valores, de acuerdo con el párrafo anterior, no sería posible utilizar la ec. (5.8). De aquí, surge la necesidad de hallar alguna relación  $P_e - P_f$  para potencias eléctricas bajas.

La máxima eficiencia obtenida al aplicar la ec. 5.8 a los

resultados de la prueba de sondeo para la práctica BOMBA DE FLUJO MIXTO fue  $\eta_{mdx} = 66.87\%$ . A ella, corresponden los siguientes valores de  $N$ ,  $Q$  y  $H_b$ :

$$N = 1950 \text{ rpm.}$$

$$Q = 8.48 \text{ l/s} = 134.43 \text{ gpm.}$$

$$H_b = 14.90 \text{ m} = 48.88 \text{ ft.}$$

La velocidad específica sería entonces:

$$N_s = \frac{1950 \sqrt{134.43}}{(48.88)^{3/4}};$$

$$N_s = 1223.02$$

Este valor también se encuentra en el rango de las bombas de flujo radial, a pesar del incremento de eficiencia obtenido al aplicar la ec. (5.8).

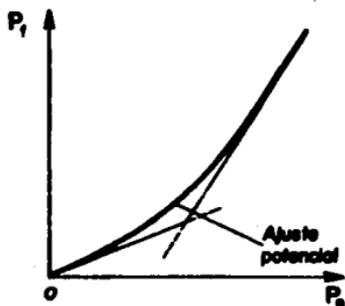
#### **Ajuste potencial global**

Cuando la investigación había llegado a este punto, se planteó el siguiente problema: de qué manera hallar una ley global que representara el funcionamiento del motovariador, en la cual se incluyera su comportamiento para potencias eléctricas bajas.

La única información disponible acerca del comportamiento del motovariador para potencias eléctricas bajas es la recopilada a través de la prueba para comparar con la curva del fabricante. Una ley global de eficiencia del motovariador sólo podría obtenerse al relacionar esta información con la de la prueba de eficiencia del motovariador.

Para hallar esa ley, se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

1. En la prueba para comparar con la curva del fabricante se encontró que la eficiencia del motovariador es prácticamente constante



**Fig. 5.6. Representación gráfica del ajuste potencial global.**

para potencias eléctricas bajas y que oscila en torno al 30%. Ello implica una relación aproximadamente lineal entre  $P_o$  y  $P_f$ , cuya representación gráfica sería una recta de pendiente distinta a la de la ec. 5.8. La conjunción de la información de las dos pruebas se reduciría entonces a relacionar dos rectas de diferente inclinación, lo cual puede lograrse de manera aproximada mediante un ajuste potencial (ver Fig. 5.6).

2. La potencia al freno es prácticamente independiente de la velocidad angular. Lo anterior se comprueba no sólo al inspeccionar la ec. (5.8), sino al analizar los resultados de la prueba de eficiencia del motovariador (ver tabla 5.3).

Bajo estas consideraciones, se intentó ajustar en forma global los datos de las dos pruebas a una curva potencial del tipo:

$$P_f = kP_o^n \quad (5.9)$$

Para hacer el ajuste se utilizó el método de los mínimos cuadrados. Como resultado, se obtuvo para  $k$  y  $n$  los siguientes valores:

$$k = 0.1818516$$

$$n = 1.59596$$

En (5.9):

$$P_f = 0.1819518P_{\text{e}}^{1.50500} \quad (5.10)$$

En la tabla 5.7 se muestra una comparación de los valores de  $P_f$  obtenidos en las pruebas y los calculados con la ec. (5.10). En esta tabla se observa que el error relativo máximo fue de 16.16%. La representación gráfica de la ec. (5.10) también aparece en las Figs. 5.7 a 5.13. En ellas solo puede apreciarse la dispersión de los puntos experimentales de la prueba de eficiencia del motovariador con respecto a la ec. (5.10).

Para completar la comparación, en la Fig. 5.14 se han dibujado los puntos obtenidos en la prueba *prueba para comparar con la curva del fabricante* y el sector de la ec. (5.10), correspondiente a potencias bajas. La dispersión existente debe juzgarse considerando que la aproximación de esta figuras es diez veces mayor a la de las Figs. 5.7 a 5.13.

En la Fig. 5.14 también se ha dibujado la gráfica de la ec. (5.8) para  $N = 1455$  rpm. Nótese que esta gráfica se aparta notablemente de los puntos experimentales y de la curva de la ec. (5.10).

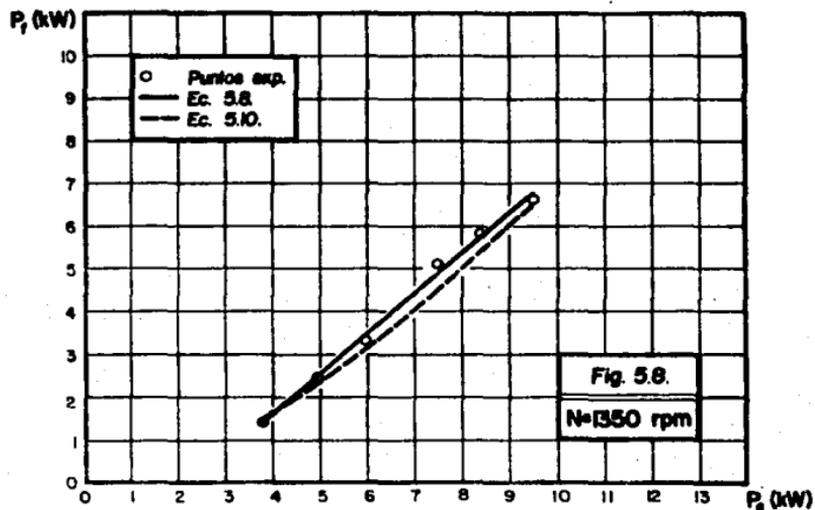
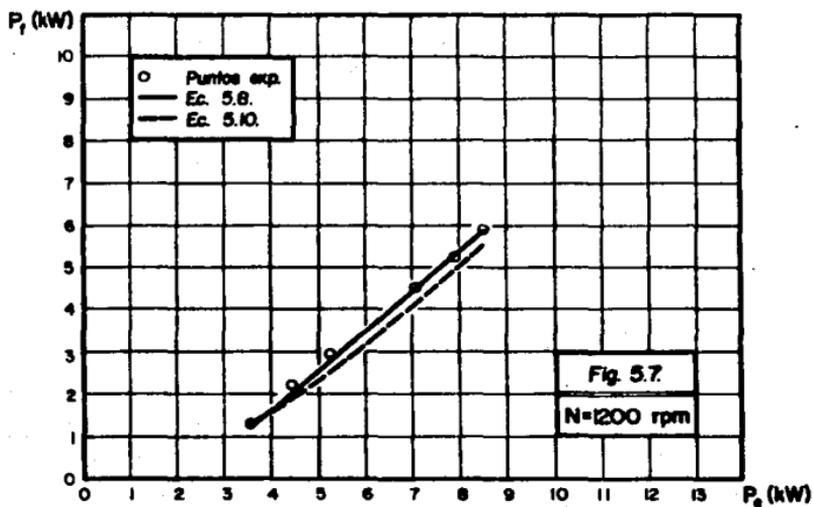
Con el fin de probar esta ecuación en la obtención de las curvas características y de isoeficiencia de la bomba, se preparó la *prueba de sondeo # 2*, que se presenta a continuación.

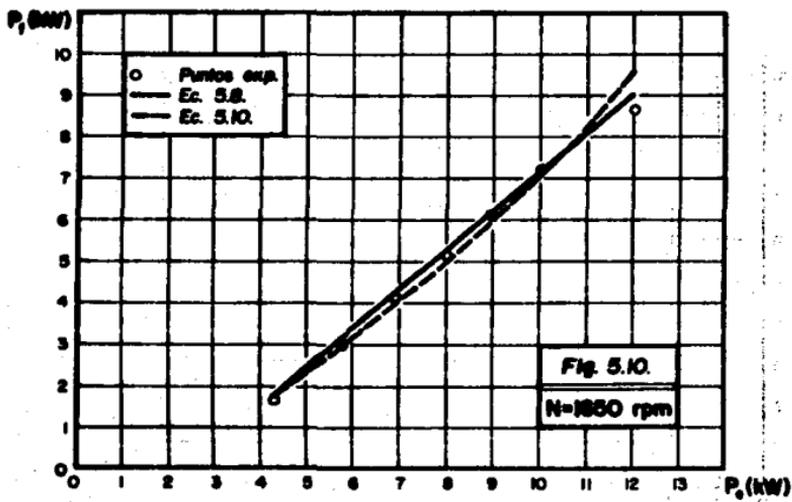
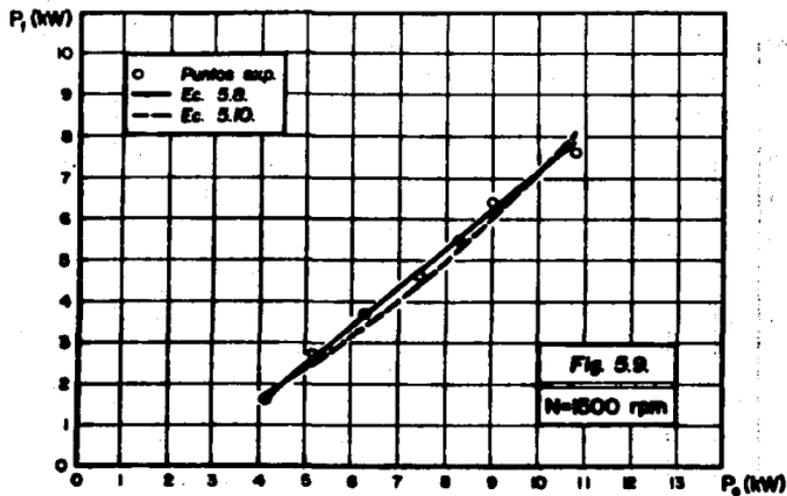
### V.3.2. PRUEBA DE SONDEO # 2

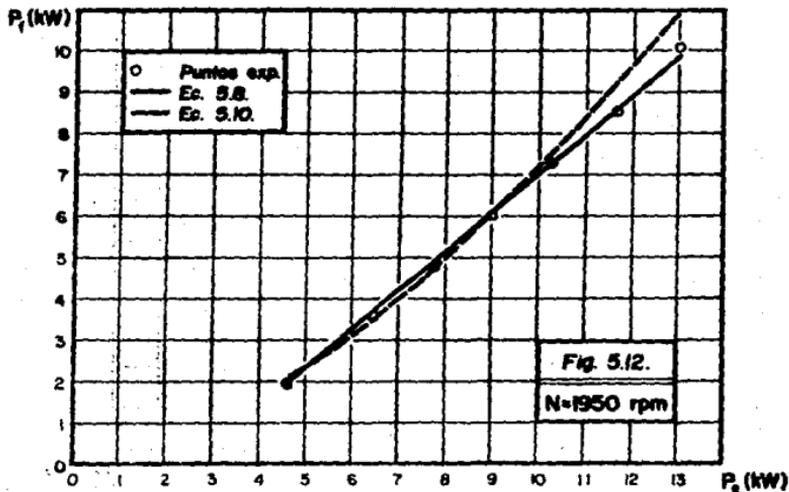
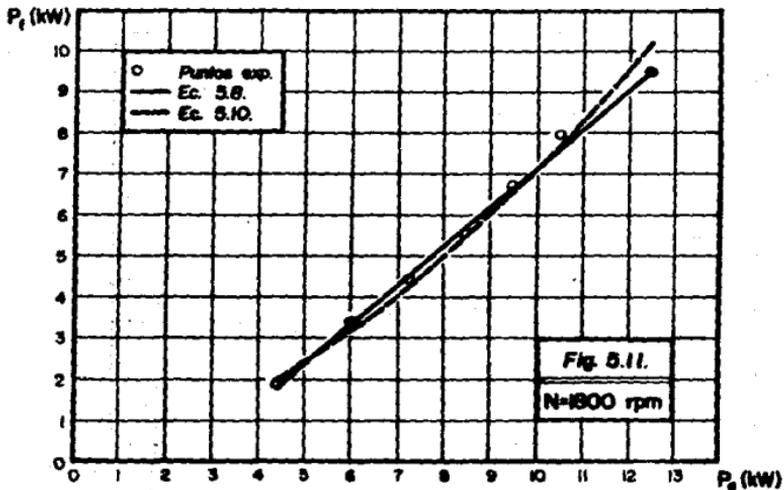
Esta prueba se realizó de acuerdo con el procedimiento para obtener curvas características y de isoeficiencia de bombas descrito en el capítulo II. Se tomaron datos para siete velocidades angulares del motovariador: 800, 900, 1000, 1100, 1200, 1300 y 1400 rpm. En este caso, el rango de velocidad angular se fijó previendo que el punto de máxima eficiencia también se movería hacia abajo en el plano  $Q-H_p$  al aplicar la ec. (5.10).

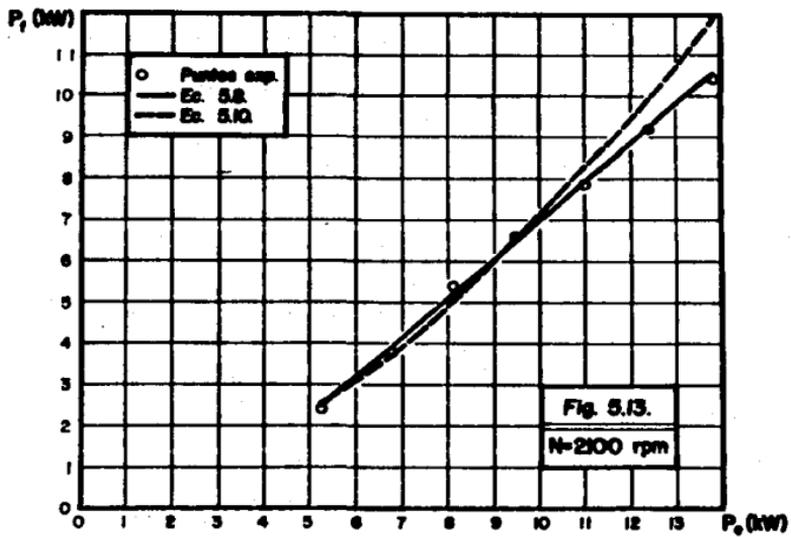
N rpm	Pe kW	Pf I-H	Pfcal I-H	Error %	N rpm	Pe kW	Pf I-H	Pfcal I-H	Error %
1455 (laborante).	2.15	0.65	0.62	5.00	1650	4.25	1.65	1.83	10.95
	2.25	0.71	0.66	6.56		5.75	3.02	2.97	1.00
	2.40	0.71	0.74	3.58		6.90	4.03	3.97	3.00
	2.60	0.79	0.04	5.77		9.00	5.10	5.02	1.50
	2.70	0.04	0.09	5.65		8.95	6.12	6.01	1.02
	2.80	0.83	0.94	13.31		10.00	7.19	7.17	0.24
1200	3.95	0.80	1.02	16.16	12.00	8.61	9.60	11.44	
	3.50	1.37	1.34	5.74	4.40	1.85	1.93	4.59	
	4.40	2.30	1.93	12.05	6.00	3.35	3.17	5.75	
	5.25	2.93	2.56	12.46	7.25	4.40	4.29	2.43	
	6.25	3.67	3.39	7.69	9.50	5.57	5.53	0.65	
	7.10	4.43	4.15	7.52	9.50	6.67	6.61	0.92	
1350	7.90	5.23	4.92	5.86	10.50	7.95	7.75	2.47	
	0.50	5.89	5.53	6.05	12.50	9.50	10.24	7.60	
	3.75	1.39	1.50	7.85	4.60	1.95	2.00	6.52	
	4.90	2.47	2.30	6.99	6.45	3.57	3.56	0.21	
	5.95	3.30	3.13	5.09	7.75	4.83	4.78	1.13	
	6.70	4.13	3.79	8.35	9.00	6.03	6.06	0.54	
1500	7.50	5.05	4.53	10.26	10.25	7.29	7.46	2.34	
	0.40	5.80	5.43	6.37	11.75	8.49	9.28	9.28	
	4.50	6.63	6.61	0.32	13.00	10.05	10.90	8.46	
	4.05	1.56	1.70	0.66	5.25	2.42	2.56	5.99	
	5.15	2.74	2.49	9.22	6.75	3.70	3.83	1.34	
	6.25	3.71	3.39	8.69	8.10	5.33	5.12	3.06	
	7.40	4.59	4.44	3.36	9.50	6.56	6.61	0.74	
	8.25	5.52	5.28	4.41	11.00	7.85	8.35	6.38	
	9.00	6.44	6.06	5.86	12.25	9.15	9.32	8.37	
	10.75	7.64	8.05	5.37	13.75	10.44	11.32	14.21	

Tabla 5.7. Ajuste potencial de los datos de potencia al freno del motorvariador.









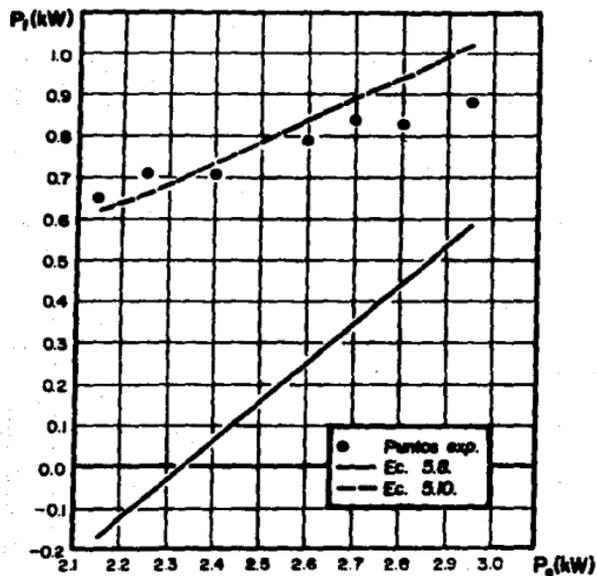


Fig. 5.14. Dispersión de los puntos experimentales de la prueba para comparar con la curva del fabricante respecto a los ecs. 5.8 y 5.10.

Los datos y los resultados del ensayo están condensados en las tablas 5.8 y 5.9, respectivamente. En la última tabla se incluye una columna con los valores de  $P_1$  obtenidos con la ec. 5.10 y otra con la eficiencia de la bomba.

La Fig. 5.15 contiene las curvas características y de isoeficiencia de la prueba. Nótese que el punto de máxima eficiencia cayó nuevamente sobre la curva de  $N = 1950$  rpm y que, para velocidades angulares menores, la eficiencia disminuye.

Las curvas de isoeficiencia muestran un violento quiebre entre las curvas  $Q-H_p$  correspondientes a  $N = 1500$  rpm y  $N = 1800$  rpm. Los puntos con los que se dibujaron estas dos curvas tienen asociados valores de potencia eléctrica que se ubican en un rango comprendido entre el límite superior de los datos medidos en la prueba para comparar con la curva del fabricante y el límite inferior de los datos de la prueba de eficiencia del motor --de 2.5 a 5.5 kW, aproximadamente. Sin embargo, el mayor error en el ajuste no se ubica preferentemente en ese rango; más bien, tiene un comportamiento errático, como puede verificarse en la tabla 5.7. Por ello, podría suponerse que los quiebres de las curvas de isoeficiencia se deben a imprecisiones en la lectura de los datos de la prueba de sondeo # 2 y/o en la interpolación lineal empleada para el cálculo de valores cerrados de eficiencia.

En esta prueba, se obtuvo una eficiencia máxima de 59.93%. Para este valor:

$$N = 1950 \text{ rpm};$$

$$Q = 11.10 \text{ l/s} = 176.19 \text{ gpm};$$

$$H_p = 13.47 \text{ m} = 44.19 \text{ ft.}$$

La velocidad específica resulta:

$$N_s = \frac{1950 \sqrt{176.19}}{(44.19)^{3/4}};$$

Na rpm	ps/GFM plg Hg	pd kg/cm <sup>2</sup>	Pe kH	hlim cm
800	-4.5	0.32	2.4	16.82
	-5.0	0.30	2.4	27.50
	-5.0	0.27	2.4	29.51
	-5.0	0.23	2.4	30.40
	-5.0	0.19	2.4	31.47
	-5.5	0.15	2.4	31.95
	-6.0	0.00	3.0	34.14
900	-5.0	0.50	2.5	16.82
	-5.2	0.48	2.5	28.92
	-5.2	0.46	2.5	29.72
	-5.0	0.37	2.6	31.51
	-7.0	0.28	2.7	32.74
	-7.5	0.19	2.8	33.76
	-9.5	0.00	3.0	35.34
1000	-5.0	0.71	2.5	16.82
	-5.4	0.69	2.8	29.75
	-5.0	0.67	2.9	30.02
	-6.2	0.53	3.0	32.47
	-8.0	0.39	3.1	34.11
	-9.0	0.25	3.3	35.12
	-10.5	0.00	3.5	36.44
1100	-5.2	0.98	2.7	16.82
	-6.0	0.96	3.1	29.10
	-5.0	0.94	3.1	29.61
	-7.2	0.70	3.5	33.34
	-9.0	0.47	3.7	35.33
	-10.5	0.24	3.8	36.48
	-12.0	0.00	4.0	37.32

Na rpm	ps/GFM plg Hg	pd kg/cm <sup>2</sup>	Pe kH	hlim cm
1200	-4.5	1.23	3.4	16.82
	-6.0	1.20	4.0	30.33
	-6.5	1.10	4.1	32.33
	-9.5	0.80	4.5	35.19
	-11.0	0.50	4.7	46.00
	-12.5	0.20	4.8	37.00
	-13.5	0.00	5.4	30.17
1300	-4.5	1.53	3.5	16.82
	-7.5	1.30	4.9	33.33
	-10.0	1.00	5.1	35.71
	-11.5	0.75	5.3	36.37
	-14.0	0.50	5.5	37.92
	-15.0	0.25	5.6	30.53
	-16.0	0.00	5.9	38.07
1400	-4.5	1.85	4.0	16.82
	-6.5	1.70	5.3	37.37
	-8.0	1.51	5.6	34.55
	-11.5	1.10	6.1	37.04
	-16.0	0.70	6.4	36.53
	-16.5	0.40	6.5	30.53
	-16.5	0.00	6.6	39.23

TABLA 5.8. Datos de la PRUEBA DE SONDED # 2.

**DATOS**

Tara del vertedor: 16.02 cm  
 Angulo: 53.2 grados TAN(CHINGULO/2)= 0.500712  
 Ancho del canal de llegada: 117 cm  
 Diámetro de succión: 3 plg  
 Diámetro de descarga: 2.5 plg

N [100]	ps/GPM m	pd/GPM m	hv cm	Mu	K	Q l/s	Vs m/s	Vd m/s	Hb m	Ph ft	PF ft	Eta %
1200	-1.95	3.70	0.00	-	-	0.00	0.00	0.00	4.75	0.00	0.74	0.00
	-1.73	3.00	10.60	0.610	1	2.69	0.53	0.73	4.73	0.12	0.74	10.97
	-1.73	2.70	12.69	0.610	1	4.14	0.91	1.13	4.43	0.18	0.74	24.46
	-1.73	2.50	13.50	0.610	1	4.90	1.00	1.34	4.09	0.19	0.74	26.37
	-1.73	1.90	14.65	0.605	1	5.08	1.29	1.60	3.63	0.21	0.74	28.49
	-1.90	1.50	15.13	0.605	1	6.37	1.40	1.74	3.41	0.21	0.74	28.95
	-2.07	0.00	17.32	0.605	1	8.94	1.96	2.44	2.00	0.10	1.05	17.40
1350	-1.73	5.00	0.00	-	-	0.00	0.00	0.00	6.73	0.00	0.70	0.00
	-1.80	4.00	12.10	0.610	1	3.68	0.01	1.00	6.60	0.24	0.70	30.31
	-1.80	4.50	12.90	0.610	1	4.31	0.95	1.19	6.40	0.27	0.70	34.49
	-2.00	3.70	14.69	0.605	1	5.92	1.30	1.61	5.71	0.33	0.84	39.67
	-2.42	2.00	15.92	0.605	1	7.24	1.53	1.97	5.23	0.37	0.84	41.01
	-2.50	1.90	16.94	0.605	1	8.45	1.65	2.30	4.50	0.37	0.94	39.69
	-3.20	0.00	18.52	0.605	1	10.56	2.32	2.89	3.30	0.34	1.05	37.55
1500	-1.73	7.10	0.00	-	-	0.00	0.00	0.00	8.03	0.00	0.70	0.00
	-2.00	6.50	12.93	0.610	1	4.34	0.95	1.10	8.31	0.38	0.94	40.30
	-2.00	6.70	13.20	0.610	1	4.57	1.00	1.25	8.71	0.39	0.99	39.23
	-2.14	5.00	15.65	0.605	1	6.93	1.52	1.89	7.45	0.51	1.05	40.26
	-2.70	3.90	17.29	0.605	1	8.90	1.95	2.42	6.67	0.50	1.11	53.65
	-3.11	2.50	18.90	0.605	1	10.35	2.25	2.79	5.62	0.57	1.22	46.27
	-3.63	0.00	19.62	0.605	1	12.70	2.69	3.33	3.65	0.44	1.34	33.53
1650	-1.80	9.00	0.00	-	-	0.00	0.00	0.00	11.60	0.00	0.89	0.00
	-2.07	9.60	12.20	0.610	1	3.01	0.84	1.04	11.67	0.44	1.11	39.47
	-2.00	9.40	12.79	0.610	1	4.22	0.93	1.15	11.41	0.47	1.11	43.70
	-2.40	7.00	16.52	0.605	1	7.94	1.74	2.16	9.50	0.74	1.34	53.08
	-3.11	4.70	18.51	0.605	1	10.55	2.31	2.83	7.83	0.81	1.47	53.19
	-3.63	2.40	19.66	0.605	1	12.97	2.69	3.34	6.05	0.73	1.53	47.53
	-4.15	0.00	20.50	0.605	1	13.62	2.99	3.71	4.17	0.56	1.66	33.54

Tabla 5.9. Resultados de la PRUEBA DE SONDEO # 2 (parte 1).

N l (ph)	ps/GRM m	pd/GRM m	hv cm	Mu	K	O 1/s	Us m/s	Vd m/s	Hb m	Ph HR	PF HR	ELa %
1000	-1.55	12.30	0.00	0.605	-	0.00	0.00	0.00	13.05	0.00	1.78	11.00
	-2.07	12.00	14.10	0.605	1	5.34	1.17	1.46	14.00	0.74	1.66	44.40
	-2.25	11.00	15.51	0.605	1	6.78	1.49	1.85	13.25	0.68	1.73	50.99
	-3.20	8.00	18.37	0.605	1	10.35	2.27	2.82	11.30	1.15	2.01	57.20
	-3.80	5.00	19.98	0.605	1	12.77	2.60	3.49	9.82	1.11	2.15	51.42
	-4.32	2.00	21.06	0.605	1	14.57	3.19	3.97	6.35	0.91	2.22	40.01
	-4.66	0.00	21.35	0.605	1	15.07	3.31	4.11	4.70	0.68	2.68	25.09
1500	-1.55	15.30	0.00	-	-	0.00	0.00	0.00	16.05	0.00	1.40	11.00
	-2.99	13.00	16.51	0.605	1	7.93	1.74	2.16	15.50	1.21	2.30	57.00
	-3.45	10.00	18.89	0.605	1	11.10	2.43	3.03	13.47	1.47	2.45	50.90
	-3.97	7.50	20.15	0.605	1	13.04	2.86	3.56	11.50	1.47	2.60	50.50
	-4.04	5.00	21.10	0.605	1	14.64	3.21	3.99	9.87	1.42	2.72	57.04
	-5.10	2.50	21.71	0.605	1	15.72	3.45	4.28	7.72	1.19	2.84	41.85
	-5.54	0.00	22.05	0.605	1	16.34	3.58	4.45	5.57	0.69	3.09	31.87
3100	-1.55	10.50	0.00	-	-	0.00	0.00	0.00	20.05	0.00	1.66	11.00
	-2.25	17.00	15.55	0.605	1	6.82	1.50	1.86	19.25	1.29	2.60	49.50
	-2.76	15.10	17.73	0.605	1	9.47	2.08	2.58	17.00	1.66	2.64	50.41
	-3.97	11.00	20.21	0.605	1	13.14	2.83	3.58	15.00	1.92	3.26	50.34
	-5.54	7.00	21.71	0.605	1	15.72	3.45	4.28	12.56	1.94	3.47	50.75
	-5.70	4.00	21.77	0.605	1	15.83	3.47	4.31	9.74	1.51	3.56	42.44
	-5.70	0.00	22.41	0.605	1	17.02	3.73	4.64	5.74	0.96	3.70	25.93

Tabla 5.9. Resultados de la PRUEBA DE SONDEDOR # 2 (parte 2).

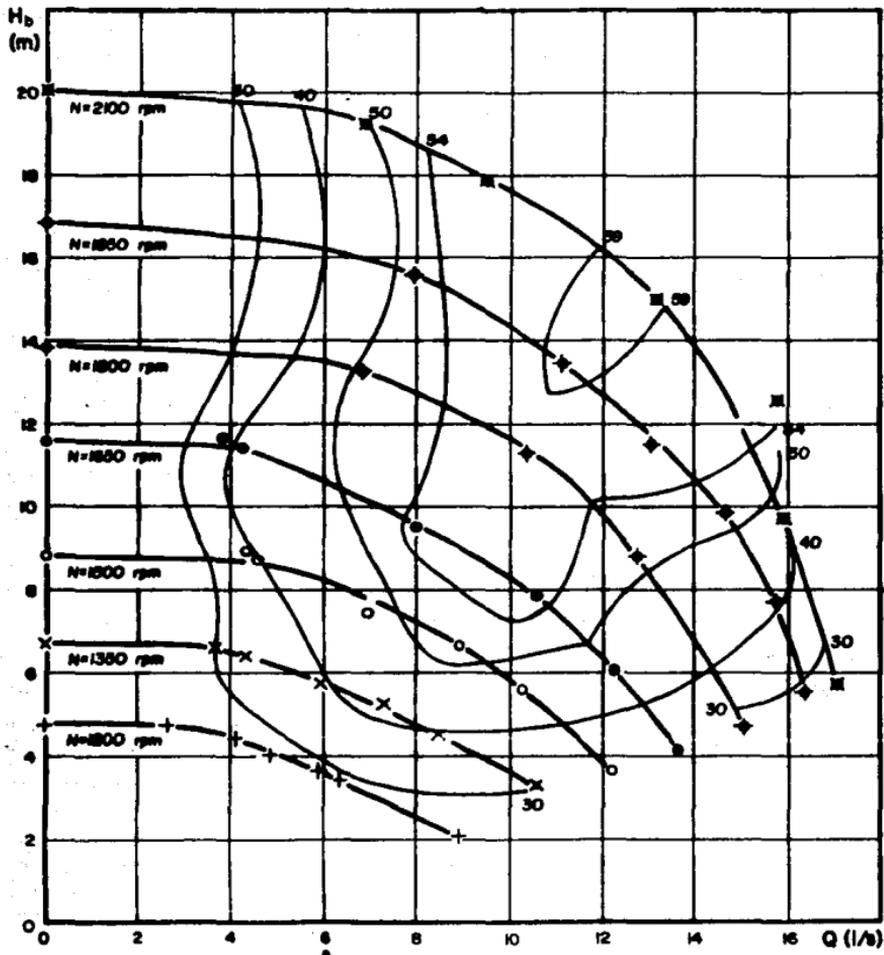


Fig. 5.15. Curvas características y de isoeficiencia de la prueba de sonda # 2.

$N_0 = 1510.19$

En este caso,  $N_0$  también corresponde a una bomba de flujo radial.

En el siguiente inciso se puntualizan algunas conclusiones sobre los resultados obtenidos y se hacen recomendaciones para mejorar el uso de la bomba.

#### V.4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

De lo expuesto hasta aquí se derivan las siguientes conclusiones:

1. Por los resultados de las pruebas, podría asegurarse que la eficiencia máxima de la bomba es cercana al 60%.

2. Al considerar el rendimiento del motovariador, el punto de eficiencia máxima se desplazó de la curva de  $N = 2850 \text{ rpm}$  a la de  $N = 1950 \text{ rpm}$ .

3. Por lo anterior, en las prácticas con la bomba es suficiente variar la velocidad angular entre 1200 y 1400 rpm, rango que en la bomba correspondería a 1800-2100 rpm.

4. La ec. (5.8) representa un mejor ajuste que la ley global dada por la ec. (5.10). Sin embargo, la primera ecuación no es aplicable para el cálculo de  $P_0$  a partir de potencias eléctricas menores a las de la prueba de eficiencia del motovariador. Desafortunadamente, los valores de  $P_0$  correspondientes a la máxima eficiencia, se ubican en un rango cercano al límite inferior de los datos de esa prueba. Por ello, a fin de representar de la manera más fidedigna posible el funcionamiento de la bomba, se recomienda utilizar la ec. (5.10) para el cálculo de la eficiencia.

No obstante lo anterior, los resultados obtenidos al aplicar la

ec. (5.10) deben tomarse con algunas reservas, tanto por los problemas ocurridos durante la medición de  $P_f$  en la prueba de eficiencia del motovariador, como por los errores en el ajuste.

5. A pesar del desplazamiento del punto de máxima eficiencia, el valor de  $N_s$  continúa ubicándose en el rango de una bomba de flujo radial. Sin embargo, ello no significa que la bomba estudiada no sea de flujo mixto, de acuerdo a lo comentado en el capítulo III.

Para eliminar las dudas a este respecto, se calculó  $N_s$  con los valores del punto de máxima eficiencia de las curvas del fabricante (Fig. 5.2 b). Tales valores son, aproximadamente:

$$N = 1450 \text{ rpm};$$

$$Q = 137.5 \text{ gpm};$$

$$H_b = 35.5 \text{ ft.}$$

Con estos valores  $N_s$  es:

$$N_s = \frac{1450 \sqrt{137.50}}{(35.50)^{3/4}};$$

$$N_s = 1169.10$$

Este valor también se encuentra en el rango de las bombas de flujo radial.

Existe un método alternativo para el cálculo de  $N_s$  (Ref. 6) en función de los diámetros de succión y descarga del impulsor.

Para terminar, se pueden hacer recomendaciones en dos sentidos: a) Para profundizar en el comportamiento del motovariador y, b) Para mejorar la precisión de los datos tomados en las pruebas de la bomba.

### ***Sobre el conocimiento del motovariador***

Si existiera alguna persona interesada en profundizar en el funcionamiento de los motovariadores, podrían serle de utilidad las siguientes sugerencias:

1. Probar directamente el motovariador de la bomba de flujo mixto. Aunque este motovariador es idéntico al de la bomba de flujo radial, el uso distinto que se les ha dado debe tener alguna influencia en su rendimiento.

2. Descartar la utilización de frenos de Prony para la medición de la potencia al freno. El calentamiento excesivo y la inestabilidad son dos problemas que dificultan enormemente la recopilación de datos fidedignos.

3. Utilizar un electrodinamómetro para la medición de la potencia al freno, con una capacidad de por lo menos 15 HP. En el laboratorio de ingeniería eléctrica existe uno de 50 HP que requiere ser reparado. Si se lograra rehabilitarlo, sería necesario llevar el motovariador a este laboratorio, ya que se trata de un freno bastante voluminoso.

4. Desarmar la bomba, observar su impulsor y medir los diámetros de succión y descarga, para así calcular la velocidad específica con el método presentado en la Ref. 5.

### ***Sobre la precisión de los datos recopilados en las pruebas de la bomba***

A este respecto, se tiene duda sobre la conveniencia de utilizar el manómetro y el manovacuómetro de caratula para medir las presiones. Ambos aparatos son, además de imprecisos, poco sensibles. El primero tiene una precisión de  $0.1 \text{ kg/cm}^2$ , cuyo equivalente en columna de agua es 1 m. La aproximación máxima del segundo es de 2" de mercurio, que equivale a 0.0508 m de columna de agua. Una medición errónea de la presión podría ser la causa de las deformidades observadas en las curvas de isoeficiencia.

Se recomienda instalar manómetros diferenciales abiertos con mercurio, en lugar del manómetro y el manovacuómetro de carátula.

## CAPITULO VI

### PROPUESTA PARA LAS PRACTICAS DE LABORATORIO

#### VI.1. ELEMENTOS PARA EL MEJORAMIENTO DE LAS PRACTICAS

Las prácticas que aquí se proponen, fueron diseñadas en un periodo en el que los miembros del personal académico del laboratorio nos abocamos a revisar todas las prácticas existentes, con el fin de hacerlas más provechosas.

Como resultado de esa revisión, definimos un conjunto de criterios generales que, por ser el resultado de un trabajo colectivo, no pueden considerarse una aportación propia de este trabajo. Tales criterios son los siguientes:

1. Dar a las prácticas un contenido tal que permitan consolidar el aprendizaje teórico.
2. Justificar la toma de los datos experimentales en términos del objetivo de cada práctica, para que así el procedimiento de medición no aparezca ante los alumnos como un conjunto de instrucciones desarticuladas y sin sentido.
3. Procurar que en los reportes no se incluyan comparaciones mecánicas entre los resultados de las prácticas y los de fórmulas teóricas o experimentales.

4. Asegurar el cumplimiento del objetivo, ya sea orientando las conclusiones a cada experimento, incluyendo la solución de algún problema dentro del reporte o haciendo comentarios sobre los conceptos mas importantes, durante la impartición de la practica.

Estos criterios fueron la base para elaborar las practicas *Turbinas y Bombas* que se presentan a continuación.

## V.2. PRACTICA TURBINAS

El objetivo de esta nueva práctica consiste en relacionar las características hidráulicas de una turbina con su operación en una central hidroeléctrica. Con ello se pretende reforzar los conceptos de *potencia hidráulica, potencia al freno y eficiencia.*

En la parte experimental se pide a los alumnos que obtengan las curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$  (Fig. 6.1) del modelo de turbina Pelton estudiado en este trabajo. Tales curvas, proporcionan los elementos necesarios para analizar el funcionamiento de una turbina que opera con la velocidad angular nominal. De acuerdo con las pruebas presentadas en el capítulo IV, para el modelo de turbina Pelton, esta velocidad angular es aproximadamente 600 rpm.

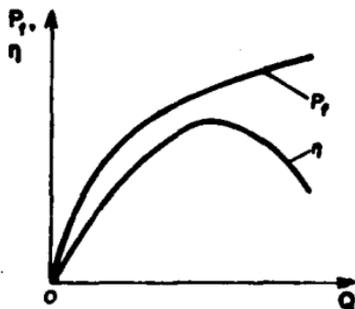


Fig. 6.1. Curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$ .

La obtención de las curvas hace necesario medir, además del gasto y la potencia al freno, la carga hidráulica disponible a la entrada de la turbina ( $H_p$ ). Los datos se recopilan en la instalación destinada a

la obtención de las curvas características. El proceso de medición consta de los pasos que se presentan a continuación.

1. Fijar una abertura en la válvula de aguja.
2. Verificar con un tacómetro que la velocidad angular del electrodinamómetro sea 600 rpm. Si es distinta, modificar con el reóstato la intensidad del frenado.
3. Medir la fuerza ejercida en la báscula por el brazo del electrodinamómetro ( $F_b$ ).
4. Tomar las lecturas izquierda ( $L_i$ ) y derecha ( $L_d$ ) en el manómetro diferencial conectado a la entrada de la turbina.
5. Medir la elevación de la superficie libre del agua en el canal de retorno ( $H_{lim}$ )<sup>1</sup>.

Se toman datos para un total de cinco aberturas en la válvula. Con ello, haciendo los cálculos necesarios, se obtienen cinco puntos para el trazo de las curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$ .

Para desarrollar la práctica no se controla la carga en ninguna sección, con el fin de no complicar la toma de datos. Ello provoca que la apariencia de las curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$  que se obtienen sufra una ligera variación con respecto a las que corresponden a una carga bruta constante. Sin embargo, esa variación no tiene ninguna repercusión directa sobre el cumplimiento del objetivo de la práctica.

Como reporte, se pide a los alumnos que, además de presentar las curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$ , respondan las preguntas que se presentan a continuación:

---

<sup>1</sup>En el momento de proponer esta práctica, no se disponía aún de un manómetro diferencial para instrumentar el Venturi instalado en la línea. Por ello, se prefirió continuar aforando con el vertedor triangular.

1. ¿Para qué gasto es óptimo el funcionamiento de la turbina?

2. Suponga que se requiere una potencia al freno 80% mayor que la máxima que puede proporcionar una máquina. Si se dispone de dos unidades iguales a la de la práctica y una de ellas se opera con el gasto del inciso 1, ¿cuáles serían el gasto y la eficiencia de la otra?

3. Proponga otra solución de operación con dos máquinas para la misma potencia al freno e indique el gasto y la eficiencia de cada una.

4. Calcule la potencia hidráulica de las dos soluciones anteriores.

5. Compare su proposición con la del inciso 2 e indique cuál es más conveniente.

Durante el proceso de diseño de la práctica se realizó una prueba en la turbina, con el fin de verificar que los resultados fueran los esperados. Los datos y los resultados de esta prueba se presentan en la tabla 6.1. En las Figuras 6.2 y 6.3 aparecen las curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$ , respectivamente.

Haciendo uso de estas curvas se dio respuesta a las preguntas planteadas párrafos arriba, de la siguiente manera:

PREGUNTA 1. Se pide el gasto nominal, el cual tiene asociada la eficiencia máxima. En la prueba  $\eta_{máx} = 78.48\%$ . De la Fig. 6.3, para esta eficiencia, se obtiene  $Q = 8.05 \text{ l/s}$ .

PREGUNTA 2. La potencia al freno máxima calculada en la prueba fue:

$$P_{f \text{ máx}} = 1.08 \text{ CV.}$$

**DATOS**

**CARACTERISTICAS DEL VERIEDOR TRIANGULAR**

Tara= 4.07 cm  
 ángulo= 30.25 grados  
 ancho del canal de llamada= 47 cm  
 Diámetro de la conducción= 4 plg  
 área= 81.073 cm<sup>2</sup>  
 Tara de la báscula= 1.16 kg  
 Cota del eje de la tubería= 80 cm

ABERTURA cm	H <sub>1m</sub> cm	L <sub>1</sub> cm	L <sub>d</sub> cm	N rpm	F <sub>b</sub> kg	H <sub>v</sub> cm	M <sub>u</sub>	K	Q l/s	p/GPM m	V <sup>2</sup> /2g m	H <sub>m</sub> m	Ph CV	Pf CV	Eta %
5	21.54	61.0	212.0	600	2.14	17.47	0.62	1	5.05	20.25	0.02	20.26	1.00	0.42	42.12
10	22.44	67.0	206.3	600	2.90	16.37	0.62	1	5.73	18.71	0.03	18.74	1.05	0.75	71.92
15	25.12	77.9	196.5	600	3.40	21.05	0.62	1	8.05	16.11	0.05	16.16	1.27	1.00	78.46
20	26.34	81.5	193.0	600	3.63	22.27	0.62	1	9.27	15.18	0.07	15.25	1.39	1.07	76.91
25	26.90	84.3	190.4	600	3.66	22.03	0.62	1	9.06	14.47	0.08	14.55	1.41	1.03	76.66

**TABLA 6.1. Datos y resultados de la prueba para la práctica TURBINAS.**

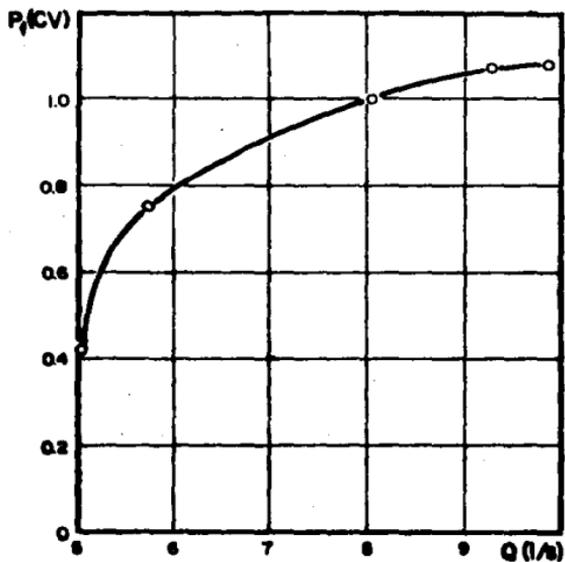


Fig. 6.2. Curva Q-P<sub>p</sub> de la práctica turbinas.

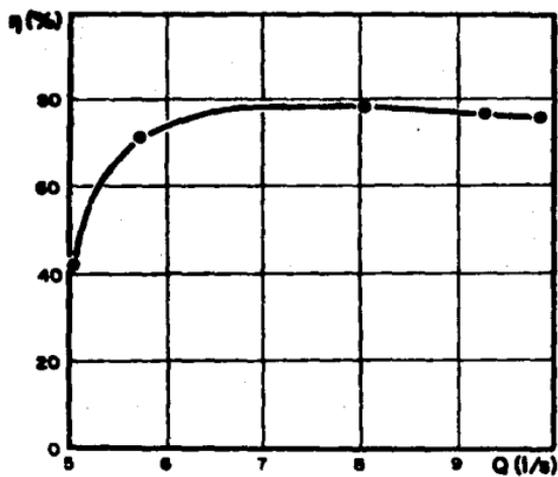


Fig. 6.3. Curva Q-η de la práctica turbinas.

Entonces, la potencia al freno total requerida es:

$$P_{fT} = 1.90(1.08) = 1.944 \text{ CV.}$$

Una máquina se opera con el gasto nominal. La potencia al freno que genera se obtiene de la Fig. 6.2:

$$P_{f1} = 1 \text{ CV.}$$

Para obtener la potencia al freno de la otra turbina, se hace la diferencia entre la potencia al freno total requerida y la de la máquina que se opera con el gasto nominal:

$$P_{f2} = 1.944 - 1 = 0.944 \text{ CV.}$$

Con esta potencia, en la Fig. 6.2., se lee el gasto de la segunda turbina:

$$Q_2 = 7.42 \text{ l/s.}$$

Finalmente, de la Fig. 6.3 se obtiene la correspondiente eficiencia:

$$\eta_2 = 78.4\%.$$

PREGUNTA 3. Sea:

$$P_{f1} = P_{f2} = \frac{P_{fT}}{2} = 0.972 \text{ CV.}$$

Se propone esta solución porque, seguramente, será la primera por la que opten los alumnos.

Así, de las Figs. 6.2 y 6.3, respectivamente:

$$Q_1 = Q_2 = 7.75 \text{ l/s.}$$

$$\eta_1 = \eta_2 = 78.4\%$$

PREGUNTA 4. La potencia hidráulica de cada solución se calcula como la suma de las potencias hidráulicas de cada máquina. Esta, a su vez, se obtiene como:

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

Para la primera solución:

$$P_{h1} = \frac{1}{0.7845} = 1.27 \text{ CV}; \quad P_{h2} = \frac{0.944}{0.784} = 1.20 \text{ CV.}$$

Entonces:

$$P_{h1} = 1.27 + 1.20 = 2.47 \text{ CV.}$$

Para la segunda solución, la potencia hidráulica de las dos turbinas es igual y se calcula como:

$$P_{h1} = P_{h2} = \frac{0.972}{0.784} = 1.24 \text{ CV}$$

$$P_{h1} = 2(1.24) = 2.48 \text{ CV.}$$

PREGUNTA 5. Estrictamente, resultaría más conveniente elegir la primera solución, ya que su consumo de potencia hidráulica es un poco menor que el de la segunda, lo cual significa que la eficiencia del sistema de dos turbinas es mayor. Sin embargo, puesto que los dos valores de potencia hidráulica son prácticamente iguales, en verdad sería indistinto utilizar cualquiera de las dos soluciones.

Hasta aquí la respuesta a las preguntas. En el Apéndice 4 se presenta una guía para el instructor de la práctica. En ella, además de detallarse el procedimiento de medición, se presenta una introducción que el instructor debe incluir dentro de su impartición.

### VI.3. PRACTICA BOMBAS

Con esta práctica se pretende que los alumnos relacionen las características del funcionamiento de la bomba de flujo mixto con una aplicación práctica. Para conocer el funcionamiento de esta máquina, obtienen sus curvas características; la aplicación práctica consiste en determinar los valores de carga y gasto con los que debe operar al ser instalada en un sistema de tubos, de manera que este sistema funcione en forma óptima.

La práctica consta de dos sesiones. En la primera, se hacen las mediciones necesarias para obtener tres curvas  $Q-H_b$  (para  $N_m = 1200, 1300$  y  $1400$  rpm), de acuerdo al procedimiento descrito en el capítulo II.

Como reporte de esta sesión, los alumnos presentan las curvas características y de isoeficiencia. Para calcular la eficiencia de la bomba, utilizan la potencia al freno dada por la ec. (5.10).

En la segunda sesión se plantea a los alumnos el problema práctico por resolver. Este problema es el siguiente:

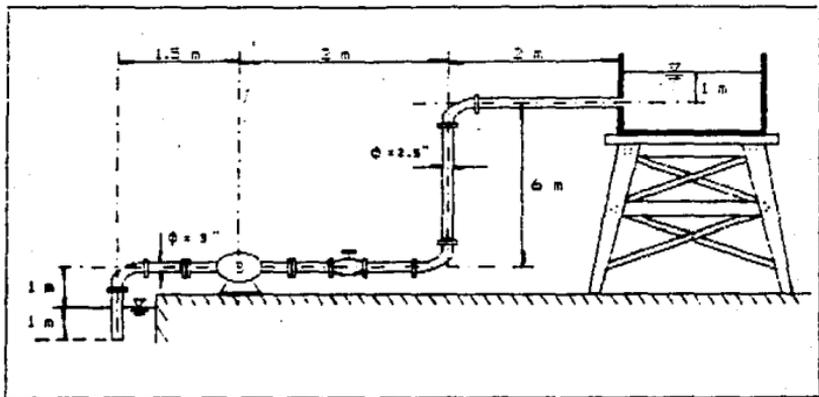
*Para el sistema mostrado en la figura (Fig. 6.4):*

1. *Calcule la curva de resistencia y dibújela en el mismo plano de las curvas características y de isoeficiencia obtenidas en la primera sesión.*

2. *Obtenga el gasto, la carga y la eficiencia correspondiente a los cruces de las curvas de resistencia con cada una de las curvas características.*

3. *Si el depósito de la descarga tiene una capacidad de  $300 \text{ m}^3/\text{s}$ :*

a) *Para cada cruce, calcule el consumo de energía (en kW h) requerido para llenar el depósito.*



**Fig. 6.4. Instalación del problema por resolver en la práctica bombas.**

b) Suponiendo que se dispone del equipo necesario para que la bomba gire con una velocidad angular no comercial, indique los valores de  $N$  y  $Q$  con los cuales conviene operar el sistema.

La instalación está provista de los siguientes accesorios:

- Entrada brusca ( $C_k = 0.5$ ).
- Un codo roscado de  $90^\circ$  y  $3''$  ( $C_k = 0.8$ ).
- Dos codos roscados de  $90^\circ$  y  $2.5''$  ( $C_k = 0.9$ ).
- Una valvula de compuerta de  $2.5''$  ( $C_k = 0.1838$ ).
- Salida ( $C_k = 1$ ).

Las tuberías de succión y descarga son de hierro fundido nuevo ( $\epsilon = 0.25$  mm).

La solución de este problema constituye el reporte de la segunda sesión.

Para ejemplificar la elaboración de los reportes de esta práctica, se utilizaron los resultados de la prueba de sondeo # 2 presentada en el capítulo V. En la tabla 6.2 están agrupados los resultados de la prueba para  $N = 1800, 1950$  y  $2100$  rpm; valores que corresponden, justamente, a  $N_m = 1200, 1300$  y  $1400$  rpm. La Fig. 6.7 contiene las curvas características para esas velocidades angulares y las curvas de isoeficiencia.

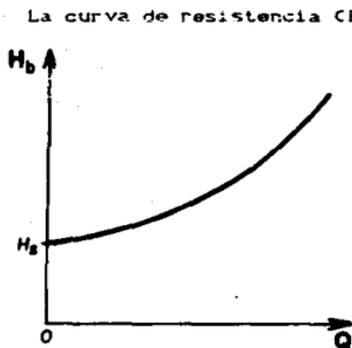


Fig. 6.5. Curva de resistencia.

La curva de resistencia (Fig. 6.5), es una representación gráfica de la variación de la carga de la bomba con el gasto que circula por la instalación. Para obtener la ecuación de esta curva, se plantea la ecuación de energía entre el cárcamo de bombeo y el depósito al cual se conduce el agua. Considerando un plano horizontal de comparación que coincida con el eje de la bomba, la ecuación de energía entre las secciones (1) y (2) de la Fig. 6.6 se escribe:

$$-H_{s_s} + H_b = H_{s_d} + \Sigma h_s + \Sigma h_d \quad (6.1)$$

En (6.1):

$H_{s_s}$ : Carga estática de succión.

$H_{s_d}$ : Carga estática de descarga.

$H_b$ : Carga de la bomba.

$\Sigma h_s$ : Suma de pérdidas en la succión.

N rpm	ps/GPM m	pd/GPM m	hv cm	Mu	K	Q l/s	Vs m/s	Vd m/s	Hb m	Ph kW	PF kW	Eta %
1000	-1.55	12.30	0.00	-	-	0.00	0.00	0.00	13.85	0.00	1.28	0.00
	-2.02	12.00	14.10	0.605	1	5.34	1.17	1.46	14.00	0.74	1.66	44.40
	-2.25	11.00	15.51	0.605	1	6.78	1.49	1.85	13.25	0.68	1.73	50.99
	-3.20	0.00	18.37	0.605	1	10.35	2.27	2.82	11.30	1.15	2.01	57.20
	-3.80	5.00	19.98	0.605	1	12.77	2.80	3.48	8.82	1.11	2.15	51.42
	-4.32	2.00	21.06	0.605	1	14.57	3.19	3.97	6.35	0.91	2.22	40.01
1950	-4.66	0.00	21.35	0.605	1	15.07	3.31	4.11	4.70	0.69	2.68	25.03
	-1.55	15.30	0.00	-	-	0.00	0.00	0.00	16.85	0.00	1.40	0.00
	-2.59	13.00	16.51	0.605	1	7.93	1.74	2.16	15.60	1.21	2.30	54.80
	-3.45	10.00	18.89	0.605	1	11.10	2.43	3.03	13.47	1.47	2.45	59.99
	-3.97	7.50	20.15	0.605	1	13.04	2.86	3.56	11.50	1.47	2.60	56.59
	-4.84	5.00	21.10	0.605	1	14.64	3.21	3.99	9.87	1.42	2.72	52.04
2100	-5.18	2.50	21.71	0.605	1	15.72	3.45	4.20	7.72	1.19	2.84	41.85
	-5.53	0.00	22.05	0.605	1	16.34	3.58	4.45	5.57	0.69	3.09	20.07
	-1.55	18.50	0.00	-	-	0.00	0.00	0.00	20.05	0.00	1.66	0.00
	-2.25	17.00	15.55	0.605	1	6.02	1.86	1.86	19.25	1.59	2.60	49.50
	-2.76	15.10	17.73	0.605	1	9.47	2.08	2.50	17.00	1.66	2.84	50.43
	-3.97	11.00	20.21	0.605	1	13.14	2.88	3.58	15.00	1.93	3.76	59.33
2100	-5.53	7.00	21.71	0.605	1	15.72	3.45	4.20	12.56	1.94	3.47	55.75
	-5.70	4.00	21.77	0.605	1	15.03	3.47	4.31	9.74	1.51	3.56	35.43
	-5.70	0.00	22.41	0.605	1	17.02	3.73	4.64	5.74	0.96	3.70	25.91

Tabla 6.2. Datos para la construcción de las curvas características de la práctica BOMERS.

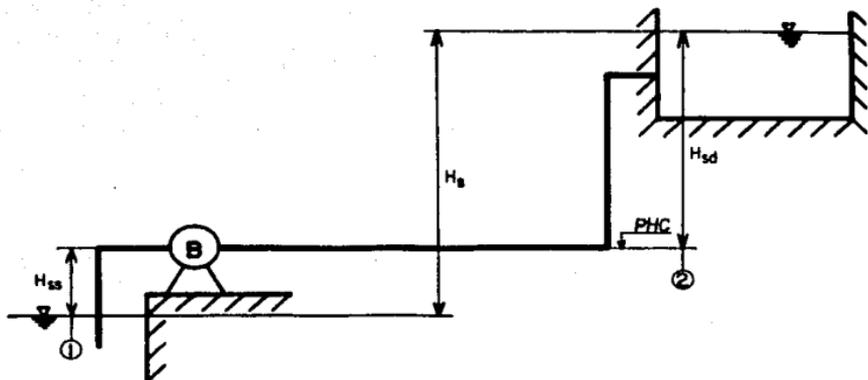


Fig. 6.6. Obtención de la ecuación de la curva de resistencia.

$H_d$ : Suma de pérdidas en la descarga.

Despejando la carga de la bomba:

$$H_b = H_{s_s} + H_{s_d} + \Sigma h_s + \Sigma h_d \quad (6.2)$$

La suma de pérdidas en la succión puede escribirse como:

$$\Sigma h_s = \left[ \Sigma k_{l_s} + f_s \frac{L_s}{D_s} \right] \frac{V_s^2}{2g};$$

donde:

$\Sigma k_{l_s}$ : Suma de los coeficientes de pérdida local de los accesorios instalados en la tubería de succión;

$f_s$ ,  $L_s$ ,  $D_s$  y  $V_s$ : Coeficiente de fricción, longitud, diametro y velocidad media para la tubería de succión.

En terminos del gasto:

$$Sh_s = \left[ \Sigma k_{i,s} + f_s \frac{L_s}{D_s} \right] \frac{Q^2}{2gA_s^2} \quad (6.3 a)$$

De manera analogo, para la tuberia de descarga:

$$Sh_d = \left[ \Sigma k_{i,d} + f_d \frac{L_d}{D_d} \right] \frac{Q^2}{2gA_d^2} \quad (6.3 b)$$

Por otro lado, de la Fig. 6.4:

$$H_{s,s} + H_{s,d} = H_s \quad (6.4)$$

$H_s$  se conoce como carga estática total. Sustituyendo 6.3 a, 6.3 b y 6.4 en 6.2:

$$H_b = H_s + \left[ \Sigma k_{i,s} + f_s \frac{L_s}{D_s} \right] \frac{Q^2}{2gA_s^2} + \left[ \Sigma k_{i,d} + f_d \frac{L_d}{D_d} \right] \frac{Q^2}{2gA_d^2} \quad (6.5)$$

(6.5) es la ecuación de la curva de resistencia. En ella,  $H_b$  es la variable dependiente y  $Q$  la independiente. La representación gráfica de esta ecuación es una parábola de ordenada al origen  $H_s$ . En (6.5) puede apreciarse que  $H_b$  es una función creciente de  $Q$ , debido a que, con esta variable, se incrementan las pérdidas de carga en las dos tuberías. La suma de los términos de pérdidas en la succión y en la descarga se conoce como *carga dinámica*.

Con esta ecuación se calculó la curva de resistencia para la instalación del problema. Los resultados están agrupados en la tabla 6.3. La curva se dibujó en el plano de las curvas características y de isoeficiencia de la Fig. 6.7.

La solución a la pregunta 2 del problema se obtiene de este mismo plano. Tanto el gasto como la carga se leen directamente en los puntos de cruce. La eficiencia se calcula por interpolación lineal entre los puntos de eficiencia conocida mas cercanos. En la tabla 6.4 aparecen

**DATOS**

Factor:	11.1 l/s	Coeficientes de pérdida local	
Carga estática de succión:	1 m	-Entrada brusca:	0.5
Carga estática de descarga:	7 m	-Codo roscado de 90 grados y 3 plg.:	0.8
Longitud de la tubería de succión:	3.5 m	-Codos roscados de 90 grados y 2.5 plg.:	0.9
Longitud de la tubería de descarga:	10 m	-Válvula de compuerta de 2.5 plg.:	0.1838
Diámetro de la tubería succión:	3 "	-Salida:	1
Diámetro de la tubería de descarga:	2.5 "		
Porosidad de las tuberías de succión y descarga (hierro fundido nuevo):	0.25 mm	Viscosidad cinemática:	0.00001 m <sup>2</sup> /s

SUM(hs)= 1.3000  
SUM(hd)= 2.9838

Q	Vs	Rs	e/Ds	Fs	SUM(hs)	Ud	Rd	e/Dd	Fd	SUM(hd)	Hb
l/s	m/s	-	-	-	m	m/s	-	-	-	m	m
2	0.44	3.04E+04	0.00338	0.0310	0.03	0.63	3.65E+04	0.00394	0.032	0.16	8.19
4	0.88	6.08E+04		0.0495	0.10	1.26	7.29E+04		0.0290	0.62	8.79
6	1.32	9.11E+04		0.0590	0.23	1.89	1.09E+05		0.0291	1.30	9.62
8	1.75	1.22E+05		0.0266	0.41	2.53	1.46E+05		0.0287	2.44	10.45
10	2.19	1.52E+05		0.0285	0.64	3.16	1.82E+05		0.0286	3.81	12.44
12	2.63	1.82E+05		0.0285	0.92	3.79	2.19E+05		0.0285	5.47	14.39
14	3.07	2.12E+05		0.0284	1.25	4.42	2.55E+05		0.0284	7.43	16.68
16	3.51	2.41E+05		0.0283	1.63	5.05	2.92E+05		0.0284	9.70	19.39

**TABLA 6-3. Cálculo de la curva de resistencia del sistema.**

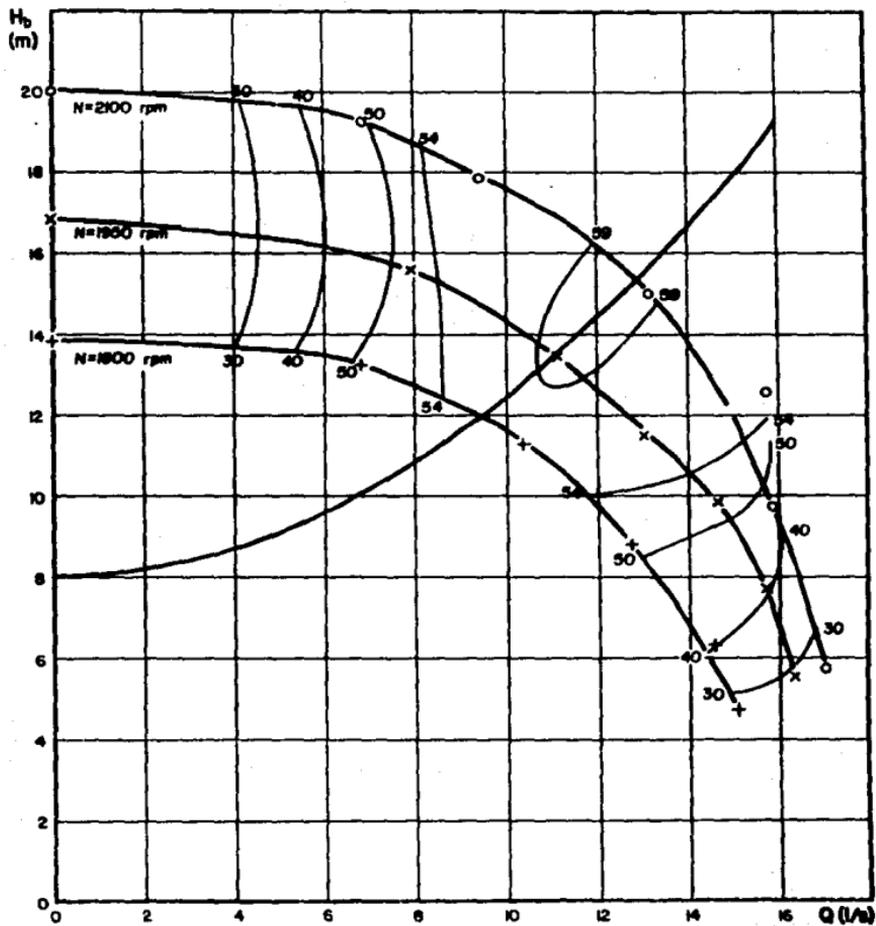


Fig. 6.7. Curvas características y de isoeficiencia y curva de resistencia de la práctica bombas.

N rpm	Q l/s	H <sub>b</sub> m	Et <sub>a</sub> %	L h	P <sub>o</sub> kW	E kWh
1000	9.45	11.96	55.46	3.00	2.00	17.94
1500	11.10	10.47	59.90	2.51	2.45	18.00
2100	12.90	8.30	59.79	2.46	3.27	21.17

Tabla 6.4. Condiciones de operación para los puntos de cruce de la curva de resistencia con las curvas características. Práctica BOMERS.

los valores de  $Q$ ,  $H_b$  y  $\eta_b$  obtenidos para cada velocidad angular.

Para responder al inciso a de la pregunta y debe recordarse lo siguiente:

i) La potencia de consumo se define como la energía suministrada a la bomba por unidad de tiempo, es decir:

$$P_o = \frac{E}{t}$$

Así:

$$E = P_o t$$

ii) La potencia de consumo, en kW, también puede calcularse como:

$$P_o = \frac{\gamma Q H_b}{102 \eta_b}$$

iii) El tiempo durante el cual trabaja la máquina se obtiene relacionando el volumen y el gasto, a través de este último concepto:

$$Q = \frac{V}{t};$$

entonces:

$$t = \frac{v}{Q}$$

Los valores de  $f$ ,  $P$  y  $E$  para cada punto de cruce también se presentan en la tabla 6.4.

Finalmente, la solución al inciso b de la pregunta 3 se obtiene eligiendo las condiciones de operación del punto de cruce con menor consumo de energía. Este punto es el que corresponde a una velocidad angular de 1800 rpm. La respuesta es, pues:

$$N = 1800 \text{ rpm};$$

$$Q = 9.45 \text{ l/s.}$$

En el apéndice A también se presenta una guía para el instructor de la práctica.

## CAPITULO VII

### CONCLUSIONES GENERALES

Este trabajo fue motivado por una inquietud estudiantil. A lo largo de la carrera, el que esto escribe estuvo en desacuerdo con diversos aspectos de la formación que recibía. Se sintió incómodo, entre otras, en las siguientes circunstancias:

--Cuando descubrió que jamás aplicaría gran parte de las matemáticas que aprendió en el edificio anexo.

--Cuando comprobó que, para la mayoría de las asignaturas fundamentales de la carrera, la clase se basaba en los apuntes del profesor o, en el mejor de los casos, en uno o, a lo más, dos libros de texto.

--Cuando se dio cuenta de que algunos de los maestros más reconocidos de la facultad improvisaban su clase.

--Cuando quiso consultar en la biblioteca textos que no estaban disponibles.

--Cuando sintió que pasaban los semestres y no dominaba cuestiones elementales del ejercicio práctico.

--Cuando se encontro con que la carrera no le dejaba tiempo para

satisfacer inquietudes ajenas a la ingeniería, pero indispensables para el desarrollo personal; habida cuenta de que la facultad no le ofrecía espacios para ello y que tenía que dirigirse a otros lugares.

--Cuando comprendió que, con la formación recibida, tendría grandes dificultades para contribuir como profesionista a la solución de los problemas del país.

--Cuando descubrió que los recursos de la facultad para atender las necesidades académicas eran cada vez menores y que, a la vez, se utilizaban inadecuadamente.

--Cuando fue a los laboratorios de la facultad y se encontró con tres problemas:

a. Que, en algunas asignaturas, las prácticas eran ejecutadas por los docentes, quedando sus compañeros y él como simples espectadores.

b. Que era muy difícil comprender la relación de algunos experimentos con la información recibida en clase y, sobre todo, con la futura práctica profesional.

c. Que algunas prácticas daban resultados diferentes a los que se esperaban.

MI primer trabajo vinculado a la ingeniería fue el que me ofrecieron en el laboratorio de hidráulica. Por ello, de todas las inquietudes expresadas arriba, me ocupé de las relacionadas con el laboratorio. En palabras distintas a las utilizadas en la introducción, esta tesis tuvo el objeto de que las prácticas de las que aquí se ha tratado no produjeran más inquietudes respecto a su utilidad y sus resultados.

Para evaluar este trabajo es necesario remitirse a los puntos del objetivo planteado en la introducción. Tales puntos eran los siguientes:

1. Explicar las anomalías detectadas en los resultados de las prácticas.

2. Completar el mantenimiento de las dos máquinas.

3. Proponer dos nuevas prácticas, con la intención de mejorar el aporte del laboratorio a la formación de los alumnos en el campo de la turbomaquinaria hidráulica.

A continuación se presenta una breve evaluación del trabajo en términos del objetivo planteado.

#### *Sobre las anomalías detectadas en las prácticas*

Para la práctica turbina Pelton se logró explicar de manera más o menos completa las razones de la baja eficiencia medida y del cruce de las curvas características. Además se investigó el comportamiento de la turbina en condiciones extremas, con el fin de determinar su punto de operación óptima.

La eficiencia calculada en esta práctica era baja porque el gasto se medía con un dispositivo mal calibrado: el debímetro conectado al venturí de la instalación.

En cuanto a las deformidades de las curvas puede concluirse lo siguiente:

El parámetro de las curvas características  $N-P$ , de las turbinas es el gasto. Cada una de ellas tiene asociado un gasto distinto, al cual, evidentemente, corresponde un valor específico de la carga hidráulica disponible a la entrada de la turbina ( $H_n$ ).

Ahora bien, tanto en el proceso de selección de una turbina como en el análisis de su funcionamiento, la carga bruta debe considerarse constante. En la práctica profesional, la carga bruta representa la

caída natural disponible para un aprovechamiento. Aunque esta caída es variable de acuerdo con el funcionamiento del vaso, para establecer los valores nominales de la turbina se fija un cierto valor de diseño y con él se inicia el proceso de selección de la maquinaria mas adecuada para el aprovechamiento.

En el modelo de turbina *Pelton* del laboratorio, la carga bruta no puede proporcionarse con un depósito elevado, ya que la carga neta alcanza valores cercanos a 30 m. Por ello, es necesario utilizar una bomba de pozo profundo. La carga bruta del sistema es igual a la carga de la bomba y, desafortunadamente, cambia cuando se modifica el gasto del sistema, de acuerdo con las características de operación de la bomba. Por ello, cada curva obtenida en la instalación del modelo corresponde a una carga bruta distinta. Esta inconsistencia provoca que las curvas  $N-P_f$  se crucen y que las curvas de isoeficiencia se distorsionen. Ello puede comprobarse al observar los resultados de la prueba con carga constante.

Finalmente, al consultar la Ref. 8 con el objeto de conocer las características de diseño de la turbina, se encontraron valores de  $Q$  y  $P_f$  que no concuerdan con los obtenidos en las pruebas, para la máxima eficiencia. Por ello, se hicieron pruebas adicionales --pruebas con carga máxima-- con el fin de observar el comportamiento de la turbina en condiciones extremas. En ellas se obtuvieron valores extremos de  $Q$  y  $H_n$  que no pueden combinarse para calcular la potencia al freno que aparece en esa referencia. La máxima eficiencia de estas pruebas resultó menor a la calculada en experiencias anteriores --pruebas de sondeo # 2, # 3 y prueba con carga constante.

En un intento por determinar con precisión los valores nominales de la turbina, se calculó la velocidad específica con el método alternativo presentado en la Ref. 3. El resultado es muy próximo al obtenido para una de las pruebas realizadas en condiciones extremas --prueba con carga máxima # 2--, a pesar de que, insisto, en esta prueba se obtuvo una eficiencia máxima menor a la de otras.

Las condiciones en que se realizaron, por una parte, el conjunto de pruebas con máxima eficiencia y, por otra, la *prueba con carga máxima # 2*, fueron distintas. Para comparar sus resultados debería considerarse que se realizaron con rangos de carga bruta diferentes. En esas circunstancias, la comparación resultaría bastante compleja.

A pesar de todo lo anterior, los valores máximos de eficiencia son tan altos que permiten asegurar que el gasto, la carga y la potencia al freno asociados a ellos se aproximan razonablemente a los nominales.

Para la práctica *bomba de flujo mixto*, se detectaron dos anomalías: en primer lugar, que la eficiencia resultaba muy baja y, en segundo, que los valores de velocidad específica se ubicaban en el rango de una bomba de flujo radial.

Desde el capítulo III se esbozó la causa de la baja eficiencia: dentro del cálculo, no se consideraban las pérdidas de energía en el motovariador. Las pruebas *para comparar con la curva del fabricante y de eficiencia del motovariador* permitieron comprobar que la eficiencia de la bomba es mayor a la que se calculaba en la práctica y que se ubica en la vecindad del 80%.

Desafortunadamente, las ecuaciones derivadas para calcular la potencia al freno en términos de la potencia eléctrica no son todo lo confiables que se quisiera, tanto por los problemas en la obtención de la potencia al freno como por los errores en el ajuste.

En cuanto a la velocidad específica, a pesar de considerar la verdadera eficiencia de la bomba, se continuó obteniendo, consistentemente, valores de una bomba de flujo radial. Ello no significa que nuestra bomba no sea de flujo mixto, ya que, para efectos de clasificación, se consideran bombas de flujo radial a un extenso conjunto de bombas de flujo mixto cuyo valor de  $N_s$  no excede el valor límite que aparece en la tabla 2.2.

### **Sobre el mantenimiento**

En este rubro, las acciones más relevantes se llevaron a cabo en el modelo de turbina *Pelton*. El crédito por la ejecución de estas acciones corresponde casi por entero a los trabajadores del laboratorio. Entre las tareas de mantenimiento y readecuación más relevantes realizadas en este modelo se encuentran las siguientes:

1. Instalación de un nuevo arrancador para la bomba de alimentación.
2. Revisión del débitmetro.
3. Colocación de tranquilizadores en el canal de retorno para hacer posible el aforo con el vertedor.
4. Construcción e instalación del nuevo vertedor triangular.
5. Limpieza del *venturi*.
6. Remozamiento del rodete de la turbina.
7. Sustitución del balero de alineamiento, empaques y retenes en la flecha motriz.
8. Montaje del electrodinamómetro.
9. Conexión de la toma piezométrica de la entrada al manómetro diferencial de mayor altura.
10. Construcción y colocación de la caja con válvulas de paso utilizada para conectar las dos secciones del *venturi* al manómetro diferencial.

Todo ello, además de mejorar sustancialmente las condiciones de la instalación, hizo posible la ejecución de las pruebas presentadas en el capítulo IV.

En la bomba de flujo mixto, las tareas de mantenimiento fueron escasas. Ello se debió, sobre todo, a que la máquina se encontraba en condiciones bastante aceptables.

El sistema motor-motovariador-bomba, la instalación hidráulica y el tablero de instrumentos fueron remozados, pero ello obedeció a un programa general de mantenimiento y no a una iniciativa derivada de este trabajo.

### ***Sobre las nuevas prácticas***

En el diseño de las dos prácticas, se acataron lo más posible los criterios generales presentados en el capítulo VI. Para comprobarlo, compárense los instructivos de las prácticas turbina Pelton y bomba de flujo mixto con las guías para el instructor de Turbinas y Bombas (ver apéndice A). Además, se procuró que las nuevas prácticas tuvieran algún sentido práctico.

De las prácticas que se han revisado puede decirse lo siguiente:

--Su contenido esencial, a pesar de realizarse en máquinas distintas, era el mismo: obtener curvas características y de isoeficiencia.

--La impartición era terriblemente defectuosa. En la época en la que estas prácticas estuvieron vigentes, fueron impartidas por alumnos en servicio social que carecían de experiencia docente y de conocimientos. Ambas limitaciones no se podían superar con el adiestramiento superficial que recibían al principio del semestre.

El adiestramiento y la impartición de las prácticas se basaban en los instructivos presentados en el apéndice A. Al revisar esos instructivos puede comprobarse que no permiten comprender el contenido de las prácticas si no se cuenta con una sólida formación y con alguna experiencia.

--Si los alumnos lograban aprender algo en las prácticas seguramente lo olvidaban, ya que, en la mayoría de los casos, la obtención experimental de curvas características y de isoeficiencia tiene una escasa aplicación práctica.

Con las nuevas prácticas se pretende superar esos problemas. Las guías presentadas en el capítulo VI se concibieron como una ayuda para el instructor; de quien se espera que, a pesar de contar con ellas, prepare las prácticas de acuerdo a sus conocimientos, su experiencia y, por qué no, su estilo.

Afortunadamente, desde hace dos semestres se inició en el laboratorio una transformación cuyo objeto es mejorar el aprovechamiento de las prácticas. Como parte de esa transformación, la impartición se encuentra ahora a cargo, exclusivamente, del personal docente. Este cambio favorece las condiciones para que las prácticas que se han propuesto tengan éxito.

Considero que el mejor juez para evaluar las prácticas *Turbinas y Bombas* son los propios alumnos. En los dos semestres anteriores se han impartido ya versiones de las prácticas similares a las presentadas en este trabajo. Ello ha permitido modificar algunos aspectos de su contenido, con el fin de mejorarlas.

Específicamente, se ha recibido una respuesta favorable de algunos alumnos destacados. Durante la impartición, estos alumnos han concentrado su atención en el instructor y participado con preguntas realmente interesantes. Sin embargo, se ha observado que la mayoría de los alumnos todavía asume una actitud pasiva ante las prácticas. Por esta razón el proceso de revisión no puede considerarse terminado con la presentación de este trabajo. De hecho, todas las prácticas se encuentran en constante revisión. Tal revisión, es una manera en la que los docentes del laboratorio cumplimos con el compromiso que nos mantiene ligados a la universidad.

Para concluir, a continuación se hacen algunos comentarios sobre los puntos del objetivo que no se cumplieron.

### *Lo que no se logró*

Este trabajo tiene básicamente una insuficiencia: que las relaciones  $P_o - P_f$  obtenidas para la bomba de flujo mixto no son del todo confiables, debido a los problemas comentados en el capítulo V.

Para superar esta insuficiencia sería necesario realizar, por lo menos, una prueba más: medir la potencia al freno del motovariador con un freno eléctrico. Con ello, podrían derivarse relaciones similares a las presentadas en el capítulo V, que tendrían una mayor confiabilidad.

Lo anterior pudo haberse integrado a este trabajo. Sin embargo, se requería esperar algún tiempo para contar con los recursos humanos y materiales necesarios para llevarlo a cabo. Además, se consideró que, con todo lo logrado, se tiene ahora un conocimiento mucho más completo sobre las dos máquinas y que, lo que falta, puede obtenerse fácilmente cuando se disponga de los recursos que se requieren.

La elaboración de este trabajo fue parte, desde mayo de 1987, de mis actividades en el laboratorio de hidráulica de la facultad de Ingeniería. En la actualidad, otros proyectos de mayor interés reclaman buena parte del tiempo que tengo asignado en el laboratorio.

Para realizar las tareas pendientes puede pedirse el auxilio de un alumno en servicio social. En la actualidad, el servicio social en el laboratorio se reduce a labores administrativas carentes de elementos para enriquecer la formación de los alumnos. Tareas como las descritas párrafos arriba, además de sencillas, pueden contribuir a despertar en los alumnos algún interés experimental.

# **APENDICE A**

## **INSTRUCTIVOS DE LAS PRACTICAS**

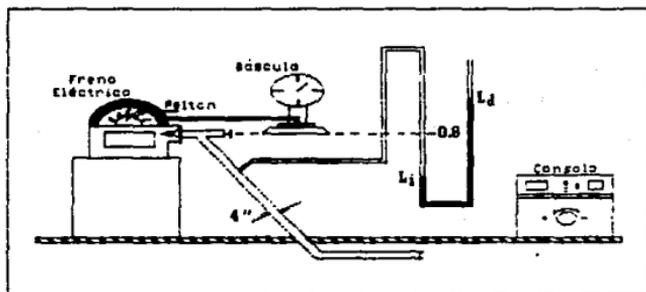
## A.1. TURBINA PELTON

### OBJETIVO

Obtener las curvas características y de isoeficiencia de un modelo de turbina Pelton, en el plano "velocidad angular - potencia al freno".

### INSTRUMENTOS DE MEDICION

Báscula, manómetro, tacómetro y venturi.



### PROCEDIMIENTO

1. Mida la tara de la báscula y encienda la consola.
2. Encienda la bomba que alimenta a la turbina, verificando que las válvulas de alimentación y entrada estén abiertas.
3. Purgue el medidor de gasto y el manómetro.
4. Fije una abertura ( $\alpha$ ) de la válvula que alimenta el chiflón de

la turbina, mida el gasto (Q) en el venturi, las columnas izquierda ( $L_i$ ) y derecha ( $L_d$ ) del manómetro, la velocidad angular del generador (N) y la fuerza en la báscula ( $F_b$ ).

5. Varie cuatro veces la velocidad angular con el reostato de la consola y mida la fuerza que ejerce el vástago sobre la báscula. Se recomienda hacerlo entre 300 y 800 rpm. El gasto y la presión a la entrada de la turbina no varían.

6. Repita los pasos anteriores para otros tres gastos diferentes. Se recomiendan aberturas entre 10 y 40.

7. Apague la bomba y la consola.

8. Presente sus datos en una tabla como la que sigue:

$\alpha$	Q l/s	$L_i$ cm	$L_d$ cm	N rpm	$F_b$ kg

### INFORME

a. Calcule para cada gasto la presión a la entrada ( $P_e$ ):

$$P_e = (L_d - L_i) \gamma_{Hg} - (0.8 - L_i) \gamma;$$

donde 0.8 m es la cota del eje de la válvula con respecto a la escala del manómetro.

b. Calcule la velocidad (V) con el gasto medido y el área del tubo ( $\phi = 4''$ ).

c. Calcule la carga (HD) proporcionada a la turbina.

$$H = \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}$$

d. Calcule la potencia hidraulica proporcionada a la turbina:

$$P_h = \gamma QH$$

e. Calcule para todas las mediciones la potencia al freno que proporciona la turbina ( $P_f$ ) y la eficiencia ( $\eta$ ):

$$P_f = eFd;$$

$$\eta = \frac{P_f}{P_h} \times 100$$

f. Presente sus resultados en una tabla como la que sigue:

$\alpha$	Q l/s	$P_e/\gamma$ m	$V^2/2g$ m	H m	$P_h$ kgm/s	N rpm	F kg	$P_f$ kgm/s	$\eta$ %

g. Trace en papel milimétrico las curvas "N- $P_f$ " para cada abertura.

h. Dibuje las curvas de isoeficiencia en el plano "N- $P_f$ " del inciso anterior.

i. Calcule la velocidad específica de la turbina para el punto de máxima eficiencia:

$$N_s = \frac{N \sqrt{P_f}}{H^{5/4}};$$

con N en rpm.  $P_f$  en CV y H en m.

j. Revise si  $N_p$  corresponde a una turbina Pelton (Referencia 1, fig. 4.30).

h. Dé sus conclusiones y comentarios.

#### **REFERENCIA**

1. Polo Encinas, M. "TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS", Ed. Limusa, Mexico, 1980.

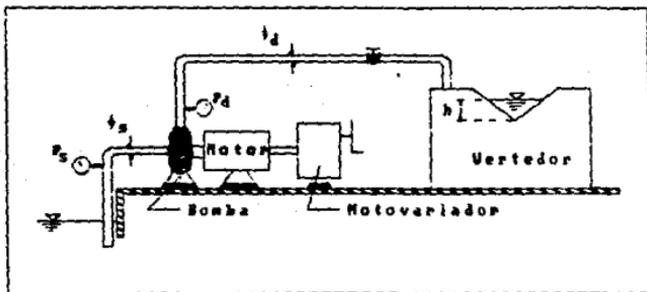
## A.2. BOMBA DE FLUJO MIXTO

### OBJETIVO

Obtener las curvas características y de isoeficiencia en el plano "Gasto - Carga" de una bomba de flujo mixto.

### INSTRUMENTOS DE MEDICION

Limnómetro, manómetros, tacómetro y wattímetro.



### PROCEDIMIENTO

1. Mida la tara del vertedor.
2. Encienda la bomba. La válvula en la descarga debe estar abierta.
3. Fije en el motovariador una velocidad angular entre 1300 y 1800 rpm.

4. Cierre la válvula y tome las lecturas de la carga de presión en la succión ( $P_s/\gamma_{Hg}$ ), la presión en la descarga ( $P_d$ ) y la potencia al freno ( $P_{fv}$ ). La válvula no debe permanecer cerrada por más de un minuto.

5. Fije cinco aberturas en la válvula y para cada una mida  $P_s/\gamma_{Hg}$ ,  $P_d$ ,  $P_{fv}$  y la carga sobre el vertedor ( $h_v$ ). Al variar las aberturas observe el manómetro de la descarga para cubrir todo el rango de  $P_d$ . Se recomienda hacer una tabla como la mostrada para anotar los datos del laboratorio.

$N_m$ rpm	$P_s/\gamma$ cm Hg	$P_d$ kg/cm <sup>2</sup>	$P_{fv}$ kW	$h_v$ cm

Tabla 1.

6. Repita dos veces los dos pasos anteriores para otras dos velocidades angulares, que se encuentren dentro del rango de operación de la bomba.

7. Apague la bomba.

#### DATOS

--Ancho del canal de llegada del vertedor:  $B = 116$  cm.

--Angulo del vertedor:  $\theta = 54.16^\circ$ .

--La velocidad angular que corresponde a la flecha de la bomba es 1.5 veces mayor que la del motovariador,  $N = 1.5 N_m$ .

**INFORME**

a. Calcule el gasto  $Q$  que corresponde a cada lectura.

b. Calcule para cada gasto la velocidad en la tubería de succión ( $V_s$ ), la velocidad en la tubería de descarga ( $V_d$ ), la carga de bombeo ( $H_b$ ), la potencia hidráulica ( $P_h$ ) y la eficiencia de la bomba ( $\eta$ ). Se recomienda presentar los resultados según la tabla 2.

N	$P_s/\gamma$	$P_d/\gamma$	$P_{fw}$	Q	$V_s$	$V_d$	$H_b$	$P_h$	$\eta$
rpm	m	m	kgm/s	l/s	m/s	m/s	m	kgm/s	%

**Tabla 2**

c. Dibuje las curvas de isoeficiencia en el plano "Q-H".

d. Calcule la velocidad específica ( $N_s$ ) empleando los valores de  $N$ ,  $H$  y  $Q$  que corresponden a la máxima eficiencia obtenida en el laboratorio.

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

(N) = rpm

(Q) = gpm

(H) = ft

e. Indique si  $N_s$  se encuentra en el rango de una bomba de flujo mixto (ver figura 2.15, referencia 1).

f. De sus conclusiones y comentarios.

**REFERENCIA**

1. Polo Encinas, M. "TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS", Ed. Limusa, 1980.

### A.3. TURBINAS

#### OBJETIVO

Analizar la operación de una turbina.

#### INTRODUCCION

Una turbina es una máquina que transforma energía hidráulica en energía mecánica. Esta energía mecánica, se utiliza generalmente para mover un generador eléctrico en una central de potencia. Una de las políticas de operación de estas centrales, consiste en hacer trabajar a las turbinas disponibles con la mayor eficiencia posible o, en otras palabras, con el menor consumo de potencia hidráulica. La eficiencia de una turbina se calcula como:

$$\eta_t = \frac{P_f}{P_h} \times 100 \quad (A.3.1);$$

donde:

$P_f$ : Potencia mecánica o potencia al freno que genera la turbina.

$P_h$ : Potencia hidráulica.  $P_h = \gamma Q H_n$ ;  $Q$  es el gasto suministrado a la máquina y  $H_n$  la carga hidráulica total disponible a la entrada.

En la mayoría de las centrales hidroeléctricas se dispone de más de una turbina. La eficiencia del sistema de turbinas ( $\eta_s$ ), se calcula con una expresión similar a (A.3.1):

$$\eta_s = \frac{P_f}{P_h} \times 100 \quad (A.3.2)$$

En este caso  $P_f$  es la suma de las potencias al freno que generan las turbinas y  $P_h$  la suma de potencias hidráulicas, es decir:

$$P_f = \Sigma P_{fi} \quad (A.3.3 a)$$

$$P_h = \gamma \Sigma Q_i H_{ni} \quad (A.3.3 b)$$

En (A.3.3 a) y (A.3.3 b),  $P_{fi}$ ,  $Q_i$  y  $H_{ni}$  son la potencia al freno, el gasto y la carga neta de cada máquina.

Para definir correctamente los valores de  $Q$  con los que deben operar las turbinas, se utilizan las curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$ . La primera, permite determinar el gasto necesario para satisfacer cierta demanda de potencia al freno y, de la segunda, se obtiene la eficiencia con la que operaría la turbina. Ambas curvas, se construyen para una velocidad angular constante e igual a la del generador (velocidad sincrónica).

El aspecto de las curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$ , puede deducirse de las curvas características y de isoeficiencia de la turbina. Estas curvas (Fig. A.3.1), representan gráficamente el funcionamiento de la máquina para distintas condiciones de  $N$ ,  $P_f$  y  $Q$ .

Las curvas características son una familia de parábolas construidas en el plano  $N-P_f$ , en las que  $N$  es la variable independiente,  $P_f$  la variable dependiente y  $Q$  un parámetro.

Conforme  $Q$  aumenta, el pico de las curvas características se aleja del eje de las abscisas.

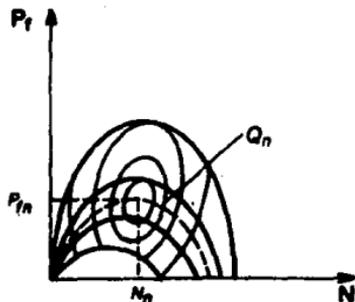


Fig. A.3.1

A cada pareja ordenada  $N-P_f$ , corresponde un valor de eficiencia  $\eta_i$ . Así, en el plano  $N-P_f$  pueden construirse curvas para unir puntos de igual eficiencia, esto es, curvas de isoeficiencia. La eficiencia

aumenta hacia el centro de estas curvas; en él, se ubica el punto de eficiencia óptima, al cual están asociados los valores de diseño o valores nominales de velocidad angular, potencia al freno y gasto. Estos valores suelen representarse con  $N_n$ ,  $P_{fn}$  y  $Q_n$ , respectivamente.

Para conocer el aspecto de las curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$  es necesario, en primera instancia, ubicar la velocidad sincrónica en el eje de las abscisas del plano  $N-P_f$ . Si la turbina y el generador han sido correctamente seleccionados, esta velocidad debe coincidir con la velocidad angular nominal.

Con una velocidad angular constante, el aumento del gasto equivale a un desplazamiento vertical en el plano  $Q-P_f$ , a partir de la posición de esa velocidad en el eje de las abscisas. Para la velocidad angular nominal, al incrementar el gasto, la potencia al freno también se incrementa, dado que esta variable está representada en el eje de las ordenadas. La eficiencia también crece con el gasto, pero sólo hasta el punto de máxima eficiencia. Rebasado este punto, comienza a descender.

De acuerdo con el párrafo anterior  $P_f$  es una función creciente del gasto y  $\eta$  una función creciente para  $Q < Q_n$  y decreciente para  $Q >$

$Q_n$ . En la Fig. A.3.2 se muestra la forma aproximada de las curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$ .

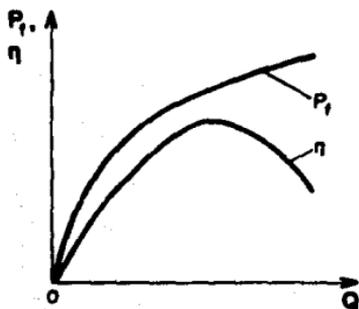


Fig. A.3.2

El desarrollo de esta práctica consiste en obtener las curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$  para un modelo de turbina Pelton instalado en el laboratorio. Con estas curvas, se pide resolver un problema de operación en una central equipada con dos turbinas como la de la práctica.

## EXPERIMENTACION

Para construir estas curvas se requiere fijar distintos valores del gasto, medirlos y tomar los datos necesarios para calcular la potencia al freno y la eficiencia asociados a esos valores. Además, debe asegurarse que, para cada gasto, la velocidad angular de la turbina sea igual a la nominal. Para el modelo de la práctica,  $N_n \cong 600$  rpm. Este modelo se encuentra instrumentado como se muestra en la Fig. A.3.3.

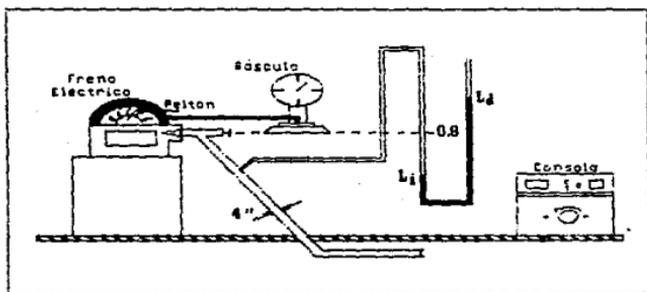


Fig. A.3.3.

El gasto se modifica con la válvula de aguja representada en la figura. La turbina descarga en un canal de retorno, en cuyo extremo posterior está colocado un vertedor triangular de pared delgada, instrumentado con un limnómetro. Las características de este vertedor son:

$$\theta = 30.25^\circ$$

$$B = 47 \text{ cm}$$

Se recomienda fijar las siguientes cinco aberturas en la válvula: 5, 10, 15, 20 y 25 cm. Para ellas, es necesario medir con el limnómetro la elevación de la superficie libre del agua en el canal de retorno.

Previamente, debe tomarse la elevación de la cresta del vertedor (tara).

Se llama *potencia al freno* a la potencia mecánica generada por la turbina. Esta denominación se debe a que, al ceder parte de su energía, la máquina tiende a detenerse. Para medir esa potencia, se acoplan a la flecha motriz dispositivos conocidos, justamente, como *frenos*. Estos frenos pueden ser mecánicos o eléctricos. En la práctica se utiliza un freno eléctrico llamado *electrodinamómetro*, el cual funciona como un generador de corriente directa. Para determinar las variables que es necesario medir con el fin de calcular la potencia al freno, considérese el esquema mostrado en la Fig. A3.4.

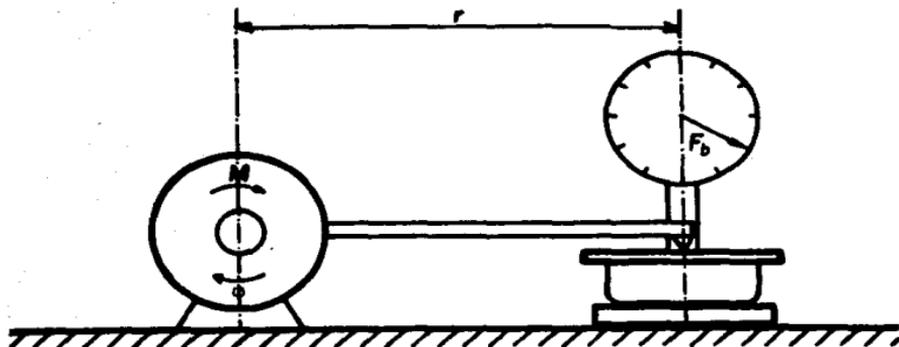


Fig. A3.4.

En este esquema, se muestra el corte transversal de un freno que rodea a la flecha motriz y que cuenta con un brazo de radio  $r$ . En el extremo del brazo se coloca el plato de una balanza.

La potencia al freno es:

$$P_f = \frac{dW}{dt}$$

donde  $dW$  es el trabajo realizado por la máquina en la unidad de tiempo.

De no existir el plato de la balanza, el brazo tendría un desplazamiento  $ds$  para una velocidad angular  $\omega$ , de manera que:

$$dW = Fds; \text{ y:}$$

$$P_f = F \frac{ds}{dt}$$

$$\text{Pero } \frac{ds}{dt} = V \text{ y } V = \omega r$$

Así:

$$P_f = Fr\omega \quad (A.3.4);$$

donde:

$F$ : Fuerza centrífuga debida al funcionamiento de la turbina.

$r$ : Longitud del brazo del freno.

$\omega$ : Velocidad angular (en  $\text{rad/s}$ ).

Al oponer el plato al desplazamiento, el sistema entra en equilibrio. La reacción del plato sobre el brazo es de igual magnitud a la suma del peso propio del brazo y la fuerza centrífuga. Si  $F_b$  es la lectura total en la báscula y  $F_l$  el peso propio, la fuerza centrífuga podrá obtenerse como:

$$F = F_b - F_l \quad (A.3.5)$$

En (A.3.4), el producto  $Fr$  representa el par motor que entrega la turbina. Representando con  $M$  este par, (A.3.4) también puede escribirse:

$$P_f = M\omega \quad (A.3.6)$$

De acuerdo con las ecs. (A.3.4), (A.3.5) y (A.3.6), el cálculo de la potencia al freno requiere conocer  $F_b$  para cada gasto,  $F_t$ ,  $r$  y  $\omega$ .  $F_b$  se mide en la báscula ilustrada en la Fig. A.3.3.  $F_t$  se toma al principio de la prueba, con la máquina parada. La longitud del brazo es  $r = 0.7$  m.  $\omega$  es la velocidad angular nominal de la turbina, expresada en  $rad/s$ , es decir:

$$\omega = \frac{\pi}{30} N_n = \frac{\pi}{30} (600) = 62.83 \text{ rad/s}$$

Para fijar la velocidad angular, el electrodinamómetro está conectado a una consola, desde la cual se regula la corriente de excitación. Esta corriente es provocada por un campo magnético, que puede controlarse con una perilla instalada en la consola. A mayor campo magnético, el frenado es mayor y, por lo tanto, también la potencia entregada por la turbina, así como la fuerza en la báscula. La velocidad angular, en cambio, disminuye.

Con lo expuesto hasta aquí quedan establecidos los pasos experimentales necesarios para obtener  $Q$  y  $P_t$ . Ahora bien, de acuerdo con la ec. (A.3.1), para calcular la eficiencia es necesario también tomar datos que permitan calcular la carga neta disponible a la entrada de la turbina. La carga neta es:

$$H_n = \frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} \quad (A.3.7);$$

donde:

$V^2/2g$ : Carga de velocidad.

$P/\gamma$ : Carga de presión.

La velocidad en la línea correspondiente a cada caudal se obtiene de la ecuación de continuidad:

$$V = \frac{Q}{A} \quad (A.3.8)$$

El diámetro de la conducción es  $D = 4"$ . Conocida la velocidad, el cálculo de la carga de velocidad no presenta ningún problema.

Para medir la presión, en la sección de entrada está conectado un manómetro diferencial abierto de mercurio, que cuenta con una escala en cm. La cota del eje de la tubería en la sección de entrada, con respecto a esta escala, es 0.8 m. Para cierto gasto, si  $L_i$  es la elevación del mercurio en la rama izquierda del manómetro y  $L_d$  la elevación en la rama derecha, entonces, con referencia a la Fig. A.3.5, se obtiene la siguiente expresión:

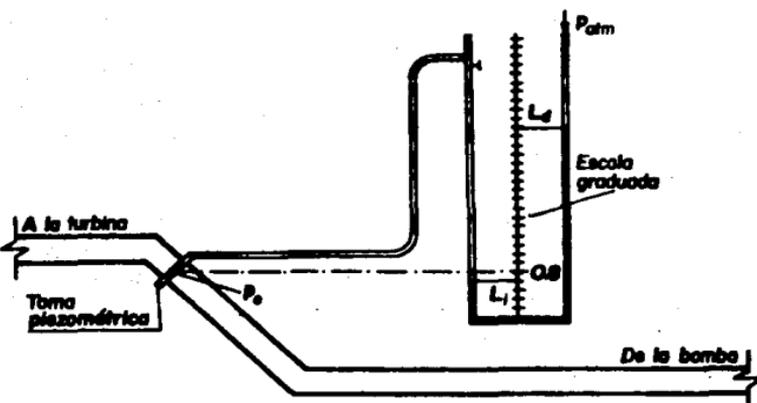


Fig. A.3.5.

$$p = (L_d - L_i) \gamma_{Hg} - (0.8 - L_i) \gamma \quad (A.3.9)$$

En (9),  $L_d$  y  $L_i$  están en metros y se miden en la escala del manómetro. La presión resulta en  $kg/m^2$ .

Finalmente, la eficiencia de la turbina se calcula con la ec. (A.3.1).

El procedimiento para recopilar los datos de la práctica puede abreviarse en los pasos siguientes:

1. Medir la tara del vertedor y el peso propio del brazo del electrodinamómetro ( $F_i$ ).

2. Fijar una abertura en la válvula de aguja ( $\alpha$ ).

3. Verificar con un tacómetro que la velocidad angular del electrodinamómetro sea 800 rpm. Si es distinta, modificar con la consola la intensidad del frenado.

4. Medir la fuerza ejercida en la báscula por el brazo del electrodinamómetro ( $F_b$ ).

5. Tomar las lecturas izquierda ( $L_i$ ) y derecha ( $L_d$ ) en la escala del manómetro diferencial conectado a la entrada de la turbina.

6. Medir la elevación de la superficie libre del agua en el canal de retorno ( $H_{lim}$ ).

Para tomar los datos en forma ordenada, se recomienda usar una tabla como la siguiente:

a	$L_i$ cm	$L_d$ cm	$F_b$ kg	$H_{lim}$ cm

### INFORME

1. Dibujar las curvas  $Q-P_f$  y  $Q-\eta$ .

2. Responder las siguientes preguntas:

a. ¿Para qué gasto es óptimo el funcionamiento de la turbina?

b. Suponga que se requiere una potencia al freno 80% mayor que la máxima que puede proporcionar una máquina. Si se dispone de dos unidades iguales a la de la práctica y una de ellas se opera con el gasto del inciso a, ¿cuáles serían el gasto y la eficiencia de la otra?

c. Proponga otra solución de operación con dos máquinas para la misma potencia al freno e indique el gasto y la eficiencia de cada una.

d. Calcule la potencia hidráulica de las dos soluciones anteriores.

e. Compare su proposición con la del inciso c e indique cuál es más conveniente.

## A.4. BOMBAS

### OBJETIVO

Relacionar las características del funcionamiento de una bomba con un problema práctico.

### A.4.1. PRIMERA SESION

#### OBJETIVO

Observar el funcionamiento de una bomba de flujo mixto.

#### INTRODUCCION

Las bombas son máquinas que generan energía hidráulica. Para ello, absorben energía mecánica de un motor eléctrico o de combustión interna. La bomba o las bombas más adecuadas para ser instaladas en un sistema de bombeo, son aquellas que operarian en él con la máxima eficiencia. La eficiencia de una bomba se calcula como:

$$\eta_b = \frac{P_h}{P_f} \times 100 \quad (\text{A. 4. 1});$$

donde:

$P_h$ : Potencia hidráulica.  $P_h = \gamma Q H_b$ ; Q es el gasto suministrado por la bomba y  $H_b$  la carga hidráulica que añade al flujo.

$P_f$ : Potencia mecánica o potencia al freno absorbida por la máquina.

Si la bomba es impulsada por un motor eléctrico con una potencia de consumo  $P_e$ , la eficiencia del sistema motor-bomba es:

$$\eta_s = \frac{P_h}{P_e} \times 100 \quad (A.4.2)$$

El funcionamiento de una bomba puede representarse gráficamente a través de una familia de curvas llamada *curvas características* y de *isoeficiencia* (Figs. A.4.1 a y b). Estas curvas relacionan el gasto de la bomba, su carga, la velocidad angular ( $N$ ) y el diámetro exterior del impulsor ( $D_2$ ).

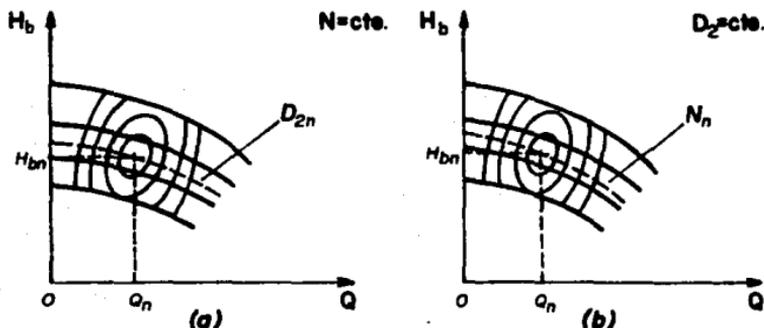


Fig. A.4.1.

Las curvas características se construyen con parejas ordenadas ( $Q-H_b$ ) obtenidas experimentalmente. Su forma es similar a la de una parábola cúbica con eje horizontal. Existen dos tipos de curvas características: con  $D_2$  variable y  $N$  constante y con  $N$  variable y  $D_2$  constante.

Las primeras son un conjunto de curvas  $Q-H_b$  en el que, a cada curva, corresponde un valor del diámetro del impulsor. En rigor, cada curva representa una bomba distinta, sin embargo, todas las máquinas representadas se encuentran ligadas entre sí por las relaciones de

semejanza de las turbomáquinas hidráulicas. Conforme el diámetro aumenta, las curvas se alejan del eje de las abscisas. Este tipo de curvas es el más usual en la práctica profesional.

Para el segundo tipo, cada curva  $Q-H_b$  corresponde a un valor de velocidad angular. En este caso, las curvas características representan a una sola bomba. Las curvas se alejan del eje de  $Q$  conforme crece la velocidad angular.

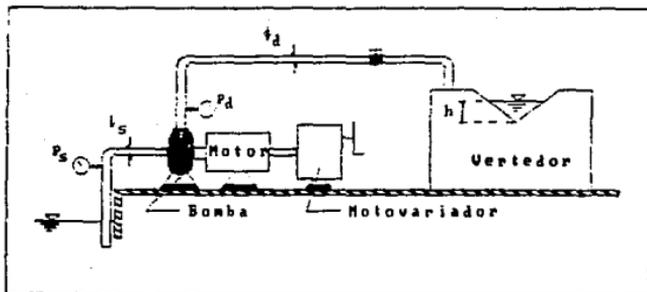
En cualquier caso, cada pareja  $Q-H_b$  tiene asociado un valor de eficiencia; así, se construyen las curvas de isoeficiencia al ubicar y unir los puntos de igual eficiencia. La eficiencia aumenta hacia el centro de estas curvas y, justamente en él, se encuentra el punto de eficiencia óptima. Los valores de  $Q$ ,  $H_b$ ,  $D_2$  y  $N$  que corresponden a este punto se conocen, generalmente, como valores nominales y es común representarlos con  $Q_n$ ,  $H_{bn}$ ,  $D_{2n}$  y  $N_n$ .

En esta primera sesión, se toman los datos necesarios para construir las curvas características de isoeficiencia de una bomba de flujo mixto. Las curvas que se obtienen corresponden a un sólo diámetro del impulsor y a valores de la velocidad angular diferentes entre sí.

## EXPERIMENTACION

La instalación de la bomba está representada en la Fig. A.4.2. Se requiere reunir los datos necesarios para calcular parejas ordenadas  $Q-H_b$  correspondientes a distintas velocidades angulares.

El motor de la bomba esta provisto de un *motovariador*. Este equipo, permite modificar la velocidad angular de la bomba por medio de un sistema de bandas. Para hacer los cambios, se gira la manivela que aparece en la figura. El dato de velocidad angular se toma con un tacómetro que se acopla a la flecha del motovariador. Por el sistema de transmision del motovariador a la bomba, las velocidades angulares



**Fig. A.42**

de uno y otra son distintas. Sea  $N_m$  la velocidad angular del motovariador y  $N$  la de la bomba. El fabricante proporciona la siguiente relación:

$$N = 1.5 N_m \quad (A.4.3)$$

El primer paso para llevar a cabo la práctica es fijar una velocidad angular en el motovariador. Se propone tomar datos para tres valores de  $N_m$ : 1200, 1300 y 1400 rpm.

El gasto se regula con la válvula que aparece en el esquema de la instalación. La tubería de descarga de la bomba lleva el agua hasta un tanque instrumentado con un vertedor triangular de pared delgada y un limnómetro. Las características del vertedor triangular son:

$$\theta = 53.2^\circ$$

$$B = 117 \text{ cm}$$

Para contar con distintos valores del gasto asociados a la velocidad angular del motovariador, se fijan diferentes aberturas en la válvula de descarga y se toma para cada una la elevación de la

superficie libre del agua en el tanque de aforo ( $H_{lim}$ ). Previamente, debe medirse la elevación de la cresta del vertedor (fara). Se recomienda tomar datos para cinco aberturas en la válvula, entre las cuales se incluyan las condiciones extremas de cierre y apertura totales.

Ahora bien, a fin de determinar las variables cuya medición se requiere para calcular la carga de la bomba, considérese el esquema mostrado en la Fig A.4.3.

En él se representa una bomba con sus secciones de entrada y salida. En la succión, el flujo tiene una velocidad  $V_s$  y una presión  $p_s$  y en la descarga  $V_d$  y  $p_d$ . Si se considera un plano horizontal de comparación en el eje de la bomba, la energía potencial del flujo con respecto a ese plano será nula en las dos secciones consideradas.

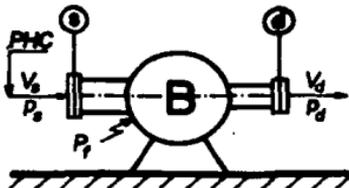


Fig A.4.3.

De acuerdo con lo anterior, la energía por unidad de peso del flujo en la succión será:

$$e_s = \frac{p_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g}$$

por lo cual, la energía total por unidad de tiempo --potencia hidráulica-- en esta sección, resulta:

$$E_s = \gamma Q e_s$$

$$E_s = \gamma Q \left[ \frac{p_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} \right] \quad (A.4.4)$$

Análogamente, para la descarga:

$$e_d = \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g}$$

$$E_d = \gamma Q e_d$$

$$E_d = \gamma Q \left[ \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} \right] \quad (A.4.5)$$

De acuerdo con el principio de conservación de la energía:

$$E_d = E_s + P_h \quad (A.4.6)$$

donde  $P_h$  es el incremento en la potencia hidráulica del flujo debido a la bomba. Además:

$$P_h = \gamma Q H_b$$

Sustituyendo la última expresión, (A.4.4) y (A.4.5) en (A.4.6):

$$\gamma Q \left[ \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} \right] = \gamma Q \left[ \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} \right] + \gamma Q H_b$$

Despejando  $H_b$ :

$$H_b = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \quad (A.4.7)$$

Al inspeccionar (A.4.7) se deduce que, para calcular la carga de la bomba correspondiente a cada gasto, se requiere recopilar datos para calcular las presiones y las velocidades en la entrada y en la salida de la máquina.

Para medir las presiones, las secciones de succión y descarga están conectadas a un manovacuómetro y a un manómetro de Bourdon, respectivamente. Las carátulas de estos aparatos se encuentran instaladas en un tablero colocado detrás de la bomba. El primero, proporciona la carga de presión en la succión, en cm o en  $\text{plg}$  de mercurio. Del segundo se obtiene la presión en la descarga, en  $\text{kg/cm}^2$ .

Se recomienda fijar las aberturas en la válvula de manera que las lecturas de presión de descarga queden igualmente espaciadas.

Los diámetros de las tuberías de succión y descarga son conocidos: 3 y 2.5", respectivamente. Por lo tanto, las velocidades en estas tuberías pueden calcularse a partir del gasto, por medio de la ecuación de continuidad:

$$V_s = \frac{Q}{A_s} \quad (A.4.8 \text{ a}); \quad V_d = \frac{Q}{A_d} \quad (A.4.8 \text{ b})$$

Finalmente, para calcular la eficiencia, es necesario medir la potencia al freno. Desafortunadamente, no existe manera de medir la potencia al freno que absorbe la bomba sin retirarla de la instalación. Experimentalmente, se encontró la siguiente relación entre la potencia al freno y la potencia de consumo del motor:

$$P_f = 0.1818518 P_m^{1.5555} \quad (A.4.9)$$

Para medir la potencia eléctrica, el motor de la bomba está conectado a un wattmetro cuya carátula está colocada en el tablero donde se encuentran los manómetros. La eficiencia se calcula con la ec. (A.4.7).

Se ha descrito el procedimiento experimental que debe seguirse para reunir los datos que requiere el cálculo de  $Q$ ,  $H_b$  y  $\eta$  asociados a una velocidad angular. Para otras velocidades angulares, el procedimiento es idéntico. Este procedimiento puede resumirse en los siguientes pasos:

1. Medir la tara del vertedor.
2. Fijar una velocidad angular en el motovariador dentro del rango  $1200 \leq N_m \leq 1400$  rpm.
3. Fijar una abertura en la válvula de la tubería de descarga.

4. Medir la carga de presión en la succión ( $P_s/\gamma_{Hg}$ ), la presión en la descarga ( $P_d$ ) y la potencia eléctrica ( $P_e$ ).

5. Medir la elevación de la superficie libre en el tanque de aforo ( $H_{lim}$ ).

6. Repetir los pasos 3, 4 y 5 para otras aberturas en la valvula de la tubería de descarga. Recuerdese que entre estas aberturas debe incluirse el cierre y la apertura totales.

7. Repetir el conjunto de pasos con otras velocidades angulares.

Se recomienda el uso de la siguiente tabla para tomar los datos en forma ordenada:

$N_m$ rpm	$P_s/\gamma$ cm Hg	$P_d$ kg/cm <sup>2</sup>	$P_e$ kW	$H_{lim}$ cm

### INFORME

Dibujar las curvas características y de isoeficiencia de la bomba.

## A.4.2. SEGUNDA SESION

### OBJETIVO

Relacionar las características hidráulicas y mecánicas de la bomba de flujo mixto con una aplicación concreta.

### INTRODUCCION

Para esta sesión no se contempla la recopilación de datos experimentales. Se trata únicamente de plantear un problema de operación relacionado con la bomba cuyo funcionamiento se estudió en la primera sesión. El problema consiste en determinar la velocidad angular y el gasto para el cual sería más conveniente utilizar esa bomba en un sistema hidráulico de características conocidas.

La solución del problema hace necesario analizar el funcionamiento hidráulico del sistema. Para ello, se requiere introducir el concepto de *curva de resistencia*.

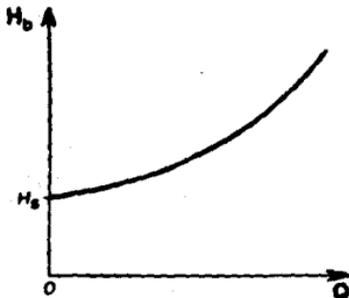


Fig. A.4.4.

La curva de resistencia (Fig. A.4.4), es una representación gráfica de la variación de la carga de la bomba con el gasto que circula por el sistema. Para obtener la ecuación de esta curva, se plantea la ecuación de energía entre el cárcamo de bombeo y el depósito al cual se conduce el agua. Considerando un plano horizontal de comparación que coincida con el eje de la bomba, la ecuación de energía entre las secciones (1) y (2) de la Fig. 4.4.5 se escribe:

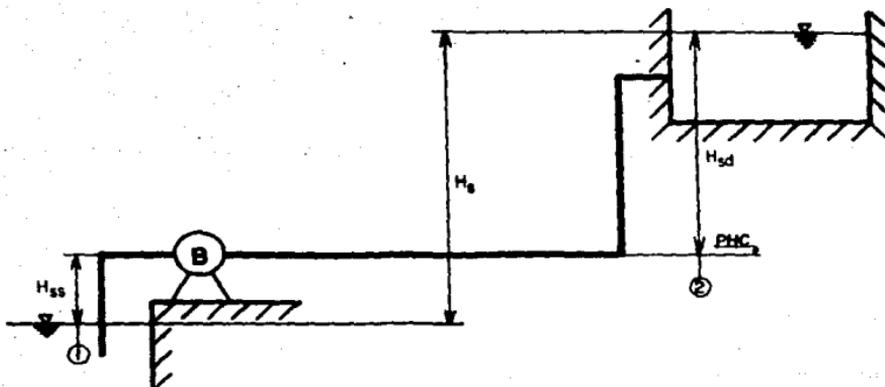


Fig. A.4.5.

$$-H_{ss} + H_b = H_{sd} + \Sigma h_s + \Sigma h_d \quad (A.4.10)$$

En (A.4.10):

$H_{ss}$ : Carga estática de succión.

$H_{sd}$ : Carga estática de descarga.

$H_b$ : Carga de la bomba.

$\Sigma h_s$ : Suma de pérdidas en la succión.

$\Sigma h_d$ : Suma de pérdidas en la descarga.

Despejando la carga de la bomba:

$$H_b = H_{ss} + H_{sd} + \Sigma h_s + \Sigma h_d \quad (A.4.11)$$

La suma de pérdidas en la succión puede escribirse como:

$$h_{s_0} = \left[ \sum k_{l_0} + f_s \frac{L_s}{D_s} \right] \frac{V_s^2}{2g};$$

donde:

$\sum k_{l_0}$ : Suma de los coeficientes de pérdida local de los accesorios instalados en la tubería de succión;

$f_s$ ,  $L_s$ ,  $D_s$  y  $V_s$ : Coeficiente de fricción, longitud, diámetro y velocidad media para la tubería de succión.

En términos del gasto:

$$h_{s_0} = \left[ \sum k_{l_0} + f_s \frac{L_s}{D_s} \right] \frac{Q^2}{2gA_s^2} \quad (A.4.12 a)$$

De manera análoga, para la tubería de descarga:

$$h_{d_0} = \left[ \sum k_{l_d} + f_d \frac{L_d}{D_d} \right] \frac{Q^2}{2gA_d^2} \quad (A.4.12 b)$$

Por otro lado, de la Fig. A.4.5:

$$h_{s_0} + h_{d_0} = h_b \quad (A.4.13)$$

$h_b$  se conoce como carga estática total. Sustituyendo A.4.12 a, A.4.12 b y A.4.13 en A.4.11:

$$h_b = h_s + \left[ \sum k_{l_0} + f_s \frac{L_s}{D_s} \right] \frac{Q^2}{2gA_s^2} + \left[ \sum k_{l_d} + f_d \frac{L_d}{D_d} \right] \frac{Q^2}{2gA_d^2} \quad (A.4.14)$$

(A.4.14) es la ecuación de la curva de resistencia. En ella,  $h_b$  es la variable dependiente y  $Q$  la independiente. La representación gráfica de esta ecuación es una parábola de ordenada al origen  $h_b$ . En (A.4.14) puede apreciarse que  $h_b$  es una función creciente de  $Q$ , debido a que, con esta variable, se incrementan las pérdidas de carga en las dos tuberías.

Ahora bien, una bomba sólo puede utilizarse en un sistema de tubos con los gastos asociados a los puntos en que la curva de resistencia corta a las curvas características (Fig. A.4.6). El punto más idóneo para operar el sistema es el de menor consumo de energía. Para calcular el consumo de energía se utiliza la expresión:

$$E = P_{\bullet} t \quad (A.4.15);$$

donde :

$$P_{\bullet} : \text{Potencia de consumo. } P_{\bullet} = \frac{\gamma Q H_b}{\eta}$$

t: Tiempo de operación del sistema.

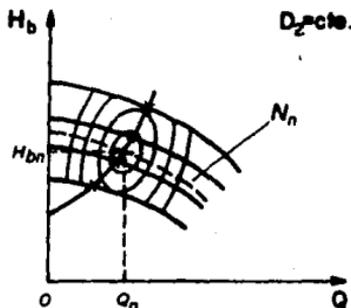


Fig. A.4.6.

#### INFORME

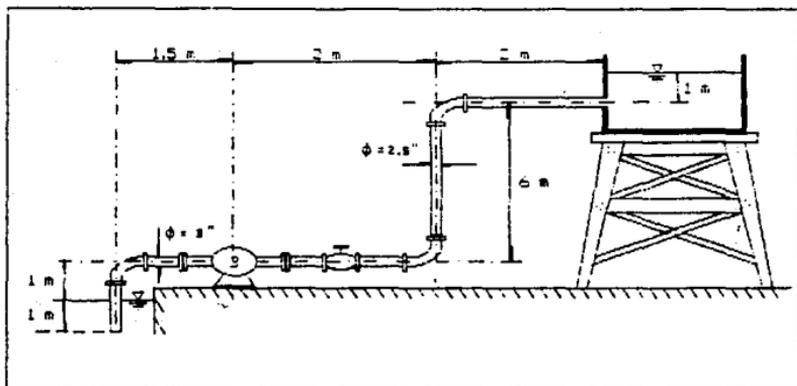
Para el sistema mostrado en la figura (Fig. A.4.7):

1. Calcule la curva de resistencia y dibújela en el mismo plano de las curvas características y de isoeficiencia obtenidas en la primera sesión.

2. Obtenga el gasto, la carga y la eficiencia correspondientes a los cruces de la curva de resistencia con cada una de las curvas características.

3. Si el depósito de la descarga tiene una capacidad de  $300 \text{ m}^3/\text{s}$ :

a) Para cada cruce, calcule el consumo de energía (en  $\text{kW} \cdot \text{h}$ ) requerido para llenar el depósito.



**Fig. A.4.7**

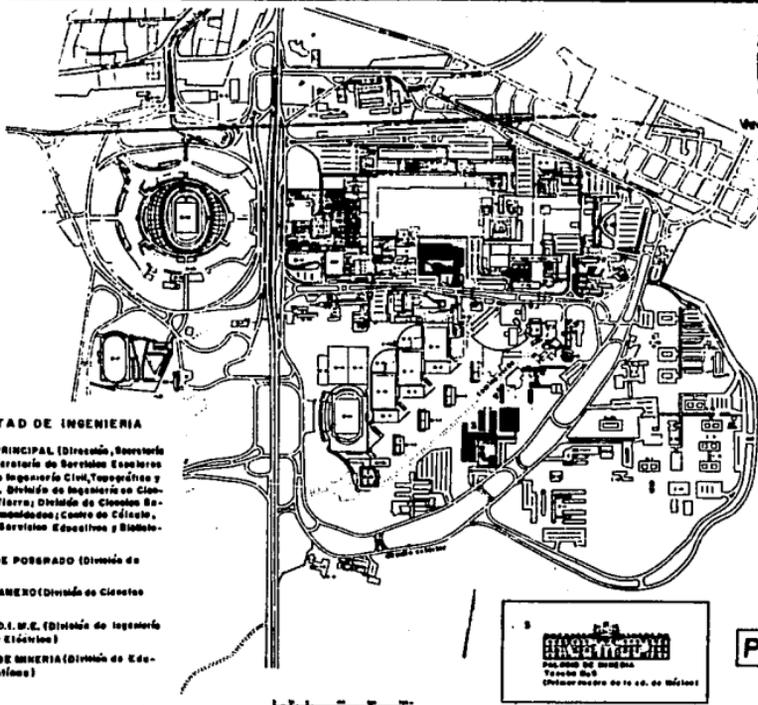
b) Suponiendo que se dispone del equipo necesario para que la bomba gire con una velocidad angular no comercial, indique los valores de  $N$  y  $Q$  para los cuales conviene operar el sistema.

**APENDICE B**

**PLANOS**



REPUBLICA NACIONAL  
ARGENTINA



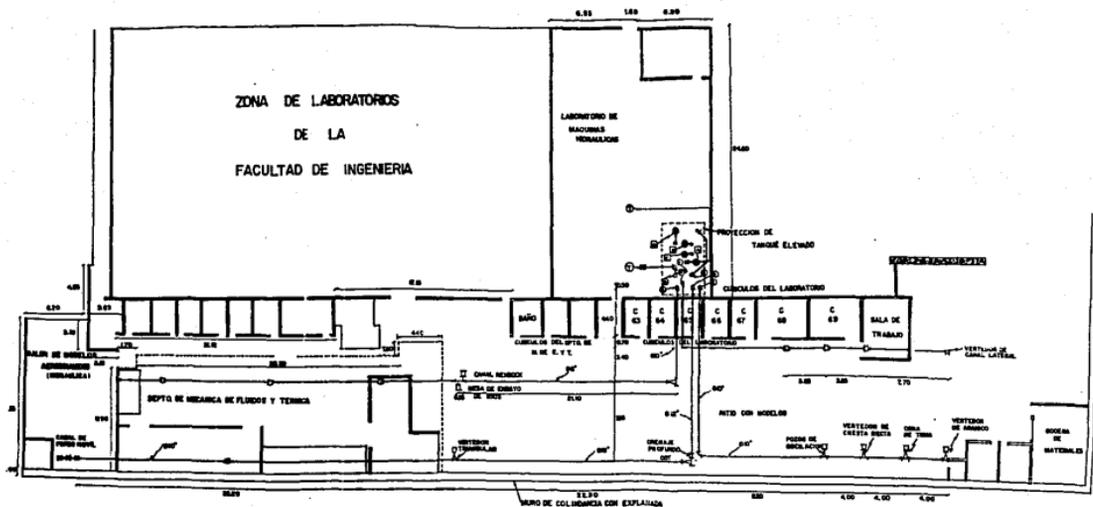
#### FACULTAD DE INGENIERIA

1. EDIFICIO PRINCIPAL (Dirección, Secretaría General, Secretaría de Servicios Especiales, División de Ingeniería Civil, Topográfica y Geodésica, División de Ingeniería en Ciencias de la Tierra, División de Ciencias Exactas y Humanales; Centro de Cálculo, Centro de Servicios Educativos y Biblioteca)
2. EDIFICIO DE POSGRADO (División de Posgrado)
3. EDIFICIO AMERO (División de Ciencias Exactas)
4. EDIFICIO D.I.M.E. (División de Ingeniería Mecánica y Eléctrica)
5. PALACIO DE MINERIA (División de Edificación Civil)



UNIVERSIDAD NACIONAL DE MAR DEL PLATA  
FACULTAD DE INGENIERIA  
Torre B-5  
Código Postal de la U.N.M.P.: 7600

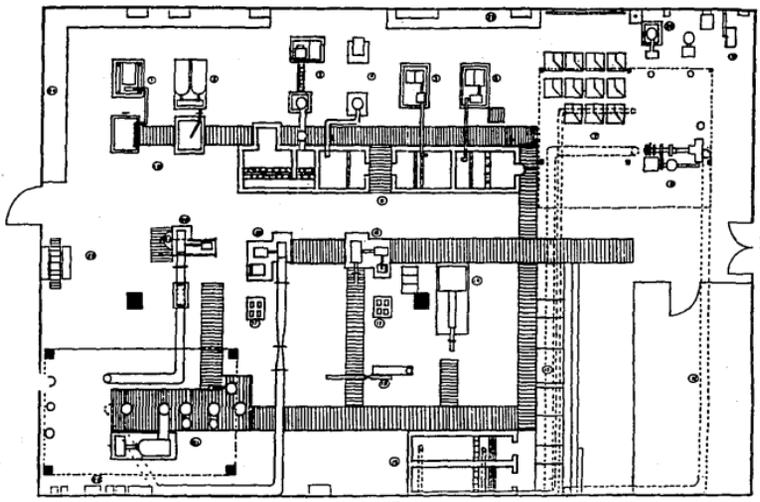
PLANO B.I.



**SIMBOLOGIA**

- ▲ SERVICIOS
- TUBO
- BARRIO DE AGUA
- REGISTRO PARA TUBO
- RECARRA AL TORQUE
- BARRIO
- TUBERIA
- VENTANA DE DESPUERTA
- TORRE ELEVADA

<b>UNAM</b>	
FACULTAD DE INGENIERIA	
<b>PLANO B.2.</b>	Laboratorio de Hidráulica de la FI.
Ricardo Salorio M.	
TESIS PROFESIONAL	

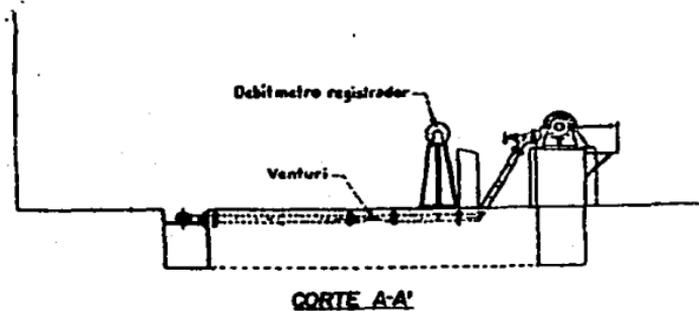
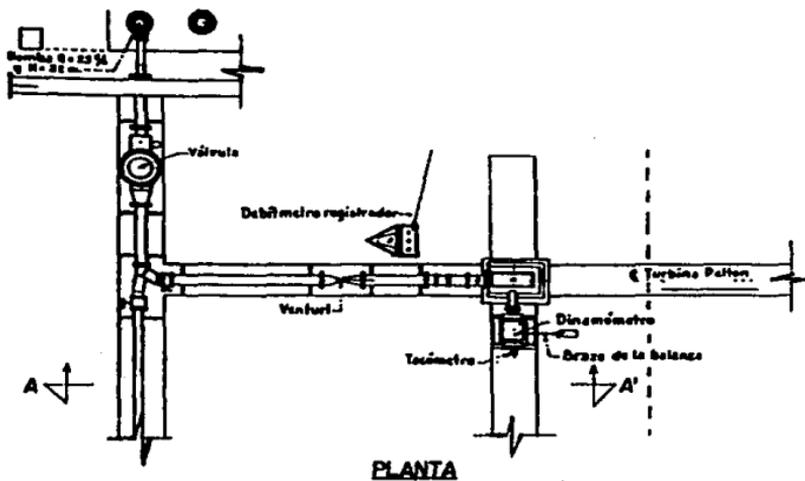


- ① ZONA DE ENTRADAS
- ② ZONA DE PASEOS
- ③ ZONA DE PLAZA LIBRE
- ④ ZONA DE PISO EMPALMADO
- ⑤ ZONA DE PLAZA SUELO
- ⑥ ZONA DE PLAZA SUELO
- ⑦ SUELO
- ⑧ TUBERÍA
- ⑨ HERRAMIENTAS PARA APLICAR
- ⑩ ZONA DE ZONA PARA SUELO
- ⑪ ZONA DE SUELO
- ⑫ ZONA
- ⑬ APERTURAS DE VENTANAS Y SERVIDORES
- ⑭ ZONA
- ⑮ ZONA DE PASADIZOS
- ⑯ TUBERÍA FLEXIBLE
- ⑰ COMPRESORES DE TUBERÍA
- ⑱ TUBERÍA LIBRE
- ⑲ ZONA SUELO
- ⑳ ZONA FRIGORÍFICA
- ㉑ ZONA DE SUELO PARA EL TUBO DE
- ZONA COMPORTE
- ㉒ COMPRESORES DE SUELO
- ㉓ SUELO
- ㉔ ZONA DE SUELO
- ㉕ ZONA DE SUELO

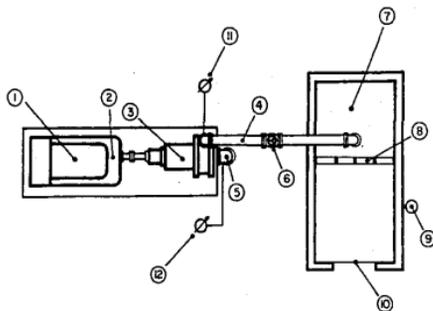
ESCALA: 1:100

<b>UNAM</b>	
FACULTAD DE INGENIERIA	
<b>PLANO B.3.</b>	Zona interior del laboratorio
Ricardo Solorio M.	
TESIS PROFESIONAL	

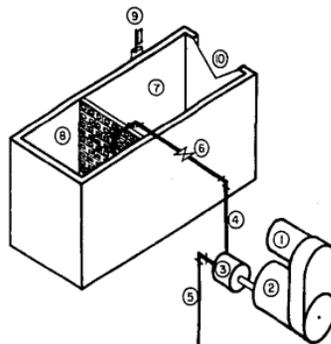
**PLANO B.4.** Modelo de turbina Pelton



## PLANTA



- |  |
|--|
| 1. Motor                               |
| 2. Motorvariador                       |
| 3. Bomba                               |
| 4. Tubería de descarga, $\phi=2.5''$   |
| 5. Tubería de succión, $\phi=3''$      |
| 6. Válvula de compuerta                |
| 7. Depósito de aforo                   |
| 8. Tranquilizador                      |
| 9. Limnómetro de bote                  |
| 10. Vertedor triangular, $\theta=53.2$ |
| 11. Manómetro de Bourdon               |
| 12. Manovacúmetro                      |



## ISOMETRICO

UNAM

FACULTAD DE INGENIERIA

PLANO B.5. Bomba de flujo mixto

Ricardo Solario M.

TESIS PROFESIONAL

## REFERENCIAS

1. Russell, George E. *Hidráulica*. CECSA; México, 1979.
2. Pashkov, N.N.; Dolqachev, F.M. *Hidráulica y máquinas hidráulicas*. EDITORIAL MIR; Moscú, 1985.
3. Streeter, Victor L y Wylie, E. Benjamin. *Mecánica de los fluidos*. LIBROS Mc. GRAW HILL DE MEXICO. Sexta edición. México, 1971.
4. Mataix, Claudio. *Mecánica de los fluidos y máquinas hidráulicas*. EDITORIAL HARLA; México.
5. Polo Encinas, Manuel. *Turbomáquinas hidráulicas*. EDITORIAL LIMUSA. Tercera edición, México, 1983.
6. Garza Caligaris, José Francisco; Avila Garcia, Patricia. *Bombas utilizadas como turbinas para pequeños aprovechamientos hidráulicos*. Tesis de licenciatura, FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM; México, 1986.
7. Sotelo Avila, Gilberto. *Hidráulica General. Vol I. Fundamentos*. EDITORIAL LIMUSA; México, 1984.
8. Ruiz Barra, Jose Ignacio. *Los laboratorios de hidráulica de la Facultad de Ingeniería de la UNAM*. Tesis de Licenciatura, FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM; Mexico, 1961.