

89



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA

ZED

**ANALISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA  
TURBINA KAPLAN Y SUS DISPOSITIVOS DE  
AFORO DEL LABORATORIO DE HIDRAULICA  
DE LA FACULTAD DE INGENIERIA.**

**FALLA DE ORIGEN**



T E S I S  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO CIVIL  
P R E S E N T A :  
FRANCISCO JORGE GENCHI

MEXICO, D.F.

1995

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA  
DIRECCION  
60-1-050/94

Señor  
**FRANCISCO JORGE GENCHI**  
Presente.

En atención a su solicitud me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor **M.I. ARTURO NAVA MASTACHE**, que aprobó esta Dirección, para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de **INGENIERO CIVIL**.

**"ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA KAPLAN Y SUS DISPOSITIVOS DE AFORO DEL LABORATORIO DE HIDRAULICA DE LA FACULTAD DE INGENIERIA"**

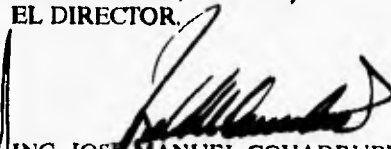
**INTRODUCCION**

- I. GENERALIDADES**
- II. ALTERNATIVAS DE GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA**
- III. CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS HIDRAULICAS**
- IV. CLASIFICACION DE LAS TURBINAS**
- V. CARACTERISTICAS Y ELEMENTOS CONSTITUTIVOS PRINCIPALES DE LAS TURBINAS FRANCIS, PELTON Y KAPLAN**
- VI. CAVITACION Y GOLPE DE ARIETE EN LAS TURBINAS**
- VII. PRUEBAS DE LABORATORIO**
- VIII. CONCLUSIONES**

Ruego a usted cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.

Asimismo le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar Examen Profesional.

Atentamente  
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"  
Cd. Universitaria, a 2 de mayo de 1995.  
EL DIRECTOR.

  
ING. JOSÉ MANUEL COVARRUBIAS SOLÍS  
JMCS/GMP\*nl1

## **AGRADECIMIENTOS**

**A mis padres por haberme regalado la existencia, por ese inmenso amor que, aún cuando no lo expresan, siempre me lo han demostrado. Por haberme enseñado a valorar las cosas, por el apoyo económico y moral que siempre me dieron sin reservas y por, sin ustedes darse cuenta, haberme dado la mejor de las herencias: mi carrera. ¡ Mil Gracias!**

**A la Universidad porque gracias a la gratuidad de sus servicios y a la excelencia de su planta docente es posible que estudiantes de pocos recursos podamos realizar estudios profesionales de calidad.**

**A mi gran hermano y amigo Arturo. Sin tí no sé lo que hubiera hecho, porque en los momentos más difíciles siempre estuviste a mi lado apoyándome en lo económico y lo moral. Siempre preocupado por que nunca me faltara nada, por todo ello a tí, Mary y Arturito dedico especialmente esta tesis.**

**A mis hermanos: Tina, Galdy, Gely, David, Hugo y Edel por la confianza en mí depositada, por ese ferviente deseo de salir siempre adelante y porque siempre tuvieron para mí una frase de aliento.**

**A mis tíos Alejandro y Bety y a mi primo Israel por sus consejos y las innumerables muestras de cariño que me han profesado.**

**Al matrimonio Rendón Villanueva por haber sido unos de mis primeros y más estimados maestros y porque siempre se preocuparon por mi desempeño escolar.**

**A mi profesor y director de tesis Arturo Nava, por el caudal de conocimientos transmitidos a lo largo de cuatro cursos y por haber aceptado dirigirme la tesis a pesar de la "guerra" que siempre le di.**

**A mis amigos Juan Carlos, Juan Z., Jaime, Joel, Lupillo, Pedro, Alan y Samuel por el apoyo que me brindaron a lo largo de la carrera y, sobre todas las cosas, porque siempre demostraron ser verdaderos amigos.**

**A mis sobrinos R. Michelle, David, Iván E., Oliver, Luis A., Danitza e Itzel. Espero que los sueños e ilusiones que hoy viven, propios de su mundo infantil, algún día puedan materializar.**

**G R A C I A S**

**Francisco Jorge Genchi**

## INTRODUCCION

El Laboratorio de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería actualmente realiza una función sumamente importante en la formación del Ingeniero Civil de la UNAM en virtud del gran número de prácticas que el alumno realiza en sus instalaciones, y de que lo realizado en ellas está estrechamente ligado con la teoría de las asignaturas correspondientes.

Otro aspecto que adjudica mayor importancia a dicho laboratorio es el hecho de que sea el que mayor número de prácticas imparte dentro de la División de Ingeniería Civil, Topografía y Geodesta, además de que, comparativamente hablando, en él la participación del alumno es mayor y la calidad cognocitiva de los instructores -son alumnos que prestan su servicio social- es bastante aceptable.

Es por todo lo anterior que se necesita que las instalaciones del laboratorio funcionen en perfectas condiciones lo cual, desafortunadamente, no sucede en el caso de la turbina hidráulica Kaplan. Esta turbina, como puede observarse en el capítulo 7 (Tabla 7.5), trabaja con una eficiencia máxima del 13 %, el cual es un valor sumamente bajo. Este valor indica que algún o algunos de los dispositivos de la instalación no está trabajando adecuadamente., ya que, por ejemplo, la eficiencia máxima de la turbina Pelton - tabla 7.7 - es del 55 %.

Actualmente la mayoría de los Ingenieros Civiles que egresan de esta Facultad tienen conocimientos muy generales de las turbinas hidráulicas debido a que algunos de los profesores de las asignaturas de Hidromecánica y de Obras Hidráulicas evitan ahondar en este tema por la falta de tiempo, además de que consideran que es muy difícil que algún día tengan la oportunidad de participar en el diseño de alguna central hidroeléctrica y/o una turbina hidráulica, o bien llegar a estar a cargo del mantenimiento de la casa de máquinas de una hidroeléctrica. Pero el que la posibilidad de realizar estas actividades sea remota no exime al estudiante de Ingeniería Civil de la responsabilidad de tener los conocimientos necesarios para, llegado el momento, pueda afrontar y salir adelante en dichas actividades. En esta tesis se presenta un estudio de las principales características y funciones de los elementos de las turbinas modernas, enfocándose más a la Kaplan.

El objetivo central de la tesis es el de efectuar un estudio de la manera en que está operando la turbina Kaplan del laboratorio -debido a que tiene varios años que no se operaba con regularidad y se desconocía las condiciones de operación- así como un análisis del funcionamiento de sus dispositivos de aforo. Para tal efecto se consideró necesaria la realización de algunas pruebas de laboratorio, mismas que me permitan poder efectuar un análisis serio del funcionamiento de dicha máquina y sus dispositivos. Estas pruebas y mediciones se presentan en el capítulo 7.

En el primer capítulo se hace mención de las principales ecuaciones de la hidráulica así como también la ecuación de Euler, misma que es la ecuación fundamental de las turbomáquinas.

En el segundo capítulo, debido a que la finalidad de las turbinas hidráulicas es la de generar energía eléctrica, se efectúa un análisis de algunas de las alternativas existentes para generar dicha energía. Se hace énfasis en las alternativas nucleares por el peligro que representa para la sociedad la existencia de estas centrales ya que, de producirse una falla en su funcionamiento como las ocurridas en las de Kishtim y Chernobil, en la ex-URSS, los resultados serían catastróficos. La finalidad de este capítulo no es la de explicar de manera detallada el funcionamiento de estas alternativas, mas bien la intención es presentar las diferentes formas que existen para producir la energía eléctrica.

Posteriormente, en los capítulos tercero y cuarto, se realiza una breve semblanza de las diferentes clasificaciones existentes de las máquinas y turbinas hidráulicas. En el cuarto se hace mención de las ruedas hidráulicas debido a que, aún cuando no es una máquina hidráulica propiamente dicho, todavía existen algunas de ellas en funcionamiento en países como Noruega y Suecia.

En el capítulo cinco se hacen comentarios y análisis bastante importantes de los fenómenos conocidos como cavitación y golpe de ariete, debido a la importancia que tienen dentro del diseño, funcionamiento e instalación de las turbinas, analizándose también las alternativas existentes para la prevención de su existencia.

En el capítulo seis se presenta una descripción del principio de funcionamiento de las turbinas, así como las características y principales funciones de los elementos más importantes que componen las turbinas Francis, Pelton y Kaplan, haciendo mayor énfasis en esta última. También se realiza una breve semblanza de la forma en que se produce la energía eléctrica y la forma en que es transmitida a los centros de consumo.

Finalmente, en el capítulo siete, se realiza el análisis correspondiente al funcionamiento de la turbina Kaplan del laboratorio de hidráulica de la F.I. de la U.N.A.M., así como el de sus dispositivos de aforo. También se describe el procedimiento seguido para obtener las curvas  $H-Q$  y  $\eta - Q$ . De igual forma se describe la realización de la calibración de los molinetes del laboratorio.

Como parámetro de comparación se realizan las mediciones necesarias para la realización de las gráficas  $H - Q$  y  $\eta - Q$  de la turbina Pelton.

## **CONTENIDO**

<b>AGRADECIMIENTOS</b>	<b>1</b>
<b>INTRODUCCION</b>	<b>3</b>
<b>CAPITULO 1 GENERALIDADES</b>	
1.1. Ecuaciones Fundamentales de la hidráulica	8
1.1.1. Ecuación de Continuidad	8
1.1.2. Ecuación de la Energía	10
1.1.2.1. Ecuación de la energía para el fluido ideal	10
1.1.2.2. Ecuación de la energía para el fluido real	12
1.1.3. Ecuación del Impulso y de la Cantidad de Movimiento	13
1.2. Ecuación Fundamental de las Turbomáquinas o Ecuación de Euler	16
1.2.1. Primera Forma de la Ecuación de Euler	16
1.2.1.1. Deducción de la ecuación de Euler	17
1.2.2. Triángulos de Velocidades	21
1.2.3. Segunda Forma de la Ecuación de Euler	21
<b>CAPITULO 2 ALTERNATIVAS DE GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA</b>	
2.1. Antecedentes	24
2.2. Centrales Nucleoeléctricas	25
2.2.1. La fisión nuclear	25
2.2.2. La fusión nuclear	27
2.3. Centrales Termoeléctricas	29
2.4. Energía eólica	29
2.5. Centrales maremotrices	30
2.6. La energía de las olas	31
2.7. Centrales Hidroeléctricas	31
2.7.1. Clasificación de las centrales hidroeléctricas	32
2.7.2. Los costos en las centrales hidroeléctricas	34
2.7.3. Transmisión de la energía	34
2.7.4. Principales Centrales Hidroeléctricas del mundo	35
<b>CAPITULO 3 CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS HIDRAULICAS</b>	
3.1. Antecedentes	37
3.2. Definición de máquina	37
3.3. Clasificación de las máquinas	38
3.4. Definición y clasificación de las máquinas de fluidos	38
3.5. Clasificación de las máquinas hidráulicas	39
3.5.1. Atendiendo al tipo de movimiento del rodete o émbolo	39



3.5.2. Atendiendo al principio fundamental de funcionamiento	40
3.5.2.1. Clasificación de las turbomáquinas	40
3.5.3. Atendiendo a la dirección del flujo en su paso por el rotor	41
3.5.4. Atendiendo al grado de reacción	41

#### **CAPITULO 4 CLASIFICACION DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS**

4.1. Antecedentes históricos	43
4.1.1. Cronología del nacimiento de las turbinas	54
4.2. Clasificación antigua de las máquinas hidráulicas	56
4.2.1. Clasificación de las Ruedas Hidráulicas	56
4.2.1.1. Ruedas Hidráulicas Comunes	56
4.2.1.1.1. Ruedas de alimentación por arriba	57
4.2.1.1.2. Ruedas de alimentación lateral o de costado	57
4.2.1.1.3. Ruedas de vertedero	57
4.2.1.1.4. Ruedas de alimentación por debajo	58
4.2.1.2. Ruedas hidráulicas de impulso	59
4.2.1.3. Ruedas hidráulicas de reacción	59
4.3. Definición de turbina hidráulica	59
4.4. Diversas clasificaciones de las turbinas hidráulicas	59
4.4.1. Clasificación según el grado de reacción	59
4.4.1.1. Definición de Grado de Reacción	59
4.4.2. Clasificación según la velocidad específica	61
4.4.2.1. Definición de velocidad específica	61
4.4.4. Clasificación según la dirección del flujo en su paso por el rotor	62

#### **CAPITULO 5 CARACTERISTICAS Y ELEMENTOS CONSTITUTIVOS PRINCIPALES DE LAS TURBINAS FRANCIS, PELTON Y KAPLAN.**

5.1. Pérdidas de la energía en el funcionamiento de las turbinas	64
5.2. Características generales de la turbina Francis	64
5.2.1. Turbina Francis puramente radial	65
5.2.2. Turbina Francis mixta	66
5.2.3. Elementos constitutivos principales de la turbina Francis	66
5.3. Características principales de la turbina Pelton	71
5.3.1. Turbinas Pelton de eje horizontal y de eje vertical	71
5.4. Características generales de la turbina Kaplan	74
5.4.1. Principio de funcionamiento de la turbina Kaplan	76
5.4.2. Funciones y características de los principales elementos constitutivos de la turbina Kaplan	77
5.4.2.1. La carcasa o caracol	77
5.4.2.2. El distribuidor	78
5.4.2.3. El rodete móvil o rotor	78

5.4.2.3.1. Movimiento de los álabes	79
5.4.2.4. El tubo de desfogue o difusor	80
5.4.3. Variación de la presión y de la velocidad del agua	82
5.4.4. Regulación de la turbina Kaplan	83
<b>CAPITULO 6 CAVITACION Y GOLPE DE ARIETE EN LAS TURBINAS</b>	
6.1. Presión de Vaporización	86
6.2. La Cavitación	87
6.2.1. Definición de cavitación	87
6.2.2. Descripción de la cavitación	88
6.2.3. Aspectos de la cavitación	89
6.2.4. Signos de la existencia de la cavitación	90
6.2.5. Resistencia de los materiales a la cavitación	91
6.2.6. Prevención de la cavitación. Determinación de la elevación del eje del distribuidor	92
6.3. El Golpe de Ariete	98
6.3.1. Definición	98
6.3.2. Descripción del golpe de ariete	98
6.3.3. Teoría de Allievi	100
6.3.3.1. Golpe de ariete con cierre brusco	101
6.3.3.2. Golpe de ariete con cierre lento	101
6.3.4. Prevención del golpe de ariete. la cámara de oscilación.	105
6.3.4.1. Funcionamiento de la cámara de oscilación	106
6.3.4.2. Objetivos de la cámara de oscilación	108
6.3.4.3. Tipos de cámara de oscilación	108
<b>CAPITULO 7 PRUEBAS DE LABORATORIO</b>	
7.1. Calibración de los molinetes del Lab. de Hidráulica (F.I.)	113
7.2. Procedimiento de calibración	114
7.2.1. Calibración del primer molinete	117
7.2.2. Calibración del segundo molinete	120
7.3. Obtención de la gráfica H-Q para la turbina Kaplan	125
7.3.1. Aforamiento utilizando el vertedor	127
7.3.2. Aforamiento utilizando el ventirímetro	132
7.3.3. Aforamiento utilizando el método sección - velocidad (molinete)	137
7.4. Obtención de las gráficas $Q-p_f$ y $Q-\eta$ para la turbina Kaplan	141
7.5. Obtención de las gráficas $Q-p_f$ y $Q-\eta$ para la turbina Pelton	155
<b>CAPITULO 8 CONCLUSIONES</b>	164
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	167

## CAPITULO 1 : GENERALIDADES

### 1.1.- Ecuaciones fundamentales de la hidráulica

El término **Hidráulica** significa, por su derivación, escurrimiento o flujo del agua en una tubería, pero generalmente se emplea para designar aquella rama de la Mecánica que trata de las leyes que gobiernan el comportamiento del agua y otros líquidos. Existen diversas ecuaciones mediante las cuales es posible, desde el punto de vista matemático, el estudio de la hidráulica siendo tres las consideradas como fundamentales. A saber:

- a) Ecuación de continuidad
- b) Ecuación de la energía, y
- c) Ecuación de la cantidad de movimiento.

#### 1.1.1.- Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad o primera ecuación fundamental de la hidráulica es posible deducirla a partir del principio de la conservación de la materia o del transporte de masa, permitiendo diferentes simplificaciones de acuerdo con el tipo de flujo que se desee considerar.

De acuerdo al principio de conservación de la materia, de la masa de fluido que entra a un volumen especificado dentro del flujo, una parte se queda almacenada en su interior y el resto sale del volumen. Por otra parte, si la magnitud y forma del volumen en cuestión son constantes (volumen de control), el almacenamiento no puede ser indefinido. Si todo lo anterior descrito se trata ahora, matemáticamente, con la cantidad neta de masa que sale y que entra algebraicamente, entonces:

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Cantidad neta de masa que atraviesa la superficie} \\ \text{de frontera del volumen, en la unidad de tiempo.} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Rapidez de variación de la masa} \\ \text{contenida en el volumen} \end{array} \right] = 0$$

Este principio se aplica lo mismo a un volumen de control de tamaño diferencial que a uno finito, de lo cual se deriva la llamada ecuación de continuidad. Ahora bien, debido a que la ecuación de continuidad empleada en el presente trabajo no es la diferencial, sino la referente a una vena líquida, para derivar esta última se hace uso de la fig. 1.1.

La vena líquida mostrada en la fig. 1.1 se encuentra limitada por la superficie 3 y por las secciones transversales 1 y 2. Las velocidades en cada punto de una misma sección transversal poseen un valor medio  $V$ , que se considera representativo de toda la sección y de dirección tangencial al eje de la vena. Se considera el volumen elemental de líquido limitado lateralmente por la superficie que envuelve a la vena líquida, así como por dos secciones transversales normales al eje de la vena, separadas la distancia  $ds$ , donde  $s$  representa la coordenada curvilinea siguiendo al eje de la vena.

La cantidad neta de masa que atraviesa la superficie de frontera, del volumen elemental en estudio, es:

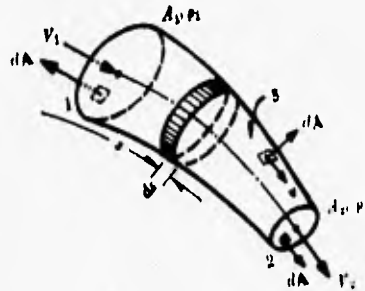


Fig. 1.1. Ecuación de continuidad para una vena líquida

$$\left[ \rho VA + \frac{\partial(\rho VA)}{\partial s} ds \right] - \rho VA = \frac{\partial(\rho VA)}{\partial t} ds \quad (1.1.1)$$

y la rapidez con que varía la masa dentro del mismo es  $\partial(\rho A ds) / \partial t$ . Por tanto, el principio de conservación de la masa establece que

$$\frac{\partial(\rho VA)}{\partial s} ds + \frac{\partial(\rho A ds)}{\partial t} = 0 \quad (1.1.2)$$

Se puede aceptar que la longitud  $ds$  del elemento de volumen considerado no depende del tiempo. Este puede salir de la derivada del segundo término de la ec. anterior y simplificarse con el que aparece en el primero, de lo cual resulta:

$$\frac{\partial(\rho VA)}{\partial s} + \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} = 0 \quad (1.1.3)$$

Recordando que  $\rho$ ,  $V$ ,  $A$  son funciones de  $s$  y  $t$ , al desarrollar las derivadas parciales indicadas se obtiene:

$$\rho A \frac{\partial V}{\partial s} + \rho V \frac{\partial A}{\partial s} + VA \frac{\partial \rho}{\partial s} + \rho \frac{\partial A}{\partial t} + A \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (1.1.4)$$

o bien, con  $V = ds/dt$ :

$$\rho A \frac{\partial V}{\partial s} + \rho \left( \frac{\partial A}{\partial s} \frac{ds}{dt} + \frac{\partial A}{\partial t} \right) + A \left( \frac{\partial \rho}{\partial s} \frac{ds}{dt} + \frac{\partial \rho}{\partial t} \right) = 0 \quad (1.1.5)$$

Dividiendo la Ec. (1.3) entre  $\rho A$  y recordando el desarrollo de la derivada total, resulta:

$$\frac{\partial V}{\partial s} + \frac{1}{A} \frac{dA}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = 0 \quad (1.1.6)$$

que es la ecuación de continuidad para una vena líquida donde se produce un flujo no permanente y compresible. Un ejemplo clásico de su aplicación lo constituye el problema de golpe de ariete. En problemas de flujo no permanente a superficie libre (tránsito de ondas de avenida en canales y de mareas en estuarios), donde se considera que el líquido es incompresible, desaparece el último término de la Ec. (1.1.6).

Si el escurrimiento es permanente las derivadas con respecto a  $t$  que aparecen en la Ec.(1.1.3) se eliminan y esta ecuación resulta:

$$\frac{\partial(\rho VA)}{\partial s} \quad (1.1.7)$$

o bien,  $\rho VA = \text{constante} \quad (1.1.8)$

Esto significa que es constante el gasto que circula por cada sección de la vena líquida en un flujo permanente; o bien, que para dos secciones transversales 1 y 2 de la misma, se cumple con:

$$Q = V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (1.1.9)$$

## 1.1.2.- Ecuación de la energía

### 1.1.2.1.- Ecuación de la energía para el fluido ideal

La ecuación de la energía se obtiene a partir de la derivación de la Segunda ley de Newton, misma que establece la relación fundamental entre las resultantes de las fuerzas que actúan sobre una partícula y la variación en el tiempo de la cantidad de movimiento. La ecuación de la energía o ecuación de Bernoulli permite calcular las diferentes transformaciones de la energía mecánica dentro del flujo y las cantidades disipadas en energía calorífica.

Para obtener la ecuación de la energía para un fluido ideal se hace uso de las ecuaciones de Euler en forma sintetizada:

$$\begin{aligned} \frac{dv_x}{dt} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{dv_y}{dt} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{dv_z}{dt} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \quad (1.1.10)$$

Si, de las ecuaciones anteriores, se multiplica la primera por dx, la segunda por dy y la tercera por dz, se obtiene:

$$\begin{aligned}\frac{dv_x}{dt} dx &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx \\ \frac{dv_y}{dt} dy &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} dy \\ \frac{dv_z}{dt} dz &= -g dz - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} dz\end{aligned}\quad (1.1.11)$$

Sumando miembro a miembro las tres ecuaciones anteriores, se tiene:

$$\frac{dv_x}{dt} dx + \frac{dv_y}{dt} dy + \frac{dv_z}{dt} dz = -g dz - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) \quad (1.1.12)$$

Por otro lado, como

$$\frac{dx}{dt} = v_x, \quad \frac{dy}{dt} = v_y, \quad \text{y} \quad \frac{dz}{dt} = v_z,$$

el primer miembro de la Ec. (1.1.12) se transforma en:

$$v_x dv_x + v_y dv_y + v_z dv_z = \frac{1}{2} d(v_x^2 + v_y^2 + v_z^2) = \frac{1}{2} d(v^2)$$

Si se supone que el régimen del fluido en estudio es permanente, entonces p no es función de t, y su diferencial total será entonces:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz$$

con lo cual la Ec. (1.1.12) se transforma en:

$$\frac{dp}{\rho} + g dz + \frac{d(v^2)}{2} = 0$$

Integrando esta última ecuación, entre dos puntos cualesquiera 1 y 2, situados en una misma línea de corriente, que en régimen permanente coincide con la trayectoria del movimiento y estableciendo la hipótesis de un fluido incompresible ( $\rho = C$ ), se tiene que:

$$\frac{p_1}{\rho} + g z_1 + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + g z_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (1.1.13)$$

que establece que la suma  $\left(\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2}\right)$  es constante a lo largo de una misma línea de corriente, ya que los puntos 1 y 2 son dos puntos cualesquiera de esta línea, o sea:

$$\frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2} = C \quad (1.1.14)$$

Las unidades de las Ecs. (1.1.13) y (1.1.14), en el Sistema Internacional de Unidades (SI), son las correspondientes a la energía específica:

$$\text{Ecuación de dimensiones } [e] = \frac{[E]}{[M]} = [L]^2 [T]^{-2}, \text{ SI}$$

$$\text{Unidad: } 1 e = 1 \frac{m^2}{s^2} = 1 \frac{J}{kg}, \quad \text{SI}$$

Dividiendo los dos miembros de la Ec. (1.1.14) por  $g$ :

$$\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = C \quad (1.1.15)$$

o bien

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} = C \quad (1.1.16)$$

Las unidades de las Ecs. (1.1.15) y (1.1.16) son las correspondientes a la altura en el SI, es decir:

$$\text{Unidad: } 1 e = 1 m, \quad \text{SI}$$

Las Ecs. (1.1.13) y (1.1.16) son expresiones diversas de la ecuación de Bernoulli para un hilo de corriente, que, según las hipótesis establecidas en su deducción, solo son válidas para el fluido ideal e incompresible que se mueve en régimen permanente.

Es importante señalar que los términos de las Ecs. (1.1.13) y (1.1.14) representan energías específicas y los de las Ecs. (1.1.15) y (1.1.16) alturas equivalentes.

### 1.1.2.2.- Ecuación de la energía para el fluido real

En un fluido real la viscosidad origina un rozamiento tanto del fluido con su contorno, como de las partículas de fluido entre sí. La fricción solo provoca una variación del estado térmico del fluido. En el fluido real:

$$du \neq 0$$

donde  $u$  es la energía interna específica (si se sigue suponiendo que el fluido se comporta como incompresible  $\rho \, dv = 0$ ) y  $dQ \neq 0$ , con aumento de temperatura del fluido y/o del medio exterior. Esta fricción en la mecánica de los fluidos incompresibles no es aprovechable y solo en este sentido se le llamará energía perdida, o bien expresada en forma de altura, altura perdida  $H_f$ .

Por otro lado, se establecerá que la energía en el punto 1 (o suma de la energía de posición, de presión y cinética en el punto 1) menos la energía perdida entre los puntos 1 y 2 por rozamiento es igual a la energía en el punto 2, o sea:

### ECUACION DE LA ENERGIA CON PERDIDAS

$$\frac{p_1}{\rho} + z_1 g + \frac{v_1^2}{2} - y_{1-2} = \frac{p_2}{\rho} + z_2 g + \frac{v_2^2}{2}$$

o bien expresada en alturas:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - H_{f1-2} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1.1.17)$$

donde:

$\frac{p}{\rho g}$  es la carga de presión (o energía de presión), la cual es la energía correspondiente al trabajo mecánico efectuado por las fuerzas debido a la presión,

$z$  es la carga de posición (o energía de posición, también conocida como energía potencial geodésica), la cual es igual al trabajo que la fuerza de la gravedad puede ejercer cuando varía su altura ( $z$ ), y

$\frac{v^2}{2g}$  es la carga de velocidad, dicho de otra forma, es la energía cinética de toda la vena líquida,

$H_f$  representa la pérdida de carga, dicho de otra forma, es la transformación de la energía en otro tipo de energía (calorífica).

#### 1.1.3.- Ecuación del Impulso y de la Cantidad de Movimiento

La ecuación de la cantidad de movimiento en un volumen de control se deriva de la Segunda ley de Newton. Se conoce como la cantidad de movimiento de un elemento de masa  $M$  al producto de ésta por su velocidad.



La suma vectorial de todas las fuerzas  $F$  que actúan sobre una masa de fluido es igual a la rapidez del cambio del vector lineal cantidad de movimiento de la masa de fluido, es decir:

$$F = \frac{d(Mv)}{dt} \quad (1.1.18)$$

Las fuerzas externas son de dos tipos:

a) Fuerzas de superficie que actúan sobre la masa de fluido y, a su vez, pueden ser:  
Fuerzas  $F_p$ , normales a la frontera de la masa, que se pueden evaluar en términos de las intensidades de presión sobre la misma.

Fuerzas  $F_r$ , tangenciales a las fronteras de la masa, que se pueden medir en términos del esfuerzo tangencial sobre la misma.

b) Fuerzas de cuerpo  $F_c$ , generalmente las de peso propio.

La masa que fluye en la unidad de tiempo, a través de un elemento de superficie  $dA$  de la que encierra al volumen de control (Fig. 1.2), es  $\rho v \cdot dA$ .

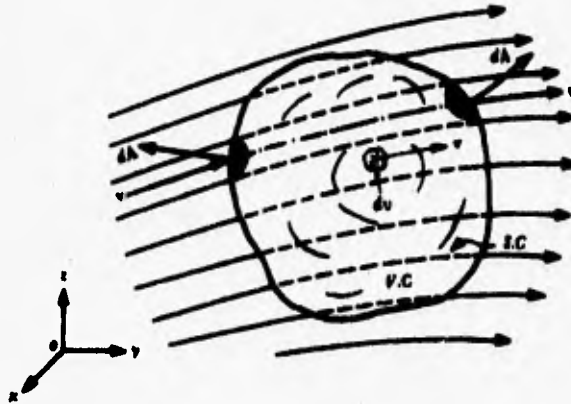


Fig. 1.2. Derivación de la ecuación de la cantidad de movimiento para un volumen de control.

La variación en el tiempo, de la cantidad de movimiento a través del elemento  $dA$ , será:

$$\rho v (v \cdot dA)$$

En cualquier instante la masa de un elemento diferencial es  $\rho dv$ , donde la densidad del elemento depende del instante que se considere y de la posición del mismo dentro del volumen de control. La cantidad de movimiento de dicho elemento será entonces:  $v \rho dv$ .

El cambio total de la cantidad de movimiento en el tiempo, en todo el volumen de control, será:

$$\frac{d(Mv)}{dt} = \iint_{sc} \rho v (v \cdot dA) + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{vc} v \rho (v \cdot dA) \quad (1.1.19)$$

La ecuación anterior aplicada al volúmen de fluido -de la Fig. 1.2- fijo respecto de un marco de referencia, conduce a que

$$F_p + F_r + F_c = \iint_{sc} \rho v (v \cdot dA) + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{vc} v \rho dv \quad (1.1.20)$$

o sea, la ecuación de la cantidad de movimiento para un volúmen de control fijo.

Si en esta ecuación se considera que el flujo ocurre únicamente a través de porciones de la superficie SC, siendo los vectores velocidad aproximadamente normales a la sección (con valores medios para  $v$  y  $\rho$ ), la primera integral de la Ec. (1.1.20) para cada porción de la SC, es de la forma:

$$\iint_A v \rho v dA = \iint_A \rho v^2 dA = \rho V Q \left[ \frac{1}{A} \iint_A \left( \frac{v}{V} \right)^2 dA \right] = \rho V Q \beta$$

donde  $\beta$  es el coeficiente de Boussinesq para corregir el efecto de considerar una velocidad media en lugar de la verdadera distribución de velocidades sobre la porción de área. De este modo, la Ec. (1.1.20) resulta así:

$$F_p + F_r + F_c = \sum (\rho Q \beta V) + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{vc} v \rho dv \quad (1.1.21)$$

llamada ecuación de la cantidad de movimiento, y es la más general que puede obtenerse para un volúmen de control fijo. El término  $\sum (\rho Q \beta V)$  corresponde a la suma de las cantidades de movimiento del total de partes de área en que se ha dividido la superficie de control. La última integral representa la variación que en el tiempo experimenta la cantidad de movimiento de la masa contenida en el volúmen de control. Si el flujo fuese unidimensional la integral de la Ec. (1.1.21) se podría calcular de la forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{vc} v \rho dv = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{vc} v \rho dA ds = \frac{\partial}{\partial t} \int_s \rho ds \iint_A v dA = \frac{\partial}{\partial t} \int_s \rho Q ds$$

y la Ec. (1.1.21) para el flujo unidimensional sería

$$F_p + F_r + F_c = \sum (\rho Q \beta V) + \frac{\partial}{\partial t} \int_s \rho Q ds \quad (1.1.22)$$

Si el flujo es permanente la integral en las Ecs. (1.1.21) y (1.1.22) vale cero. Si además de permanente es incompresible,  $\rho$  es constante y la Ec. (1.1.22) queda de la forma:

$$F_p + F_T + F_c = \rho \sum (Q \beta V) \quad (1.1.23)$$

ecuación vectorial que, obviamente, se puede escribir a través de sus componentes:

$$F_{px} + F_{Tx} + F_{cx} = \rho \sum (Q \beta V_x) \quad (1.1.23a)$$

$$F_{py} + F_{Ty} + F_{cy} = \rho \sum (Q \beta V_y) \quad (1.1.23b)$$

$$F_{pz} + F_{Tz} + F_{cz} = \rho \sum (Q \beta V_z) \quad (1.1.23c)$$

## 1.2.- Ecuación Fundamental de las Turbomáquinas o Ecuación de Euler

### 1.2.1.- Primera Forma de la Ecuación de Euler

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas hidráulicas, misma que expresa la energía intercambiada en el rodete de estas máquinas. La deducción de la ecuación de Euler se basa en la Fig. 1.3, en la cual se ilustran los dos planos de representación de una turbomáquina (bomba), los cuales son el plano o corte meridional y el plano o corte transversal.

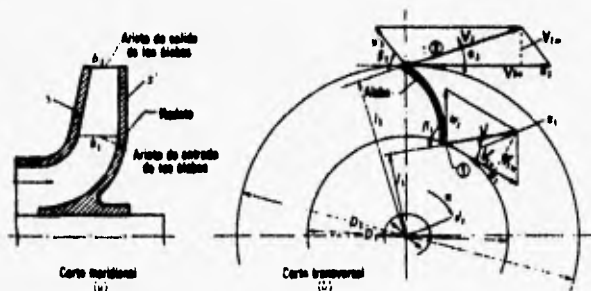


Fig. 1.3. Rodete de una bomba centrífuga: (a) corte meridional, (b) corte transversal

En la Fig. 1.3a se representa el corte por un plano que contiene el eje de la máquina, que se llama corte meridional, porque en él se representan las meridianas de las superficies de revolución de la máquina, como son las superficies anterior y posterior del rodete (s y s'). También se observan las aristas de entrada y salida de los álabes, los cuales, en el caso de la turbina, absorben energía del fluido. Estas aristas de entrada y salida, en el caso de las bombas, son paralelas al eje de la máquina.

En la Fig. 1.3b se ilustra el corte transversal por un plano perpendicular al eje. En la figura se observa el álabe del rodete en su verdadera forma, el cual es una superficie cilíndrica con generatrices paralelas al eje de la máquina.

### 1.2.1.1.- Deducción de la Ecuación de Euler

Esta deducción se hará con relación a la figura anterior, siendo aplicable el razonamiento correspondiente para la totalidad de las turbomáquinas.

Suponiendo que la bomba funciona en régimen permanente y que al girar crea una depresión en el rodete penetrando el fluido en el interior de la bomba. Sea  $c_1$  la velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un álabe. El rodete accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad  $n$ , rpm. En el punto 1 el rodete tiene una velocidad periférica  $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$ . Con relación al álabe el fluido se mueve con una velocidad  $w_1$ , llamada velocidad relativa a la entrada. Las tres velocidades  $c_1$ ,  $u_1$  y  $w_1$  están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo, por la ecuación vectorial:

$$\bar{w}_1 = v_1 - \bar{u}_1 \quad (1.2.1)$$

Suponemos que el álabe (o su tangente) tiene la dirección del vector  $\bar{w}_1$ , con lo que la partícula entra sin choque en el álabe. La partícula guiada por el álabe sale del rodete con una velocidad relativa a la salida  $\bar{w}_2$ , que será tangente al álabe en el punto 2, en el cual el álabe tiene la velocidad periférica  $\bar{u}_2$ . La misma composición de velocidades de la ec. (1.2.1) nos proporciona la velocidad absoluta a la salida,  $v_2$ :

$$v_2 = \bar{w}_2 + \bar{u}_2 \quad (1.2.2)$$

La partícula de fluido ha sufrido, en su paso por el rodete un cambio de velocidad de  $v_1$  a  $v_2$ . Del teorema de la cantidad de movimiento se deduce el teorema del momento cinético o del momento de la cantidad de movimiento. Si se aplica la ecuación general de la cantidad de movimiento al hilo de corriente al que pertenece la partícula de fluido considerada, se tiene:

$$d\bar{F} = dQ\rho (v_2 - v_1) \quad (1.2.3)$$

Tomando momentos en la ecuación anterior con respecto al eje de la máquina, se tiene que:

$$dM = dQ\rho (l_2 v_2 - l_1 v_1) \quad (1.2.4)$$

que es el teorema del momento cinético.  
donde:

$dM$  → momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que el rodete ha ejercido sobre las partículas que integran el filamento de corriente considerado para hacerle variar su momento cinético,

$dQ$  → caudal del filamento;

$l_2, l_1$  → brazos del momento de los vectores  $v_2$  y  $v_1$  respectivamente.

Si ahora se supone que todas las partículas de fluido que entran en el rodete a un diámetro  $D_1$  con la misma velocidad  $v_1$ , y salen a un diámetro  $D_2$  con la misma velocidad  $v_2$ . Esto equivale a suponer que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, lo cual a su vez implica que el número de álabes es infinito para que el rodete guíe al fluido perfectamente. Aplicando la hipótesis anterior, conocida como teoría del número infinito de álabes, al hacer la integral de la ecuación anterior el paréntesis del segundo miembro será constante, obteniéndose:

$$M = Q\rho (l_2v_2 - l_1v_1)$$

donde:

$M$  → momento total comunicado al fluido o momento hidráulico;

$Q$  → caudal total de la bomba;

Por otra parte, de la fig. 1.3, se deduce que

$$l_1 = r_1 \cos \alpha_1 \quad \text{y} \quad l_2 = r_2 \cos \alpha_2$$

entonces

$$M = Q\rho (r_2v_2 \cos \alpha_2 - r_1v_1 \cos \alpha_1) \quad (1.2.5)$$

Este momento multiplicado por  $\omega$  será igual a la potencia que el rodete comunica al fluido. Por lo que:

$$P_v = M\omega = Q\rho (r_2v_2 \cos \alpha_2 - r_1v_1 \cos \alpha_1), \text{ en W} \quad (1.2.6)$$

donde:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \rightarrow \text{velocidad angular del rodete, rad/s.}$$

Por otra parte, si llamamos  $Y_v$  a la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido, en este caso la energía específica que el rodete de la bomba comunica al fluido, y  $G$  al caudal másico que atraviesa el rodete, se tendrá en el SI:

$$P_v(W) = G \left( \frac{kg}{s} \right) Y_v \left( \frac{J}{kg} \right) = Q \left( \frac{m^3}{s} \right) \rho \left( \frac{kg}{m^3} \right) g \left( \frac{m}{s^2} \right) H_v(m) \quad (1.2.7)$$

donde:

$H_u \rightarrow$  altura equivalente a la energía intercambiada en el fluido:

$$Y_u \left( \frac{J}{kg} \right) = Y_u \left( \frac{m^2}{s^2} \right) = H_u (m) g \left( \frac{m}{s^2} \right)$$

Igualando las dos expresiones de la potencia de las Ecs. (1.2.6) y (1.2.7) se tiene

$$Q\rho Y_u = Q\rho\omega (r_2 v_2 \cos \alpha_2 - r_1 v_1 \cos \alpha_1) \quad (1.2.8)$$

Pero

$$\begin{aligned} r_1 \omega &= u_1 & r_2 \omega &= u_2 \\ v_1 \cos \alpha_1 &= v_{1u} & v_2 \cos \alpha_2 &= v_{2u} \end{aligned}$$

donde:

$v_{1u}, v_{2u} \rightarrow$  proyecciones de  $v_1$  y  $v_2$  sobre  $u_1, u_2$ , o componentes periféricas de las velocidades absolutas a la entrada y a la salida de los álabes.

Sustituyendo estos valores en la Ec. (1.2.8), y simplificando, se obtiene la ecuación de Euler:

$$Y_u = u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u} \quad (1.2.9)$$

(Ecuación de Euler: bombas, ventiladores y turbocompresores)

Las bombas, ventiladores y compresores son máquinas generadoras: el rodete imparte energía al fluido. La Ec. (1.2.5) expresa el momento comunicado al fluido y la Ec. (1.2.6) la potencia comunicada al fluido, y por lo tanto el valor de  $Y_u$  en la Ec. (1.2.9) es la energía específica comunicada al fluido, que se expresa en  $\frac{J}{kg}$  o equivalentemente en  $\frac{m^2}{s^2}$  en el SI.

Sin embargo en el rodete existen dos pares iguales y de sentido contrario: el par comunicado al fluido y el par de reacción que el fluido ejerce sobre el rodete. Las turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas son máquinas motoras: el fluido imparte energía al rodete. Por eso al tratar de deducir la ecuación de Euler para las máquinas motoras se procedería análogamente; pero escribiendo el momento que el fluido ejerce sobre el rodete, con lo que el segundo miembro de la Ec. (1.2.5) tendría los signos cambiados y lo mismo los segundos miembros de las Ecs. (1.2.6) y (1.2.9).

$Y_u$  ya no será la energía específica que da la máquina al fluido, sino la que absorbe la máquina.

$$Y_u = u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u} \quad (1.2.9A)$$

(Ecuación de Euler: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas)

En ambos casos  $Y_u$  será la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido. Por tanto, para todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas, tanto motoras como generadoras, se tendrá:

**PRIMERA FORMA DE LA ECUACION DE EULER**  
(Expresión energética)

$$Y_u = \pm (u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u}) \quad (1.2.10)$$

(Ecuación de Euler, primera forma: bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + máquinas motoras y signo - máquinas generadoras; unidades  $\frac{m^2}{s^2}$ , SI)

En las turbomáquinas hidráulicas se prefiere emplear la ecuación de Euler en forma de altura debido principalmente a que es una variable de gran significado físico: altura bruta de un salto de agua, altura neta de una turbina hidráulica, altura de elevación de una bomba, etc.

De la variable Y se pasa a la variable H por la ecuación:

$$Y \left( \frac{m^2}{s^2} \right) = g \left( \frac{m}{s^2} \right) H (m) \quad (1.2.11)$$

Por tanto, dividiendo los dos términos de la Ec. ( 1.2.10 ) por g se tiene:

**PRIMERA FORMA DE LA ECUACION DE EULER**  
(Expresión en alturas)

$$H_u = \pm \frac{u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u}}{g} \quad (1.2.12)$$

(Ecuación de Euler, primera forma: bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + máquinas motoras y signo - máquinas generadoras; unidades m, SI)

**Notas a la ecuación de Euler**

- 1.- La ecuación de Euler es la ecuación fundamental de las turbomáquinas
- 2.- La altura  $H_u$  de la Ec.(1.1.12) en las turbomáquinas hidráulicas se conoce también como altura hidráulica.
- 3.- En la Fig. 1.3, empleada para deducir la ecuación de Euler, tanto el vector  $v_1$  como el  $v_2$  se encuentran en el plano del dibujo transversal. En general, en una turbomáquina la velocidad en cada punto puede tener tres componentes, según los ejes r, u y a, que tienen la dirección del radio en dicho punto, la tangente y el eje de la máquina.
- 4.-  $Y_u(H_u)$  representa:
  - en las bombas, ventiladores y compresores: la energía (altura) teórica comunicada al fluido
  - en las turbinas hidráulicas, de vapor y de gas: la energía (altura) útil aprovechada por el rodete.

### 1.2.2.- Triángulos de velocidades: Notación universal

Las ecuaciones vectoriales (1.2.1) y (1.2.2):

$$v_1 = \bar{u}_1 + \bar{w}_1$$

$$v_2 = \bar{u}_2 + \bar{w}_2$$

se representan mediante dos triángulos, que se llaman triángulo de entrada y triángulo de salida, respectivamente.

En estos triángulos se utiliza en la Fig.1.4, la notación que se conoce como internacional por ser la más utilizada en casi todos los países. En dichos triángulos:

$u_1$  → velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada;

$v_1$  → velocidad absoluta del fluido a la entrada;

$w_1$  → velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe);

$v_{1m}$  → componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada;

$v_{1u}$  → componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada;

$\alpha_1$  → ángulo que forman las dos velocidades  $v_1$  y  $u_1$ ;

$\beta_1$  → ángulo que forma  $w_1$  con  $(-u_1)$ . Nótese que el ángulo que forma  $w_1$  con  $+u_1$  es el

$\beta_1$  suplementario del  $\beta_1$

y lo mismo en el triángulo de salida, sustituyendo el subíndice 1 por el 2.

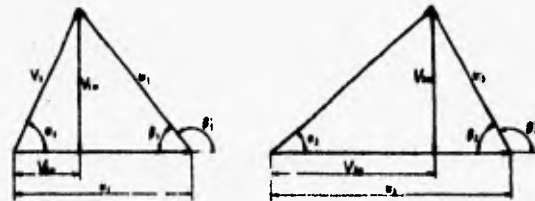


Fig. 1.4. Triángulos de velocidad de entrada y salida de los álabes de un rodete de una bomba o ventilador con la notación internacional para ángulos, velocidades y componentes de velocidades.

### 1.2.3.- Segunda Forma de la Ecuación de Euler

Del triángulo de entrada se deduce trigonométricamente que

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1v_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1v_{1u}$$

$$u_1v_{1u} = 1/2(u_1^2 + v_1^2 - w_1^2) \quad (1.2.13)$$

También, del triángulo de salida se deduce que

$$u_2v_{2u} = 1/2(u_2^2 + v_2^2 - w_2^2) \quad (1.2.14)$$



Sustituyendo en la ecuación de Euler ( 1.2.10 ) los valores de  $u_1v_{1u}$  y  $u_2v_{2u}$  de las Ecs. ( 1.2.13 ) y ( 1.2.14 ) y ordenando los términos se obtiene:

**SEGUNDA FORMA DE LA ECUACION DE EULER**  
(Expresión energética)

$$Y_u = \pm \left( \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right) \quad (1.2.15)$$

(Signo + : máquinas motoras: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas; signo - : máquinas generadoras: bombas, ventiladores y compresores; unidades:  $\frac{m^2}{s^2}$ , SI)

Si ahora se divide por g ambos miembros de la Ec. ( 1.2.15 ), se tiene:

**SEGUNDA FORMA DE LA ECUACION DE EULER**  
(Expresión en alturas)

$$H_u = \pm \left( \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right) \quad (1.2.16)$$

(Signo + : máquinas motoras: turbinas hidráulicas, turbinas de gas y turbinas de vapor; signo - : máquinas generadoras: bombas, ventiladores y compresores; unidades: m, SI)

Si se escribe la ecuación de Bernoulli entre la entrada y la salida el rodete -puntos 1 y 2-, sin considerar las pérdidas en el mismo, se tiene que:

$$H_u = \pm \left( \frac{p_1 - p_2}{2g} + z_1 - z_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right)$$

Según la ecuación de Euler, se tiene que:

$$H_u = \pm \left( \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right)$$

Igualando las dos expresiones anteriores de  $H_u$ :

$$= \pm \left( \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right)$$

El término  $\pm \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$  es evidentemente la altura dinámica que da el fluido al rodete (turbinas hidráulicas) o el rodete al fluido (bombas y ventiladores). Por lo tanto, los dos primeros términos del segundo miembro de ( 1.2.16 ) serán la altura de presión del rodete, es decir:

#### ALTURA DE PRESION DEL RODETE

$$H_p = \pm \left( \frac{P_1 - P_2}{\rho g} \right) = \pm \left( \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right) \quad (1.2.17)$$

( Signo + : turbinas; signo - : bombas )

#### ALTURA DINAMICA DEL RODETE

$$H_d = \pm \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad (1.2.18)$$

( Signo + : turbinas; signo - : bombas )

## CAPITULO 2 : ALTERNATIVAS DE GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA

### 2.1.- Antecedentes

Hoy día la energía eléctrica desempeña una función sumamente importante en el desarrollo y convivencia de una sociedad, ya que permite el uso de la inmensa mayoría de las máquinas existentes, las cuales ayudan a aligerar el trabajo y a tener una vida con mayores comodidades.

También permite tener un mayor desarrollo tecnológico, industrial y económico, entre otros; ya que mediante ella es posible el funcionamiento de los aparatos de uso doméstico, las grandes máquinas industriales (máquinas textiles, prensadoras, cortadoras, bombas eléctricas, etc.) y otros tipos de máquinas de oficina, como son las computadoras, copiadoras, etc.

Se está tan acoplado y familiarizado con la energía eléctrica que no es posible concebir la existencia sin ella, y sin embargo no se le da la importancia que tiene.

Separarse de ella, tan sólo por unos cuantos días sería catastrófico ya que la totalidad de las industrias existentes basan su producción en el suministro de ella; además de las grandes molestias y problemas que originaría su ausencia en todos los hogares (principalmente en los del área metropolitana, debido a su mecanización), amén de que ésto también traería como consecuencia el quedarse sin las alternativas de entretenimiento, en las cuales se han convertido algunos de los medios de comunicación electrónica, como son la radio y la televisión.

Aún cuando la electricidad ha mecanizado tanto a la industria como al hogar, ésta fuente de energía ha producido profundos cambios sociales y económicos, irrevocables y fundamentales, alrededor de todo el planeta :

- Como la electricidad puede "entubarse", por medio de cables, casi a cualquier parte transportada por líneas de alta tensión a través de montañas, desiertos y toda clase de obstáculos naturales, las fábricas no necesitan estar muy próximas a sus fuentes de energía.

El resultado ha sido que, en nuestro país han podido, especialmente las industrias ligeras, situarse a su placer, estableciendo verdaderos ejércitos de trabajadores en ciudades como las de México, Monterrey y Guadalajara, aunque esto no es lo deseable ya que las grandes hidroeléctricas -las principales productoras de energía- se encuentran ubicadas, en su mayoría, en el Río Grijalva, lejos de los centros de consumo mencionados.

- Dentro de la fábrica misma los motores eléctricos compactos, que proporcionan energía limpia, han pasado a desalojar aquél laberinto estruendoso de ejes, poleas y correas.

- La electricidad ha encabezado a toda una nueva estirpe de máquinas - la variedad electrónica- de las que la televisión y las computadoras son solo dos ejemplos. Estas dos últimas máquinas se consideran de forma especial debido a que aún no puede comprenderse cuales serán las consecuencias finales de su excesivo empleo, ya que se corre el grave riesgo de enajenarse, principalmente con la televisión, puesto que puede convertir a los seres humanos en personas consumistas en exceso.

A principios del presente siglo la forma más común de producir energía eléctrica era mediante la instalación de Centrales Térmicas convencionales, utilizando la energía de los combustibles sólidos, líquidos y gaseosos, posteriormente, con el desarrollo de la ingeniería, se fueron instalando las Centrales Hidroeléctricas, las Nucleoeléctricas y, por último, aparecieron otras alternativas de generación en el afán de tener una fuente de energía limpia, totalmente ecológica; como lo son la Energía Eólica, la Solar y la geotérmica.

## **2.2.- Centrales Nucleoeléctricas**

En la segunda mitad de este siglo se inició la construcción de grandes centrales nucleares -principalmente en la ex-URSS, Estados Unidos y Francia- con la finalidad de producir energía eléctrica en cantidades industriales.

### **2.2.1 La fisión nuclear**

El funcionamiento de las nucleoeléctricas a gran escala, se basan en el principio de la fisión nuclear, utilizando la energía procedente de la fisión del átomo. La manera de obtenerla es bombardeando neutrones a una masa de Uranio.

Dos cosas pueden ocurrir cuando un neutrón libre se encuentra con un núcleo de uranio :

- El núcleo puede absorber el neutrón, inquietarse como una gota, tambalearse en su intento por acomodar al neutrón y dividirse en dos con un estallido de energía (a esto se le llama **fisión**), obteniéndose como resultado la obtención del plutonio, siendo una de sus principales aplicaciones su empleo en la fabricación de bombas atómicas., o bien,
- El núcleo de uranio puede absorber al neutrón y resolver su inestabilidad mediante la desintegración beta (fenómeno conocido como **FUSION**)

La primera Central de Producción de energía eléctrica de origen nuclear, a niveles industriales, se construyó en la ciudad rusa de Obninsk, en las afueras de Moscú, poniéndose en marcha las turbinas, por primera vez, el 27 de Agosto de 1954.

Actualmente las Centrales Termonucleares están cayendo en desuso por el grave riesgo que implica su funcionamiento, ya que de ocurrir una falla como la ocurrida en la de Chernobil ( Ex Unión Soviética) en Abril de 1986, los resultados serían catastróficos, tanto por el grave deterioro ecológico que causaría a la naturaleza, como por las funestas consecuencias que les causaría a los habitantes de las poblaciones ubicadas a varios cientos de kilómetros a la redonda debido a la radioactividad emitida.

Según declaraciones oficiales de Moscú, el accidente de Chernobil se debió a la producción de dos explosiones de hidrógeno en uno de los cuatro reactores de la central, ardiendo las dos terceras partes del núcleo de grafito, desprendiéndose una radiación equivalente a cerca de 700 bombas de 20 kilotones.

Se afirmó que fué una explosión la que destruyó las estructuras de la construcción del edificio que albergaba la pila atómica. La burbuja de hidrógeno generada por la reacción del

agua de refrigeración con el zirconio y el grafito hizo saltar por los aires el blindaje de hormigón que contenía el reactor.

Pero no sólo los rusos han tenido accidentes con éste tipo de centrales, también los estadounidenses han tenido éstos problemas, como lo fué la falla en los sistemas de refrigeración ocurrida en Three Mile Island, en Pensilvania; aunque la contaminación producto de la fuga de gases, en gran medida, permaneció en el interior del edificio de contención.

Sin embargo, el mayor accidente nuclear del mundo tuvo lugar en Rusia, en la región de Cheliabinsk, en los Urales; más específicamente en la localidad de Kishtim, durante el invierno de 1957.

El accidente de Kishtim, tal como se le ha llamado, pasó por innumerables censuras informativas. Los científicos que conocían los hechos han sido controlados y sometidos a rigurosas vigilancias en los últimos años.

Kishtim fué una ciudad en plena actividad industrial situada en el centro de Rusia, en la parte sur de los Urales, junto a la llanura de Siberia, entre Sverdlovsk y Cheliabinsk. En 1948 el Estado avisó a la población de Kishtim de que se construiría en sus cercanías un centro militar y que se restringiría desde entonces la entrada a la ciudad, concediéndoles privilegios en materia de alimentación a quienes decidieran quedarse. Según revelan algunas fuentes, cuando ocurrió el accidente, a finales de 1957, vivían en la zona más de 200 000 personas, la mayoría de las cuales resultó afectada por las radiaciones; miles fallecieron a causa de la onda expansiva, sepultadas por la tierra o ahogadas.

La Enciclopedia rusa señala que en 1926 la ciudad de Kishtim tenía 16 000 habitantes. En el año de 1936, tras la expansión industrial, alcanzó los 38 400 habitantes. Todas las ciudades de los Urales doblaron su población en el periodo 1939-1958. Sin embargo, a finales de 1958, la Enciclopedia indicaba 32 000 habitantes, y en 1970 cerca de 36 000. El exterminio debido al accidente nuclear, entre muertos y trasladados a otras regiones, se hace patente cuando se compara la población de la ciudad de Sverdlovk, que de 1936 a 1970 pasó de 390 000 a 1 025 000 habitantes.

El riguroso secreto militar en el que permaneció la tragedia, de la que ni los propios rusos tienen amplios detalles, permitió frenar el pánico provocado por los rumores.

Paradójicamente, en Octubre de 1958, Nikkita Krushev anunciaría la suspensión de los ensayos atómicos en Siberia.

Así, el futuro de la energía nuclear es incierto. Las protestas de la opinión pública y, sobre todo, la difícil solución que tienen los residuos que genera han terminado por paralizar casi todos los programas de instalación de centrales nucleares de fusión a nivel mundial.

En nuestro país existe en funcionamiento una nucleoelectrónica: la de Laguna Verde, en Veracruz. A pesar de las campañas que contra su funcionamiento realizaron diversas organizaciones -sobretudo, después del accidente de Chernobil-, con el argumento de que su operación representa un peligro para la sociedad, el gobierno mexicano ha hecho caso omiso de estas manifestaciones.

Es importante señalar que nuestro gobierno no informa del destino final que se le dan a los residuos procedentes de dicha central.

De suma importancia es resaltar el hecho de que algunas naciones construyen centrales nucleares con el pretexto de la producción de energía, cuando su principal objetivo es la obtención del Plutonio, el cual es un residuo de las centrales y cuya principal aplicación, para fines bélicos, es en la construcción de bombas atómicas.

Liberados en el aire, los átomos de plutonio se alojan en el hígado y en la médula de los huesos, donde generan mortales tumores malignos de efecto rápido. El plutonio mata más rápidamente cuando se respira o se ingiere en alimentos contaminados. Es por ello que, después del accidente de Chernobil, numerosos países de América y Europa dejaron de importar alimentos de la ex-URSS.

Es por el peligroso empleo que puede dársele al plutonio que a países como Irak, Arabia Saudita e Israel, entre otros, los Estados Unidos en conjunto con la Comunidad Europea y las Naciones Unidas, les han impedido realizar sus proyectos de construcción de centrales nucleares por el riesgo implícito que esto conlleva, debido a que dichos países son bélicos por excelencia y prácticamente siempre están en riesgo de iniciar guerras con los países vecinos.

De hecho, tanto la ex Unión Soviética como los Estados Unidos han utilizado a estas centrales para la obtención del plutonio y así poder fabricar sus armas nucleares, pero debido a que hoy día Estados Unidos es quien prácticamente emite las resoluciones de la ONU entonces a ellos nadie les impide llevar a cabo sus proyectos y siempre aparecen ante la comunidad internacional como los buenos de la película.

Científicos occidentales calculan que en Rusia hay actualmente cerca de 200,000 kilos de plutonio almacenados en las cabezas de misiles atómicos desmontados, o en recipientes transportables que permanecen en diferentes institutos de investigación de la ex-URSS.

### **2.2.2- La fusión nuclear**

Con la finalidad de evitar los accidentes presentados en las nucleoelectricas actuales los físicos nucleares han girado la vista hacia el proceso contrario a la fisión nuclear: la **fusión nuclear**.

Se trata ahora de lograr que los átomos, en lugar de separarse mediante el bombardeo de neutrones, se unan en un denso de cultivo o plasma formado por isótopos de hidrógeno - deuterio y tritio, fundamentalmente- a enormes temperaturas, del orden de millones de grados centígrados.

De ésta manera se lograría iniciar un proceso parecido al que ocurre en el interior del Sol y otras estrellas similares, con una elevadísima producción de calor.

Al aproximarse, en el interior del plasma, dos átomos de deuterio llegarían a empotrarse el uno en el otro transformándose en un átomo de helio y liberando un neutrón. Se libera al mismo tiempo una gran cantidad de calor, provocada por la conversión de masa en energía. Esto se debe a que la masa del átomo de helio es inferior a la suma de los dos átomos de deuterio.

La dificultad estriba, lógicamente, en conseguir las condiciones ideales para que ésto se produzca en la tierra.

No hace mucho ( a finales de 1992 ) que los físicos lograron la fusión nuclear en el laboratorio, pero éste fenómeno sólo se presento por un espacio de 10 segundos. Aún cuando, de acuerdo a las declaraciones efectuadas por los científicos a cargo del proyecto,

esta alternativa promete ser la fuente de energía del futuro, en la actualidad no hay posibilidades de aplicarla a escalas industriales.

De conseguirlo, se habrían acabado los problemas energéticos de la humanidad.

Para tener una idea de la eficiencia y futura importancia de este proceso, bastará con saber que los átomos de deuterio contenidos en un litro de agua de mar poseen una energía equivalente a 300 litros de gasolina, y que la explotación de una diezmilésima parte del deuterio que hay en los océanos generaría una energía equiparable a las reservas conocidas de combustibles fósiles.

Sin embargo, muy a pesar de todas las conveniencias que ésta fuente ofrece, existen algunos sectores de la sociedad que se oponen al desarrollo de esta tecnología a niveles industriales y con muy justas razones:

En primer lugar porque la fusión debe producirse en un nivel de 80 a 100 millones de grados centígrados de temperatura. Y hoy por hoy no existe un científico que pueda garantizar un tipo de aleaciones que sea segura a estas espeluznantes temperaturas. También existen enormes dificultades para almacenar el tritio que se producirá, ya que es altamente radiactivo, amén de tener la facultad de atravesar las paredes metálicas. El reactor debería disponer de 2.5 kilos de tritio al día.

Los efectos del tritio han empezado a ser conocidos muy recientemente a raíz de los ensayos atómicos y las emisiones gaseosas emitidas por las centrales nucleares y las industrias de retratamiento de productos de fisión.

Existe otro inconveniente, el plasma que rodea el reactor no puede tocar las paredes, y debe funcionar continuamente, sin un fallo, un campo magnético a su alrededor. Los mejores aceros inoxidables no resistirían más de dos años el bombardeo continuo de neutrones; sólo el vanadio y el niobio, cuya metalurgia es muy compleja y difícil.

La comunidad nuclear, al referirse a la tecnología de la fusión, lo hacen como si ésta fuera el nuevo Prometeo energético, ocultando nebulosas relacionadas con la seguridad y rentabilidad económica de esta tecnología, al igual que no puede olvidarse que la tecnología de fusión es precisamente la base de la bomba de hidrógeno, misma que representa un grave peligro para la existencia de la humanidad; puesto que su explosión provocaría la desaparición de toda forma de vida sobre la superficie del planeta.

El eliminar o anular el efecto de los residuos nucleares es el gran problema que los físicos nucleares tienen pendiente de resolver, debido a los grandes períodos de tiempo que permanecen activos. Se ha intentado de todo, desde confinarlos bajo tierra a grandes profundidades para evitar sus efectos contaminantes y destructores sobre el medio ambiente, hasta arrojarlos al mar, sumergirlos en piscinas o someterlos a retratamiento. Se pensó incluso en la posibilidad de arrojarlos al espacio, aunque no existen indicios de que esto haya llegado a realizarse.

Esta preocupación existe en todos los países del mundo que disponen de instalaciones radiactivas, y ha dado lugar a numerosos programas de investigación, sin que hasta el momento se haya logrado una solución eficiente a este problema. En todos estos países, los lugares en los que se ubican los almacenamientos de residuos nucleares cuentan con una vigilancia extrema, con medidas de seguridad verdaderamente excepcionales.

Uno de los métodos de eliminación que cuenta con mayor aceptación es la vitrificación, aunque también las viejas minas de sal o los almacenamientos en terreno granítico a grandes profundidades -entre 500 y 1000 metros- son, por el momento, las alternativas más razonables, pero con la inconveniencia de que se necesitan establecer distancias considerables entre uno y otros depósitos para que el calor no degrade la roca en cuyo interior se encuentran.

Existen indicios de que, de forma ilegal, han entrado a México residuos nucleares provenientes de los Estados Unidos, mismos que se han almacenado y enterrado a muy pocas profundidades en los estados de Sonora, Chihuahua, Baja California Norte y Coahuila, principalmente, lo cual podría convertirse en un momento dado en una bomba de relojería, debido a su alta explosividad y a su considerable emisión radiactiva y a que, como ya se mencionó, se encuentran enterrados a pocas profundidades.

### **2.3.- Las Centrales Termoeléctricas**

En la actualidad, la construcción de las centrales térmicas convencionales o centrales de combustible fósil, utilizando la energía de los combustibles sólidos, líquidos y gaseosos, tiende a disminuir debido, entre otras razones, a la gran cantidad de contaminantes que emiten, amén de que en los últimos decenios han disminuido considerablemente las reservas petroleras, carboníferas y de gas natural a nivel mundial; debido a su muy excesivo y variado uso.

Por si fuera poco, a la emisión de contaminantes y a la disminución de las reservas energéticas, se adiciona el problema de suministro de agua, ya que, al igual que en las Centrales Nucleoeléctricas, se requieren grandes cantidades de ella para el sistema de enfriamiento con que cuentan las centrales termoeléctricas.

En los últimos decenios, debido a la crisis energética, se ha puesto especial interés al estudio y desarrollo de fuentes de energía, mismas que, al efectuar la producción de energía eléctrica no contaminen el ambiente considerablemente; como son la energía solar, la energía eólica (debida al viento), la energía mareomotriz y la debida a las olas.

### **2.4.- La energía eólica**

La energía eólica o energía del viento se ha utilizado muy poco debido, principalmente, a lo variable de su disposición y al costo específico (costo por kw instalado) relativamente alto de sus instalaciones.

El empleo de este tipo de energía no es reciente, ya que los molinos de viento se empezaron ya a utilizar en Persia unos 1000 años A.C. El francés Parent, a principios del



siglo XVIII, estudió científicamente el ángulo mas favorable de posición de las paletas de molino de viento.

A mediados del siglo XVIII una teoría mas perfecta sobre los molinos de viento fué elaborada por Leonardo Euler, que estableció el Teorema Fundamental de las Turbomáquinas, aplicable también a ellos.

Actualmente, en Holanda, se construye un rotor de 5 m de diámetro con paletas de plástico reforzadas con fibra de vidrio y posiblemente otro de 25 m. En Suecia se preparan prototipos de 2 a 4 MW y se sustituyen las paletas de aluminio por paletas de plástico reforzadas con fibra de carbón. En el estado actual de ésta técnica el rendimiento de las paletas eólicas es aproximadamente el doble de las plantas de energía solar; mientras que para la misma energía las plantas solares requieren de una superficie de terreno de 25 a 30 veces mayor que las eólicas.

En Estados Unidos, en Carolina del Norte, se estaba terminando la construcción de la mayor planta eólica de este país, con una potencia de 2 000 KW con vientos de 36 a 69 km/h; rotor de 30 m de diámetro con paletas de acero y torre de acero de 43 m de altura.

Según investigaciones realizadas en Japón, aproximadamente el 10 % del consumo actual de energía podría cubrirse con energía eólica; mientras que según investigaciones holandesas, esa cifra podría elevarse hasta el 20 %. Sin embargo, para lograr esto, se necesitarían en Holanda 5 000 centrales con rotor de 50 m que cubrirían el 20 % de la costa del país, lo cual nos permite tener una idea del enorme problema del espacio que representa, sin embargo, es muy inferior al que plantean los paneles solares para proporcionar la misma potencia.

## 2.5.- Centrales maremotrices

Una central mareomotriz es una central que aprovecha la energía de las mareas.

Las mareas varían mucho en las distintas partes del planeta. En algunos sitios son extremosas, con variantes de seis metros o más entre la marea alta y la baja. Esta diferencia de altura, con el resultante flujo y contraflujo, es lo bastante grande para, represada, producir energía eléctrica.

En 1960 se empezaba en Francia la construcción de la primera central mareomotriz del mundo, la central de la Rance, emplazada en el estuario de Saint-Malo, en Bretaña, y en 1966 se ponía en marcha el primer grupo de esta central.

Esa central, dos veces al día, vierte por entre las 24 turbinas una corriente de agua igual a la del Mississippi, y eleva 8.5 metros el nivel del agua.

En las centrales mareomotrices el tipo de turbinas que emplean para su funcionamiento son, principalmente, pequeñas turbinas Kaplan y las conocidas como tipo bulbo, debido a su simplicidad de instalación y consiguiente economía en la obra civil, aunque también tienen sus inconveniencias este tipo de turbinas, como son los problemas de estanquidad originados por estar el alternador sumergido, la corrosión producida por el agua de mar y los depósitos de algas.

Las características de la central de la Rance son: veinticuatro grupos bulbo de 10 000 kW;  $H=5.75$  m;  $n=93.75$  r.p.m. y diámetro del rodete = 5.350 m.

En Alemania se ha instalado un grupo bulbo multiplicador (relación 75(turbina)/ 75 (alternador) r.p.m.) de 50 000 kw, que representa una gran economía en el alternador al disminuir el número de pares de polos. Actualmente existe la tendencia a proyectar siempre que sea posible los saltos de poca altura con grupos bulbos con alternador sumergido en sustitución de los antiguos Kaplan verticales, con alternador fuera del agua.

Existen en Francia otros muchos proyectos de centrales mareomotrices, entre otros el gran proyecto de Chausey, cuya potencia instalada sería 30 veces mayor que la de Rance.

También hay estudios sobre posibles emplazamientos de centrales mareomotrices en diversas partes del mundo: Canadá, Inglaterra, India, etc.

## **2.6.- La energía de las olas**

La energía de las olas es otra fuente de energía aprovechable del mar. Existen actualmente multitud de ideas, prototipos y patentes pero ninguna aplicación práctica importante. En la actualidad se estiman los costos por kw instalado ocho veces superiores que en la energía térmica convencional o nuclear. Un esquema reciente que supuestamente reduciría considerablemente los costos, consiste en unidades que constan de un globo semiflotante alargado con una quilla de hormigón en su interior.

Al pasar las olas comprimen y expansionan alternativamente el aire en los compartimientos internos, originando unos movimientos peristálticos, que bombean aire a través de válvulas y conductos instalados en la quilla. El aire finalmente acciona la turbina acoplada al generador.

Otro proyecto prometedor consiste en una instalación combinada de desalinización del agua del mar por el principio de la ósmosis invertida y de extracción de energía de las olas, cuya economía se presenta muy atractiva.

## **2.7.- Centrales hidroeléctricas**

Una alternativa no contaminante de producción de energía eléctrica es mediante el aprovechamiento de la energía cinética y potencial del agua almacenada en los embalses de las centrales hidroeléctricas.

El empleo de la energía hidráulica data del tiempo de los romanos, hace unos 2,000 años. Se desarrolló lentamente por espacio de 18 siglos, debido al inconveniente de que las instalaciones deberían situarse junto a los ríos; mientras que las máquinas de vapor se podían situar en cualquier parte.

Al evolucionar la tecnología de la transmisión de la energía eléctrica, ésta permitió el gran desarrollo de las plantas hidroeléctricas, que se inició en 1910. Desde esa fecha hubo un incremento muy grande en la instalación de las centrales hidroeléctricas, principalmente en Europa, Norteamérica y Japón.

En 1925, la capacidad hidroeléctrica mundial instalada era de 26,400 megawatts y la generación anual de 80,000 gigawatts-horas. La energía total consumida en 1925 era de 13

millones de gigawatts-hora; por consiguiente, sólo el 0.6 % de la energía consumida en aquel tiempo fue producida hidroeléctricamente.

En 1971, la generación hidroeléctrica mundial fue de 1,307,000 gigawatt-hora; la capacidad instalada fue de 300,000 megawatts, representando un incremento de 15 veces con respecto a 1925.

Actualmente la energía hidráulica aporta, aproximadamente, el 30 % de la energía consumida mundialmente., aunque existen países como Brasil en los que la energía de origen hidráulico representa casi el 90 % de la energía que se consume.

Las primeras grandes centrales hidroeléctricas fueron las de Niágara. Después de 1930, proliferaron por varias razones: por el gran incremento en la demanda de la electricidad, la necesidad de crear empleos durante la gran depresión económica que se inicia en 1929, y el inusitado desarrollo de la tecnología de ingeniería civil para la construcción de grandes presas.

Durante esos años se construyeron grandes presas en el río Tennessee, en los Estados Unidos, y en el Volga, en Rusia

Después de la Segunda Guerra Mundial se construyeron muchas plantas hidroeléctricas en diversos países, y se iniciaron en otros, como Egipto, China popular, Zambia, Ghana, Brasil, India, Pakistán, Turquía, etc.

Hoy día existen centrales hidroeléctricas que impresionan tanto por su majestuosidad como por su capacidad de generación, como lo son la Hoover, que se levanta a más de 220 metros sobre el lecho del Río Colorado, en Nevada y Arizona, apoyada en el Lago Mead, en los Estados Unidos; una cisterna enorme de 185 km de largo. También destaca la central de Itaipu, la más grande del mundo, localizada sobre el río Paraná, en Brasil; el nivel del embalse se establece alrededor de la cota 220 metros sobre el nivel del mar, inundando un área aproximada de 1,400 kilómetros cuadrados. De igual forma impresionan las centrales de Sayansk, Krasnoyarsk y Bratsk, las que se encuentran instaladas sobre el Río Yenisei, en la ex- Unión Soviética.

### **2.7.1.- Clasificación de las Centrales Hidroeléctricas**

Las centrales hidroeléctricas se pueden clasificar de la forma siguiente:

- a).- Centrales de agua corriente
- b).- Centrales de agua embalsada

#### **Centrales de agua corriente**

Estas centrales se construyen en los sitios donde la energía hidráulica disponible se puede utilizar directamente para accionar las turbinas y en donde, de no existir la central, esta energía se desperdiciaría. Se puede construir para el mínimo disponible del caudal; pero entonces, en la época de abundante caudal, el exceso es desaprovechado. También se puede construir para el caudal máximo, y en este caso, en las épocas de escasez de agua la central trabaja con poca carga, y por lo tanto, con bajo rendimiento. La solución más económica, y la que se emplea normalmente, es una solución media entre los dos extremos.

### **Centrales de agua embalsada**

Las centrales embalsadas emplean un embalse artificial o presa, en donde se acumula el agua, que posteriormente puede aprovecharse en la central, según las necesidades. El embalse se forma generalmente por medio de una presa construida en lugares apropiados del río ( por ejemplo, en sitios angostos y de márgenes rocosas ).

Los principales elementos de una central de este tipo son:

1. Presa (también llamada cortina)
2. Canal de derivación
3. Cámara de presión
4. Tubería de presión
5. Casa de máquinas
6. Tubería de desagüe
7. Distribución de alta tensión
8. Tanque o pozo de oscilación

En nuestro país es este último tipo de centrales las que más abundan debido, principalmente, a que la gran mayoría de los ríos sobre los cuales se encuentran, conducen caudales pequeños, motivo por el cual se opta por las centrales de agua embalsada.

Es importante señalar que en los últimos dos años se han construido dos centrales hidroeléctricas de agua embalsada que operarán con aguas negras. Una de ellas es la de Zimapán, misma que se encuentra en los límites de los estados de Hidalgo y Querétaro y cuyas aguas negras tienen su origen en la ciudad de México. La otra es la de Agua Prieta, localizada en las cercanías de Guadalajara, en el estado de Jalisco, y la cual captará las aguas negras de Guadalajara.

La gran incógnita de estas dos centrales es la acción que contra las estructuras presenten este tipo de aguas, ya que su composición no está totalmente definida, ya que lo mismo se encuentran residuos industriales que domésticos y aguas pluviales, pero el gran problema es determinar la composición de las de tipo industrial por la gran variedad de componentes que en ella se emplean

Hoy día, en los países más industrializados, aproximadamente el 30 % de la energía eléctrica que consumen proviene de las centrales hidroeléctricas, aunque este porcentaje cada vez más va en aumento; debido principalmente a que se trata de energía limpia y a que las reservas mundiales de los combustibles fósiles han disminuido sensiblemente en las últimas décadas.

Una de las principales objeciones que se le han impuesto a las construcciones de las centrales hidroeléctricas es que la inversión inicial es muy alta -los gastos ocasionados por la construcción de la central son lo más caro del proyecto- aunque esto se compensa posteriormente debido a que el costo de mantenimiento de ellas es relativamente bajo, así como también por las grandes áreas de terreno inundadas por los inmensos volúmenes de agua almacenados.

En nuestro país no ha sido posible la construcción de numerosas centrales de gran tamaño debido, entre otros factores, a que no se cuenta con ríos de grandes caudales y a que

éstos se encuentran demasiado lejos de las grandes ciudades, además de que el costo de las líneas de transmisión es muy alto.

### 2.7.2.- Los costos en las centrales hidroeléctricas

Es de suma importancia mencionar el hecho de que en las centrales hidroeléctricas, a diferencia de las nucleares y termoeléctricas, cada una de ellas constituye un proyecto único; debido entre otros factores, a que la central se tiene que adaptar a las características que ofrece el salto en la naturaleza, así como también a la configuración del terreno, ya que la naturaleza no ofrece simplemente una potencia hidráulica bruta, por ejemplo, de 100,000 kW, sino que esta misma potencia en diversos sitios distintos del planeta la ofrece en configuraciones de terreno diversas y con caudales y saltos brutos distintos.

El costo absoluto de una central hidroeléctrica orientativamente podría repartirse, en algunos casos, de la forma siguiente: 55 %, la presa; 20 %, el equipo o maquinaria; 15 %, el terreno, y 10 %, las estructuras de la central; aunque estos porcentajes proporcionados pueden variar mucho, según el tipo de instalación.

Como el costo absoluto de una central depende de la potencia, para comparar costos se atiende al costo por kW instalado. Este disminuye al aumentar la potencia instalada de la central. De manera orientativa podemos decir que si el costo por kW en una central grande es 1, en una central pequeña será 3 y en una central muy pequeña, 6.

Debido a su trascendental importancia, se realiza la comparación del costo por kW instalado en una central hidroeléctrica con el de una central térmica de igual potencia. En general el costo por instalación es mayor; aunque la variación es grande, pudiendo ser igual el costo por kW instalado en una central hidroeléctrica y valer hasta tres veces más que una central térmica; pero el costo por funcionamiento es siempre mucho menor en una hidroeléctrica, debido a que no se utiliza combustible para la generación.

### 2.7.3.- Transmisión de la energía

El principio mediante el cual se transmite la energía eléctrica desde la central hidroeléctrica hasta los centros de consumo es el siguiente:

El gasto ( $Q$ ) y la carga  $H$  producen la energía mecánica en el rodete de la turbina, misma que es transmitida al generador que a su vez produce electricidad a bajo voltaje para evitar aislamientos caros entre los alambres de la bobina del generador. En nuestro país este voltaje oscila entre los 13.8 y 17 kV. Una vez salida la energía del generador es necesario subir el voltaje para hacer la transmisión por los cables. La relación potencia, intensidad, voltaje esta dada por:  $P = f_p IV$ .

El voltaje  $V$  equivale a la carga  $H$  en términos hidráulicos, la intensidad  $I$  al gasto  $Q$  y  $f_p$  llamado factor de potencia, es equivalente a la eficiencia  $\eta$  de las turbinas. Para una potencia dada, al subir el voltaje se baja la intensidad y pueden ponerse cables de menor

diámetro, lo cual constituye un ahorro y es el principal motivo por el cual la energía se transmite a bajos voltajes.

Durante la transmisión se pierde carga, motivo por el cual es necesario elevar el voltaje cada determinada longitud. La elevación del voltaje se realiza mediante sistemas de transformadores conocidos como subestaciones elevadoras. En México el voltaje de transmisión oscila entre 230 y 440 kV.

Cuando llega la energía al centro de consumo se baja el voltaje a 6000 ó 13000 volts mediante las denominadas subestaciones reductoras. Con este voltaje se distribuye la energía por los cables de las calles y con transformadores que se encuentran en los postes de la luz se baja a 115 ó 220 volts para ser entregada al consumo doméstico.

#### 2.7.4.- Principales Centrales Hidroeléctricas del mundo

A continuación se presenta la lista de las 68 centrales hidroeléctricas más grandes del mundo, todas ellas con potencia instalada de 1,000 MW, o más.

Nombre	Río	País	Potencia Instalada (MW)
1. ITAIPU	PARANA	BRASIL	10,770
2. Grand Coulee	Columbia	E.U.	9,771
3. Curi	Orinoco	Venezuela	6,500
4. Sayansk	Yenisei	ex URSS	6,400
5. Krasnoyarsk	Yenisei	ex URSS	6,096
6. Bratsk	Yenisei	ex URSS	4,600
7. Sukhovo	Yenisei	ex URSS	5,225
8. Churchill, Falls	Churchill	Canadá	5,225
9. Ust-Illinsk	Yenisei	ex URSS	4,300
10. Cabora Basa	Zambesi	Mozambique	4,000
11. Ilha Solteira	Paraná	Brasil	3,200
12. Paulo Afonso	Sao Paolo	Brasil	2,939
13. Jiron Day	Columbia	E.U.	2,700
14. Nurek	Amv Darya	ex URSS	2,700
15. 22nd Congress	Volga	ex URSS	2,560
16. Mica	Columbia	Canadá	2,500
17. Sao Simao	Paraná	Brasil	2,500
18. V.I. Lenin	Volga	ex URSS	2,300
19. Bernnett	Mackenzie	Canadá	2,270
20. Iron Gate	Danubio	Rumania, Yugosl.	2,160
21. High Aswan	Nilo	Egipto	2,100
22. Tarbella	Indo	Pakistán	2,100
23. Itumbiara	Paraná	Brasil 2	2,080
24. Chief Joseph	Columbia	E.U.	2,073

25. Robert Mosea	San Lorenzo	E.U.	1,950
26. San Lorenzo	San Lorenzo	E.U.	1,880
27. The Dalles	Columbia	E.U.	1,813
28. Kemano	Fraser	Canadá	1,670
29. Beauharnois	San Lorenzo	Canadá	1,641
30. Cheboksary	Volga	ex URSS	1,632
31. Inguri	Inguri	ex URSS	1,600
32. Kariba	Zambesi	Rodeshia-Zambia	1,500
33. Tumut-3	Murray	Australia	1,500
<b>34. CHICOASEN</b>	<b>Grijalva</b>	<b>MEXICO</b>	<b>1,500</b>
35. Talbingo	Murray	Australia	1,500
36. McNary	Columbia	E.U.	1,406
37. Marimbondo	Paraná	Brasil	1,400
38. Agua Vermelha	Paraná	Brasil	1,380
39. Sir Adam Beck-2	San Lorenzo	Canadá	1,370
40. Jhonson	San Lorenzo	Canadá	1,353
41. Hoover	Colorado	E.U.	1,345
42. Wanapum	Columbia	E.U.	1,330
43. Saratov	Volga	ex URSS	1,290
44. Priest Rapids	Columbia	E.U.	1,262
45. Castaio	Castaio	E.U.	1,250
46. Keban	Eufrates	Turquía	1,240
47. Kettle Rapids	Nelsoj	Canadá	1,224
48. Jupia	Paraná	Brasil	1,226
49. Rocky Reach	Columbia	E.U.	1,215
50. Furnas	Paraná	Brasil	1,200
51. Toktogui	Syr Darya	ex URSS	1,200
52. El Chocan	Negro	Argentina	1,200
53. Manic-3	San Lorenzo	Canadá	1,176
54. Sanmen Hsia	Hwang Ho	R.P. China	1,100
55. Nizhne-kamskaya	Volga	ex URSS	1,090
<b>56. MALPASO</b>	<b>Grijalva</b>	<b>MEXICO</b>	<b>1,080</b>
<b>57. INFIERNILLO</b>	<b>Balsas</b>	<b>MEXICO</b>	<b>1,080</b>
58. Dworshak	Columbia	E.U.	1,060
59. Bersimis-1	San Lorenzo	Canadá	1,050
60. Satto Osorio	Paraná	Brasil	1,050
61. Estreito	Paraná	Brasil	1,050
62. Bhakra	Indo	India	1,050
63. Zeya	Zeya	ex URSS	1,020
64. Manic-2	San Lorenzo	Canadá	1,016
65. Votkinsk	Volga	ex URSS	1,000
66. Mangla	Indo	Pakistán	1,000
67. Chikey	Sulak	ex URSS	1,000
68. Kaniji	Niger	Nigeria	1,000

## CAPITULO 3 : CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS HIDRAULICAS

### 3.1.- Antecedentes

En la actualidad es tanta la diversidad, complejidad y cantidad de las máquinas existentes que, para la mayoría de la población mundial, el uso de ellas resulta algo cotidiano; haciéndonos la existencia más llevadera. A tal punto estamos acostumbrados a ellas que jamás nos detenemos un momento a analizar sus orígenes, ni mucho menos su evolución.

Las máquinas han sido parte importante de nuestra herencia. Cuando estaban todavía en estado primitivo, los actuales países industrializados eran una comunidad de labradores-mecánicos.

Las máquinas facilitan los medios por los que se hace factible la conversión de la materia en energía para ser utilizada por el hombre.

Un hombre no puede mover una piedra de gran tamaño sólo con las manos. Sin embargo, cuando mete una barreta por debajo, aproxima una piedra de menor tamaño bajo ésta para que sirva de apoyo y empuja hacia abajo, la piedra se mueve. La barreta y el fulcro forman una palanca que le proporciona lo que los físicos llaman "ventaja mecánica", que permite a sus limitados recursos de fuerza superar la resistencia de la piedra. Con sus manos un hombre puede quizás aplastar una lata de cerveza; sin embargo, tocando un simple botón, una prensa hidráulica reducirá la carrocería de acero de un automóvil de 500 kg de peso en una apretada bala del tamaño de un pupitre de escuela.

Aunque las máquinas se han multiplicado considerablemente, todavía la lista más reciente tiene que dar principio con los cinco artificios enumerados por el genio inventivo griego, Herón de Alejandría, a principios de nuestra era : la palanca, el tornillo, la cuña, la rueda y el eje. Aunque no corresponden a la definición del diccionario de que una máquina debe tener "dos o más" partes, éstas herramientas deben ser consideradas como "máquinas simples".

Además de las herramientas, cualquier consideración sobre máquinas debe también comprender los "propulsores primarios" : mecanismos - u organismos - que convierten una forma natural de energía en otra forma capaz de producir movimiento. El organismo extrae energía química de los alimentos y la convierte en energía muscular que permite a los seres humanos caminar, hablar, etc. Una rueda hidráulica convierte la energía cinética del agua que fluye, en una fuerza que hace girar un eje. Una máquina de vapor convierte la energía química del carbón en la energía térmica del vapor que hace mover un pistón.

### 3.2.- Definición de máquina

Pero ¿que es una máquina? aún cuando ahora es parte indispensable en nuestras vidas, es muy difícil de definir. Cuando el Profesor Franz Reuleaux, famoso ingeniero alemán, escribió su obra clásica **Kinematics of Machinery** en el año 1875, compiló una lista de quince definiciones hechas por profesionales en Francia, Alemania e Italia. No había dos iguales.



La palabra "máquina" deriva de la griega **MECHANE** y su asociada latina **MACHINA**. Ambas quieren decir, más o menos, "cualquier proyecto ingenioso o invención", lo que no nos saca de dudas.

El diccionario Webster's New International dice que una máquina es "cualquier artefacto compuesto de dos o más partes, resistentes y relacionadas que, por cierto intermovimiento predeterminado, pueda servir para transmitir y modificar la fuerza y el movimiento con la finalidad de producir un efecto dado o hacer una clase de trabajo deseado". Es una definición excelente, pero especializada, con una predisposición hacia la ingeniería mecánica. Puede, sin duda alguna, ensancharse para que incluya todos los ingenios electrónicos y mecánicos que amplían la fuerza humana.

Existen otras definiciones de máquina, siendo las más usuales dentro del campo ingenieril, las siguientes :

- Una máquina es un dispositivo que produce movimiento. En general se busca que la máquina haga girar un eje o flecha, de manera que ésta accione algún dispositivo cuya utilización nos interese.

- Una máquina es un transformador de energía, ya que absorbe energía de un tipo y restituye otra de diferente clase.

### **3.3.- Clasificación de las máquinas**

Debido a la extensa gama existente, se ha realizado la clasificación de las máquinas en grupos, a saber :

Máquinas de fluido, máquinas-herramientas, máquinas eléctricas, etc.

Ahora bien, el grupo de máquinas que nos interesa, para este trabajo, es el de las **máquinas de fluido**.

### **3.4.- Definición y clasificación de las máquinas de fluido**

Se dice que las **máquinas de fluido** son aquellas máquinas en que el fluido proporciona la energía que absorbe la máquina, o bien aquellas máquinas en las que el fluido es el receptor de la energía al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida.

En toda máquina de fluido existe un intercambio entre energía de fluido y energía mecánica.

Las máquinas de fluido revisten infinidad de formas y encuentran un sin fin de aplicaciones en la técnica, ya que en este grupo existe una gran diversidad de máquinas, como pueden ser una diminuta fresa neumática de un dentista; que gira a 500,000 r.p.m., una gigantesca turbina de vapor de 1,200 MW., una bomba de membrana para combustible de un automóvil, o un cohete de combustible líquido.

A su vez, las **máquinas de fluido** se clasifican en **máquinas hidráulicas** y **máquinas térmicas**.

**Máquina hidráulica** es aquella en que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente su densidad en su paso a través de la máquina, por lo cual el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que  $\rho = \text{cte.}$

Otra definición de máquina hidráulica es aquella que establece que es todo dispositivo que sirve para intercambiar energía entre un medio líquido y un sistema mecánico.

**Máquina térmica** es aquella en que el fluido en su paso a través de la máquina varía sensiblemente su densidad y volumen, por lo cual en el estudio y diseño de la máquina ya no puede suponerse constante.

### **3.5.- Clasificación de las máquinas hidráulicas**

Es conveniente mencionar el hecho de que el nombre o distintivo de máquina hidráulica no es apropiado ya que, en ocasiones, permite caer en ciertas incongruencias al momento de definir una máquina determinada puesto que, aunque etimológicamente máquina hidráulica es una máquina de fluido en la cual el fluido es el agua y sin embargo, por ejemplo, la turbina de vapor funciona con agua y no es una máquina hidráulica, sino una máquina térmica.

Así tenemos que, a pesar de que un ventilador no bombea agua, sino aire, el ventilador es una máquina hidráulica. Las bombas que bombean líquidos distintos del agua ( gasolina, ácidos, etc. ) también son máquinas hidráulicas, además, aunque el líquido bombeado esté caliente la máquina no es una máquina térmica, sino que seguirá siendo hidráulica.

De acuerdo a lo anterior, el nombre de máquina hidráulica no es apropiado, sin embargo, a pesar de todo ello, la clasificación misma de las máquinas de fluido en máquinas hidráulicas y térmicas es rigurosa y científica.

Para clasificar las máquinas hidráulicas se atiende al elemento principal de la máquina, o sea, al órgano en que se intercambia la energía mecánica en energía de fluido o viceversa.

Este órgano según los casos se llama **rodete, émbolo, etc.**

En la actualidad existen diversas clasificaciones de las máquinas hidráulicas, a saber:

- Atendiendo al tipo de movimiento del émbolo o rodete
- Atendiendo al principio fundamental de funcionamiento

#### **3.5.1.- Atendiendo al tipo de movimiento del émbolo o rodete**

Atendiendo el tipo de movimiento del émbolo o rodete las máquinas hidráulicas pueden clasificarse en **rotativas** y **alternativas**.

Esta clasificación tiene la ventaja de ser muy clara, ya que sólo se basa en el hecho de que el órgano intercambiador de energía esté provisto de movimiento de rotación o de movimiento alternativo.

Una máquina de movimiento alternativo es aquella en la cual se proporciona energía hidráulica introduciendo un fluido a presión a través de la válvula de admisión, el émbolo se desplazará obligándolo a realizar un trabajo mecánico externo que se puede obtener en la flecha motriz de la máquina por medio de un mecanismo de biela manivela que se encarga de transformar el movimiento de vaivén del émbolo en un movimiento angular uniforme

### **3.5.2.- Atendiendo al principio fundamental de funcionamiento**

Usualmente se prefiere ésta clasificación, debido principalmente, a que se basa en el principio fundamental de funcionamiento, distinto al principio de movimiento.

Así, tenemos que las máquinas hidráulicas se clasifican en **máquinas de desplazamiento positivo y turbomáquinas**.

#### **MAQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO**

En las máquinas de desplazamiento positivo, también llamadas **máquinas volumétricas**, el órgano intercambiador de energía cede energía al fluido o el fluido a el en forma de energía de presión creada por la variación del volumen.

Los cambios en la dirección y el valor absoluto de la velocidad del fluido no juegan función esencial alguna.

El principio de funcionamiento de las máquinas de desplazamiento positivo es precisamente el principio de desplazamiento positivo.

El intercambio de energía se desarrolla en base al trabajo mecánico directo al desplazarse un volumen determinado de fluido bajo la acción de una presión.

#### **TURBOMAQUINAS**

En las **turbomáquinas**, denominadas también **máquinas de corriente**, los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad desempeñan una función esencial.

El intercambio de energía se realiza en base a fuerzas dinámicas que se desarrollan en el medio líquido en movimiento y el elemento móvil de la máquina, es decir, responden a la ecuación de cantidad de movimiento de la cual se deduce la Ecuación de Euler de las Turbomáquinas.

### **3.5.2.1.- Clasificación de las turbomáquinas**

Las turbomáquinas son máquinas rotativas que permiten una transferencia energética entre un fluido y un rotor provisto de álabes, mientras el fluido pasa a través de ellos. La transferencia de energía tiene su origen en un gradiente de presión dinámica que se produce entre la entrada y la salida del fluido en el rotor, por lo que también se le denomina a estas máquinas de presión dinámica.

Si la transferencia de energía se realiza de máquina a fluido se le da el nombre genérico de **bomba**; si por el contrario el fluido cede energía al rotor se llama **turbina**. En la primera denominación figuran no sólo las máquinas conocidas comercialmente como con el nombre de bombas, cuyo fluido de trabajo es el agua, sino también toda turbomáquina que

sirve para imprimir energía a un fluido, como compresores, sopladores, etc, ya sean de tipo axial o radial y trabajando con cualquier clase de fluido.

Es conveniente señalar la existencia de las **turbomáquinas hidráulicas** y las **turbomáquinas térmicas**.

En las primeras la densidad y el volumen del fluido empleado no varía en su paso a través de la máquina (bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas, etc.).

En las turbomáquinas térmicas se presentan variaciones en la densidad y volumen específico del fluido en su paso a través de la máquina (turbocompresores, turbinas de gas, turbinas de vapor, etc.).

Existen diversas clasificaciones de las turbomáquinas, realizadas en grupos con factores comunes, pero no hay una clara división en conjuntos de funcionamiento y diseño único, que permita desarrollar estudios simples sobre las mismas bases.

Una gran división que puede hacerse de las turbomáquinas es :

- Máquinas que transfieren energía de rotor a fluido, denominadas **BOMBAS** y **COMPRESORES**, y en
- Máquinas que transfieren energía de fluido a rotor, llamadas **TURBINAS**.

### 3.5.3.- Atendiendo a la dirección del flujo

Otra clasificación es la basada en la dirección del flujo a su paso por el rotor. Así, se tienen **máquinas de flujo radial** y **máquinas de flujo axial**, aunque algunas tienen los dos flujos, esto es, son de flujo mixto.

El grupo de flujo radial puede subdividirse en flujo hacia adentro y flujo hacia afuera, lo que es muy significativo según se trate de turbinas o de bombas.

### 3.5.4.- Atendiendo al grado de reacción

Una clasificación más es la correspondiente al grado de reacción.

En esta división se contemplan las máquinas de impulso y las máquinas de reacción.

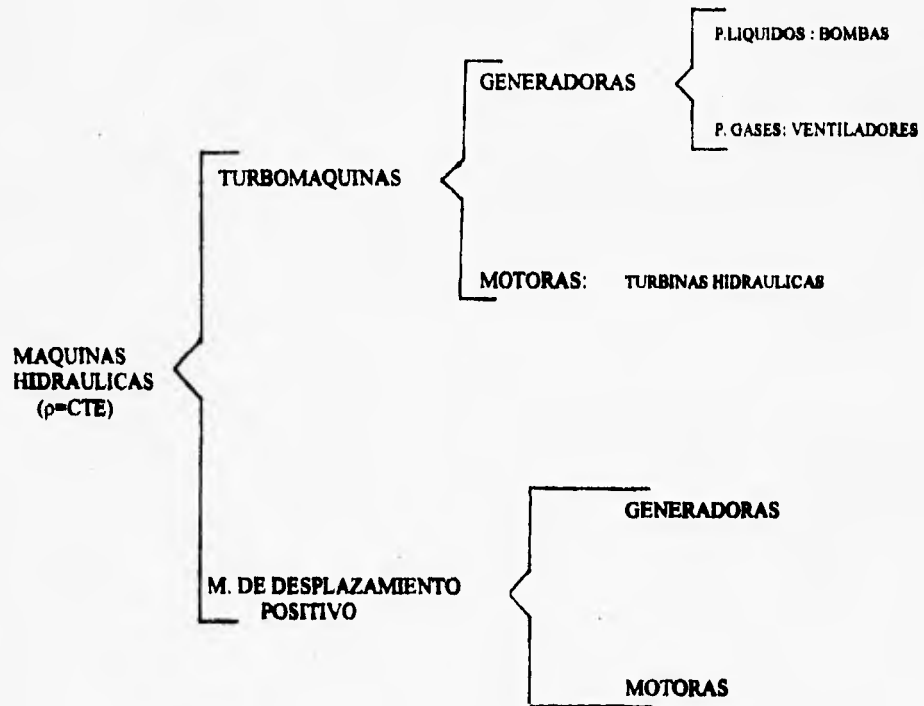
Cabe señalar que un gran número de autores y constructores consideran imprecisa esta clasificación debido a que, aunque parece lógico que  $Gr$  (grado de reacción) = 0 debe corresponder a impulso, y que  $Gr \neq 0$  a reacción, en la práctica muchas turbomáquinas con bajo grado de reacción son consideradas como de impulso, lo cual es incorrecto., quedando la duda si se deben llamar de impulso o de reacción.

En capítulos posteriores se hace una definición detallada del concepto "grado de reacción".

Se concluye este capítulo mencionando que en este trabajo se hará referencia, exclusivamente, a las turbinas hidráulicas.

A continuación se muestra un cuadro en el cual se ilustra la clasificación general de las máquinas.

### CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS HIDRAULICAS



**NOTA:** Sólo se efectúa la clasificación de las máquinas hidráulicas debido a que el análisis de las máquinas térmicas no se realiza en el presente trabajo.

## CAPITULO 4 : CLASIFICACION DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS

### 4.1.- Antecedentes históricos

Las primeras invenciones hidráulicas de la antigüedad que hicieron época fueron los que lograron dominar la energía que posee el agua al caer. La rueda hidráulica más simple, inventada quizás para moler el grano en el Cercano o Medio Oriente por el Siglo I a.C., contaba con una serie de paletas que se abrían en abanicos partiendo de un eje vertical, como una rueda de carreta puesta de lado. El eje atravesaba por un agujero abierto en una piedra fija, horizontal, y quedaba sujeto a la piedra superior, que era móvil. Esos molinos solían construirse a la orilla de un arrollo de rápida corriente, en la que penetraban algunas de sus paletas. La corriente, al chocar con las palas, hacía girar el eje y la piedra superior. El grano colocado entre las dos piedras se convertía en harina, pero la molienda era muy lenta, cada revolución de la rueda hidráulica significaba una vuelta de la piedra de amolar.

Todavía en 1930 trabajaba uno en las islas Shetland, en el norte de Escocia. Instalado en todos los rápidos de Europa, llegó a ser conocido como el Molino Nórdico.

Mucho más eficaz resultó la rueda hidráulica de Vitrubio. La rueda hidráulica de Vitrubio era la rueda hidráulica del molino nórdico puesta de canto y montada sobre un eje horizontal. Era lo que los ingenieros llaman una rueda de impulsión por abajo, puesto que se movía impulsada por el agua, que al correr, golpeaba las paletas inferiores. Un engrane de mayor tamaño, en el eje horizontal de la rueda se enganchaba a otro más pequeño ajustado al eje vertical de la piedras de amolar.

En esa forma el movimiento de rotación era transmitido de tal manera que la piedra de amolar giraba varias veces por cada revolución de la rueda hidráulica.

Todas las ruedas hidráulicas funcionan gracias a la fuerza del agua al descender, y en teoría, la máxima energía disponible para la tarea, depende únicamente de la altura de la que cae el agua.

Cuando la caída ocurre gradualmente, como debe ser en el caso del molino nórdico o de impulso por abajo, mucha de esa energía teórica se ha disipado por fricción antes de que el agua llegue a la rueda. Si el agua descende directa o casi directamente sobre la rueda, será mayor la energía aplicada a moverla.

Muy pronto las ruedas hidráulicas serían usadas para una gran variedad de aplicaciones industriales, además de moler granos.

Eran la fuerza que movían las sierras madereras, bombeaba los fuelles de los primitivos hornos de cuba, o altos hornos, hilaba la seda, movía los martillos que molían los minerales y daban forma al metal, etc.

Otros autores afirman que el antecedente más remoto se ubica alrededor del año 3000 A.C. en las ruedas hidráulicas empleadas en Egipto, India, China, Siria y después Grecia y Roma. El principal uso que se les dió fue el de hacer funcionar los molinos de harina, aunque también se le empleó en la trituración de los minerales.

El funcionamiento era el siguiente: el agua entraba a la rueda por su punto más alto, llenando parcialmente los cajones que forman los álabes y haciendo, por su propio peso, que el agua se vaya moviendo, como se ilustra en la Fig. 4.1.

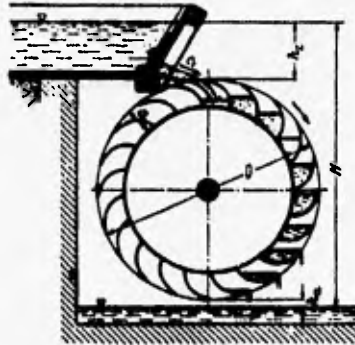


Fig. 4.1. Rueda hidráulica

Posteriormente, Arquímedes de Siracusa, discípulo de Euclides, en Alejandría diseñó el llamado "Tornillo de Arquímedes" para elevar agua. Este tornillo -Figura 4.2- ilustrado en sección transversal, tuvo un impacto tecnológico fuera de toda proporción a su sencillez. Fue utilizado extensamente para el riego. Consistía en una viga redonda de manera circundada por una espiral de tiras de madera de canto y todo ello encajado en tablas. Metido en ángulo en el agua se le hacía girar con el pie y hacía subir el agua por la espiral, desde un tanque bajo hasta uno elevado, y salir por la parte alta.

Aún cuando su principal uso dado en la antigüedad a este dispositivo fue el de la irrigación en la actualidad, aunque escasamente, todavía es empleado en algunas industrias, principalmente en aquellas en las que se trabaja con líquidos cuya densidad es considerable o bien son altamente corrosivos y no es posible el uso de las bombas para elevar estos líquidos a los tanques de almacenamiento. Es importante señalar que la mayor eficiencia se alcanza cuando, aproximadamente, el 50 % de la longitud del tornillo se encuentra sumergido en el líquido.

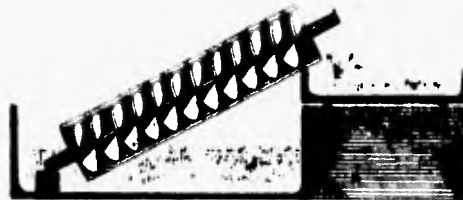


Fig. 4.2 Esquema del tornillo de Arquímedes

Otro elevador de agua - la bomba de fuerza - se le acredita a Cresibio, un contemporáneo de Arquímedes. Sin duda ésta es la primera aplicación del mecanismo tan familiar de la época actual del pistón y el cilindro. Se hacían funcionar dos cilindros y pistones por medio de bielas y mangos. La fase de entrada aspiraba el agua a través de una válvula en la base del cilindro, la presión de la fase de escape hacía salir el agua del cilindro a través de un tubo.

Un siglo después, alrededor del año 150 a. C. Herón de Alejandría inventó la primera turbina de reacción, conocida como el aerolípide. Desafortunadamente este invento no tuvo un empleo útil.

El aerolípide consistía en una pequeña vasija de cobre, llena de agua y colocada sobre un trípode., siendo éste invento el progenitor de la turbina de vapor. A través de dos agujeros en la tapa de la vasija pasaban dos tubos, uno hueco, en ángulo, que entre ellos sostenían un globo hueco que podía girar sobre un eje horizontal. Dos tubitos sobresalían del globo y estaban doblados en ángulo recto. Cuando el agua hervía, el vapor subía por el tubo hueco al interior del globo y salía a gran velocidad por los tubos doblados.

En el siglo VI tuvieron gran auge los molinos de viento en toda Europa y parte de Asia.

Fué en el transcurso del siglo XVIII y principios del XIX cuando se plantearon las bases teóricas de la Hidráulica .

En el año de 1738, el matemático suizo Daniel Bernoulli aportó lo que hoy se conoce como la base de la Hidromecánica, con su Ecuación Fundamental de Bernoulli, a la cuál se hará referencia en los capítulos referentes al funcionamiento de las turbinas.

Algunos años después, en 1750, el alemán Andreas Segner inventó la primera turbina (conocida posteriormente como la Rueda de Segner) de reacción - Fig. 4.3 - , inspirada en la de Herón. Esta turbina no era mas que una rueda hidráulica de reacción de eje vertical con la diferencia de que ésta contaba con un tubo vertical que conducía el agua según el eje de la misma y se ramificaba en 6 u 8 radios horizontal curvados de modo que en su extremo eran tangentes a la circunferencia. Los efectos de retroceso producían, con relación al eje, momentos del mismo signo cuyo conjunto determinaba la rotación del sistema.

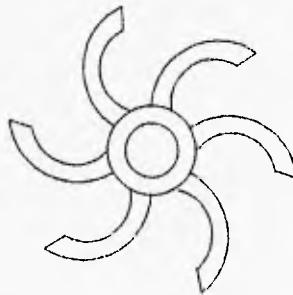


Fig. 4.3 Rueda de Segner



La turbina Segner fué simplificada por Mannoury D' Ectot con la máquina a la cual dió el nombre de "palanca hidráulica", reduciéndola a dos brazos diametralmente opuestos y curvados de la misma manera que en aquella.

Al principio nadie se ocupó de remediar la gran pérdida de fuerza motriz a causa de no dirigir el agua convenientemente, pero en 1754 el suizo Leonhard Euler presentó su Teoría General de las Máquinas Hidráulicas, introduciendo también el concepto de Cavitación.

Euler señaló las disposiciones que debían adoptarse en una rueda hidráulica horizontal vertiendo el agua por debajo y propuso el empleo de un distribuidor fijo en la admisión y salida del agua a la vez por toda la circunferencia.

Explicó matemáticamente el mecanismo de transmisión de la energía hidráulica a las máquinas.

La teoría que él dió en 1767 fue retomada y completada después por Navier y D' Aubuisson en 1819, esta rueda fué construida y perfeccionada en 1824 por el Ingeniero de minas francés Claude Burdín, a quien se le debe el termino **TURBINA**, ya que fue él quien lo utilizó por primera vez.

Pocos años después apareció la Turbina Combe. Esta turbina consistía sólo de una rueda hidráulica de reacción, con la diferencia de que se le habían aumentado las salidas del agua, lo cual se constituyó en una modificación en provecho de las ruedas de reacción, dando origen prácticamente, a la construcción de las turbinas.

El tubo de conducción lleva el agua directamente a los canales del rodete - sin que existan aquí lo que se llaman aspas directrices -. Los canales o pasos del agua están completamente llenos con agua que descarga libremente a una velocidad absoluta comparativamente baja., haciendo girar el rodete móvil por efecto de la reacción de los chorros de agua al salir.

Posteriormente hizo su aparición la Turbina Cadiat, la cual es una modificación de la tipo Combe. Esta variación consistía en que el tubo alimentador de agua se encontraba sobre la turbina.

Es a partir de aquí donde se toma como punto de partida para el desarrollo de las turbinas modernas, como son las Francis, Kaplan y Pelton .

La primera turbina hidráulica que funcionó se remonta al año de 1826. En este año, una organización francesa conocida con el nombre de Sociedad para el Fomento de la Industria Nacional, hizo un concurso para mejorar la eficiencia de la rueda hidráulica. El ganador fué el joven Ingeniero francés Benoit Fourneyron, quien realizó modificaciones en el proyecto y construcción de los motores hidráulicas. Esta modificación consistió en modificar la Turbina tipo Cadiat empleando una corona de álabes directrices dentro del rodete móvil a fin de obligar al agua a tomar una dirección conveniente. De aquí resultó una velocidad absoluta de salida baja, la rueda estando totalmente dentro del agua hizo que los canales estuvieran totalmente llenos. Este tipo de turbina es generalmente considerada como la primera turbina moderna. Se trataba de una máquina diseñada para una carga de 108 m, potencia de 48 CV y una velocidad de giro de 2 300 r.p.m.

Fourneyron se basó en las ideas de su maestro Claude Burdin, de quien se dice era un brillante teórico, pero que le faltaba la habilidad del constructor.

Es importante mencionar que esta turbina Fourneyron - Fig. 4.4 - es centrífuga y que, a pesar de que en 1833 había ya varias operando satisfactoriamente - la primera se instaló en Pont-sur-l'Ognon (al sur de Francia), con un rendimiento del 80 % -, en la actualidad ya no se construyen.

Pocos años después hizo su aparición la Turbina Fontaine, de tipo axial o paralelo, cuyo rendimiento no sobrepasaba el 70 % y el cual disminuía también, considerablemente, a medida que se hacía menos consumo de agua.

Posteriormente se inventó la Turbina Jonval. Simultáneamente, los ingenieros Jonval y Henschel realizaron, en sus respectivas turbinas, la aplicación del tubo de aspiración.

La ventaja principal del tubo de aspiración consistió aprovechar de manera íntegra la caída disponible, aun cuando se encuentre colocado el rodete móvil de la turbina a un nivel superior al del agua en el canal de desfogue.

En estas turbinas el agua se mueve en dirección axial, aunque tienen el inconveniente de que el rodete resulta inaccesible y además el cambio de sección al pasar el agua del rodete al tubo de aspiración obra muy desfavorablemente, originándose torbellinos.

Cabe señalar que la turbina Jonval es del tipo axial, como la Fontaine, pero su característica especial es que va montada en un punto intermedio entre los niveles superior e inferior del salto y no en la parte inferior, como en las anteriores.

En la Turbina Henschel-Jonval ( Fig. 4.5 ), de tipo vertical y axial, mediante el tubo de aspiración puede aprovecharse toda la caída, quedando el rodete elevado sobre el nivel del agua en el canal de desfogue, siendo por tanto accesible.

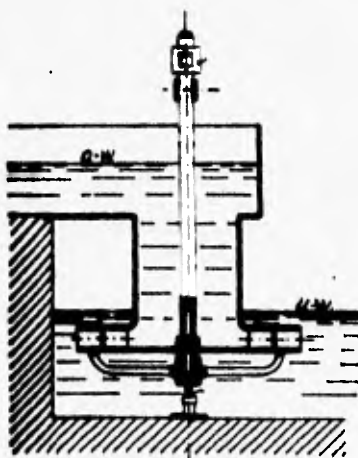


Fig. 5.4. Turbina Fourneyron

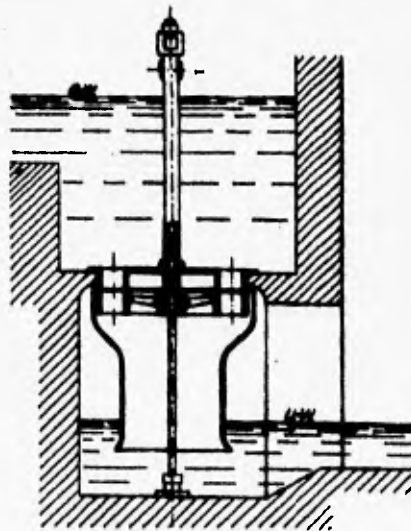


Fig. 5.5. Turbina Henschel-Jonval

En 1846 el ingeniero suizo Zuppinger inventó la turbina que lleva su nombre, la cual es del tipo tangencial o "de cucharas". La admisión tiene lugar por una o más boquillas que lanzan el agua en dirección tangencial

A mediados del siglo pasado, en 1847, el estadounidense de origen británico, James Bicheno Francis presentó la turbina que lleva su nombre. Esta turbina (Fig. 4.6) es del tipo radial debido a que, cuando el agua pasa por el rotor, lo hace en la dirección radial.

Ya en 1838 Samuel Dowd había obtenido, mediante algunas pruebas, diversos valores de potencia de la turbina centripeta, pero Francis la perfeccionó a tal punto que se le asignó su nombre. Actualmente es la turbina más generalizada en el mundo, debido a su versatilidad, ya que lo mismo se le encuentra en caídas de agua de 30 m como también en caídas de 550 m y con gastos que van de los 10 a los 200  $m^3/s$ .

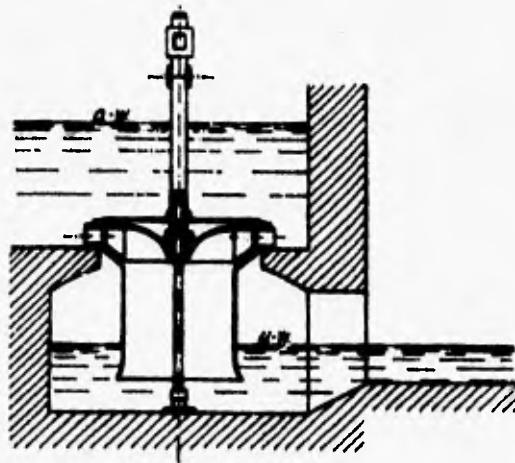


Fig. 4.6. Turbina Francis

Algunos años después se patentó la turbina Michell o de doble efecto - también se le conoce con el nombre de Banki -, la cual se empleó para saltos pequeños, de hasta 12 m. Esta turbina (Fig. 4.7) se adapta a cualquier gasto de agua, pues basta con que el rodete en forma de tambor sea más largo o más corto.

Es una turbina de chorro en la que la admisión se efectúa inicialmente por un aparato que dirige el agua hacia el rodete, construido en forma de tambor; el agua circula por los álabes de la izquierda, sale de ellos con cierta velocidad y atraviesa el interior del rodete penetrando en los álabes opuestos y efectuando un nuevo trabajo.

La firma suiza Richard Ossberger de Weissenburg construye estas máquinas - aunque cada vez en menor cantidad - con el nombre de "turbinas Michell - Ossberger", con diámetros  $D_1 = 3.0, 4.0, 5.0$  y  $6.0$  m, desde la turbina corta, con una velocidad específica  $n_s = 20$ , hasta la turbina larga o de cuatro cuerpos, cuya velocidad específica puede llegar a  $n_s = 200$ .

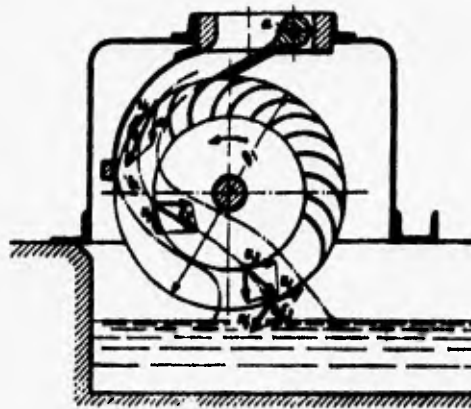


Fig. 4.7. Turbina de doble efecto

Según la casa constructora la eficiencia debe alcanzar hasta el 87 %, pero realmente escasean datos sobre el empleo práctico de este tipo de turbinas.

En 1850 el Ingeniero Schwamkrug patentó la turbina que lleva su nombre (Fig. 4.8), la cual es una turbina del tipo radial y centrífuga que consta de una sola boquilla para salida del agua; esta disposición se emplea hoy todavía con alguna frecuencia para grandes desniveles en casos en que el caudal es reducido.

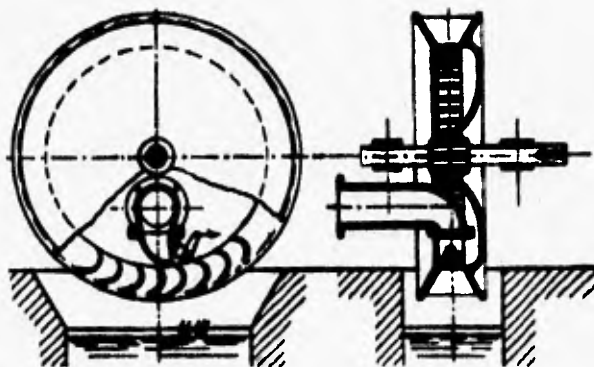


Fig. 4.8. Turbina Schwamkrug

Algunos años después, en 1863, el francés Girard inventó la turbina que lleva su nombre. Esta turbina durante muchos años desempeñó una función sumamente importante en la construcción de las turbinas. Es una turbina axial (Fig. 4.9) cuyo rodete ha de quedar

libremente instalado y fuera del agua, con los inconvenientes de pérdida de salto y difícil acceso; siendo no menor el peligro de que al embalsarse el agua en el cauce de salida eleve su nivel y alcance el rodete, con lo que perjudica notablemente el modo de funcionar y el rendimiento, y si se quiere evitar colocando el rodete a mayor altura se disminuye la carga.

Para evitar estos inconvenientes se transformó la turbina Girard en la denominada turbina límite o de combinación. En su aspecto exterior es exactamente igual a las turbinas Girard, sin otra diferencia característica que la forma de los ábes del rodete, los que están provistos de unas espaldas o sillas que disminuyen la sección y hacen que el chorro vaya completamente guiado.

Esta clase de turbinas ya no se construyen desde hace bastante tiempo.

En 1880 Lester Allen Pelton, nacido en Vernouillon, Ohio, EUA, patentó la turbina que lleva su nombre. Pelton, quien se encontraba buscando oro en California, concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas que aprovechara la energía cinética de un chorro de agua, proveniente de una tubería a presión, incidiendo tangencialmente sobre la misma.

A la turbina Pelton (Fig. 4.10) también se le conoce como turbina de impulso, debido a que exclusivamente aprovecha la energía cinética del agua, aunque también se le clasifica como tangencial debido a la particular forma de ataque del agua al rotor.

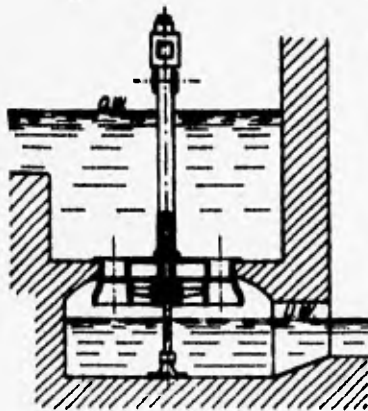


Fig. 4.9. Turbina Girard

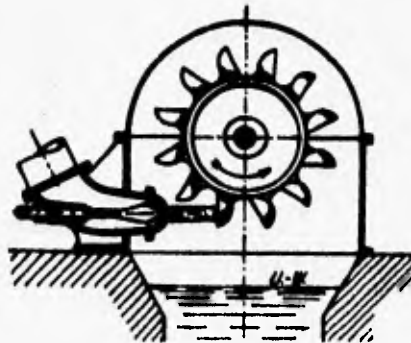


Fig. 4.10. Turbina Pelton

Ya iniciado el siglo XX, en 1914, para ser exactos, el Ingeniero Checoslovaco Victor Kaplan, profesor de la Universidad Tecnológica de Brno, presentó la turbina que lleva su nombre (fig. 4.11).

Kaplan concibió la idea de corregir el paso de los álabes automáticamente con las variaciones de la potencia. Debido a que a comienzos del siglo la técnica constructiva estaba poco desarrollada, todo hacía suponer que la idea de Kaplan era utópica, irrealizable.

Sin embargo, a medida que avanzaba el siglo XX, el desarrollo tecnológico y la construcción de la turbina Kaplan recibieron grandes impulsos, presentando progresos tales que fueron imponiéndose este tipo de turbina, primero en Europa y, posteriormente, en el mundo entero.

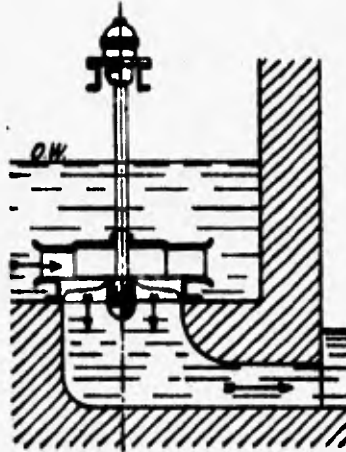


Fig. 4.11. Turbina Kaplan

Actualmente la turbina Kaplan encuentra aplicación en una gama de cargas que varían de 1 a 90 m. Incluso va invadiendo el campo de las cargas medias en el que la Francis parecía ser insustituible.

En el capítulo correspondiente a las características y elementos constitutivos principales de las turbinas se realiza un análisis más profundo de las turbinas Francis, Kaplan y Pelton., por ser éstas las convencionales y las más comunes en la actualidad.

En 1956, el ingeniero suizo Dériaz, trabajando para la English Electric, inventó la turbina que lleva su nombre, y que aún despierta mucho interés en la explotación de los saltos de mediana y gran altura. Esta turbina puede construirse también como una bomba-turbina reversible.

La turbina Dériaz (Fig. 4.12) acoplada a un motor-generador síncrono constituye un grupo binario, que reduce el precio invertido en la maquinaria, ya que actúa como bomba y como turbina.

Las primeras turbinas se construyeron para la central de acumulación por bombeo Sir Adam Beck en el niágara del Canadá.

Las segundas turbinas Dériaz del mundo entraron en funcionamiento en la Central de Amagaze del Japón de potencia unitaria de 51 500 kw. Las características de ésta máquina son: diámetro del rodete = 6.4 m,  $P = 40\ 500\ kw$ ,  $n = 92.3\ r.p.m.$ , con un caudal de 142 a 113  $m^3/s$ , correspondiente a alturas efectivas de 18.3 hasta 25.9 m.

Es importante señalar que la turbina Dériaz es como una turbina Kaplan de álabes orientables.

A mediados de la década de los cincuenta aparecieron las turbinas bulbo, las tubulares y las de pozo., propias para los aprovechamientos de pequeñas cargas (5, 10 y hasta 15 m) que eran incoasteables para las turbinas convencionales.

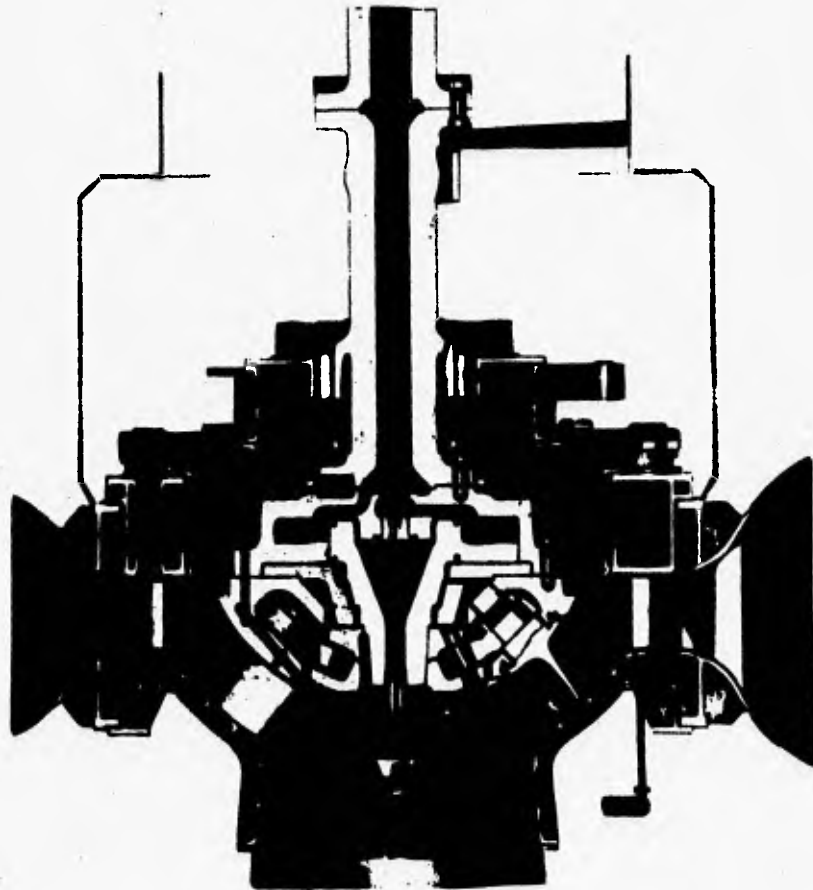


Fig. 4.12. Turbo bomba moderna tipo Dériaz

A principios de la década de los setenta, en Suiza, la casa ESCHER WYSS de Zurich, presentó la turbina STRAFLO ( Straight Flow ) con aplicación para pequeñas cargas.

La particularidad fundamental en todas ellas es que el eje se ha dispuesto en la dirección horizontal o casi horizontal, a fin de reducir las dimensiones en vertical y por tanto las excavaciones.

En la Turbina Tubular (Fig. 4.13) el generador va instalado en el exterior, fuera del ducto de paso del agua. Esto reduce el costo del generador, que puede ser así del tipo convencional, aunque presente algunos problemas de sellado de la flecha, de vibración por mayor longitud y de desfogue.

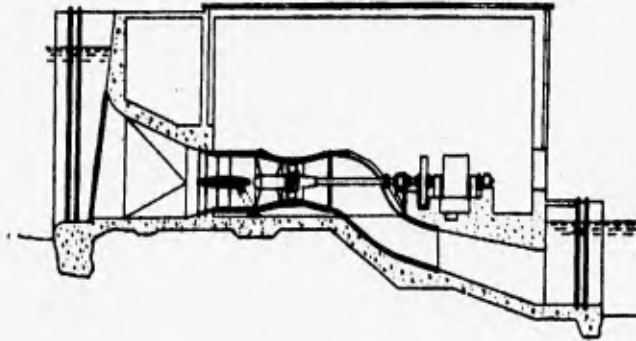


Fig. 4.13. Turbina Tubular

En la Turbina Bulbo (fig. 4.14), de origen francés, el generador está encerrado en un recinto metálico estanco, que generalmente precede al rotor, apareciendo el conjunto como una pera o bulbo, de donde se deriva su nombre. Para el acceso al generador, así como para el paso de las conducciones y servicios, se dispone de un ducto o chimenea que comunica con el exterior. Este sistema es ligeramente más costoso, pues requiere el empleo de generadores de diseño especial, pero tiene la ventaja de que facilita el desfogue, incrementándose la energía recuperada en el mismo.

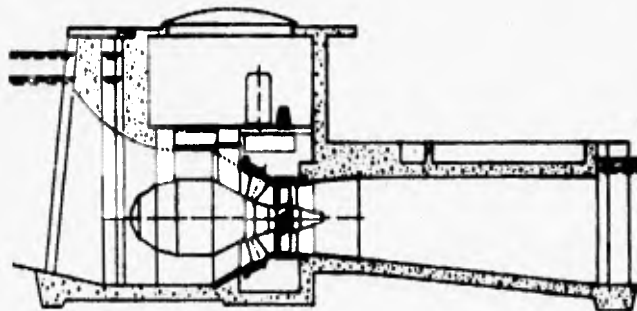


Fig. 4.14. Turbina tipo bulbo



En la Turbina tipo Pozo (Fig. 4.15) el generador se independiza del rotor de la turbina por medio de muros de concreto, manteniéndolo en el mismo eje de la turbina o desplazándolo transversalmente.

En este último caso la transmisión de la potencia se efectúa por medio de un multiplicador, pudiéndose hacer uso de generadores más económicos.

La obra de fábrica es un poco más complicada en cualquier caso y por esto el empleo de éstos últimos tipos de turbinas es más limitado, en relación con las anteriores.

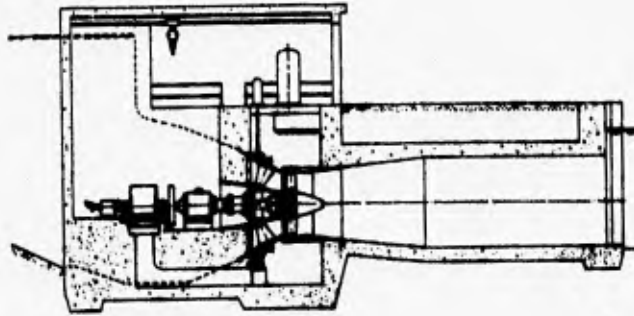


Fig. 4.15. Turbina tipo pozo

La turbina STRAFLO (Fig. 4.16) de la Escher Wyss es parecida a la tipo bulbo, con la particularidad de que el alternador se halla fuera del bulbo y libre del flujo del agua, rodeando el rotor de la turbina. El rotor del alternador es arrastrado por el rotor de la turbina. Existe un problema de sellado entre ambos rotores, el cual al parecer se encuentra ya bien resuelto; esperando llegar a potencias hasta de 100 MW.

#### 4.1.1.- Cronología del nacimiento de las turbinas

A continuación se presenta una cronología del nacimiento de las turbinas.

- 1827. Fourneyron inventa la primera máquina hidráulica prácticamente utilizable que transformó posteriormente en turbina de reacción. Regulación del nivel de agua por medio de diversas coronas. A ser posible, conviene funcione con un caudal constante y salto variable.
- 1841. Hensel. Jonval: Primera turbina axial de reacción con tubo de aspiración: regulación del nivel de agua por medio de varias coronas: caudal lo más constante posible, salto variable.
- 1842. Rueda tangencial de Zuppinger, para grandes saltos y caudales reducidos.
- 1843. Fontaine construyó la turbina Jonval para saltos constantes y caudales variables, trabajando a libre desviación. Regulación simultánea de todas las células.

- 1848. Schwamkrug: Primera turbina parcial para grandes saltos y caudales reducidos.
- 1849. Francis patenta la turbina que lleva su nombre.
- 1851. Girard perfeccionó la turbina Fontaine, regulando las células consecutivamente asegurando su ventilación y construyendo la turbina parcial; salto lo más constante posible.
- 1860. Haenel, Knop y Lehmann construyeron la turbina Girard en forma de turbina límite para caudales y saltos variables.
- 1872. Fink: Paletas directrices giratorias; primera regulación correcta de las turbinas de reacción (regulación de la presión en el intersticio).
- 1873. Voith construye la primera turbina Francis con paletas Fink.
- 1880. Se patenta la rueda Pelton.
- 1912. Se realizan los primeros experimentos con la turbina Kaplan.
- 1925. Puesta en marcha de la primera turbina Kaplan, de grandes dimensiones.

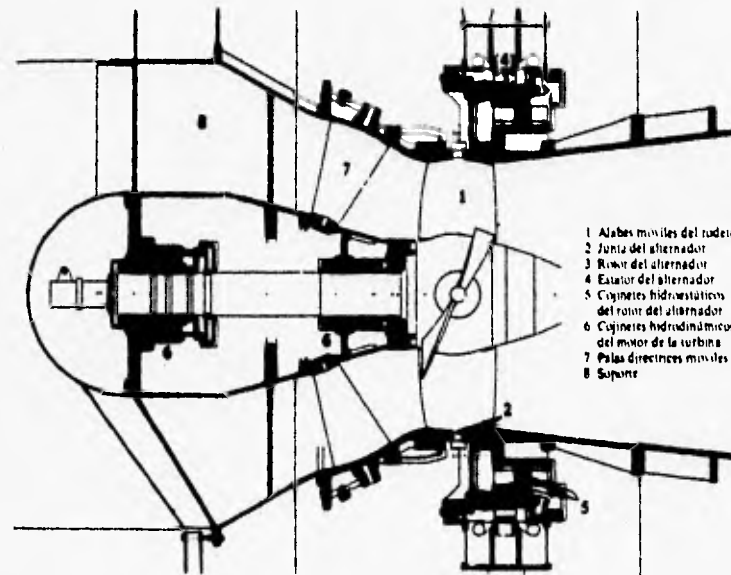


Fig. 4.16. Turbina STRAFLO

#### 4.2.- Clasificación antigua de las máquinas hidráulicas

Hoy día, como ya se comentó en el capítulo tres, existen diversas clasificaciones de las máquinas hidráulicas que se basan en aspectos técnicos, como son el diseño, el sentido del flujo en su paso por el rotor o el tipo de fluido con el cual trabajan, entre otras.

Pero no todo el tiempo han existido este tipo de clasificaciones. Hace apenas unos sesenta años las clasificaciones y nombres eran un tanto diferentes a los actuales.

En aquellos años se hablaba de que los Motores Hidráulicos (lo que hoy denominamos máquinas hidráulicas) se clasificaban en dos grandes clases generales : Las Ruedas Hidráulicas y las Turbinas; aunque se reconocía el hecho de que no existía una forma o base general para clasificarlos.

Aun cuando en los textos actuales de Ingeniería Hidráulica, dentro de las máquinas hidráulicas, las ruedas hidráulicas no están consideradas debido principalmente a que no son precisamente máquinas hidráulicas .

En este trabajo se hace alusión a las ruedas hidráulicas simplemente en el contexto de los antecedentes técnicos de las turbinas , y no porque en esta tesis se le considere una "máquina hidráulica". Otro motivo que impulsa la realización de una descripción general de las ruedas hidráulicas es el hecho de que, a pesar de su antigüedad, existen todavía en operación numerosas instalaciones de ruedas hidráulicas, principalmente en los países nórdicos.

La definición que en aquellos tiempos se daba de estas "máquinas" es la siguiente :

. **RUEDA HIDRAULICA** : Son aquellos motores en los cuales el agua entra y actúa únicamente en parte de la circunferencia de la rueda.

. **TURBINAS** : Son aquellos motores (máquinas) en los cuales el agua entra y actúa en toda su circunferencia.

Estas divisiones principales también tenían subdivisiones, tomando como bases distintas consideraciones, siendo la más generalizada aquella que analizaba la forma principal en que accionaba el agua.

##### 4.2.1.- Clasificación de las ruedas hidráulicas

Así, las ruedas hidráulicas se encontraban subdivididas, según la forma en que principalmente accionaba el agua, en **Ruedas Hidráulicas Comunes**, **Ruedas de Impulso** y **Ruedas de Reacción**.

##### 4.2.1.1.- Ruedas hidráulicas comunes

En las ruedas hidráulicas comunes el agua actúa principalmente por su propio peso, llenando unos cubos o cajones que al moverse hacia abajo ponen en movimiento la rueda.

Otra característica es que el agua deja los cubos por el mismo sitio por el que entró.

Entre las ruedas hidráulicas comunes se distinguen tres tipos distintos que se diferencian entre sí por el lugar donde se hace la admisión o alimentación del agua que las mueve, dándose origen de ésta manera a las Ruedas de Alimentación por Arriba, las Ruedas de Alimentación por Debajo y las Ruedas de Alimentación lateral o de costado.

#### 4.2.1.1.1.- Ruedas de Alimentación por Arriba

En éste tipo de ruedas el agua entra por la parte superior y obra principalmente por su peso, aunque también se entrega a la rueda un apreciable valor de energía cinética ( ver Fig. 4.17 ).

Esta clase de ruedas han sido construidas hasta de 15 m de diámetro, llegando a obtener eficiencias de 70 a un 80 % .

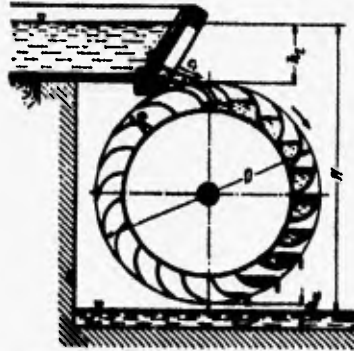


Fig. 4.17. Rueda hidráulica con alimentación superior

#### 4.2.1.1.2.- Ruedas de Alimentación Lateral o de Costado

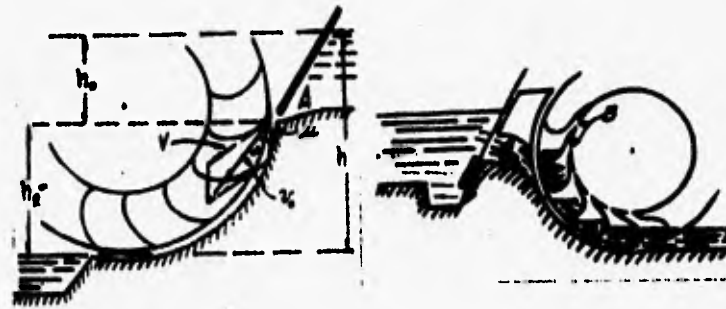
Este tipo de ruedas está diseñado para recibir el agua por uno de los costados, aproximadamente a la altura de su diámetro horizontal.

Consecuentemente su parte inferior se mueve en la dirección del desfogue, quedando ahogada una profundidad de 10 a 15 cm.

Su aplicación más frecuente era para pequeñas caldas de 2.5 a 4.5 m., logrando eficiencias de hasta 50 % para ruedas pequeñas y hasta un 75 % para ruedas grandes bien proyectadas (ver Figs. 4.18 y 4.19).

#### 4.2.1.1.3.- Ruedas de Vertedero

Estas ruedas son una derivación de las ruedas de costado, con admisión baja, con la característica de estar diseñada para caídas no muy grandes y para recibir el agua en un punto apreciablemente debajo del diámetro horizontal., llegando a construirse de diámetros comprendidos entre 3.50 y 7.00 m., con eficiencias de hasta 50 % ( ver Fig. 4.20 ).



Figs. 4.18 y 4.19. Turbina de alimentación lateral o de costado

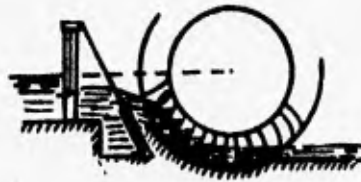


Fig. 4.20. Rueda de vertedero

#### 4.2.1.1.4.- Ruedas de Alimentación por Debajo

Estas ruedas son un caso especial de las Ruedas de Costado operadas totalmente por el impulso recibido en su parte inferior. Sus eficiencias varían en el rango del 20 al 40 %, correspondiendo la eficiencia menor a corrientes de agua no confinadas (por ejemplo la corriente de un río) y las más altas para corrientes de agua que, al ser accionadas, no presenten escurrimientos laterales (Fig. 4.21).

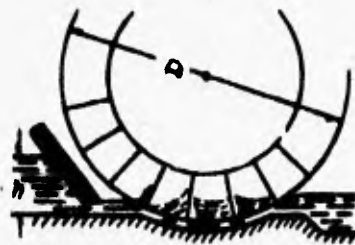


Fig. 4.21. Rueda hidráulica de alimentación por debajo

#### 4.2.1.2.- Ruedas de impulso

Este tipo de ruedas, como su nombre lo indica, son accionadas exclusivamente por la energía cinética del fluido., es decir, por el impulso de la corriente.

Las ruedas de impulso pueden subdividirse según la dirección general que sigue el agua al ejercer su acción sobre las aspas o cangilones en: Radiales, Axiales o paralelas y en Tangenciales.

A su vez, las Radiales se subdividen en Centrifugas y en Centrípetas, según que el agua salga hacia la periferia o hacia el centro de la rueda.

#### 4.2.1.3.- Ruedas de reacción

Las ruedas de reacción se caracterizan por aprovechar la energía estática del agua., aunque también por las grandes pérdidas originadas por la fricción y, consecuentemente, por la excesiva rapidéz en el consumo de la energía disponible.

Es menester señalar que éste tipo de ruedas fueron las que dieron origen prácticamente a la construcción de las turbinas, cuyo estudio se inicia a continuación.

#### 4.3.- Definición de turbina hidráulica

Las turbinas hidráulicas son turbomáquinas motoras que permiten la transferencia de energía del agua a un rodete provisto de álabes, mientras el flujo pasa a través de estos.

#### 4.4.- Diversas clasificaciones de las turbinas hidráulicas

Existen tres clasificaciones de las turbinas hidráulicas, a saber : Según el grado de reacción, según el número específico de revoluciones y según la dirección del flujo en su paso a través del rotor.

##### 4.4.1.- Según el grado de reacción

##### 4.4.1.1.- Definición del grado de reacción

El grado de reacción de una turbomáquina se refiere al modo como trabaja el rodete. Por ejemplo, en una bomba se debe distinguir con claridad la altura de presión que da la bomba,  $H_p$ , y la altura de presión que da el rodete de la bomba,  $H_d$ . La primera normalmente es mayor que  $H_d$ , porque la bomba tiene además de un rodete un sistema difusor y que transforma la energía dinámica que da el rodete,  $H_d$ , en energía de presión, que sumada a la energía de presión del rodete constituye la energía de presión que da toda la bomba. En las turbinas la definición de grado de reacción se realiza de manera análoga.

#### GRADO DE REACCION TEORICO

$$\rho = \frac{H_p}{H_d}$$

Por lo tanto, el grado de reacción de una turbina,  $\epsilon_T$ , se define como:

$$\epsilon_T = \frac{\text{altura de presión absorbida por el rodete}}{\text{altura total absorbida por el rodete}}$$

Es decir, el cociente de la altura que absorbe el rodete en forma de presión por la altura total que absorbe el rodete de la turbina ( el denominador es la altura de Euler,  $H_u$  ).

Siendo  $H_u$  siempre positivo .

- Si  $H_p < 0$ , el grado de reacción es negativo.,
- Si  $H_p = 0$ , el grado de reacción es 0.,
- Si  $0 < H_p < H_u$  el grado de reacción esta comprendido entre 0 y 1 , que es el caso normal.,
- Si  $H_p > H_u$  , el grado de reacción es mayor que 1.

Si la turbina absorbe la mitad de su energía en forma de presión y la otra mitad en forma de energía dinámica, el grado de reacción es igual a 1/2 .

Ahora bien, las turbinas hidráulicas, según el grado de reacción, se clasifican en dos grupos :

Turbinas de acción y turbinas de reacción.

- . Si el grado de reacción es 0 , la turbina se llama de acción ( o impulso )
- . Si el grado de reacción es distinto de 0 , la turbina se llama de reacción

### **TURBINAS DE ACCION O IMPULSO**

Este tipo de turbinas se caracterizan por aprovechar exclusivamente la energía cinética del agua, no existiendo por tanto gradientes de presión entre la entrada y la salida de la máquina.

El flujo a través de los álabes del rodete móvil es a superficie libre y a presión atmosférica, la alimentación se hace en puntos bien localizados de la circunferencia del rodete móvil por medio de toberas, se pierde la energía residual cinética de salida del agua de los canchilones y la energía de posición por instalación de la máquina de tal forma que el agua descargada por los canchilones cae libremente al canal de desfogue.

La turbina más representativa es la **PELTON**.

### **TURBINAS DE REACCION**

Estas turbinas se caracterizan por emplear la energía estática del agua, pudiendo también aprovechar la energía dinámica del agua. Otra característica es que el grado de reacción de estas máquinas es siempre menor a la unidad.

En las turbinas de reacción se dispone un ducto alimentador en forma de caracol circundando la máquina, el cual recibe el agua de la tubería de llegada y la sirve al rodete móvil por medio del distribuidor; este último regula el gasto de acuerdo con la potencia exigida a la turbina y además impone al líquido el giro necesario para su acción sobre los álabes. En la descarga del agua de la máquina se instala otro ducto, conocido como tubo de

desfogue, mismo que permite una ganancia en el gradiente de presión y propicia un mejor rendimiento de la máquina.

Las turbinas mas representativas son la **FRANCIS** y la **KAPLAN**.

#### 4.4.2.- Según la velocidad específica

Según el cuadro que se presenta al final del capítulo, en la actualidad se construyen cinco tipos de turbinas : Pelton, Francis, Dériaz, Helice y Kaplan. A éstas hay que añadir las Bombas - Turbinas reversibles.

La turbina Pelton es de acción y las otras cuatro de reacción.

La naturaleza ofrece los saltos hidráulicos con potencias muy variadas y una misma potencia con combinaciones de Q y H ( H : carga ). Por tanto, el rodete de las turbinas hidráulicas va cambiando insensiblemente de forma para adaptarse a las diferentes condiciones de servicio.

Es por lo anterior que la clasificación más precisa de las turbinas hidráulicas es una clasificación numérica, que se hace asignando a toda una familia de turbinas geoméricamente semejantes un número, a saber, el **NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES,  $n_s$** .

$$n_s = \frac{n P_a^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Donde : **n** es la velocidad de rotación, en r.p.m.

**H** es la altura neta, en m

**$P_a$**  es la potencia en el eje o potencia útil, en c.v.

Solo hay un salto brusco de forma cuando se pasa de un rodete de acción ( Pelton ) a un rodete de reacción. Luego todos los tipos de turbinas clasificados según  $n_s$  pueden agruparse en los únicos tipos mencionados en la clasificación anterior : Turbinas de acción y turbinas de reacción.

#### 4.4.2.- Definición de la velocidad específica

El número específico de revoluciones o **VELOCIDAD ESPECIFICA** de una turbina cualquiera viene a ser el número de revoluciones normal de una turbina geoméricamente semejante y en la cual las dimensiones son tales que bajo una caída de un metro desarrollará una potencia de un caballo de vapor, y por lo tanto, la velocidad específica es el número de revoluciones por minuto referido a la unidad de caída y a la unidad de potencia.

### COMENTARIOS

1.- La potencia a disposición de una turbina es proporcional al producto de su gasto por su carga. La potencia efectiva es el producto de su velocidad angular por el par disponible en la flecha.



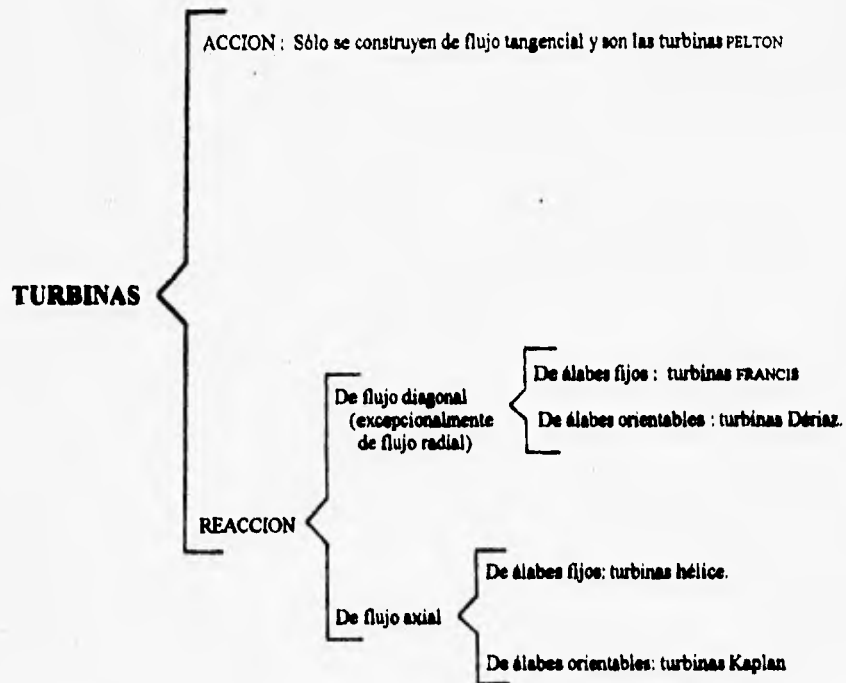
- 2.- Las turbinas de  $n$ , elevado son las adecuadas para caídas pequeñas debido a que permiten utilizar gastos elevados a velocidades reales de la turbina reales.
- 3.- De las Francis, helice y Kaplan, las más rápidas (valores de  $n$ , grandes) son aquellas donde el flujo es casi axial, es decir, la hélice y la Kaplan serán más rápidas que las Francis. De ésto se deduce que las menos rápidas serán aquellas en las cuales el flujo tiende a ser radial.
- 4.- El límite de la velocidad específica actualmente llega a 1200 r.p.m. y sólo en algunos casos aislados se sobrepasa esa cifra.
- 5.- Las turbinas lentas (valores de  $n$ , pequeños) son las apropiadas para emplearse en las caídas altas, en las cuales los gastos son pequeños.

**4.4.3.- Según la dirección del flujo en su paso por el rotor**  
Según la dirección del flujo las turbinas se clasifican en radiales y axiales.

**TURBINAS RADIALES** : Son aquellas turbinas que, cuando el agua pasa por el rodete, lo hace en forma radial. La turbina más representativa de este tipo es la **FRANCIS**.

Cuando el paso del agua por entre los álabes se hace en la dirección del eje de la turbina, se dice que ésta es del tipo **AXIAL**, de las que son representativas la **KAPLAN** y la **PELTON**, aunque a ésta última se le clasifica también como turbina tangencial, por la forma particular de ataque del agua al rodete.

## TIPOS ACTUALES DE TURBINAS



**NOTA** : Las anteriores turbinas hidráulicas son las más comunes en la actualidad para las grandes centrales hidroeléctricas, pero también se fabrican las tipo bulbo, tubular y pozo, mismas que son empladas en centrales mareomotrices o en hidroeléctricas pequeñas.

## **CAPITULO 5 : CARACTERISTICAS Y ELEMENTOS CONSTITUTIVOS PRINCIPALES DE LAS TURBINAS FRANCIS, PELTON Y KAPLAN.**

Es importante mencionar el hecho de que en el presente capítulo se realiza una descripción bastante somera de las turbinas Francis y Pelton -debido a que se le considera como información complementaria-, en contraste con la Kaplan debido principalmente a que esta es precisamente el objetivo de la tesis.

### **5.1.- Pérdidas de energía en el funcionamiento de las turbinas**

Antes de iniciar el presente capítulo se hará el comentario de que, como en toda máquina transformadora de energía, en el funcionamiento de las turbinas se producen ciertas pérdidas de trabajo que determinan el rendimiento de aquellas.

Dichas pérdidas se deben :

- 1) Al rozamiento del agua en el distribuidor
- 2) A las pérdidas en el rodete producidas por el choque de entrada y el cambio brusco de velocidad entre los diversos filetes que salen del distribuidor, y que tropiezan con los cantos de los álabes del rodete;
- 3) Al rozamiento del agua en el tubo de aspiración ( de valor reducido );
- 4) A la separación o distancia que debe existir entre el distribuidor y el rodete, por la cual se escapa una parte del líquido;
- 5) A las resistencias pasivas, propias del funcionamiento de la turbina;
- 6) A la velocidad de salida que forzosamente, aunque pequeña, ha de tener cierto valor para que el agua salga por el tubo de desfogue.

Todas estas pérdidas suman una cantidad de energía que reduce el valor de la energía teórica y, por ello, la máquina tiene un rendimiento que puede estar comprendida entre 0.82 y 0.91 (variable de una a otra turbina).

Se comprende, pues, que para que el rendimiento sea máximo, cada turbina y naturalmente su rodete deben calcularse con arreglo a los datos fundamentales que son : carga, gasto y número de revoluciones. Si la carga o el gasto varían en una turbina, el rendimiento vendrá afectado por estas variaciones.

### **5.2.- Características generales de la turbina Francis**

Como ya se ha dicho, la turbina Francis es, en la actualidad, la turbina hidráulica típica de reacción de flujo radial., llevando su nombre en honor al ingeniero James Bicheno Francis, quien fué el encargado de realizar algunos proyectos hidráulicos, en los Estados Unidos, utilizando turbinas centrípetas, esto es; con recorrido radial del agua de afuera hacia adentro, para un debido aprovechamiento de la acción centrípeta  $\frac{U_1^2 - U_2^2}{2g}$ , (Ec. 5.1) en la transferencia energética al rotor.

La turbina Francis ha evolucionado mucho en el curso de este siglo, encontrando buena aplicación en aprovechamientos hidráulicos de características muy variables de carga y gasto.

Se encuentran turbinas Francis cargas que varían en un rango de 30 a 550 m y con gastos que van de los 200 a los 10  $m^3/s$ . Esta versatilidad ha hecho que la turbina Francis sea la turbina más generalizada en el mundo hasta el momento.

De acuerdo con la ponderación de la carga sobre el gasto o viceversa, se originan unas particulares características en la máquina, que dan lugar a dos tipos, no siempre completamente definidos : la Francis pura y la Francis mixta.

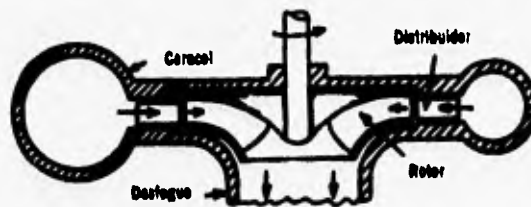


Fig. 5.1 Turbina Francis puramente radial

#### 5.2.1.- Turbina Francis puramente radial

En la Francis puramente radial (Fig. 5.1), prácticamente toda la transferencia energética de fluido a rotor se efectúa mientras el agua pasa a través de los álabes, todo el tiempo, en dirección radial y de afuera hacia adentro, con aprovechamiento máximo de la acción centrípeta, para lo cual se procura siempre dar al agua un recorrido radial relativamente largo, que hace crecer al término definido por la Ec. (5.1). Sin embargo, se hace difícil el desfogue central, por lo que el gasto se halla en cierta forma limitado.

Se justifica este tipo de Francis pura en los proyectos que cuentan con cargas relativamente grandes y caudales relativamente reducidos.

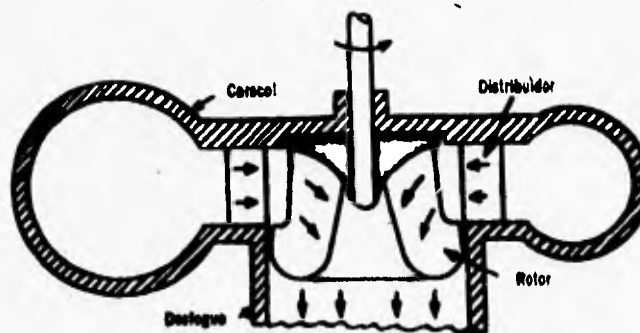


Fig. 5.2 Turbina Francis mixta

### 5.2.2.- Turbina Francis mixta

En la Francis mixta (Fig. 5.2), el agua recorre los álabes en dirección radial y de afuera hacia adentro sólo en una parte de los mismos (la superior), terminando el agua su recorrido por entre los álabes en dirección axial (vertical hacia abajo en las máquinas de eje vertical), en cuya fase final trabaja como turbina axial. La ponderación de la acción radial y de la axial puede establecerse en forma gradual según las exigencias de la carga y caudal disponible.

Evidentemente la acción axial se acentúa cuando aumenta el caudal con relación a la carga, para una determinada potencia.

En la Francis mixta, para lograr la doble acción, los álabes deben tener una forma muy particular, que los hace aparecer alargados en dirección axial, presentando conjuntamente una forma abocardada que, naturalmente, facilita el desfogue de mayor caudal. La Francis mixta tiene así aplicación en saltos de agua de cargas medianas y bajas, con caudales medianos y relativamente grandes.

Según sea la carga se puede elegir entre varios tipos de rodete, es decir lentos, normales, rápidos y extrarápidos, denominación que se basa en la velocidad específica y no en la velocidad angular; además los rodetes se diferencian entre sí por su forma.

### CARACTERISTICAS

El tipo normal tiene un rodete en el cuál el diámetro de entrada  $D_1$  es ligeramente mayor que el tubo de desfogue  $D_2$ . El agua atraviesa el rodete, desviándose en la dirección radial a la axial con la cuál entra al tubo de aspiración.

En los rodetes Francis lentos la diferencia entre el diámetro de entrada y el de salida y el cambio de dirección son muchos más pronunciadas.

Con los rodetes rápidos se obtienen velocidades de operación más altas para el mismo salto.

#### Lentos

1. La sección de entrada es estrecha.
2. El diámetro de salida es chico mientras que el de entrada es grande.
3. Flujo radial - axial
4. Se utiliza en caídas grandes.

#### Rápidos

1. El entrehierro es grande
2. El diámetro de entrada es chico y el de salida grande.
3. Flujo casi axial.
4. Se utiliza en caídas pequeñas.

### 5.2.3.- Elementos constitutivos principales de la turbina Francis

Los órganos principales de una turbina Francis son: el caracol, el distribuidor, el rodete móvil y el tubo de desfogue.

La carcasa, caja espiral o caracol es un ducto alimentador de sección generalmente circular y diámetro decreciente, que circunda al rotor, procurando el fluido necesario para la operación de la turbina. La carcasa convierte la energía de presión en energía de velocidad debido a un cambio gradual de áreas, además tiene la función de alimentar uniformemente toda la periferia del rodete. Los materiales empleados para su construcción son: hierro para caídas pequeñas y acero fundido o lámina de acero para grandes caídas.

La sección de entrada del caracol está provista de una brida para conectarla a la tubería que contiene la válvula de entrada. La tubería de desfogue también va unida a la carcasa. Del caracol pasa el agua al distribuidor guiada por unas paletas direccionales fijas a la carcasa.

El distribuidor lo constituye una serie de álabes directores en forma de persiana circular, cuyo paso se puede modificar con la ayuda de un servomotor, lo que permite imponer al fluido la dirección de ataque exigida por el rodete móvil y además regular el gasto de acuerdo con la potencia pedida a la turbina. En el distribuidor se transforma parcialmente la energía de presión en energía cinética.

Las principales funciones del distribuidor son las siguientes:

- 1) Guiar el agua en la dirección más conveniente a los álabes del rodete, para obtener la óptima eficiencia.
- 2) Regular el gasto que penetra al rodete.
- 3) En un caso de emergencia puede servir como válvula.

El rodete móvil o rotor está conformado por los propios álabes, los cuales están engastados en un plato perpendicular al eje de la máquina, de cuyo plato arrancan siguiendo la dirección axial, tomando en forma progresiva un alabeo y abriéndose hacia la dirección radial, con lo que el conjunto presenta forma abocardada, tanto más acentuada cuanto mayor sea la acción axial exigida a la turbina. El plato o rueda de la cual arrancan los álabes es de una sola pieza de fundición, de hierro, acero aleado o acero inoxidable para rodetes grandes y donde puede existir cavitación.

El tubo de desfogue o difusor da salida al agua de la tubería y al mismo tiempo procura una ganancia en carga estática hasta el valor de la presión atmosférica, debida a su forma divergente. Se tiene así a la salida del rotor una presión más baja que la atmosférica y, por tanto, un gradiente de presión dinámica más alta a través del rodete. Su forma puede ser simplemente cónica o más compleja cuando es acodada (sección cónica - elíptica - rectangular).

En las siguientes páginas se muestran las Figs. 5.3, 5.4 y 5.5, en las cuales se pueden observar, en la 5.3, los principales elementos que integran una turbina Francis, en la 5.4 se ilustran varias disposiciones de operación de turbinas Francis, y en la 5.5 se muestra la sección de una turbina Francis instalada en Paradela, Portugal.

En las turbinas Francis, como en todas las turbinas de reacción, el rodete se encuentra confinado en el interior de una estructura hermética (carcaza o caracol). Para observar a plenitud la totalidad de los elementos principales de la turbina en la figura 5.3 se realiza una forma de "extracción" del rodete del interior de la carcaza.

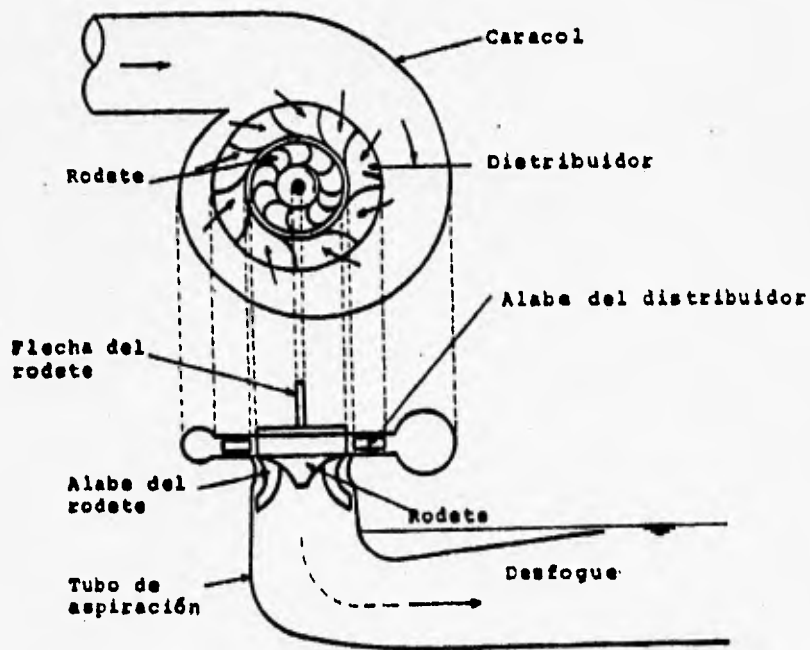
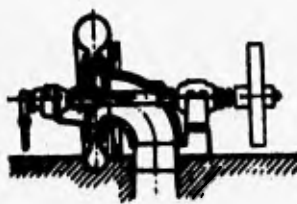


Fig. 5.3. Principales elementos constitutivos de la turbina Francis



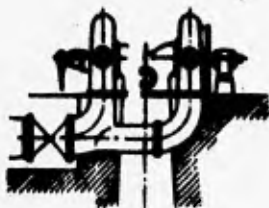
1) Eje vertical, un rotor y un difusor.



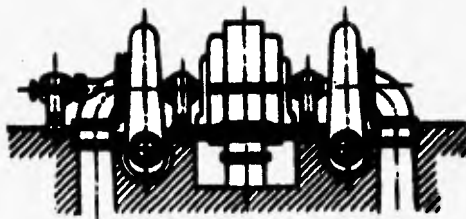
2) Eje horizontal, un rotor y un difusor.



3) Eje horizontal, un rotor y un difusor doble.



4) Eje horizontal, doble rotor y un difusor gemelo.



5) Dos turbinas gemelas en un mismo eje horizontal

Fig. 5.4. Varias disposiciones de operación de turbinas Francis



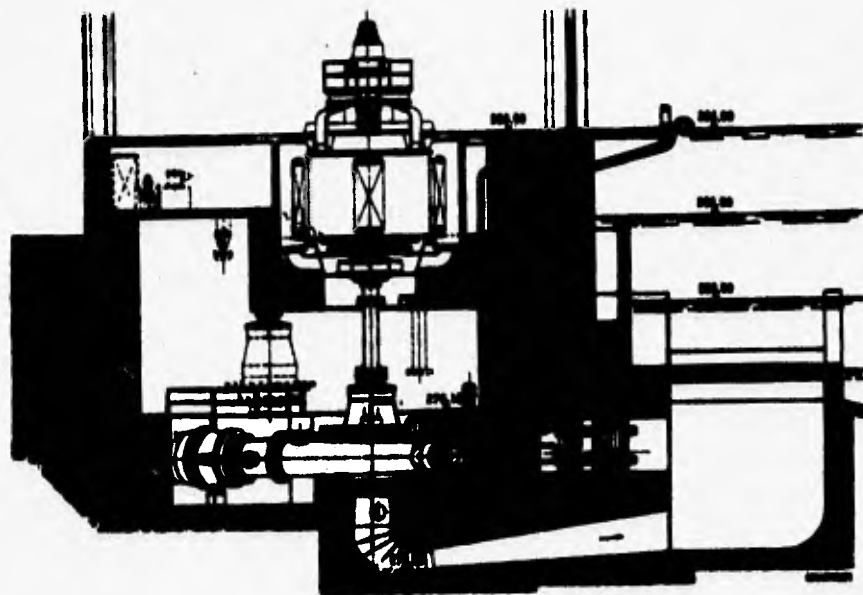


Fig. 5.5. Turbina Francis para una carga de 402.5 m, 56,000 kW y  $N = 600$  rpm., instalada en Paradela, Portugal.

### **5.3.- Características generales de la turbina Pelton**

Las turbinas de impulso o de acción tienen la peculiaridad de aprovechar solamente la energía cinética del fluido; no existe, pues, gradiente de presión entre la entrada y la salida de la máquina. El grado de reacción es cero.

Entre las turbinas hidráulicas de este tipo la más representativa es la Pelton, la cual debe su nombre a Lester Allan Pelton, quien buscando oro en California, concibió la idea de una cuchara con cucharas periféricas que aprovechara la energía cinética de un chorro de agua, proveniente de una tubería de presión, incidiendo tangencialmente sobre la misma. Ensayó diferentes formas de álabes hasta alcanzar una patente de la rueda en 1880, desde cuya fecha ha tenido gran desarrollo y aplicación.

En la turbina Pelton actual la energía cinética del agua, en forma de chorro libre, se genera en una tobera colocada al final de una tubería de presión. La tobera está provista de una aguja de cierre para regular el gasto, constituyendo el conjunto, el órgano de alimentación y de regulación de la turbina.

El álabe tiene la forma de doble cuchara, con una arista diametral sobre la que incide el agua, produciéndose una desviación simétrica en dirección axial, buscando un equilibrio dinámico de la máquina en esa dirección. Por ser el ataque del agua en sentido tangencial a la rueda también se le denomina turbina "tangencial"; por tener el fluido un recorrido axial a su paso por el álabe, se clasifica también entre las máquinas de tipo axial.

Las turbinas Pelton trabajan bajo cargas altas y gastos pequeños. Debido a que las cargas son altas y a los chiflones, la velocidad se incrementa acelerando a su vez los rodetes, consecuentemente la generación es a menor costo. Los cangilones pueden ir montados en el rodete o bien estar fundidos íntegramente con él. Anteriormente los cangilones eran reemplazables pero, debido a que el desgaste en ellos ocurre en forma pareja, motivo por el cual el cambiar cangilones implicaba cambiar la rueda. Por lo anterior es que se recomienda que los cangilones vayan fundidos al rodete.

#### **5.3.1.- Turbinas Pelton de eje horizontal y de eje vertical**

La clasificación más general que puede hacerse de las turbinas Pelton es en tipos de eje horizontal y tipos de eje vertical. Existen otras divisiones que toman en cuenta el número de inyectores por rueda o el número de rotores montados en un mismo eje.

En la disposición de eje horizontal el número de chorros por rueda se reduce generalmente a uno o dos, por resultar complicada la instalación en un plano vertical de las tuberías de alimentación y las agujas de inyección. La rueda queda sin embargo, más accesible para su inspección, lo mismo que los inyectores, con lo que la reparación de averías pequeñas y desgastes por erosión pueden efectuarse sin desmontar la turbina. Encuentra así aplicación, este sistema de montaje, en aquellos casos donde se tienen aguas sucias que producen deterioros o notable acción abrasiva. Con el eje en horizontal se hace también posible instalar turbinas gemelas para un solo generador colocado entre ambas.

Con la disposición de eje en vertical se facilita la colocación del sistema de alimentación en un plano horizontal, lo que permite aumentar el número de chorros por rueda (4 a 6); se puede así incrementar el caudal y tener mayor potencia por unidad. Se acorta la longitud del eje turbina - generador; se amenguan las excavaciones; se puede disminuir el diámetro de la rueda y aumentar la velocidad de giro; se reduce en fin el peso de la turbina por unidad de potencia.

Todo esto viene dando lugar a que encuentre más partidarios la disposición en vertical, a pesar de las preferencias que siempre tuvo, hasta hace poco, la instalación con eje horizontal.

Conviene hacer notar, que con el montaje del eje en vertical, la inspección y las reparaciones se hacen más difíciles, por lo que conviene reservar esta disposición para aquellos casos en que se tengan aguas limpias que no produzcan gran efecto abrasivo sobre los álabes e inyectores; tanto más, que los álabes en este caso, están ya sometidos a una acción más repetida del agua, al existir mayor número de chorros por rueda.

A continuación se ilustra, en la Fig. 5.6 las cuatro disposiciones de turbinas Pelton de eje horizontal y, en la 5.7., se observa una turbina pelton de cuatro chorros y eje vertical.

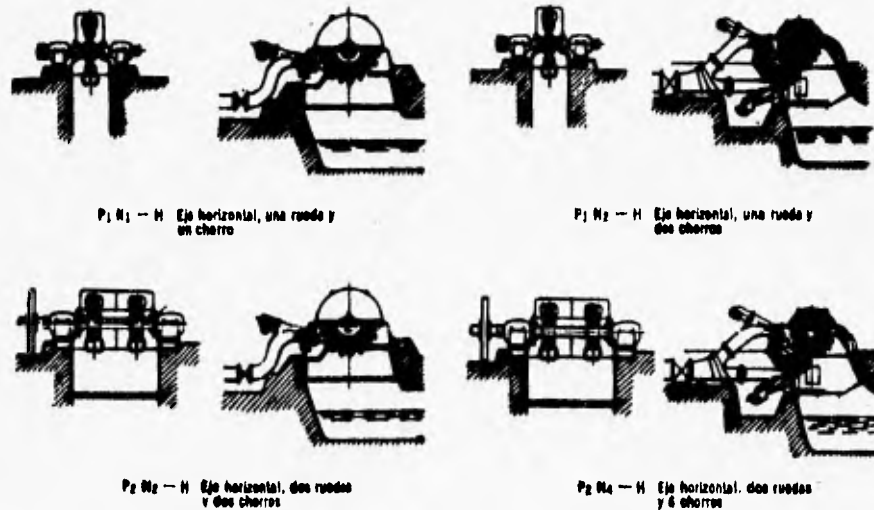


Fig. 5.6. Cuatro disposiciones de turbina Pelton de eje horizontal

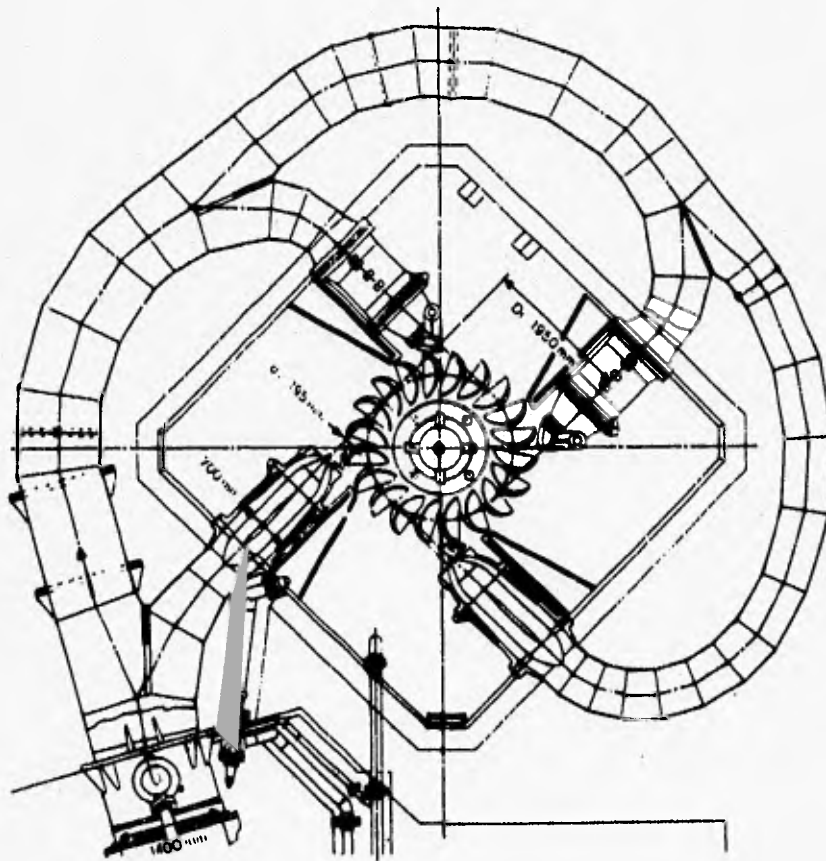


Fig. 5.7. Turbina Pelton de cuatro chorros y eje vertical

#### 5.4.- Características generales de la turbina Kaplan

La turbina Kaplan debe su nombre al ingeniero checoslovaco Víctor Kaplan (1876-1934), quien concibió la idea de corregir el paso de los álabes automáticamente con las variaciones de la potencia.

La Kaplan es una turbina de hélice con álabes ajustables, de forma que la incidencia del agua en el borde de ataque del álabe pueda producirse en las condiciones de máxima acción, cualesquiera que sean los requisitos de caudal o de carga. Se logra así mantener un rendimiento elevado a diferentes valores de la potencia; característica fundamental para un rotor de hélice de álabe fijo, en las cuales la incidencia del agua sobre el borde de ataque se produce bajo ángulos inapropiados al variar la potencia dando lugar a separación o choques, que reducen fuertemente el rendimiento de la unidad.

Sin embargo, el empleo de las turbinas de hélice de álabe fijo puede justificarse en aquellas instalaciones en las que no sea muy sensible la variación de potencia.

Hoy día, la turbina Kaplan se aplica en un rango de cargas que varía aproximadamente de 1 a 90 m.

La turbina Kaplan, para una determinada carga, y por tanto la potencia, permite aumentar el gasto por unidad, además de mantener buen rendimiento en la regulación del gasto o con las oscilaciones de la carga por variación de la cota del nivel del embalse.

La multiplicación de unidades para atender mejor las necesidades de la demanda se hace obligado en las plantas que operan aisladas.

En la actualidad lo más frecuente es la interconexión de plantas, controladas por un Despacho Central, con lo que una planta, en el sistema interconectado, viene a ser como una unidad operando en una planta aislada.

Entre las turbinas Kaplan más grandes del mundo se encuentran las instaladas en la planta de Jhon Day, sobre el río Columbia, en Washington, E.U., con una potencia de 212,000 HP, así como también las "Nohal Tampella" que se encuentran sobre el río Lule ( Suecia ), con una potencia de 182,000 KW por unidad, con un caudal de  $520 \text{ m}^3 / \text{s}$  por unidad bajo 39 m de carga.

La velocidad de la turbina Kaplan es alta, en virtud de que la carga es pequeña con relación al caudal, el cuál, como máquina axial, es muy grande. En el sistema métrico, la velocidad específica práctica llega variar de  $n_s = 300$  a  $n_s = 1100$ , r.p.m., cuya equivalencia en el sistema inglés es de  $N_s = 70$  a  $N_s = 250$  aproximadamente, aunque valores de  $N_s$  inferiores a 100 son poco frecuentes.

El número de álabes de una turbina Kaplan varía de 4 a 9, correspondiendo a mayor velocidad específica menor número de álabes

El diseño de los álabes se suele hacer para el 80 % de la capacidad de gasto de la turbina, ya que en estas condiciones de carga parcial o sobrecarga, en las que con frecuencia se ve obligada a trabajar la máquina.

El estudio y diseño de los álabes de la turbina Kaplan ha sido por mucho tiempo empírico, sin embargo, el rendimiento alcanzado llega a valores del orden del 93 %, lo que justifica el que no se halla prestado mucha atención a los estudios analíticos.

Según Finnie Combe, las velocidades de rotación varían de 500 a 200 r.p.m., las velocidades tangenciales en el extremo del álabe están entre 64 y 124 pies / s., las velocidades de caída son de 37 a 82 pies / s., las velocidades axiales ( $V_a$ ) de 22 a 36 pies / s.

En la Fig. 5.8. se observa un esquema de una turbina Kaplan en el cual se pueden observar algunos de sus elementos constitutivos.

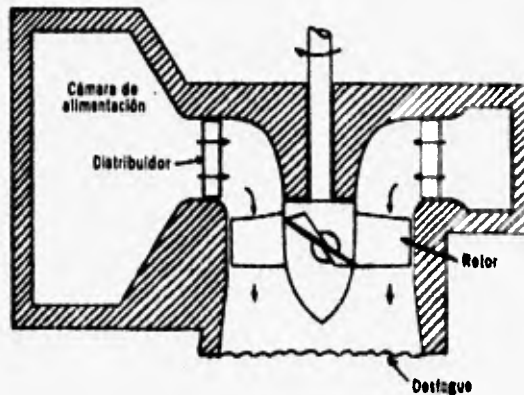


Fig. 5.8. Esquema de una turbina Kaplan

A continuación se presenta, a manera de síntesis, las principales características de las turbinas Kaplan.

- 1.- La turbina Kaplan es una turbina de reacción y su flujo es completamente axial.
- 2.- La turbina Kaplan es una turbina de hélice con álabes móviles, que fue la modificación introducida por el profesor Kaplan.
- 3.- La turbina Kaplan se utiliza para grandes caudales con saltos pequeños, y algunas veces medianos. Las tres características esenciales que le han hecho insustituible para tales casos son :
  - a) dimensiones reducidas
  - b) velocidad relativamente elevada
  - c) rendimiento alto con cargas variables
  - d) notable capacidad para sobrecargas
- 4.- El rodete cuenta solamente con unos pocos álabes, dispuestos en sentido radial y sin corona exterior, y el agua lo atraviesa en sentido axial.
- 5.- Los álabes tienen un perfil aerodinámico con poca curva, que mengua las pérdidas e imprime mayor velocidad del agua. Ello permite reducir los diámetros del rodete,

alcanzándose por consiguiente mayores velocidades que sobrepasan el doble de las que conseguían en turbinas Francis de carga baja.

- 6.- Consecuencia de la movilidad de los álabes son los elevados rendimientos a cargas parciales y la posibilidad de sobrecargar la turbina. Los álabes pueden girar sobre el cubo de la rueda.
- 7.- El rodete va precedido del distribuidor, cuyos álabes directrices son generalmente móviles.  
Estos álabes directores del distribuidor y los del rodete se pueden regular sobre la marcha, a fin de obtener el rendimiento máximo.
- 8.- En saltos pequeños, la entrada del agua a la turbina se efectúa a través de una cámara abierta o bajo presión. En este último caso, la cámara se construye de concreto. Para saltos más elevados la carcasa se hace de chapa de acero, en una forma similar a las carcasas Francis. Estas carcasas se revisten luego, total o parcialmente, con cemento.
- 9.- El paso de la carcasa al distribuidor tiene lugar a través del anillo distribuidor fijo, que se halla empotrado en el concreto.
10. El generador está montado en la parte superior de la turbina, con frecuencia a una cota superior a la de las crecidas máximas, con el fin de protegerlo. Sobre la cruceta del generador se coloca casi siempre, además de la excitatriz, el cojinete de suspensión, el cual debe soportar la carga axial de todas las partes móviles, incluyendo el empuje hidráulico.
11. Las flechas de la turbina Kaplan y del generador deben ser huecos, para poder alojar todos los elementos de regulación que accionarán los álabes del rodete situados en el cubo de la turbina.

#### **5.4.1.- Principio de funcionamiento de las turbinas Kaplan**

Debido a que la turbina Kaplan es una turbina de reacción, enseguida se describe el principio de las turbinas de reacción :

1. En las turbinas de reacción, una parte de la energía del fluido se convierte en energía cinética, al pasar el fluido a través de una carcasa y corona de álabes directores., conjunto llamado distribuidor, que se halla antes del rodete. El resto de la transformación tiene lugar en el rodete móvil.
2. En la turbina de reacción la energía cinética todavía es considerable cuando el fluido abandona el rodete y entra en la tubería de salida. La función de la tubería de desfogue es volver a transformarla en energía de presión por medio de una gradual

expansión de la sección transversal del flujo. Al aplicar la ecuación de Bernoulli se demuestra que se puede producir un vacío que incrementa la carga de la turbina.

3. En las turbinas de reacción, toda la turbina está llena de líquido, y la energía se transforma en trabajo útil por la variación del momento de la cantidad de movimiento de líquido. El flujo pasa en primer lugar a través de los álabes directores, que proporcionan al fluido una velocidad tangencial.

### **ELEMENTOS CONSTITUTIVOS PRINCIPALES**

Los elementos constitutivos principales de una turbina Kaplan son la cámara de alimentación o caracol, el distribuidor, el rodete móvil y el tubo de aspiración.

En la Fig. 7.1 se presenta una sección de una turbina Kaplan de 67,700 KW, en donde se puede apreciar el ducto de escurrimiento y también el gobierno de los álabes del rotor y del distribuidor.

#### **5.4.2.- Funciones y características de los elementos constitutivos principales de la turbina Kaplan**

##### **5.4.2.1.- La carcasa, caja espiral o caracol**

Es un ducto alimentador en forma de caracol que circunda la máquina, el cuál recibe el agua de la tubería de llegada y la sirve al rodete móvil por medio del distribuidor. La sección de la carcasa es generalmente circular y de diámetro decreciente que circunda al rotor, procurando el fluido necesario para la operación de la turbina. Generalmente es de lámina de acero. Del caracol, el agua pasa al distribuidor guiada por unas paletas direccionales fijas a las cascara, que forman los portillos de acceso.

Por razones de equilibrio, es conveniente que la energía del agua que alcanza el contorno del distribuidor sea la misma en todos los puntos del contorno. Como el gasto va disminuyendo a lo largo del caracol, la sección de éste se debe ir reduciendo en forma progresiva.

Con la finalidad de que las pérdidas de carga no afecten mucho, se procura tener una velocidad de escurrimiento relativamente baja, del orden de 6 a 20 pies/s, según la carga.

Si la velocidad media fuera la misma en todas las secciones, el diámetro de una sección cualquiera sería proporcional a la raíz cuadrada del gasto que pasa por ella, de acuerdo con la ecuación de continuidad

Según las dimensiones de la turbina, la carcasa se construye de acero colado, fundición, chapa roblonada o soldadura u hormigón armado (solo o blindado con chapa para evitar fugas), aunque suele ser de concreto en muchos casos, debido a la gran capacidad de gasto que admite la turbina Kaplan.



#### **5.4.2.2.- El distribuidor**

El distribuidor, que sigue a la cámara de alimentación, regula el gasto y además imprime al agua el giro necesario, en una zona de vórtices libres, que precede al rodete, propiciando el ataque adecuado del agua a los álabes para una transferencia de energía eficaz.

Los álabes del distribuidor se ajustan automáticamente, de acuerdo con las necesidades de la potencia, por medio de un servo motor ligado al gobernador que controla la velocidad del eje del grupo turbina - generador .

El distribuidor está constituido por una serie de álabes directores en forma de persiana circular, cuyo paso se puede modificar, como ya se dijo, con la ayuda de un servo motor, lo que permite imponer al fluido la dirección de ataque exigida por el rodete móvil y además regular el gasto de acuerdo con la potencia pedida a la turbina, desde valores máximos a un valor cero, en posición cerrada. En el distribuidor se transforma parcialmente la energía de presión en energía cinética.

#### **CUALIDADES QUE DEBE CUMPLIR UN DISTRIBUIDOR**

- 1.- Servir como válvula de emergencia
- 2.- Permitir el mínimo de pérdida de carga en cualquier posición, principalmente estando abierto.
- 3.- Presentar una estanqueidad en su posición de cierre. (este requisito no es absolutamente indispensable, ya que existe un órgano de guardia, una válvula de mariposa o globo, a la entrada de la turbina ).
- 4.- Debe contener un sistema de comando que requiere una fuerza de maniobra mínima y la presencia de un órgano de seguridad, permitiendo el cierre del distribuidor en caso de bloqueo de un álabe directriz por algún cuerpo extraño.
- 5.- Permitir un mantenimiento fácil con el máximo de comodidad para su desmontaje.

#### **5.4.2.3.- El rodete móvil o rotor**

Está constituido por los propios álabes, los cuales están engastados en un plato perpendicular al eje de la máquina, de cuyo plato arrancan siguiendo la dirección axial, tomando en forma progresiva un alabeo y abriéndose hacia la dirección radial, con lo que el conjunto presenta forma abocardada, tanto más acentuada cuanto mayor sea la acción axial exigida a la turbina. Los álabes se ciñen en su extremo final por un zuncho en forma de anillo para dar la debida rigidez al conjunto.

El rodete de la turbina, de forma de hélice, está constituido por un robusto cubo, cuyo diámetro es del orden del 40 al 50 % del diámetro total al extremo de los álabes, en el cual van empotrados los álabes encargados de efectuar la transferencia de energía del agua al eje de la unidad.

La robustez del cubo se justifica no solo por razones de resistencia mecánica sino también porque debe alojar en su interior el mecanismo de reglaje del paso de los álabes del rotor.

Los álabes del rotor tienen perfil de ala de avión y desarrollo helicoidal. El perfil de ala permite obtener una acción útil del agua sobre el álabe en el movimiento que aquella tiene respecto a éste.

Los álabes del rodete, relativamente poco numerosos, van montados móvilmente en un cubo, que presenta una forma apropiada para reducir al mínimo el juego entre los álabes y el cubo. Los álabes deben ser perfectamente lisos, tanto así que cuando se trate de turbinas grandes son maquinados en una fresadora.

El cubo del rodete es relativamente grande, a fin de que pueda contener en su interior los dos soportes para cada uno de los gorriones de los álabes. Además se encuentran las palancas de mano, bielas, cruceta y todo el varillaje de regulación. El varillaje de regulación es accesible por debajo, quitando la tapa. Con el fin de que los tornillos de fijación no dificulten la afluencia del agua en operación, éstos van colocados en pequeños huecos que luego se rellenan con plomo.

#### **Las principales funciones del rodete son :**

- 1.- Efectuar la transmisión de energía del agua a la turbina, debido a que es el órgano giratorio de la turbina.
- 2.- A partir del momento ejercido sobre el rodete y de la velocidad angular, transmite a la flecha acoplada a él, una potencia proporcional a las dos primeras cantidades.
- 3.- Disminuir la velocidad del agua tanto como se pueda.

#### **5.4.2.3.1.- Movimiento de los álabes**

Para mover los álabes del rodete se ejerce una fuerza axial sobre la varilla de mando, que actúa sobre el émbolo del servomotor que gira con el eje. Como cilindro del servomotor se utiliza el agrandamiento cilíndrico del extremo superior del eje de la turbina, sirviendo como tapa la brida inferior del eje del alternador. El émbolo se ajusta al cilindro del servomotor lo más exactamente posible, de manera que las pérdidas de aceite sean reducidas al mínimo. Este émbolo se mantiene centrado por la varilla de mando, la cual a su vez se desliza sobre dos guías. Una de estas guías está situada en el cubo sobre la cruceta; la otra, en el eje hueco, debajo del servomotor. Esta varilla de mando va provista también de anillos de junta, que evitan pérdidas excesivas de aceite.

El eje hueco de la turbina se construye de acero, con una brida inferior para la unión a la rueda motriz, y una brida superior de acoplamiento con el alternador. El eje esta generalmente guiado por un solo cojinete, montado cerca de la rueda en la prolongación de la tapa del distribuidor. El cojinete está lubricado generalmente con aceite a presión.

El prensa - estopas se coloca siempre debajo del cojinete guía. De ésta forma, el agua y sus impurezas no pueden oxidar y desgastar el cojinete del eje.

En la mayoría de los casos, el prensa - estopas esta constituido por anillos de carbono, apretados en sentido radial por resortes anulares y en sentido axial por hojas elásticas, obteniéndose de ésta manera un cierre hermético seguro.

#### **5.4.2.4.- El tubo de desfogue o difusor**

El tubo de desfogue o difusor da salida al agua de la tubería y al mismo tiempo procura una ganancia en carga estática hasta el valor de la presión atmosférica.

Se tiene así a la salida del rodete una presión más baja que la atmosférica y, por tanto, un gradiente de presión dinámica más alta a través del rodete.

Al servir como órgano recuperador de energía tiene justificado el nombre que también se le da de difusor, ya que debido a su forma divergente, produce una desaceleración del agua que sale de la turbina, convirtiendo la energía cinética del agua en energía de presión.

Por otra parte, como la presión de salida del ducto es la atmosférica, se tendrá en el origen del mismo, a la salida del rotor, una presión inferior a la atmosférica, que dará lugar a un gradiente de presión más alto entre la entrada y la salida del agua del rodete móvil y por tanto a un mejor aprovechamiento de la energía del fluido, que incrementa la potencia de la turbina.

La energía recuperada en el difusor es proporcionalmente más elevada cuanto mayor es la velocidad específica de la turbina.

En las turbinas Kaplan un diseño más cuidadoso del tubo de desfogue permite recuperaciones de energía cinética que llegan, en algunas ocasiones, al 50 % de la energía total transferida del fluido a la máquina.

Generalmente el tubo de desfogue es casi siempre acodada ( la sección es cónico - elíptica - rectangular ), aunque también puede ser cónica, simplemente ( tubo Moody ).

#### **Funciones principales del tubo de desfogue.**

Las principales funciones del tubo de desfogue o aspiración son :

- 1.- Evitar que el agua salga directamente a la atmósfera regulando la salida y permitiendo que se instale la turbina a un nivel más alto que el de aguas abajo.
- 2.- Permite obtener una presión menor a la atmosférica ( la presión es negativa ).
- 3.- Permite descargar el agua, de la salida del rodete de una turbina, hacia el canal aguas abajo de la instalación.

- 4.- Si la turbina, por razones de explotación ( o de cavitación ), por ejemplo, es instalada debajo del canal de fuga, el tubo de desfogue permite la recuperación de esta altura que de otro modo sería pérdida.
- 5.- Permite la recuperación en parte de la energía cinética  $[ V^2 / 2g ]$  que posee el agua debido a la velocidad residual, a la salida del rodete.

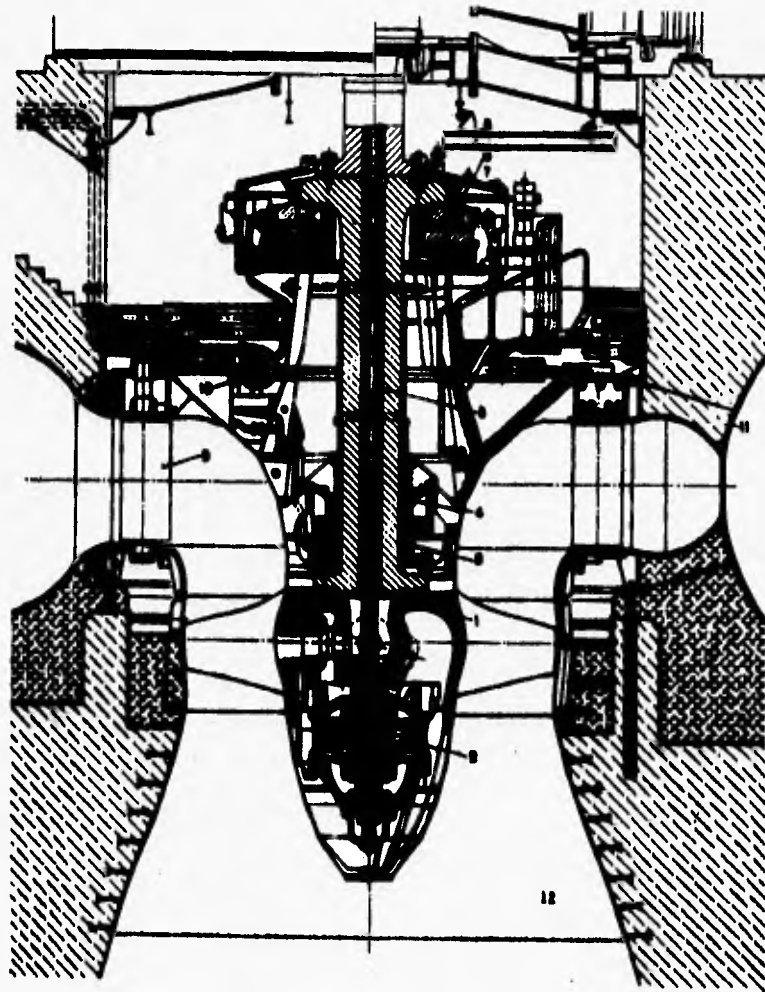


Fig. 3.9. Sección de una turbina Kaplan

En la fig. 5.9 se observa una turbina Kaplan instalada en Ribarroja, España, en la cual se pueden observar los siguientes elementos:

- 1) Cubo del rodete
- 2) Servomotor del rotor
- 3) Sello
- 4) Cojinete
- 5) Tubos de lubricación
- 6) Chumacera de carga
- 7) Bomba para lubricación de la chumacera
- 8) Grúa
- 9) Alabe del distribuidor
- 10) Servomotor del distribuidor
- 11) Caracol metálico
- 12) Tubo de desfogue

#### 5.4.3.- Variación de la presión y de la velocidad del agua

La variación de la presión y de la velocidad del agua a través de los diferentes órganos que componen una turbina de reacción, como la Kaplan, se puede observar en la Fig. . Se incluye un tramo de la tubería de presión que alimenta la máquina, aún cuando no forma parte de la turbina, pero con lo cual se quiere hacer notar la forma en que va aumentando la presión del agua hasta alcanzar el caracol, mientras la velocidad permanece constante en la tubería, ya que el diámetro se considera constante y el flujo estable. La velocidad en la tubería de presión es del orden de 15 pies/s y nunca debe exceder los 20 pies/s. La carga de posición del agua va disminuyendo a medida que se acerca al caracol, permaneciendo la carga total constante en el ducto cerrado de la tubería según el teorema de Bernoulli.

En el caracol se mantiene constante la energía del fluido en toda la zona periférica del distribuidor, por razones de equilibrio dinámico. A través de los portillos direccionales pasa el agua seguidamente al distribuidor, donde se produce una aceleración que incrementa la energía cinética, al mismo tiempo que cae la presión y se impone al líquido el giro necesario para la transferencia de energía al rotor.

Enseguida ataca el agua a los álabes del rotor con una velocidad  $V_1$  y una presión  $p_1$ . En su paso por entre los álabes cede casi toda su energía al rotor, conservando solo valores residuales ( $V_2, p_2$ ) a la salida, para continuar su curso hacia el tubo de desfogue o difusor, en el cual el agua disminuye aún más su energía dinámica, incrementándose ligeramente la presión. El agua termina su recorrido por el ducto cerrado, que se inició en el nivel de aguas arriba en el embalse, descargando en el socaz o bajo cauce del río a la presión atmosférica. Como  $p_2 < p_{atm}$ , el tubo de desfogue permite aumentar el gradiente de presión en el rotor, en el valor  $(p_{atm} - p_2)$ .

Es importante señalar que las líneas de la fig. 5.10 no representan carga piezométrica ni carga de velocidad, sino solamente la forma cualitativa de variación de la presión y de la velocidad.

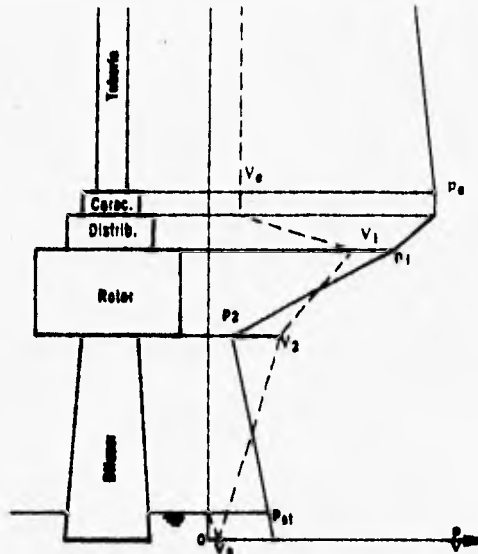


Fig. 5.10. Variación de la presión y de la velocidad del agua en los diferentes órganos de una turbina de reacción.

#### 5.4.4.- Regulación de la turbina

Es importante señalar que, para que el sistema turbogenerador funcione de manera adecuada, es necesario que la frecuencia de la corriente que reciban sea siempre constante, lo que implica que el rotor del generador y el rodete de la turbina siempre giren a la misma velocidad. El procedimiento seguido para mantener constante la frecuencia se conoce como regulación.

La turbina se acopla rigidamente a un alternador al cual mueve para generar energía eléctrica. Este debe girar siempre a una velocidad fija, condicionada por la frecuencia y el número de polos. Sin embargo, la potencia absorbida por el generador varía según las exigencias de la curva de la demanda de energía eléctrica del sistema a que está conectado.

Si, por ejemplo, la demanda de energía se reduce, el generador debe disminuir la producción, dicho de otra forma, exige menor potencia a la turbina. Si se mantuviera, para este caso, la misma potencia en la turbina, ésta tendería a aumentar su velocidad debido a que encontraría menor resistencia en el generador. Es entonces cuando entra en servicio el gobernador o regulador de la velocidad del generador. Aquél se comunica con el servomotor que mueve al distribuidor de la turbina actuando de tal forma que reduce el caudal proporcionado a la turbina.

La turbina que mueve al generador tiene que poder modificar su potencia de acuerdo con las necesidades de éste. La potencia de la turbina está dada por:  $P = \eta \gamma Q H$ .

En un momento determinado, la variación de la carga  $H$  se hace muy difícil puesto que depende de la cota del agua en el nivel de aguas arriba del embalse, cuyo valor se puede

considerar constante en un momento dado; motivo por el cual se tiene que recurrir entonces a la modificación del gasto  $Q$ , para así poder variar la potencia.

Cuando se produce una variación de carga en la turbina, es decir, cuando se modifica el par resistente que actúa sobre la misma, la turbina reducirá o aumentará el número de revoluciones con que estuviese trabajando antes de que se produjera la variación. Esto es posible graduando convenientemente la entrada de agua, para que subiendo o bajando el gasto, se disponga en cada momento de la potencia requerida y con ello se obtendrá el número de revoluciones de funcionamiento normal de la turbina. Se recalca el hecho de que la turbina siempre debe girar a la misma velocidad, independientemente de la potencia que esté entregando y de la carga bajo la que esté trabajando.

El control lo hace el regulador de manera automática, mismo que es un dispositivo mecánico o electrónico que funciona constantemente para mantener la frecuencia.

Con la finalidad de obtener excelentes rendimientos para grandes variaciones del caudal necesario y de la altura del salto, las turbinas Kaplan exigen que las palas del rodete puedan moverse para recibir la inclinación conveniente a tal objeto. También es necesario abrir o cerrar el distribuidor para aumentar o disminuir el caudal que pasa por el rodete y cede a la turbina su energía potencial. Por lo tanto, el regulador deberá actuar sobre las palas del distribuidor y sobre los álabes del rodete. El movimiento del distribuidor se realiza por medio de los ejes de regulación 230 y 230a y por la barra 250 (Fig. 5.11), que mueven el anillo y con él las palas distribuidoras. Estos ejes y barras son movidos por el servomotor del regulador. Por lo que respecta al movimiento de los álabes del rodete, el aceite es enviado por la distribución del regulador a una caperuza dispuesta en la parte superior del eje vertical, que es hueco, y en el cual se hallan dos cámaras 441 y 442, la primera del lado de apertura y la segunda del lado de cierre. En el propio árbol citado y debajo del alternador se halla situado el servomotor para el movimiento de las palas del rodete y cuyo mecanismo de giro de los álabes se acciona por la barra 46. Los números 421 y 422 representan respectivamente, los cilindros de apertura y de cierre. Se trata pues, de una regulación doble y con ella se logra el objetivo perseguido.

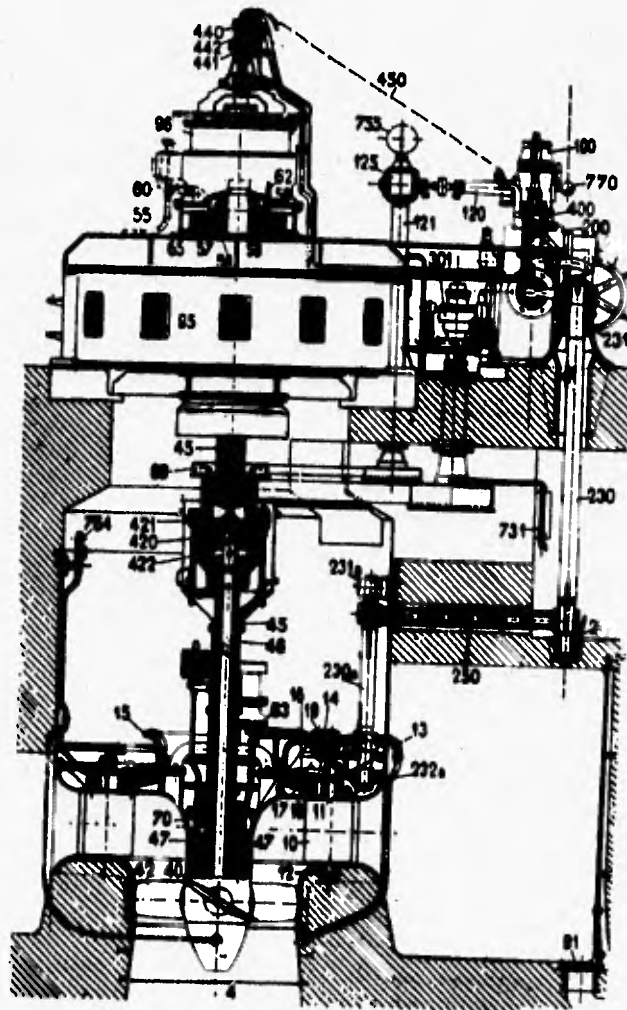


Fig. 5.11. Turbina Kaplan con su regulador que actúa sobre las palas y sobre los álabes del distribuidor.



## CAPITULO 6 : LA CAVITACION Y EL GOLPE DE ARIETE EN LAS TURBINAS

Antes de iniciar el estudio de los fenómenos conocidos como Cavitación y Golpe de Ariete se presentan algunos comentarios de un concepto que interviene en la descripción de la cavitación, a saber : la presión de vaporización.

### 6.1.- Presión de vaporización

Cuando los líquidos cambian del estado líquido al gaseoso existe cierta tendencia a evaporarse. Dicho de otra forma, muy cerca de la superficie libre de un líquido algunas de sus moléculas escapan hacia el medio por encima de dicha superficie.

De la misma forma, si se mantiene un nivel fijo de la superficie libre algunas de las moléculas libres regresan al líquido y puede llegarse al equilibrio si es igual en número de las que entran y las que salen.

Si el gas existente en el medio es aire, entonces, además de lograrse el equilibrio entre el aire y las moléculas del líquido, también existirá presión parcial del aire, aunada a la del vapor del agua.

Al presentarse éste equilibrio la temperatura - del líquido y del gas - es la misma, con lo cual la presión parcial del vapor es justamente la presión de vaporización del líquido a la temperatura dada.

Las moléculas que dejan el líquido dan lugar a la presión de vaporización, cuya magnitud es la misma mediante la cual escapan las moléculas.

Cuando la presión de vaporización es igual a la presión parcial del vapor encima de la superficie, y además se presenta el equilibrio en el intercambio de moléculas, se dice que el gas está saturado con el vapor.

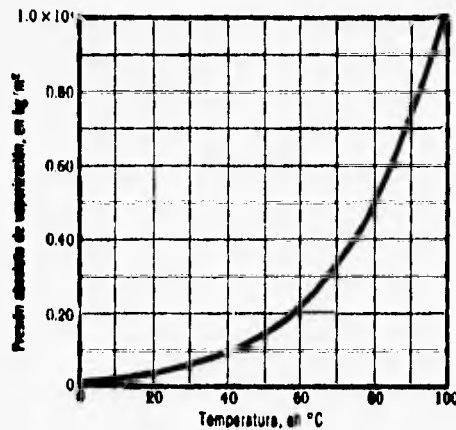


Fig. 6.1.- Presión absoluta de vaporización del agua.

El valor de la presión de vaporización, para lo cual éste ocurre se llama presión de saturación.

La vaporización puede también producirse con la ebullición del líquido, durante la cual escapan sus moléculas formando vapor, para luego establecer el intercambio con las de gas. Para que esto suceda, se debe alcanzar el equilibrio en el intercambio de moléculas ocasionado por un incremento en la temperatura hasta lograr la presión de vaporización o bien reduciendo la presión en el interior del líquido, hasta que ésta sea igual a la de vaporización.

Resumiendo, se llama presión de vaporización de un líquido a aquella que lo hace entrar en ebullición, lo cual es una característica que depende exclusivamente de la temperatura. Como es bien sabido, al nivel del mar el agua hierve a  $100^{\circ}\text{C}$ , pero en un conducto a presión pueden aparecer presiones absolutas mucho menores que la atmosférica tales que propicien la vaporización del agua a temperaturas muy distintas. En la Fig. 6.1 se puede observar una gráfica mediante la cual es posible obtener la presión absoluta de vaporización para diferentes temperaturas del agua.

## **6.2.- La cavitación**

Se sabe que mientras la velocidad específica de una turbina aumente, su número velocidad de rotación y sus dimensiones, para un cierto gasto y caída determinados serán menores y el generador tendrá menor número de polos y por lo tanto el grupo y toda su instalación más reducida. Sin embargo, el límite de la velocidad está dado por la condición del fenómeno conocido como cavitación, es decir que es este fenómeno el que nos obliga a las turbinas a no tener velocidades más elevadas.

En cuanto a la cuestión tecnológica de construcción y de materiales, hasta la fecha todos los problemas planteados por las velocidades hasta ahora alcanzadas se han resuelto en forma satisfactoria; mientras que por lo que concierne a la cavitación aún no se encuentra una aleación o material natural que la resista en su totalidad.

La cavitación entonces presenta una acción destructiva, disminuye la eficiencia de la máquina y ocasiona problemas de operación.

Existen varias teorías sobre las causas de la cavitación, unas de ellas físicas y otras químicas basadas en la acción de gases en estado naciente, actuando sobre el metal a muy alta temperatura.

### **6.2.1.- Definición de la cavitación**

Es un fenómeno exclusivo de los líquidos, producto de la baja que sufre la presión debida a los efectos dinámicos de un líquido al escurrir, siguiendo fronteras curvas o alrededor de cuerpos sumergidos.

Consiste en un cambio - rápido y explosivo - de la fase de líquido a vapor, al ocurrir en algún punto de la instalación una disminución de la presión, hasta un valor crítico o por debajo de él.

Antiguamente se creyó que la cavitación no era más que una corrosión química producida por la liberación de aire y de oxígeno disuelto en el líquido a bajas presiones.

Actualmente se sabe que la cavitación se debe, principalmente, a la acción mecánica de impactos rápidos, a manera de explosiones, de las partículas de líquido, aunque no se descarta la posibilidad de la acción química corrosiva, cuya naturaleza no se ha llegado a dilucidar por completo.

Durante el periodo experimental de las turbinas hélice y Kaplan se encontró que al aumentar la velocidad específica de una turbina se producían fenómenos al principio inexplicables que se hacían patentes, aún en el caso de turbinas de menor velocidad específica, pero a las cuales se hacía trabajar con grandes cargas y considerable altura de aspiración.

Estos fenómenos se manifestaban en forma de una disminución de la potencia y, por tanto, de la eficiencia de la turbina, así como en vibraciones y fuertes ruidos provocados por golpes en el interior del tubo de aspiración.

Después de muchas dificultades y experiencias infructuosas se encontró que todo era debido a la formación de hoyos o "cavidades" que tenían lugar sobre la cara inferior o aspas del rodete móvil.

Recordemos que la presión de vaporización de un líquido a una temperatura dada, es la presión a la cual un líquido se convierte en vapor cuando se le agrega calor.

El nombre de cavitación viene significando la formación de cavidades en el seno del líquido, definidas por burbujas de vapor dentro de la masa líquida y producidas por una vaporización local a causa de ciertas condiciones dinámicas, como pueden ser una alta velocidad relativa del flujo y consecuentemente una reducción de la presión local hasta el valor de la tensión del vapor a la temperatura actual del líquido. Estas condiciones suelen presentarse en la parte convexa de los álabes que confinan la zona de succión de una bomba o de descarga de una turbina, así como en la región periférica del rodete móvil donde las velocidades tangenciales son altas. En general, en todo punto en que se produzca una aceleración local suficiente para reducir la presión al valor del de vaporización.

### **6.2.2.- Descripción de la cavitación**

Las cavidades o burbujas de vapor, arrastradas por la corriente, llegan a zonas en que reina una presión sumamente elevada, y allí se produce una condensación violenta del vapor. Esta condensación del vapor a su vez produce una elevación local de la presión que puede sobrepasar los 1000 bar ( $981 \text{ kg/cm}^2$ ). El colapso instantáneo de las burbujas de vapor, producto de la condensación, produce una onda de presión que se transmite a través del líquido, alcanzando la superficie del material del álabe. Asociada con la alta presión de impacto se tiene una temperatura local elevada, la combinación de las cuales puede ser suficiente para deteriorar el material.

La cavitación es esencialmente un proceso inestable, ya que la onda de presión debida al colapso de la burbuja eleva momentáneamente el nivel de presión local, con lo que la cavitación cesa. El ciclo se repite y la frecuencia puede ser muy alta (Hasta por encima de 25,000 c.p.s.).

Se entiende que bajo tales condiciones de fluctuación, el líquido es sacudido y empujado hacia los poros del material, produciendo compresiones locales que sobrepasan la resistencia del material y dañan las áreas afectadas.

Por otra parte, la acumulación de bolsas de vapor relativamente grandes perturban el campo de flujo y reducen el rendimiento.

La cavitación provoca una disminución en el rendimiento hidráulico, aunque el efecto más grave es la erosión de los álabes, que se acentúa más y más una vez iniciada, obligando a revisiones periódicas de la máquina y a la reparación de la parte afectada.

La falta de masa local, producida por la cavitación, puede dar lugar también a vibraciones del rotor. En algunas instalaciones se han empleado con éxito resinas epóxy para rellenar las partes erosionadas por la cavitación.

Una teoría que intenta explicar el fenómeno de la cavitación es la expuesta por Harvey y desarrollada más tarde por Knapp, la cual sostiene que en el seno del líquido se encuentran un número de núcleos gaseosos pequeños e insolubles localizados en cavidades de pequeñas partículas sólidas no mojadas tales como polvo, mísmos que constituyen discontinuidades en la masa líquida y le impiden soportar tensión, dando inicio así la cavitación.

### **6.2.3.- Aspectos de la cavitación**

Como ya se ha comentado anteriormente, la cavitación es un fenómeno que depende de manera esencial de la disminución de presión, llegando ésta hasta la tensión saturante del vapor y pudiendo ser general o local, permanente o transitoria.

#### **a).- Cavitación General**

La cavitación general se presenta cuando existe una disminución general de la presión en todo el sistema (en la totalidad de los elementos o partes de la turbina), misma que es producto de alguna de las siguientes circunstancias, o bien alguna combinación de ellas:

- 1) Un incremento en la altura de aspiración
- 2) Una disminución en la presión atmosférica, debida a un aumento de altitud sobre el nivel del mar.
- 3) Un incremento en la temperatura del líquido bombeado, el cual tiene el mismo efecto que una disminución en la presión absoluta del sistema, ya que, al aumentar la temperatura, la presión de vaporización es más alta y, por lo tanto, menor la diferencia entre la presión del sistema y la de vaporización.

#### **b).- Cavitación local**

En lo que concierne a la disminución local de la presión, esta es producto de alguno de los siguientes medios dinámicos:

- 1) Incremento en la velocidad del fluido más allá de la de diseño
- 2) Por separaciones y contracciones del flujo, fenómeno que se presenta al bombear líquidos viscosos.

3) Desviación del flujo de su trayectoria normal, tal como tiene lugar en una vuelta (cambio de dirección) o una ampliación o reducción, todas ellas bruscas.

**c).- Cavitación transitoria**

Este tipo de cavitación se produce en algunas partes de la turbina al efectuarse algunas maniobras, por ejemplo, al realizarse un arranque súbito o un atraso de una columna de agua en los elementos donde el funcionamiento no es permanente.

**d).- Cavitación permanente**

Esta cavitación es la más peligrosa debido a que durante todo el tiempo que la turbina este funcionando sus elementos constitutivos estarán expuestos a los efectos de la cavitación, principalmente el golpeteo producto de las ondas de presión generadas por la implosión de las burbujas de aire. Algunos órganos de un sistema hidráulico están sometidos a cavitación transitoria cuando se efectúan algunas maniobras y esto puede ser aceptable; pero debe evitarse, en la medida de lo posible que se presente la cavitación permanente por que los daños ocasionados por este tipo de cavitación resultan sumamente costosos. Generalmente se presenta este tipo de cavitaciones cuando la altura de succión de la turbina no es la adecuada.

**6.2.4.- Signos de la existencia de cavitación**

La cavitación se manifiesta por varias maneras; siendo los siguientes los indicios más importantes :

1. Ruido y vibración
2. Caída de las curvas capacidad carga y la de eficiencia
3. Desgaste de las aspas

**Ruido y vibración**

El ruido se debe al choque brusco de las burbujas de vapor, cuando éstas llegan a las zonas de alta presión. Es importante mencionar que en las bombas y turbinas existe ruido en cuanto se aleja bastante del punto de máxima eficiencia, ya que el agua choca contra las aspas.

Cuando hay cavitación se puede remediar la situación introduciendo pequeñas cantidades de aire, mediante un sistema similar a los tubos de aireamiento usados en tuberías. El aire se introduce de manera automática en la parte central del rodete por medio de una perforación en toda la longitud de la flecha del grupo ó bien por tubería especial para esta aireación que se introducen por el tubo de aspiración de la turbina.

El aire sirve de colchón para amortiguar las presiones producidas en la absorción de las burbujas, reduciendo de este modo, en forma considerable, los efectos de la cavitación.

### **Desgaste**

Si se pesa un rodete de turbina antes y después de haberle sometido al fenómeno de cavitación, se encuentra que ha existido una disminución en peso. Tanto es así que para grandes unidades, el fabricante tiene que especificar la cantidad de metal que se perderá por año.

El desgaste de las aspas es causado solamente por la acción mecánica (golpeteo) de las burbujas de vapor, y la acción química y electrolítica es enteramente insignificante en este proceso.

Por lo que se refiere a los materiales porosos, son más vulnerables pues las partículas desprendidas son lanzadas contra el material, con tal fuerza que pueden encontrarse en él para volver a desprenderse.

El desgaste por cavitación se debe distinguir del producido por la corrosión y la erosión. El de corrosión es causado única y exclusivamente por la acción química y electrolítica de los líquidos bombeados.

El segundo es causado por partículas abrasivas, como la arena y el carbón.

No hay dificultad en distinguir estos tipos de desgaste; basta con observar la apariencia de las partes atacadas y su localización a lo largo del camino del fluido.

La frecuencia del golpeteo sería de 600 a 1,000 c.p.s., según la estimación de hecha por un ingeniero alemán apellidado Hunsaker.

En cambio, P. de Halle llegó a registrar o estimar frecuencias hasta de 25,000 c.p.s. Por lo que se refiere a intensidades y presiones, el mismo ingeniero P. de Halle encontró que las primeras dependen de la velocidad; mientras que de las últimas llegó a medir presiones de 300 atmósferas.

### **6.2.4.- Resistencia de los materiales a la cavitación**

Los materiales resisten la cavitación en diferentes grados. La cantidad de material destruido por la cavitación dependerá de la composición química, del trabajo térmico y de las condiciones de su superficie.

Schroeter ha hecho pruebas con diferentes materiales sujetos a cavitación, usando una velocidad de 60 m/s (216 km/h).

Actualmente, en las turbinas las partes expuestas al desgaste por la cavitación se protegen con placas soldadas de acero inoxidable con una aleación de 13 % Cr., que es mucho muy resistente; o bien, se hace todo de acero inoxidable.

Por último se menciona que Kerr ha probado 80 materiales para cavitación en agua de mar, mediante un aparato especial, desarrollado por el Instituto Tecnológico de Massachusetts. Estas pruebas demostraron que los daños causados fueron ligeramente mayores que para agua neutra.

### 6.2.5.- Prevención de la Cavitación. Determinación de la elevación del eje del distribuidor.

Dentro del proyecto de un sistema hidroeléctrico es muy importante el análisis de la cavitación debido, principalmente, a los daños que podría provocar a los álabes de las turbinas el que no se analice este fenómeno de manera correcta y los costos que esto implica, puesto que si ya se estuviera operando la planta y, en un momento determinado se presentara una cavitación bastante considerable, sería entonces indispensable para esa turbina para efectuar la reparación correspondiente. Es muy importante mencionar el hecho de que es muy difícil controlar totalmente este fenómeno, motivo por el cual algunos proyectistas consideran, para algunas condiciones, la presencia de la cavitación.

La cavitación se puede controlar si:

- 1.- Se realiza un diseño hidrodinámico adecuado en la turbina.
- 2.- La instalación de la turbina es la adecuada para que no se presente el fenómeno (es decir, que la altura de succión sea la adecuada).
- 3.- Se considera en el diseño que, para algunas condiciones de funcionamiento, este fenómeno se presentará. Entonces la turbina y en general todo el sistema son construidos con materiales que resistan la cavitación.

El tubo de aspiración de la turbina Kaplan, como todas las de reacción, consiste en un difusor el cual tiene como finalidad el recuperar parte de la energía cinética que el agua tiene al salir del rodete, transformandola en energía de presión. Para determinar la posición adecuada del tubo de aspiración con respecto al nivel del agua en el desfogue se hará uso de la fig. 6.2, en la cual se ilustra una turbina de reacción instalada.

Si se aplica la ecuación de Bernoulli entre el punto (4), localizado en el interior del tubo de aspiración a la misma elevación que la superficie libre del agua en el desfogue y el punto (s) de salida, se tiene que:

$$\frac{p_4}{\gamma} + z_4 + \frac{v_4^2}{2g} = \frac{p_s}{\gamma} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} + h_{4-s} \quad (6.1)$$

donde:

$h_{4-s}$  → representa la pérdida de energía entre la sección (4) y la salida

$$z_4 = z_s ; \quad \frac{v_4^2}{2g} = 0 \quad (\text{aproximadamente})$$

$$\frac{p_4}{\gamma} = \frac{p_b}{\gamma} \quad (\text{presión barmétrica})$$

Haciendo válidas las consideraciones anteriores para la Ec.(6.1), se tiene que:

$$\frac{p_4}{\gamma} = \frac{p_b}{\gamma} + h_{4-3} - \frac{v_4^2}{2g} \quad (6.2)$$

Es importante resaltar que la presión en el punto 4 es la presión absoluta. Por otro lado, debido a que los valores de  $h_{4-3}$  y  $\frac{v_4^2}{2g}$  son muy pequeños, entonces los valores de los dos términos de la Ec.(6.2) son prácticamente los mismos, es decir, la diferencia es muy pequeña; motivo por el cual se considera para efectos prácticos que:

$$\frac{p_4}{\gamma} = \frac{p_b}{\gamma}$$

Dicho de otra forma, la presión manométrica en el interior del tubo, para la sección (4), es aproximadamente la presión atmosférica

Si ahora se plantea la ecuación de Bernoulli la sección (3) (salida del rodete ó inicio del tubo de aspiración) y la sección (4).

$$\frac{p_3}{\gamma} + z_3 + \frac{v_3^2}{2g} = \frac{p_4}{\gamma} + z_4 + \frac{v_4^2}{2g} + h_{3-4} \quad (6.3)$$

Pero debido a que, para efectos prácticos  $\frac{p_4}{\gamma} = \frac{p_b}{\gamma}$ , entonces:

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_b}{\gamma} - (z_3 - z_4) - \frac{v_3^2 - v_4^2}{2g} + h_{3-4} \quad (6.4)$$

Si se denomina a:

$$H_s = z_3 - z_4 \quad (\text{carga estática de aspiración})$$

$$H_D = \frac{v_3^2 - v_4^2}{2g} \quad (\text{carga dinámica})$$

Si la Ec. (6.4) se escribe en forma de carga de presión, esta queda de la forma:

$$h_3 = h_b - H_s - H_D + h_{3-4} \quad (6.5)$$

La ecuación anterior también se le conoce como la **ecuación el tubo de aspiración**.

En algún punto interior en el rodete aguas arriba del punto (3) la presión disminuirá aún más por causas diversas, y en este punto puede producirse precisamente la cavitación.



Si se llama (x) a este punto y  $\Delta h$ , a la caída de presión entre la sección (3) y (x) se tiene que:

$$\frac{P_{x\text{ abs}}}{\gamma} = \frac{P_3}{\gamma}$$

$$\frac{P_{x\text{ abs}}}{\gamma} = \frac{P_b}{\gamma} - H_s - H_D + h_{3-4} - \Delta h \quad (6.6)$$

Es muy importante resaltar que la cavitación empezará cuando  $\frac{P_{x\text{ abs}}}{\gamma} = \frac{P_v}{\gamma}$ , siendo (pv) la presión de saturación del vapor a la temperatura del agua en la planta hidroeléctrica;  $\frac{P_v}{\gamma}$  representa el valor mínimo a que puede descender la presión absoluta en la turbina sin que existan riesgos de que se presente la cavitación.

$$\frac{P_v}{\gamma} = \frac{P_b}{\gamma} - H_s - H_D + h_{3-4} - \Delta h$$

La ecuación anterior, expresada en columna de agua, queda de la forma:

$$h_v = H_b - H_s - H_D - h_{3-4} - \Delta h \quad (6.7)$$

Despejando:

$$\Delta h = h_b - h_v - H_s - H_D - h_{3-4} \quad (6.8)$$

$\Delta h$  se halla mediante la experimentación y se define mediante el coeficiente de Thoma ó coeficiente de cavitación, ( $\sigma$ ). A saber:

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H_d}$$

donde  $H_d$  representa la carga de diseño.

La Ec(6.8), despreciando la ( $H_D$ ) y ( $h_{3-4}$ ), debido a que sus valores son mínimos comparativamente hablando, queda de la forma:

$$H_s = h_b - h_v - \sigma H_d \quad (6.9)$$

el valor de  $H_s$  puede ser (+) ó (-), para lo cual se puede ver la Fig. 6.2.

(z) determina la elevación del eje del rodete o de la carcaza, con respecto al nivel del agua en el desfogue, y recibe el nombre de carga total de aspiración.

$$Z = H_1 + H_2 \quad (\text{turbinas Francis})$$

$$Z = H_1 + H_2 + H_3 \quad (\text{turbinas Kaplan})$$

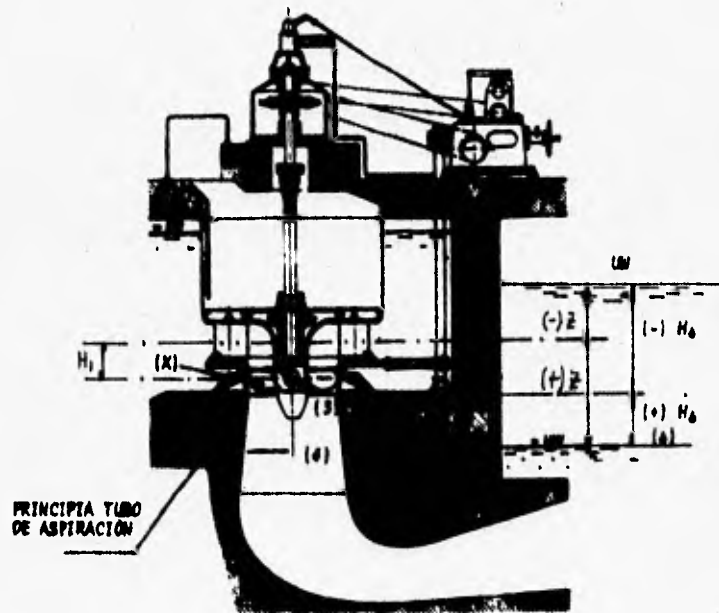


Fig. 6.2.- Instalación de una turbina de reacción.

Los diferentes valores del coeficiente de Thoma ó de cavitación están expresados en función de la velocidad específica de las turbinas. De acuerdo al análisis efectuado sobre las últimas instalaciones de turbinas, las funciones de correlación son:

Para turbinas Francis:

$$\sigma = 7.54 \times 10^{-5} n_s^{1.41} \quad (\text{fig.6.3})$$

Para turbinas Kaplan:

$$\sigma = 6.40 \times 10^{-5} n_s^{1.46} \quad (\text{fig.6.4})$$

$n_s$  está expresada en el sistema métrico; con la potencia dada en kW.

Es importante mencionar que la Fig. 6.4 es aplicable tanto a turbinas Francis y Kaplan, amén de que es más práctica que la Fig. 6.3.

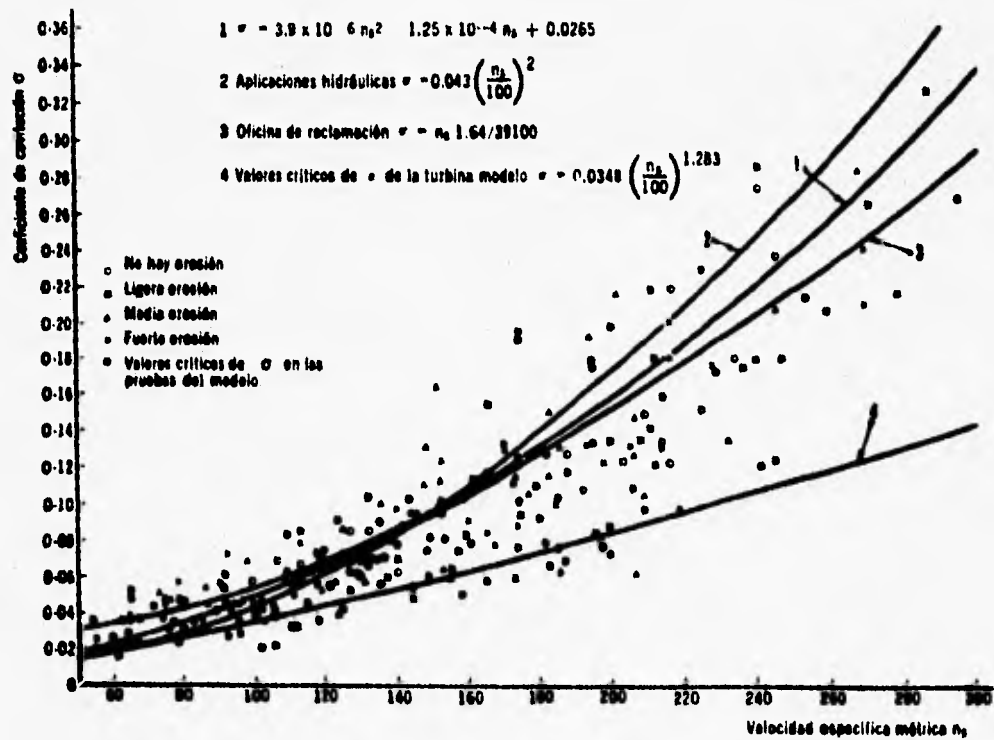


Fig. 6.3.- Relación entre la velocidad específica y el coeficiente de cavitación en las turbinas Francis.

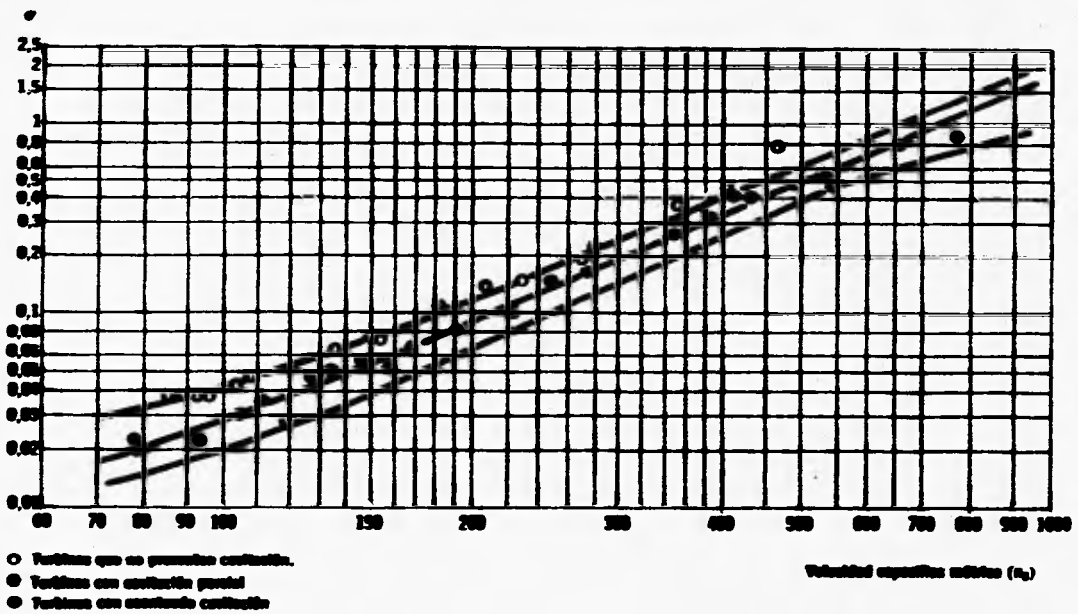


Fig. 6.4.- Coeficiente de cavilación en función de la velocidad específica, para turbinas Francis y Kaplan.

## 6.3.- EL GOLPE DE ARIETE

### 6.3.1.- Definición

El golpe de ariete es un fenómeno transitorio producto de una variación del gasto en algún punto de la tubería. Dicho fenómeno se manifiesta mediante ondas rápidas de presión.

Este fenómeno se produce en los conductos al cerrar o abrir una válvula y al poner en marcha o parar una máquina hidráulica, o también al disminuir bruscamente el caudal. Un caso importante ocurre en las centrales hidroeléctricas, donde se ha de reducir bruscamente el caudal suministrado a las turbinas hidráulicas acopladas a generadores, cuando se anula la carga del generador: en este caso la instalación debe proyectarse de manera que no se produzca un golpe de ariete excesivo.

Las variaciones de carga en las turbinas, motivo por el cual y debido a la acción de los reguladores, se cierra o se abre el distribuidor; son la causa de variaciones en el caudal que circula por la tubería forzada, y por consiguiente de la velocidad del agua. Ello origina sobrepresiones o depresiones, que, como se comprende, tienen influencia sobre la tubería, que debe poder resistir aquellas y cuya determinación se efectuará en este apartado.

### 6.3.2.- Descripción del golpe de ariete

Supongamos que una turbina y tubería esquemáticamente representada en la figura 6.5. En ella A es el nivel del agua en la cámara de presión, que se estima de suficiente capacidad para que no tenga influencia sobre aquellos los fenómenos relativos al golpe de ariete; O es el distribuidor, que obtura o abre la entrada del agua y que es controlado por el regulador automático de la turbina (gobernador).

Supuesto que, para reducirse la carga del grupo, el regulador cierre la entrada del agua, adaptando el caudal al necesario para equilibrar los trabajos motor y resistente, la energía cinética de la masa de agua, al quedar reducida en parte, se transforma en energías vibratorias, ondulatorias y en calor; manifiestas en presiones equivalentes a la energía viva que ha desaparecido. Esto origina un golpe de ariete positivo en la tubería, que dará lugar a una serie de sobrepresiones decrecientes desde el distribuidor al origen en la embocadura de la conducción. En la figura la sobrepresión se representa por la línea piezométrica A - C, que se supone, para simplificar, que es una recta. Al terminar de cerrarse el distribuidor, las sobrepresiones positivas A - C oscilan hasta la línea de carga estática A- B, y siguen una serie de sobrepresiones y depresiones entre las posiciones extremas A-C y A-D, que a consecuencia de los rozamientos, torbellinos y cambios de dirección de los filetes líquidos, se van amortiguando.

En el caso de apertura del distribuidor (Fig. 6.6) la conducción sufrirá un golpe de ariete negativo según la línea piezométrica A-C, y cuando haya cesado tal apertura, las depresiones A - C oscilan hasta la línea piezométrica A-D, en la que se verifica que B-D es menor que B-C, estableciéndose también en la forma anteriormente expresada una serie de depresiones y sobrepresiones que, por las razones apuntadas en el caso de cierre del distribuidor, se irán también amortiguando.

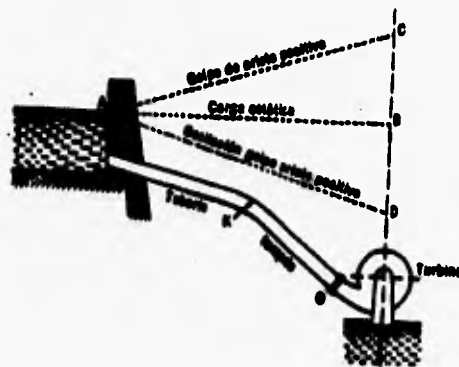


Fig. 6.5.- Representación gráfica de un golpe de ariete positivo (cierre del distribuidor de la turbina)

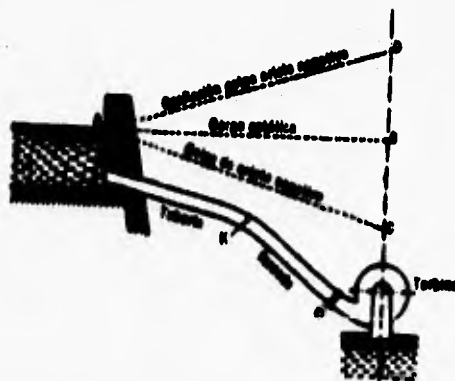


Fig. 6.6.- Representación de un golpe de ariete negativo (apertura del distribuidor)

En caso de reguladores automáticos de las turbinas, el problema se agrava, pues al crecer la presión en la tubería aumenta la potencia en la turbina, que se acelerará de tal motivo y el regulador cerrará más de prisa y con ello se elevará la presión del golpe de ariete.

Como se verá, el golpe de ariete es tanto mayor cuanto más rápido es el cierre del distribuidor, y por ello es necesario conocer el valor de la sobrepresión en función del tiempo de cierre para calcular con arreglo a aquella el espesor de la tubería.

### 6.3.3.- Teoría de Allievi

El ingeniero L. Allievi ha sido reconocido como uno de los investigadores que mejor han estudiado el fenómeno de golpe de ariete, al contemplar con la debida ponderación la influencia de la elasticidad del agua y de la tubería en los distintos procesos de cierre brusco y cierre lento de la conducción.

Como se ha dicho, las sobrepresiones debidas al golpe de ariete se propagan a lo largo de la tubería, entre el órgano de cierre y la cámara de presión, en forma ondulatoria, manifiesta por compresiones del agua y dilatación de la tubería en un sentido, y en forma inversa en sentido contrario.

La velocidad de propagación de esa onda elástica ( también llamada celeridad ) se deduce fácilmente conjugando el fenómeno elástico en el fluido y en el material de la tubería; se suele expresar por la letra  $a$  y tiene como expresión

$$a = \frac{c}{1 + \frac{\epsilon d}{E e}} \text{ m/s} \quad (6.10)$$

en donde  $c$  simboliza la velocidad del sonido en el agua (1.42 m/s a 15° C)

$\epsilon$  es el módulo de elasticidad del agua ( $2 \times 10^8$  kg/m<sup>2</sup>)

$E$  es el módulo de elasticidad del material de la tubería (kg/m<sup>2</sup>)

$e$  y  $d$  representan respectivamente el espesor y el diámetro de la tubería (m).

El valor hallado para la velocidad de la onda elástica supone que la tubería es de un mismo material, diámetro y espesor constante. Si se tratase de tramos desiguales habría que calcular para cada uno de ellos el correspondiente valor de  $a$ , y supuesto que éstas fuesen:

$a_1, a_2, a_3, \dots, a_m$  y que las longitudes correspondientes de los tramos tuviesen los valores  $L_1, L_2, L_3, \dots, L_m$ , el valor medio de  $a$  que habría de considerarse sería:

$$a_m = \frac{L_1 + L_2 + L_3 + \dots + L_m}{\frac{L_1}{a_1} + \frac{L_2}{a_2} + \frac{L_3}{a_3} + \dots + \frac{L_m}{a_m}} \quad (6.11)$$

La velocidad de propagación disminuye con el aumento del diámetro y con la reducción del espesor de la tubería, y, como orientación, estos valores suelen oscilar entre 800 y 1,000 m/s para tuberías metálicas, y 1,000 a 1,200 m/s en las tuberías de concreto armado.

### Golpe de ariete con cierre brusco

La onda de presión con origen en la sección de cierre, una vez que ha llegado a la cámara de presión se refleja y va nuevamente hacia la turbina. Si el tiempo de cierre (ritmo)  $t_m$ , es igual o menor que el periodo  $T = 2L/a$ , o sea el tiempo de cierre es menor que el necesario para que la onda que parte del distribuidor vuelva a éste, la sobrepresión, entonces, se obtiene mediante la expresión:

$$h = \frac{a}{g}(V_0 - V_1) \quad (6.12)$$

en la que  $h$  es la sobrepresión en metros,  $a$  es la velocidad de la onda elástica,  $V_0$  la velocidad de régimen (m/s) en la tubería forzada,  $V_1$  la velocidad final (m/s) después de la maniobra de cierre.

Esta sobrepresión se manifiesta a partir de la sección de cierre (distribuidor de la turbina) en un tramo de la tubería hacia arriba de longitud igual a:  $L - a \frac{t_m}{2}$ , para decrecer finalmente hacia la cámara de presión.

### Golpe de ariete con cierre lento

El cierre lento, para efectuarse, requiere de un tiempo mayor a  $2L/a$ . Admite la teoría de Allievi que el cierre del distribuidor es lineal y completo en  $t_m$  segundos, es decir, que las secciones de paso del distribuidor varían linealmente con el tiempo; si  $\sigma_t$  representa la apertura del distribuidor correspondiente al instante  $t$ , que se convierte en cero para  $t_m$ , en el instante  $t$ , el grado de apertura se determina mediante la fórmula:

$$\eta_t = \frac{\sigma_t}{\sigma_0} = \frac{t_m - t}{t_m} = 1 - \frac{t}{t_m} \quad (6.13)$$

Las ecuaciones obtenidas por Allievi permiten deducir, en todos los casos, las presiones y velocidades ante el distribuidor de la turbina para todos los valores comprendidos entre 0 y  $t_m$ . Este último puede expresarse en función de  $T$  por:  $t_m = i \times T + t_1$ , siendo  $t_1 < T$ ; por consiguiente  $i$  es el número de fases durante el tiempo de cierre cuyo valor será igual a cero para el caso de cierre brusco. El tiempo relativo de maniobra  $\theta$ , está dado por la expresión:

$$\theta = \frac{t_m}{2 \frac{L}{a}} = \frac{t_m}{T} \quad (6.14)$$

Por otra parte, el grado de apertura  $\eta_i$ , al final de la fase  $i$ , y teniendo en cuenta que  $t_i = i \mu$ , resulta:



$$\eta_i = 1 - \frac{t_i}{t_m} = 1 - \frac{iT}{\theta T} = 1 - \frac{i}{\theta} \quad (6.15)$$

En virtud de lo expuesto, se procederá a determinar la presión relativa al final de la primera fase ( $i = 1$ ) llamada de golpe directo y cuyo valor de apertura será entonces:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\theta} \quad (6.16)$$

La ecuación de Allievi, para este caso de cierre lento de la tubería, se escribe de la siguiente forma:

$$\zeta_1^2 + 2\varepsilon\zeta_1\eta_i - [1 + 2\varepsilon] = 0 \quad (6.17)$$

que es de segundo grado y cuya solución positiva resuelve el problema, obteniéndose:

$$\zeta_1 = -\varepsilon\eta_i + [\varepsilon^2\eta_i^2 + 1 + 2\varepsilon]^{1/2} \quad (6.18)$$

En dicha fórmula,  $\zeta^2$  es la presión relativa en el obturador, es decir  $(H+h) / H$ , y  $\rho$  es el número de Allievi, cuyo valor está dado por:

$$\varepsilon = \frac{aV}{2gH} \quad (6.19)$$

llamado también característica de la conducción, donde:  $V$  es la velocidad que corresponde al régimen permanente,  $a$  es la velocidad de las ondas y  $H$  la presión estática sobre el distribuidor.

El valor máximo del golpe directo  $\zeta_1^2$  tiene lugar para  $\eta_i = 0$ , o sea para el caso de cierre brusco y, por tanto, es el máximo que puede alcanzar en el distribuidor la presión relativa  $\zeta_1^2$  durante un cierre lineal cualquiera.

Considera igualmente Allievi, el golpe de Ariete límite o presión límite relativa correspondiente al periodo perturbador, mismo que se obtiene mediante la expresión:

$$\zeta_m^2 - 1 = \frac{\varepsilon}{\theta} \zeta_m \quad (6.20)$$

cuya solución positiva es:

$$\zeta_m = + \frac{\varepsilon}{20} + \sqrt{\frac{\varepsilon^2}{400} + 1} \quad (6.21)$$

La ecuación anterior, elevada al cuadrado, dará el golpe límite o sea presión relativa, que corresponde al periodo perturbado. La máxima presión relativa  $\zeta_m^2$  puede producirse al final de la primera fase, es decir, coincidiendo con el golpe directo, o durante el final de una de las fases siguientes.

Para calcular la presión máxima  $\zeta_m^2$  en un cierre lineal, se determina el golpe directo  $\zeta_1^2$  y el golpe límite  $\zeta_m^2$  mediante las respectivas ecuaciones (6.18) y (6.21); tomando para  $\zeta_m^2$  el mayor valor de los hallados, obteniéndose un resultado con suficiente aproximación.

En el caso de cierre lineal lento, la sobrepresión decrece también linealmente desde el distribuidor a la cámara de presión; por ello, en un punto a la distancia  $x$  a lo largo de la tubería y desde el origen, la sobrepresión tiene el valor:

$$h_x = x \frac{h}{L} \quad (6.22)$$

Allievi ha establecido un ábaco (fig. 6.7), que permite en función de  $\varepsilon$  y  $\theta$ , obtener la máxima presión  $\zeta_m^2$  para el cierre del obturador y para cualquier velocidad. También estudió el golpe de ariete en el caso de apertura del distribuidor (lineal) y también ha establecido como resumen de sus cálculos un ábaco (Fig. 6.8) que permite determinar la depresión máxima que se produce en este caso.

El valor de  $\varepsilon$  es función de la velocidad  $V_0$ , de régimen permanente; pero si la tubería estuviese formada por varios tramos de distintos diámetros, entonces la velocidad que habría que introducir en el valor de  $\rho$  sería:

$$V = \frac{L_1 V_1 + L_2 V_2 + \dots + L_n V_n}{L} \quad (6.23)$$

en la que  $L_1, L_2, \dots, L_n$ , son las diversas longitudes, y  $V_1, V_2, \dots, V_n$ , las velocidades correspondientes al caudal de agua de que se trate, en los varios diámetros de cada uno de los tramos.

Hay que observar que en la determinación de  $\alpha$ , si se trata de tramos con características diferentes y para los cuales se calcula el valor medio  $\alpha_m$ , se parte del supuesto de que el régimen variable es de suficiente duración para que actúe la elasticidad de la tubería en su totalidad, es decir, que se trata de cierres o aperturas lentos. Si tal no fuese, no podría hacerse la sustitución del conducto real por otro ficticio y sería preciso seguir la onda en todas sus reflexiones parciales que corresponden a los cambios de característica de la tubería.

Pero en la práctica las maniobras rápidas, de duración inferior a la fase, aun cuando son posibles, ponen en juego únicamente variaciones de caudal relativamente pequeñas, que no producen las sobrepresiones más peligrosas, y por ello es posible la aplicación del método de sustitución indicado.

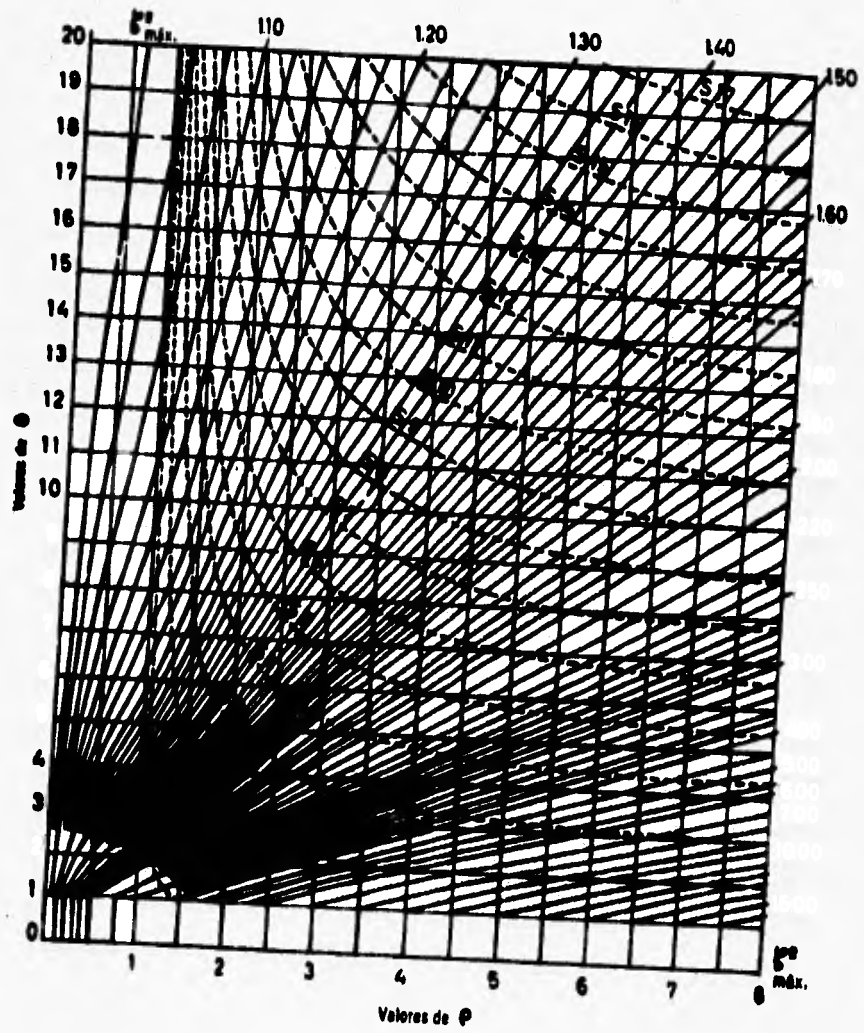


Fig. 6.7.- Abaco de Allievi para obtener la máxima presión al cerrar el distribuidor de la turbina.

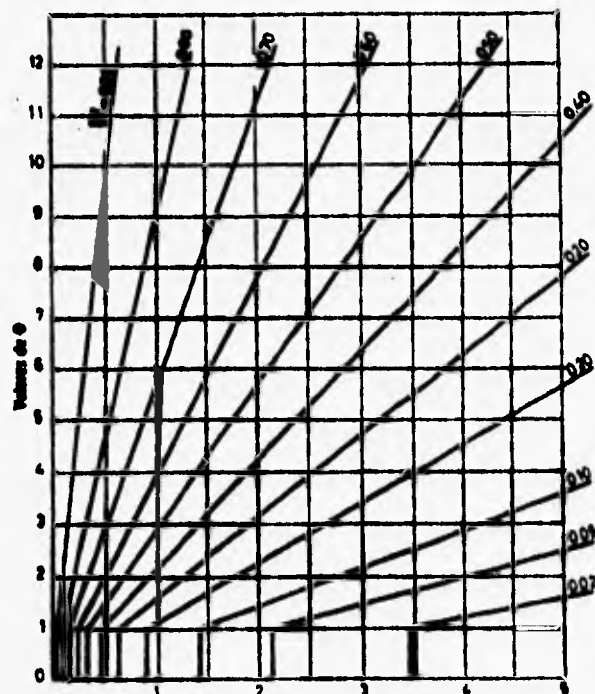


Fig. 6.8.- Abaco de Allievi para obtener la máxima depresión al abrir el distribuidor de la turbina.

#### 6.3.4.- Prevención del Golpe de Ariete. El tanque de oscilación.

En el diseño de las centrales hidroeléctricas es primordial el análisis del golpe de ariete debido, principalmente, a la magnitud de las sobrepresiones que tienen lugar en las tuberías por las que se conduce el agua desde el embalse hasta las turbinas. No existen muchas alternativas para resolver el problema de esta sobrepresión.

Una solución es diseñar las tuberías de tal manera que resistan las sobrepresiones, pero esta alternativa, factible desde el punto de vista técnico, no lo es desde el económico, puesto que en la mayoría de los casos la longitud de estas tuberías (normalmente subterráneas) es bastante considerable, llegando a existir casos como el de la central hidroeléctrica Zimapán en el cual la longitud del túnel de conducción es de 21 km. Entonces, un diseño de estos conductos que evite las sobrepresiones sería una solución bastante costosa.

Otra alternativa es la de diseñar un dispositivo que convierta las sobrepresiones en oscilaciones de masa, conociéndose a dicho dispositivo con el nombre de tanque ó cámara de oscilación. Este dispositivo es empleado en plantas hidroeléctricas y de bombeo y, teóricamente, el funcionamiento es el mismo.

Con la finalidad de ilustrar los diferentes dispositivos con que cuenta un sistema hidroeléctrico, así como también pueda saber la ubicación del tanque de oscilación dentro del sistema, se presenta a continuación la Fig. 6.9.

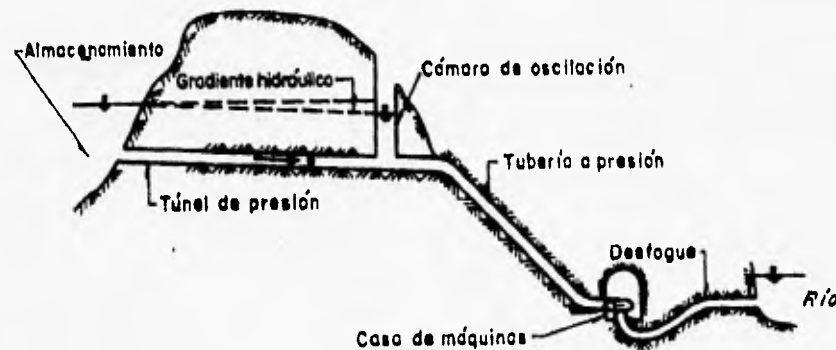


Fig. 6.9.- Esquema de un sistema hidroeléctrico.

#### 6.3.4.1.- Funcionamiento de la cámara de oscilación

Como ya se dijo, la cámara de oscilación es un dispositivo que permite controlar las ondas rápidas de presión, producto de una sobrepresión, transformando dichas ondas en oscilaciones de masa mucho más lentas y con menor amplitud. Para entender mejor el funcionamiento de la cámara se hace uso de la Fig. 6.10.

Suponiendo que en los conductos del sistema hidroeléctrico de la figura anterior fluye un gasto  $Q_0$  constante (Fig. 6.10a) y que en un momento dado se cierra el anillo del distribuidor rápidamente. Si no existiera la cámara, lo anterior originaría una onda de presión que viajaría aguas arriba por la tubería de presión hasta el almacenamiento, donde se reflejaría para regresar a la turbina. Ahora, si se instala una cámara de oscilación y se considera que la masa de agua contenida en ella es apreciable, entonces se crea un punto de reflexión y la onda de sobrepresión recorre solo el tramo de tubería entre la casa de máquinas y la cámara.

Para el caso de un cierre total en un lapso muy corto, el flujo en la tubería a presión se interrumpe repentinamente y el agua en la tubería se desacelera. Dicha desaceleración se transforma en una onda rápida de presión que recorre el conducto (Fig. 6.10b). Al mismo tiempo el régimen de flujo en el túnel de presión permanece prácticamente inalterado. Cuando la onda de presión llega a la cámara, se completa la desaceleración de la masa de agua en la tubería de presión y el régimen establecido en el túnel comienza a alterarse. El agua, debido a que no puede fluir por la tubería a presión por que en esta queda prácticamente inmóvil, se ve obligada a introducirse en la cámara, por lo que el nivel del agua dentro de la cámara comienza a subir (Fig. 6.10c). El nivel del agua seguirá subiendo en forma lenta (20 a 20 s) y la masa en el túnel se desacelerará en forma gradual hasta que el flujo dentro de este quede prácticamente inmóvil; en este momento el nivel del agua en la cámara es el máximo. Cuando esto sucede, se origina un gradiente negativo con respecto al almacenamiento, por lo que el sentido del flujo dentro del túnel comienza a invertirse, disminuyendo el nivel de la cámara (Fig. 6.10e). Debido a la inercia de la masa de agua, el nivel continúa decreciendo hasta llegar a un mínimo (Fig. 6.10f); luego vuelve a ascender, y así sucesivamente. En este tipo de maniobra, las oscilaciones se atenúan por las pérdidas de fricción que tienen lugar en el túnel, hasta que se llega a establecer un nivel, el cual es el correspondiente al del almacenamiento (Fig. 6.10g).

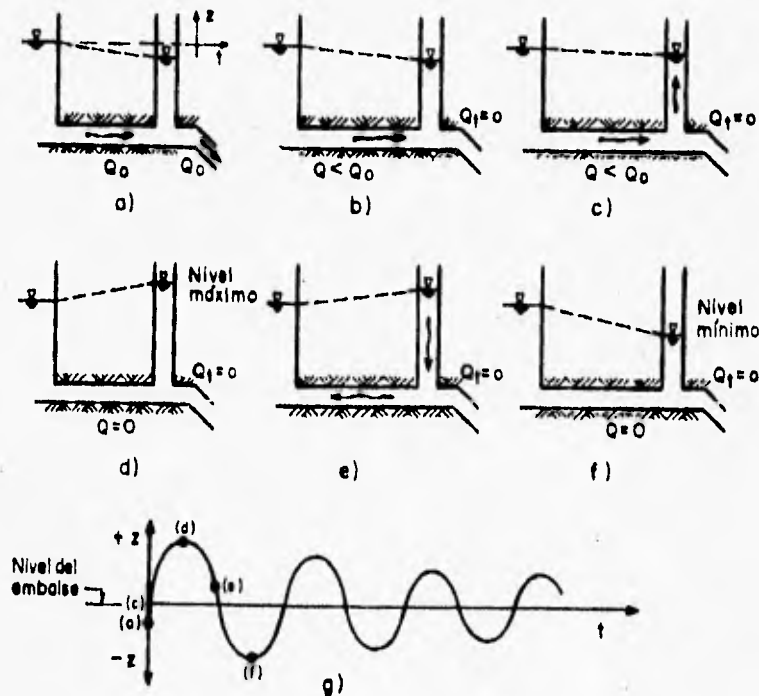


Fig. 6.10.- Variación de la superficie libre del agua en la cámara para cierre total instantáneo

Cuando se inicia la operación del sistema, dicho de otra forma, cuando el anillo del distribuidor se abre para admitir gasto, el agua en la tubería se acelera rápidamente. En este caso, la cámara proporciona el volumen de líquido requerido por las turbinas, y el nivel de su superficie libre desciende, provocando un gradiente de energía en el túnel, el cual acelera gradualmente el líquido; pero, debido a la inercia de este, se reebasa el valor necesario para el equilibrio y, por tanto, se crea un estado oscilatorio hasta que se logra un nuevo equilibrio.

#### **6.3.4.2.- Objetivos de la cámara de oscilación**

Las principales funciones de un tanque o cámara de oscilación, en una instalación hidroeléctrica cualquiera, son:

1. Reducir la magnitud de las variaciones de presión en un cierre del distribuidor de la turbina. Al colocar una cámara de oscilación en el conducto que comunica el almacenamiento con las turbinas, la longitud característica del golpe de ariete disminuye, y se reduce la sobrepresión y el tramo que se debe proteger de este fenómeno.
2. Mejorar las características de regulación de las turbinas. El tiempo de aceleración de las turbinas es función directa de la longitud del conducto a presión, por tanto; al instalar una cámara se acorta dicha longitud y se reduce el tiempo de aceleración hidráulica de la turbina, lo cual favorece la regulación de la planta.
3. Proporcionar la masa de agua necesaria en maniobras de arranque de la planta. Dicha masa de agua es proporcionada a la tubería de presión mientras se acelera el agua en el túnel, evitando que el gradiente hidráulico baje demasiado y se presente separación de la columna líquida debido a las presiones negativas que se originarían.

#### **6.3.4.3.- Tipos de Cámaras de Oscilación**

Cuando se realiza el diseño de una cámara de oscilación y se elige el tipo de cámara a usar en el sistema hidroeléctrico, además de buscar que sea la mejor alternativa desde el punto de vista técnico, es decir, que el funcionamiento hidráulico sea el óptimo, también se le da mucha importancia a los factores económicos y constructivos, debido a que se trata de reducir el costo mediante la minimización de los volúmenes de excavación y de concreto de revestimiento, además de que existen ciertas limitaciones físicas en lo referente al tamaño de la cámara.

Enseguida se muestra una clasificación de los diversos tipos de cámara que existen.

- 1) De acuerdo con su posición relativa a la casa de máquinas:

### 1.a) Cámara aguas arriba

Generalmente esta colocada en la unión de la tubería de presión con el túnel, lo mas cerca posible de las turbinas. Este tipo de cámara es como la ilustrada en la Fig. 6.9.

### 1.b) Cámara aguas abajo

Se emplea cuando el túnel de desfogue es largo. Este diseño (Fig. 6.11) se justifica para prevenir la separación de la columna de agua (caso de un cierre rápido) y la presión excesiva (caso de una apertura rápida), en el tubo de succión y/o en el túnel de desfogue.



Fig. 6.11.- Cámara aguas abajo de la casa de máquinas

## 2) De acuerdo con su geometría:

### 2.a) Cámara de oscilación simple

Es la sección uniforme (Fig. 6.9). Debe ser capaz de contener la máxima oscilación sin derramar y la mínima sin permitir intrusión de aire al sistema. Debido a que al diseñarla resulta demasiado grande, su empleo se reduce a sistemas con cargas bajas y túneles cortos.

### 2.b) Cámaras especiales

#### 2.b.1) Cámaras con expansiones o galerías

Este tipo de cámara (Fig. 6.12a) se utiliza cuando se tienen cargas estáticas altas, túneles muy largos, variaciones considerables del nivel en el vaso de almacenamiento o si se desea evitar oscilaciones demasiado grandes. El área de la sección transversal de esta cámara se reduce lo más posible para favorecer la operación de la turbina y que el flujo en el túnel se acelere o retarde con rapidez.



### 2.b.2) Cámara con orificio

En este caso, la unión entre la cámara y el conducto se encuentra restringido por un orificio, el cual permite reducir la amplitud y duración de las oscilaciones mediante las pérdidas que produce el estrangulamiento (Fig. 6.12b)

### 2.b.3) Cámara diferencial o Johnson

Este tipo de cámara (Fig. 6.12c) está formada por dos elementos, que son: un tubo central (cuyo diámetro es aproximadamente igual al del túnel) con orificios en su parte inferior, llamado elevador, y una cámara principal.

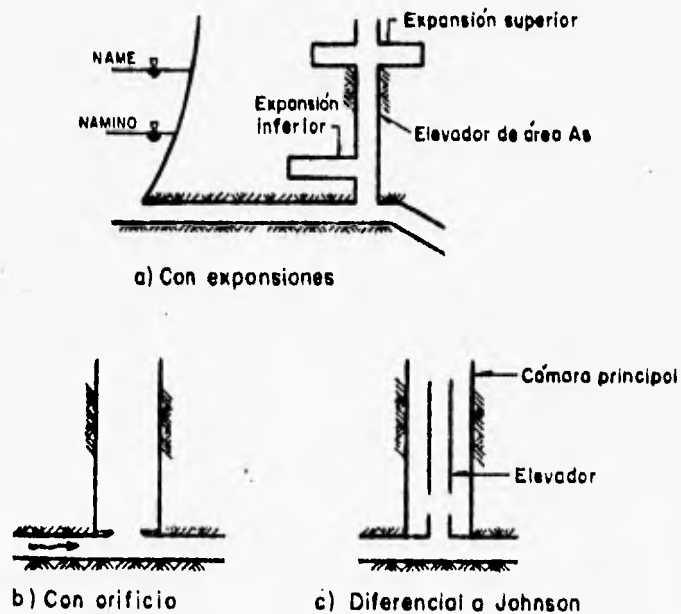


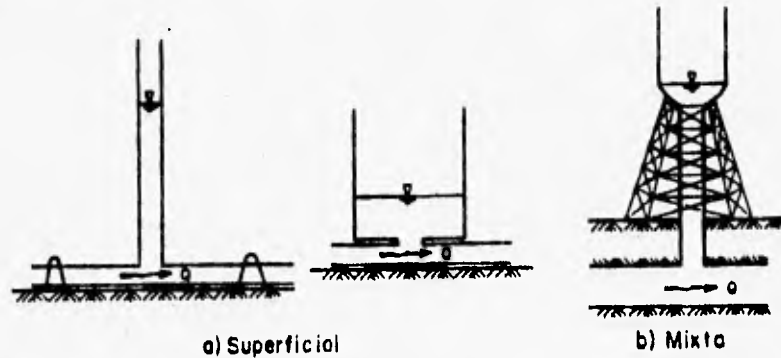
Fig. 6.12.- Cámaras especiales

### 3) De acuerdo con su localización relativa al terreno:

#### 3.a) Cámara excavada (Fig. 6.9)

**3.b) Cámara superficial (Fig. 6.13a)**

**3.c) Cámara mixta (Fig. 6.13b)**



**Fig. 6.13.- Clasificación de las cámaras según su posición en el terreno**

#### **4) Casos especiales:**

Estos casos están referidos a aquellos sistemas hidroeléctricos que requieren del funcionamiento de dos o más cámaras de oscilación para que la central pueda operar sin peligro de que se presenten sobrepresiones excesivas.

**4.a) Instalación de varias cámaras en el túnel (Fig. 6.14a).** Se emplea cuando el diseño de una sola cámara implica dimensiones muy grandes, o bien cuando la construcción de este arreglo ofrece ventajas.

**4.b) Instalación de dos cámaras, con la turbina entre ambas (Fig. 6.14b).** Se emplea cuando se tienen túneles de presión y de desfogue largos.

**4.c) Instalación de cámaras en sistemas de conducción con dos embalses (Fig. 6.14c)**

Existen otras combinaciones de varios tipos de cámaras, mismos que se ilustran en la Fig. 6.15, en las que, al igual que en las anteriores cámaras, se diseñan tomando en cuenta el factor económico, así como también el funcionamiento y la estabilidad del sistema.

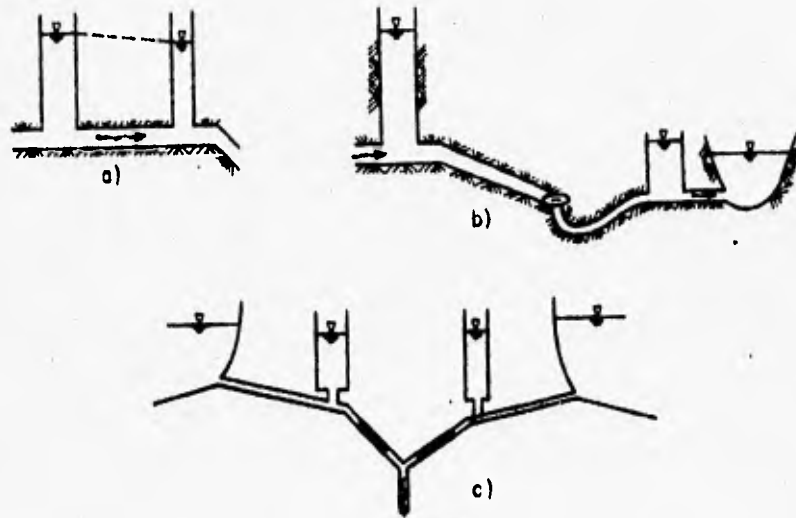


Fig. 6.14.- Casos especiales de diseños de cámaras de oscilación

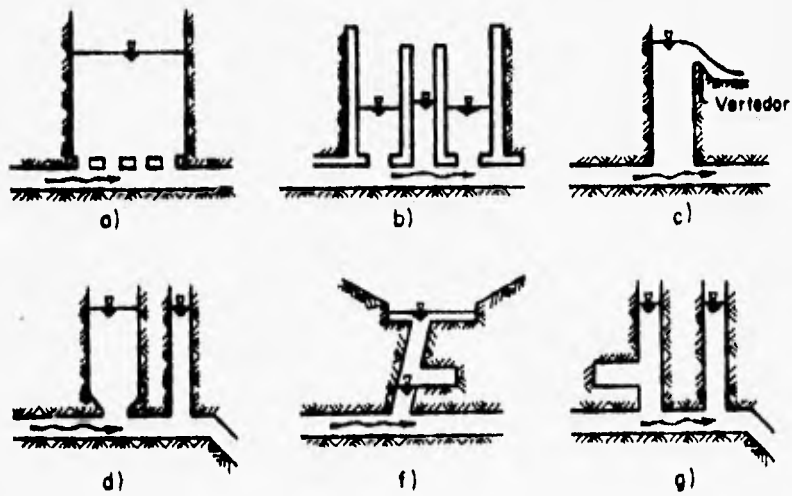


Fig. 6.15.- Otros tipos de diseños de cámaras de oscilación

## CAPITULO 7: PRUEBAS DE LABORATORIO

### 7.1.- Calibración de los molinetes

Para medir la velocidad en el cauce se hace uso de un aparato conocido como molinete, mismo que consiste en una hélice o rueda de aspas o copas que arrastra por medio de un tornillo sin fin una rueda dentada provista de un contacto eléctrico. El contacto cierra el circuito de un timbre o de un registrador de banda de papel cada 10, 20, 50 ó 100 revoluciones. El molinete es un aparato que sirve de apoyo en la determinación del gasto cuando se emplea para ello el método sección-velocidad. Este método, al igual que el del venturi y el del vertedor, se utilizan en el siguiente subcapítulo para determinar la curva H-Q, dedicando el presente exclusivamente a la calibración de los molinetes (es decir, determinar el valor de la constante **K**).

En el laboratorio de Hidráulica de la F.I. de la U.N.A.M., para determinar el gasto mediante el método sección - velocidad, se cuenta con un dispositivo que consta de un micromolinete el cual, mediante un mecanismo eléctrico esta conectado a una pila eléctrica portátil y a unos audífonos. Dos cables se encuentran conectados directamente a la pila, otro se conecta con el audífono y otro cable más esta conectado con el tornillo de fijación del molinete. Este mecanismo permite al usuario de dicho dispositivo escuchar por el audífono, por cada giro, revolución o "vuelta" de la hélice (el giro se debe al impulso proporcionado a la hélice por la corriente de agua) del micromolinete, un ruido (una especie de "track"). También se hace uso de un cronómetro, de tal forma que para determinar el número de revoluciones, el usuario en lapso de tiempo determinado (el el laboratosiso en cuestión por lo general se utilizan 30 ó 60 s) cuenta los ruidos escuchdos en dicho periodo. Luego, para determinar la velocidad del agua en la sección en estudio, se hace uso de la Ec. (7.1).

El molinete, provisto de cursor y tornillo de fijación, se instala en un vástago vertical a la altura del punto en el cual ser desean efectuar las mediciones. Esta velocidad angular (No.Golpes) se traduce después a velocidad del agua haciendo uso de una fórmula de calibración que previamente se determina para cada aparato en particular, siendo esta:

$$V = K \frac{\text{No. Golpes}}{t} \quad (7.1)$$

donde:

**K** → Constante de calibración

v → velocidad del agua, en m / s

t → tiempo, en s

A continuación se realiza el desarrollo mediante el cual es posible transformar la velocidad angular del molinete en la velocidad del agua.

Si se sabe que la velocidad tangencial o lineal es igual a la velocidad angular por el radio, es decir:

$$V = \omega r$$

Si además se sabe que  $\omega = 2 \pi N$   
donde N es la velocidad de rotación o el número de vueltas que da el molinete en un lapso de tiempo, o bien, el número de golpes que se escuchan en el audífono para un intervalo de tiempo determinado.

Estableciendo la velocidad angular en rad/s, se tiene:

$$\omega = \frac{\text{No. Golpes} * 2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}}$$

Entonces, la velocidad tangencial queda de la forma.

$$V = \omega r \frac{\text{rad}}{\text{s}} m$$

y, debido a que el radián no es una unidad de medición propiamente dicha, entonces la velocidad tangencial queda de la siguiente manera:

$$V = \omega r, \text{ en m/s}$$

Para obtener el gasto total se hace una sumatoria de los gastos obtenidos en cada dovela:

$$Q_t = \sum_{i=1}^n q_i$$

#### 7.1.1.- Procedimiento de calibración

Se procedió a realizar la calibración de dos de los tres micromolinetes con los que cuenta el Laboratorio de Hidráulica (esto, debido a que el tercero se encuentra prácticamente inservible), para así poder utilizar el más confiable y de esta forma poder obtener valores precisos.

Dicha calibración tuvo lugar en el canal Rehbock que se encuentra instalado en el Laboratorio, el cual consta de un vertedor triangular de pared delgada sin contracciones laterales. Además de lo anterior cuenta, antes y después del tramo en el cual las paredes son de acrílico, con dos pequeñas compuertas.

En la Fig. 7.1 se muestran las características del vertedor triangular empleado en la calibración.

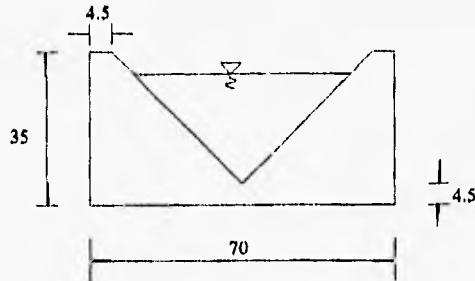


Fig. 7.1 Vertedor triangular del canal Rehbock

Se realizó la calibración de la siguiente forma:

Para cada molinete se efectuaron mediciones con dos gastos diferentes y para cada uno de estos gastos se tomaron lecturas para tres eventos, a saber:

- a) El primer evento consiste en tomar las lecturas para la condición "normal", es decir, que no existe interferencia por parte de las dos compuertas.
- b) En el segundo evento se mantiene el mismo gasto y se reduce el valor del tirante "y" (bajando la compuerta anterior a la sección de medición aproximadamente una profundidad de 0.5y)
- c) En el tercero se mantiene el gasto y se incrementa el valor del tirante "y" (bajando la compuerta posterior a la sección de medición aproximadamente una profundidad de 0.5y)

Es importante resaltar que, para cada evento, se tomaron cuatro lecturas -No. de golpes- a las profundidades de 0.8y y 0.2y, y que el intervalo de tiempo -t- fué de 30".

La determinación del gasto con la ayuda del vertedor triangular de pared delgada se efectuó con la fórmula de la Universidad Católica de Chile debido a que es la más general y por que su rango de aplicación es mayor al de otras ecuaciones.

Además de la ecuación de la U. Católica de Chile existen otras fórmulas experimentales que permiten determinar el valor de los coeficientes  $\mu$  y  $k$ . Dichas fórmulas son las de Gourley y Crimp, Hegly, Barr, Heyndrickx y Yarnall, aunque existe el inconveniente de que están condicionadas a determinados valores de  $\theta$ , a diferencia de la primera, la cual tiene un rango de aplicación de  $15^\circ \leq \theta \leq 120^\circ$ , además de que la ecuación es muy sencilla y es la más empleada en nuestro país.

Para la obtención de los valores  $\mu$  y  $k$ , mediante el empleo de la ecuación de la U. C. de Chile, se hace uso de las Figs. 7.2 y 7.3.

$$Q = \frac{8}{15} \sqrt{2g} \tan \frac{\theta}{2} \mu k h_v^{3/2} \quad (7.2)$$

Si se hace:

$$C = \frac{8}{15} \sqrt{2g} \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \mu k \quad (7.3)$$

Entonces la Ec.(1.2) queda de la forma:

$$Q = Ch_v^{3/2} \quad (7.4)$$

Donde:

$Q \rightarrow$  gasto medido con el vertedor triangular, en  $m^3/s$

$g \rightarrow$  aceleración de la gravedad, en  $m/s^2$

$\theta \rightarrow$  ángulo entre las paredes del vertedor  $90^\circ$

$\mu \rightarrow$  coeficiente experimental dependiente de  $h_v$  y  $\theta$

$k \rightarrow$  coeficiente que depende de la relación  $B/h_v$

$h_v \rightarrow$  carga sobre el vertedor, en m

$B \rightarrow = 1.10$  m.

$b \rightarrow$  ancho del canal, 0.25m

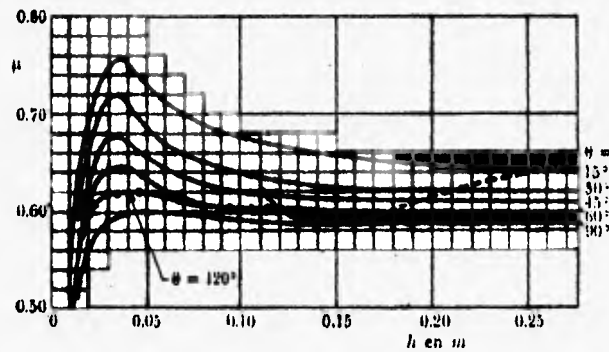


Fig. 7.2. Coeficiente de gasto  $\mu$  de vertedores triangulares en la fórmula de la Universidad Católica de Chile

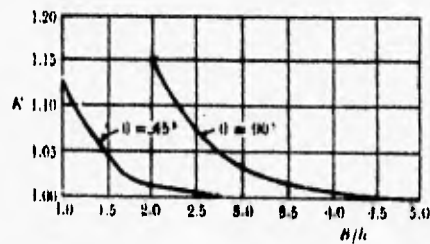


Fig. 7.3. Valores de  $K$  en la fórmula de la Universidad Católica de Chile para vertedores triangulares.

### 7.2.1.- Calibración del primer molinete

1.1.- Para el primer caso o gasto se tiene que:

$$L_2 = 0.3694 \text{ m}, \quad L_1 = 0.1613 \text{ m}$$

$$h_v = |L_2 - L_1| = |0.3694 - 0.1613|, \quad h_v = 0.2081 \text{ m}$$

De las figuras 7.2 y 7.3 se obtienen:  $\mu = 0.59$  y  $k = 1.0$

a).- Para el primer evento -"Y" "normal"-:

En este evento  $Y=0.162 \text{ m}$

Sustituyendo valores en la Ec (7.3), se tiene que:

$$C = \frac{8}{15} \sqrt{19.62 \tan\left(\frac{90}{2}\right)} 0.59(1.0), \quad C = 1.436 \frac{\text{m}^{1/2}}{\text{s}}$$

De la Ec.(7.4) se tiene que:

$$Q = 1.436(0.2081)^{3/2}, \quad Q = 0.02837 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{No. Golpes}_{0.2r} = \frac{31+32+31+32}{4} = 31.5$$

$$\text{No. Golpes}_{prom} = \frac{31.5+29.25}{2} = 30.375$$

$$\text{No. Golpes}_{0.8r} = \frac{30+28+29+30}{4} = 29.25$$

De la Ec.(7.1) se sabe que :

$$V = K \frac{\text{No. Golpes}}{t}$$

pero debido a que la constante K es la que se desea determinar, ésta se dejará como incógnita. De esta forma:

$$V = K \frac{30.375}{30} = 1.012 K$$

Por continuidad se sabe que  $Q=A*V$ , despejando V se tiene que:

$$V=Q/A$$

siendo A el área de la sección transversal en la cual se toma la lectura.

$$A=b*Y=0.25*0.162, \quad A=0.0405 \text{ m}^2$$



Por lo tanto:

$$V = \frac{0.2837}{0.405} = 0.70 \text{ m/s}$$

Si ahora se igualan las dos velocidades, se tiene que:

$$K = \frac{0.70}{1.012} = 0.692, \quad K = 0.692$$

b).- Para el segundo evento no fué posible reducir el tirante ya que al efectuar la intrusión de la compuerta se produjo una especie de salto hidráulico, mismo que se barria en sentido contrario al flujo en muy poco tiempo, lo cual imposibilitó la toma de lecturas confiables.

c).- Tercer evento.

$Y=0.251\text{m}$

$$\text{No. Golpes}_{0.27} = \frac{26+26+26+26}{4} = 26 \quad \text{No. Golpes}_{prom} = \frac{26+25.25}{2} = 25.625$$

$$\text{No. Golpes}_{0.87} = \frac{25+25+25+26}{4} = 25.25$$

De la Ec.(7.1):

$$V_{prom} = K \frac{25.625}{30} = 0.854K$$

De continuidad:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.2837}{0.25 \cdot 0.251} = 0.452 \text{ m/s}$$

Igualando las velocidades se obtiene:

$$K = \frac{0.452}{0.8538}; \quad K = 0.529$$

1.2.- Para el mismo molinete pero ahora con un gasto menor.

Determinación del gasto:

$$L_2 = 0.3030\text{m} \quad h_v = |0.3030 - 0.1613| = 0.1417\text{m}$$

$$L_1 = 0.1613\text{m}$$

De las Figs. 7.2 y 7.3 se tiene que:  $\mu = 0.585$  y  $k = 1.0$

Sustituyendo valores en la Ec.(7.3) se tiene que:

$$C=1.382 \frac{m^{\frac{1}{2}}}{s}$$

Y de la Ec.(7.4):

$$Q=1.382(0.1417)^{\frac{1}{2}}; \quad Q=0.01044 m^3/s$$

a).- Primer evento.

Y=0.103m

$$No. Golpes_{0.27} = \frac{27+27+28+27}{4} = 27.25 \quad No. Golpes_{prom} = \frac{27.25+20.5}{2} = 23.87$$

$$No. Golpes_{0.87} = \frac{21+20+21+20}{4} = 20.25$$

De la Ec.(1.1):

$$V_m = K \frac{23.87}{30} = K * 0.7958$$

De continuidad:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.01044}{0.25 * 0.103} = 0.4056 \text{ m/s}$$

Igualando las velocidades se tiene que:

$$K = \frac{0.4056}{0.7958}; \quad K = 0.51$$

b).- Segundo evento

Y=0.0852m

$$No. Golpes_{0.27} = \frac{53+51+53+51}{4} = 52 \quad No. Golpes_{prom} = \frac{52+29.25}{2} = 40.62$$

$$No. Golpes_{0.87} = \frac{30+29+29+29}{4} = 29.25$$

$$V_m = K \frac{40.62}{30} = K * 1.354$$

De continuidad:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.01044}{0.25 * 0.0852} = 0.49 \text{ m/s}$$

Igualando las velocidades se tiene que:

$$K = \frac{0.49}{1.354}; \quad K = 0.362$$

**c).- Tercer evento.**  
 $Y=0.153\text{m}$

$$\text{No. Golpes}_{0.2r} = \frac{17+17+17+16}{4} = 16.75 \quad \text{No. Golpes}_{prom} = \frac{16.75+16}{2} = 16.37$$

$$\text{No. Golpes}_{0.4r} = \frac{16+16+16+16}{4} = 16$$

$$V_m = K \frac{16.375}{30} = K * 0.545$$

De continuidad:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.01044}{0.25 * 0.153} = 0.2729 \text{ m/s}$$

Igualando velocidades:

$$K = \frac{0.2729}{0.5456}; \quad K = 0.50$$

En la tabla 10.1 se concentran los valores calculados de **K** para diferentes condiciones.

CASO	Q [l/s]	K evento 1	K evento 2	K evento 3
1	28.37	0.692	*	0.520
2	10.44	0.51	0.362	0.5

Tabla 7.1.- valores de K

\* En este evento no fué posible calcular el valor de K por las circunstancias expuestas en el inciso correspondiente.

Como puede observarse existe mucha diferencia entre los valores obtenidos para la constante **K**, motivo por el cual se descarta este micromolineté para su uso en la determinación del gasto.

### 7.2.2.- Calibración del segundo molinete

#### 2.1.- Para el primer gasto :

Determinación del gasto:

$$L_s = 0.37m ; \quad h_v = |0.37 - 0.1541| = 0.2159m$$

$$L_t = 0.1541m$$

De las Figs. 7.9 y 7.10 de la Referencia se tiene que:  $\mu = 0.59$  y  $k = 1.00$

Sustituyendo valores en la Ec.(1.3):

$$C = 1.3937 \text{ m}^{3/2} / s$$

y de la Ec.(1.4):

$$Q = 1.3937(0.2159)^{3/2}; \quad Q = 0.03018 \text{ m}^3/s$$

**a).- Primer evento**

$$Y = 0.168m$$

$$No. Golpes_{0.2r} = \frac{38+38+37+38}{4} = 37.75;$$

$$No. Golpes_{prom} = \frac{37.75+36.5}{2} = 36.625$$

$$No. Golpes_{0.8r} = \frac{36+37+36+37}{4} = 36.5$$

De la Ec.(1.1):

$$V_m = K \frac{37.125}{30}; \quad V_m = K * 1.237$$

De continuidad:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.03018}{0.25 * 0.168}; \quad V = 0.7185 \text{ m/s}$$

Igualando velocidades:

$$K = \frac{0.71857}{1.237}; \quad K = 0.58$$

**b).- Segundo evento**

En este evento no se pudo realizar la toma de lecturas debido a que el número de golpes era tan grande que se imposibilitó la determinación de su cantidad, motivo por el cual, para este evento, no se determinó el valor de **K**.

**c).- Tercer evento**

$$Y = 0.296m$$

$$No. Golpes_{0.2r} = \frac{21+22+21+21}{4} = 21.25; \quad No. Golpes_{prom} = \frac{21.25+20}{2} = 20.625$$

$$No. Golpes_{0.8r} = \frac{20+20+20+20}{4} = 20$$

$$V_m = K \frac{20.625}{30}; \quad V_m = K * 0.687$$

Por continuidad se tiene que:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.03018}{0.25 * 0.296}; \quad V = 0.4078 \text{ m/s}$$

Igualando las velocidades:

$$K = \frac{0.4078}{0.68715}; \quad K = 0.593$$

**2.2.- Para el mismo molinete, pero ahora para un gasto menor.**

Determinación del gasto:

$$L_s = 0.3230m; \quad h_v = |0.3230 - 0.1641| = 0.1689m$$

$$L_i = 0.1541m$$

De la Ec.(1.3):

$$C = 1.3937 \text{ m}^{1/2} / s$$

De las Figs. 7.2 y 7.3 se tiene que:

$$\mu = 0.59 \text{ y } k = 1.0$$

Sustituyendo valores en la Ec.(1.4):

$$Q = 1.3937(0.1689)^{3/2}; \quad Q = 0.01634 \text{ m}^3/s$$

**a).- Primer evento**

$$Y = 0.128m$$

$$No. Golpes_{0.2r} = \frac{28 + 27 + 29 + 27}{4} = 27.75; \quad No. Golpes_{prom} = \frac{27.75 + 24.5}{2} = 26.125$$

$$No. Golpes_{0.1r} = \frac{25 + 24 + 25 + 24}{4} = 24.5$$

$$V_m = K \frac{26.125}{30} = K * 0.8705$$

Por continuidad:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.1634}{0.25 * 0.128}; \quad V = 0.5106 \text{ m/s}$$

Igualando las velocidades:

$$K = \frac{0.5106}{0.8705}; \quad K = 0.586$$

**b).- Segundo evento**

En este evento, debido a lo diminuto del tirante, solamente se tomaron lecturas a una profundidad aproximadamente igual a 0.5Y.

Y=0.078m

$$No. Golpes_{prom} = \frac{63 + 62 + 59 + 62 + 61}{5} = 61.4$$

$$V_m = K \frac{61.4}{30}; \quad V_m = K * 2.046$$

por continuidad:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.01634}{0.25 * 0.078}; \quad V = 0.8379 \text{ m/s}$$

Igualando las velocidades obtenidas:

$$K = \frac{0.8379}{2.0466}; \quad K = 0.409$$

**c).- Tercer evento**

Y=0.184m

$$No. Golpes_{02r} = \frac{19+19+18+19}{4} = 18.75; \quad No. Gopes_{prom} = \frac{18.75+17.75}{2} = 18.25$$

$$No. Golpes_{01r} = \frac{18+17+18+18}{4} = 17.75$$

$$V_m = K \frac{18.25}{30}; \quad V_m = K * 0.6083$$

Igualando las velocidades:

$$K = \frac{0.3552}{0.6083}; \quad K = 0.5839$$

A continuación se muestra una tabulación de los valores obtenidos de K.

#### Valores de K para diferentes condiciones

CASO	Q [m <sup>3</sup> /s]	K evento 1	K evento 2	K evento 3
1	30.18	0.58	*	0.593
2	16.34	0.586	0.409	0.584

Tabla No. 7.2

\* En este evento no fué posible la determinación de K por las circunstancias expuestas en el inciso correspondiente.

Si se hace un análisis de los resultados obtenidos en la calibración de los dos molinetes se observa, en las tablas correspondientes, que los resultados obtenidos con el primer molinete son bastante dispares., motivo por el cual no es posible emplearlo en la determinación del gasto de la turbina Kaplan porque los resultados que se obtendrían no serían confiables.

Por el contrario, de los valores tabulados para el segundo molinete se desprende que este micromolinete es confiable si se emplea en caudales cuya velocidad no es muy alta (eventos a y c), como sucedió en los dos casos (para los dos gastos) en los cuales los cuatro valores de K son bastante aproximados entre sí. Esto no sucede en aquellos casos en los que la velocidad es alta (evento b), en los cuales el valor de K se eleva bastante.

Si ahora se obtiene un promedio de los cuatro valores de K considerados como confiables:

$$K_{prom} = \frac{0.58 + 0.593 + 0.5865 + 0.5839}{4}; \quad K_{prom} = 0.586$$

Debido a que el molinete inicial no es confiable, entonces el valor promedio de  $K$  obtenido con el segundo micromolinete ( $K_{prom} = 0.586$ ) será el valor a utilizar en el subcapítulo dedicado al aforamiento empleando el molinete.

### 7.3.- Obtención de la gráfica H - Q para la turbina Kaplan

Para conocer y entender de una mejor forma el funcionamiento de la turbina Kaplan es necesario obtener la gráfica que represente la relación H-Q (carga - gasto). Para tal efecto hice uso de tres métodos de aforamiento:

- 1.- Vertedor rectangular de pared delgada
- 2.- Venturi
- 3.- Sección - velocidad (micromolinete)

#### CONCEPTO DE AFORO

Aforar una corriente significa determinar, a través de mediciones, el gasto que pasa por una sección determinada.

#### 7.3.1.- Aforamiento utilizando un vertedor rectangular delgado sin contracciones laterales.

En este método se hizo la consideración de que el agua, antes de la cresta del vertedor, llega en régimen subcrítico, motivo por el cual se despreció la carga de velocidad  $\left(\frac{V^2}{2g}\right)$ .

Para la realización de los cálculos utilicé la ecuación:

$$Q = \frac{2}{3} \sqrt{2g} \mu b h^{3/2} \quad (7.3.1)$$

que es la ecuación general para calcular el gasto en un vertedor rectangular cuya velocidad de llegada es despreciable.

Sintetizando la Ec.(7.3.1) se tiene que:

$$Q = \frac{2}{3} \sqrt{2(9.81)} \mu b h^{3/2} = 2.952 \mu b h^{3/2}$$

Por lo tanto:

$$Q = 2.952 \mu b h^{3/2} \quad (7.3.2)$$

Donde:  $\mu \rightarrow$  coeficiente que considera el efecto de contracción de la lámina vertiente.



$b$  → ancho del vertedor  
 $h$  → desnivel entre la superficie inalterada del agua antes del vertedor y la cresta.  
 Por otra parte, si el coeficiente  $\mu$  se calcula con la fórmula experimental de Rehbock:

$$\mu = \left[ 0.6035 + 0.0813 \left( \frac{h + 0.0011}{w} \right) \right] \left[ 1 + \frac{0.0011}{h} \right]^{\frac{3}{2}} \quad (7.2.3)$$

la cual es aplicable sólo si:

$$\begin{aligned}
 0.01m &\leq h \leq 0.80m \\
 b &\geq 0.30m \\
 w &\geq 0.06m \\
 \frac{b}{w} &\leq 1
 \end{aligned}$$

donde:  $w$  → altura de la cresta, medida desde la plantilla del canal de alimentación.

A continuación, en la fig. 7.4 se muestra la sección en la cual se realizaron las mediciones.

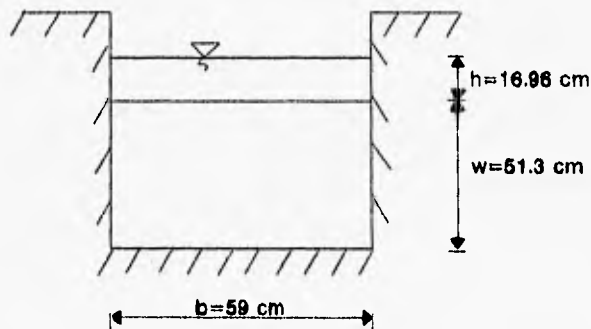


Fig. 7.4 Vista frontal del canal

Ahora, si el cálculo de  $\mu$  se realiza para la  $h_{m\acute{a}x}$  entonces:

$$h_{m\acute{a}x} = |0.4142 - 0.2416| = 0.1696m; \quad h_{m\acute{a}x} = 0.1696m$$

Sustituyendo valores en la fórmula de Rehbock:

$$\mu = \left[ 0.6035 + 0.0813 \left( \frac{0.1696 + 0.0011}{0.513} \right) \right] \left[ 1 + \frac{0.0011}{0.1696} \right]^{\frac{3}{2}} = 0.6367; \quad \mu = 0.6367$$

Sustituyendo valores, ahora en la Ec.(7.3.2), se tiene que:

$$Q = 2.952(0.6367)(0.59)h^{3/2} = 1.109h^{3/2}$$

Por lo tanto, la ecuación simplificada para calcular el gasto turbinado por la turbina Kaplan, mediante el uso del vertedor rectangular de pared delgada sin contracciones laterales, queda definida por:

$$Q = 1.109h^{3/2} \quad (7.3.4)$$

En la tabla 10.3 se presentan los valores tabulares de  $L_s$ ,  $L_i$ ,  $h$  y  $Q$ ; y en la fig. 10.2 se ilustra la gráfica correspondiente a los valores tabulados.

#### 7.3.1.1.- Determinación de la carga de velocidad

**Nota aclaratoria:** La ecuación del gasto utilizada para la determinación de los valores tabulares con los que se realizó la gráfica es diferente a la empleada para la obtención de la carga de velocidad, motivo por el cual es de suma importancia aclarar que ésta última solo tiene como finalidad el cálculo de la carga de velocidad y que no tiene injerencia alguna en los resultados obtenidos.

Donde el gasto se determina con la fórmula

$$Q = CLH^{3/2} \quad (7.3.5)$$

Debido a que exclusivamente se desea comprobar que la carga de velocidad es pequeña, comparativamente hablando, y así justificar el hecho de que no haya sido tomada en cuenta para el cálculo del gasto, la determinación de dicha carga sólo se calculó para un caso, siendo éste el correspondiente a la carga máxima ( $h_{máx}$ ).

Si se sabe que:

$$\frac{W}{H_s} = \frac{W}{h+W} = \frac{0.513}{0.1696+0.513} = 0.7515$$

De la Fig. 189 del libro "diseño de presas pequeñas", autor: USBR, se tiene que, para un valor de  $\frac{W}{H_s} = \frac{P}{H_o} = 0.7515$  se tiene que  $C_o = 3.87$ , siendo  $C_o$  un coeficiente de apoyo.

Si inicialmente se considera que  $\frac{v^2}{2g} = 0$  y  $H_s = H_o$ ,  $\Rightarrow \frac{H_s}{H_o} = 1$

De la Fig. 190 de la misma referencia, para  $\frac{H_s}{H_0} = 1$ ;  $\frac{C}{C_0} = 1 \Rightarrow C = 3.87$

Debido a que C tiene unidades del Sistema Inglés, se tiene que transformar al S.I., quedando de la manera siguiente:

$$C = 3.87 \sqrt{0.3048} = 2.136 \frac{m^{3/2}}{s}$$

Ahora, de la fórmula general para calcular el gasto se tiene que:

$$Q = CLH^{3/2} = 2.136(0.59)(0.1696)^{3/2}$$

$$Q = 0.088 \frac{m^3}{s}$$

De continuidad se sabe que:

$$Q = AV, \text{ pero } A = by$$

donde **b** es el ancho del canal en cuestión y **y** es el tirante del agua  
Para este caso se observó que **y=h=0.6828 m** y **b=0.59 m**

Para mayor claridad de los cálculos se hace uso de la Fig. 7.5., en la cual se ilustra la sección transversal del canal.

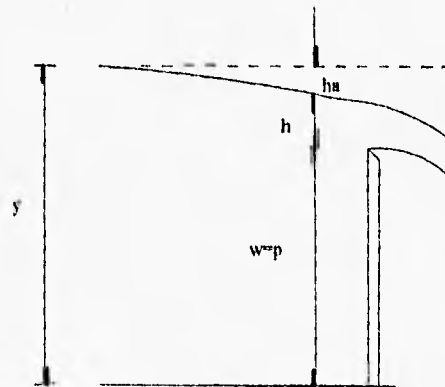


Fig. 7.5 Corte transversal del canal

Entonces:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.088}{0.59(0.6828)} = 0.218, \quad V = 0.218 \frac{m}{s}$$

Por lo que la carga de velocidad se calculó de la manera siguiente:

$$h_v = \frac{V^2}{2g} = \frac{(0.22)^2}{2(9.81)} = 0.0024m, \quad h_v = 0.0024m$$

Por otro lado, si se hace

$$H_t = H_0 = h + h_v = 0.1696 + 0.0024 = 0.172, \quad H_t = 0.172m$$

Calculando nuevamente el gasto, ahora para la nueva H:

$$Q = CLH^{3/2} = 2.136(0.59)(0.172)^{3/2} = 0.0898$$

$$Q = 0.0898 \frac{m^3}{s}$$

$$\% \text{ Error} = \frac{(0.0898 - 0.088)}{0.0898} * 100 = 2$$

Como su puede constatar con la operación anterior, el margen de error es insignificante. Con lo anterior se justifica la consideración de despreciar el efecto de la carga de velocidad en el cálculo del gasto.

Para que la demostración sea completa y así poder justificar en su totalidad la omisión de la carga de velocidad a continuación se muestran los resultados obtenidos con la Ec. (7.2.4), con la cual se calcularon los valores graficados para este caso (1):

$$Q = 1.1092h^{3/2} \frac{m^3}{s}$$

**Sin considerar la carga de velocidad:**

$$Q = 1.1092(0.1696)^{3/2} = 0.07747, \quad Q = 0.07747 \frac{m^3}{s}$$

**Considerando la carga de velocidad:**

$$Q = 1.1092(0.1696 + 0.0024)^{3/2} = 0.07912 \frac{m^3}{s}$$

Como puede observarse la diferencia en el gasto es del orden del 2 %, equivalente a 2 l/s, lo cual es una cantidad insignificante, con lo que queda plenamente demostrado que, para este trabajo, no es necesario considerar la carga de velocidad en la determinación del gasto por el método del vertedor de pared delgada, ya que la diferencia existente no influye de manera considerable en el resultado final.

No.	Ls [m]	Li [m]	h [m]	Q [m <sup>3</sup> /s]	Q [l/s]
1	0.2652	0.2416	0.0236	0.0040	4.0214
2	0.2766	0.2416	0.035	0.0073	7.2629
3	0.3142	0.2416	0.0726	0.0217	21.6978
5	0.3835	0.2416	0.1119	0.0416	41.5198
6	0.367	0.2416	0.1254	0.0493	49.2557
7	0.376	0.2416	0.1344	0.0547	54.6523
8	0.381	0.2416	0.1394	0.0577	57.7303
9	0.3859	0.2416	0.1443	0.0608	60.6006
10	0.3908	0.2416	0.1499	0.0637	63.7312
11	0.394	0.2416	0.1524	0.0660	66.9914
12	0.395	0.2416	0.1534	0.0666	66.6420
13	0.3999	0.2416	0.155	0.0677	67.6673
14	0.3979	0.2416	0.1562	0.0685	68.4749
15	0.403	0.2416	0.1614	0.0719	71.9229
16	0.4043	0.2416	0.1627	0.0728	72.7933
17	0.405	0.2416	0.1634	0.0733	73.2636
18	0.4057	0.2416	0.1641	0.0737	73.7348
19	0.4064	0.2416	0.1649	0.0742	74.2071
20	0.4062	0.2416	0.1669	0.0764	75.4292
21	0.4067	0.2416	0.1671	0.0768	75.7860
22	0.4064	0.2416	0.1678	0.0762	76.2426
23	0.4067	0.2416	0.1681	0.0764	76.4472
24	0.4069	0.2416	0.1683	0.0766	76.5836
25	0.4111	0.2416	0.1695	0.0774	77.4042
26	0.4112	0.2416	0.1699	0.0775	77.4727

Tabla 7.3 Valores de Q empleando el vertedor rectangular

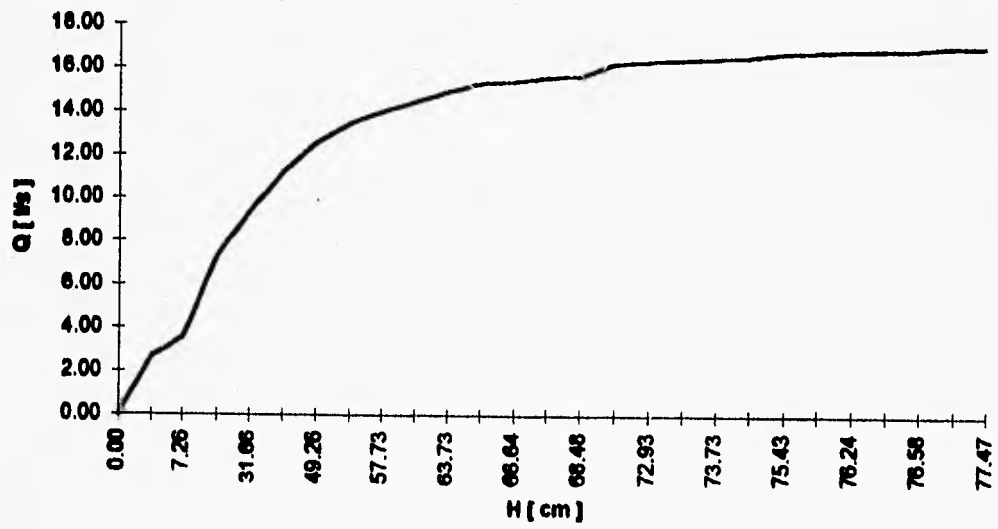


Fig. 7.6. Gráfica H - Q de la turbina Kaplan utilizando el vertedor rectangular

### 7.3.2.- Aforamiento empleando el venturímetro

#### VENTURIMETRO

El venturímetro o tubo de venturi es un elemento deprimógeno -es decir, un elemento que provoca una caída de presión- que tiene como función el provocar una diferencia de presiones. Siendo el caudal  $Q$  una función de dicha diferencia, entonces se puede conocer el valor de  $Q$  midiendo el valor de dicha diferencia.

El tubo de venturi consta de tres partes: una convergente, otra de sección mínima o garganta, y finalmente una parte divergente. La característica física fundamental del venturímetro es que el estrangulamiento de la tubería (en este caso, el del tubo que alimenta de agua a la turbina Kaplan) es muy brusco, al contrario de la ampliación que se realiza en forma gradual hasta llegar a la sección original. De esta forma, al variar la sección transversal de la tubería, se logra variar las presiones que tienen lugar en el interior de la misma. La sección transversal del venturi suele ser circular pero también puede tomar otra forma.

El venturi, para aforar el caudal que circula por el interior de una tubería, se apoya en un manómetro diferencial (comúnmente de mercurio) o en dos manómetros simples que se encuentra(n) en conexión con aquel mediante el cual es posible medir las diferencias de presiones, las cuales se obtienen en forma de carga de presión.

El venturi utilizado para la realización de la gráfica H-Q es de sección circular y el manómetro es del tipo diferencial de mercurio.

La ecuación mediante la cual se calcula el gasto es la siguiente:

$$Q = C_d A_2 \sqrt{2g\Delta h \left( \frac{\gamma_m}{\gamma} - 1 \right)} \quad (7.3.6)$$

pero

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

$$m = \frac{A_2}{A_1}$$

donde:  $C_v$  → coeficiente que considera el error cometido al no considerar la pérdida de energía en la deducción de la ecuación

$m$  → es el grado de estrangulamiento de la tubería

$\Delta h$  → variación de la presión, en forma de carga de presión

$\gamma_m$  → peso específico del mercurio (13,600 kg/m<sup>3</sup>)

$\gamma$  → peso específico del agua (1,000 kg/m<sup>3</sup>)

- $A_1$  → área de la sección transversal anterior al estrangulamiento
- $A_2$  → área de la sección transversal en el estrangulamiento
- $C_d$  → coeficiente que depende del grado de estrangulamiento, de los efectos viscosos y rugosidad del tubo y del tipo de venturímetro.

Se han determinado de manera experimental valores típicos medios del coeficiente  $C_d$ , mismos que se presentan en la Fig. 7.6a, la cual muestra que  $C_d$  depende de  $m$  y de  $R_e$ , hasta el límite fijado por la línea LL', a la derecha de la cual,  $C_d$  es independiente de  $R_e$  y dependiente sólo de  $m$ , como se ilustra en la Fig. 7.6a.

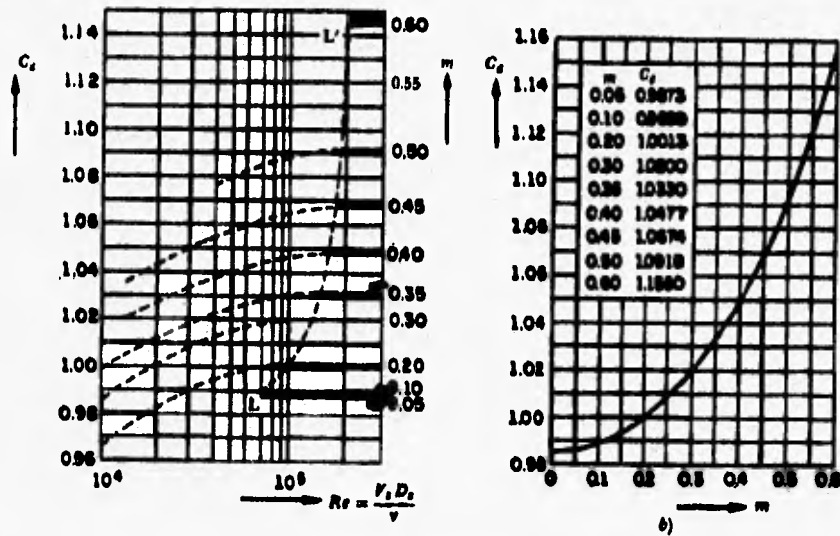


Fig. 7.6a. Coeficiente  $C_d$  para un venturímetro.

En estas figuras el número de Reynolds es

$$R_e = \frac{V_2 D_2}{\nu}$$

donde:  $D_2$  es el diámetro de la sección estrangulada  
 $V_2$  es la velocidad media en la misma  
 $\nu$  la viscosidad cinemática del líquido



**Determinación de la ecuación general para calcular el gasto, para este método**

**DATOS:**

$D_1 \rightarrow$  diámetro de entrada,  $D_1 = 10'' = 10 * 0.0254 = 0.254m$

$D_2 \rightarrow$  diámetro en el estrangulamiento,  $D_2 = 6'' = 6 * 0.0254 = 0.1524m$

$\Delta h \rightarrow$  deflexión en el manómetro de mercurio

El área de las secciones transversales vale:

$$A_1 = \frac{\pi * (0.254)^2}{4} = 0.05067m^2$$

$$A_2 = \frac{\pi * (0.1534)^2}{4} = 0.01824$$

El grado de estrangulamiento vale:

$$m = \frac{A_2}{A_1} = \frac{0.01824}{0.05067} = 0.3599$$

**Determinación del gasto para la deflexión máxima ( $\Delta h=0.106m$ ):**

Si se considera inicialmente que  $C_d$  es independiente de  $R_e$ , de la Fig. 7.6b se tiene que  $C_d = 1.034$ .

Sustituyendo valores en la Ec.(7.3.6):

$$Q = 1.034(0.01824) \sqrt{19.62 * \Delta h * \left( \frac{13.595}{1} - 1 \right)}$$

$$Q = 0.01886 \sqrt{247.1139(0.106)} = 0.09652 m^3/s$$

La velocidad en la sección 2 es:

$$V_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{0.09652}{0.01824} = 5.2916m/s$$

donde el número de Reynolds es:

$$R_e = \frac{V_2 D_2}{\nu} = \frac{5.2916 * 0.1524}{0.013} = 6.2 * 10^5$$

Con este valor de  $R_e$  y con  $m=0.359$  se obtiene el mismo valor de  $C_d = 1.034$  de la Fig. 7.6a, lo cual comprueba el resultado antes obtenido para Q.

De esta forma, la ecuación general -para este trabajo- queda de la forma:

$$Q = 0.1886\sqrt{247.1139 * \Delta h} \quad (7.3.7)$$

En la siguiente tabla se observan los resultados obtenidos.

**Valores de Q determinados con ayuda del venturi**

No.	h	Q	Q
	[m]	[m <sup>3</sup> /s]	[l/s]
1	0.001	0.0094	9.3754
2	0.002	0.0133	13.2568
3	0.01	0.0296	29.6477
4	0.02	0.0419	41.9281
5	0.035	0.0555	55.4857
6	0.045	0.0629	62.8922
7	0.055	0.0695	69.5299
8	0.059	0.0720	72.0139
9	0.064	0.0750	75.0033
10	0.068	0.0773	77.3116
11	0.076	0.0817	81.7329
12	0.079	0.0833	83.3305
13	0.085	0.0864	86.4370
14	0.088	0.0879	87.9491
15	0.091	0.0894	89.4357
16	0.093	0.0904	90.4132
17	0.094	0.0909	90.8980
18	0.095	0.0914	91.3802
19	0.097	0.0923	92.3371
20	0.098	0.0926	92.6118
21	0.099	0.0933	93.2842
22	0.101	0.0942	94.2217
23	0.102	0.0947	94.6670
24	0.103	0.0952	95.1500
25	0.104	0.0956	95.6108
26	0.106	0.0965	96.5258

**Tabla 7.4. Valores de Q determinados con el venturi**

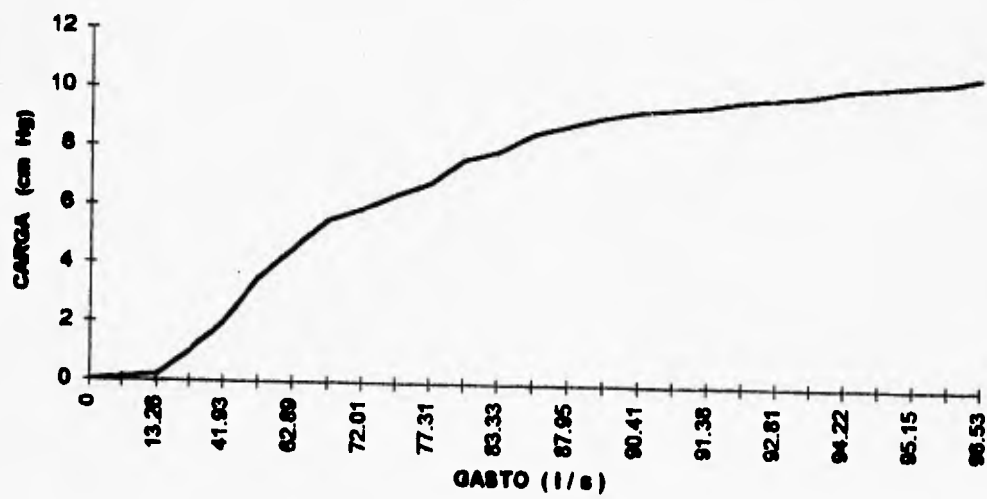


Fig. 7.7. Relación H - Q de la turbina Kaplan obtenida con la ayuda del venturi

### 7.3.3.- Aforo del gasto utilizando el método sección - velocidad (usando el molinete)

Este método consiste en medir la velocidad -apoyado en el molinete- en varios puntos de la sección transversal del canal y posteriormente determinar el gasto basándose en la ecuación de continuidad.

$$Q = A v$$

Es importante destacar el hecho de que, invariablemente, las velocidades máximas tienen lugar cerca de la superficie libre del agua, y las mínimas cercanas a las paredes del cauce natural. Debido a lo anterior, para realizar el cálculo del gasto es necesario dividir la sección transversal del cauce en varias subsecciones conocidas como "dovelas", ya que si se tomara una sola lectura, los resultados obtenidos no serían muy confiables.

Entonces, el gasto que pasa por cada dovela es:  $q_i = a_i v_{mi}$

Donde:

$a_i$  → es el área de la dovela "i"

$v_{mi}$  → es la velocidad media en la misma dovela

Cuando el tirante medido al centro de la dovela - " $y_i$ " - no es muy grande, la velocidad media " $v_m$ " se puede tomar como la medida a una profundidad aproximada de  $0.6y_i$ . De no suceder así la velocidad media puede considerarse como el promedio de las medidas a profundidades de  $0.2y_i$  y  $0.8y_i$ ; de este modo la velocidad media es:

$$v_m = \frac{V_{0.2y_i} + V_{0.8y_i}}{2}$$

**Nota:** Cuando el valor de " $y_i$ " resulte ser muy grande, puede ser necesario realizar la toma de tres o más lecturas de velocidad en las dovelas.

En la Fig. 7.8 se muestra la sección transversal del canal de desagüe de la turbina Kaplan, lugar en el cual se realizaron las mediciones, dividiendo la sección en tres dovelas para obtener datos más precisos.

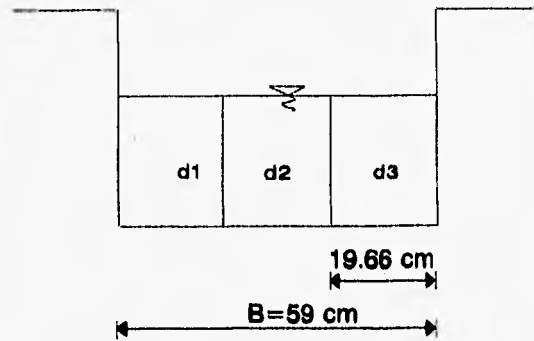


Fig. 7.8 Sección transversal del canal dividido en dovelas

#### DETERMINACIÓN DEL GASTO

Inicialmente se determinará el gasto para la abertura máxima.

a).- Para la dovela 1:

$$No. Golpes_{0.2y} = \frac{47 + 46 + 48 + 47}{4} = 47, \quad V_{0.2y} = K \frac{47}{60} = 0.783K$$

$$No. Golpes_{0.8y} = \frac{40 + 43 + 42 + 41}{4} = 41.5, \quad V_{0.8y} = K \frac{41.5}{60} = 0.6916K$$

$$V_m = \frac{K(0.783 + 0.6916)}{2} = 0.7373K$$

b).- Para la dovela 2:

$$No. Golpes_{0.2y} = \frac{30 + 28 + 27 + 28}{4} = 28.25, \quad V_{0.2y} = K \frac{28.25}{60} = 0.4708K$$

$$No. Golpes_{0.8y} = \frac{18 + 19 + 19 + 18}{4} = 18.5, \quad V_{0.8y} = K \frac{18.5}{60} = 0.308K$$

$$V_{m2} = \frac{K(0.4708 + 0.308)}{2} = 0.3898K$$

c).- Para la dovela 3:

$$\text{No. Golpes}_{0.2y} = \frac{47+48+47}{3} = 47.33, \quad V_{0.2y} = K \frac{47.33}{60} = 0.7888K$$

$$\text{No. Golpes}_{0.8y} = \frac{41+44+43}{3} = 42.66, \quad V_{0.8y} = K \frac{42.66}{60} = 0.711K$$

$$V_{m3} = \frac{K(0.7888+0.711)}{2} = 0.7499K$$

De cálculos efectuados en la sección 7.1 se tiene que  $K=0.586$

Por continuidad:

$$q_i = V_i A_i, \quad A_i = 0.1966 * 0.1696 = 0.03334m^2$$

Entonces:

$$q_1 = (0.7373K)0.03334 = 0.02458 * K = 0.0144m^3/s$$

$$q_2 = (0.3898K)0.03334 = 0.01299 * K = 0.007615m^3/s$$

$$q_3 = (0.7499K)0.03334 = 0.025 * K = 0.01465m^3/s$$

$$Q_T = \sum q_i = 0.0366m^3/s$$

Si se compara el resultado anterior con el obtenido con el primer método (vertedor) se observa que existe bastante discrepancia. Esta diferencia se debe a que este método no es aplicable en este caso en particular debido a las características propias del canal de desagüe de la turbina Kaplan, como son la existencia de pequeños muros de tabique que hacen la función de tranquilizadores así como también un tubo de 5" que se encuentra introducido verticalmente y que sirve para la toma de lecturas con un limnómetro.

La existencia de dichos obstáculos provoca perturbaciones en el flujo del agua, con la consecuencia de que ahora la distribución de velocidades no sea la establecida en la teoría; lo cual imposibilita la toma de lecturas confiables.

Se trató de tomar lecturas confiables en diferentes secciones y no se encontró una sola en la cual el flujo fuera uniforme, motivo por el cual opté por descartar este método en la construcción de la curva H - Q.

En la Fig. 7.9 se muestran las curvas de los gastos calculados mediante los primeros dos métodos y el promedio de ambos contra los números de eventos, a fin de poder comparar la diferencia existente, para un mismo evento, en los gastos mencionados.

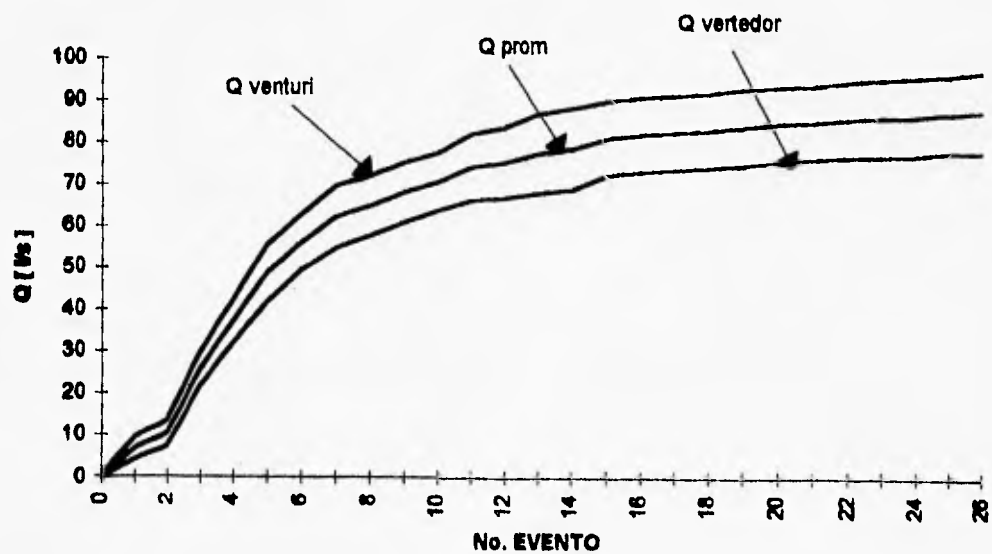


Fig. 7.9. Gráfica que relaciona -para la turbina Kaplan- el número de eventos contra el valor del gasto obtenido, para un mismo evento, por los diferentes métodos empleados

Como podrá observarse, la diferencia existente entre los valores obtenidos es bastante considerable, pero si se toma en cuenta el hecho de que la tubería de conducción de la turbina tiene ya muchos años que no recibe mantenimiento -lo que ocasiona que su interior contenga una considerable cantidad de sarro-, entonces, se llega a la conclusión de que existe error en los valores obtenidos empleando el venturi.

Por otro lado, considerando el hecho de que el método del vertedor es un método experimental y que no existen errores considerables en la toma de las lecturas, se concluye que los valores que más se acercan a la realidad, para la determinación del gasto de la turbina Kaplan, es el método del vertedor.

#### 7.4.- Determinación de las gráficas $Q-P_f$ Y $Q-\eta$ de la turbina Kaplan

La obtención de los valores mediante los cuales se intentará realizar las gráficas se efectuó de la manera que a continuación se describe:

- Se varió el gasto proporcionado a la turbina maniobrando la válvula de compuerta instalada en la tubería de alimentación (se realizaron 21 lecturas, iniciando con válvula parcialmente abierta hasta llegar a la abertura total, dicho de otra forma, de  $Q$  pequeños hasta  $Q$  máximo).
- Se hizo uso de 2 bombas para el bombeo del agua, del cárcamo al tanque elevado -desde donde se alimenta a la turbina-, para así asegurarme de trabajar con una carga constante; ya que de trabajar con una sola ya no podría garantizar una carga constante, lo cual propiciaría errores en el cálculo al plantear la ecuación de Bernoulli.

Para efectos de determinación de secciones de interés en la instalación, referente al planteamiento de las ecuaciones de energía, se presenta en la fig. 7.10 un dibujo burdo de dicha instalación, donde:

- (1) indica la sección 1, ubicada en el nivel del agua del tanque elevado de carga constante.
- (2) indica la sección 2, anterior a la turbina (a la entrada de ella).
- (3) indica la sección 3, posterior a la turbina (en el difusor).
- (4) indica la sección 4, ubicada en el nivel del agua del canal de descarga.

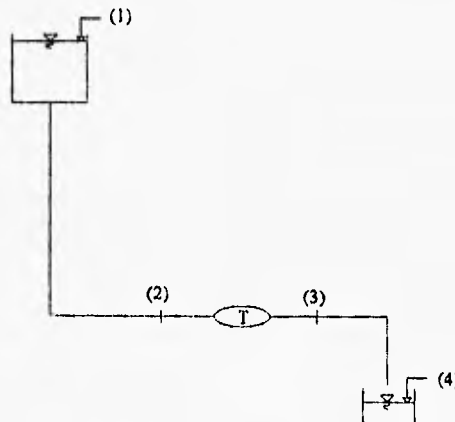


Fig. 7.10 Instalacion de la turbina Kaplan

En la fig. 7.11 se ilustra un croquis de la instalación de la turbina, en la cual se distinguen los accesorios con los que cuenta.



- Para cada variación de Q se tomaron las lecturas de las presiones en las secciones (2), (3) y en el manómetro del venturi, así como el valor del tirante Y en la (4), la velocidad angular (N) del rodete y la fuerza centrífuga F.

A continuación se describe el procedimiento de cálculo de las variables tabuladas en la Tabla 1 y se determina su valor correspondiente para el Q<sub>máximo</sub>.

Los valores de las columnas 1, 2, 4, 5, 6, 7, 8 y 9 son datos, donde:

- Col.(1):**  $L_s$  → Lectura del nivel del agua, para cada variación de Q, en la sección (4), en m  
**Col.(2):**  $L_1$  → Lectura del nivel del agua, para Q=0, en la sección (4), en m  
**Col.(4):**  $h_{vent}$  → deflexión medida en el manómetro diferencial del venturi, en m de mercurio  
**Col.(5):**  $P_2$  → Presión a la entrada de la turbina (sección 2), en m de mercurio  
**Col.(6):**  $P_3$  → Presión en el difusor (sección 3), en m de mercurio  
**Col.(7):** N → Velocidad de giro del rodete, en rev/minuto  
**Col.(8):**  $F_b$  → Fuerza centrífuga medida en la báscula, en kg  
**Col.(9):** Tara b ∈ Tara de la báscula, en kg.

**Col.(3):** y

y es el tirante del agua en la sección (4) y se obtiene de la diferencia, en valor absoluto, de las Cols.(1) y (2). Para el análisis del Q<sub>máximo</sub>:

$$y = |L_s - L_1| = |0.5840 - 0.900|; \quad y = 0.316m$$

**Col.(10):** F

F es la fuerza centrífuga, medida en kg, debida al funcionamiento de la turbina, misma que se define como la diferencia, en valor absoluto, de la fuerza centrífuga medida en la báscula y la tara de la báscula.

$$F = |F_b - Tarab|$$

para el análisis en cuestión:

$$F = |1.480 - 1.100| = 0.380 \text{ kg}$$

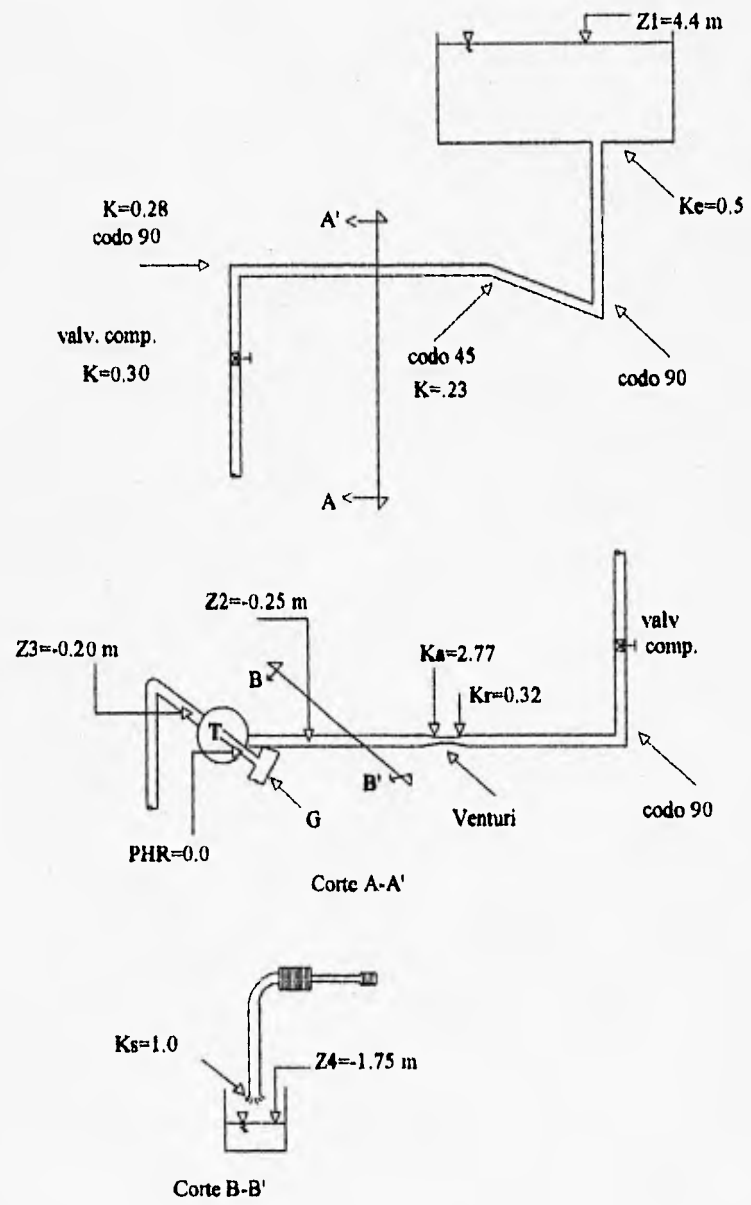


Fig. 7-11 Ubicación de los accesorios en la instalación hidráulica

Col.(11):  $\omega$

$\omega$  es la velocidad angular del rodete ya convertida, por facilidad de cálculo, en rad/s; siendo:

$$\omega = \frac{2\pi N}{60}$$

$$\text{para el análisis: } \omega = \frac{2 * \pi * 1960}{60} = 205.2512 \text{ rad/s}$$

Col.(12):  $P_f$

$P_f$  es la potencia al freno. La potencia al freno se puede definir como el trabajo realizado por la máquina en la unidad de tiempo.

$$P_f = Far, \text{ en kg.m/s}$$

siendo  $r$  la longitud del brazo de palanca del generador a la báscula, en m ( $r=0.70$ )

Por facilidad de cálculo:

$P_f$  se trabajará en W (watts)

como  $1 \text{ kg.m/s} = 9.81 \text{ W}$ , entonces:  $P_f = 9.81Far$ ; en W

para el análisis:  $P_f = 9.81 * 0.38 * 205.2512 * 0.70 = 496.83 \text{ W}$

Col.(13): Q

Q es el gasto turbinado, en  $m^3/s$ , y se calcula con la ec.(7.2.6):

$$Q = 1.034(0.01824) \sqrt{19.62 * \Delta h * \left( \frac{13.595}{1} - 1 \right)}$$

donde  $\Delta h$  es el similar de  $h_{vnt}$ , cuyo valor se establece en la Col.(4)

Para el análisis:

$$Q_{\text{máx}} = 1.034(0.01824) \sqrt{19.62 * 0.173 * \left( \frac{13.595}{1} - 1 \right)} = 0.1233 \text{ m}^3/\text{s}$$

$V_2$  es la velocidad, en m/s, en la sección (2). De continuidad:  $V = Q/A$ , donde:  
A es el área de la sección transversal, en  $m^2$ .

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi * (0.254)^2}{4} = 0.05067 \text{ m}^2$$

por lo que:

$$V_2 = Q / 0.05067$$

Para el análisis:

$$V_2 = 0.1233 / 0.05067; \quad V_2 = 2.434 \text{ m/s}$$

**Col.(15):  $h_{o2}$**

$h_{o2}$  es la carga de velocidad, en m, en la sección (2). Se determina mediante la expresión:

$$h_{o2} = \frac{V_2^2}{2g}$$

donde: g es el valor de la constante de gravedad ( $9.81 \text{ m/s}^2$ )

Para el análisis:

$$h_{o2} = \frac{(2.4337)^2}{2 * 9.81} = 0.3019 \text{ m}$$

**Col.(16):  $h_f$**

$h_f$  es el valor de las pérdidas totales de energía, las cuales están dadas por las pérdidas locales y las debidas a la fricción.

Las pérdidas locales están dadas por la ecuación:

$$h = K \frac{V^2}{2g} \quad (7.2.8)$$

donde:

$K \rightarrow$  coeficiente sin dimensiones

$V^2 / 2g \rightarrow$  carga de velocidad, aguas abajo, de la zona de alteración del flujo (en este trabajo es en la sección (4)).

Las pérdidas locales se deben a la entrada y salida de la tubería de conducción, la ampliación y reducción debidas al venturi y a los siguientes accesorios con los que cuenta la instalación y que pueden observarse en la fig. 7.11 : tres codos de  $90^\circ$ , uno de  $45^\circ$  y una válvula de compuerta.

Los valores de  $K$ , tomados del libro "Hidráulica Básica", del Ing. Sotelo Avila son:

Los valores de K, tomados del libro "Hidráulica Básica", del Ing. Sotelo Avila son:

entrada tubería	K=0.5	compuerta	K=0.3
salida tubería	K=1.0	ampliación	K=2.77
codo 90°	K=0.28	reducción	K=0.32
codo 45°	K=0.23		

Sustituyendo los valores de K en la ec.(7.2.8):

$$h = [0.5 + 1.0 + 2.77 + 0.32 + (3 * 0.28) + 0.23 + 0.3] \frac{V^2}{2g} = 5.96 \frac{V^2}{2g}$$

Las pérdidas debidas a la fricción se determinan de la forma:

$$h = \frac{fL}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

L es la longitud de la tubería (13.8 m)

D es el diámetro de la tubería (0.254 m)

f factor de fricción que depende de  $\epsilon$  y  $R_v$

Para el Q máximo, suponiendo que

$\epsilon = 1.5mm$  y con  $R_v = 4.3E5$ , de la fig. 8.4 de la ref. se tiene que:  $f = 0.026$

Sustituyendo valores:

$$h = \left[ 0.026 \frac{13.8}{0.254} \right] \frac{V^2}{2g}; \quad h = 1.4126 \frac{V^2}{2g}$$

Por lo tanto, las pérdidas totales se determinan como:

$$h_t = [5.96 + 1.4126] \frac{V^2}{2g}; \quad h_t = 7.3726 \frac{V^2}{2g}$$

Ahora bien, teniendo en cuenta que la carga de velocidad referida es la correspondiente a la de la sección (4), entonces la ecuación queda de la forma:

$$h_t = 7.3726 \frac{V_4^2}{2g}$$

Para el análisis de  $Q_{\text{máximo}}$ , se tiene que:

$$h_t = 7.3726 * 0.0096 = 0.07077m$$

Col.(17):  $H_1$

$H_1$  es la energía neta por unidad de peso, en la sección (1) que cede el líquido a la turbina y se obtiene a partir de la Ecuación de la energía:

$$H = z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}$$

$z$ , medido desde un plano horizontal de referencia, se llama carga de posición, en m

$\frac{P}{\gamma}$  es la carga de presión, en m

$\frac{V^2}{2g}$  es la carga de velocidad, en m.

Para el caso especial de la sección (1) se hacen las siguientes consideraciones:

- debido a que la carga de presión en esta sección es la atmosférica, para este caso se considera cero (por simplicidad).
- la carga de velocidad se considera despreciable, debido a que el líquido parte del reposo.

Por lo anterior considerado y debido a que  $z = 4.40\text{m}$ , entonces  $H_1$  es constante para todos los eventos y tiene el valor:

$$H_1 = + 4.40 \text{ m}$$

Col.(18):  $V_4$

$V_4$  es la velocidad del líquido en la sección (4), misma que esta dada por:

$$V = Q/A$$

donde

**A** es el área transversal y se calcula como:  $A = by$ .

**b** el ancho del canal de descarga,  $b = 0.90\text{m}$

**y** es el valor del tirante en dicha sección.

Por lo tanto, la velocidad en esta sección queda determinada por:

$$V_4 = \frac{Q}{0.9y}$$

Para el análisis:

$$V_4 = \frac{0.1233}{0.9 * 0.316} = 0.4336 \text{ m}$$

**Col.(19):  $h_{v4}$**

$h_{v4}$  es la carga de velocidad en la sección (4), en m., la cual se calcula con la expresión:

$$h_{v4} = \frac{V_4^2}{2g}$$

siendo V la velocidad del líquido en la sección (4)

Para el Q máximo se tiene que:

$$h_{v4} = \frac{(0.4336)^2}{19.62} = 0.0096m$$

**Col.(20):  $H_4$**

$H_4$  es la energía neta en la sección (4), misma que se obtiene planteando la ecuación de energía en la sección (4):

$$H_4 = z_4 + \frac{P_4}{\gamma} + \frac{V_4^2}{2g}$$

Para simplificar los cálculos se desprecia la carga de presión, esto debido a que la presión existente en esta sección es la atmosférica.

En la fig. se observa que la cota de la sección (4), con respecto al plano de referencia, es:

$$z = -1.75m$$

De lo anterior se desprende que:

$$H_4 = -1.75 + \frac{V_4^2}{2g}$$

Para Q máximo:

$$H_4 = -1.75 + 0.0096 = -1.7404 m$$

**Col.(21):  $H_1$**

$H_1$  es la carga total, en m, sobre la turbina; la cual se determina planteando la ecuación de la energía de la sección (1) a la (4):

$$H_1 = H_4 + h_t + H_f$$

despejando la carga de la turbina:

$$H_t = H_1 - H_4 - h_f$$

Para el Q máximo, se tiene que:

$$H_t = 4.40 - (-1.7404) - 0.07077 = 6.0696m$$

**Col.(22):**  $P_h$

$P_h$  es la potencia hidráulica que absorbe la turbina, la cual se determina como:

$$P_h = \gamma Q H_t, \text{ en kg.m/s}$$

donde:

$\gamma$  es el peso específico del agua ( 1000 kg / m<sup>3</sup>)

$H_t$  es la carga de la turbina, en m

Por comodidad la unidad de potencia que se manejará será el Watt (W).  
debido a que:

$$1 \text{ kg.m/s} = 9.81 \text{ W}$$

entonces:

$$P_h = 9.81 \gamma Q H_t, \text{ en W}$$

Para el análisis se tiene que:

$$P_h = 9.81 * 1000 * 1.233 * 6.0696 = 7341.624W$$

**Col.(23):**  $\eta$

$\eta$  es la eficiencia del sistema, la cual puede definirse como la relación entre la potencia aprovechada (potencia al freno) entre la potencia suministrada (potencia hidráulica).

$$\eta = \frac{P_f}{P_h} * 100$$

Para el caso del Q máximo:

$$\eta = \frac{535.595}{7342.885} * 100 = 7.29 \%$$

el cual es un valor sumamente bajo. Esto indica, considerando que los valores obtenidos y las operaciones realizadas son correctas, que la turbina y/o los dispositivos de medición no están funcionando de manera correcta, mismo que se demuestra más adelante en lo que se refiere a la determinación de la carga de presión leída con el manómetro diferencial abierto conectado al venturi de la turbina Kaplan.

Los resultados obtenidos para la eficiencia sugieren, principalmente, que la falla más importante puede estar en la turbina ya que es en ella donde se realiza la transformación de energía hidráulica ( $P_h$ ) a energía mecánica ( $P_f$ ).



**Col.(24):**  $P_2 / \gamma$

$P_2 / \gamma$  es la carga de presión, en m, en la sección (2) y se determina transformando la presión, en m de mercurio, en carga de presión(en m) de la siguiente manera:

- primero multiplicamos la presión dada por  $\gamma$  del mercurio y el resultado que se tiene es la presión en  $kg / m^2$ , posteriormente lo dividimos por el valor de  $\gamma$  del agua y se tiene la carga de presión en m.

Matemáticamente:

$$\frac{P_2}{\gamma} = X m Hg * 13600 \frac{kg}{m^2} * \frac{1}{1000 kg / m^2} = X * 13.6, \text{ en m}$$

Para el análisis del Qmáx.:

$$\frac{P_2}{\gamma} = 0.1570 * 13.6 = 2.1352 m$$

**Col.(25):**  $\frac{P_3}{\gamma}$

$\frac{P_3}{\gamma}$  es la carga de presión, en m, en la sección (3). Se determina de manera similar a la carga de presión en la sección (2):

$$\frac{P_3}{\gamma} = X * 13.6, \text{ en m}$$

Para el análisis del Qmáx.:

$$\frac{P_3}{\gamma} = - 0.0430 * 13.6 = - 0.5848 m$$

**Col.(26):**  $H_2$

$H_2$  es la carga neta, en m, en la sección (2) -a la entrada de la turbina- la cual se determina planteando la ecuación de la energía para dicha sección:

$$H_2 = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}$$

Ahora bien, como:

$$z_2 = -0.25m, \text{ entonces: } H_2 = -0.25 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g}$$

$$\text{Para el } Q_{\text{máx}}: H_2 = -0.25 + 2.1352 + 0.3019 = 2.1871m$$

Debido a que el valor obtenido es sumamente bajo y no parece ser muy confiable, a continuación, para volver a obtener el valor  $H_2$  se plantea la ecuación de la energía de (1) a (2):

$$H_1 = H_2 + h_{1-2}, \text{ siendo } h_{1-2} \text{ las pérdidas de (1) a (2)}$$

despejando:

$$H_2 = H_1 - h_{1-2}$$

Por otra parte, debido a que los accesorios que se encuentran entre (1) y (2) son la totalidad de la instalación, excepción de la salida de la tubería, y a que la longitud de dicho tramo es aproximadamente la considerada para toda la instalación, entonces se tiene que las pérdidas de energía son:

$$h_{1-2} = [7.3726 - 1] \frac{V_4^2}{2g} = 6.3726 \frac{V_4^2}{2g}$$

por lo que:

$$H_2 = 4.40 - 6.3726 \frac{V_4^2}{2g}, \text{ en m}$$

$$\text{Para } Q_{\text{máx}}.: H_2 = 4.40 - (6.3726 * 0.0096) = 4.3388m$$

Como su puede observar existe demasiada diferencia entre los valores obtenidos mismos que, teóricamente, deben ser iguales. Se considerarán como correctos los valores calculados mediante la segunda forma (planteando energía de (1) a (2)) por considerarlos los más cercanos a la realidad.

Col.(27):  $H_3$

$H_3$  es la carga neta, en m, en la sección (3). Se obtiene planteando la ecuación de la energía de (2) a (3):

$$H_2 = H_3 + h_{2-3} + H_f$$

Donde:  $h_{2-3}$  son las pérdidas de (2) a (3), las que se consideran como nulas debido a la cercanía entre las dos secciones.

Despejando y considerando lo anterior:

$$H_3 = H_2 - H_1$$

**Nota:** Es importante señalar que los valores de  $H_3$  que se obtienen son negativos debido a que sus cargas de presión son negativas (recuérdese que la sección (3) se ubica en el caracol o carcaza).

Realizando cálculos para el  $Q_{\text{máx.}}$ :

$$H_3 = 4.3388 - 6.0696 = -1.73m$$

En la Tabla 7.5 se muestran los valores tabulares de las anteriores variables

Evento	(1) Ls	(2) Li	(3) Y	(4) h vent	(5) P <sub>2</sub>	(6) P <sub>3</sub>	(7) N	(8) Fb	(9) Tara b
No.	[m]	[m]	[m]	[m Hg]	[m Hg]	[m Hg]	[r.p.m.]	[kg]	[kg]
1	0.790	0.900	0.110	0.001	0.080	-0.043	372	1.385	1.100
2	0.750	0.900	0.150	0.017	0.050	-0.043	740	1.410	1.100
3	0.720	0.900	0.180	0.029	0.040	-0.043	980	1.420	1.100
4	0.695	0.900	0.205	0.048	0.024	-0.043	1140	1.430	1.100
5	0.672	0.900	0.228	0.050	0.001	-0.043	1280	1.420	1.100
6	0.655	0.900	0.245	0.077	0.021	-0.044	1410	1.410	1.100
7	0.640	0.900	0.280	0.093	0.040	-0.044	1490	1.420	1.100
8	0.632	0.900	0.288	0.104	0.061	-0.043	1570	1.430	1.100
9	0.623	0.900	0.277	0.112	0.075	-0.044	1630	1.440	1.100
10	0.615	0.900	0.205	0.120	0.089	-0.044	1680	1.445	1.100
11	0.608	0.900	0.291	0.128	0.095	-0.044	1730	1.440	1.100
12	0.600	0.900	0.300	0.137	0.108	-0.044	1780	1.440	1.100
13	0.600	0.900	0.300	0.143	0.113	-0.044	1800	1.440	1.100
14	0.598	0.900	0.302	0.147	0.122	-0.044	1820	1.445	1.100
15	0.595	0.900	0.305	0.157	0.130	-0.043	1870	1.450	1.100
16	0.591	0.900	0.308	0.159	0.141	-0.043	1900	1.455	1.100
17	0.589	0.900	0.311	0.163	0.148	-0.044	1910	1.480	1.100
18	0.587	0.900	0.313	0.168	0.151	-0.043	1940	1.485	1.100
19	0.586	0.900	0.314	0.170	0.153	-0.043	1940	1.475	1.100
20	0.585	0.900	0.315	0.173	0.157	-0.043	1950	1.480	1.100
21	0.584	0.900	0.318	0.173	0.157	-0.043	1980	1.480	1.100

Tabla 7.5. Valores de las variables que intervienen en la determinación de las gráficas Pf - Q y  $\eta$  - Q.

[10]	[11]	[12]	[13]	[14]	[15]	[16]	[17]	[18]	[19]
F	w	PF	Q	$V_2$	$h_{a,2}$	$h_{1-2}$	$H_1$	$V_4$	$h_{a,4}$
[m]	[m/s]	[m]	[m <sup>3</sup> /s]	[m/s]	[m]	[m]	[m]	[m/s]	[m]
0.295	38.958	76.240	0.00836	0.01850	0.00002	0.00336	4.40	0.09470	0.00046
0.310	77.483	154.984	0.03820	0.07539	0.00029	0.03001	4.40	0.28295	0.00408
0.320	100.531	220.911	0.05849	0.09984	0.00051	0.03841	4.40	0.31166	0.00495
0.330	119.381	270.530	0.08495	0.12819	0.00084	0.04846	4.40	0.35206	0.00632
0.320	131.947	280.948	0.08829	0.13884	0.00087	0.03913	4.40	0.32307	0.00532
0.310	147.855	314.324	0.08227	0.16236	0.00134	0.05218	4.40	0.37310	0.00710
0.320	158.033	342.673	0.08941	0.17844	0.00162	0.05586	4.40	0.38638	0.00761
0.330	164.410	372.572	0.08981	0.18889	0.00181	0.05880	4.40	0.39640	0.00801
0.340	170.884	388.532	0.08822	0.19582	0.00185	0.05838	4.40	0.39799	0.00807
0.345	175.930	416.787	0.10270	0.20289	0.00209	0.06010	4.40	0.40040	0.00817
0.340	181.188	422.982	0.10807	0.20834	0.00223	0.06149	4.40	0.40500	0.00836
0.340	188.482	435.207	0.10874	0.21857	0.00239	0.06197	4.40	0.40857	0.00842
0.340	188.488	440.087	0.11211	0.22128	0.00250	0.06464	4.40	0.41524	0.00879
0.345	188.580	451.531	0.11367	0.22434	0.00257	0.06557	4.40	0.41821	0.00891
0.350	195.828	470.899	0.11747	0.23184	0.00274	0.06885	4.40	0.42795	0.00933
0.355	198.888	485.041	0.11822	0.23331	0.00277	0.06774	4.40	0.42510	0.00921
0.360	200.015	521.832	0.11970	0.23823	0.00284	0.06836	4.40	0.42764	0.00932
0.365	203.157	537.185	0.12152	0.23982	0.00293	0.06876	4.40	0.43138	0.00948
0.375	203.157	523.154	0.12224	0.24125	0.00287	0.07014	4.40	0.43256	0.00954
0.380	204.284	532.882	0.12331	0.24337	0.00302	0.07083	4.40	0.43497	0.00964
0.380	205.251	535.985	0.12331	0.24337	0.00302	0.07848	4.40	0.43359	0.00958

Continuación de la Tabla 7.5

[20]	[21]	[22]	[23]	[24]	[25]	[26]	[27]
$H_1$	Ht	Ph	$\eta$	$P_2/\gamma$	$P_3/\gamma$	$H_2$	$H_3$
[m]	[m]	[m]	[cm]	[m]	[m]	[m]	[m]
-1.74054	6.1462	985.2813	13.4871	1.0880	-0.5848	4.3671	-1.7491
-1.74582	6.1158	2281.7888	7.1881	0.8024	-0.5848	4.3740	-1.7419
-1.74585	6.1888	3825.5387	7.3018	0.5440	-0.5848	4.3685	-1.7402
-1.74388	6.0872	3885.1830	6.8831	0.3284	-0.5848	4.3587	-1.7375
-1.74488	6.1888	3878.7282	7.3821	0.0138	-0.5848	4.3681	-1.7385
-1.74288	6.0807	4815.9838	6.3845	0.2858	-0.5816	4.3548	-1.7359
-1.74238	6.0884	5388.3757	6.3514	0.5440	-0.5816	4.3515	-1.7349
-1.74188	6.0831	5785.5828	6.5300	0.8288	-0.5848	4.3480	-1.7341
-1.74183	6.0825	5888.4370	6.7315	1.0280	-0.5816	4.3486	-1.7340
-1.74183	6.0817	6127.4187	6.8822	1.2184	-0.5884	4.3478	-1.7338
-1.74184	6.0801	6328.7191	6.8858	1.2820	-0.5884	4.3467	-1.7334
-1.74158	6.0788	6544.7838	6.8487	1.4416	-0.5884	4.3463	-1.7333
-1.74121	6.0788	6883.2276	6.5851	1.5388	-0.5816	4.3440	-1.7328
-1.74188	6.0755	6774.8738	6.8848	1.8582	-0.5884	4.3432	-1.7323
-1.74887	6.0720	6887.4778	6.7281	1.7880	-0.5848	4.3405	-1.7315
-1.74078	6.0730	7043.1188	6.8887	1.9178	-0.5780	4.3413	-1.7317
-1.74888	6.0721	7138.8874	7.3282	1.8858	-0.5816	4.3408	-1.7315
-1.74852	6.0788	7288.8884	7.4217	2.0538	-0.5848	4.3388	-1.7312
-1.74888	6.0783	7278.3884	7.1888	2.0888	-0.5848	4.3382	-1.7311
-1.74888	6.0884	7342.2884	7.2575	2.1352	-0.5780	4.3385	-1.7309
-1.74842	6.0888	7342.8853	7.2841	2.1352	-0.5848	4.3388	-1.7310

Continuación de la Tabla 7.5

Es de suma importancia resaltar el hecho de que no fué posible la obtención de las gráficas  $P_f - Q$  y  $\eta - Q$  debido a los valores sumamente bajos de la  $P_f$  que se obtuvieron, mismos que propiciaron la obtención de valores de eficiencia sumamente bajos, lo cual hizo prácticamente imposible la realización de las gráficas.

#### 7.5.- Determinación de las gráficas $P_f - Q$ y $\eta - Q$ de la turbina Pelton.

Para tener un parámetro de comparación y así poder analizar de manera objetiva los resultados obtenidos con la turbina Kaplan, se realizaron las gráficas  $P_f - Q$  y  $\eta - Q$ . Para tal efecto, se tomaron lecturas para las siguientes aberturas del chiflón: 40, 35, 30, 25, 20 y 15 mm., y para cada una de esas aberturas se tomaron valores de la velocidad de rotación (N) de: 920, 800, 700, 600 y 500 r.p.m.

La determinación de las variables que intervienen se calcularon de la siguiente manera:

EFICIENCIA ( $\eta$ ):

La eficiencia se obtiene de la relación

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

donde:  $\eta$  → eficiencia

$P_f$  → Potencia al freno

$P_h$  → Potencia hidráulica

#### POTENCIA HIDRAULICA

La potencia hidráulica está dada por la expresión  $P_h = \gamma QH$ , en kg. m / s

donde:  $P_h$  → Potencia hidráulica

$\gamma$  → Peso específico del agua (1,000 kg / m<sup>3</sup>)

$Q$  → Gasto que circula por la turbina

$H$  → Carga sobre la turbina

Para facilitar el análisis las unidades de la potencia con la que se va a trabajar es el W. Por lo tanto, como:

$$1 \text{ kg. m / s} = 9.81 \text{ W}$$

entonces:

$$P_h = 9.81 \gamma QH, \text{ en W}$$

### GASTO

El gasto que circula por la turbina se calcula con la expresión

$$Q = 4.672\sqrt{h}, \text{ en l/s}$$

donde:

4.672 → es una constante de calibración

h → Diferencia de niveles en el manómetro diferencial cerrado (venturi)

Por facilidad de cálculo se trabajará el gasto en  $m^3/s$ , por lo que la ecuación anterior queda de la forma:

$$Q = 0.004672\sqrt{h}, \text{ en } m^3/s$$

### CARGA DE LA TURBINA

La carga de la turbina se determina de la forma:

$$H = \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}, \text{ en m}$$

siendo:

$\frac{p}{\gamma}$  → Carga de presión, obtenida mediante la lectura de la presión en la entrada de la turbina.

Dicha presión, leída en un manómetro, está dada en  $kg/cm^2$  y debido a que la  $\gamma$  del agua se encuentra en  $kg/m^3$  y se requiere trabajar la carga de presión en m, entonces se realizan las siguientes operaciones:

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{P \frac{kg}{cm^2}}{1000 \frac{kg}{m^3}} = \frac{P m^3}{1000 cm^2} * \frac{(100^2) cm^2}{1 m^2} = 10 * P, \text{ en m}$$

$\frac{V^2}{2g}$  → Es la carga de velocidad.

Por continuidad se sabe que:

$$V = Q/A, \text{ donde: } A = \pi D^2 / 4$$

siendo

$$D = 4'' = 4 * 0.0254 = 0.1016 \text{ m}$$

entonces:

$$A = \frac{\pi * 0.1016^2}{4} = 0.0081 m^2$$

Por lo tanto:

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{Q^2}{(0.0081)^2 * 19.62} = 776.838 Q^2, \text{ en m}$$



Finalmente, la ecuación para determinar la carga de la turbina queda de la forma:

$$H = 10 \cdot P + 776.838 Q^2, \text{ en m.}$$

### POTENCIA AL FRENO

La potencia al freno esta dada por la expresión

$$p_f = F \omega r, \text{ en kg.m/s}$$

donde:

F = Fb - Tara báscula

siendo:

F → Fuerza centrífuga debida al movimiento de la turbina

Fb → Fuerza medida en la báscula

y como la tara de la báscula permanece constante con un valor de 1.250 kg, entonces:

$$F = Fb - 1.250, \text{ en kg.f}$$

$\omega$  → Velocidad angular en rad/s, misma que se obtiene con la ecuación:

$$\omega = \frac{2\pi N}{60}$$

donde:

N → Velocidad angular en r.p.m

r → Es la longitud del brazo del freno (r = 0.70m)

Para tener homogeneidad en las unidades, la potencia al freno se trabajará en W, por lo que:

$$P_f = 9.81 \cdot F \omega \cdot 0.70,$$

$$P_f = 6.867 F \omega, \text{ en W.}$$

Los valores obtenidos para los diferentes eventos ya mencionados se muestran en las Tablas 7.6.

En la fig. 7.12 se muestra la curva característica, en la fig. 7.13 la gráfica Pf - Q y en la fig. 7.14 la curva  $\eta$  - Q.

ABERT.	N	F	h	$\omega$	Q	$p/\gamma$	$V^2/2g$	H	Pf	Ph	$\eta$
[mm]	[r.p.m.]	[kg]	[cm]	[rad/s]	$m^3/s$	[m]	[m]	[m]	[W]	[W]	[%
40	920	0.100	10.2	86.342	0.01482	17.2	0.1730	17.373	66.16	2543.00	2.60
	800	1.250	10.2	83.776	0.01482	17.2	0.1730	17.373	719.11	2543.00	28.28
	700	2.290	10.2	73.304	0.01482	17.2	0.1730	17.373	1152.74	2543.00	45.33
	600	3.220	10.2	62.832	0.01482	17.2	0.1730	17.373	1389.32	2543.00	54.63
	500	3.980	10.2	52.360	0.01482	17.2	0.1730	17.373	1402.27	2543.00	55.14
35	920	0.075	11.5	86.342	0.01584	17.7	0.1950	17.895	49.62	2781.33	1.78
	800	1.270		83.776					730.62	2781.33	26.27
	700	2.310		73.304					1162.80	2781.33	41.81
	600	3.210		62.832					1385.01	2781.33	49.80
	500	3.830		52.360					1377.10	2781.33	49.51
30	920	0.080	11.9	86.342	0.01612	18	0.2018	18.202	52.93	2877.79	1.84
	800	1.280		83.776					736.37	2877.79	25.59
	700	2.290		73.304					1152.74	2877.79	40.06
	600	3.080		62.832					1333.23	2877.79	46.33
	500	3.720		52.360					1337.55	2877.79	46.48
25	920	0.230	12.41	86.342	0.01646	19.2	0.2104	19.410	152.16	3133.96	4.86
	800	1.480		83.776					805.41	3133.96	25.70
	700	2.290		73.304					1152.74	3133.96	36.78
	600	2.930		62.832					1284.20	3133.96	40.34
	500	3.430		52.360					1233.28	3133.96	39.35

Tabla 7.6. Obtención de las variables que intervienen en la determinación de las gráficas Pf - Q y  $\eta$  - Q

ABERT.	N	F	h	$\omega$	Q	$p/\gamma$	$\sqrt{2}V/g$	H	Pf	Ph	$\eta$
[mm]	[r.p.m.]	[kg]	[cm]	[rad/s]	$m^3/s$	[m]	[m]	[m]	[W]	[W]	[%
20	620	0.410	13.7	86.342	0.01726	20.6	0.2323	20.832	271.25	3534.02	7.66
	800	1.410		83.776					611.16	3534.02	22.95
	700	2.040		73.304					1026.89	3534.02	29.06
	680	2.520		62.632					1067.30	3534.02	30.77
	580	3.000		52.380					1076.67	3534.02	30.52
15	620	0.42	16.2	86.342	0.01880	22.6	0.2747	23.075	277.86	4256.62	6.53
	800	1.03	16.2	83.776	0.01880	22.6	0.2747	23.075	582.55	4256.62	13.92
	700	1.47	16.2	73.304	0.01880	22.6	0.2747	23.075	730.97	4256.62	17.38
	680	1.84	16.2	62.632	0.01880	22.6	0.2747	23.075	783.90	4256.62	18.65
	580	1.44	16.2	52.380	0.01880	22.6	0.2747	23.075	517.76	4256.62	12.16

Tabla 7.6. Obtención de las variables que intervienen en la determinación de las gráficas Pf - Q y  $\eta$  - Q

### Curva Característica

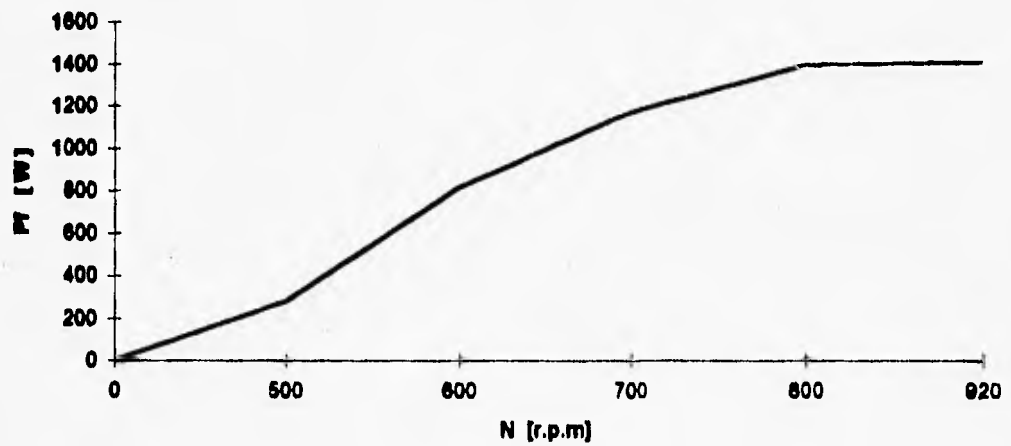


Fig. 7.12. Gráfica de la curva característica de la turbina Pelton del laboratorio de hidráulica, misma que relaciona la potencia al freno con la velocidad de rotación.

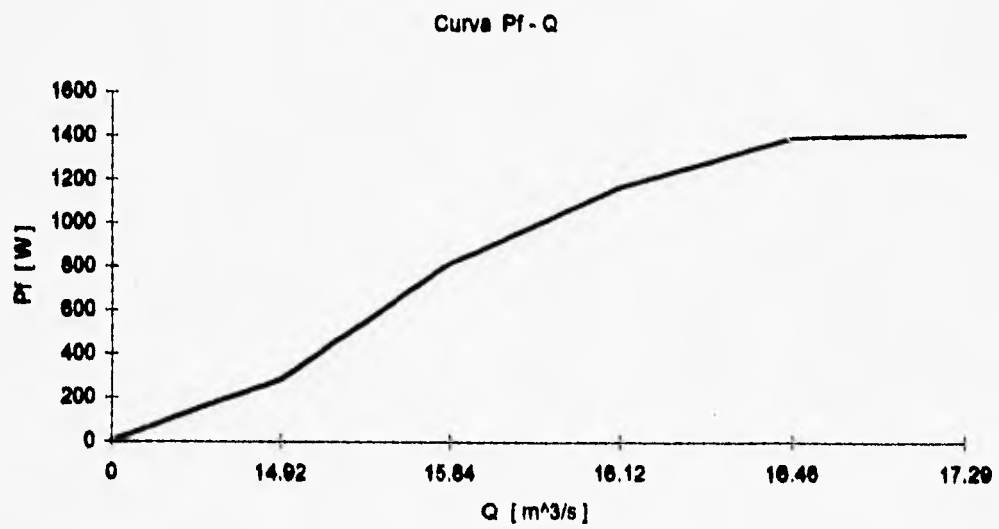


Fig. 7.13. Gráfica que relaciona la potencia al freno y el gasto, para la turbina Pelton

Curva Q - EFIC.

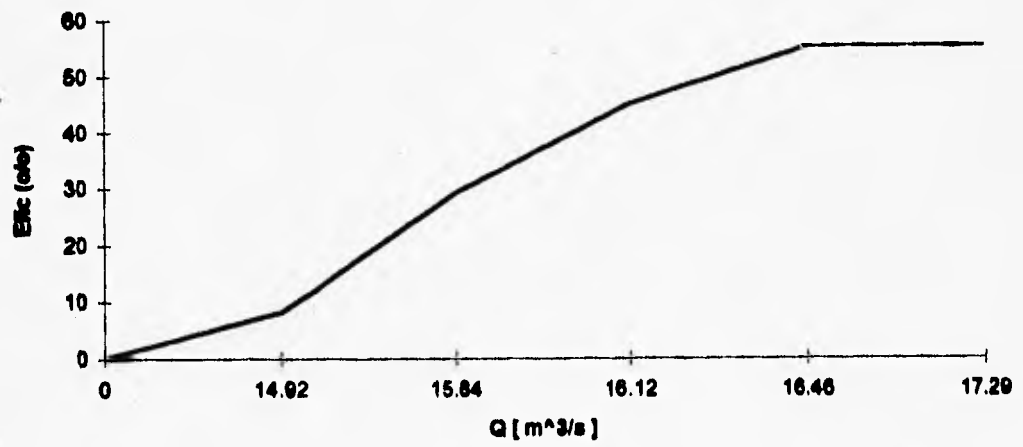


Fig. 7.14. Gráfica que relaciona el gasto con la eficiencia, para la turbina Pelton.

## **CAPITULO 8 : CONCLUSIONES**

Respecto al capítulo 1 se concluye que en verdad es necesario que, para que el Ingeniero Civil pueda salir adelante en el área de hidráulica, es necesario que domine estas ecuaciones puesto que no existe problema hidráulico en cuya solución no intervenga alguna de ellas.

En lo concerniente al capítulo 2 puede concluirse que hoy por hoy las hidroeléctricas son la única alternativa de generación de energía eléctrica -rentable desde el punto de vista económico- que no contamina y cuya explotación no va en detrimento de las reservas nacionales de hidrocarburos, ya que el agua es un recurso renovable.

En lo que respecta a lo planteado al inicio de este trabajo en el sentido de que sirva como bibliografía para los estudiantes interesados en el estudio de las principales características de las turbinas y el análisis de los principales fenómenos que las afectan (cavitación y golpe de ariete), se concluye que se cumplió con el objetivo planteado.

También se cumplió con el análisis del funcionamiento de la turbina Kaplan y sus dispositivos de aforo, de acuerdo a lo establecido en el capítulo 7.

Respecto al funcionamiento del prototipo de la turbina Kaplan del Laboratorio de Hidráulica, después de las mediciones y pruebas realizadas -mismas que se describen en el capítulo 7- se desprenden las siguientes conclusiones:

- 1.- Sólo uno de los tres micromolinetes con que cuenta el Laboratorio se encuentra en condiciones como para ser utilizado en las prácticas, esto debido a que los dos restantes por su antigüedad ya no funcionan adecuadamente. Lo anterior se desprende de la calibración realizada con dichos aparatos, la cual se describe en el capítulo 7.
- 2.- La báscula con la cual se mide el valor de la fuerza centrífuga, debido al funcionamiento de la turbina, presenta variaciones. Esto se comprobó determinando en varias ocasiones el valor de la tara de la báscula, dejando caer el brazo de palanca del generador que descansa sobre la báscula. Algunas veces se dejó caer bruscamente y otras veces en forma lenta, lo cual propició que el valor de la tara variara entre los 1.080 y 1.120 kg. Para los cálculos se tomó el valor 1.100 kg, que es el que utiliza el personal del laboratorio para las prácticas.
- 3.- El venturímetro, conectado a un manómetro diferencial abierto, se encuentra trabajando de manera incorrecta ya que los valores del gasto obtenidos empleando al venturi difieren mucho con los obtenidos mediante el uso del vertedor rectangular de pared delgada. Además, en el capítulo 7, página 142, se demuestra la incongruencia del valor de la carga de presión, mismo que afecta a los valores obtenidos del gasto.
- 4.- El interior de la tubería de alimentación está altamente incrustado por una capa de sarro. Esto se desprende de la información proporcionada por el personal del laboratorio en el

sentido de que, desde que se instaló dicha tubería, solamente se le ha dado mantenimiento a la superficie exterior de dicha tubería.

Lo anterior influye en la determinación del gasto ya que, al no corresponder el diámetro interno real al nominal debido a la presencia del sarro, el valor del coeficiente  $C_d$  - interviene en la ecuación 7.3.6- determinado no es el real y, consecuentemente, tampoco el valor del gasto obtenido lo es.

Para lograr que el sistema de la turbina Kaplan funcione en forma adecuada y se corrijan los anteriores desperfectos, se proponen las siguientes recomendaciones:

1.- Reparar o reemplazar los micromolinetes que se encuentran en mal estado.

2.- Reparar la báscula.

3.- Para el caso del venturi se propone cambiar el mercurio empleado en el manómetro diferencial abierto, así como también que se realice un lavado de los tubos que contienen el mercurio y las mangueras por las que circula el agua de la tubería de conducción al manómetro. Lo anterior debido a que tanto los tubos, mangueras y mercurio están impregnados de basura, lo cual ocasiona la formación de burbujas en el interior de las mangueras, mismo que conduce a errores en la apreciación y determinación de los valores.

Si después de realizar las recomendaciones efectuadas para este punto siguen presentándose incongruencias en los valores obtenidos de la presión, entonces se recomienda emplear para la determinación del gasto la fórmula 7.3.1, utilizando para ello el vertedor rectangular. Para la obtención de valores reales de la carga de presión se desecha el manómetro diferencial abierto y se recomienda utilizar la ecuación de la energía, considerando para ello las pérdidas originadas por la fricción y por los diversos dispositivos con que cuenta la instalación.

4.- En lo que concierne a los errores cometidos por el contenido de sarro en el interior de la tubería no se hacen recomendaciones debido a que lo único que podría hacerse para evitar este tipo de errores es cambiar la tubería, lo cual implica costos sumamente altos debidos a su adquisición e instalación, costos que la Facultad no puede cubrir por la falta de recursos.

Respecto al estudio de los dispositivos de aforo puede establecerse que es el vertedor rectangular el único medio por el cual puede determinarse de manera correcta el gasto turbinado por la Kaplan, esto de acuerdo con lo analizado en el capítulo 7, ya que tanto los molinetes como el venturi no funcionan adecuadamente.

Por otra parte dentro de los resultados obtenidos se desprende que la parte positiva del trabajo es que, en base a él, el personal del Laboratorio podrá diseñar -después de realizar las recomendaciones- algunas prácticas con la turbina Kaplan, ya que actualmente esta turbina no tiene ningún uso debido al desconocimiento de su forma de operar., así como también en el caso de que se decidieran efectuar reparaciones o modificaciones al sistema de dicha turbina.



Finalmente se concluye que esta tesis es una fuente a la cual el estudiante de la carrera de Ingeniero Civil puede recurrir para consultar temas que muy difícilmente encontrará, así de compilado, en cualquier bibliografía.

## BIBLIOGRAFIA

1. Berezowsky Verduzco, Moisés  
Cámaras de Oscilación  
Edit. I.I., UNAM
2. Brandan, Díaz P. y Ostrosky  
La radiación al servicio de la vida  
Edit. Harla
3. E. Russel, George  
Hidráulica  
Edit: CECSA
4. García Gutiérrez, Hector  
Selección de turbinas hidráulicas  
Edit. F.I., UNAM
5. Gardea Villegas, Humberto  
Aprovechamientos hidroeléctricos y de bombeo  
Edit. F.I., UNAM
6. Mataix, Claudio  
Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas  
Edit. Harla
7. Parres, Jose Luis  
Máquinas hidráulicas  
Edit. Megazine
8. Polo Encinas, Manuel  
Turbomáquinas hidráulicas  
Edit. Limusa

9. **Quantz, Lud**  
**Motores hidráulicos**  
Edit. Gili
  
10. **Sotelo Avila, Gilberto**  
**Hidráulica Básica**  
Edit. Limusa
  
11. **Viejo Zubicaray, Manuel**  
**Energía Hidroeléctrica**  
Edit. Limusa
  
12. **Vilanova, Santiago**  
**Chernobil: El fin del mito nuclear**  
Edit. Antrophos
  
13. **Zoppetti Juez, Gaudencio**  
**Centrales Hidroeléctricas**  
Edit. Gili