

101



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

FACULTAD DE INGENIERIA

**GENERALIDADES SOBRE LA SELECCION DE
TURBINAS HIDRAULICAS**

T E S I S

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

**NIKTE NORMA [OCAMPO GUERRERO
MAURICIO DE LOS SANTOS HERNANDEZ**



DIRECTOR DE TESIS:
M EN I ARTURO NAVA MASTACHE

295842

MEXICO, D. F.

2001



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
FING/DCTG/SEAC/UTIT/219/99

Señores

NIKTE NORMA OCAMPO GUERRERO
MAURICIO DE LOS SANTOS HERNANDEZ
Presentes

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 desarrollen ustedes como tesis de su examen profesional de "INGENIERO CIVIL"

"GENERALIDADES SOBRE LA SELECCIÓN DE TURBINAS HIDRAULICAS"

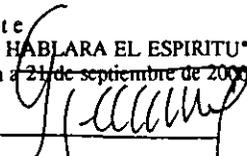
INTRODUCCION

- I. ANTECEDENTES**
 - II. LA CENTRAL HIDROELECTRICA COMO UN SISTEMA Y SUS COMPONENTES**
 - III. TURBINA PELTON**
 - IV. TURBINA FRANCIS**
 - V. TURBINA KAPLAN**
 - VI. EJEMPLOS DE APLICACIÓN EN TRES CENTRALES HIDROELECTRICAS DEL PAIS**
 - VII. CAVITACION**
- CONCLUSIONES Y COMENTARIOS**

Ruego a ustedes 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 les 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 21 de septiembre de 2007.
EL DIRECTOR


M.C. GERARDO FERRANDO BRAVO
GFB/GMP/insig.

ÍNDICE	i
Introducción.	1
1. Antecedentes.	3
1.1 Los sistemas de generación de energía eléctrica en México.	4
1.2 Origen y evolución de las turbinas hidráulicas.	7
1.3 Ecuación de Euler.	10
1.4 Clasificación de las turbinas hidráulicas.	15
2. La central hidroeléctrica como un sistema y sus componentes.	17
2.1 Elementos básicos de una central hidroeléctrica.	18
2.2 Clasificación de las centrales hidroeléctricas.	23
2.3 Aspectos estructurales en la casa de máquinas.	25
3. Turbina Pelton.	28
3.1 Características.	29
3.2 Componentes.	31
3.3 Criterios de selección.	40
4. Turbina Francis.	69
4.1 Características.	70
4.2 Componentes.	74
4.3 Criterios de selección.	94

5. Turbina Kaplan.	116
5.1 Características.	117
5.2 Componentes.	121
5.3 Criterios de selección.	133
5. Ejemplos de aplicación en tres centrales hidroeléctricas del país.	155
6.1 Central hidroeléctrica Zimapán.	156
6.2 Central hidroeléctrica Aguamilpa.	168
6.3 Central hidroeléctrica Peñitas.	183
6. Cavitación.	198
Conclusiones y comentarios.	205
Referencias bibliográficas	222

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN.

Este trabajo tiene como objetivo ser un material de apoyo para el alumno que cursa la asignatura de Hidráulica de Máquinas y Transitorios, incluida en el séptimo semestre de plan de estudios de la carrera de Ingeniero Civil que se imparte en la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México, en cuyo programa se contempla el tema de Turbinas Hidráulicas.

Para lograr este objetivo se realizó la investigación bibliográfica correspondiente para interpretar, explicar y redactar los conceptos fundamentales de la operación de turbinas hidráulicas, de forma tal que resulte sencillo y accesible la comprensión para el lector.

Es necesario aclarar que, para lograr una mejor comprensión del contenido de este trabajo, el lector debe contar como antecedente, con algunos conceptos de los cursos de Termodinámica e Hidráulica Básica, asignaturas que también se incluyen en el plan de estudios de esta carrera.

En los primeros dos capítulos se presentan algunos aspectos generales sobre los sistemas de generación de energía eléctrica en nuestro país y un relato histórico del uso de las máquinas rotatorias y del desarrollo de las bases teóricas del funcionamiento de las turbinas hidráulicas.

Posteriormente en los capítulos 3, 4 y 5 se analizan a detalle las características y componentes de cada tipo de turbina, así como de los criterios que existen para su selección.

En el capítulo 6 se presentan ejemplos de aplicación para tres centrales hidroeléctricas del país, cada uno con un tipo de turbina, en Zimapán turbina Pelton, en Aguamilpa turbina Francis y en Peñitas turbina Kaplan.

El capítulo 7 se trata uno de los aspectos más importantes a considerar en el funcionamiento de las turbinas hidráulicas: la cavitación.

Se presentan las conclusiones de lo realizado y se comentan los rangos de operación de las principales variables que intervienen en la selección de las turbinas hidráulicas.

CAPÍTULO 1
ANTECEDENTES

1. ANTECEDENTES.

1.1 Los sistemas de generación de energía eléctrica en México.

Realizar las actividades cotidianas sin el uso de la energía eléctrica, es prácticamente imposible. Para hablar de energía eléctrica, es primordial entender el proceso de generación eléctrica. Así se puede decir que el objetivo de un sistema de generación eléctrica es generar la energía eléctrica que demanda una población.

Para lograr esto, se necesita de dispositivos que puedan generar grandes cantidades de energía eléctrica. Estos dispositivos se conocen como generadores eléctricos.

El proceso de generación eléctrica tiene lugar en las llamadas centrales eléctricas. Entender este proceso es, en cierto grado, muy sencillo simplemente es un proceso de conversión de energía mecánica a energía eléctrica. La energía mecánica la aporta una turbina y la energía eléctrica es la que aporta el generador.

En este proceso hay que considerar la energía que la turbina necesita para generar su movimiento. En México, y en general en el mundo, el medio más importante que se emplea para mover las turbinas es el agua ya sea como vapor o en estado líquido. Así se puede tener la primera clasificación de las centrales eléctricas: Termoeléctricas e Hidroeléctricas.

Dentro de las Centrales *Termoeléctricas* se tiene la clasificación de acuerdo a las fuentes primarias de energía que necesitan para generar el poder calórico y así obtener el vapor:

- a) *Centrales de combustibles fósiles*. Estas centrales obtienen la energía necesaria para calentar el agua y convertirla en vapor de los siguientes combustibles:
- ◆ Carbón
 - ◆ Derivados del petróleo: combustóleo y gas natural

Es importante mencionar, que el uso de estas fuentes está limitado por la disponibilidad de las mismas, pues son recursos no renovables, también por su costo y por la cantidad de contaminantes que producen, como el CO₂, producto de la combustión. Este tipo de centrales representa aproximadamente el 54% de la capacidad total instalada en México, que son 35,256 MW, distribuida de la siguiente forma:

- 40.51%: Vapor convencional, que utiliza combustóleo.
- 0.34%: Combustión interna.
- 5.96%: Dual, que utiliza combustóleo y carbón.
- 7.37%: Carboeléctrica.

- b) *Centrales nucleares*: Obtienen de la energía de la fisión nuclear, el calor necesario para producir el vapor. Esta fisión nuclear tiene lugar en un dispositivo conocido como reactor nuclear. En general este tipo de centrales son consideradas de baja contaminación, pero su mayor problema radica en el manejo y la disposición de los desechos radiactivos que se producen. En México existe sólo una central de este tipo que representa el 3.71% de la capacidad total instalada.
- c) *Centrales de turbina de gas*: Utilizan gases que, a altas temperaturas y bajas presiones se expanden en una turbina acoplada directamente a un generador eléctrico. La principal desventaja en su uso es el alto costo de los combustibles. En México este tipo de central representa el 5.47% de la capacidad total instalada.
- d) *Centrales de ciclo combinado*: Son una extensión de las anteriores, que aprovechan el calor de los gases que escapan de la turbina de gas, al producir vapor con el calentamiento de agua para mover otra turbina acoplada a un generador eléctrico. Sus ventajas radican en lograr una mayor eficiencia de los ciclos de vapor. Representan el 6.99% de la capacidad total instalada en el país.
- e) *Centrales geotérmicas*: Utilizan el vapor geotérmico producido en el subsuelo por el calor y gases de alta temperatura que libera la lava fundida atrapada aproximadamente a 5 km de la superficie, por el calentamiento del agua contenida en los estratos porosos, cuyo vapor se extrae a su vez por medio de pozos profundos. A los lugares donde existe este proceso se les conoce como yacimientos geotérmicos. En México representan un 2.13% de la capacidad total instalada.
- f) *Centrales termoeléctricas de otro tipo*: Son las que utilizan otro tipo de combustibles como los residuos de basura o biomasa y el biogas. En México no existe este tipo de central a la fecha.

Existe también una clasificación de las Centrales *Hidroeléctricas*, que se presenta más adelante. Este tipo de central representa 27.51% de la capacidad total instalada.

Para complementar la información sobre los sistemas de generación de energía eléctrica en México, en la tabla 1.1 y en la figura 1.1 se presentan los datos de manera estadística y comparativa.

SISTEMA ELÉCTRICO NACIONAL

	Centrales	Unidades	Capacidad efectiva		Generación Media		G máx	Factor de Planta
			MW	% Participación	GWh	% Participación		
Termoeléctrica	89	344	25,554	72.48	146,362	85.60	223,853	0.6538
Vapor	29	97	14,283	40.51	86,206	50.42	125,119	0.6890
Ciclo combinado	7	33	2,463	6.99	13,184	7.71	21,576	0.6111
Turbina de gas	36	87	1,929	5.47	1,087	0.64	16,898	0.0643
Combustión interna	8	83	120	0.34	314	0.18	1,051	0.2987
Geotermoeléctrica	5	28	750	2.13	5,657	3.31	6,570	0.8610
Dual	1	6	2,100	5.96	12,692	7.42	18,396	0.6899
Carbón	2	8	2,600	7.37	17,957	10.50	22,778	0.7884
Nuclear	1	2	1,309	3.71	9,265	5.42	11,467	0.8080
Hidroeléctrica	79	219	9,700	27.51	24,616	14.40	84,972	0.2897
Eoloeléctrica	1	7	2	0.006	5	0.003	18	0.2854
TOTAL	169	570	35,256	100.00	170,983	100.00	308,843	0.5536

Tabla 1.1 Centrales Generadoras. Datos estadísticos de 1998.
Referencia: SUBDIRECCIÓN DE GENERACIÓN, GERENCIA DE ENERGÉTICOS Y GERENCIA DE LAGUNA VERDE, COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD.

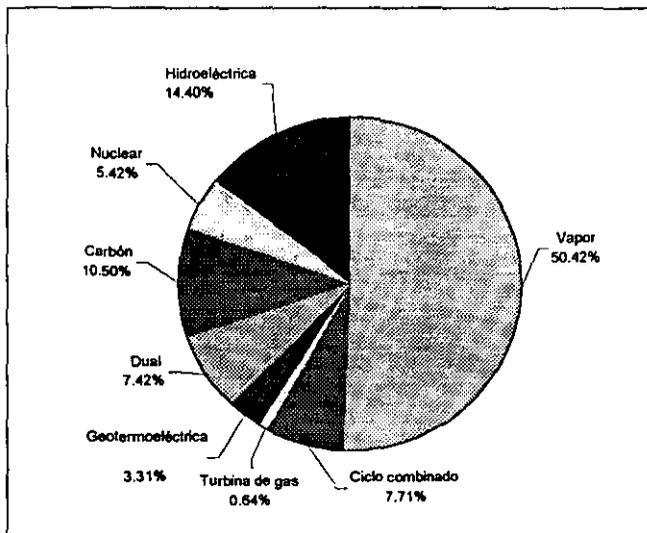


Figura 1.1 Distribución de la generación media en el Sistema Eléctrico Nacional.
Referencia: SUBDIRECCIÓN DE GENERACIÓN, GERENCIA DE ENERGÉTICOS Y GERENCIA DE LAGUNA VERDE, COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD.

1.2 Origen y evolución de las turbinas hidráulicas.

Los primeros asentamientos humanos siempre buscaban la proximidad de cauces de agua, para poder llevar a cabo distintas actividades que precisan de ella además de facilitarle la vida. Durante siglos el hombre no contó con otro tipo de energía que no fuera su propia energía muscular; en la actualidad está acostumbrado a poder utilizar grandes cantidades de energía, procedente de diversas fuentes, con el simple esfuerzo de apretar un pequeño interruptor, pero para llegar hasta este punto, la técnica ha tenido que recorrer un largo camino de forma gradual y escalonada.

“En tiempos del Imperio Romano, el hombre empezó a aprovechar una gran parte de los recursos que el agua le podía proporcionar, ya que la canalizó, la elevó mediante sistemas de bombeo por encima de su nivel natural, explotó cauces subterráneos y la transportó a lugares que carecían de ella por medio de enormes acueductos. En esta época surge la rueda hidráulica descrita por Vitrubio a principios del siglo I que se conocía como *rota aquaria* y consistía en una rueda donde se fijaban unos cangilones con una serie de radios que le otorgaban rigidez¹. La rueda hidráulica era conocida por el hombre desde hace unos 3000 años a. C. El pueblo sumerio disponía de molinos movidos por agua; también los griegos y los romanos emplearon estas ruedas. En la figura 1.2 se muestran algunas ruedas hidráulicas de la antigüedad.

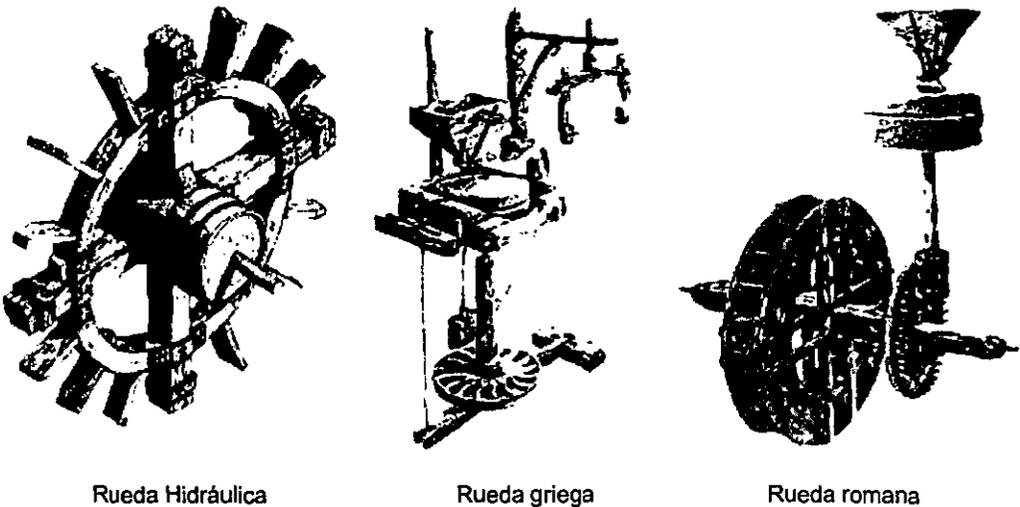


Figura 1.2 Ruedas hidráulicas de la antigüedad.

La rueda constituyó un ingenioso mecanismo que significó la primera liberación del hombre, con respecto al trabajo bruto. Fue en la Edad Media cuando el empleo de este ingenioso dispositivo mecánico se extendió en forma masiva. Para dar cuenta de la importancia que supuso la aplicación de la rueda hidráulica se menciona el siguiente

¹ Página WEB Universidad de Oviedo, Asturias.

ejemplo: un molino movido por dos personas podía moler unos 5 kg/h, en cambio uno movido por rueda hidráulica, molía unos 180 kg/h.”

“También en el antiguo Egipto se tienen datos del uso de máquinas hidráulicas. Se sabe que el Nilo era el eje de la vida en Egipto. El río no escurre por todo el territorio, había tierras naturalmente inundadas por la crecida del río y otras alejadas de él que debían ser regadas artificialmente².

El nivel del agua, en la época de estiaje quedaba por debajo de la orilla del cauce, aproximadamente entre 4 y 5 m, lo que hacía necesaria la utilización de elevadores de agua para poder regar las tierras limítrofes. Se conocen varios tipos de maquinarias que realizaban esta función. Una de las más conocidas es el *shaduf* o *sadhoof*. Esta se encuentra representada en pinturas de tumbas de las dinastías XVIII y XIX (1500 - 1100 a. C.). Consistía en un largo palo de forma cónica casi horizontal, que se apoyaba en un mecanismo oscilante o de balancín. Del extremo largo cuelga un cangilón generalmente de piel y del extremo corto un contrapeso. Un hombre empuja hacia abajo el cangilón introduciéndolo en el agua y una vez lleno el contra peso le ayuda a elevarlo.



Figura 1.3 Shaduf

Pintura que representa un *shaduf* manejado por un solo hombre, procede de la tumba de *Ipuy* en *Deir-el-Medina* en la época de *Ramses II*. En la actualidad es frecuente su uso en Egipto y en el mundo árabe en general, para salvar desniveles no muy grandes y regar campos pequeños.

² The History of Technology in the ancient world: THE URBAN REVOLUTION, Irrigation.

Posteriormente se utilizó una máquina para elevar el agua llamada *sakia*, rueda hidráulica de cubos. Estaba colocada verticalmente y era accionada por un hombre o un animal. Era similar a las actuales norias.

Otro mecanismo que con mucha frecuencia se observa en la actualidad en los campos egipcios, es la llamada *espiral de Arquímedes*. Su invención se debe a Arquímedes (Siracusa 287-212 a. C.)”

Las denominadas turbinas hidráulicas tienen como principio de funcionamiento el mismo que el de las ruedas hidráulicas descritas anteriormente, pero la transición de la rueda hidráulica a la turbina hidráulica es sobre todo semántica, es decir en la actualidad se usa la palabra turbina en lugar de rueda.

El primer intento de formular la base teórica para el diseño de ruedas hidráulicas fue en el siglo XVIII a cargo del ingeniero civil británico John Smeaton, que demostró que la rueda de empuje superior era más eficaz. Sin embargo, el ingeniero militar francés Jean Víctor Poncelet (1788-1867) diseñó una rueda de empuje inferior cuyos álabes curvos aumentaban el rendimiento casi un 70%.

Otro ingeniero militar francés, Claude Burdin (1790-1873), inventó el término turbina, como parte de su análisis teórico en el que daba gran importancia a la velocidad de rotación. Benoit Fourneyron (1802-1867), un alumno de Burdin en la Escuela de Minería de Saint Étienne, diseñó y construyó ruedas que alcanzaban velocidades de rotación de 60 r.p.m. o más y que proporcionaban hasta 50 CV en las fabricas metalúrgicas francesas. Por último, Fourneyron construyó turbinas que trabajaban a 2300 r.p.m., desarrollando 60 CV y un rendimiento de más del 80%, pero esta turbina tenía algunos inconvenientes causados por el flujo centrífugo del agua que la atravesaba, pues esto provocaba problemas si se reducía el flujo de agua o su carga.

El ingeniero estadounidense nacido en Gran Bretaña James B. Francis (1815-1892) diseñó una turbina en la que el flujo se producía hacia el interior. La llamada turbina Francis se convirtió en la turbina hidráulica más utilizada con cargas equivalentes a una columna de agua de 10 a 100 m.

La turbina Pelton, cuyo nombre proviene del ingeniero estadounidense Lester Allen Pelton (1829-1908), se empezó a aplicar durante la segunda mitad del siglo XIX, en instalaciones donde la presión del agua era equivalente a una columna de agua de entre 90 y 900 m.

El aumento de las necesidades de energía hidroeléctrica durante los albores del siglo XX puso de manifiesto la necesidad de turbinas que pudieran aprovechar caídas de agua de 3 a 9 m, que podrían utilizarse en muchos ríos construyendo pequeños embalses de agua. En 1913, el ingeniero austriaco Viktor Kaplan (1876-1934) planteó por primera vez la turbina de hélice, que actúa al contrario que la hélice de un barco.

Kaplan mejoró la turbina haciendo que los álabes pudieran girar sobre su eje ya que los distintos ángulos de los álabes aumentaban el rendimiento de la máquina.

1.3 Ecuación de Euler.

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas, tanto de las turbomáquinas hidráulicas como de las turbomáquinas térmicas. Constituye, pues, la ecuación básica tanto para estudio de las bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas (turbomáquinas hidráulicas), como para el estudio de los turbocompresores, turbinas de vapor y turbinas de gas (turbomáquinas térmicas). Es la ecuación que expresa la energía intercambiada en el rodete o impulsor de estas máquinas.

Planos de representación de una turbomáquinas.

Los planos de representación de una turbomáquina son el plano o corte meridional y el plano o corte transversal.

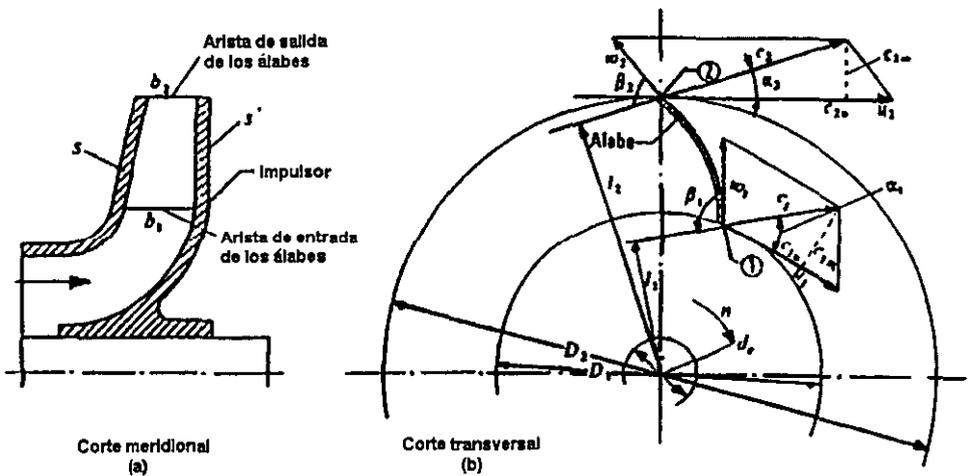


FIGURA 1.4 Impulsor de una bomba centrífuga. (a) corte meridional, (b) corte transversal. En este último se han dibujado los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida. En la deducción de la ecuación de Euler se supone que todas las partículas de fluido que entran en los álabes sufren una misma desviación (Método unidimensional de estudio).

En la figura 1.4a se representa el corte por un plano que contiene el eje de la máquina, que se llama corte meridional, porque en él se representan en su verdadera forma las meridianas de las superficies de revolución de la máquina, como son las superficies anteriores y posteriores del impulsor (s y s' en la figura). En este corte se ven también las aristas de entrada y de la salida de los álabes, los cuales suministran (bomba) o absorben (turbina) energía del fluido. Las aristas de entrada y salida son paralelas al eje de la máquina. La longitud de las aristas de entrada b_1 y de la salida b_2 de los álabes se acotan también en este plano.

En la figura 1.4b se representa el corte transversal por plano perpendicular al eje. En el corte transversal de una bomba radial se ve el álabe del impulsor en su verdadera forma: el álabe es una superficie cilíndrica con generatrices paralelas al eje de la máquina. Los diámetros de entrada y salida de los álaves D_1 y D_2 se acotan también en este plano, así como el diámetro del eje, d_e .

Deducción de la ecuación de Euler³.

Esta deducción se hará con la relación a la misma figura 1.4, que representa el impulsor de una bomba centrífuga, pero todo el razonamiento y por tanto la ecuación de Euler deducida mediante él, será válido para todas la turbomáquinas.

Se supone que la bomba funciona en régimen permanente y que al girar crea una depresión en el impulsor 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 (punto 1 en la figura). El impulsor accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad n , rpm. En el punto 1 el impulsor 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:

$$\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}_1 \quad (1.1)$$

Se supone también 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 impulsor con una velocidad relativa a la salida \bar{w}_2 , que será tangente al álabe en el punto 2. En el punto 2 el álabe tiene la velocidad periférica \bar{u}_2 . La misma composición de velocidad de la ecuación (1.1) proporciona la velocidad absoluta a la salida, \bar{c}_2 :

$$\bar{c}_2 = \bar{w}_2 + \bar{u}_2 \quad (1.2)$$

La partícula de fluido ha sufrido, pues, en su paso por el impulsor un cambio de velocidad de \bar{c}_1 a \bar{c}_2 .

De la ecuación diferencial de impulso y cantidad de movimiento aplicada a la línea de corriente a la que pertenece la partícula del fluido considerada, el cambio en la cantidad de movimiento será:

$$d\bar{F} = dQp(\bar{c}_2 - \bar{c}_1) \quad (1.3)$$

³ Mataix C., Mecánica de Fluidos y Máquinas Térmicas.

Tomando momentos en la ecuación (1.3) con relación al eje de la máquina se tiene:

$$dM = dQ\rho(l_2c_2 - l_1c_1) \quad (1.4)$$

donde

- dM momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que el impulsor ha ejercido sobre las partículas que integran la línea de corriente considerada, para hacerle variar su momento cinético;
- dQ gasto del tubo de flujo;
- l_2, l_1 brazos de momento de los vectores c_2 y c_1 respectivamente (véase figura. 1.4b).

Se supone ahora que todas las partículas de fluido entran en el impulsor de diámetro D_1 con la misma velocidad c_1 , y salen a un diámetro D_2 con la misma velocidad c_2 . Esto equivale a suponer que todas las líneas de corriente sufren la misma desviación, lo cual a su vez implica que el número de álabes es infinito para que el impulsor guíe el fluido perfectamente. Al aplicar la hipótesis de la teoría unidimensional o teoría del número infinito de álabes, al hacer la integral de la ecuación (1.4) el paréntesis del segundo miembro será constante, obteniéndose finalmente.

$$M = Q\rho(l_2c_2 - l_1c_1)$$

donde

- M momento total suministrado al fluido o momento hidráulico;
- Q gasto total de la bomba;

Pero, de la figura 1.4b, se deduce fácilmente que

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

luego

$$M = Q\rho(r_2c_2 \cos \alpha_2 - r_1c_1 \cos \alpha_1) \quad (1.5)$$

Este momento multiplicado por ω es igual a la potencia que el impulsor comunica al fluido. Por tanto,

$$P_h = M\omega = Q\rho\omega(r_2c_2 \cos \alpha_2 - r_1c_1 \cos \alpha_1) \quad (1.6)$$

- donde $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ velocidad angular del impulsor, rad/s

Por otra parte, si $Y_u = gH_u$ es la energía por unidad de masa expresada en J/kg, intercambiada entre el impulsor y el fluido, en este caso la energía de masa que el impulsor de la bomba comunica al fluido, y $G = Q\rho$ es el gasto de masa o gasto másico que atraviesa el impulsor, se tiene:

$$P_h = GY_u = Q\rho gH_u \quad (1.7)$$

donde H_u es la carga equivalente a la energía intercambiada con el fluido:

Al igualar las dos expresiones de la potencia de las ecuaciones (1.6) y (1.7) se tiene:

$$Q\rho gH_u = Q\rho\omega(r_2c_2 \cos \alpha_2 - r_1c_1 \cos \alpha_1) \quad (1.8)$$

pero

$$\begin{aligned} r_1\omega &= u_1 & r_2\omega &= u_2 \\ c_1 \cos \alpha_1 &= c_{1u} & c_2 \cos \alpha_2 &= c_{2u} \end{aligned}$$

donde

c_{1u} , c_{2u} son las proyecciones de c_1 y c_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 ecuación (1.8), y simplificando, se obtiene la ecuación de Euler para bombas, ventiladores y turbocompresores expresada en J/kg o en su equivalente m^2/s^2

$$gH_u = u_2c_{2u} - u_1c_{1u} \quad (1.9)$$

Las bombas, ventiladores y turbocompresores son máquinas generadoras pues el impulsor imparte energía al fluido. La ecuación 1.5 expresa el momento comunicado al fluido y la ecuación 1.6 la potencia suministrada al fluido.

Las turbinas hidráulicas turbinas de vapor y turbinas de gas son máquinas motoras pues el fluido imparte energía al impulsor. Por lo que la deducción de la ecuación de Euler se realiza de forma análoga, escribiendo el momento que el fluido ejerce sobre el impulsor, de tal forma que se tiene la ecuación 1.9 con los signos cambiados:

$$gH_u = u_1c_1 - u_2c_{2u}$$

Sin embargo en ambos casos $Y_u = gH_u$ es la energía específica intercambiada entre el impulsor y el fluido. Por tanto, para todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas, tanto motoras como generadoras, se tiene:

$$gH_u = \pm (u_1c_{1u} - u_2c_{2u}) \quad (1.10)$$

En las turbomáquinas hidráulicas se prefiere utilizar la ecuación de Euler en su versión de carga. En las máquinas hidráulicas la carga es una variable de gran significado físico: carga bruta de agua, carga neta de una turbina hidráulica, etc.

Por tanto, dividiendo los dos términos de la ecuación (1.10) por g se tiene:

$$H_u = \pm \frac{u_1c_{1u} - u_2c_{2u}}{g} \quad (1.11)$$

En esta forma de la ecuación de Euler, se usa el signo (+) para las máquinas motoras y signo (-) para las máquinas generadoras.

Notas sobre la ecuación de Euler:

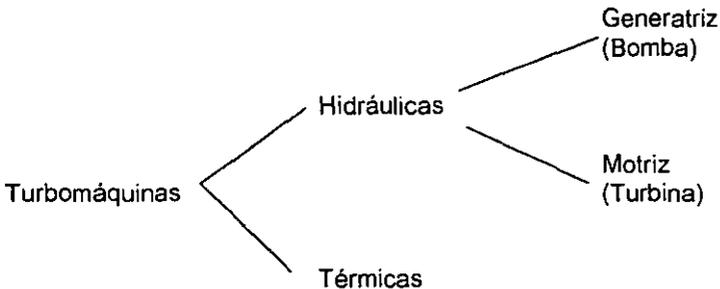
- 1 El rodete de la turbina aprovecha la energía del agua modificando gradualmente su momento del *momentum* desde la entrada hasta la salida. La ecuación que rige este intercambio es la conocida como ecuación de Euler que es la ecuación fundamental de las turbomáquinas, así como la ecuación de Bernoulli es la ecuación fundamental de la hidrodinámica.
- 2 La carga H_u de la ecuación 1.11 en las turbomáquinas hidráulicas se denomina también altura hidráulica.
- 3 En la figura 1.4, empleada para deducir la ecuación de Euler, tanto el vector c_1 como el c_2 se encuentran en el plano del dibujo (plano transversal. Esto solo sucede en las máquinas radiales. En general, la velocidad en cada punto de una turbomáquina 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. Sin embargo, al plantear la ecuación del momento se llega a la misma ecuación 1.5, porque el momento de la componente axial c_a con relación al eje es nulo por ser paralela a él y el momento del componente según el eje r c_r también, porque su dirección corta al eje, quedando solo el momento de c_u , igual a $c_{1u} r_1$ y $c_{2u} r_2$ a la entrada y salida, respectivamente.
- 4 En el diseño de una turbina es deseable reducir al mínimo el momento del *momentum* en la salida con el objeto de que la velocidad sea lo más pequeña posible y se reduzca la magnitud del vórtice, ya que provoca vibraciones.

1.4 Clasificación de las turbinas hidráulicas.

La clasificación de las turbinas hidráulicas puede hacerse con diversos criterios.

La turbina hidráulica es ante todo una máquina de fluido pues aprovecha la energía del fluido, en este caso agua.

La turbina es una turbomáquina. El funcionamiento de las turbomáquinas se basa en la variación de la cantidad de movimiento de las partículas del fluido, producto de la interacción mecánica a la que se someten al ponerlas en contacto con los álabes de una o más ruedas en movimiento. Estas máquinas siempre tienen movimiento rotatorio, de ahí el prefijo *turbo* que significa *giro*. El elemento rotatorio de las turbinas se conoce como rodete. Las turbomáquinas pueden ser motrices si la máquina aprovecha la energía del fluido, o generatrices si la máquina suministra energía al fluido.



Las turbinas hidráulicas pueden ser de impulso, de reacción o de reacción de hélice:

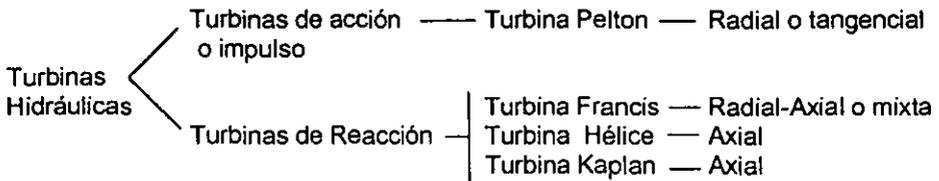
1. De acción o impulso (turbina Pelton): Se les llama así porque el agua impulsa al rodete en forma tangencial a los cangilones. Su funcionamiento hidráulico es principalmente para gastos bajos y cargas altas.
2. De reacción (turbina Francis): En este caso el movimiento se debe a la reacción de las partículas del agua al cambiar su velocidad en dirección y magnitud, debido a que el rodete absorbe una fuerza de flujo. El flujo entra a la turbina en forma radial y sale en forma axial. Por lo anterior se les conoce como de flujo mixto. Su funcionamiento hidráulico es con cargas y gastos medios.
3. De reacción de hélice (turbina Kaplan): El flujo es axial y cuando los álabes son fijos se llaman de hélice, cuando son móviles se les conoce como Kaplan. Su funcionamiento hidráulico es con cargas bajas y gastos muy grandes.

Los elementos básicos que componen a las turbinas de acción o impulso son:

- Tubería forzada
- Distribuidor
- Rodete

Las turbinas de reacción adicionalmente cuentan con un tubo de aspiración.

De acuerdo con lo anterior se puede realizar la siguiente clasificación:



Existen también las turbinas Deriaz, que en ocasiones funcionan como bombas y en otras como turbinas, por lo que salen de la clasificación anterior.

Un parámetro llamado velocidad específica, puede también tomarse en cuenta para clasificar en cada uno de los tipos de turbina, el cual también se usa en la clasificación de las bombas aunque con algunas variaciones. La velocidad específica en turbinas se define como la velocidad de una máquina de tamaño tal que produce la unidad de potencia operando bajo la unidad de carga:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^{5/4}}$$

Si la velocidad angular N expresada en r.p.m., la potencia P en CV y H en m, los intervalos de velocidad específica para cada tipo de turbina son:

- Turbina Pelton de 0 a 100.
- Turbina Francis de 50 a 350, invadiendo los campos de las Pelton y Kaplan.
- Turbina Kaplan de 300 a 1000.

CAPÍTULO 2

LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA COMO UN SISTEMA Y SUS COMPONENTES

2. LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA COMO UN SISTEMA Y SUS COMPONENTES.

2.1. Elementos básicos de una central hidroeléctrica.

Una central hidroeléctrica forma parte del sistema de generación de energía eléctrica. Se conoce como central hidroeléctrica al sistema complejo de obras civiles, hidráulicas y eléctricas que permiten transformar la energía potencial que contiene el agua de las caídas, los embalses o los ríos en energía eléctrica

Los elementos básicos de la central hidroeléctrica son:

- Presa.
- Obra de toma.
- Casa de máquinas (turbinas y generadores).
- Canal de descarga.

Presa:

Obra civil que se construye para contener toda o una parte del escurrimiento de un río y cumple básicamente con tres finalidades:

- Concentrar el desnivel de un río para producir una caída de agua y aprovechar su energía.
- Crear un gran almacenamiento de agua, que permita regular el nivel o flujo del agua.
- Elevar el nivel del agua para facilitar su entrada en un canal, en un túnel o en una tubería, que se usan para alimentar a las turbinas.

Existen diferentes tipos y características de estas obras. Las secciones típicas son:

- De tierra.
- De materiales graduados.
- Enrocamiento.
- Presas de gravedad.

En la tabla 2.1 se presenta una clasificación de acuerdo con el comportamiento estructural y materiales de los tipos de presa más usuales.

Transmisión de cargas a la cimentación en dirección VERTICAL	PRESAS DE TIERRA Y ENROCAMIENTO (de materiales sueltos)	1) De tierra	a) De sección homogénea b) De relleno hidráulico	
		2) De materiales graduados		
		3) De enrocamiento	a) Con núcleo delgado de arcilla b) Con pantalla de concreto u otros materiales	* Vertical al centro * Inclinado
	PRESAS DE CONCRETO O MAMPOSTERÍA (de materiales cementados)	4) De gravedad	a) De concreto rodillado+ b) De concreto convencional	
		5) De gravedad aligeradas		
		6) De contrafuertes	a) Machones b) Con cubierta de losas planas c) De bóvedas (o arcos) múltiples	* De cabeza redonda * De cabeza de diamante * De cabeza en T
	PRESAS DE CONCRETO O MAMPOSTERÍA (de materiales cementados)	7) En bóveda	a) Arco-gravedad b) Bóveda cilíndrica delgada c) Bóveda delgada de doble curvatura	

Tabla 2.1 Clasificación de las presas¹

Obra de toma:

Conjunto de instalaciones hidráulicas que permiten controlar y conducir, en su parte inicial, la entrada de caudal a los conductos que alimentan a las turbinas.

El número y capacidad de tomas de un embalse depende, esencialmente, del volumen embalsado, de los servicios que debe abastecer el embalse y de la profundidad del agua. Por lo general se disponen de varias tomas, sobre todo si el volumen embalsado es grande y los servicios requieren mucho caudal.

¹ Vega R. O., Apuntes de Presas de Almacenamiento y Derivación.

Su funcionamiento es mediante compuertas y generalmente hay dos compuertas por cada toma, una de seguridad y la otra de regulación.

Para evitar la entrada de cuerpos (piedras, ramas, etc.), que son arrastrados por el río y que pueden causar dificultades para la maniobra de las válvulas, se colocan rejillas al inicio de la obra de toma. Estas rejillas han de limpiarse periódicamente por lo que se debe contar con los dispositivos necesarios para tal mantenimiento.

La conducción conecta a la obra de toma con las turbinas. Las dimensiones de la conducción dependen en gran medida del tipo de turbina y de la topografía. La conducción puede ser una tubería a presión o una tubería forzada.

Las tuberías forzadas se utilizan cuando se requiere transformar la energía potencial de posición en energía potencial de presión por la altura de la caída.

La tubería forzada inicia con una tubería de gran pendiente y longitud relativamente pequeña, y la tubería a presión se puede dirigir directamente a la turbina.

Cuando el embalse se encuentra muy alejado de las turbinas se puede presentar el golpe de ariete que provoca una sobrepresión en la tubería. En este caso se acostumbra usar dos tramos de tubería a presión, el primero con poca pendiente hasta el pozo de oscilación y a partir de éste, por razones de seguridad, sale hacia las turbinas el segundo tramo de pendiente mucho más pronunciada.

Las clases de tuberías empleadas son metálicas y de concreto. Las tuberías metálicas por lo general se instalan a la intemperie, en cambio, las de concreto forman parte de la misma obra civil hidráulica.

Casa de máquinas:

Conjunto de obras civiles que albergan a turbinas y generadores.

La casa de máquinas puede ser abierta o cerrada y en ella se pueden instalar turbinas de eje horizontal o de eje vertical. En el capítulo 2.3 se explica más al detalle los aspectos que intervienen en esta obra.

Canal de descarga:

Después de ser utilizada en las turbinas de acción, el agua sale del rodete en forma turbulenta a través del canal de descarga que la conduce hacia el río o algún otro canal. La sección del canal de descarga es generalmente rectangular y se usa para limitar la velocidad del agua. Para las turbinas en cámara libre o en

cámara forzada la altura del agua del canal de descarga constituye una pérdida de la potencia obtenida en la instalación por efecto de la disminución del salto disponible.

En el caso de las turbinas de reacción, éstas cuentan con un tubo de aspiración, que conecta la salida de la turbina con el río.

Es importante mencionar que existen otros elementos aún más específicos que constituyen la central hidroeléctrica, pero los anteriormente mencionados son básicos, ya que cumplen las funciones necesarias para integrar un sistema tan complejo de estructuras que en conjunto realizan las transformaciones de energía para obtener como energía final, electricidad. En la siguiente figura, se muestra un corte de la central hidroeléctrica donde se pueden observar los elementos básicos que la componen.

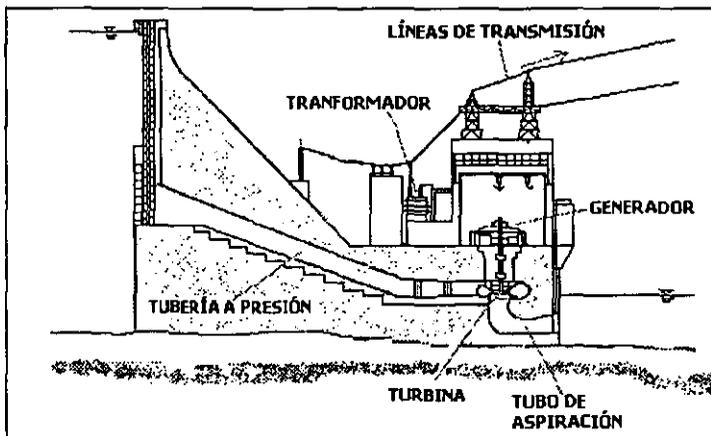


Figura 2.1 Elementos de la central

La interacción entre los elementos de una central, en el proceso de las transformaciones de energía, ocurre de la siguiente forma:

La energía potencial del agua o potencia hidráulica se transforma en energía cinética al pasar el agua por la tubería hasta llegar a la turbina. La energía cinética se transforma en energía mecánica o potencia al freno, cuando el agua llega a los álabes y genera el movimiento del rodete. Finalmente la energía mecánica se transforma en energía eléctrica o potencia eléctrica, mediante el generador eléctrico.

Lo anterior se puede representar con el diagrama que ilustra el proceso.

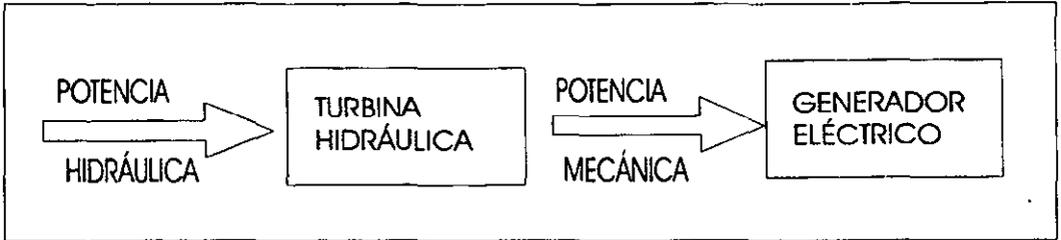


Figura 2.1 Diagrama de transformaciones de energía

La energía hidráulica representa en México aproximadamente el 30% de la energía utilizada para la generación de energía eléctrica y su uso por lo general sólo lo restringe la disponibilidad de los recursos hidrológicos. Así aunque la energía hidráulica existe de forma natural y la suministran las precipitaciones pluviales, se requiere de construir obras civiles que permitan aprovecharla.

2.2. Clasificación de las centrales hidroeléctricas.

Como en el caso de turbinas, la clasificación de las centrales hidroeléctricas se puede hacer con base en diferentes criterios²:

- A. Por su tipo de embalse
- B. Por la potencia demandada que satisfacen
- C. Por la altura neta de agua
- D. Por el lugar de instalación

A continuación se describen los diferentes tipos de centrales de acuerdo a la clasificación anterior.

A. Centrales hidroeléctricas de acuerdo al tipo de embalse:

- *Centrales de agua fluyente*: Estas centrales no tienen propiamente un embalse, por lo que se son de gran caudal y poca altura. La instalación de la central puede ser en el curso del propio río o en un canal desviado después de interceptar el río por un dique. Este tipo de central es de gran potencia.
- *Centrales con embalse*: Centrales que utilizan un embalse aguas arriba para almacenar el agua y utilizarla en forma controlada siguiendo las políticas de operación y requerimientos de suministro del sistema de energía eléctrica al que se conecta.
- *Centrales de acumulación por bombeo*: Centrales que utilizan dos embalses para su operación. Uno situado aguas arriba de la central y otro aguas abajo. En los periodos de poca demanda de energía eléctrica del sistema, se utiliza energía eléctrica de otras centrales conectadas eléctricamente con la central de *bombeo* para bombear agua del embalse aguas abajo hacia el embalse aguas arriba. Durante los periodos de gran demanda el agua del embalse superior se utiliza para generar energía eléctrica. Este proceso se lleva a cabo por la misma máquina mediante un diseño especial de turbina que la hace operar ya sea como turbina o como bomba. Durante el proceso de bombeo el generador opera como el motor que hace funcionar a la turbina como bomba.

² Mataix, C. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.

- *Centrales mareomotrices*: Centrales que aprovechan la energía de las mareas como fuente primaria de energía. La operación consiste en almacenar el agua cuando la marea es alta y turbinarla cuando es baja. En este tipo de centrales no existen años secos ni húmedos ni tampoco inviernos ni veranos debido a que la oscilación anual o mensual de las mareas son bajas.

B. Centrales hidroeléctricas de acuerdo al tipo de potencia demandada que satisfacen:

- *Centrales base*: Centrales que satisfacen la potencia base de la curva de demanda del sistema de energía eléctrica, es decir que la potencia es prácticamente constante.
- *Centrales pico*: Centrales que satisfacen los picos de la curva de demanda del sistema de energía eléctrica.

C. Centrales hidroeléctricas de acuerdo con la altura neta de agua:

- *Centrales de gran altura*: Más de 50 metros.
- *Centrales de mediana altura*: De 15 a 50 metros.
- *Centrales de altura pequeña*: De 15 metros o menos.

D. Centrales hidroeléctricas según el lugar de instalación

- *Centrales de lecho de río*: La central intercepta el curso del río.
- *Centrales de pie de presa*: La central se construye al pie del embalse, como la mostrada en la figura 2.1.
- *Centrales subterráneas*: Aparecieron durante la 2ª Guerra Mundial, con el objetivo de proteger la central de ataques aéreos. En la actualidad, gracias al desarrollo de la técnica de construcción de túneles, han tenido gran popularidad y en muchos casos constituyen una alternativa económica.

2.3. Aspectos estructurales en la casa de máquinas.

La casa de máquinas de una planta hidroeléctrica es el edificio que sirve para albergar a las turbinas y los generadores así como el equipo auxiliar necesario para garantizar su funcionamiento, control, servicio y mantenimiento de forma segura. El equipo auxiliar indispensable para la operación de las turbinas y los generadores debe distribuirse en forma cómoda y racional de manera que ocupe el menor espacio posible.

El amplio rango de cargas utilizadas en las hidroeléctricas, así como las diversas condiciones geológicas, hidrológicas y climáticas obligan a utilizar diferentes tipos de turbinas y a su vez una serie de casas de máquinas con características propias.

El tipo de construcción de la casa de máquinas depende en gran medida del tipo de turbina y de la posición del eje de la unidad. Las casas de máquinas con unidades de eje vertical son más compactas que las de eje horizontal.

En forma convencional, en las casas de máquinas se distinguen dos partes fundamentales:

1. Parte sumergida (parte inferior).
2. Parte superficial (parte superior).

Parte sumergida (parte inferior).

La parte sumergida es la parte de la casa de máquinas que se encuentra por debajo del nivel de agua aguas abajo de la misma. En esta parte se encuentra la toma o tubería a presión, la cámara de la turbina y el tubo de aspiración o canal de descarga para el caso de turbinas Pelton. Además se encuentran las turbinas y sus dispositivos auxiliares y parte de los servicios de la planta como lo son los sistemas de aceite, de abastecimiento de agua, secado de la cámara espiral y del tubo de aspiración, drenaje del edificio y otros.

La parte sumergida de la casa de máquinas es la que recibe los mayores esfuerzos hidrostáticos, hidrodinámicos, el peso de todo el equipo y de la construcción superior y los transmite a la cimentación.

Las dimensiones de la casa de máquinas sumergida dependen, en general de los siguientes aspectos:

1. Diámetro de rodete de la turbina.
2. La altura de succión.
3. Tipo y dimensiones de la cámara espiral y del tubo de aspiración. En el caso de turbinas Pelton del canal de descarga.
4. Si la toma va directamente unida a la cámara de la turbina.
5. Las condiciones geológicas.

Parte superficial (parte superior)

Las dimensiones de la parte superior de la casa de máquinas están relacionadas con la distribución del equipo en la sala de máquinas. Existen tres alternativas a emplear en la parte superior de la casa de máquinas:

- a) Cerradas.
- b) Semicerradas.
- c) Abiertas o de intemperie.

Las dimensiones de la parte superior cerrada dependen de si el equipo de la planta, incluyendo las grúas, debe estar bajo el techo de la casa de máquinas. Para evitar la necesidad de otra grúa en este tipo de casas de máquinas, el mantenimiento mayor de los transformadores también se puede efectuar en el área de montaje, para utilizar la grúa principal.

La parte superior de la casa de máquinas recibe grandes cargas de las grúas, ya que estas tienen capacidades que pueden alcanzar y superar las 1000 toneladas y el peso de la grúa es similar.

Para pesos del rodete de la turbina superiores a las 500 toneladas puede ser ventajoso utilizar grúas apareadas, que carguen juntas el rodete de la unidad y otras cargas menores en forma independiente. Para el trabajo conjunto se requiere de una viga de carga que puede representar un peso adicional de 10% del peso del rodete. Con el fin de agilizar los trabajos cuando la planta tiene muchos generadores, se instala una grúa de baja capacidad, entre 15 y 50 toneladas.

La parte superior semicerrada permite reducir notablemente sus dimensiones sin empeorar prácticamente las condiciones de operación de la planta. En este caso sólo la grúa principal queda fuera del techo de la sala de máquinas. Sobre cada unidad va un techo móvil, rodante o desplazado por la grúa, que permite el acceso de ésta al equipo.

Las casas de máquinas abiertas no tienen sala de máquinas. El generador tiene cubierta de intemperie y el equipo auxiliar se encuentra en diferentes pisos del edificio y bajo el área de montaje.

La grúa viajera es el mecanismo auxiliar mayor y más pesado de la casa de máquinas, es además un elemento esencial para el montaje y mantenimiento del equipo generador. Su peso y dimensiones se determinan por el peso y dimensiones de la carga más pesada que debe suspender y transportar.

Sobre los rieles paralelos a los muros del edificio van apoyados y sostenidos los rieles longitudinales por pernos, los cuales están constituidos generalmente por vigas de acero de sección doble T ancladas a la pared de trecho en trecho, apoyadas cada una sobre una gruesa placa de acero, de 2.5 a 5 cm, fijada a una cornisa saliente del

muro y apoyada a su vez sobre pilas de concreto adosadas a las paredes. Sobre estos rieles corren dos carros en los extremos a los cuales van sólidamente unidas dos vigas que cubren el claro entre los muros y las cuales, junto con los carros, constituyen un puente móvil.

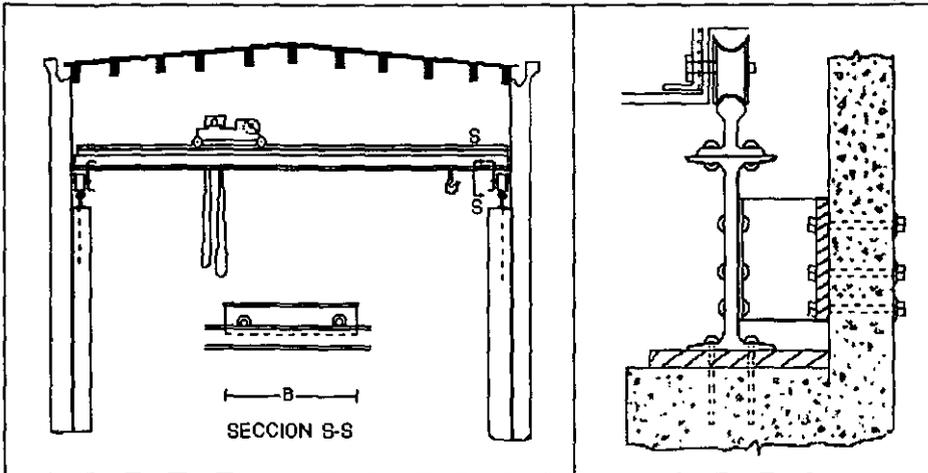


Figura 2.2 Detalle de la grúa viajera

El mecanismo elevador se desplaza sobre el puente anterior mediante ruedas metálicas en forma perpendicular a la sala de máquinas, el cual lleva un aparejo con un gancho de izamiento y una cadena de control que generalmente baja hasta el piso y se opera desde la cabina de control de la grúa de manera manual o automática. En algunas casas de máquinas se usan grúas de doble mecanismo elevador, desde luego más costosas que las de uno solo, pero que ofrecen la ventaja de requerir menos espacio vertical en la sala de generadores.

De acuerdo con lo anterior la grúa simple tiene tres movimientos que requieren la aplicación de tres fuerzas:

1. Movimiento de traslación a lo largo de la casa de máquinas.
2. Movimiento de traslación de la cabina de control sobre el puente perpendicular al movimiento anterior.
3. Fuerza de elevación.

En las grandes instalaciones se usan generalmente tres motores eléctricos para las acciones descritas, pero en la mayoría de los casos, los montadores prefieren efectuar a mano los movimientos del puente y del mecanismo elevador, para realizar con mayor precisión los movimientos de montaje, reservando la acción del motor sólo para la elevación y descenso de los pesos. Incluso en grandes estaciones hay quienes prefieren que todas las operaciones se realicen manualmente.

CAPÍTULO 3

TURBINA PELTON

3. TURBINA PELTON.

3.1 Características.

Las turbinas de impulso o de acción tienen la característica de aprovechar la energía cinética del fluido, no existe gradiente de presión entre la entrada y la salida de la máquina.

Entre las turbinas hidráulicas de este tipo la más representativa es la Pelton, la cuál debe su nombre al americano Lester Allan Pelton, quien 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 de presión, incidiendo de forma tangencial 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 un 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, y el conjunto constituye 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 operan bajo cargas altas (alrededor de 200 m y mayores), y gastos pequeños (hasta 10 m³/s aproximadamente). Debido a que las cargas son altas y la velocidad en los chiflones se incrementa acelerando a su vez los rodetes, consecuentemente la generación es a menor costo, además por razones hidroneumáticas, y por sencillez de construcción, son de buen rendimiento para amplios márgenes de caudal, (entre 30 % y 100 % del caudal máximo). Por ello se colocan pocas unidades en cada central que requiere turbinas de estas características.

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, el cambio de los cangilones implicaba cambiar la rueda. Por lo anterior es que se recomienda que los cangilones vayan fundidos al rodete.

Pueden ser instaladas con eje en posición horizontal o vertical, siendo la primera la más adecuada debido a que por la disposición del eje horizontal, el número de chorros por rueda se reduce generalmente a uno o dos. Por otra parte la rueda queda 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.

Entre las desventajas se encuentra la complicada instalación en un plano vertical de las tuberías de alimentación y las agujas de inyección.

Este sistema de montaje, se usa en aquellos casos donde se tienen aguas sucias que producen deterioros o notable acción abrasiva. Con el eje en posición horizontal se hace también posible instalar turbinas gemelas para un solo generador colocado entre ambas.

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

En el montaje en eje 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; pero sobre todo en los álabes que están ya sometidos a una acción repetida del agua, al existir un mayor número de chorros por rueda.

Todo lo anterior viene dando lugar a que encuentre más aceptación la disposición en eje vertical, a pesar de las preferencias que hasta hace poco tuvo la disposición horizontal.

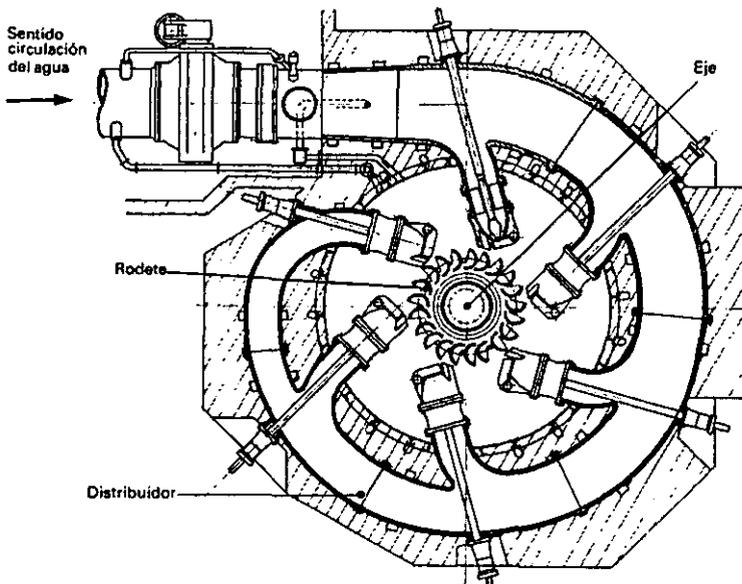


Figura 3.1 Disposición en planta de una turbina Pelton de eje vertical.

3.2 Componentes de una turbina Pelton.

Los componentes esenciales de una turbina Pelton, siguiendo la trayectoria del agua a través de la misma son:

- Distribuidor.
- Rodete.
- Carcasa.
- Cámara de descarga.
- Sistema hidráulico de frenado.
- Eje del rodete.

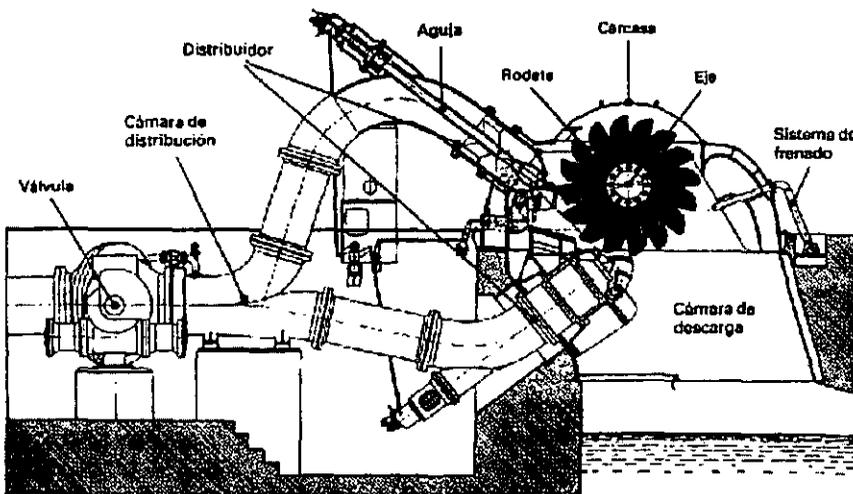


Figura 3.2 Componentes de una turbina Pelton.

Tomando en cuenta la disposición horizontal se realizan las siguientes descripciones de cada uno de ellos.

3.2.1 Distribuidor de una turbina Pelton.

Está constituido por uno o varios equipos de inyección de aguja. Cada uno de estos equipos está formado por determinados elementos mecánicos y tienen como objetivo regular el caudal necesario y dirigir el chorro de agua de forma cilíndrica y sección uniforme sobre el rodete de manera conveniente (Fig. 3.3).

El número de equipos de inyección que generalmente se colocan alrededor del rodete, depende de la potencia y características del propio sistema y de las condiciones de carga disponible. Así mismo, se puede disponer de más de un rodete en el mismo eje, cada uno de ellos dotado del distribuidor apropiado.

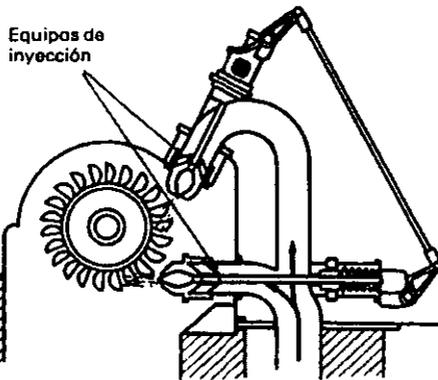


Figura 3.3 Esquema de un distribuidor con dos equipos de inyección.

Suelen colocarse hasta 6 equipos de inyección alrededor de un solo rodete, derivando todos y cada uno de ellos de una tubería a presión. Dicho número se instala en turbinas Pelton con eje vertical, siendo, normalmente uno o dos equipos de inyección cuando se trata de una turbina Pelton con disposición de eje horizontal.

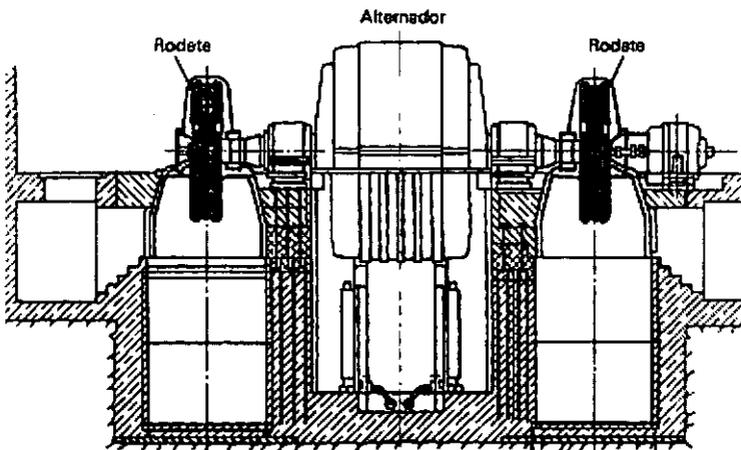


Figura 3.4 Sistema accionado por una turbina Pelton con dos rodetes.

Para una mejor comprensión de lo anterior se describen los elementos que forman un solo equipo de inyección, mediante el cual se obtiene un chorro de agua.

Estos elementos son:

Cámara de distribución.

Consiste en la prolongación de la tubería a presión, acoplada a ésta mediante una brida unión, ubicada después de la válvula de entrada a la turbina y tiene como misión fundamental, distribuir el caudal a cada uno de los inyectores. También se le conoce con el nombre de cámara de inyectores.

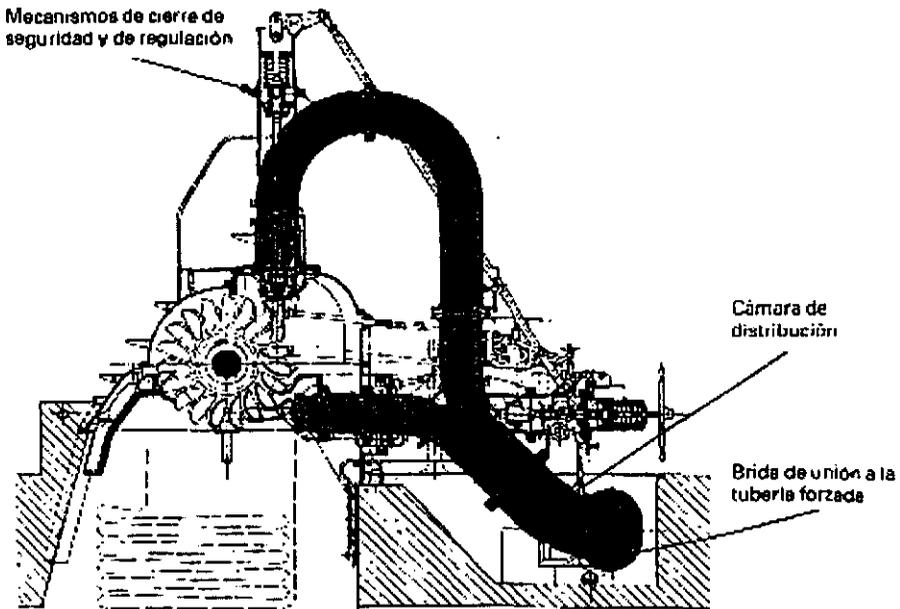


Figura 3.4 Cámara de distribución de una turbina Pelton.

Inyector.

Es el elemento mecánico destinado a dirigir y regular el chorro de agua y esta compuesto por:

Tobera.

Se entiende como tal, una boquilla, normalmente con orificio de sección circular (puede ser de otra sección), de un diámetro aproximado de 5 a 30 cm y esta ubicada donde termina la cámara de distribución.

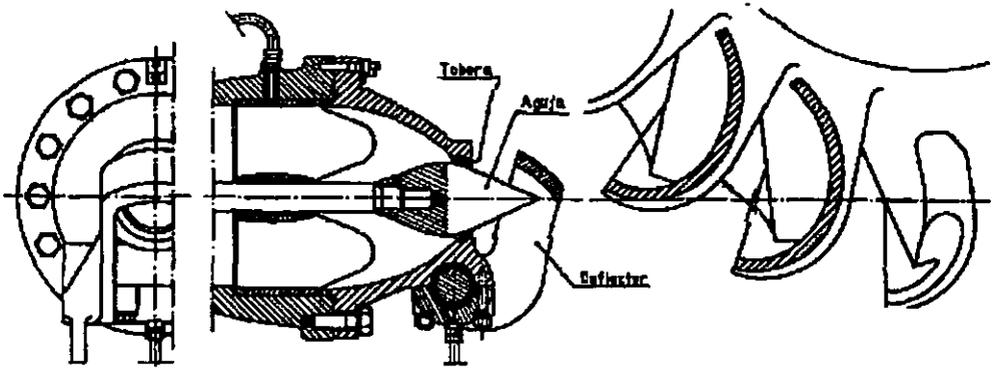


Figura 3.5 Detalles de la tobera de una turbina Pelton.

Proyecta y dirige el chorro de agua tangencialmente hacia la periferia del rodete, de tal modo que la prolongación de éste forma un ángulo prácticamente de 90° con los radios imaginarios de aquel, en los sucesivos puntos de choque o incidencia del agua. Con lo anterior se explica el concepto de turbina tangencial que se utiliza cuando se clasifica a las turbinas.

Aguja.

Está formada por un vástago situado concéntricamente en el interior del cuerpo de la tobera, guiado mediante cojinetes sobre los cuáles tiene un libre movimiento de desplazamiento longitudinal en dos sentidos (Fig 3.6).

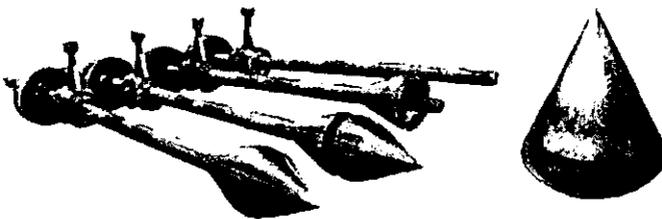


Figura 3.6 Aguja del inyector de una turbina Pelton.
Detalle de punta de aguja erosionada.

Uno de los extremos del vástago, orientado hacia el orificio de salida de la tobera, termina en forma esférico-cónica a modo de punzón fácilmente recambiable, el cual regula el caudal de agua que fluye por la misma de acuerdo con el mayor o menor grado de acercamiento hacia el orificio, llegando a cortar totalmente el agua cuando se

produce el asentamiento de dicho punzón sobre el mencionado orificio, según las circunstancias de funcionamiento del sistema.

En el otro extremo (ver figura 3.4), están dispuestos mecanismos tales como un muelle de cierre de seguridad, que cierra el orificio de tobera, presionando al punzón sobre el mismo, cuando la turbina está parada, o se pone fuera de servicio de manera brusca debido a un determinado defecto que afecte al sistema. También, sobre dicho extremo, actúan una serie de palancas o de servomecanismos que regulan la posición del punzón, al que se les denomina aguja o válvula de aguja, según las ordenes recibidas del regulador de velocidad, al que se hará referencia mas adelante.

Deflector.

Es un dispositivo mecánico que a modo de pala o pantalla, puede ser intercalado con mayor o menor incidencia en la trayectoria del chorro de agua, entre la tobera y el rodete, presentando la parte cóncava hacia el orificio de tobera (Fig. 3.5 y 3.7.).

Tiene como objetivo desviar, total o parcialmente, el caudal de agua, impidiendo el embalamiento del rodete cuando se produce un descenso repentino de carga. Su intervención evita variaciones bruscas de presión en la tubería a presión, al permitir una respuesta más lenta de la válvula de aguja ante fuertes oscilaciones de carga.

La posición del deflector se controla con el regulador de velocidad, igual que las distintas secciones de paso de agua por las toberas, ya que controla las posiciones de la válvula de aguja.

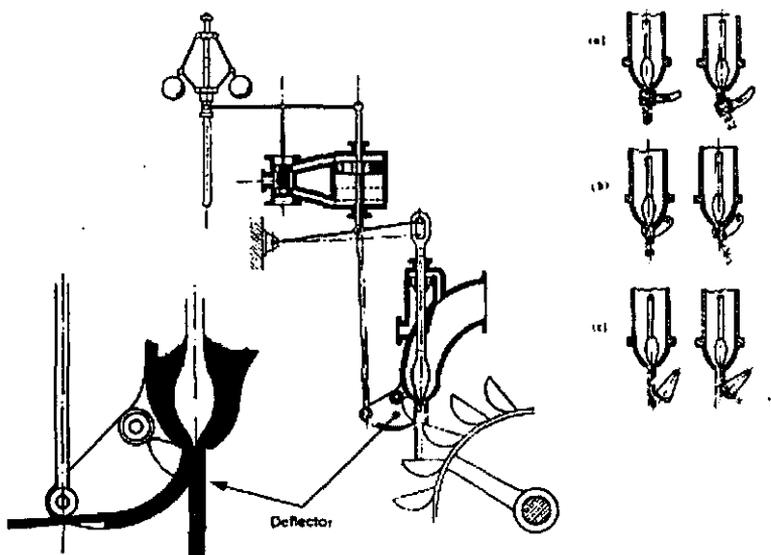


Figura 3.7 Representación esquemática del funcionamiento del deflector.

Equipo de regulación de velocidad.

Está constituido por un conjunto de dispositivos electro-mecánicos tales como servomecanismos, palancas y bielas. Su función es la de mantener constante la velocidad del sistema, a fin de que la frecuencia de la corriente generada tenga, en cualquier circunstancia de carga, 60 ciclos por segundo (c.p.s.).

3.2.2. Rodete de una turbina Pelton.

Es la pieza clave donde se transforma la energía hidráulica del agua, en forma de energía cinética, en energía mecánica, o bien, en trabajo según la forma de movimiento de rotación. Consta esencialmente de los siguientes elementos. (Fig. 3.8 y 3.9).

Rueda motriz.

Esta unida rígidamente al eje y montada en el mismo por medio de chavetas y anclajes. Su periferia está mecanizada apropiadamente para ser soporte de los denominados cangilones.

Cangilones.

También son denominados álabes, cucharas o palas y son piezas de bronce o de acero especial para evitar, dentro de lo posible, la corrosión y la cavitación, concepto que en el capítulo 7 se tratará de manera más amplia.



Figura 3.8 Rodete de una turbina Pelton.

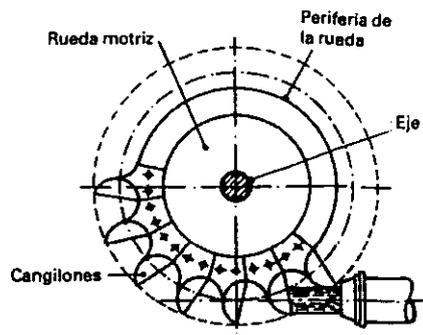


Figura 3.9 Detalles de un rodete Pelton.

Están diseñados para recibir el empuje directo del chorro de agua. Su forma es similar a la de una doble cuchara, con una arista interior lo más afilada posible y situada centralmente en dirección perpendicular hacia el eje, de modo que divide al cangilón en dos partes simétricas de gran concavidad cada una, siendo sobre dicha arista donde incide el chorro de agua (Fig. 3.10).

Su colocación sobre la rueda motriz, se consigue por dos procedimientos. Uno de ellos consiste en montarlos de uno en uno o de dos en dos sobre la periferia de la misma y cuya fijación se realiza mediante tornillos y cuñas, de tal manera que no exista juego ni holgura. Actualmente y para rodetes de cualquier tamaño, los cangilones están forjados con la misma rueda como una pieza única, lo cual permite una economía en su construcción y una mayor seguridad de funcionamiento, debido al impacto inicial del agua que han de soportar en el momento del arranque y la fuerza centrífuga alcanzada cuando se alcanza la máxima velocidad por el eje de la turbina, cuando al pasar rápidamente de plena carga a valor cero (en vacío), el distribuidor permanece completamente abierto (caudal máximo) por un fallo en la regulación y además si dejan de funcionar los elementos que cortan el paso del agua a la turbina.

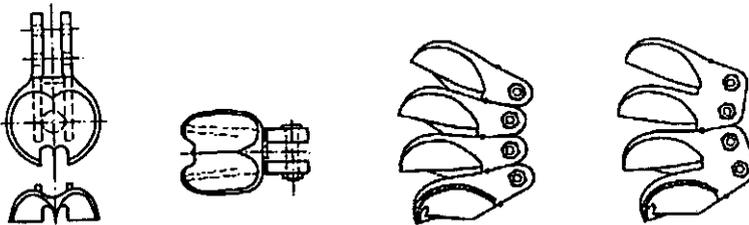


Figura 3.10 Montaje y detalle de cangilones.

Cada cangilón lleva en su extremo periférico una escotadura en forma de doble v perfectamente centrada. Tiene como objeto conseguir que la parte cóncava del cangilón precedente, según el sentido de giro, reciba el chorro de agua cuando su arista se encuentra en posición lo más perpendicular posible, respecto a el eje del chorro, aprovechando al máximo el caudal y el impulso que éste le proporciona al acompañarle durante un corto trayecto, razón por la cual las turbinas Pelton se denominan turbinas de impulso. Dichas escotaduras favorecen un mayor acercamiento de las toberas hacia el rodete.

3.2.3. Carcasa de una turbina Pelton.

Es la envoltura metálica que cubre los inyectores, rodete y otros elementos mecánicos de la turbina (Fig. 3.11).

Su objetivo consiste en evitar que el agua salpique al exterior cuando después de incidir sobre los cangilones abandona a estos. Dispone de un equipo de sellado en las

zonas de salida del eje a fin de eliminar fugas de agua. Puede estar formada por un laberinto metálico dotado de drenaje, o bien por juntas de estanqueidad o estopero.

- 1.— Tobera
- 2.— Chorro de agua
- 3.— Rodete
- 4.— Cangilones
- 5.— Equipo de regulación
- 6.— Válvula
- 7.— Carcasa
- 8.— Cámara de descarga

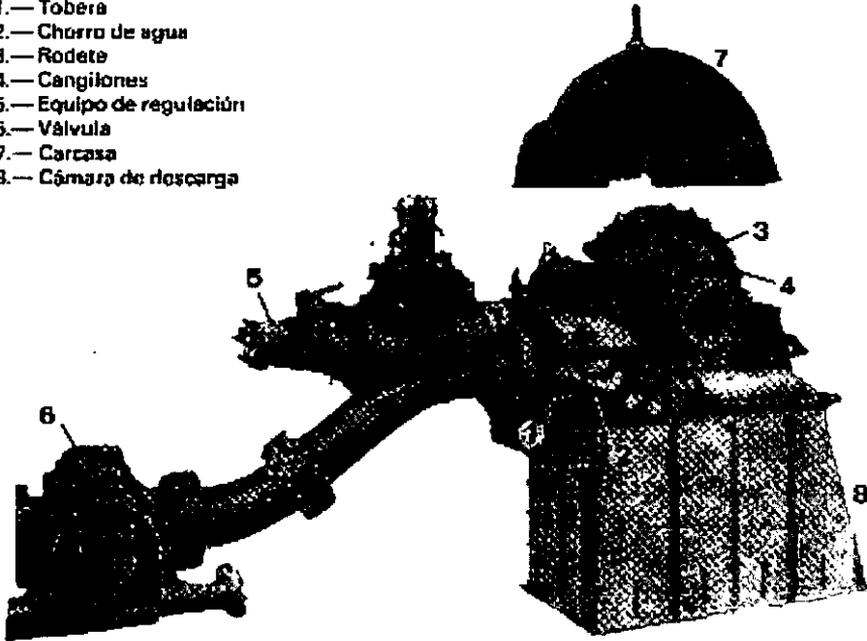


Figura 3.11 Conjunto de una turbina Pelton.

Cuando se trata de turbinas Pelton instaladas con el eje en posición vertical, la carcasa, situada horizontalmente, tiene unos conductos de paso de aire hacia el rodete distribuidos en su periferia de manera conveniente, logrando así, alrededor del mismo, el adecuado equilibrio de presiones. En el caso de turbinas con eje horizontal, la aireación se efectúa desde la cámara de descarga.

3.2.4 Cámara de descarga de una turbina Pelton.

Se entiende como tal la zona por donde cae el agua libremente hacia el desagüe, después de haber movido al rodete (ver figura 3.2). También se conoce como tubería de descarga o de desfogue.

Para evitar deterioros debidos a la acción de los chorros de agua, especialmente de los originados por la intervención del deflector, se suele disponer, en el fondo de la cámara de desfogue, un colchón de agua de 2 a 3 m de espesor. Con el mismo fin, se instalan blindajes o placas situadas adecuadamente, que protegen la obra de concreto.

3.2.5. Sistema hidráulico de frenado de una turbina Pelton.

Consiste en un circuito de agua derivado de la cámara de distribución. El agua proyectada gran velocidad sobre la zona convexa de los cangilones, favorece el rápido frenado del rodete, cuando las circunstancias lo exigen.

3.2.6. Eje de una turbina Pelton.

Esta rígidamente unido al rodete de manera adecuada y sobre los cojinetes lubricados transmite el movimiento de rotación al eje del alternador. El número de cojinetes instalados así como su función, radial o radial axial, depende de las características de cada sistema.

3.2.7. Principio de funcionamiento de las turbinas Pelton.

Una vez identificados los elementos que componen una turbina Pelton, y conocidas las funciones respectivas, se comprende fácilmente el funcionamiento de las mismas.

La sucesiva transformación de la energía se efectúa del modo siguiente. La energía potencial gravitatoria del agua en el embalse, o energía de presión hasta los orificios de las toberas, se convierte, prácticamente sin pérdidas, en energía cinética, al salir el agua a través de dichos orificios en forma de chorros libres, a una velocidad que corresponde a toda la carga útil, está referida al centro de los chorros considerados, para el caso concreto de las turbinas Pelton.

Se dispone de la máxima energía cinética en el momento en que el agua incide tangencialmente sobre el rodete, empujando a los cangilones que lo forman, obteniendo así el trabajo mecánico deseado.

Las formas cóncavas de los cangilones hacen cambiar la dirección del chorro de agua que sale de éste por los bordes laterales ya sin energía apreciable, sin ninguna incidencia posterior sobre los cangilones sucesivos. De este modo, el chorro de agua transmite su energía cinética al rodete, donde se transforma instantáneamente en energía mecánica.

La válvula de aguja, gobernada por el regulador de velocidad, cierra más o menos el orificio de salida de la tobera, consiguiendo así modificar el caudal de agua que fluye por ésta, con el objeto de mantener constante la velocidad del rodete y evitar el embalamiento o reducción del número de revoluciones del mismo por la disminución o aumento de la carga solicitada por el generador.

La arista que divide a cada cangilón en dos partes simétricas, corta el chorro de agua seccionándolo en dos láminas de fluido, teóricamente del mismo caudal, precipitándose cada una hacia la concavidad correspondiente. Tal disposición permite contrarrestar mutuamente los empujes axiales que se originan en el rodete, equilibrando presiones sobre el mismo, al conseguir cambiar simétrica y de forma opuesta, los sentidos de ambas láminas de aguja (Fig. 3.12).

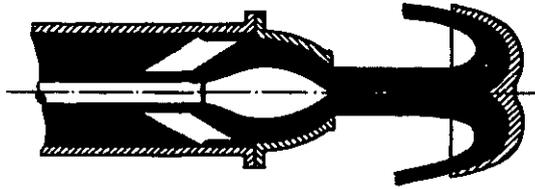


Figura 3.12 Acción del chorro de agua sobre el cangilón de un rodete Pelton.

3.3 Criterios de selección.

En este apartado se presenta una introducción general de la selección del tipo, número y características principales de las turbinas hidráulicas que deben instalarse en un aprovechamiento hidroeléctrico.

Aunque hasta ahora solo se han descrito las características generales de la turbina Pelton, se hará lo propio en los capítulos 4 y 5 para las turbinas Francis y Kaplan respectivamente, así como los criterios de selección correspondientes.

3.3.1 Generalidades y estudios previos.

Los estudios iniciales que deben realizarse permiten determinar las características energéticas del río o de cualquier otro aprovechamiento hidráulico; éstos deben tomar en cuenta la forma como la planta hidroeléctrica abastece al sistema eléctrico al que se va interconectar, generalmente esto puede representarse por medio del factor de planta.

Las simulaciones del funcionamiento de vaso es la herramienta que se emplea para determinar las características energéticas de un aprovechamiento hidroeléctrico. Entre los resultados de mayor importancia que se obtienen son: la capacidad útil más conveniente, la generación media anual esperada, el nivel mas frecuente en el embalse, el volumen de agua medio anual derramado así como el volumen medio anual evaporado, el por ciento de volumen de agua aprovechado, etc.

La simulación de funcionamiento del vaso resuelve la ecuación de continuidad dada por:

$$\begin{aligned} & \text{Volumen de aportación} - \text{Volumen de extracción} && (3.1) \\ & = \text{Variación de volumen en el almacenamiento} \end{aligned}$$

Las extracciones están formadas por los volúmenes de agua necesarios para generación, derrame de excedentes de agua que no caben en el vaso, extracciones para otros usos como, por ejemplo, abastecimiento de agua potable y riego, además de

los volúmenes que se pierden por evaporación directa en el vaso y por filtración, éstos últimos generalmente se desprecian porque representan un volumen muy pequeño y su determinación requiere de un estudio muy minucioso.

3.3.2 Potencia media y generación anual.

La potencia media de una central eléctrica es la razón de la generación media anual al número de horas del año.

$$P_{\text{media}} = \frac{\text{Generación media anual}}{\text{Número de horas al año}}$$

La generación media anual, es lo que se genera durante un año en la central hidroeléctrica.

Las unidades que comúnmente se emplean para expresar la generación media anual son:

UNIDAD.	SÍMBOLO	EQUIVALENCIAS
Kilowatt-hora/año	1KWh/año	10^3 Wh/año
Megawatt-hora/año	1MWh/año	10^3 KWh/año
Gigawatt-hora/año	1GWh/año	10^6 KWh/año
Terawatt-hora/año	1TWh/año	10^9 KWh/año

También la potencia media se puede expresar en función de la potencia hidráulica:

$$P_{\text{media}} = \eta_t \gamma Q_a H_n \frac{9.81}{1000} \quad (3.2)$$

donde:

- P_{media} potencia media, en KW
- Q_a gasto medio aprovechado, en m^3/s
- H_n carga estática neta más frecuente, en m
- γ peso específico del agua, en kg/m^3
- η_t eficiencia de la turbina.

El gasto medio aprovechado y la carga neta más frecuente se obtienen como un resultado de la simulación del funcionamiento del vaso.

Las unidades más usuales para expresar la potencia son:

UNIDAD.	SÍMBOLO	EQUIVALENCIAS
Kilowatt	KW	10^3 Watt
Megawatt	MW	10^3 KW

3.3.3 Capacidad instalada y número de unidades.

La capacidad instalada de una central eléctrica, es la potencia total instalada en generadores, operando en condiciones de diseño o a plena carga.

Se define como factor de planta a la razón que existe entre la potencia media a la potencia instalada.

$$\text{Factor de planta} = \frac{\text{Potencia media}}{\text{Capacidad instalada}} = \frac{\text{Generación media}}{\text{Generación máxima posible}} \quad (3.3)$$

En la actualidad las plantas hidroeléctricas se diseñan para que operen como plantas de picos, es decir para que entren en operación durante las horas de mayor demanda de energía en el sistema eléctrico, por lo que, se requiere que tengan una gran potencia instalada, ya que durante las horas de mayor demanda generalmente se requiere suministrar potencia de picos y no de base. Por esta razón por la cuál el factor de planta tiende a disminuir en este tipo de plantas, empleándose actualmente valores de 0.25 con tendencia a bajar a 0.17.

Un gran número de factores intervienen para seleccionar el número y tamaño de las unidades, entre los más importantes destacan el costo por KW instalado, la velocidad de rotación permisible, la profundidad de excavación y tamaño de la estructura de cimentación de la casa de máquinas, la capacidad del equipo auxiliar de la central. En general, la selección es con base en criterios obtenidos de la experiencia que toman en cuenta la economía de la instalación; existiendo una tendencia a tener el menor número de unidades turbogeneradores pero de mayor capacidad.

Como se ha mencionado antes, la política de operación de las centrales hidroeléctricas de operar como plantas de picos, para lograr cumplir la demanda del sistema eléctrico, ha influido en la necesidad de instalar unidades grandes; esto ha estimulado el avance del diseño y procesos de fabricación de unidades de gran magnitud, llegando a minimizar las dimensiones y su costo sin sacrificar eficiencia y confiabilidad.

3.3.4 Selección del tipo de turbina.

3.3.4.1 Criterio U. S. B. R.

Una vez determinada la capacidad para instalar en un aprovechamiento hidroeléctrico y decidido el número de unidades conveniente, se requiere especificar la potencia de diseño, la carga neta de diseño y el gasto de diseño de las turbinas a emplear.

La potencia por turbina es:

$$P_t = \frac{\text{Capacidad instalada} \times k}{\text{No. de unidades} \times \eta_g} \quad (3.4)$$

donde k es un factor que varía entre 0.85 y 1.30, el cual depende de las características del almacenamiento y de la operación de las unidades.

P_t generalmente se expresa en KW ó MW, donde η_g es la eficiencia del generador, normalmente tiene un valor de 0.98.

Si la potencia de la turbina se expresa en KW, el gasto de diseño en m^3/s es:

$$Q_d = \frac{P_t}{9.81 \eta_t H_d} \quad (3.5)$$

donde H_d es la carga neta de diseño en metros de la turbina, que puede estar comprendida entre la carga mínima y la carga máxima y es conveniente que ésta tenga un valor cercano a la carga correspondiente al nivel más frecuente en el embalse determinado con la simulación de vaso.

Una vez determinados la carga H_d y el gasto de diseño. En la figura 3.13 se muestra un diagrama que presenta las regiones recomendables para los diferentes tipos de turbinas hidráulicas, en función de los parámetros H_d y Q_d ; tomada del U.S.B.R. (Selecting Hydraulic Reaction Turbines. U. S. B. R. 1976), las regiones definidas corresponden a las turbinas de impulso o Pelton, turbinas Francis y turbinas de hélice o Kaplan.

Características de las unidades seleccionadas.

Se deben preparar las principales características, especificaciones y dimensiones generales de las turbinas seleccionadas, buscando la mejor solución desde el punto de vista de funcionamiento hidráulico del conjunto: obra de toma, conducción a presión, turbina, tubo de aspiración y desfogue, sin olvidarse de la economía del proyecto, dejando el diseño mecánico y el mejoramiento de las eficiencias de la turbina a los fabricantes.

Se emplean los criterios y nomogramas propuestos por el U.S.B.R. y las publicaciones de la revista Water Power and Dam Construction, para determinar las características de las unidades de los aprovechamientos hidráulicos.

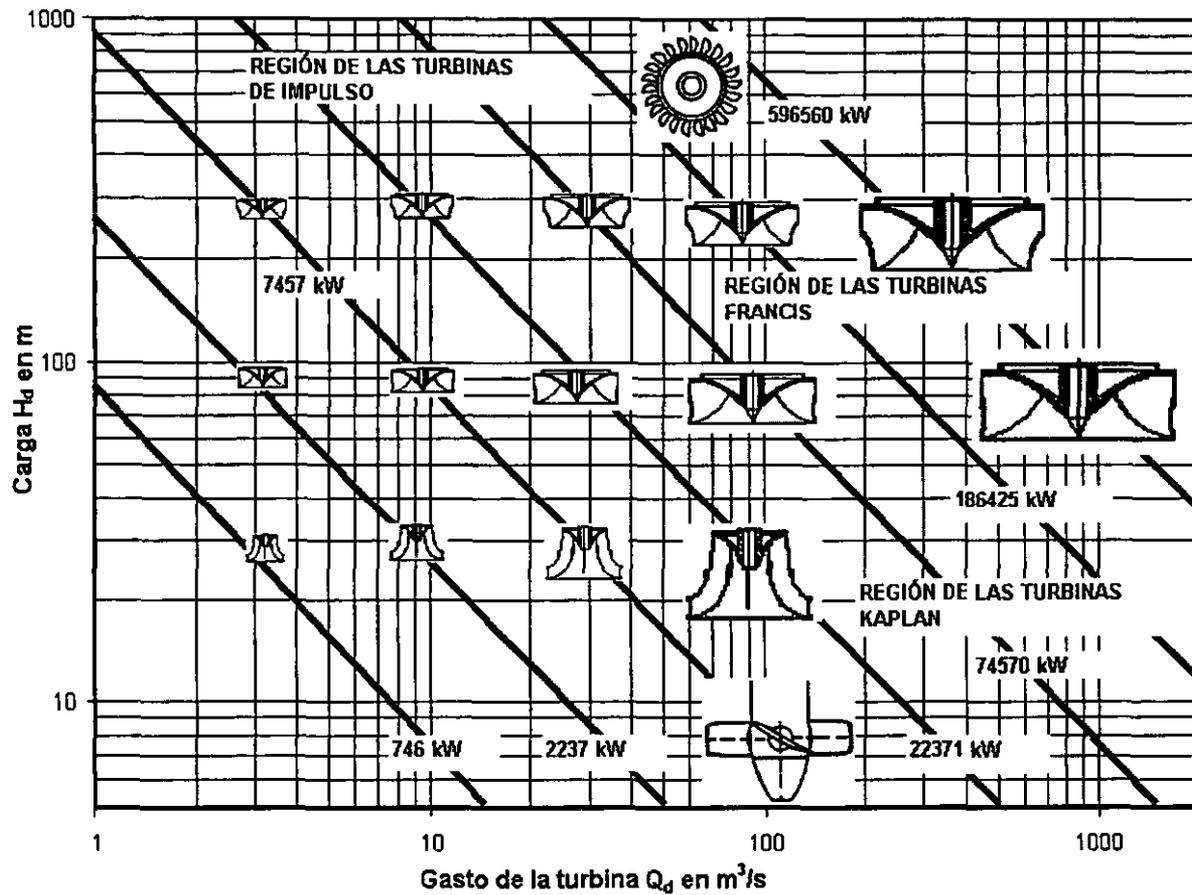


Figura 3.13. Selección del tipo de turbina.
Criterio U.S.B.R. 1976

Velocidad específica.

Cada turbina está caracterizada por una constante que involucra a su vez variables de diseño, llamada velocidad específica N_s , que tiene el mismo valor para las turbinas geoméricamente iguales y que operan en condiciones hidráulicas similares:

$$N_s = \frac{N \sqrt{P_t}}{H_d^{5/4}} \quad (3.6)$$

donde:

- N_s velocidad específica
- N velocidad de rotación en r.p.m
- P_t potencia de diseño de la turbina en KW
- H_d carga de diseño de la turbina en m.

El valor de N_s generalmente se determina en el sistema técnico, expresando la potencia en C.V.; en el sistema internacional este valor involucra a la potencia en KW, donde se recomienda poner especial atención en las unidades empleadas por las publicaciones que se refieran a este concepto.

Si en la ecuación de N_s se introduce a la potencia en función de H_d , queda N_s como una función de H_d ; la experiencia ha demostrado que esta relación entre las dos variables (N_s , H_d) toma en cuenta también los requerimientos técnicos, económicos, problemas de fabricación y tipo de turbina, es decir

$$N_s = F(H_d) \quad (3.7)$$

Este tipo de función define el rango del valor de N_s que tendrá una turbina, para una carga de diseño dada.

Velocidad específica para la turbina Pelton o de impulso.

La turbina de impulso o Pelton difiere considerablemente de las turbinas de reacción como la Francis o Kaplan. La turbina Pelton tiene una admisión de flujo parcial en la cual, la energía hidráulica es transmitida a la rueda por un número discreto de chiflones, independiente uno de otro. Consecuentemente la principal característica hidrodinámica de la turbina tiene que referirse a un solo chiflón.

La velocidad específica para un chiflón es:

$$N_{si} = \frac{N \sqrt{P_i}}{H_d^{5/4}} \quad (3.8)$$

donde i es el número de chiflones; los arreglos de turbinas Pelton pueden contener desde un chiflón hasta seis como máximo.

Estudios de correlación, de aproximadamente 90 turbinas Pelton, dan las siguientes expresiones para determinar el intervalo de velocidad específica (N'_s) en función de la carga de diseño.

AÑO DE FABRICACIÓN.	ECUACIÓN DE CORRELACIÓN.
1960 - 1964	$N'_{s_i} = 78.63 H_d^{-0.243}$
1965 - 1977	$N'_{s_i} = 85.49 H_d^{-0.243}$

Estas ecuaciones se presentan en la gráfica de la figura 3.14. donde la velocidad específica esta expresada en unidades métricas con potencia en KW. Para turbinas de 1 a 6 chiflones. Las curvas para un chiflón corresponden a dos grupos de turbinas dependiendo del año de fabricación.

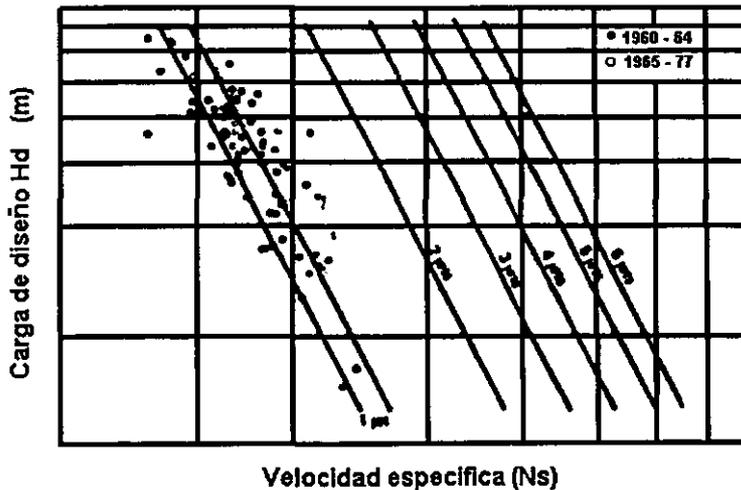


Figura 3.14 Velocidad específica (N_s) - Carga de diseño (H_d).

Velocidad de rotación sincrona.

Con las expresiones antes mencionadas, de N'_s como funciones de H_d y del tipo de turbina se determina el intervalo del valor del valor de la velocidad específica. Con este valor se calcula la velocidad de rotación de la turbina como:

$$N' = \frac{N'_s H_d^{3/4}}{\sqrt{P}} \quad (3.9)$$

Como ya se describió, el rodete de la turbina va acoplado por medio de un eje (flecha) al rotor del generador (que es un motor eléctrico) y por consiguiente la velocidad de rotación del equipo turbogenerador deberá ajustarse para que sea sincrónica con la frecuencia de oscilación de la energía eléctrica, consecuentemente se ajusta la velocidad específica de la turbina.

En México y en Estados Unidos la frecuencia de la corriente eléctrica producida es de 60 cps, en algunos países de Europa se emplea 50 c.p.s.

La velocidad sincrónica de rotación es

$$N = \frac{120 \times \text{frecuencia de la corriente eléctrica}}{\text{No. de polos del generador}} \quad (3.10)$$

de donde:

$$\text{No de polos del generador} = \frac{120 \times \text{frecuencia de la corriente eléctrica}}{N'} \quad (3.11)$$

El número de polos del generador así determinado se debe ajustar a un número entero, recomendado por los fabricantes de generadores que sea un múltiplo de cuatro, aunque algunos fabricantes aceptan múltiplos de dos. Para decidir el número adecuado de polos, se debe realizar una revisión de la variación de la carga hidráulica cuyo procedimiento es el siguiente:

- Con el nivel mínimo de operación y el nivel de desfogue descargando todas las unidades, se determina la carga mínima de la turbina.
- Con el nivel máximo de operación y el nivel de desfogue trabajando una unidad, se obtiene la carga máxima sobre la turbina.
- Se verifica la variación de la carga sobre la turbina, como

$$100 \times \left(1 - \frac{H_{\min}}{H_{\max}} \right)$$

- Si la variación de la carga hidráulica excede del 10% se elige la velocidad de rotación menor, lo cual implica que el número de polos sea mayor o igual al siguiente número entero múltiplo de cuatro.

- Si la variación de la carga hidráulica sobre la turbina no excede del 10%, se toma la velocidad de rotación mayor, un número de polos menor e igual al anterior número entero múltiplo de cuatro.

Con la velocidad de rotación determinada con los criterios anteriores se determina el valor de la velocidad específica como

$$N_s = \frac{N \sqrt{P}}{H_o^{5/4}} \quad (3.12)$$

Curvas características.

El flujo de una turbina depende de varios parámetros, por ejemplo, el flujo a través de una turbina Francis depende de la carga neta, la velocidad de rotación de la unidad y apertura de los álabes del distribuidor; mientras que el flujo a través de una turbina Kaplan depende también de las mismas variables y del ángulo de inclinación de los álabes del rodete. El flujo en una turbina Pelton, es una función solamente de la carga y de la apertura del chiflón. Las curvas que definen la forma en que son afectados estos parámetros se denominan curvas características. Éstas permiten predecir el comportamiento de una turbina, por ejemplo, cuando varía la carga sobre la misma o cuando cambia el gasto de descarga.

Estas curvas se hacen en laboratorio, tomando medidas en modelos reducidos de turbinas y trasladando la información a los valores que corresponderían si la turbina tuviera la carga y diámetro unitarios y de éstas tienen especial importancia las llamadas curvas de isoeficiencia, que relacionan los parámetros N , Q y N para una turbina unitaria. Una de las principales aplicaciones de estas curvas de isoeficiencia, es determinar el ámbito de operación de una máquina sin que su eficiencia baje de un cierto valor.

Las curvas características de funcionamiento para turbina Pelton se muestran en las figura 3.15, y representan el promedio de varias curvas proporcionadas por los fabricantes. Para las turbinas Francis y Kaplan se muestran las figuras 3.16, 3.17 y 3.18 respectivamente.

Dimensiones principales.

Es importante conocer la magnitud de las obras civiles que tienen que realizarse para alojar a las turbinas de una central hidroeléctrica, para ello es necesario determinar las dimensiones de los principales elementos que constituyen una turbina.

Dimensiones de las turbinas Pelton.

Las principales dimensiones del rodete están determinadas por el coeficiente de velocidad periférica.

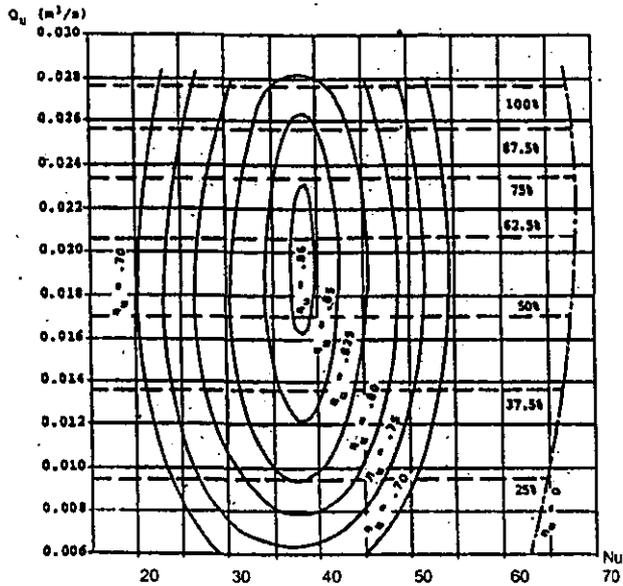


Figura 3.15 Curva de funcionamiento de una turbina Pelton. (1 chiflón) $N_s = 20$
(Tomado de Cabelka Vyzití Vodnej Energíe)

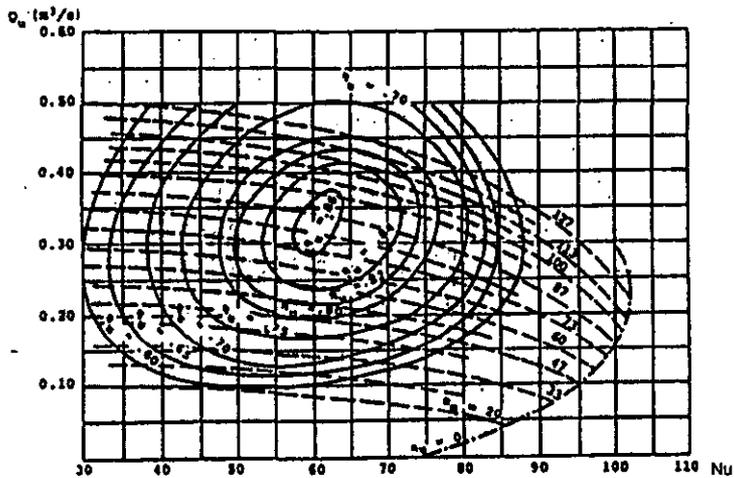


Figura 3.16 Curva de funcionamiento de una turbina Francis. $N_s = 130$
(Tomado de Cabelka Vyzití Vodnej Energíe)

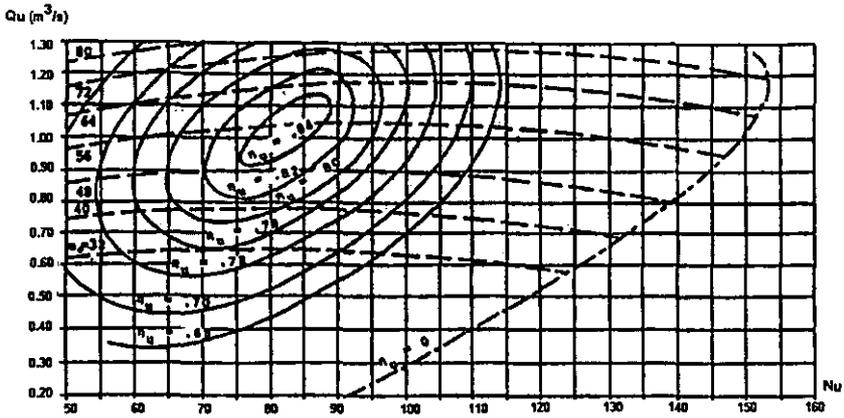


Figura 3.17 Curva de funcionamiento de una turbina Francis. $N_s = 300$
(Tomado de Cabelka Vyziti Vodnej Energie)

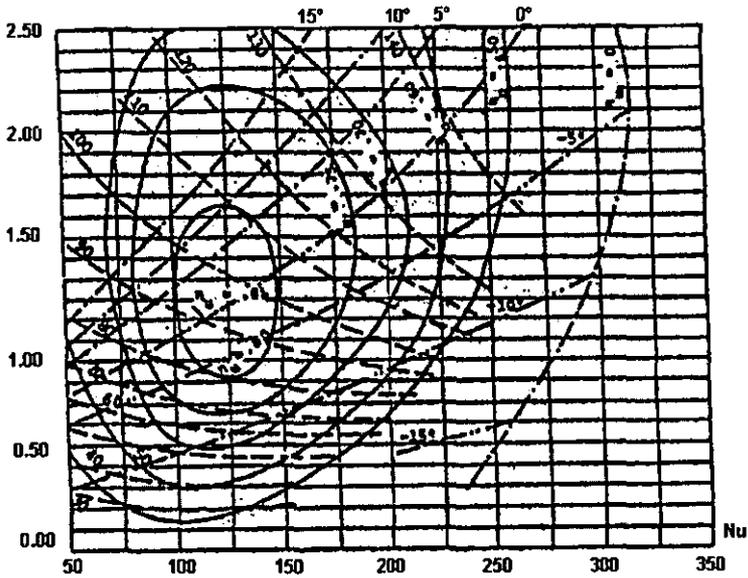


Figura 3.18 Curva de funcionamiento de una turbina Kaplan. (4 aspas) $N_s = 700$
(Tomado de Cabelka Vyziti Vodnej Energie)

$$\phi = \frac{u}{\sqrt{2gH_d}} \quad (3.13)$$

donde:

u es la velocidad tangencial del rodete y es igual a:

$$u = \frac{\pi N D_3}{60}$$

La función de correlación calculada con los datos disponibles de varias turbinas Pelton es:

$$\phi = 0.5445 - 0.0039 N_{sj} \quad (3.14)$$

N_{sj} esta en el sistema internacional con la potencia expresada en KW, la correspondiente función se muestra en la figura 3.19.

Cuando se conocen los valores del coeficiente de velocidad periférica ϕ y la velocidad de rotación N es posible calcular el valor del diámetro de la rueda D_2 .

$$D_2 = \frac{84.5 \phi \sqrt{Hd}}{N} \quad (3.15)$$

También se puede calcular empleando el parámetro d/D_2 , donde d es el diámetro del chorro, ver figura 3.20, donde se muestra la curva de la correspondiente ecuación de interpolación:

$$\frac{d}{D_2} = \frac{N_{sj}}{(250.74 - 1.79 N_{sj})} \quad (3.16)$$

Otras dimensiones del rodete, indicadas en la figura 3.21 se pueden obtener con la siguiente ecuación:

$$\frac{D_3}{D_2} = 1.028 + 0.0137 N_{sj} \quad (3.17)$$

El ancho y la longitud de los cucharones se obtienen en función del diámetro del chorro en las siguientes expresiones:

$$H_1 = 3.20 d^{0.96} \quad (3.18)$$

$$H_2 = 3.23 d^{1.02} \quad (3.19)$$

Dimensiones de la caja.

Las principales dimensiones de la caja de la turbina Pelton dependen esencialmente del diámetro exterior D_3 de la rueda.

El tamaño en planta de la caja depende del diámetro L_p , ver figura 3.22, el cual se determina con la función de interpolación:

$$L_p = 0.78 + 2.06 D_3 \quad (3.20)$$

La distancia G entre el eje de la rueda y la parte superior de la caja, ver figura 3.22, se obtiene con la función de interpolación:

$$G = 0.196 + 0.376 D_3 \quad (3.21)$$

Las otras dimensiones F , H e I se definen respectivamente por las siguientes ecuaciones:

$$F = 1.09 + 0.71 L_p \quad (3.22)$$

$$H = 0.62 + 0.513 L_p \quad (3.23)$$

$$I = 1.28 + 0.37 L_p \quad (3.24)$$

Dimensiones de la carcasa espiral.

Las principales dimensiones de la carcasa espiral se indican en la figura 3.23 que se refiere a una turbina Pelton de cuatro chiflones y se obtienen con las funciones de interpolación:

$$B = 0.595 + 0.694 L_p \quad (3.25)$$

$$C = 0.362 + 0.680 L_p \quad (3.26)$$

$$D = -0.219 + 0.700 L_p \quad (3.27)$$

$$E = 0.430 + 0.700 L_p \quad (3.28)$$

La carcasa espiral no aumenta gran cosa en tamaño si la turbina es de 4, 5 ó 6 chiflones.

3.3.4.2 Criterio de la Comisión Federal de Electricidad (C.F.E.).

Selección del tipo de turbina.

La primer guía para la selección del tipo de turbina la proporciona la carga H . Las turbinas Pelton se emplean normalmente para cargas mayores de 50 m. Como hay cargas para las cuales se pueden utilizar dos o tres tipos de turbina, es necesario hacer un análisis adicional relacionado con la velocidad específica N_s .

Para una central hidroeléctrica la carga de diseño es fija; en cambio la potencia por unidad y la velocidad de rotación se pueden modificar. La potencia se determina a partir de consideraciones económicas del factor de carga, de la casa de máquinas y del mantenimiento, entre otras; la velocidad de rotación va ligada con la economía en el generador. Una vez obtenidos estos datos se calcula N_s a partir de la ecuación (3.12). Los diferentes tipos de turbina son convenientes en ciertos rangos de N_s y esto lo muestra la figura 3.24, donde se observan los valores límites de velocidad específica N_s para cada carga H , de las turbinas Pelton, Francis y Kaplan. Si el valor calculado de N_s excede el del límite para esa carga, se deberá aumentar el número de unidades y/o reducir la velocidad de rotación.

Debido a que N_s no tiene un valor fijo, y con el objeto de hacer una buena elección, es preciso conocer las ventajas y desventajas de cada tipo, especialmente en lo que a eficiencia se refiere. La eficiencia máxima es un factor de suma importancia, así como la versatilidad de operación. Las curvas de eficiencia contra por ciento de plena carga más planas, las tienen las turbinas Kaplan seguidas por las Pelton y Francis de baja N_s , Francis de alta N_s y finalmente las de hélice que tienen la curva con un máximo más pronunciado. Si la variación de carga estática o bruta es muy grande, se prefieren las turbinas de geometría variable y las Pelton.

En lo que se refiere a la posición del eje se puede decir que, debido a la presente tendencia de aumentar el tamaño de las unidades, el arreglo horizontal se ha vuelto obsoleto para la mayoría de los fabricantes. El arreglo horizontal tiene ventajas sólo para unidades comparativamente pequeñas, porque sus apoyos son más simples.

En el resto de esta sección se analizará el dimensionamiento preliminar de la turbina Pelton, en los capítulos 4 y 5 se presenta para las turbinas Francis y Kaplan respectivamente.

En general para el dimensionamiento preliminar con este criterio y para cada tipo de turbina, es necesario contar con los siguientes datos de diseño:

Carga de diseño.	H_d (m)
Potencia bajo la carga de diseño.	P_d (kW)
(o caudal bajo la carga de diseño)	Q_d (m ³ /s)
Máxima carga neta.	H_m (m)

Potencia máxima.	P_{\max} (kW)
Velocidad máxima permitida.	N_{\max} (rpm)
Tiempo de cierre.	T_c (s)
Parámetro de la tubería de presión.	ΣLV (m ² /s)

donde:

L longitud del tubo
V velocidad media del agua en el tubo

Dimensiones de una turbina Pelton.

a) Con el fin de seleccionar el número de toberas Z_o , es necesario:

- Suponer el caudal Q ó la potencia P utilizando una eficiencia de 90%, ésto es:

$$Q = \frac{P_d}{8.826 H} \quad (3.29)$$

o bien

$$P_d = 8.826 QH \quad (3.30)$$

- Determinar el número de toberas Z_o , a partir de la figura 3.25.

b) Para la selección de la velocidad de rotación N se requiere:

- Obtener la velocidad específica N_s de la figura 3.26 en r.p.m., en función del número de toberas y la carga.
- Calcular la velocidad de rotación N.

$$N = \frac{N_s H^{5/4}}{\sqrt{P/Z_o}} \quad (3.31)$$

- Determinar la velocidad de la turbina de acuerdo con el número de pares de polos del generador.

$$N = \frac{60 f}{p_p} \quad (3.32)$$

donde

- N velocidad angular de la turbina en r.p.m.
- F frecuencia en Hz
- p_p número de pares de polos.

- Recalcular N_s y revisar que se encuentre dentro de los límites de la turbina.

c) *Dimensiones principales de la turbina.*

- Diámetro de paso de la rueda D_1 .

Se obtiene con la ecuación

$$D_1 = \frac{60 k_{u1} \sqrt{2g H_d}}{\pi \eta_t} \quad (3.33)$$

el valor de k_{u1} es el coeficiente de velocidad periférica que se obtiene de la figura 3.27 y que se define como:

$$k_{u1} = \frac{\pi N D_1}{60 \sqrt{2g H_d}} \quad (3.34)$$

El valor de D_1 se redondea a un número cerrado.

- Dimensiones de la tobera.

➤ Diámetro del chorro d_o

$$d_o = \frac{N_p}{210} D_1 \quad (3.35)$$

➤ Otras dimensiones son:

Diámetro de la garganta de la tobera	$d_t = 1.27 d_o$
Carrera de la aguja	$S = 0.79 d_o$
Diámetro de la flecha	$d_s = 0.65 \approx 0.75 d_o$
Diámetro del tubo	$d_e = A d_o$
Diámetro de entrada	$D_e = \sqrt{Z_o} d_o$

El valor de A y las dimensiones mostradas en la figura 3.28, se obtienen a partir de la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Proporciones para determinar las dimensiones de una turbina Pelton.

	$H \leq 450$ m	$450 < H \leq 700$ m	$H > 700$ m
A	3.0	3.3	3.6
dc/do	2.8	2.9	3.0
la	8.0	10.0	11.0
R/do (min)	7.0	8.0	8.5

- > Otras dimensiones importantes se obtienen de acuerdo con las figuras 3.29 y 3.30 para turbinas con disposición vertical y horizontal respectivamente.
- > Diámetro de la flecha D_m .

$$D_m = k_1 \left(\frac{P_{max}}{N} \right)^{1/3} \quad (3.36)$$

donde

$$k_1 = 0.115 \text{ para turbinas verticales}$$

$$k_1 = 0.140 \text{ para turbinas horizontales.}$$

d) *Características de la turbina.*

- Velocidad de desboque N_r .

$$N_r = \frac{0.9}{k_u} N \quad (3.37)$$

La velocidad de desboque es aquella con que logra una turbina operar con álabes totalmente abiertos cuando el generador esta desconectado del sistema y el gobernador no opera. Además define el tamaño y diseño de los generadores; entre los fabricantes difiere porque depende del diseño de las turbinas.

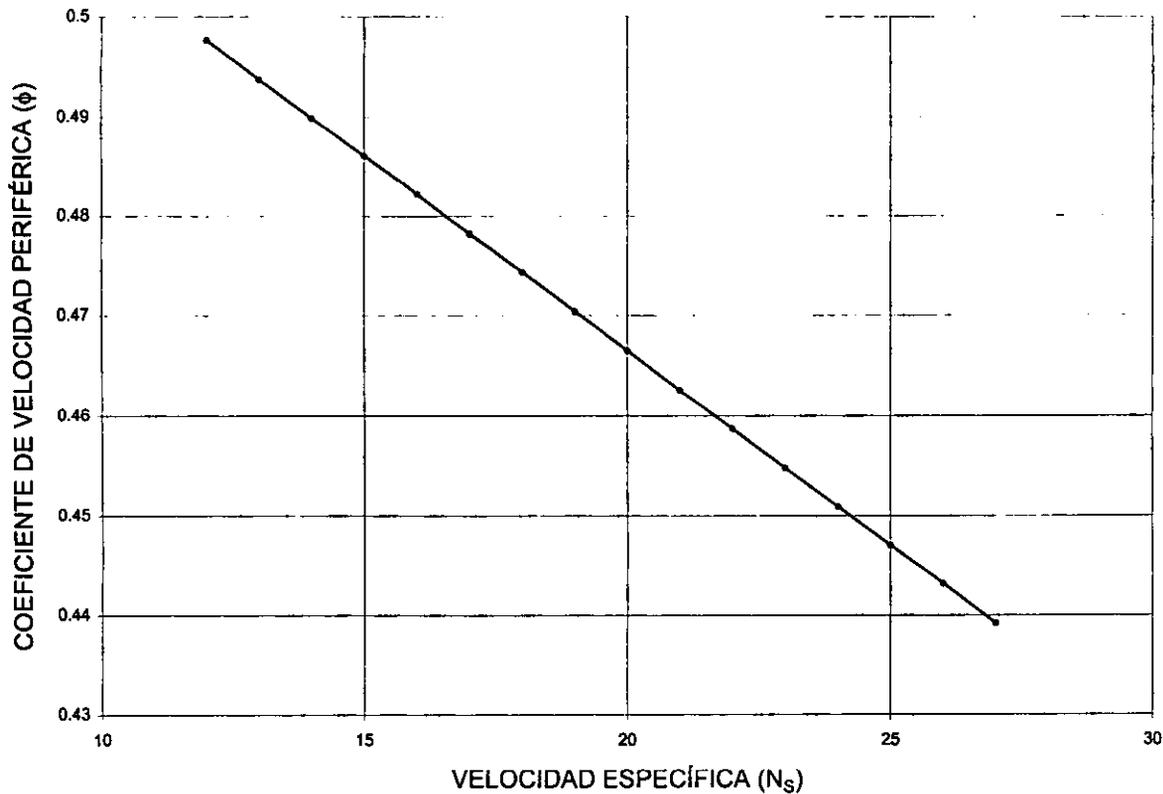


Figura 3.19 Velocidad específica – Coeficiente de velocidad periférica.
 Unidades métricas con potencia en KW.
 (Revista Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977)

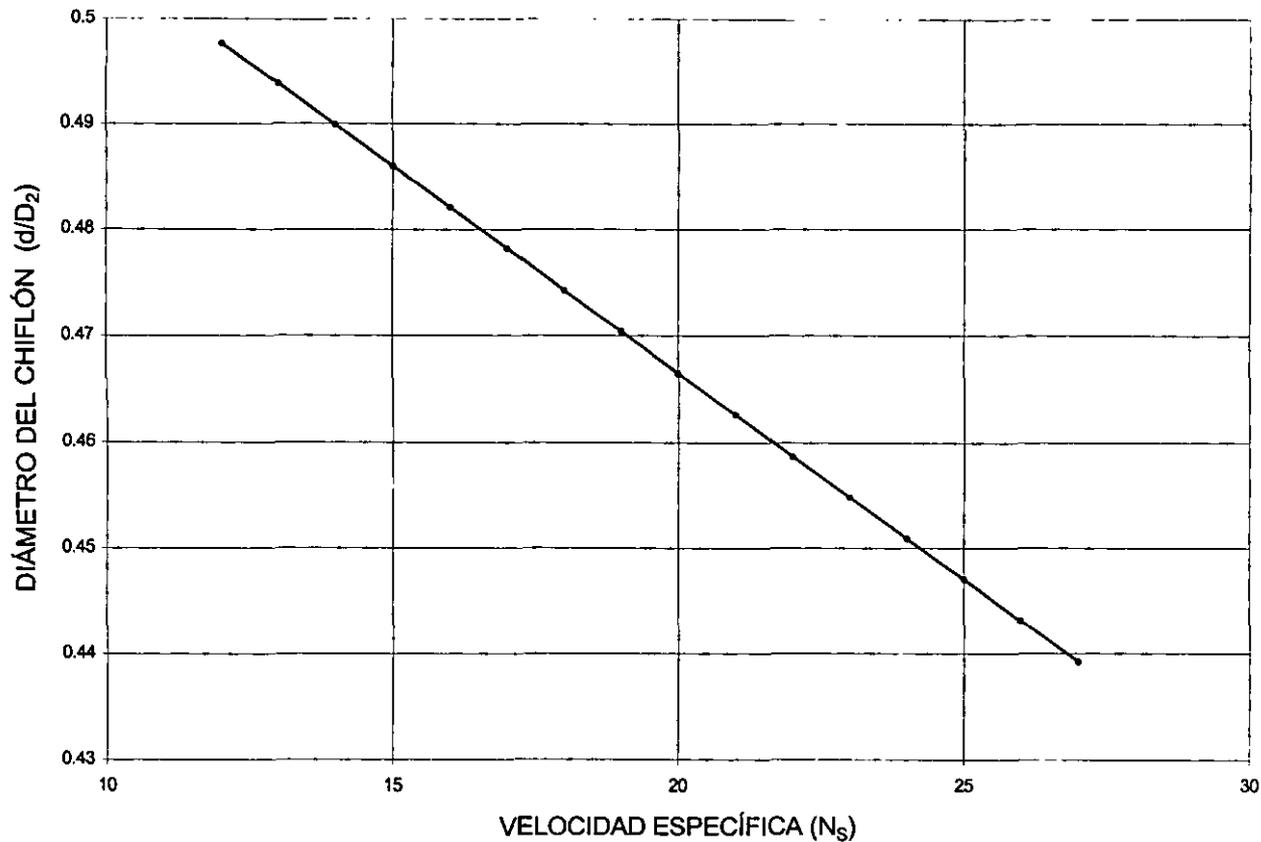


Figura 3.20 Velocidad específica – Diámetro del chiflón.
 (Revista Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977)

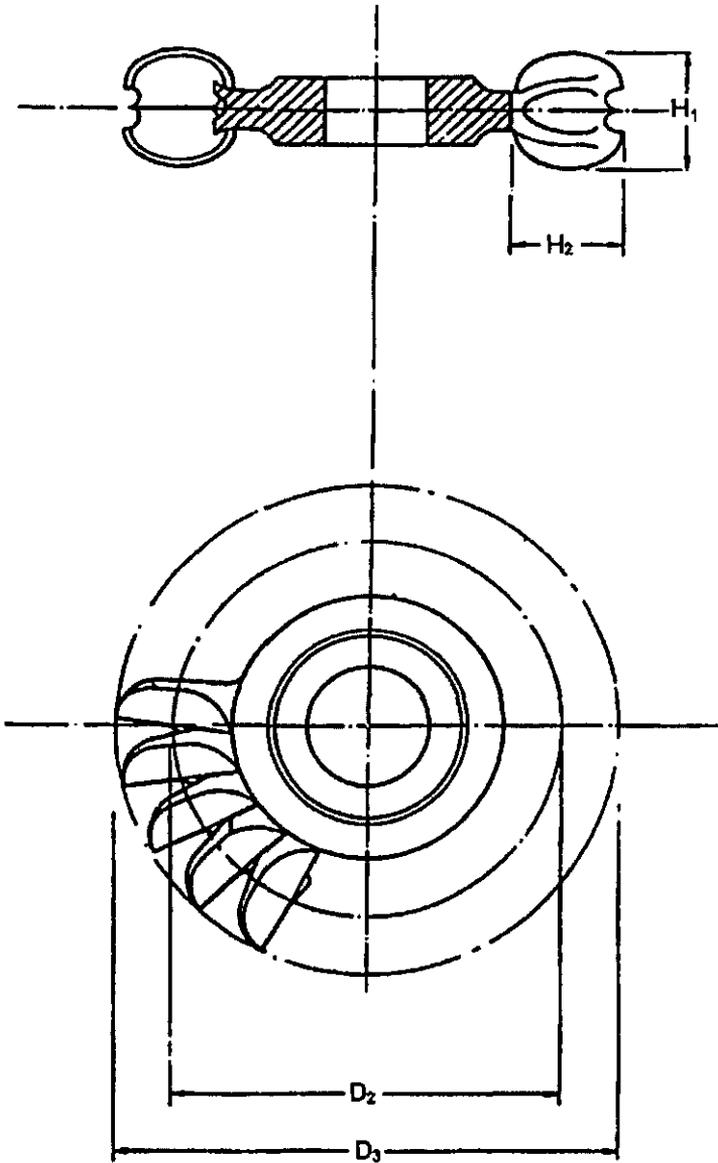


Figura 3.21 Dimensiones del rodete de una turbina Pelton.
(Revista Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977)

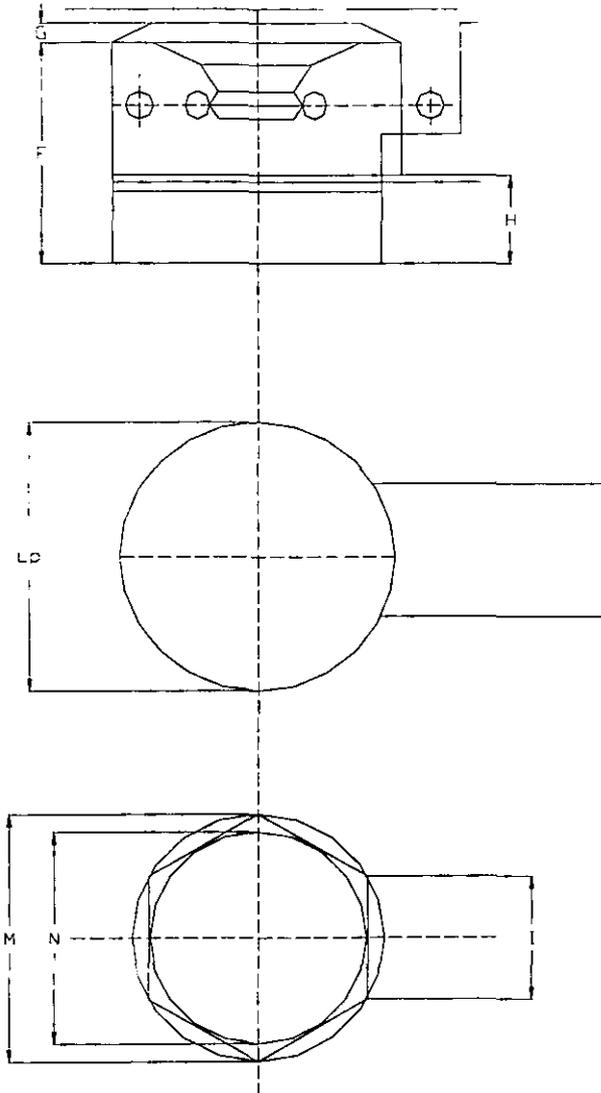


Figura 3.22 Dimensiones de la caja de una turbina Pelton.
 (Revista Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977)

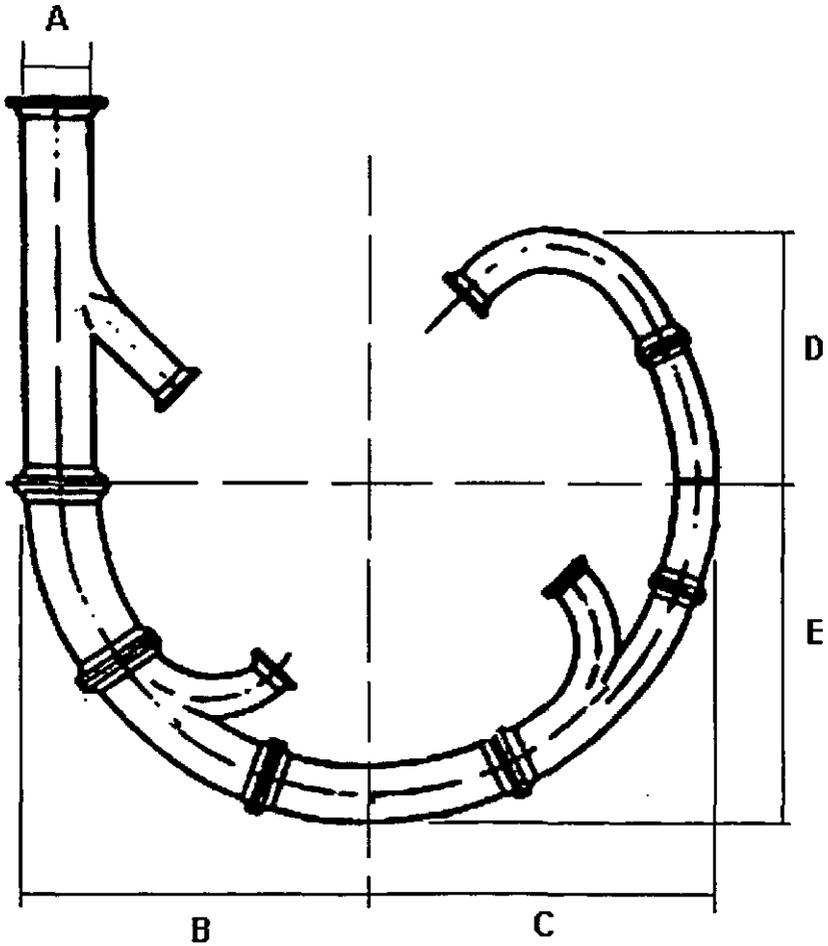


Figura 3.23 Dimensiones de la carcasa espiral de una turbina Pelton.
(Revista Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977)

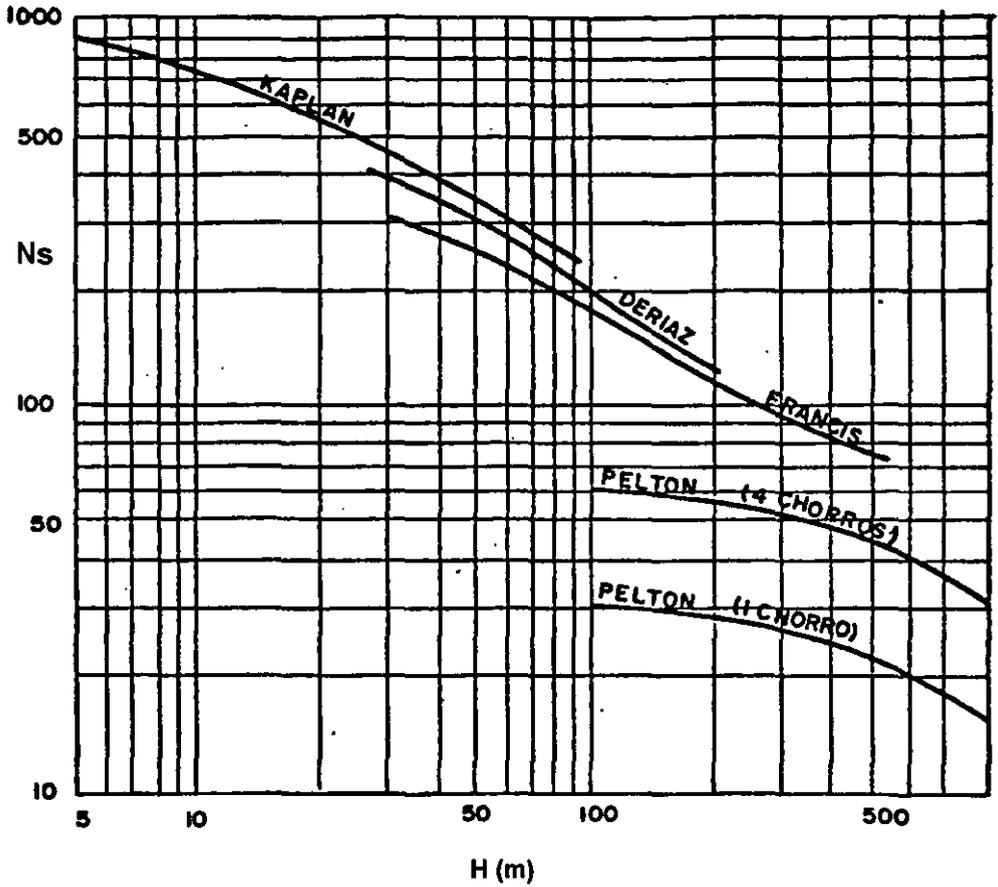


Figura 3.24 Límites de velocidad específica para diferentes cargas
 La potencia se expresa en KW y la velocidad en rpm.
 Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
 Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.

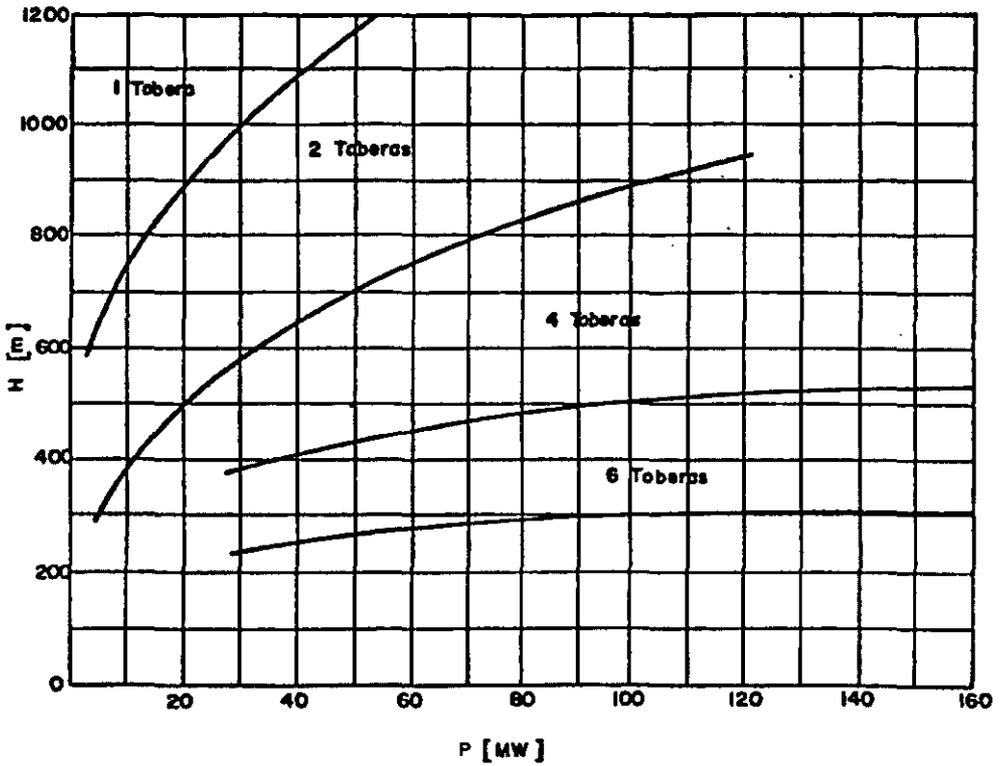


Figura 3.25 Número de toberas de una turbina Pelton en función de la carga y la potencia.
Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.

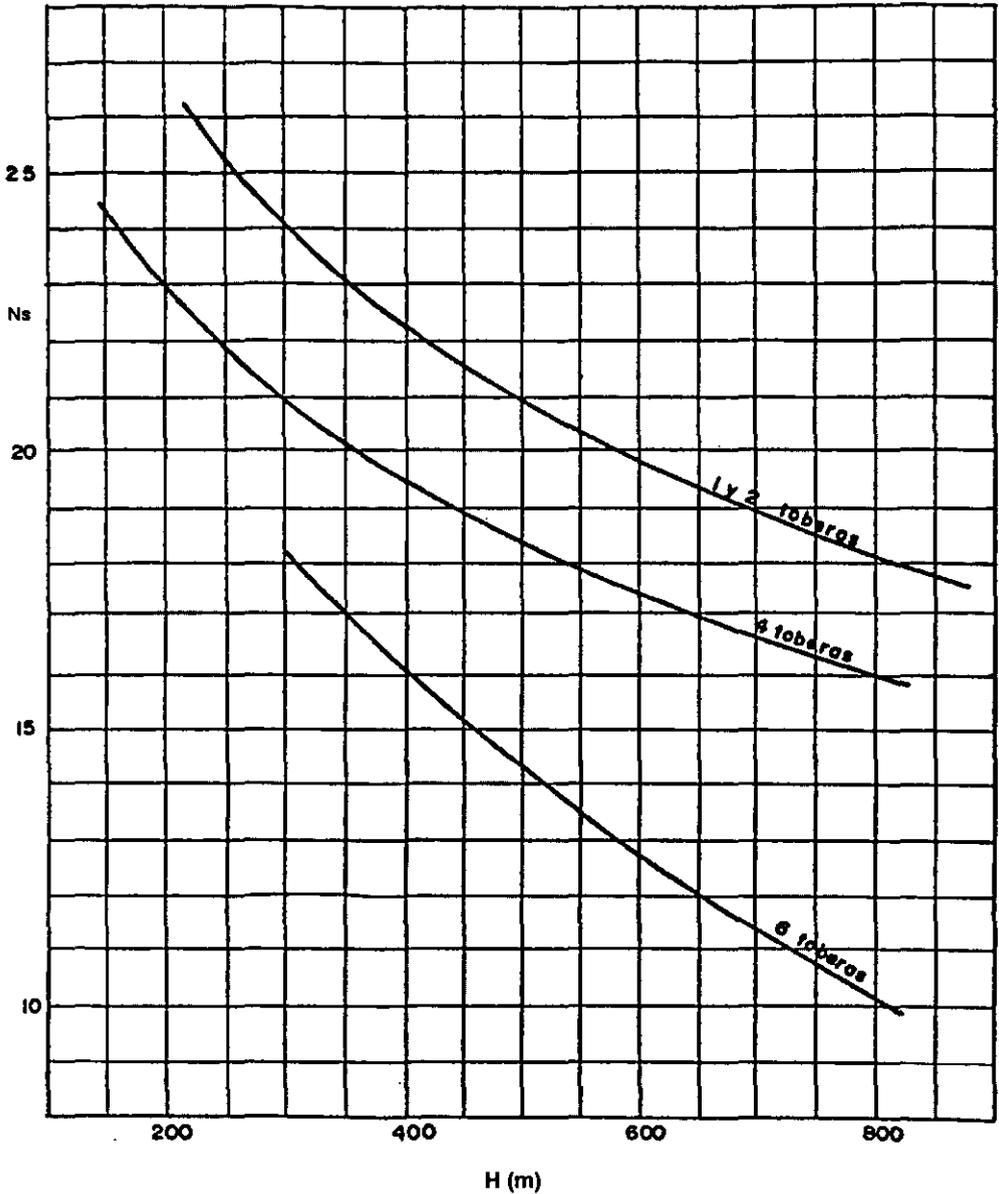


Figura 3.26 Velocidad específica por tobera de una turbina Pelton en función de la carga H y del número de toberas. La potencia se expresa en KW y la velocidad en rpm.
Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.

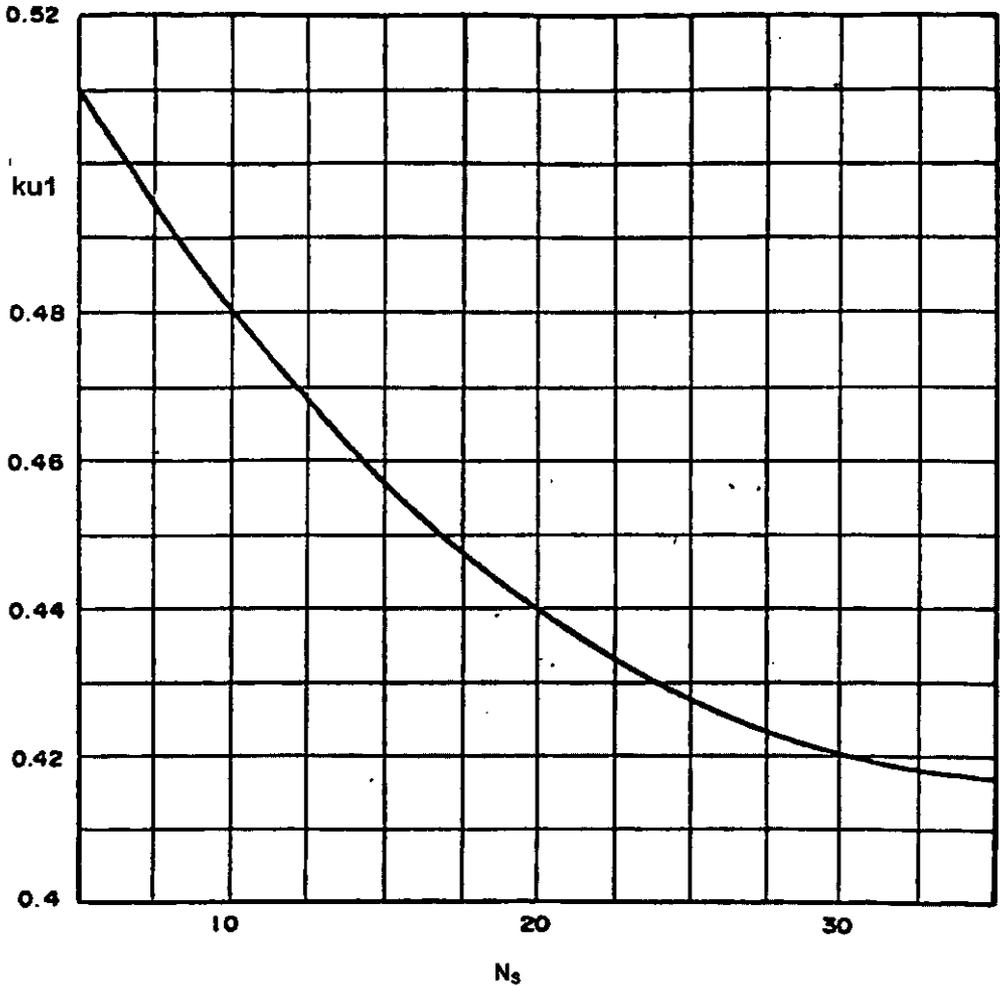


Figura 3.27 Coeficiente de velocidad periférica de una turbina Pelton, en función de la velocidad específica por chorro. (N en KW, N_s en rpm y H en m).
 Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
 Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.

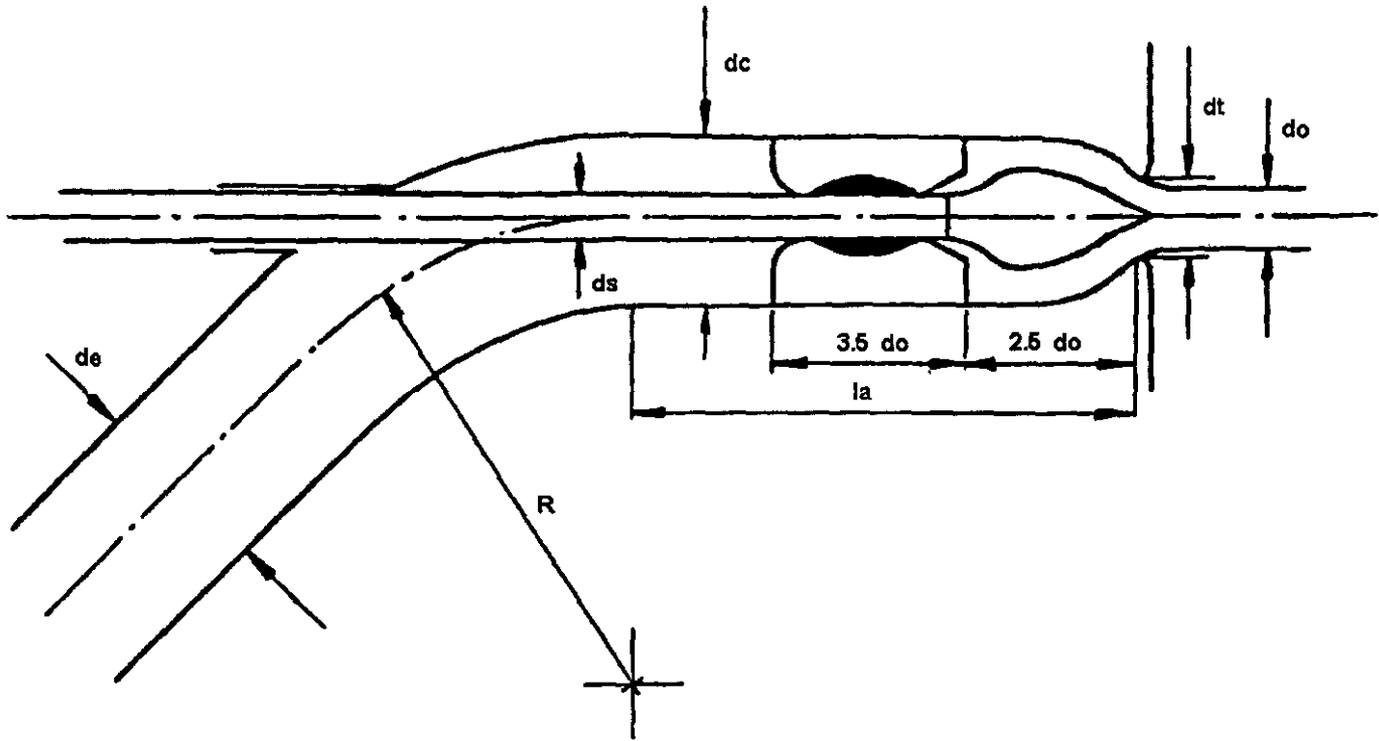


Figura 3.28 Dimensiones principales de la tobera de una turbina Pelton.
 Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
 Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.

$$D_b = 2.5 D_1 \text{ a } 2.6 D_1$$

$$D_2 = 1.09 D_1$$

$$D_c = 3.03 D_1 + D_1$$

$$L = 0.48 D_c \text{ a } 0.6 D_c$$

$$H = 3.8 D_m + 0.59$$

$$D_0 = 2.2 D_1$$

$$M = 0.385 D_c \text{ a } 0.265 D_c$$

$$l_0 = 0.97 D_c - 0.5 D_1$$

Para 4 toberas

$$l_1 = l_0 + 2 D_0 + 0.12$$

$$l_2 = l_0 + 1.8 D_0 + 0.12$$

$$l_3 = l_0 + 1.6 D_0 + 0.12$$

$$l_4 = l_0 + 0.37 D_0$$

Para 6 toberas

$$l_1 = l_0 + 2 D_0 + 0.12$$

$$l_2 = l_0 + 1.9 D_0 + 0.12$$

$$l_3 = l_0 + 1.8 D_0 + 0.12$$

$$l_4 = l_0 + 1.7 D_0 + 0.12$$

$$l_5 = l_0 + 1.55 D_0 + 0.12$$

$$l_6 = l_0 + 0.26 D_0$$

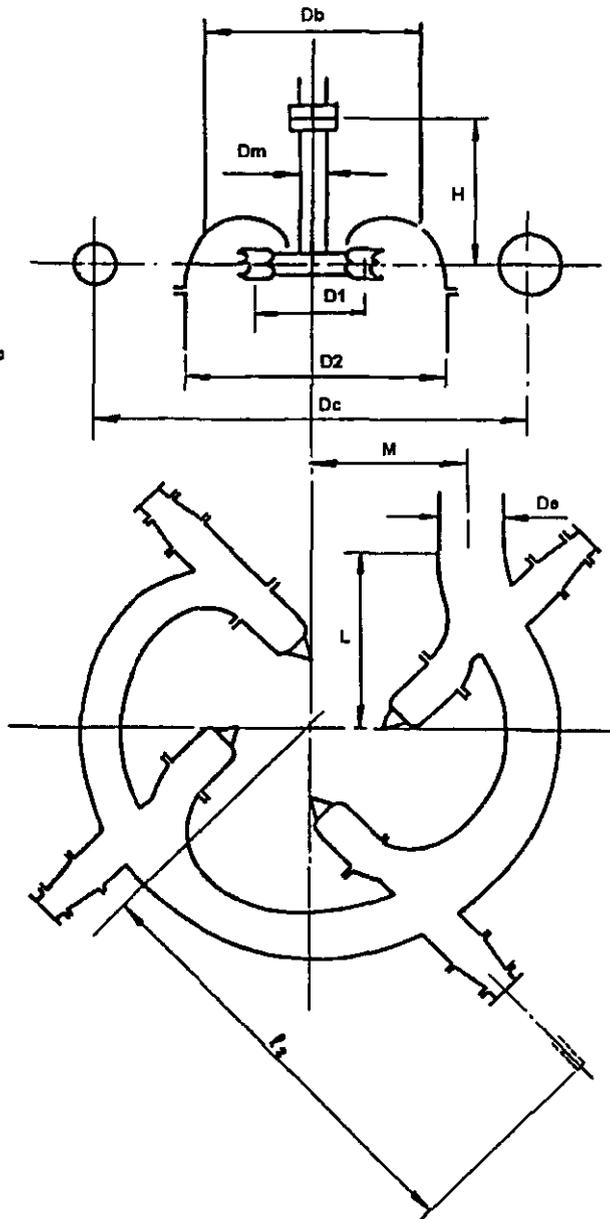


Figura 3.29 Dimensiones principales de una turbina Pelton vertical en metros.
Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.

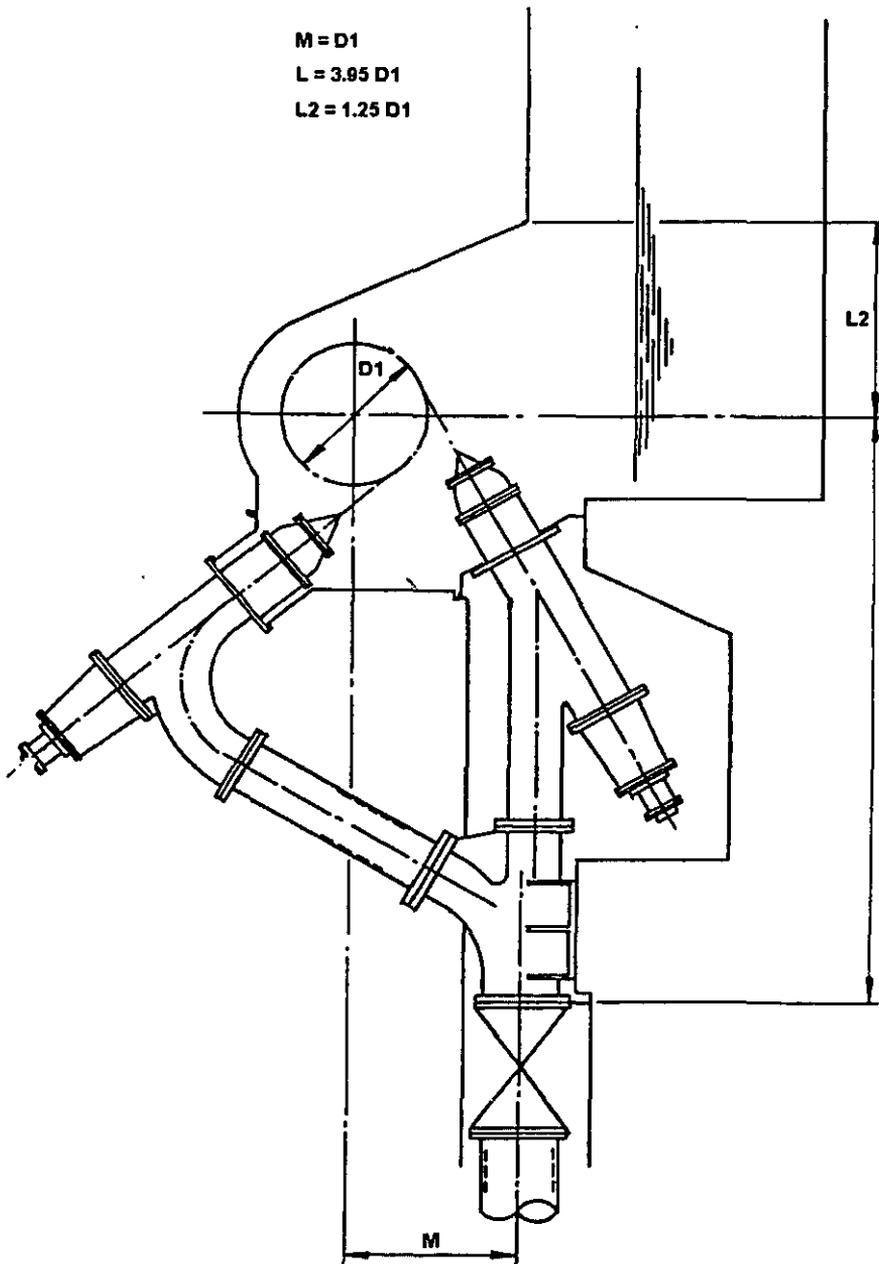


Figura 3.30 Dimensiones principales de una turbina Pelton horizontal.
Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.

CAPÍTULO 4
TURBINA FRANCIS

4. TURBINA FRANCIS.

4.1 Características.

Son conocidas como turbinas de sobrepresión por la variación de presión que se presenta en las zonas del rodete, o de admisión total ya que éste se encuentra sometido a la influencia directa del agua en toda su periferia. También se conocen como turbinas radiales axiales o turbinas de reacción, conceptos que se ampliarán más adelante.

El campo de aplicación es muy extenso, dado el avance tecnológico conseguido en la construcción de este tipo de máquinas, por lo que la turbina Francis es en la actualidad la turbina hidráulica típica de reacción de flujo radial, llevando su nombre en honor al ingeniero inglés James Bicheno Francis (1815-1892), quien fue el encargado de realizar algunos proyectos hidráulicos en los Estados Unidos, utilizando para ello turbinas centrípetas, esto es; con recorrido radial del agua de afuera hacia adentro, para un debido aprovechamiento de la acción centrípeta definida como:

$$\frac{u_1 - u_2}{2g} \quad (4.1)$$

en la transferencia energética al rotor, donde u_1 y u_2 son la velocidad periférica a la entrada y salida del rodete respectivamente.

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 de este tipo para cargas que varían de 30 a 550 m y con gastos que van de los 10 a los 2,000 m³/s. Esta versatilidad ha hecho que la turbina Francis sea la turbina más utilizada en el mundo hasta el momento.

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

Turbina Francis puramente radial.

En la turbina Francis puramente radial (Fig. 4.1), prácticamente toda la transferencia energética de fluido a rotor se efectúa mientras el agua pasa a través de los álabes del rodete, 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 ecuación 4.1. Sin embargo, se hace difícil el desfogue central, por lo que el gasto se halla en cierta forma limitado.

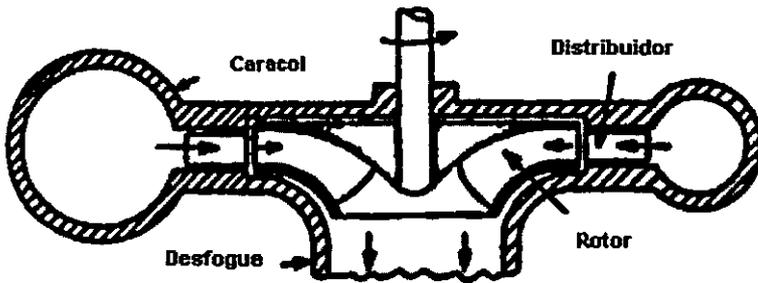


Figura 4.1 Turbina Francis puramente radial.

Turbina Francis mixta.

En la turbina Francis mixta (Fig. 4.2) el agua recorre los álabes en la dirección radial y de afuera hacia adentro sólo en una parte de los mismos (la superior), el agua termina 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 pueden establecerse en forma gradual según las exigencias de la carga y gasto disponible.

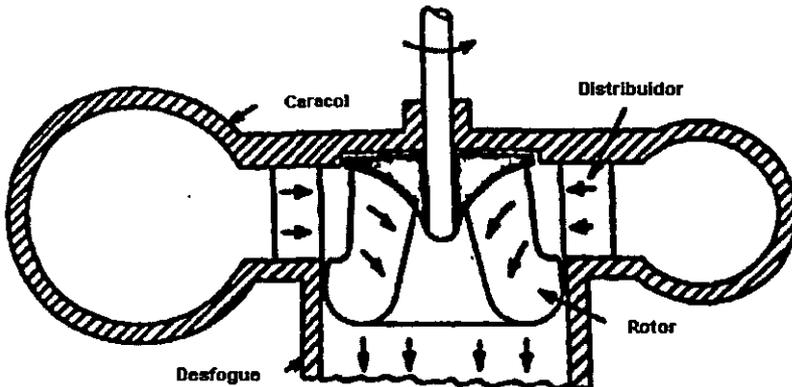


Figura 4.2 Turbina Francis mixta.

Evidentemente la acción axial se acentúa cuando aumenta el gasto con relación a la carga, para una determinada potencia. Para lograr esta doble acción en la Francis mixta, los álabes deben tener una forma muy particular, que los hace aparecer alargados en dirección axial, presentan conjuntamente una forma abocardada que facilita el desfogue de un mayor gasto. Por lo anterior la Francis mixta tiene aplicación en saltos de agua con cargas medianas y bajas, y gastos 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. En un rodete normal el diámetro de entrada D_1 es similar aunque ligeramente mayor que el tubo de desfogue D_3 ($D_1 \approx D_3$). El agua atraviesa el rodete desviándose de la dirección radial a la axial, con la cuál entra al tubo de aspiración (Fig. 4.3 a).

La sección de entrada en los rodetes Francis lentos es estrecha, el diámetro de salida es más pequeño con respecto al de entrada ($D_1 > D_3$), el flujo es axial radial y se utiliza en caídas grandes (Fig. 4.3 b).

En los rodetes rápidos el entrehierro es grande, el diámetro de entrada es más pequeño que el de salida ($D_1 < D_3$), el flujo es casi axial, se utiliza para caídas pequeñas y se obtienen velocidades de operación más altas para la misma carga. (Fig.4.3c).

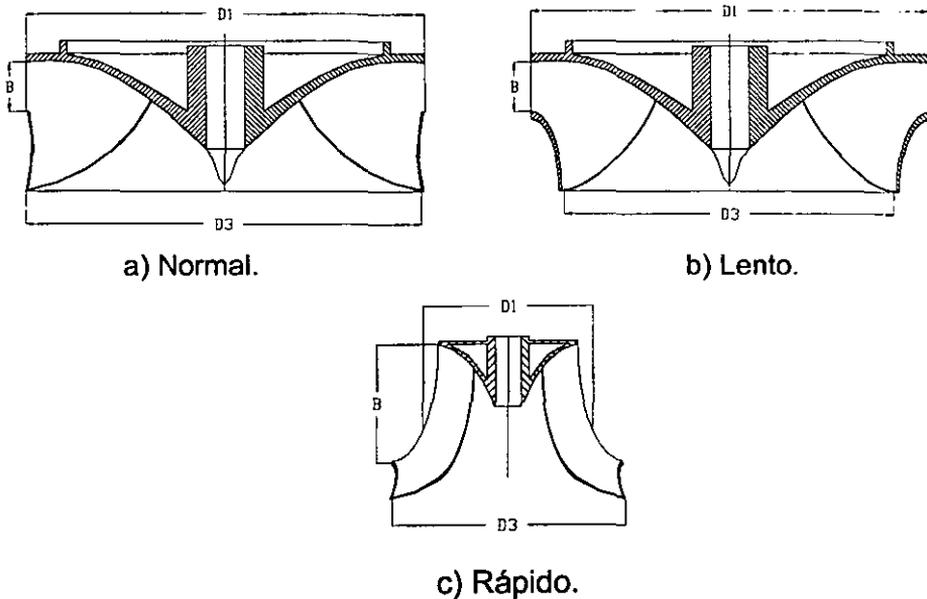


Figura 4.3 Tipos de rodetes de una turbina Francis.

En general, las turbinas Francis son de rendimiento óptimo, pero solamente con determinados márgenes entre 60% y 100% del gasto máximo, siendo una de las razones por las que se disponen varias unidades en cada central, con el objeto de que ninguna trabaje de forma individual por debajo de valores menores al 60% de la carga total.

Al igual que la turbina Pelton, la turbina Francis puede ser instalada con el eje en posición horizontal (Fig. 4.4), o vertical (Fig. 4.5), siendo esta última disposición la más generalizada por estar ampliamente experimentada, especialmente en el caso de unidades de gran potencia.

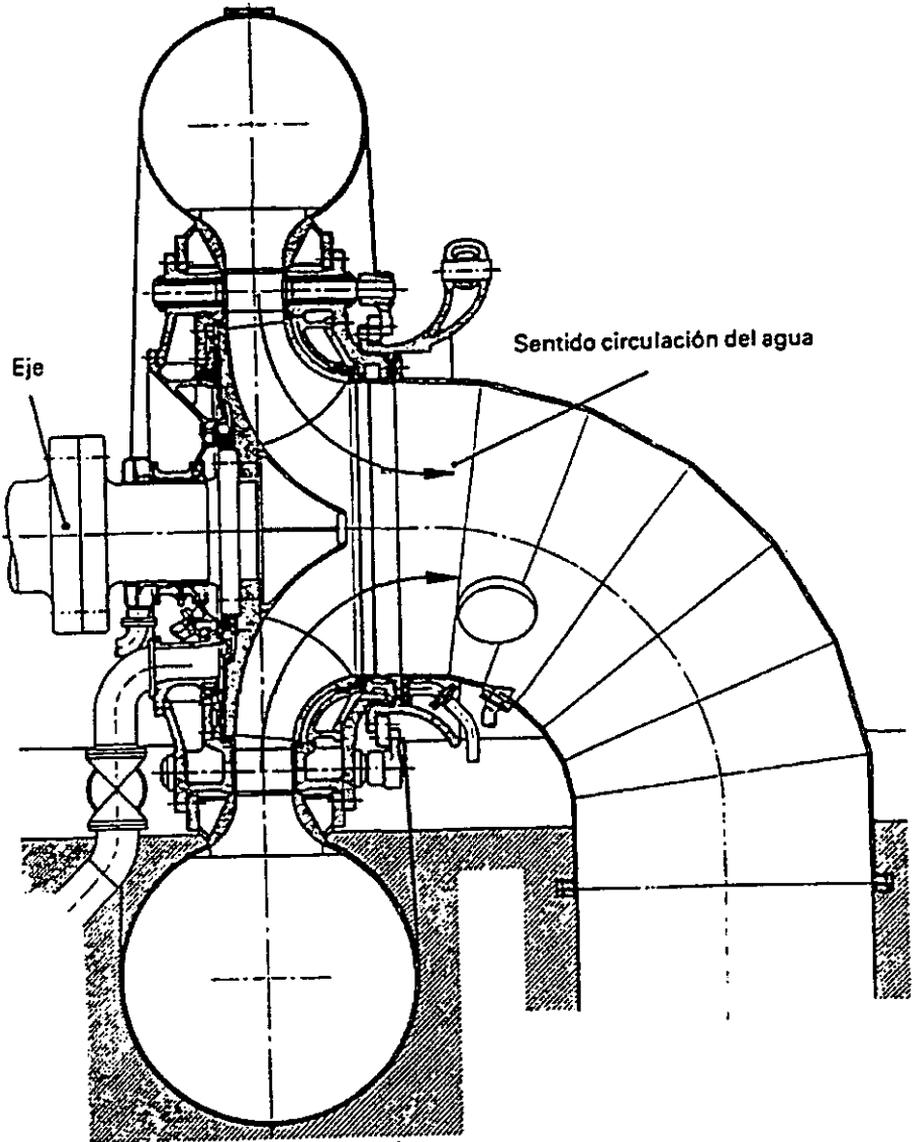


Figura 4.4 Turbina Francis de eje horizontal.

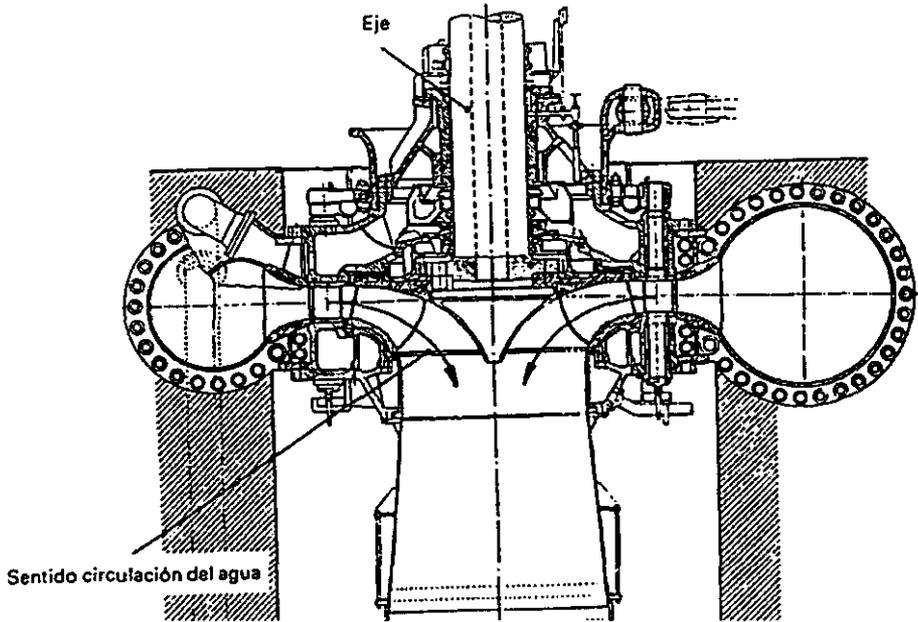


Figura 4.5 Turbina Francis de eje vertical.

4.2 Componentes de un turbina Francis.

Los componentes fundamentales de una turbina Francis (Fig. 4.6) son:

- Carcasa en espiral o caracol.
- Distribuidor.
- Rodete móvil.
- Tubo de aspiración o de desfogue.
- Eje.
- Equipo de sellado del eje de la turbina.
- Cojinete guía de la turbina.
- Cojinete de empuje.

4.2.1. Cámara espiral o caracol de una turbina Francis.

Aunque existen varios diseños de carcasas, se hace referencia a carcasas de tipo espiral por ser las de instalación más frecuente.

La carcasa espiral o caracol es un conducto alimentador de sección generalmente circular y diámetro decreciente, que circunda al rotor y que procura el fluido necesario para la operación de la turbina. Está constituida por la unión sucesiva de una serie de aros tronco-cónicos, cuyos ejes respectivos forman una

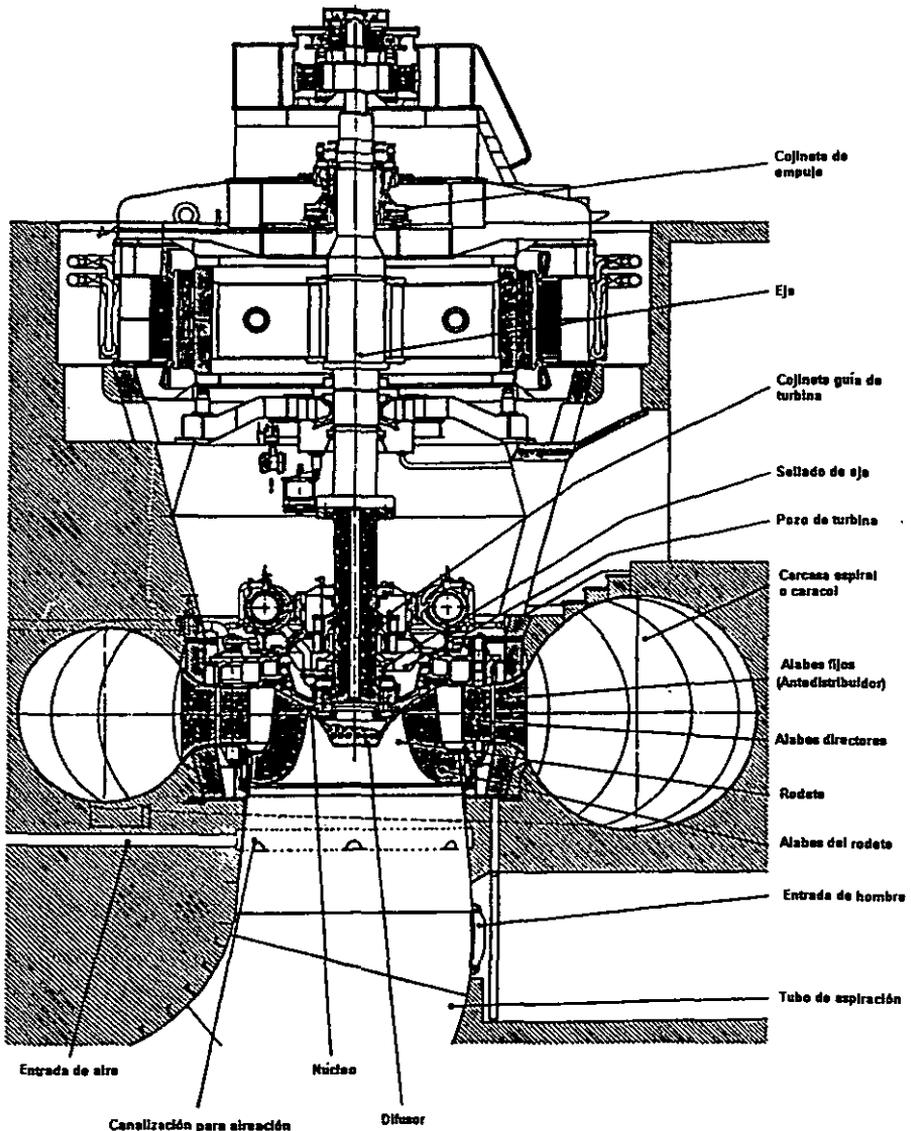


Figura 4.6 Componentes de una turbina Francis de eje vertical.

espiral. Desde el acoplamiento con la tubería a presión, donde el diámetro interior del aro correspondiente alcanza su valor máximo, la sección interior, circular en la mayoría de los casos, va decreciendo paulatinamente hasta el aro que realiza el cierre de la carcasa sobre sí misma, cuyo diámetro interior se reduce

considerablemente (Fig. 4.7). Esta disposición se conoce como caracol de la turbina, en el que, debido a su diseño, se consigue que la energía de presión se convierta en energía de velocidad aparentemente constante debido al cambio gradual de áreas y sin formar torbellinos, evitándose en lo posible pérdidas de carga; además, tiene la función de alimentar de manera uniforme toda la periferia del rodete.

Generalmente todo el conjunto se construye con placas de hierro para cargas pequeñas y con acero para cargas grandes, unidas mediante soldadura; suele estar rígidamente sujeto a la obra de concreto de la central hidroeléctrica en sus zonas periféricas externas, considerando como tales las alejadas del centro de la turbina. Antes de proceder al colado exterior de la cámara, esta se somete a presión por medio de agua, a fin de descubrir posibles fugas en las uniones de soldadura.



Figura 4.7 Cámara espiral de una turbina Francis.

En la zona periférica interna, de forma concéntrica con el eje de la turbina Francis y siguiendo planos paralelos perpendiculares a dicho eje, se encuentra una abertura circular en forma de anillo, cuyos extremos están enlazados perpendicularmente por una sucesión de palas fijas, situadas equidistantemente unas de otras a lo largo del contorno de la circunferencia descrita por dicho anillo. Por éste y a lo largo de toda su periferia, fluye el agua cubriendo la totalidad de los orificios así formados. La zona mencionada se suele denominar antedistribuidor o difusor (Fig. 4.8).

Por la curvatura y orientación de las palas fijas se consigue que la proyección del agua salga dirigida casi de forma radial hacia el centro del espacio circular limitado por el anillo mencionado.

La carcasa espiral contiene, entre otros accesorios, accesos para revisiones, tomas de agua para control de gastos y presiones, drenajes, etc.

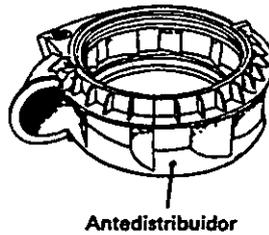


Figura 4.8 Antedistribuidor de una turbina Francis.

4.2.2. Distribuidor de una turbina Francis.

El distribuidor está formado por una serie de álabes móviles directores cuyo conjunto constituye un anillo que está situado concéntricamente y a la misma altura que el difusor y el rodete. Su función es la de distribuir, regular o cortar totalmente el caudal de agua que fluye hacia el rodete, 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 de acuerdo con la potencia pedida a la turbina. Además en el distribuidor se transforma parcialmente la energía de presión en energía cinética.

En general, las principales funciones del distribuidor son:

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

Los elementos que componen al distribuidor son:

Álabes directores.

Al girar el eje respectivo, cada uno de los álabes pueden orientarse, dentro de ciertos límites, pasando de la posición de cerrado total, es decir cuando están encimados unos sobre otros, a la de máxima apertura que corresponde al desplazamiento extremo, cuando quedan en dirección radial con una convergencia hacia el eje. (Fig. 4.9).



Figura 4.9 Detalles de la posición de los álabes directrices de una turbina Francis.

Los ejes de los álabes móviles, a modo de generatrices del anillo que compone el distribuidor, están asentados por su parte inferior en cojinetes situados en la corona circular denominada escudo inferior, y guiados por su parte superior por cojinetes dispuestos en la llamada tapa de turbina, o en otra corona circular, escudo superior. Dichos cojinetes se conocen como cojinetes bocines y disponen de un adecuado sistema de engrase. Este no es necesario cuando los cojinetes son de teflón.

Dado que cada álabe debe quedar perfectamente centrado axialmente, entre los escudos, se colocan mecanismos de distinta índole, que permiten regular durante el montaje la colocación de los mismos; de modo que no existan rozamientos, ni holguras excesivas que puedan provocar pérdidas de carga. En la parte superior se colocan juntas de estanqueidad, para evitar el paso del agua.

El número de álabes directores, oscila aproximadamente entre 12 para turbinas pequeñas y 24 para las grandes; ellos son exactamente iguales y conservan entre sí idénticas posiciones respecto al eje de la turbina. Las generatrices de cada álabe, paralelas al eje de giro pero no concéntricas con él, desarrollan formas de configuración cilíndrica, cuya sección es similar a la de la figura 4.10.

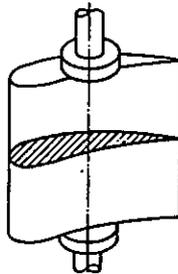


Figura 4.10 Configuración de un álabe directriz de una turbina Francis.

Equipo de accionamiento de los álabes directores.

Se trata de un conjunto de dispositivos mecánicos, compuestos de servomecanismos, palancas y bielas, que constituyen el equipo de regulación de la turbina, gobernado por el regulador de la velocidad.

A continuación se mencionan ciertos detalles sobre determinados componentes de dicho equipo, de los cuáles destacan:

Servomotores.

Normalmente son dos, cada uno de los cuales, es accionado por aceite a presión según ordenes recibidas por el regulador, desplaza una gran biela, en sentido inverso una respecto de la otra, a modo de brazos de un par de fuerzas, proporcionando un movimiento de giro alternativo a un aro móvil, llamado anillo o volante de distribución, concéntrico con el eje de la turbina (Fig. 4.11).

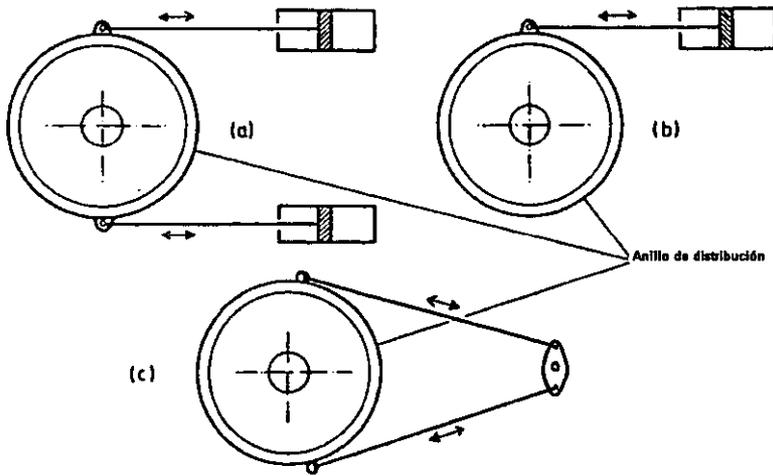


Figura 4.11 Esquemas de accionamiento del anillo de distribución.
a) por dos servomotores; b) y c) por un servomotor.

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA

Anillo de distribución.

Con sus movimientos, en sentido de apertura o cierre total o parcial, el anillo hace girar a todas y cada uno de los álabes directores por medio de palancas de unión entre éste y la parte superior de cada uno de los ejes respectivos de aquéllas. El giro conjunto y uniforme de los álabes directores, permite variar la sección de paso de agua a través del distribuidor (Fig. 4.12).

Las palancas mencionadas reciben los nombres de bieletas y bielas, según el sentido desde el anillo de distribución hacia los alabes directores.

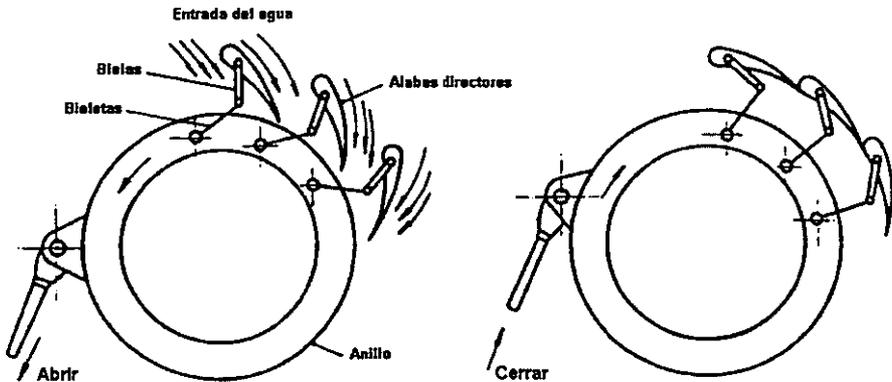


Figura 4.12 Accionamiento de los álabes directrices con el anillo de distribución.

Bieletas y bielas.

La conexión entre la bieleta correspondiente, ligada al anillo y el eje del álabe directriz respectivo, se realiza mediante una biela formada por dos piezas superpuestas de forma adecuada, o una disposición similar, en la cuál, el punto común de enlace entre las mismas puede ser un perno que, además, hace la función de fusible mecánico. La unión rígida de cada biela con el eje del álabe dependiente, se consigue mediante varias chavetas.

Fusibles mecánicos.

Se trata del perno colocado en cada juego de bielas, en el que ésta convenientemente mecanizada una entalladura, con el objeto de que pueda romper fácilmente para dejar sin control al álabe afectado, en caso de que la misma presione sobre algún cuerpo extraño, que pudiera ser arrastrado por el agua, con lo que se evitan posibles daños menores. Dichos fusibles deben de estar engrasados para facilitar su extracción en caso de rotura.

Los mismos efectos se logran dotando de entalladuras a las propias bieletas, por lo que se conocen como bieletas frágiles.

Para la transmisión de los esfuerzos del anillo de distribución a los álabes directores, se tiende en la actualidad a sustituir los fusibles mecánicos y las bieletas frágiles por embragues de fricción, ajustados a una presión de trabajo dada.

Además, existe la tendencia a sustituir, el conjunto descrito de servomotores, brazos, anillo de distribución, bielas, etc., por servomecanismos instalados individualmente para cada uno de los álabes directores, todos ellos gobernados por el regulador de velocidad.

Gobernador.

El gobernador es un mecanismo que controla la velocidad de rotación de la unidad turbogeneradora, mantiene la velocidad de rotación en orden para abastecer la corriente alterna a una frecuencia constante o lo que es lo mismo, a un número de revoluciones por minuto cualquiera que sea la carga. Como la turbina esta interconectada al generador, tiende a aumentar o disminuir la velocidad de rotación con la variación de la carga, para mantener constante dicha velocidad requiere regular la cantidad de agua hacia la turbina por medio del cierre o apertura automática de los álabes del distribuidor de la turbina.

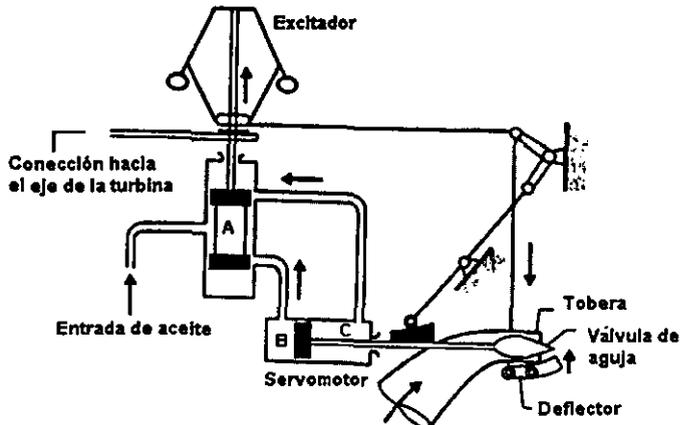
En la figura 4.13 se presenta un mecanismo simple de un gobernador para turbinas de impulso y reacción respectivamente. Cuando en una turbina de impulso hay un incremento en la velocidad del rodete, el pistón A se levanta permitiendo la entrada de aceite a la cámara B, lo que permite el cierre gradual en la válvula de aguja.

Un cierre o apertura rápida de los álabes directores del distribuidor es indeseable, como serio es el problema provocado por el golpe de ariete que resulta

en la tubería. Una variación repentina puede ser evitada en el caso de una turbina Pelton si el deflector se activa frente al chorro para desviar parte del mismo fuera de la turbina.

De manera similar la válvula de alivio de una turbina de reacción, puede admitir una parte del flujo de forma directa. En la figura 4.13 se observan los vástagos del émbolo del servomotor que se enlazan por medio de bielas al anillo de distribución de la turbina, abriendo o cerrando el paso del agua hacia los álabes del rodete.

a) Gobernador de una turbina de impulso



b) Gobernador de una turbina de reacción

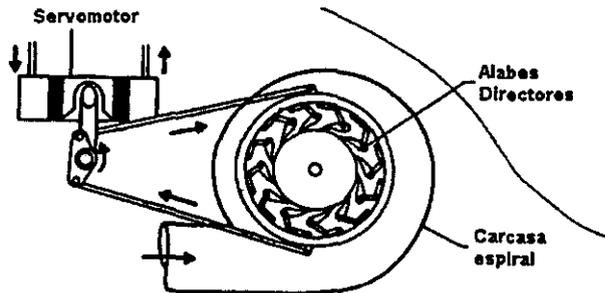


Figura 4.13 Gobernador de una turbina.

Equipos de engrase.

Las zonas metálicas sometidas a fricción, especialmente los cojinetes de los álabes directores, bieletas, bielas, etc., están debidamente engrasadas, mediante un equipo automático o manual que actúa en intervalos regulares.

4.2.3. Rodete de una turbina Francis.

Se trata de una pieza fundamental con la que se obtiene la energía mecánica deseada, igual que en la turbina Pelton, aunque, las diferencias constructivas son considerables entre ambas.

El rodete está unido rígidamente a la parte inferior del eje de la turbina en posición perfectamente concéntrica con el distribuidor y ocupa el espacio circular que éste delimita.

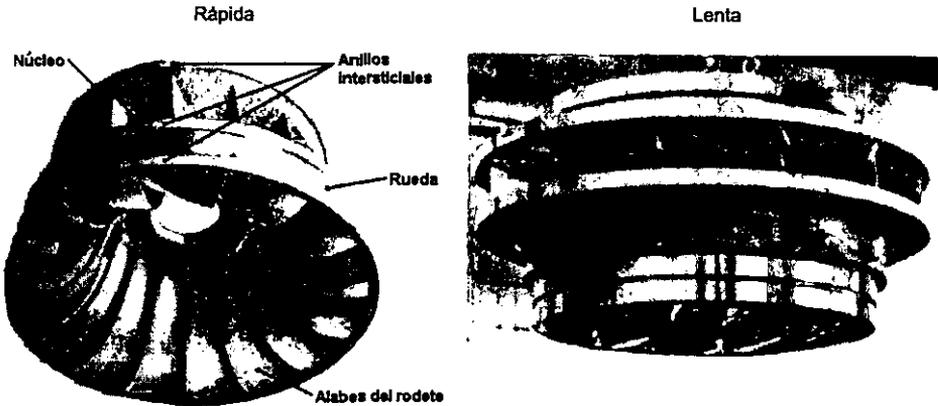


Figura 4.14 Rodetes de una turbina Francis.

Consta de un núcleo central alrededor del cual se encuentra dispuesto un número determinado de álabes (aproximadamente entre 12 y 21) colocados de manera equidistante y uno sobre otro, formando una pieza única en bloque por medio de soldadura o fundición.

Dichos álabes se construyen de bronce o de aceros especialmente aleados para evitar corrosión o cavitación, cuya longitud y mayor o menor inclinación respecto al eje de la turbina, depende del gasto, de la carga y, en consecuencia por diseño de la velocidad específica.

Los álabes se unen entre sí por su parte externa inferior, mediante una rueda. Además consta de unos anillos intersticiales, colocados a presión sobre el núcleo y la rueda de manera centrada, realizan el cierre hidráulico al girar muy próximos a los escudos superior o inferior respectivamente.

Se ha establecido experimentalmente que el número de álabes del rodete debe ser diferente al de álabes directores, ya que en caso contrario se producirían vibraciones al coincidir en el espacio ambos conjuntos de álabes.

Un componente destacado del rodete es el difusor, denominado también punta de rueda, cono deflector o de dispersión. Consta de un cuerpo metálico de forma tronco-cónica, colocado en posición invertida, con la base mayor hacia la parte inferior del eje a modo de prolongación de éste (Fig. 4.14). Su función es la de dirigir

las masas de agua que salen a través de los álabes del rodete y evitar choque entre sí de las mismas y contra los propios álabes, lo que puede originar torbellinos y otros efectos hidráulicos que repercutirían considerablemente en el rendimiento de la máquina y su conservación.

4.2.4. Tubo de aspiración de una turbina Francis.

También recibe los nombres de tubo de desfogue o difusor y consiste en un conducto en forma de codo, que une la turbina con el canal de desagüe. Tiene como objetivo recuperar la máxima energía cinética del agua a la salida del rodete, o dicho de otra forma, aprovechar la carga existente entre la superficie libre del agua y la salida del rodete (Fig. 4.15).

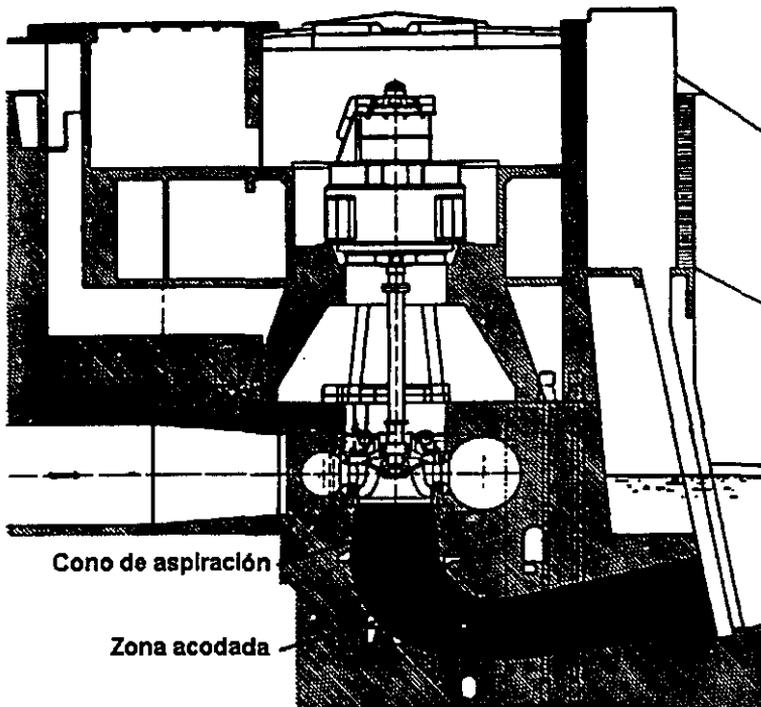


Figura 4.15 Posición del tubo de aspiración de una turbina Francis.

En su sección inicial, parte de una unión circular con la turbina, generalmente metálica, que en la mayoría de los casos aumenta gradualmente de diámetro tomando una forma tronco cónica en el tramo conocido como cono de aspiración. Sobre el mismo se dispone de forma lateral de una o dos entradas con el fin de realizar inspecciones periódicas. A continuación se localiza la zona acodada de la conducción, metálica o de concreto, la cual, una vez rebasado el ángulo correspondiente, continúa con sección circular o bien puede realizarse una transición

a sección rectangular, en cuyo caso, la conducción es de concreto. En la parte inferior se dispone de colectores con rejillas con el fin de vaciar el tubo de aspiración.

Todas las partes metálicas quedan embebidas en la obra de concreto de la central y en aquellas zonas en las que se prevé estarán sometidas a efectos de cavitación se construyen de acero aleado de forma especial.

Para lograr un equilibrio de presiones, entre la parte inferior y superior en algunas turbinas, se establece una comunicación entre ambas zonas, por medio de un conducto que parte del tubo de aspiración y permite el paso del agua. En dicho conducto se suele colocar una válvula conocida como válvula de compensación.

Dependiendo de las instalaciones y en el lugar adecuado del desagüe de cada turbina, se encuentra instalado el dispositivo de obturación, generalmente en base de válvulas y/o ataguías, a fin de poder llevar a efecto revisiones en el sistema. El cierre del conducto de desagüe por medio de válvulas de compuerta o mariposa, es característico de sistemas que están expuestos a una posible inundación, por encontrarse a un nivel inferior respecto al del agua en el cauce de salida. En la figura 4.16 y 4.17 se muestran diferentes tipos de tubos de aspiración.

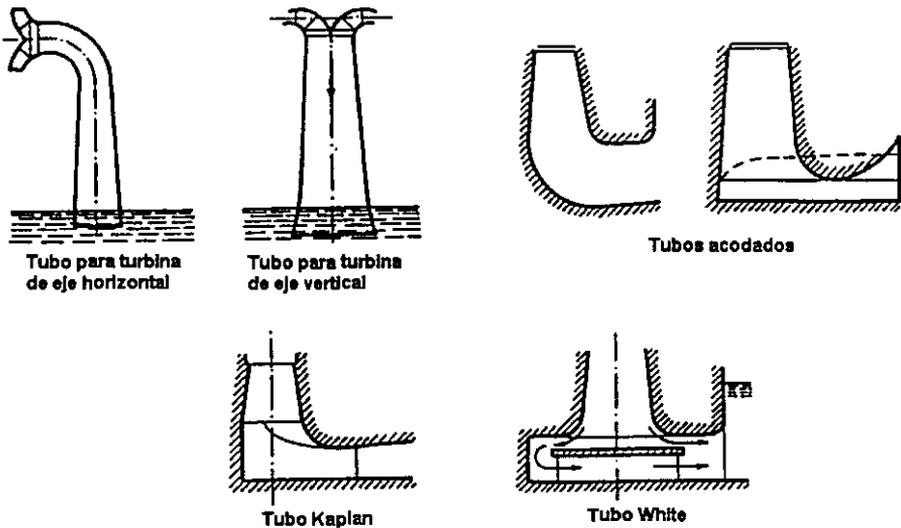


Figura 4.16 Diversos tipos de tubos de aspiración.

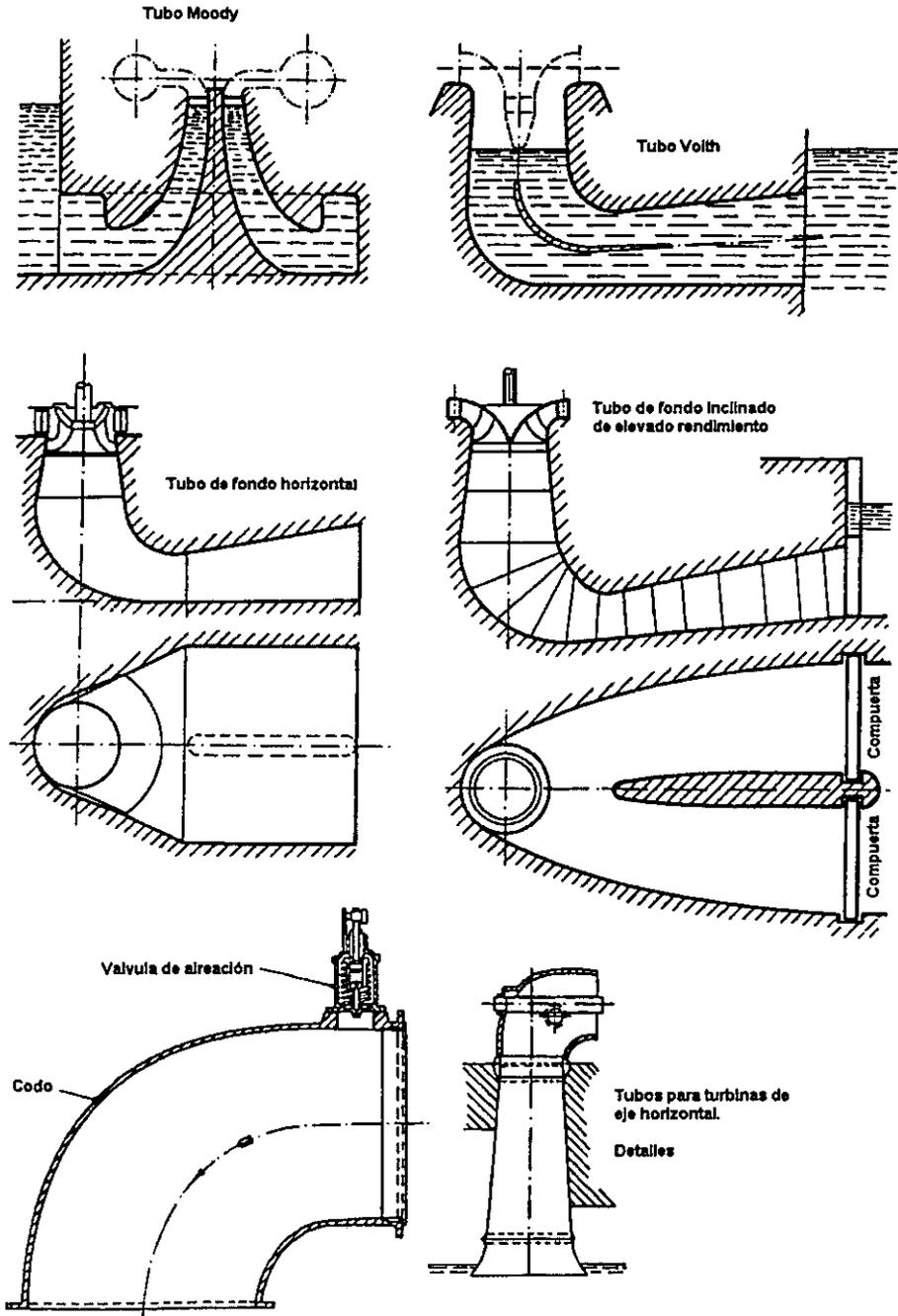


Figura 4.17 Diversos tubos de aspiración.

4.2.5. Eje de una turbina Francis.

El eje de un sistema tiene ciertas peculiaridades cuando se encuentra instalado en posición vertical. Por medio del eje de la turbina, se transmite el movimiento de rotación necesario al rotor, al estar rígidamente unido mediante un acoplamiento al eje del alternador. Ahora bien, en este tipo de turbinas, es en la zona de eje correspondiente al alternador donde se suele colocar el medio para soportar todo el peso del conjunto, formado por ejes, rotor, rodete y el empuje generado del agua sobre los álabes de este último. Tal medio, es el denominado cojinete de empuje, el cual se describe mas adelante.

Además del cojinete de empuje, el eje completo del sistema dispone de hasta tres cojinetes guías. Dos de ellos están situados en la zona del alternador y un tercero en la zona de la turbina.

El eje es hueco en su totalidad en determinados sistemas por características constructivas de los mismos referidas a condiciones de peso y sustentación o aireación del rodete.

Aireación de los rodetes Francis.

La conducción formada en los ejes huecos, permite la circulación de una corriente de aire hacia el interior del rodete y el tubo de aspiración con el objeto de evitar efectos de vacío, que son perjudiciales para éstos y otros elementos de la turbina. La salida del aire se efectúa a través de orificios en el difusor. (Ver figura 4.6).

Para evitar un posible paso del agua a la zona del alternador a través del eje, se instala una válvula denominada válvula de aireación, en el extremo superior de éste o en el propio difusor. En función de la carga solicitada a la máquina, dicha válvula controla automáticamente el paso de aire hasta la parte inferior del rodete cuando se produce un fuerte efecto de succión, debido a la velocidad adquirida por el agua en el tubo de aspiración en su camino hacia el canal de desagüe.

Cuando el eje es macizo o se necesitan mayores aportaciones de aire, la aireación se obtiene o se incrementa bien a través de un canal que bordea circunferencialmente al cono de aspiración (ver figura 4.6), o mediante un tubo con perforaciones repartidas de manera equidistante en su periferia (procedimiento ya en desuso), que atraviesa diametralmente a dicho cono por debajo del rodete y que comunica con la atmósfera exterior.

En el caso de turbinas de eje horizontal que necesitan aireación, la válvula para tal fin se coloca generalmente, sobre la parte superior del codo del tubo de aspiración (ver figura 4.17).

4.2.6. Equipo de sellado del eje de una turbina Francis.

Su función es sellar de manera definitiva y evitar el paso del agua desde el rodete hacia el exterior de la turbina, por el espacio existente entre la tapa de la misma y el eje.

Consta en esencia de una serie de aros formados por juntas, bien de carbón, de material sintético o grafitadas, presionadas, sobre un casquillo o collarín, unido con el eje por medio de muelles de acero inoxidable o servomecanismos distribuidos de manera adecuada alrededor de la periferia del mismo. Se conoce como junta del eje o junta de carbones. Según sean las características constructivas de cada turbina, la junta puede estar diseñada para trabajar radial o axialmente.

Una serie de aros concéntricos, radial o axialmente, alternos entre la parte giratoria y fija, contribuyen al cierre hidráulico y se denominan laberintos, y suelen también colocarse en la zona de la rueda y núcleo del rodete.

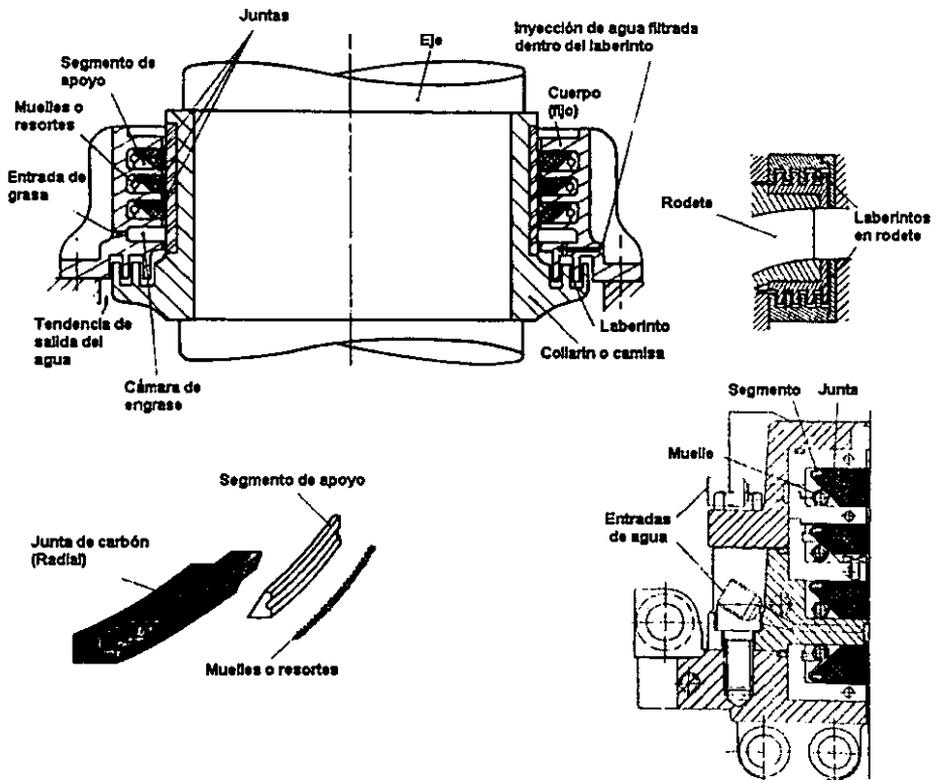


Figura 4.18 Sellado del eje de una turbina y detalle de los laberintos en el rodete.

También dispone de un sistema de agua filtrada para refrigeración de las juntas, suministrada a mayor presión que la que posee el agua en la zona del rodete. Una vez cumplida su misión de refrigerar, evitar el calentamiento y rápido desgaste de las juntas, así como anular o reducir el paso del agua al rodete; esta agua de refrigeración es conducida por colectores al pozo de bombas mediante la acción de bombas o hidroyectores instalados en la zona conocida como pozo de turbina (ver figura 4.6), donde confluyen los drenes de la instalación.

En turbinas modernas, instaladas por debajo de la cota de salida del agua, se dispone de una junta inferior de goma expandible en dirección aguas abajo, a la cual se le inyecta aire a presión solo cuando el sistema está parado. Con ello se eliminan fugas de agua y en tal situación se puede facilitar la labor de cambiar juntas desgastadas en determinadas condiciones.

4.2.7. Cojinete guía de una turbina Francis.

Está situado sobre la tapa superior de la turbina, lo más cerca posible del rodete e inmediatamente por encima del cierre o sellado del eje (ver figura 4.6).

Consta de un anillo dividido radialmente en dos mitades o bien de una serie de segmentos que asientan sobre el eje. Las superficies en contacto con éste están recubiertas de metal blanco, antifricción (aleación basada en estaño, antimonio, cobre, plomo, cadmio, en distintos porcentajes), y suelen tener tallados, vertical o diagonalmente, unos canales sobre la superficie de contacto con el eje para favorecer la circulación de aire y así lograr su autolubricación.

Con el objeto de que no se produzcan temperaturas anormales en la zona de fricción con el eje, el aceite alojado en un depósito denominado cuba que rodea al cojinete, es refrigerado mediante agua tomada de los colectores pertenecientes al sistema general de refrigeración de los distintos equipos de la central. En algunos sistemas el enfriamiento del aceite también se puede realizar por medio de aire. (Fig. 4.19).

4.2.8. Cojinete de empuje.

Este elemento, conocido también como soporte de suspensión, pivote o quicio, característico y necesario en todos los sistemas de eje vertical, se debe considerar como un componente propio de dichos sistemas y no de las turbinas hidráulicas que responden a tales condiciones de instalación.

Su colocación respecto al eje del sistema, varía según los tipos de turbinas. Así, en el caso de sistemas accionados por turbinas Pelton o Francis, dicho cojinete suele encontrarse por encima del rotor del alternador, mientras que, en el caso de las turbinas Kaplan, puede estar localizado por debajo del mismo.

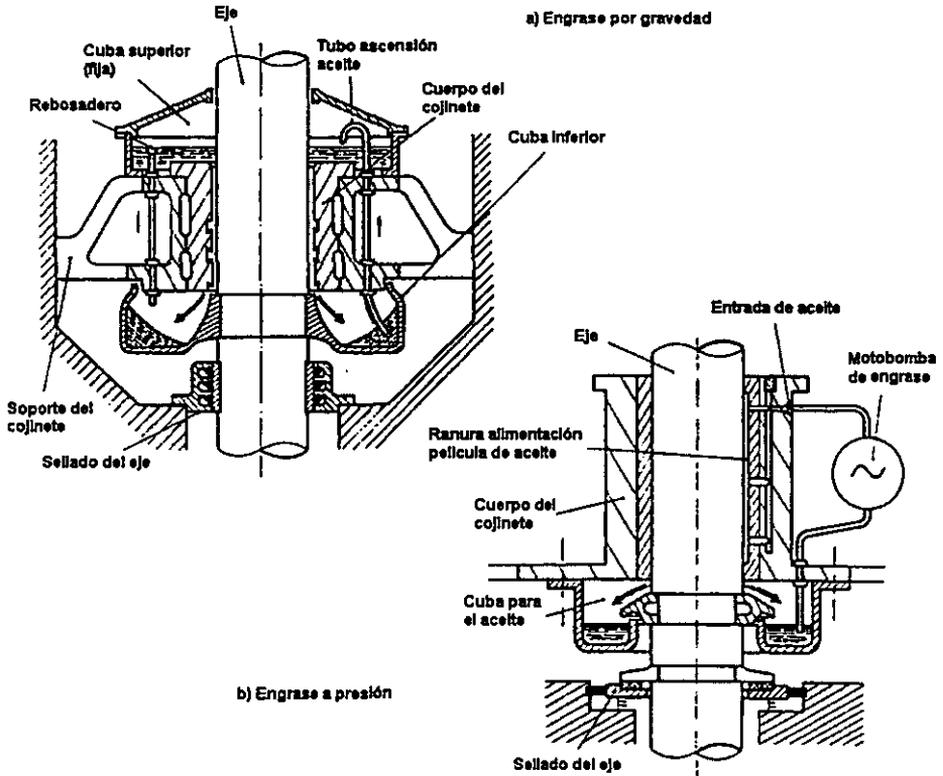


Figura 4.19 Sistemas de lubricación de los cojinetes guías.

Existen diferentes tipos de cojinetes, pero entre los más representativos se encuentran los siguientes:

- Cojinete de empuje de zapatas rígidas.
- Cojinete de empuje de zapatas pivotantes.
- Cojinete de empuje de resortes.
- Cojinete de empuje esférico.

Todos ellos soportan esfuerzos axiales y destacan dos partes cuyas funciones son comunes. Primero la parte giratoria, totalmente unida con el eje del sistema, la cual descansa sobre la parte fija enclavada en zonas inmóviles de la estructura rígida próximas al eje (Fig. 4.20).

La parte giratoria consta de una pieza fundida especialmente y de forma anular, cuya superficie plana en contacto con la parte fija está perfectamente pulida.

Debido a estos aspectos constructivos, se denomina espejo, plato de fricción, collar o corona. El espejo está unido al gorrón, pieza que encaja rígidamente en el eje.

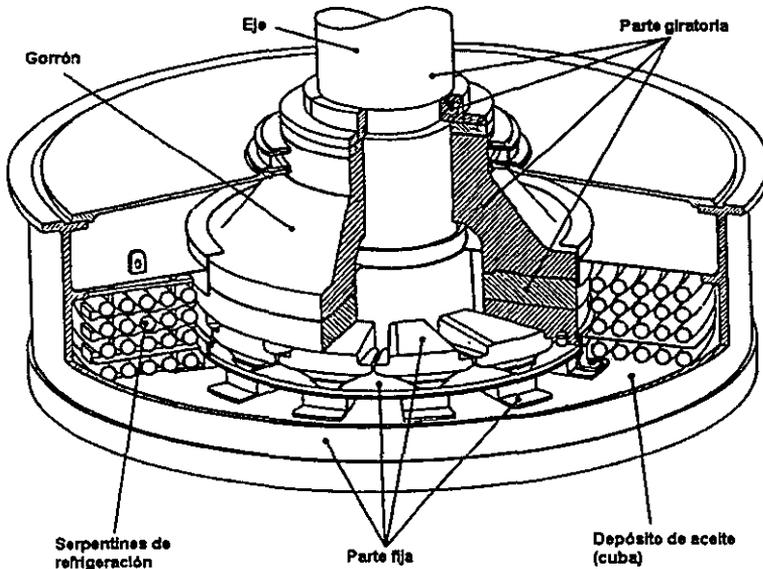


Figura 4.20 Cojinetes de empuje.

La parte fija está constituida, esencialmente, por un número determinado de zapatas o segmentos, conocidos como patines, en los que la superficie en contacto con el plato de fricción se encuentra revestida de metal blanco. Dichas zapatas pueden estar montadas rígidamente, o bien, disponer de movimientos radiales, tangenciales y axiales, los cuales se consiguen mediante pivotes, rótulas o resortes situados de manera adecuada, logrando con tales oscilaciones una mejor adaptación entre las superficies en fricción.

La mayoría de los cojinetes de empuje, especialmente los grandes sistemas, además de estar sumergidos en un depósito de aceite disponen de un sistema de aceite a presión, a fin de favorecer la lubricación total de las piezas sometidas a fricción, desde el instante o antes de que el sistema comience a girar, con lo que se logra la formación de una película de aceite que soporta la carga total. Dicha película, se mantiene desde el momento del arranque del sistema hasta el paro total del mismo. Cuando éste adquiere una velocidad determinada, aproximadamente el 30% de la normal de funcionamiento, el sistema de aceite a presión queda desconectado, manteniéndose la capa de lubricación como consecuencia del baño de aceite que cubre las zonas de contacto, entrando nuevamente en servicio cuando, la velocidad de éste se reduce al valor mencionado, por el paro del sistema.

Para facilitar el libre paso de aceite a presión, los segmentos disponen de unos orificios centrales, suficientemente abocardados, perpendiculares al plato de fricción, que reciben el aceite antes que gire la turbina. Así mismo, en las superficies antifricción de dichos segmentos suelen existir chafanes y surcos radiales que permiten la penetración del aceite, entre las superficies en contacto, debido a un efecto hidrodinámico de arrastre de partículas de aceite y presión.

Dado que el aceite debe mantener valores de temperatura y viscosidad entre los límites adecuados, es necesario refrigerarlo de forma conveniente y se realiza con dos procedimientos diferentes.

El primero, consiste en hacer circular agua a través de serpentines instalados en el interior del propio depósito, en el cual se encuentra sumergido el cojinete; en este sistema, se corre el peligro de que, por una fuga en los serpentines de agua, ésta pase hacia el aceite, lo que ocasionaría graves daños en el cojinete. Para evitar lo anterior se recurre a otro procedimiento que consiste en pasar el aceite a través de serpentines instalados en refrigeradores de agua situados en el exterior del depósito de aceite, el cual, impulsado por una bomba, circula a una presión mayor que el agua, por lo que, ante una perforación de serpentines, se evita el paso de agua al circuito de aceite.

En sistemas de pequeñas dimensiones puede recurrirse a una refrigeración del aceite por medio de una circulación a presión de aire frío. Cuanto más elevada es la temperatura del aceite, su viscosidad se debilita, corriendo el riesgo de que la película de aceite se rompa y se llegué a producir daño entre las zonas de fricción si se sobrepasan los límites admisibles de temperatura. Se deduce que tal riesgo es mayor durante los paros que en los arranques, por lo que, al realizar el paro de determinado sistema, se pone en servicio el sistema de aceite a presión.

Algunos tipos de cojinetes de empuje, se instalan radialmente, entre patines, patinas de fibra, baquelita u otro material, los cuales, actúan como rascadores de aceite sobre la superficie del plato de fricción y evitan que el aceite caliente pase de unos patines a otros, haciendo que el aceite retorne al depósito principal.

4.2.9 Principio de funcionamiento de las turbinas Francis.

Si se consideran los aspectos constructivos de los componentes de las turbinas Francis, se comprende con facilidad el funcionamiento de las mismas. En la mayoría de los casos, la instalación de este tipo de turbinas se realiza en centrales cuya alimentación de agua requiere de la existencia de un embalse. Otra particularidad es la ubicación de éstas y radica en que el conjunto esencial, la cámara espiral, el rodete y tubo de aspiración se encuentra, generalmente, a un nivel inferior respecto al nivel alcanzado por el agua en su salida hacia el cauce del río en dirección aguas abajo (Fig. 4.21).

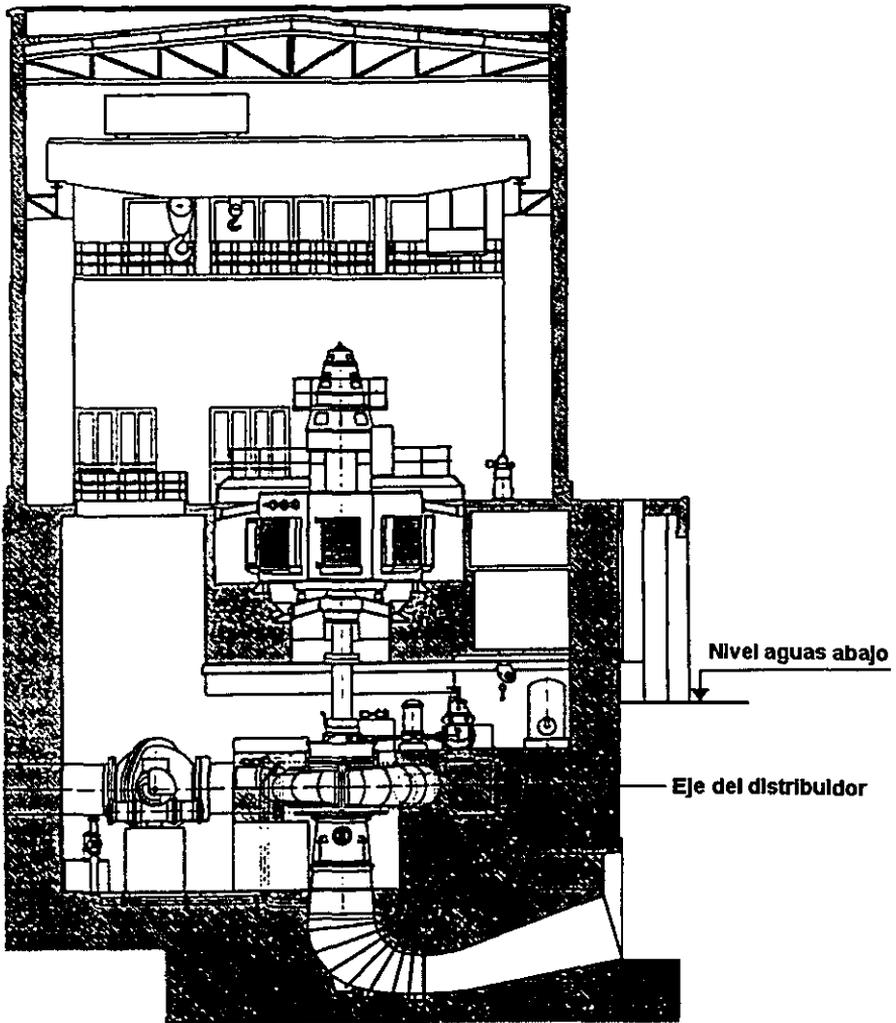


Figura 4.21 Posición general de una turbina Francis, respecto al cauce del río aguas abajo.

Se deduce que por la presencia de una columna de agua continúa, entre los distintos niveles de los extremos mencionados, embalse y la salida de agua, la turbina está totalmente llena de agua. Según otras disposiciones de instalación, especialmente con cargas de poca altura, se puede interpretar que se halla sumergida, como en el caso de no disponer de cámara espiral y el rodete se encuentra instalado en el interior de la cámara abierta, normalmente de concreto, enlazada directamente en la zona de toma de agua o embalse (Fig. 4.22 y 4.23).

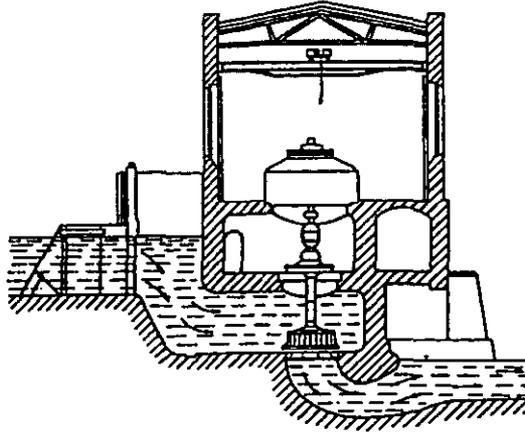


Figura 4.22 Turbina Francis de eje vertical en cámara abierta.

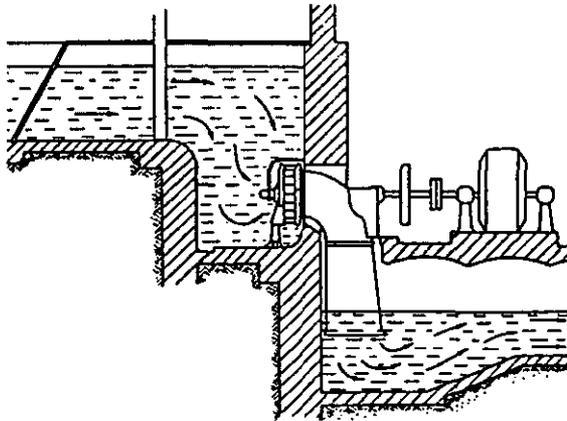


Figura 4.23 Turbina Francis de eje horizontal en cámara abierta.

La energía potencial gravitatoria del agua en el embalse, se convierte en energía cinética en su recorrido hacia el distribuidor, donde, a la salida de éste, se dispone de energía en forma cinética y de presión, siendo la velocidad de entrada del agua al rodete inferior a la que le correspondería por la altura de carga, debido a los cambios bruscos de dirección en su recorrido.

Centrándonos en la zona del distribuidor, se puede decir que el agua, a su paso por los álabes fijos de la cámara espiral y los álabes directores del distribuidor,

disminuye su presión, adquiere velocidad y, en tales condiciones, provoca el giro del rodete, al discurrir a través de los álabes de éste, sobre los cuáles actúa el resto de la presión existente en las masas de agua dotadas, a su vez, de energía cinética. El tubo de aspiración produce una depresión en la salida del rodete o, dicho de otra manera, una presión de succión.

4.3 Criterios de selección.

A continuación se presentan los criterios para la selección de una turbina Francis, las generalidades y estudios previos ya fueron descritos en el Capítulo 3. Es importante recalcar que deben de tomarse en cuenta para una buena selección y operación de la turbina.

4.3.1 Criterio U. S. B. R.

Una vez determinada la capacidad por instalar en un aprovechamiento hidroeléctrico y decidido el número de unidades conveniente, se requiere especificar la potencia de diseño, la carga estática neta de diseño y el gasto de diseño de las turbinas a emplear. La potencia y el gasto de diseño por turbina se definieron en el capítulo 3 por las ecuaciones 3.4 y 3.5 respectivamente.

Con la carga de H_d y el gasto de diseño, se determina el tipo de turbina de la figura 3.13, que debe estar para este caso en la región comprendida para las del tipo Francis.

Se emplearan de igual manera el criterio y nomogramas propuestos por el U. S. B. R y las publicaciones de la revista *Water Power and Dam Construction*.

Velocidad específica para turbinas Francis.

El intervalo de variación de la velocidad específica en turbinas Francis es función de la carga H_d y se muestra en la figura 4.24. Representa la tendencia de la velocidad específica de las turbinas Francis de fabricación más reciente cuya ley de correlación es:

AÑO DE FABRICACIÓN.	ECUACIÓN DE CORRELACIÓN.
1960 - 1964	$N'_s = 2959 H_d^{-0.625}$
1965 - 1969	$N'_s = 3250 H_d^{-0.625}$
1970 - 1975	$N'_s = 3470 H_d^{-0.625}$

En esta tabla la velocidad específica está expresada en sistema métrico con potencia en KW. La figura 4.25 representa el incremento de la velocidad específica para una carga dada como una función de la fecha de fabricación, mostrando la tendencia actual de incrementar la velocidad específica para reducir el tamaño de las unidades.

La figura 4.26 muestra las tendencias experimentales para seleccionar el intervalo de la velocidad específica según el criterio del U. S. B. R. donde la velocidad específica está expresada en el sistema métrico con la potencia en C. V.; así como en unidades inglesas con la potencia expresada en H. P.

Dimensiones de las turbinas Francis.

Igual que en el dimensionamiento preliminar de los elementos de la turbina Pelton, se emplean las funciones de correlación obtenidas por el procedimiento de regresión publicado por la revista *Water Power and Dam Construction* y también se hacen algunas recomendaciones dadas por el U. S. B. R.

Las expresiones para el caso de la turbina Francis, están dadas como función del diámetro de descarga D_3 expresado en metros y la velocidad específica N_s , dada en el sistema métrico con la potencia en KW.

Tamaño del rodete.

Las leyes de similitud aplicadas a las turbinas hidráulicas muestran que el coeficiente de velocidad periférica ϕ permanece constante, con la misma velocidad específica, y está definido mediante la expresión

$$\phi = \frac{D_3 \pi N}{60 \sqrt{2gHd}} \quad (4.2)$$

donde

D_3 , diámetro de descarga del rodete,
 N , velocidad síncrona de rotación,
 Hd , carga neta de diseño.

La razón de variación de ϕ con respecto a N_s se muestra en la figura 4.27, cuya función de interpolación es:

$$\phi = 0.31 + 2.5 \times 10^{-3} N_s \quad (4.3)$$

El valor del diámetro de descarga es:

$$D_3 = \frac{84.5 \phi \sqrt{Hd}}{N} \quad (4.4)$$

Las otras dimensiones del rodete se muestran en la figura 4.28 y se determinan con las funciones de interpolación cuyas expresiones son:

$$\frac{D_1}{D_3} = 0.4 + \frac{94.5}{N_s} \quad (4.5)$$

$$\frac{D_2}{D_3} = \frac{1}{(0.96 + 0.00038 N_s)} \quad (4.6)$$

$$\frac{H_1}{D_3} = 0.0944 + 0.00025 N_s \quad (4.7)$$

$$\frac{H_2}{D_3} = -0.05 + \frac{42}{N_s} \quad \text{si } (50 < N_s < 110) \quad (4.8)$$

$$\frac{H_2}{D_3} = \frac{1}{(3.16 - 0.0013 N_s)} \quad \text{si } (110 < N_s < 350) \quad (4.9)$$

Tamaño de la carcasa o caracol.

Las dimensiones preliminares de la carcasa deberán de comprobarse para las siguientes condiciones; la velocidad del agua a la entrada de la carcasa es:

$$V_e = 0.22 \sqrt{2g Hd} \quad (4.10)$$

pero en ningún caso debe ser mayor de 10.70 m/s (Water Power and Dam Construction); el diámetro de entrada es menor o igual al diámetro de la tubería a presión; la velocidad tangencial en secciones sucesivas permanece constante.

Las dimensiones se muestran en la figura 4.29 y se determinan con las siguientes funciones de interpolación.

$$\frac{A}{D_3} = 1.20 - \frac{19.56}{N_s} \quad (4.11)$$

$$\frac{B}{D_3} = 1.10 + \frac{54.80}{N_s} \quad (4.12)$$

$$\frac{C}{D_3} = 1.32 + \frac{49.25}{N_s} \quad (4.13)$$

$$\frac{D}{D_3} = 1.50 + \frac{48.80}{N_s} \quad (4.14)$$

$$\frac{E}{D_3} = 0.98 + \frac{63.60}{N_s} \quad (4.15)$$

$$\frac{F}{D_3} = 1.0 + \frac{131.40}{N_s} \quad (4.16)$$

$$\frac{G}{D_3} = 0.89 + \frac{96.50}{N_s} \quad (4.17)$$

$$\frac{H}{D_3} = 0.79 + \frac{81.75}{N_s} \quad (4.18)$$

$$\frac{I}{D_3} = 0.1 + 0.00065 N_s \quad (4.19)$$

$$\frac{L}{D_3} = 0.88 + 0.00049 N_s \quad (4.20)$$

$$\frac{M}{D_3} = 0.60 + 0.000015 N_s \quad (4.21)$$

Tamaño del tubo de aspiración.

El tamaño del tubo de aspiración está directamente determinado por el tamaño del rodete; ambos tienen en común el diámetro D_3 y la velocidad absoluta en su sección de entrada corresponde con la velocidad de descarga del rodete.

La figura 4.30 muestra las dimensiones más importantes del tubo de aspiración, que se determinan con las funciones de interpolación que se enumeran a continuación:

$$\frac{N}{D_3} = 1.54 + \frac{203.5}{N_s} \quad (4.22)$$

$$\frac{O}{D_3} = 0.83 + \frac{140.70}{N_s} \quad (4.23)$$

$$\frac{P}{D_3} = 1.37 - 0.00056 N_s \quad (4.24)$$

$$\frac{Q}{D_3} = 0.58 + \frac{22.60}{N_s} \quad (4.25)$$

$$\frac{R}{D_3} = 1.60 - \frac{0.0013}{N_s} \quad (4.26)$$

$$\frac{S}{D_3} = \frac{N_s}{(-9.28 + 0.25 N_s)} \quad (4.27)$$

$$\frac{T}{D_3} = 1.50 + 0.00019 N_s \quad (4.28)$$

$$\frac{U}{D_3} = 0.51 + 0.0007 N_s \quad (4.29)$$

$$\frac{V}{D_3} = 1.10 + \frac{53.70}{N_s} \quad (4.30)$$

$$\frac{Z}{D_3} = 2.63 + \frac{33.80}{N_s} \quad (4.31)$$

4.3.2 Criterio de la Comisión Federal de Electricidad (C.F.E.).

Selección del tipo de turbina.

Las turbinas hidráulicas están sujetas a condiciones muy variadas, ya que operan con cargas desde aproximadamente 1 m hasta cerca de 1,800 m y una sola turbina puede entregar desde unos cuantos kW hasta algunos cientos de MW. El diseño de una turbina tiene que cubrir un número infinito de combinaciones de carga, velocidades y potencias. Cada tipo de turbina tiene un rango de condiciones hidráulicas en las cuales se obtiene el mejor funcionamiento.

En el capítulo 3 se mostró la figura 3.24 en la cual se observan los rangos de carga y velocidad específica en los cuales son convenientes los diferentes tipos de máquinas. Los límites superiores de N_s para las caídas dadas se obtienen por cálculos en las plantas existentes; aunque éstos no deben considerarse como absolutos o finales, sí indican que las turbinas construidas operan satisfactoriamente para cargas inferiores a los límites. Por tanto, estos límites están sujetos a revisión conforme sea posible experimentar con nuevas plantas.

4.3.2.2 Selección de una turbina Francis.

a) Con el objeto de seleccionar la velocidad de rotación N , se requiere:

- Suponer la velocidad específica de la figura 3.24
- Calcular la velocidad N .

$$N = \frac{N_s H^{5/4}}{\sqrt{P}} \quad (4.32)$$

- Determinar la velocidad de la turbina de acuerdo con el número de pares de polos del generador por medio de la ecuación 3.32.
- Recalcular N_s y revisar que esté dentro de los límites para este tipo de turbinas.

b) Dimensiones principales de la turbina.

- Rodete.
 - Diámetro de entrada.

$$D = \frac{60 k u_1 \sqrt{2gH}}{N} \quad (4.33)$$

Donde ku_1 es el coeficiente de velocidad periférica de una turbina Francis y se define como:

$$ku_1 = 0.31 + 0.0025 N_s \quad (4.34)$$

- Otras dimensiones.

Determinar las dimensiones D_2 , D_5 , A y B_0 (ver figura 4.31).

- Distribuidor.

- Número de álabes del distribuidor.

$Z_0 =$	16 para	$D_2 < 2.15 \text{ m}$
	20 para	$2.15 \text{ m} < D_2 < 2.5 \text{ m}$
	24 para	$3.15 \text{ m} < D_2$

- Diámetro de paso.

$D_0 =$	$1.19 D_5$	para $Z_0 = 16$
	$1.15 D_5$	para $Z_0 = 20$
	$1.13 D_5$	para $Z_0 = 24$

- Carcasa espiral.

- Calcular el parámetro R_s .

$R_s =$	$0.64 D_g$	para $Z_0 = 16$
	$0.63 D_g$	para $Z_0 = 20$
	$0.64 D_g$	para $Z_0 = 24$

- Determinar el coeficiente de velocidad del agua a la entrada de la espiral de las turbinas de reacción kc_e de la figura 4.32.

- Calcular el diámetro del tubo de entrada D_e .

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{4Q}{\pi k c_e \sqrt{2gH}}} \quad (4.35)$$

- Determinar las demás dimensiones según la figura 4.33.
- Diámetro de la flecha.

$$d_s = 10 \left(\frac{P_{\max}}{N} \right)^{1/3} \quad (4.36)$$

c) Características de la turbina.

Características de cavitación.

- Determinar σ de la figura 4.34.
- Calcular la elevación del eje del distribuidor de la turbina sobre el nivel del desfogue.

$$H_s = H_a - H_v - \sigma H_m + A \quad (4.37)$$

donde

H_s , carga de succión o aspiración, en m.
 H_a , carga debida a la presión atmosférica, en m.
 H_v , carga equivalente a la presión de vapor, en m.
 H_m , carga máxima de la turbina, en m.
 A , dimensión del rodete, en m (ver figura 4.31).

- Velocidad de desboque.

- Obtener el coeficiente de velocidad periférica de desboque de una turbina Francis ku_{1m} en función de la velocidad específica de la figura 4.35.
- Calcular el coeficiente de velocidad periférica del rodete de la turbina ku'_1

$$ku_1 = \frac{\pi D_1 N}{60 \sqrt{2gH_m}} \quad (4.38)$$

- Calcular la velocidad de desboque N_r

$$N_r = \frac{ku_{1m} N}{ku_1} \quad (4.39)$$

– Empuje hidráulico.

La resultante de todas las fuerzas hidráulicas debe ser soportada por las chumaceras. El empuje hidráulico es la componente axial y generalmente cambia con las condiciones de operación. Al disminuirlo se pueden lograr reducciones en los costos. Sin embargo, es deseable evitar el cambio de dirección del empuje en máquinas horizontales porque puede provocar vibraciones en el punto de cambio.

Para propósitos prácticos sólo ocasionalmente se requieren cálculos de gran exactitud, ya que siempre hay una chumacera que se encargue del empuje desbalanceado. Por esta razón se utilizan formulas experimentales que permiten cálculos rápidos. En turbinas verticales se acostumbra el empuje hidráulico unitario y se calcula de la siguiente forma:

- Con la velocidad específica obtener el empuje unitario T_{11} de la figura 4.36.
- Calcular T de la ecuación 4.40

$$T_{11} = \frac{T}{D_1^2 H_m} \quad (4.40)$$

donde

T_{11} , empuje hidráulico unitario,
 T , empuje hidráulico,
 D_1 , es el diámetro de entrada al rodete,
 H_m , es la máxima carga de operación.

– Momento polar de inercia

El momento polar de inercia de la masa de un cuerpo con respecto a un eje de rotación, es la suma de los productos de los elementos de masa y el cuadrado de su distancia al eje de rotación. Para que un sistema hidroeléctrico sea estable y pueda mantener el incremento de velocidad (sobre-velocidad) de la unidad dentro de los límites permisibles después del rechazo de carga eléctrica, es necesario tener un adecuado momento polar de inercia de las partes rodantes del generador y turbina (rotor y rodete respectivamente), los que tienen una influencia estabilizadora. El momento polar de inercia de la turbina es pequeño comparado con el momento de inercia del generador; cuando es necesario incrementar el momento de inercia de las partes rodantes, solamente el del generador puede ser modificado aumentando peso al rotor.

Si aumenta el momento de inercia del generador se incrementa el costo del proyecto, porque se incrementan diversos costos, como por ejemplo el costo de la grúa al incrementar su capacidad y por consiguiente el de la casa de máquinas.

Uno de los principales factores en la selección del momento polar de inercia del generador son sus dimensiones, la longitud y proyecto de los conductos hidráulicos de la planta. Sin embargo lo anterior es generalmente más costoso, porque las dimensiones de los conductos hidráulicos se seleccionan basándose en relaciones costo beneficio, reduciendo las pérdidas de carga, por ello se puede determinar el momento polar de inercia por fórmulas empíricas. Este criterio propone el procedimiento que se detalla a continuación.

- Obtener el incremento de presión Δh , en m

$$\Delta h = 1.3 \left(\lambda + \sqrt{\lambda^2 + 4} \right) \frac{\lambda}{2} \quad (4.41)$$

donde:

$$\lambda = \frac{\Sigma LV}{g \text{ Hm Tc}} \quad (4.42)$$

Hm, carga máxima neta, en m.

Tc, tiempo de cierre en s.

L, longitud de la tubería, en m.

V, velocidad media en la tubería, en m/s.

- Momento polar de inercia requerido

$$GD^2 = 0.9 \left\{ \left[\frac{364 P_{\max} \left(0.25 + \frac{Tc}{2} \right) \left(1 + \frac{\Delta h}{2} \right)^{1.5}}{N^2 (\Delta N)} \right] \frac{\Delta N_r - (\Delta N)^2}{\Delta N_r} \right\} \quad (4.43)$$

donde

G, peso de la masa rotatoria (rodete y rotor), en ton.

D, diámetro de la masa rotatoria (rodete y rotor), en m.

GD^2 , momento polar de inercia requerido, en ton - m².

ΔN , relación de sobrevelocidad permitida $\frac{N_{\max} - N}{N}$

N_{\max} , máxima velocidad de rotación permitida.

$\Delta N_r = \frac{N_r - N}{N}$

N_r , velocidad de desboque.

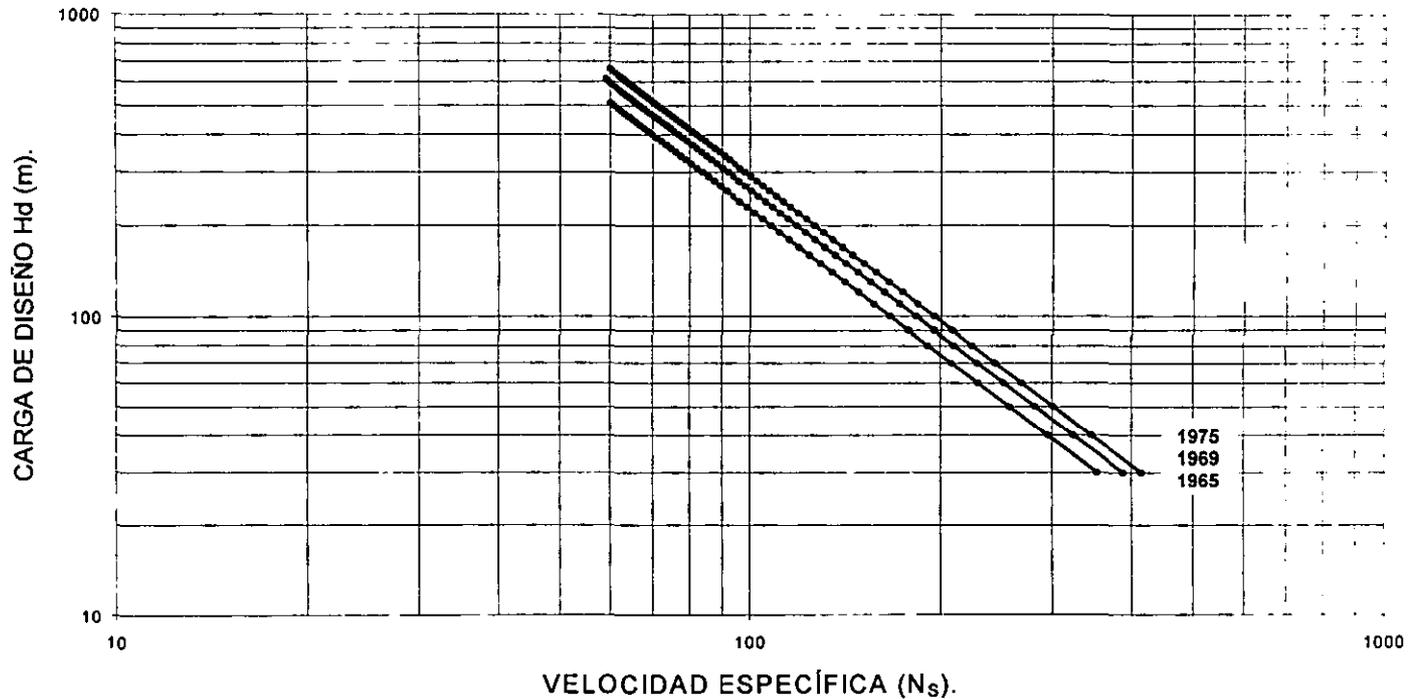


Figura 4.24 Velocidad específica N_s – Carga de diseño Hd.
 Unidades métricas con potencia en KW.
 (Revista Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977)

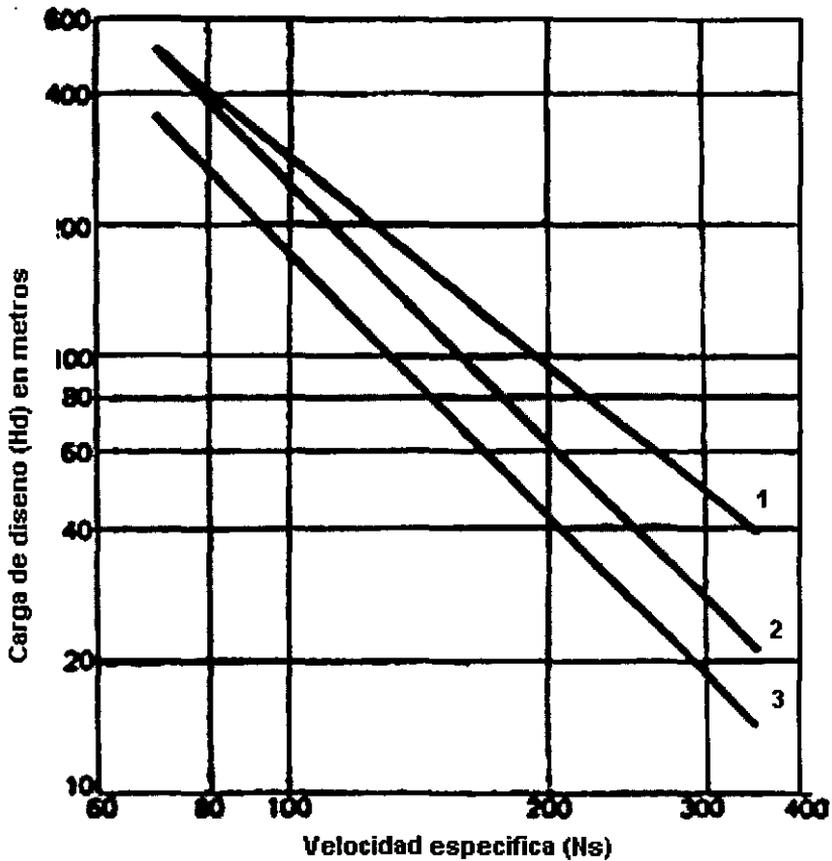


Figura 4.25 Incremento de la velocidad específica para una carga dada en función del período de diseño. (N_s con potencia en KW).

- 1) Tomado de la figura 4.24.
- 2) Tomado de Handbook of applied hydraulics, 1969.
- 3) Tomado del USBR. Selecting hydraulic reaction turbines, 1966

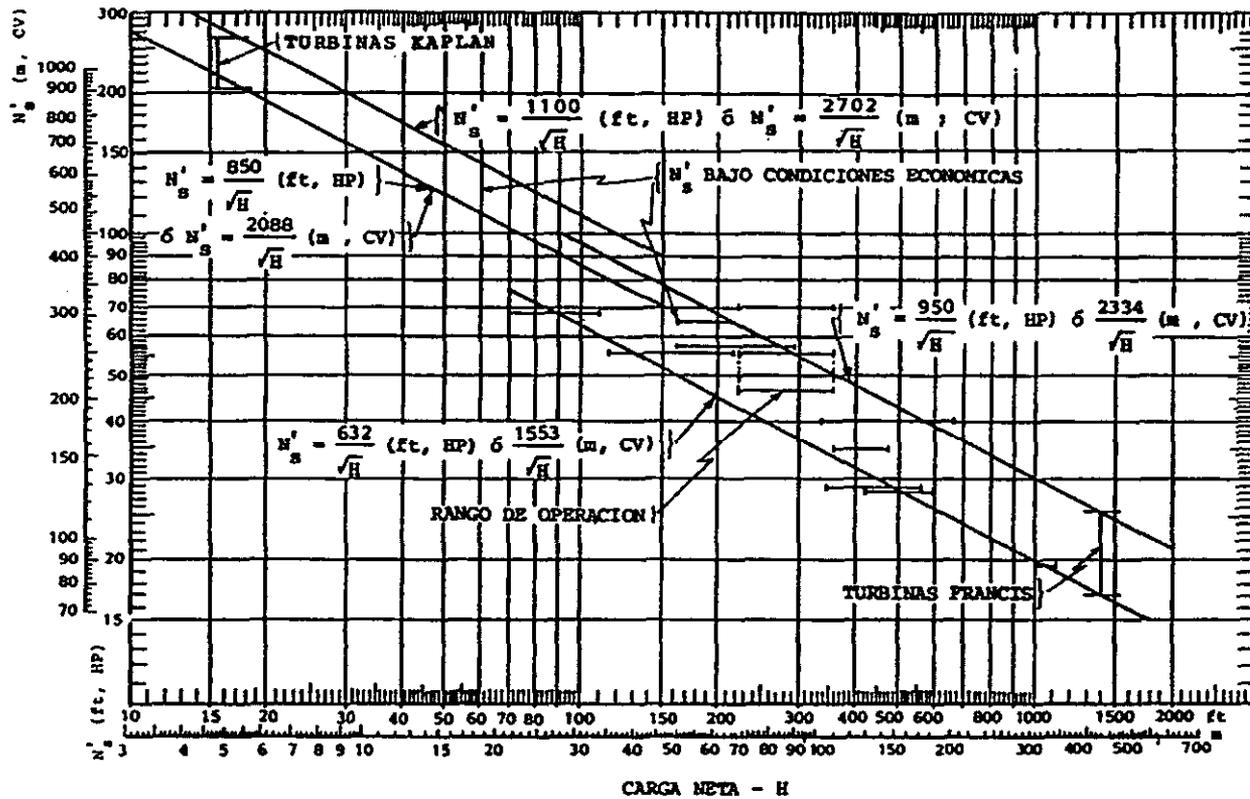


Figura 4.26 Selección de turbinas Francis y Kaplan en función de la carga de diseño y la velocidad específica, criterio U. S. B. R. Tomado de Bureau of Reclamation, Selecting Reaction Turbines.

TURBINA FRANCIS

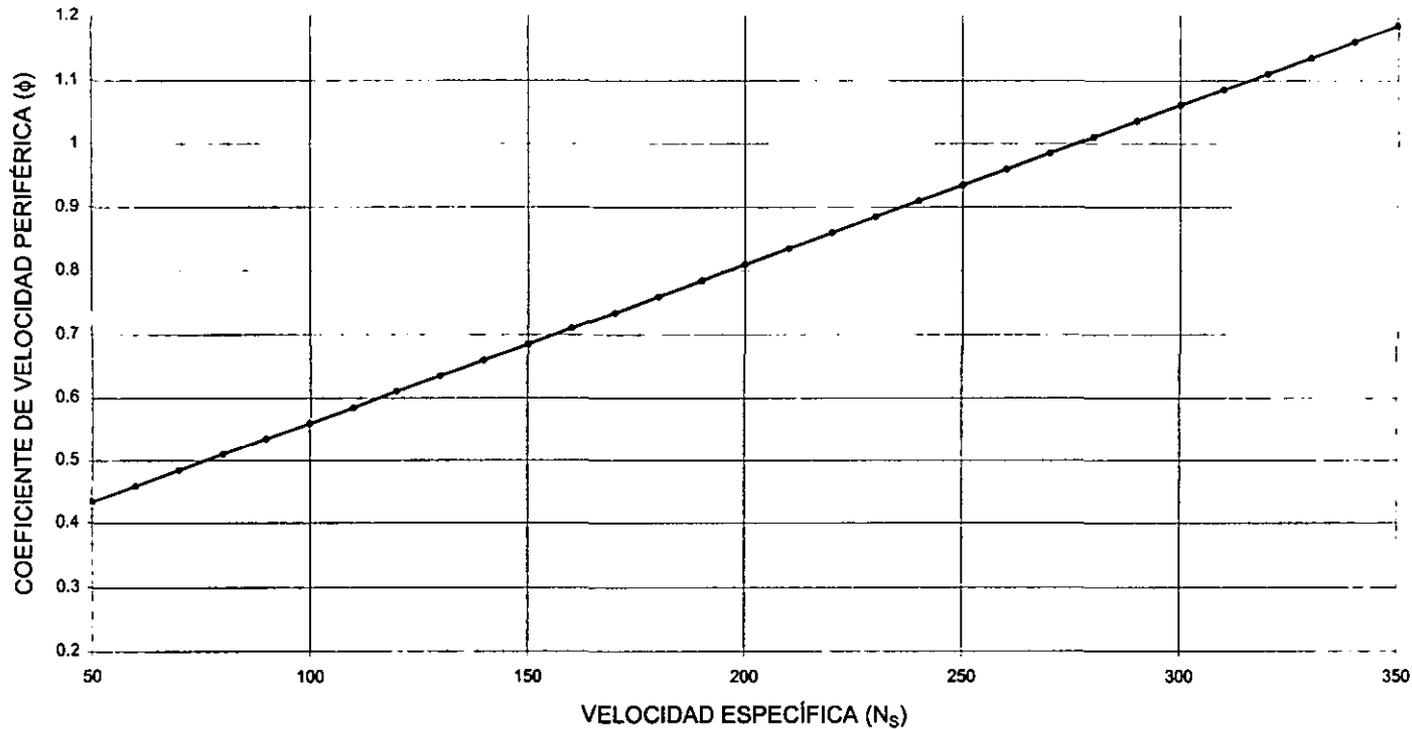


Figura 4.27 Velocidad específica N_s – Coeficiente de velocidad periférica ϕ . (Turbinas Francis).

N_s Unidades métricas con potencia en KW.

Tomado de Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977.

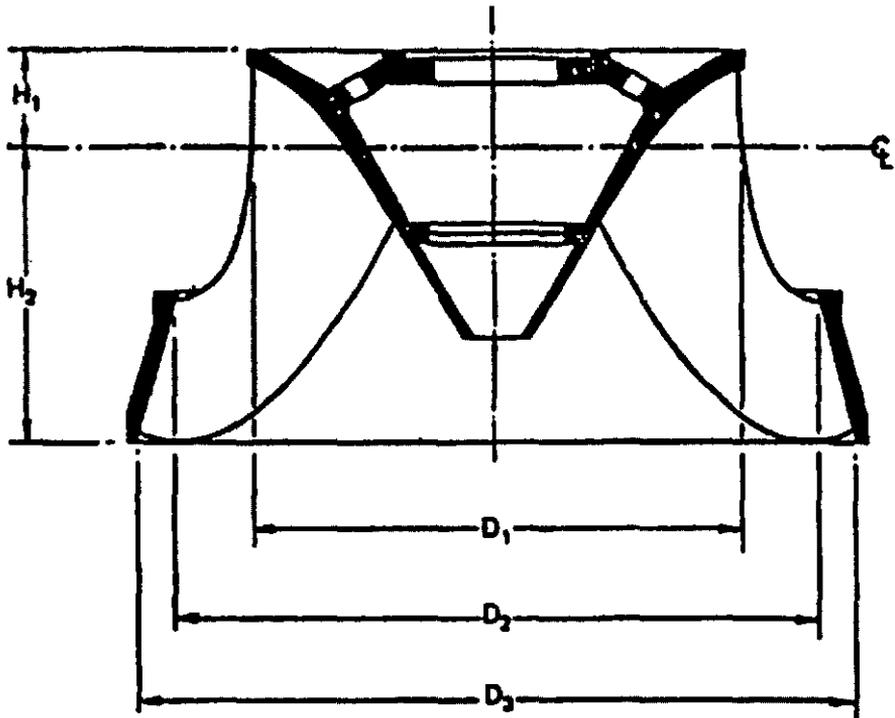


Figura 4.28 Dimensiones del rodete de una turbina Francis. Criterio U.S.B.R.
(Revista Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977)

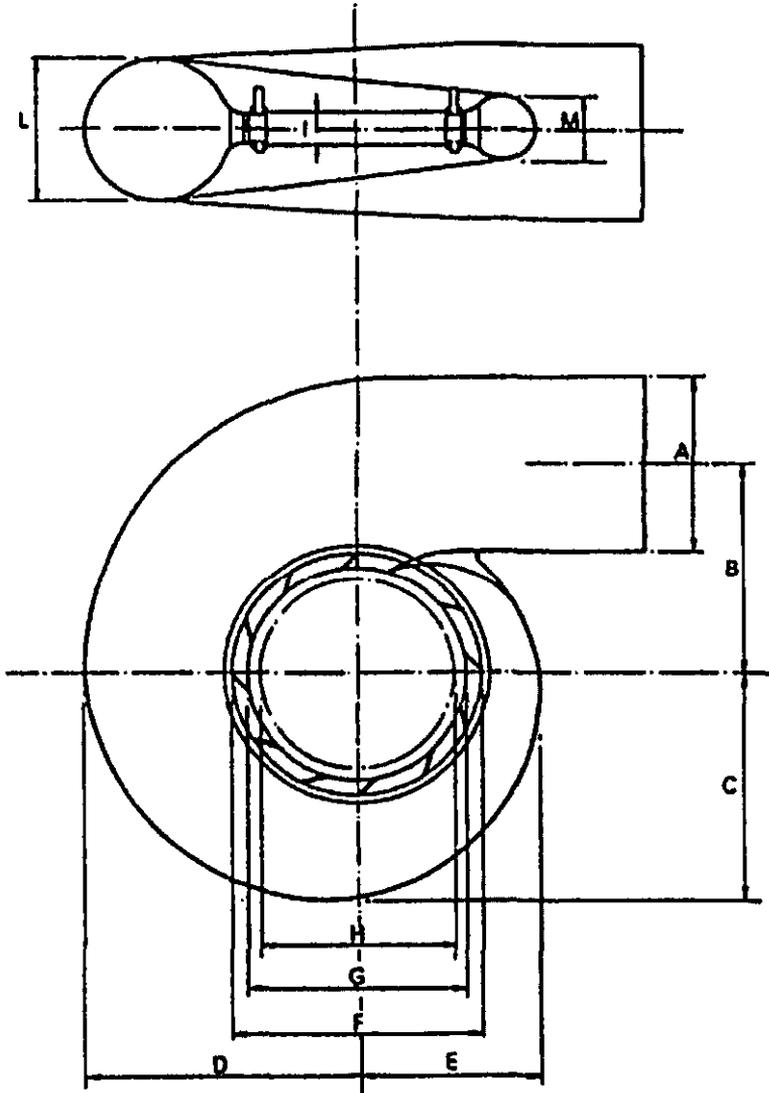


Figura 4.29 Dimensiones de la carcasa de una turbina Francis. Criterio U.S.B.R.
(Revista Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977)

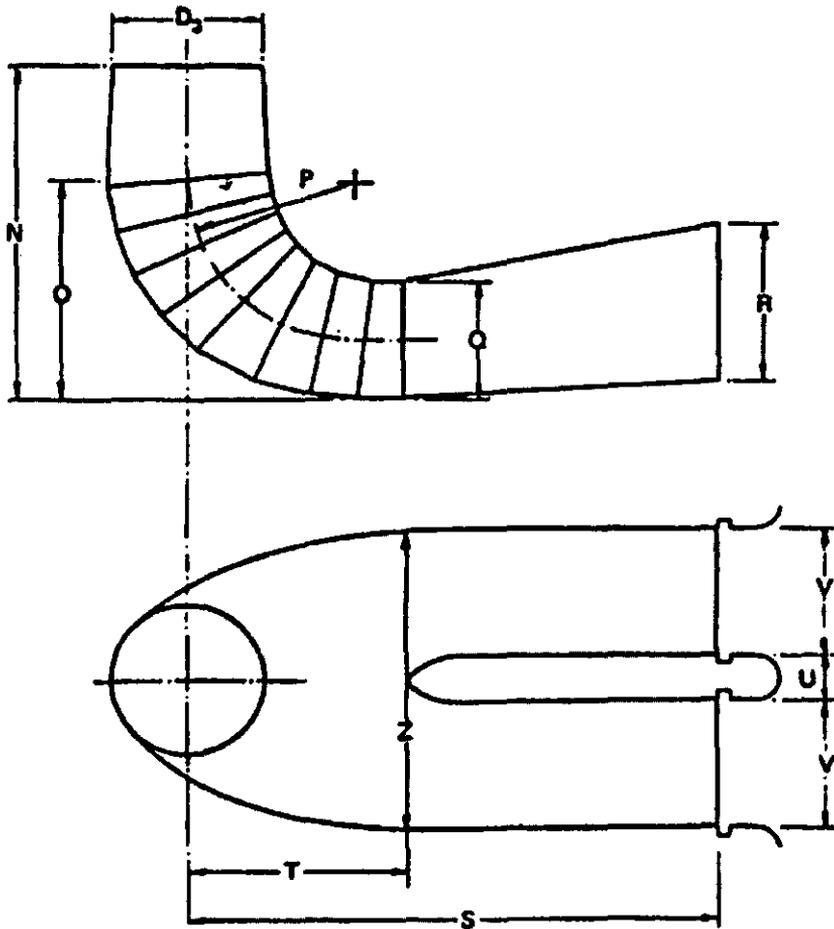


Figura 4.30 Dimensiones del tubo de aspiración de una turbina Francis. Criterio U.S.B.R. (Revista Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977)

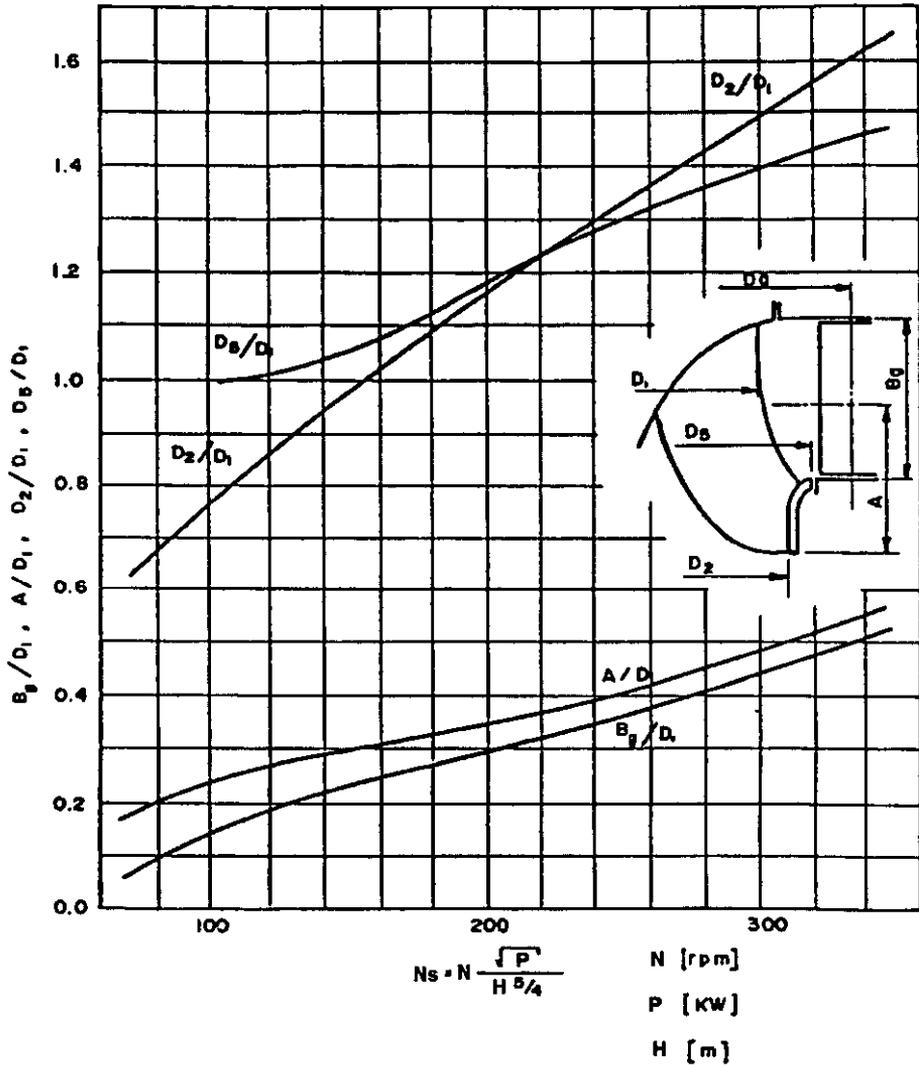


Figura 4.31 Perfil del rodete de una turbina Francis. Criterio C.F.E.
 Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
 Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.

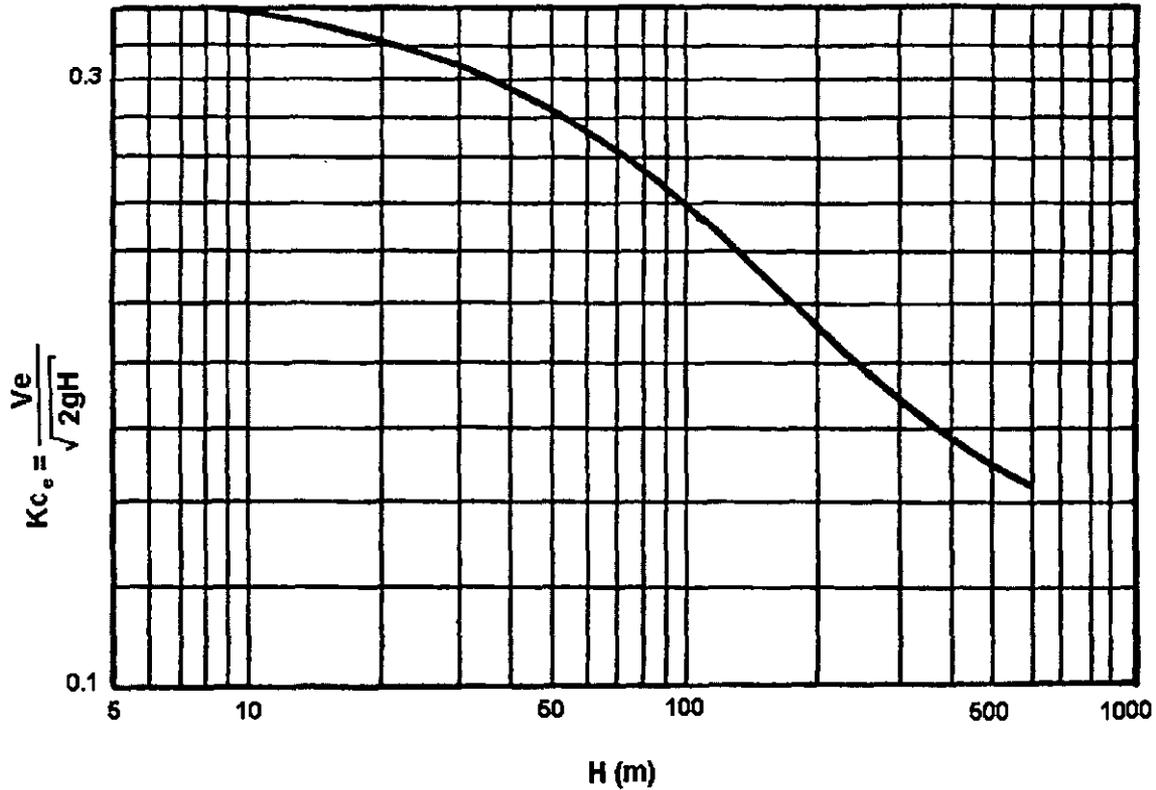


Figura 4.32 Coeficiente de velocidad del agua a la entrada de la espiral de las turbinas de reacción.
Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982

$$De_1 = 0.975 De$$

$$De_2 = 0.8 De$$

$$De_3 = 0.62 De$$

$$De_4 = 0.42 De$$

$$M = R_s + \frac{De_1}{2}$$

$$a = R_s + De_1$$

$$b = 0.995 R_s + De_2$$

$$c = 0.988 R_s + De_3$$

$$d = 0.98 R_s + De_4$$

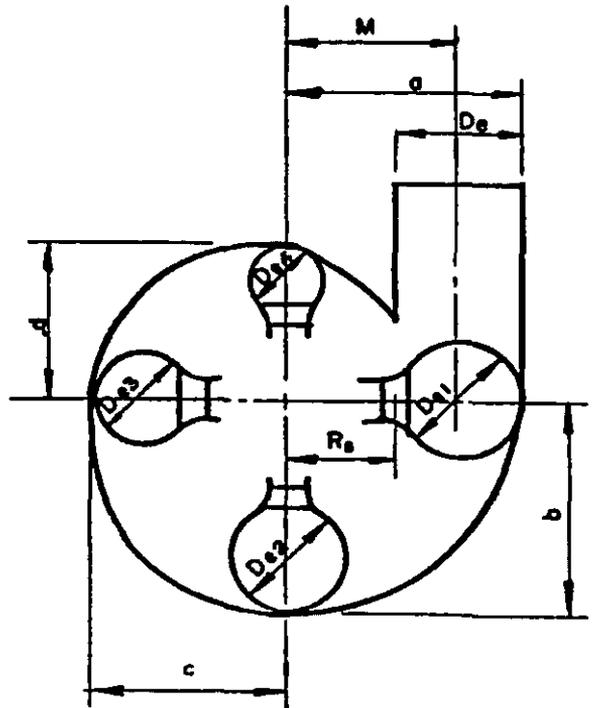


Figura 4.33 Proporciones de la carcasa espiral. Criterio C.F.E.
Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982

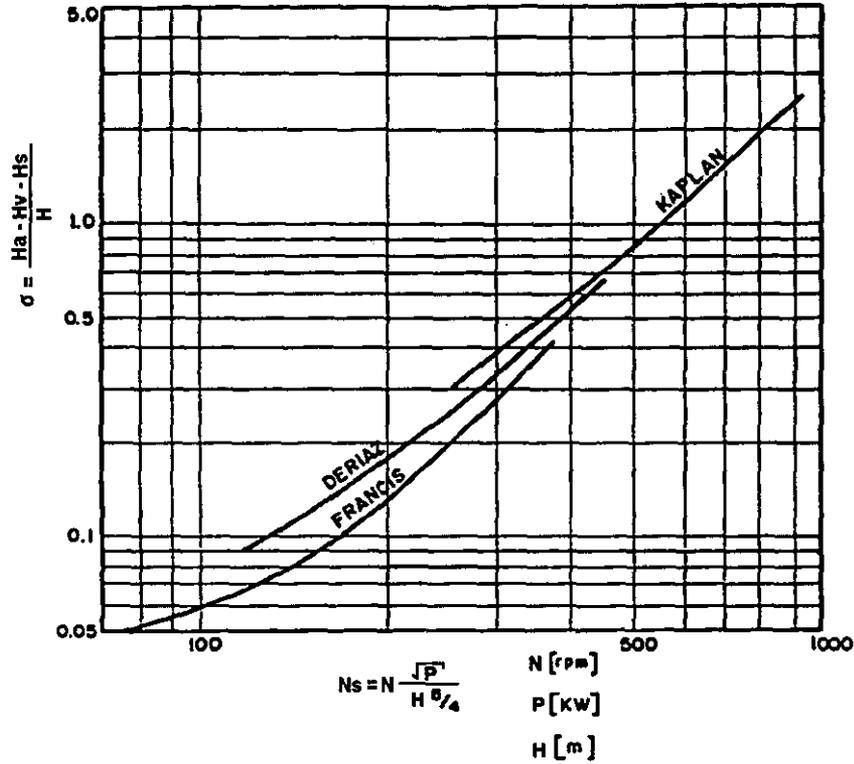


Figura 4.34 Límites de cavitación para turbinas.
 Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
 Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.

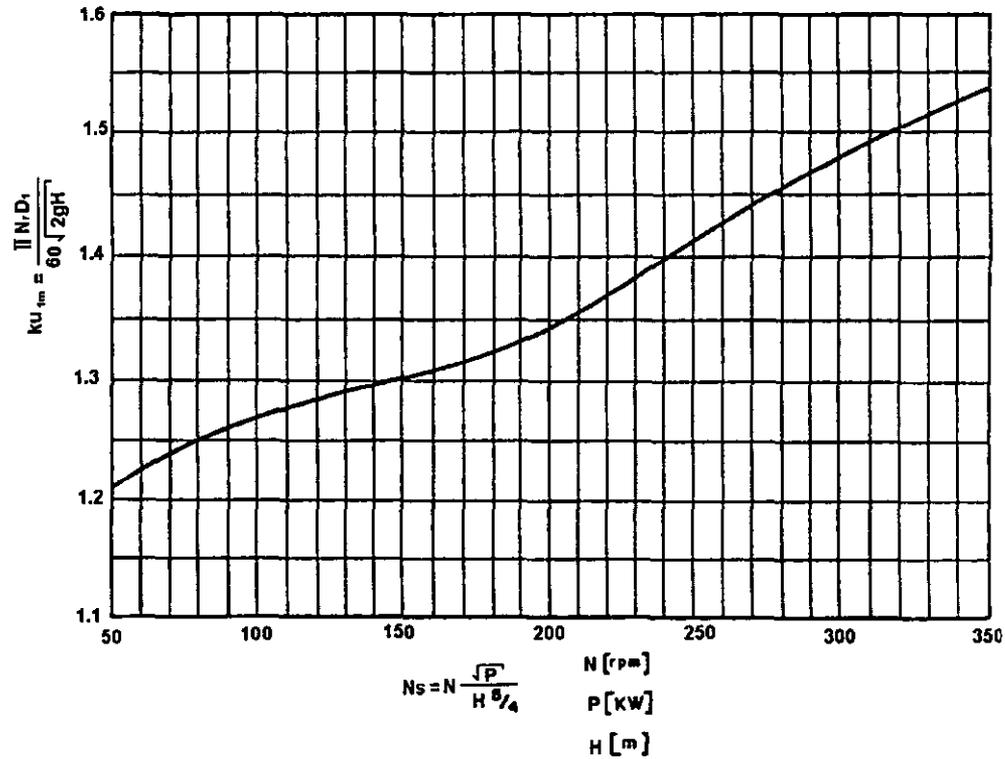


Figura 4.35 Coeficiente de velocidad periférica de desboque para una turbina Francis en función de la velocidad específica.
 Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
 Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.

CAPÍTULO 5

TURBINA KAPLAN

5. TURBINA KAPLAN.

5.1. Características.

La turbina Kaplan debe su nombre al ingeniero Victor Kaplan (1876-1934), nacido en la ciudad de Brno, Imperio Austro-Húngaro, hoy Checoslovaquia, quien concibió la idea de corregir el paso de los álabes automáticamente con las variaciones de 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 puede producirse en las condiciones de máxima acción, cualesquiera que sean los requisitos de gasto, o de carga. Se logra así mantener un rendimiento elevado a diferentes valores de potencia, característica fundamental para un rodete 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 la 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 la potencia.

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

Para una determinada carga la turbina Kaplan y por tanto de potencia, permite aumentar el gasto por unidad, además de mantener un 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 de forma aislada.

En la actualidad lo más frecuente es la interconexión de plantas controladas por un Control Central, por 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 Jhon Day, sobre el río Columbia, en Washington, E. U., con una potencia de 159,000 KW, así como también las "Nohal Tampella" que se encuentran sobre el río Lule en Suecia, con una potencia de 182,000 KW por unidad, con un gasto de 520 m³/s por unidad bajo 39 m de carga.

La velocidad específica de la turbina Kaplan es alta, en virtud de que la carga es pequeña con relación al caudal que es muy grande. En el sistema métrico, la velocidad específica llega a variar de $N_s = 300$ a $N_s = 1000$.

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 del gasto de la turbina, debido a las 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 preste mucha atención en los estudios analíticos.

En la figura 5.1 se observa un esquema de una turbina Kaplan en el cual se pueden observar algunos de sus elementos constitutivos.

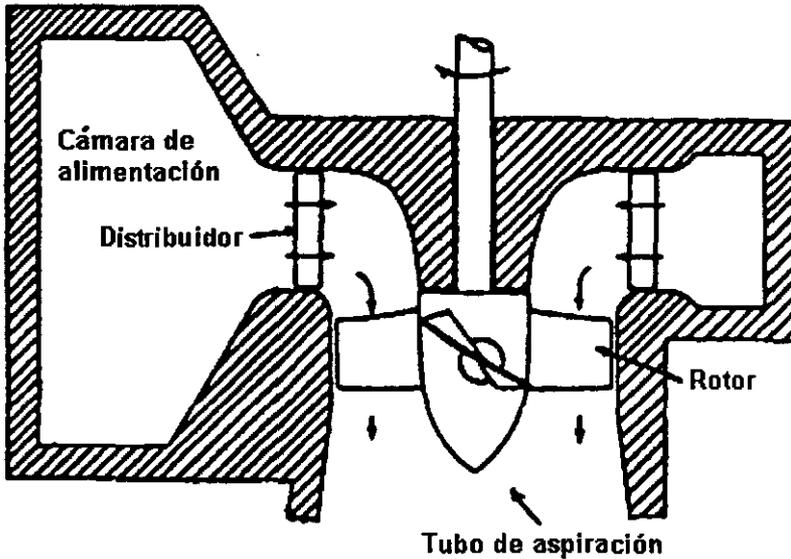


Figura 5.1 Esquema de una turbina Kaplan.

A continuación se presentan las principales características de las turbinas Kaplan:

1. La turbina Kaplan es una turbina de reacción y su flujo principal 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 cargas pequeñas, y algunas veces medianas. Las tres características esenciales que le han hecho insustituible para tales casos son:
 - Dimensiones reducidas.
 - Velocidad específica relativamente elevada.
 - Eficiencia alta con cargas variables.

4. El rodete cuenta con 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 disminuye las pérdidas e imprime mayor velocidad al agua. Ello permite reducir los diámetros del rodete alcanzando por consiguiente mayores velocidades que sobrepasan el doble de las que se consiguen en las turbinas Francis de carga baja.
6. Como consecuencia de la movilidad de los álabes se obtienen 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 precede al distribuidor, cuyos álabes directores 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 cargas pequeñas, la entrada del agua a la turbina se efectúa a través de la cámara abierta bajo presión. En este último caso, la cámara se construye de concreto. Para cargas más elevadas la carcasa se hace de placa de acero, en una forma similar a las carcasas Francis. Estas carcasas se revisten total o parcialmente con concreto.
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 avenidas máximas con el fin de protegerlo. Sobre la cruzeta 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 huecas, para poder alojar todos los elementos de regulación que accionaran los álabes del rodete situados en el cubo de la turbina.

Las turbinas Kaplan normalmente se instalan con el eje en posición vertical, pero también pueden ser colocadas en forma horizontal y hasta inclinadas (Fig. 5.2 y 5.3).

Un montaje característico de este tipo de turbinas, conjuntamente con el alternador, constituye los llamados grupos bulbo, propios de las centrales mareomotrices; o los grupos pozo, utilizados para el máximo aprovechamiento de las corrientes de agua con muy poca carga. En ambas disposiciones, la cámara y el tubo de aspiración constituyen un solo conducto (Fig. 5.4).

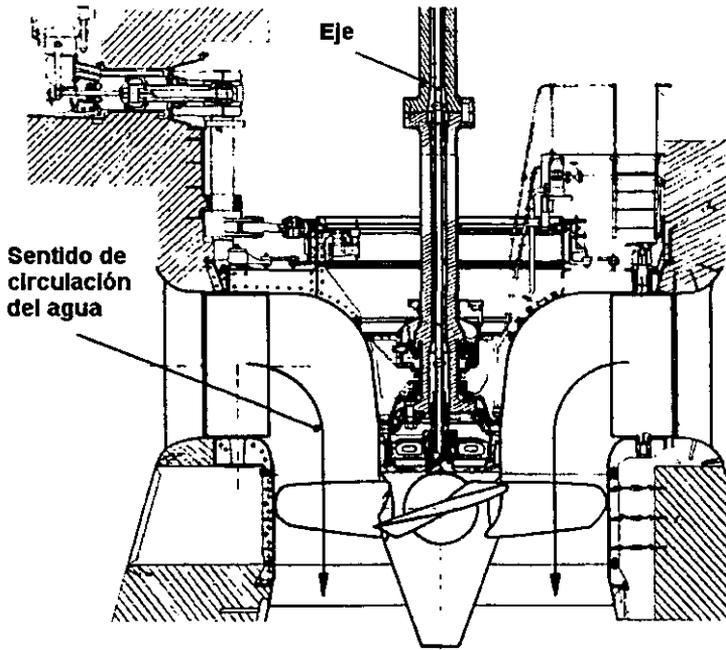


Figura 5.2 Turbina Kaplan de eje vertical.

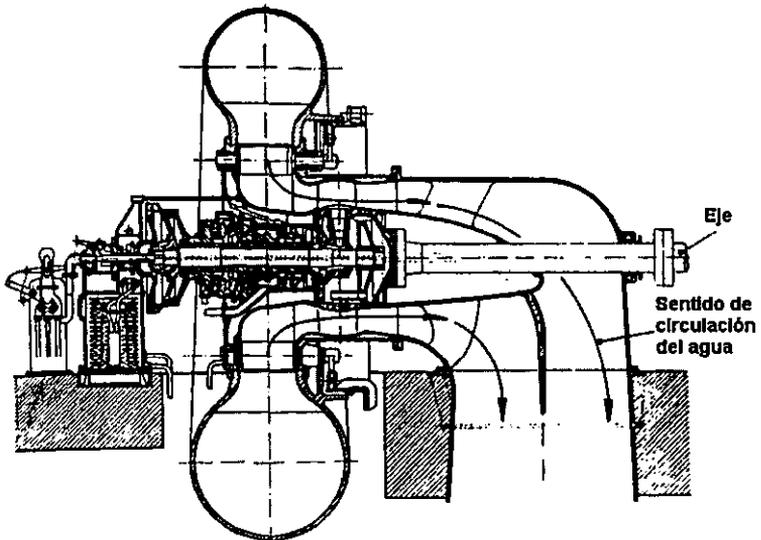


Figura 5.3 Turbina Kaplan de eje horizontal.

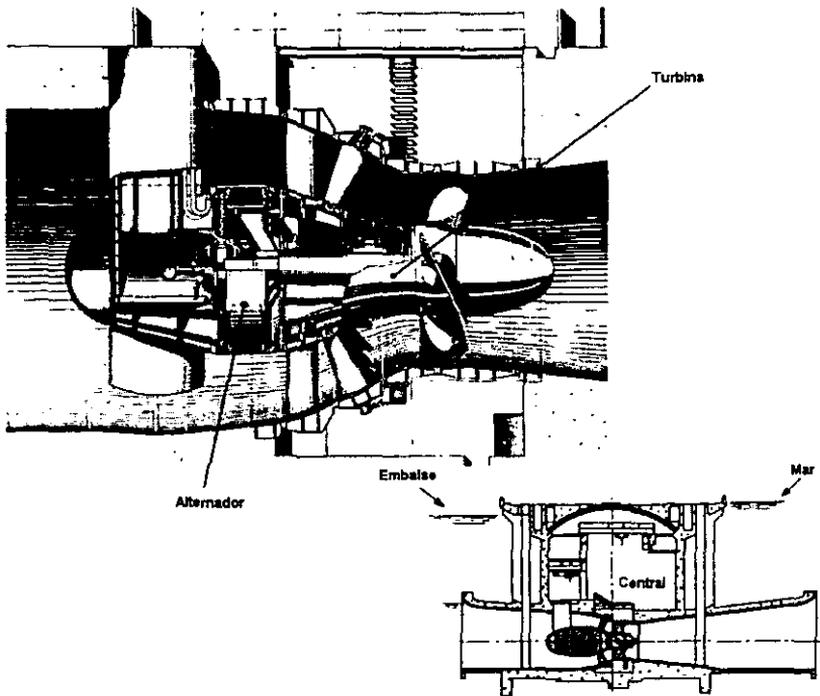


Figura 5.4 Detalle de la colocación de un grupo bulbo.

5.2. Componentes de la turbina Kaplan.

Los componentes principales de una turbina Kaplan son:

5.2.1. La carcasa, caja espiral o caracol.

Es un conducto en forma de caracol que circunda a la máquina, el cuál recibe el agua de la tubería de llegada y le 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 o de concreto. El agua pasa del caracol, al distribuidor guiada por los álabes directores fijos a la carcasa, que forman las aberturas de acceso.

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

Con la finalidad de que las pérdidas de carga no afecten mucho, se procura tener una velocidad de en la tubería de alimentación relativamente baja del orden de 2 a 6 m/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 o hierro colado, placa atornillada o soldada y también de concreto armado, simple o blindado con placa para evitar fugas, aunque suele ser de concreto en muchos casos, debido a la gran capacidad del gasto que admite la turbina Kaplan.

5.2.2. Distribuidor de una turbina Kaplan.

El distribuidor 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 eficaz de energía.

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

El distribuidor está constituido por una serie de álabes directores en forma de persiana circular, cuyo paso se puede modificar con la ayuda del 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, desde valores máximos hasta un valor cero en posición cerrada. En el distribuidor se transforma parcialmente la energía de presión en energía cinética.

Las principales funciones del distribuidor son:

- Servir como válvula de emergencia.
- Permitir el mínimo de pérdida de carga en cualquier posición, principalmente cuando está abierto.
- Provocar un estancamiento del agua en su posición de cierre; este requisito no es absolutamente indispensable, ya que existe un dispositivo de seguridad, una válvula de mariposa o globo, a la entrada de la turbina.
- Debe contener un sistema de comando que requiere una fuerza de maniobra mínima y la presencia de un dispositivo de seguridad que permita el cierre del distribuidor en caso de bloqueo de un álabe director por algún cuerpo extraño.

- Permitir un mantenimiento fácil con el máximo de comodidad para su desmontaje.

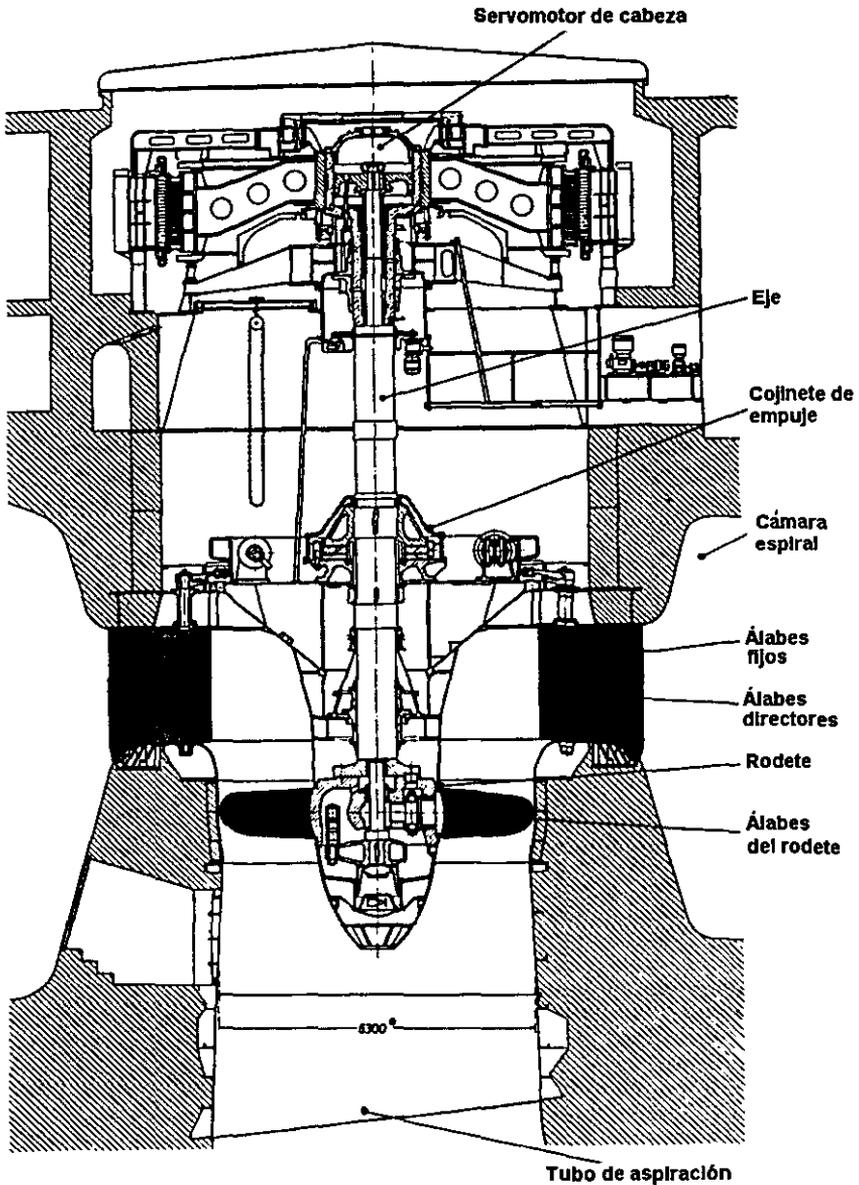


Figura 5.5 Componentes de una turbina Kaplan.

5.2.3. Rodete móvil o rotor de una turbina Kaplan.

Se asemeja a la hélice de un barco y está formado por un número determinado de álabes (de 2 a 4 para cargas de pequeña altura y de 5 a 8 cuando la carga es mayor) dentro del campo de aplicación de las turbinas Kaplan. Estos álabes están acoplados en un plato perpendicular al eje de la máquina, de cuyo plato arrancan siguiendo la dirección axial, tomando en forma progresiva un alabeo y se abren hacia la dirección radial, con lo que el conjunto presenta una forma abocardada, más acentuada cuanto mayor sea la acción axial exigida a la turbina. Los álabes se sujetan en su extremo final por una abrazadera en forma de anillo para dar rigidez al conjunto. Los álabes del rotor tienen perfil de ala de avión y desarrollo helicoidal. El perfil de ala de avión permite obtener una acción útil del agua sobre el álabe en el movimiento que aquella tiene respecto a éste.

Los álabes mantienen una inclinación fija, cuando están rígidamente unidos al núcleo del rodete formando una pieza única en un mismo bloque, por fundición, soldadura o acoplamiento mecánico; la turbina recibe entonces el nombre de turbina hélice. Su instalación es recomendable en centrales que funcionan con carga y caudal casi constante. Se recurre al procedimiento de acoplamiento mecánico, cuando los álabes han de colocarse con la inclinación correcta en función de las pruebas hidráulicas que se realicen durante su montaje o por preverse su posible adaptación a nuevas condiciones de carga y gasto.

Solamente se denominan turbinas Kaplan, cuando todos y cada uno de los álabes del rodete están dotados de libertad de movimiento, es decir, cuando pueden orientarse dentro de ciertos límites, girando al mismo tiempo y de forma uniforme sobre los asientos respectivos situados en el núcleo, llamado también cubo del rodete, adopta posiciones de mayor o menor inclinación a este último según ordenes recibidas del regulador de velocidad (Fig. 5.6 y 5.7).

El cubo del rodete tiene un diámetro del orden del 40 al 50 % del diámetro total al extremo de los álabes y su robustez se justifica por razones de resistencia mecánica. También porque debe alojar en su interior el mecanismo de regulación del paso de los álabes del rotor. Por otra parte, el juego entre los álabes y el cubo se reduce al mínimo, además de contener los soportes para cada uno de los gorriones de los álabes así como las palancas de mano, bielias, crucetas y todo el varillaje de regulación.

Tanto los rodetes de hélice como los Kaplan, se construyen de aleaciones especiales y en la actualidad se tiende al empleo del acero inoxidable, pues si bien su precio inicial puede ser elevado, queda amortizado a través del tiempo al disminuir las reparaciones por el deterioro ocasionado por los efectos principalmente de cavitación.

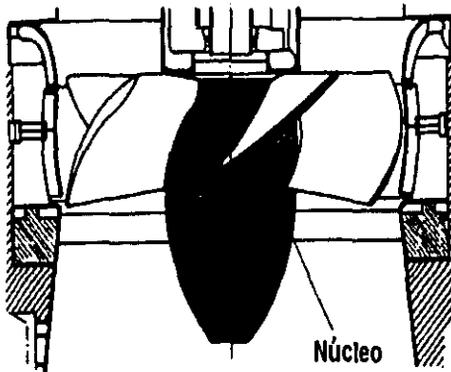


Figura 5.6 Núcleo o cubo del rodete de una turbina Kaplan.

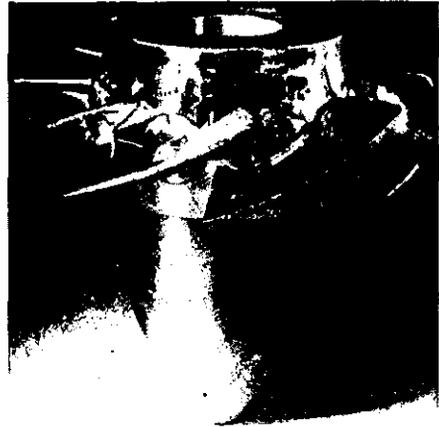


Figura 5.7 Rodete de una turbina Kaplan.

No se debe olvidar que, para la reparación de una máquina como ésta, además del costo de materiales y equipos a utilizar, horas-hombre entre otros, deben tomarse en cuenta las horas en que deberá estar parada, lo que repercute en el rendimiento económico del conjunto de la instalación.

Por tales consideraciones, hoy en día se usa acero inoxidable en la mayoría de los rodetes de cualquier tipo, aleación formada por hierro, cromo, níquel y carbono como principales componentes y, en menor porcentaje, silicio, molibdeno, cobre, tungsteno (volframio) y otros.

5.2.4 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 desliza sobre dos guías. Una de estas guías está situada en el cubo sobre la cruceta; la otra, en el eje hueco, dejando al 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 está 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 esta 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, obteniendo de esta manera un cierre hermético seguro.

A las turbinas Kaplan también se les conoce como turbinas de doble regulación, por intervenir el proceso al unísono, tanto sobre los álabes del distribuidor, como sobre los del rodete, con base a una correspondencia o ley de conjugación entre posiciones de álabes del rodete respecto a las del distribuidor, que depende de las condiciones de carga. Con este procedimiento se consiguen elevados rendimientos, incluso para cargas bajas y variables, así como en el caso de fluctuaciones importantes de gasto.

Los álabes directores del distribuidor se gobiernan de forma análoga a como se realiza en las turbinas Francis. En algunos tipos muy avanzados de turbinas Kaplan se ha llegado a prescindir del distribuidor, actuando la regulación solamente sobre los álabes del rodete.

Se distinguen tres sistemas de gobierno de los álabes del rodete, dependiendo de la situación del servomotor de accionamiento de las mismas sobre distintas zonas del eje del grupo. Así se tienen los siguientes:

Servomotor de cabeza.

Está instalado en el extremo superior del eje de la turbina y del alternador (ver figura 5.5).

Servomotor intermedio.

En este caso está situado en la zona de acoplamiento de los ejes de la turbina y del alternador (Fig. 5.8).

Servomotor en núcleo.

Está alojado en el propio núcleo del rodete (Fig. 5.9). Actualmente se tiende al empleo de este sistema, ya que se reducen las dimensiones y el número de determinados elementos mecánicos que, en otros sistemas, realizan la interconexión entre el servomotor y los ejes de los álabes del rodete.

Los enlaces de aceite, entre regulador y servomotor, en el segundo y tercer sistema, se realizan mediante conductos concéntricos dispuestos en el interior del eje del grupo.

Existen turbinas en las que los álabes del rodete se pueden orientar con mecanismos accionados por un motor eléctrico y reductor de velocidad, colocados en el interior del eje. En la periferia de éste, se llevan a efecto las conexiones eléctricas, situando convenientemente anillos colectores y escobillas.

El interior del núcleo en los rodets Kaplan, está lleno de aceite, a fin de producir la estanqueidad necesaria que evite el paso del agua a través de los ejes de los álabes.

Tanto en el caso de las turbinas de hélice como Kaplan, los álabes del rodete están situados a un nivel más bajo que el distribuidor, de modo que la corriente de agua que fluye por éste incide sobre dichos álabes en su parte superior, en dirección paralela al eje de la turbina.

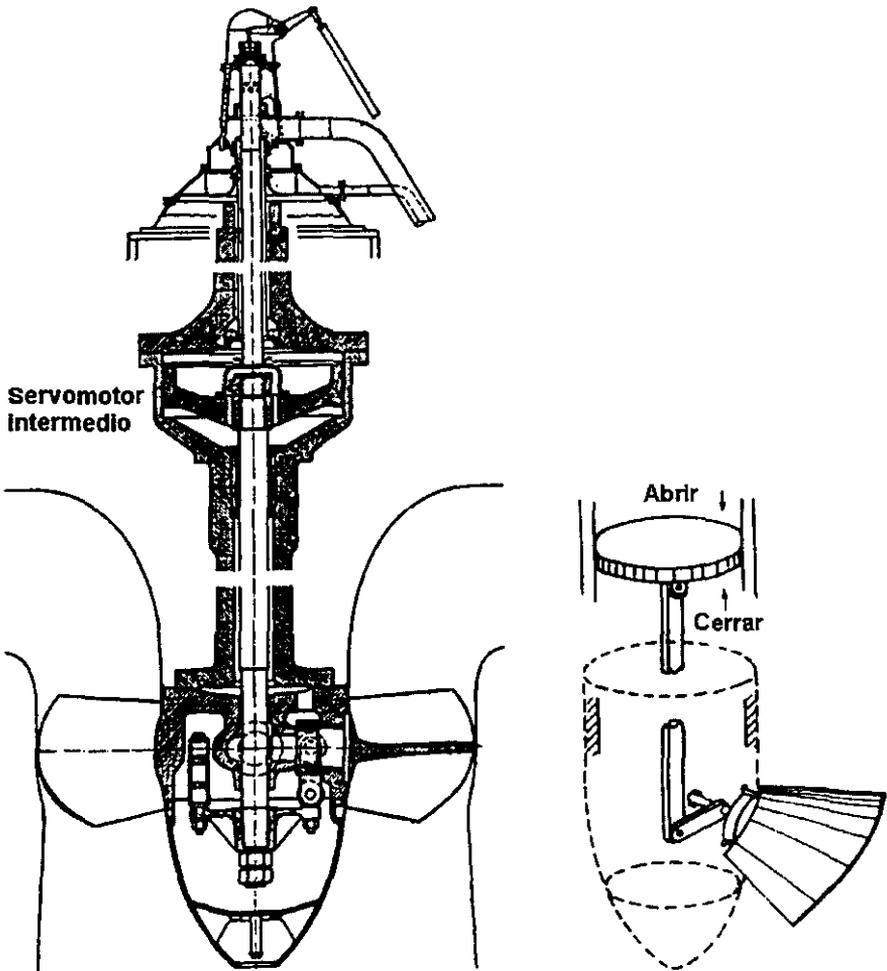


Figura 5.8 Accionamiento de los álabes del rodete de una turbina Kaplan.

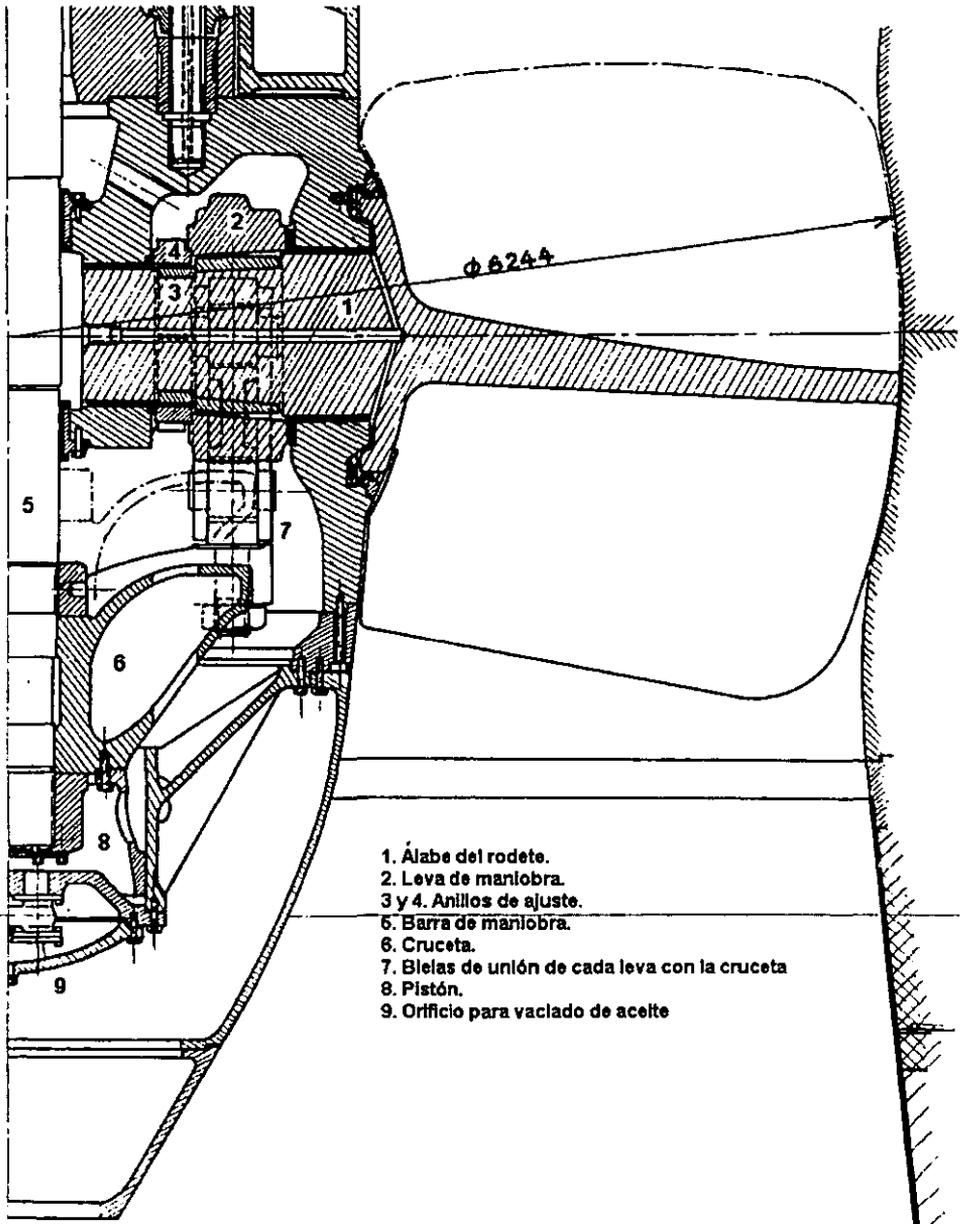


Figura 5.9 Mecanismos de accionamiento de los álabes de una turbina Kaplan, con servomotor en el núcleo.

5.2.4. *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 de presión hasta el valor de la presión atmosférica. Se tiene así una presión más baja que la atmosférica a la salida del rodete y, por tanto, un gradiente de presión dinámica más alto a través del rodete.

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

Por otra parte, como la presión de salida del ducto es la atmosférica, se tiene en el origen del mismo, a la salida del rotor, una presión inferior a la atmosférica que da 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.

Un diseño más cuidadoso del tubo de desfogue en las turbinas Kaplan 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 acodado (la sección es cónica elíptica rectangular), aunque también puede ser cónica (tubo Moody).

En general las funciones principales del tubo de desfogue 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. Obtener una presión menor a la atmosférica (la presión es negativa).
3. Permite descargar el agua, de la salida del rodete de la turbina, hacia el canal aguas debajo de la instalación.
4. Si por razones de explotación (o de cavitación) por ejemplo la turbina se instala 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.

5.2.5. 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 figura 5.10. Se incluye un tramo de la tubería de presión que alimenta a la máquina, aún cuando no forma parte de la turbina, pero con la 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 de flujo estable.

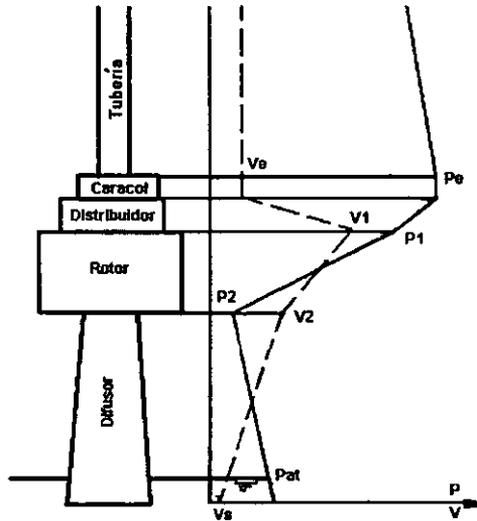


Figura 5.10 Esquema de la variación de la presión y la velocidad del agua en los diferentes órganos de una turbina de reacción.

La velocidad en la tubería de presión es del orden de 5 m/s y nunca debe exceder los 6 m/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 la ecuación de la energía.

La energía del fluido se mantiene constante en el caracol y en toda la zona periférica del distribuidor, por razones de equilibrio dinámico. A través de los portillos direccionales pasa el agua 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 el agua ataca a los álabes del rotor con una velocidad V_1 y una presión p_1 . En su paso 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, incrementando ligeramente la presión. El agua termina su recorrido por el conducto cerrado, que inició en el nivel de aguas arriba del embalse, descargando en el tubo de desfogue o bajo el 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 un valor de $(p_{atm} - p_2)$.

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

5.2.6. 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 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.

Por ejemplo, si la demanda de energía se reduce, el generador debe disminuir la producción, dicho de otra forma, exige menor potencia a la turbina. Si en este caso se mantuviera, 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: $P = \eta\gamma QH$.

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 reduce o aumenta el número de revoluciones con que estuviese trabajando antes de que se produzca la variación. Esto es posible graduando convenientemente la entrada de agua, para que al aumentar o disminuir el gasto se disponga en cada momento de la potencia requerida y con ello se obtenga 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 éste trabajando.

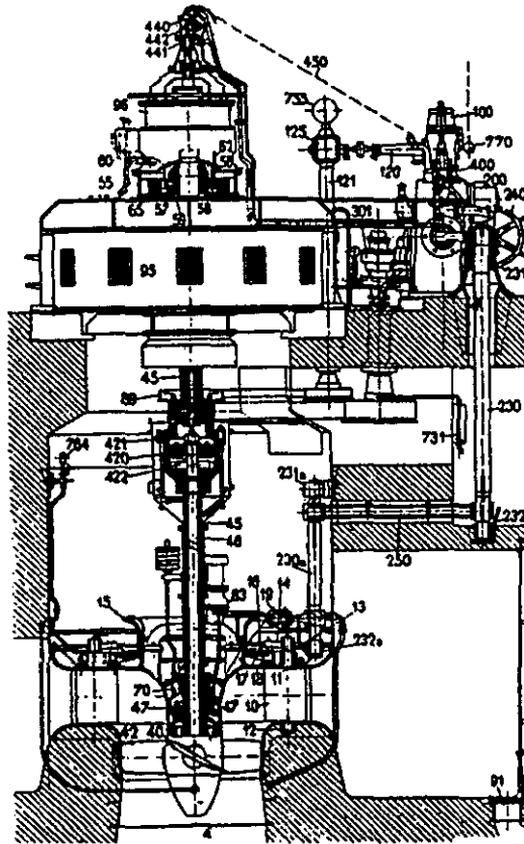


Figura 5.11 Turbina Kaplan con su regulador que actúa sobre los álabes del distribuidor.

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 de la carga, las turbinas Kaplan exigen que los álabes del rodete puedan moverse para recibir la inclinación conveniente para tal objeto. También es necesario abrir o cerrar el distribuidor para aumentar o disminuir el caudal que pasa por el rodete y cede su energía potencial a la turbina. Por lo tanto,

el regulador debe actuar sobre los álabes del distribuidor y sobre los del rodete. El movimiento del distribuidor se realiza por medio de los ejes de regulación, (componente 230, 230a y 250 de la figura 5.11), que mueven el anillo y con él los álabes distribuidores.

Estos ejes y barras se mueven por medio del 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 (componente 441 y 442 de la misma figura), la primera en la apertura y la segunda en el cierre. En el propio árbol citado y debajo del alternador se halla situado el servomotor para el movimiento de los álabes del rodete y cuyo mecanismo de giro de los álabes se acciona por una barra (componente 46). Los componentes 421 y 422 de la figura representan respectivamente, los cilindros de apertura y de cierre. Se trata pues, de una regulación doble y con ella se logra el objetivo perseguido.

5.3 Criterios de selección.

Se presentan los criterios de selección para las turbinas Kaplan, al igual que en los capítulos 3 y 4, de acuerdo a los criterios del U. S. Bureau Reclamation y al Manual de Diseño de Obras Civiles de la Comisión Federal de Electricidad.

5.3.1 Criterio U. S. B. R.

Velocidad específica para turbinas tipo hélice o Kaplan.

Los resultados de las investigaciones, realizadas desde el punto de vista estadístico, con mas de 130 turbinas Kaplan construidas en el mundo, muestran las siguientes funciones de correlación entre el valor del rango de la velocidad específica y la carga de diseño y cuya gráfica se presenta en la figura 5.12.

ANO DE FABRICACIÓN.	ECUACIÓN DE CORRELACIÓN.
1960 - 1964	$N'_s = 2096 H_d^{-0.489}$
1965 - 1969	$N'_s = 2195 H_d^{-0.489}$
1970 - 1975	$N'_s = 2419 H_d^{-0.489}$

La velocidad específica esta expresada en el sistema métrico decimal con la potencia expresada en KW.

En la figura 4.26 del capítulo 4 se presenta la tendencia para seleccionar el rango de velocidad específica, según el criterio U. S. B. R., en donde la velocidad específica esta expresada en C. V. para el sistema métrico y en H.P. en unidades inglesas.

Dimensiones de las turbinas Kaplan o hélice.

De igual manera se emplean los resultados del análisis de las turbinas Kaplan más modernas que diferentes fabricantes han construido. Las expresiones de correlación obtenidas para diferentes elementos de éstas están en función del diámetro máximo del rodete D_M expresado en metros y de la velocidad específica N_s dada en el sistema métrico con la potencia en kW. Estos análisis fueron publicados en la revista Water Power and Dam Construction en diciembre de 1977 y enero de 1978.

Tamaño del rodete.

Para determinar las dimensiones principales del rodete, el coeficiente de velocidad periférica ϕ esta definido como:

$$\phi = \frac{D_M \pi N}{60 \sqrt{2g H_d}} \quad (5.1)$$

donde

- D_M , diámetro máximo del rodete, en m.
- N , velocidad sincrona de rotación, en r.p.m.
- H_d , carga neta de diseño, en m.

La función calculada por correlación de los datos disponibles y presentada en forma de gráfica en la figura 5.13 es:

$$\phi = 0.79 + 1.61 \times 10^{-3} N_s \quad (5.2)$$

Para un valor dado de la velocidad específica N_s el diámetro de salida del rodete se puede calcular como:

$$D_M = \frac{84.5 \phi \sqrt{H_d}}{N} \quad (5.3)$$

Las dimensiones del rodete D_m , H_m y H se muestran en la figura 5.14 y se determinan con las funciones de interpolación:

$$\frac{D_m}{D_M} = 0.25 + \frac{94.64}{N_s} \quad (5.4)$$

$$\frac{H_m}{D_M} = 6.94 N_s^{-0.403} \quad (5.5)$$

$$\frac{H_1}{D_M} = 0.38 + 0.0000517 N_s \quad (5.6)$$

Carcasa o caracol.

Los datos disponibles muestran el rango de velocidad específica de 400 a 600 aproximadamente. Se puede adoptar la carcasa de acero o de concreto dependiendo de las características particulares de la planta hidroeléctrica. Este rango de N_s corresponde rigurosamente a un rango de cargas de diseño H_d entre 35 y 15 m.

La carcasa de concreto ha sido adoptada para cargas menores de 15 metros y con potencia de diseño mayor de 70 MW, mientras que la carcasa de acero se utiliza para cargas de diseño mayores de 40 metros con potencias de diseño entre 50 y 100 MW.

Las principales dimensiones de la carcasa se indican en la figura 5.15, como una función de la velocidad específica N_s referidas al diámetro de descarga D_M .

Las funciones de interpolación que permiten determinar las dimensiones de la carcasa de acero o concreto, son las siguientes:

CARCASA DE ACERO.

$$\frac{A_1}{D_M} = 0.40 N_s^{0.20} \quad (5.7)$$

$$\frac{B_1}{D_M} = 1.26 + 3.79 \times 10^{-4} N_s \quad (5.8)$$

$$\frac{C_1}{D_M} = 1.46 + 3.24 \times 10^{-4} N_s \quad (5.9)$$

$$\frac{D_1}{D_M} = 1.59 + 5.74 \times 10^{-4} N_s \quad (5.10)$$

$$\frac{E_1}{D_M} = 1.21 + 2.71 \times 10^{-4} N_s \quad (5.11)$$

$$\frac{F_1}{D_M} = 1.45 + \frac{72.17}{N_S} \quad (5.12)$$

$$\frac{G_1}{D_M} = 1.29 + \frac{41.63}{N_S} \quad (5.13)$$

$$\frac{H_1}{D_M} = 1.13 + \frac{31.86}{N_S} \quad (5.14)$$

$$\frac{I_1}{D_M} = 0.45 - \frac{31.80}{N_S} \quad (5.15)$$

$$\frac{L_1}{D_M} = 0.74 + 8.70 \times 10^{-4} N_S \quad (5.16)$$

$$\frac{M_1}{D_M} = \frac{1}{(2.06 - 1.20 \times 10^{-3} N_S)} \quad (5.17)$$

CARCASA DE CONCRETO.

$$\frac{B_2}{D_M} = \frac{1}{(0.76 + 8.92 \times 10^{-5} N_S)} \quad (5.18)$$

$$\frac{C_2}{D_M} = \frac{1}{(0.55 + 1.48 \times 10^{-5} N_S)} \quad (5.19)$$

$$\frac{D_2}{D_M} = 1.58 - 9.05 \times 10^{-5} N_S \quad (5.20)$$

$$\frac{E_2}{D_M} = 1.48 - 2.11 \times 10^{-5} N_S \quad (5.21)$$

$$\frac{F_2}{D_M} = 1.62 - 3.18 \times 10^{-5} N_S \quad (5.22)$$

$$\frac{G_2}{D_M} = 1.36 + \frac{7.79}{N_S} \quad (5.23)$$

$$\frac{H_2}{D_M} = 1.19 + \frac{4.69}{N_S} \quad (5.24)$$

$$\frac{I_2}{D_M} = 0.44 - \frac{21.47}{N_S} \quad (5.25)$$

$$\frac{L_2}{D_M} = 1.44 + \frac{105.29}{N_S} \quad (5.26)$$

$$\frac{M_2}{D_M} = 1.03 + \frac{136.28}{N_S} \quad (5.27)$$

Tubo de aspiración.

Las dimensiones más importantes del tubo de aspiración se indican en la figura 5.16 y las funciones de interpolación que permiten determinarlas son:

$$\frac{H_i}{D_M} = 0.24 + 7.82 \times 10^{-5} N_s \quad (5.28)$$

$$\frac{N}{D_M} = 2.00 - 2.14 \times 10^{-6} N_s \quad (5.29)$$

$$\frac{O}{D_M} = 1.40 - 1.67 \times 10^{-5} N_s \quad (5.30)$$

$$\frac{P}{D_M} = 1.26 - \frac{16.35}{N_s} \quad (5.31)$$

$$\frac{Q}{D_M} = 0.66 - \frac{18.40}{N_s} \quad (5.32)$$

$$\frac{R}{D_M} = 1.25 - 7.98 \times 10^{-5} N_s \quad (5.33)$$

$$\frac{S}{D_M} = 4.26 + \frac{201.51}{N_s} \quad (5.34)$$

$$\frac{T}{D_M} = 1.20 + 5.12 \times 10^{-4} N_s \quad (5.35)$$

$$\frac{Z}{D_M} = 2.58 + \frac{102.66}{N_s} \quad (5.36)$$

$$\frac{V}{D_M} = 2.91 \quad (5.37)$$

$$\frac{U}{D_M} = 0.15 \quad (5.38)$$

5.3.2 Criterio de la Comisión Federal de Electricidad (C.F.E.).

Selección de las turbinas Kaplan y hélice.

a) La selección de la velocidad de rotación de la turbina requiere:

- Suponer la velocidad específica de acuerdo con la fórmula:

$$N_s = \frac{20000}{H+20} + 40 \quad (5.39)$$

- Calcular la velocidad de rotación N con la ecuación:

$$N = \frac{N_s H^{5/4}}{\sqrt{P}} \quad (5.40)$$

- Determinar la velocidad de la turbina de acuerdo con el número de pares de polos del generador.

$$N = \frac{60 f}{p_p} \quad (5.41)$$

donde:

f , es la frecuencia en Hz.

p_p , es el número de pares de polos.

- Recalcular N_s y revisar que esté dentro de los límites para este tipo de turbinas.

b) Dimensiones principales de la turbina (ver figura 5.17)

– Número de álabes del rotor.

- Con la velocidad específica N_s y la carga de diseño H , determinar el número de álabes del rotor Z_r según la tabla 5.1

H	Z_r	N_s
5-15	4	500-900
10-30	5	390-540
20-40	6	320-420
30-50	7	280-350
50-80	8	250-320

Tabla 5.1 Relación entre la carga de diseño H , velocidad específica N_s y el número de álabes del rotor de una turbina Kaplan.

- Diámetro del rodete.

- Con el número de álabes del rotor Z_r , calcular el parámetro $v = D_m/D_1$, según la tabla 5.2., donde D_1 es el diámetro máximo del rodete y D_m es el diámetro del núcleo del rodete ver figura 5.17.

Zr	4	5	6	7	8
$v = D_m/D_1$	0.44	0.44	0.52	0.56	0.60
D_2/D_1	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975
D_o/D_1	1.0	1.0	1.06	1.06	1.06
D_n/D_1	0.39	0.39	0.45	0.485	0.52
B_g/D_1	0.40	0.40	0.34	0.34	0.34
A_1/D_1	0.45	0.45	0.41	0.41	0.41

Tabla 5.2 Razones entre las principales dimensiones y el diámetro D_1 , para una turbina Kaplan.

- Calcular el coeficiente de velocidad periférica de la turbina ku_1 según la fórmula

$$ku_1 = \frac{0.75}{v} \quad (5.42)$$

- Obtener el diámetro del rodete D_1 , con la ecuación:

$$D_1 = \frac{60 ku_1 \sqrt{2gH}}{\pi N} \quad (5.43)$$

- Redondear el valor de D_1 .
- Las demás dimensiones del rodete se determinan con el valor de D_1 a partir de la tabla 5.2 y la figura 5.17.

- Distribuidor.

- Número de álabes del distribuidor.

$Z_0 =$	16 para $D_1 < 1.5$ m
	20 para $1.5 < D_1 < 3.4$ m
	24 para $3.4 < D_1$

- Diámetro de paso.

$D_g =$	$1.265 D_1$ para $Z_0 = 16$
	$1.205 D_1$ para $Z_0 = 20$
	$1.170 D_1$ para $Z_0 = 24$

- Carcasa.

- Con la carga de diseño se selecciona el tipo de carcasa:

Carcasa semi-espiral de concreto para $H < 20$ m.

Carcasa espiral de placa de acero para $H > 20$ m.

- Las dimensiones de la carcasa semi-espiral de concreto se obtienen a partir de la figura 5.18.
- En el caso de carcasa espiral de placa de acero se requiere calcular:

La dimensión del radio R_s de la carcasa según la ecuación:

$$R_s = 0.617 D_g + 0.05 \quad (5.44)$$

Determinar el coeficiente de velocidad del agua a la entrada de la espiral k_c en la figura 5.19.

Calcular el diámetro del tubo de entrada D_e según la ecuación 5.45 y determinar las dimensiones utilizando la figura 5.20.

$$D_e = \sqrt{\frac{4Q}{\pi k_c \sqrt{2gH}}} \quad (5.45)$$

- Diámetro de la flecha.

$$D_s = 12 \left(\frac{P_{\max}}{N} \right)^{1/3} \quad (5.46)$$

donde

P_{\max} , potencia máxima de la turbina, en kW.
 N , velocidad de rotación de la turbina, en r.p.m.

c) Características de la turbina.

- Características de cavitación.
 - Determinar σ según la figura 4.34 del capítulo 4.
 - Calcular la elevación del eje del distribuidor de la turbina sobre el nivel de desfogue.

$$H_s = (H_a - H_v) - \sigma H_m + A \quad (5.47)$$

donde

H_s , carga estática de aspiración, en m.
 H_a , carga debida a la presión atmosférica, en m.
 H_v , carga equivalente a la presión de vapor, en m.
 H_m , carga máxima de operación de la turbina, en m.
 A , dimensión del rodete, en m. (ver figura 5.17).
 σ , coeficiente de cavitación o coeficiente de Thoma.

- Velocidad de desboque.
 - Determinar los coeficientes de velocidad de desboque r_{n1} operando con combinador y r_{n2} sin combinador de la figura 5.21.
 - Calcular la velocidad de desboque en operación con combinador.

$$N_r = N r_{n1} \quad (5.48)$$

- Calcular la máxima velocidad de desboque sin combinador, según la ecuación

$$(N_r)_m = N r_{n2} \quad (5.49)$$

- Empuje hidráulico.

Obtener el empuje unitario T_{11} en la figura 4.36 del capítulo 4 y calcular el empuje hidráulico T según la ecuación:

$$T = T_{11} D_1^2 H_m \quad (5.50)$$

- Momento polar de inercia.

- Calcular el incremento de presión Δh , en m, con la ecuación

$$\Delta h = 1.3 \left[\lambda + \sqrt{\lambda^2 + 4} \right] \frac{\lambda}{2} \quad (5.51)$$

donde

$$\lambda = \frac{\Sigma L V}{g H_m T_c} \quad (5.52)$$

H_m , carga máxima neta, en m,
 T_c , tiempo de cierre, en s,
 L , longitud de la tubería, en m,
 V , velocidad media en la tubería, en m/s.

- Calcular el momento polar de inercia requerido GD^2 , tomando la velocidad de desboque $(N_r)_m$, de acuerdo a la ecuación

$$GD^2 = 0.9 \left\{ \left[\frac{364 P_{\max} \left(0.25 + \frac{T_c}{2} \right) \left(1 + \frac{\Delta h}{2} \right)^{1.5}}{N^2 (\Delta N)} \right] \frac{\Delta N_r - (\Delta N)^2}{\Delta N_r} \right\} \quad (5.53)$$

donde

G = peso de la masa rotatoria (rodete y rotor), en ton.
 D = diámetro de la masa rotatoria (rodete y rotor), en m.

GD^2 , momento polar de inercia requerido, en ton - m².

ΔN , relación de sobrevelocidad permitida $\frac{N_{\max} - N}{N}$

N_{\max} , máxima velocidad de rotación permitida.

$$\Delta N_r = \frac{N_r - N}{N}$$

N_r , velocidad de desboque.

Tubo de desfogue.

a) Diámetro de entrada D_s .

- Para las turbinas Kaplan el diámetro de entrada es igual al diámetro máximo del rodete, $D_s = D_1$.

b) Otras dimensiones.

- En la figura 5.22 se presentan las proporciones del tubo de desfogue para una turbina Kaplan, válidas para una velocidad específica N_s mayor o igual a 180 en unidades métricas.

c) Velocidad de salida.

- La velocidad del agua a la salida del tubo de desfogue debe ser menor a 2.3 m/s pero mayor de 1 m/s. En caso necesario se debe modificar el área de salida. (Manual de diseño de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia. Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.)

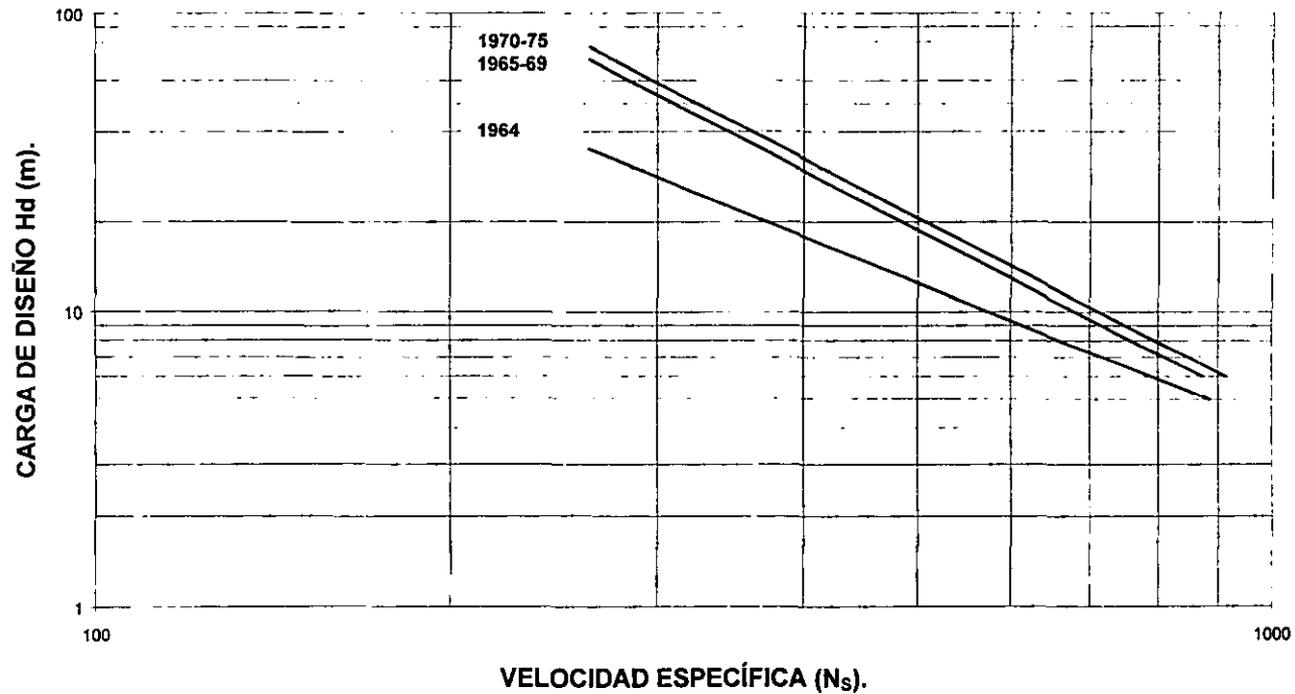


Figura 5.12 Velocidad específica N_s – Carga de diseño Hd. Turbinas Kaplan.
 Unidades métricas con potencia en KW.
 (Revista Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977, enero de 1978)

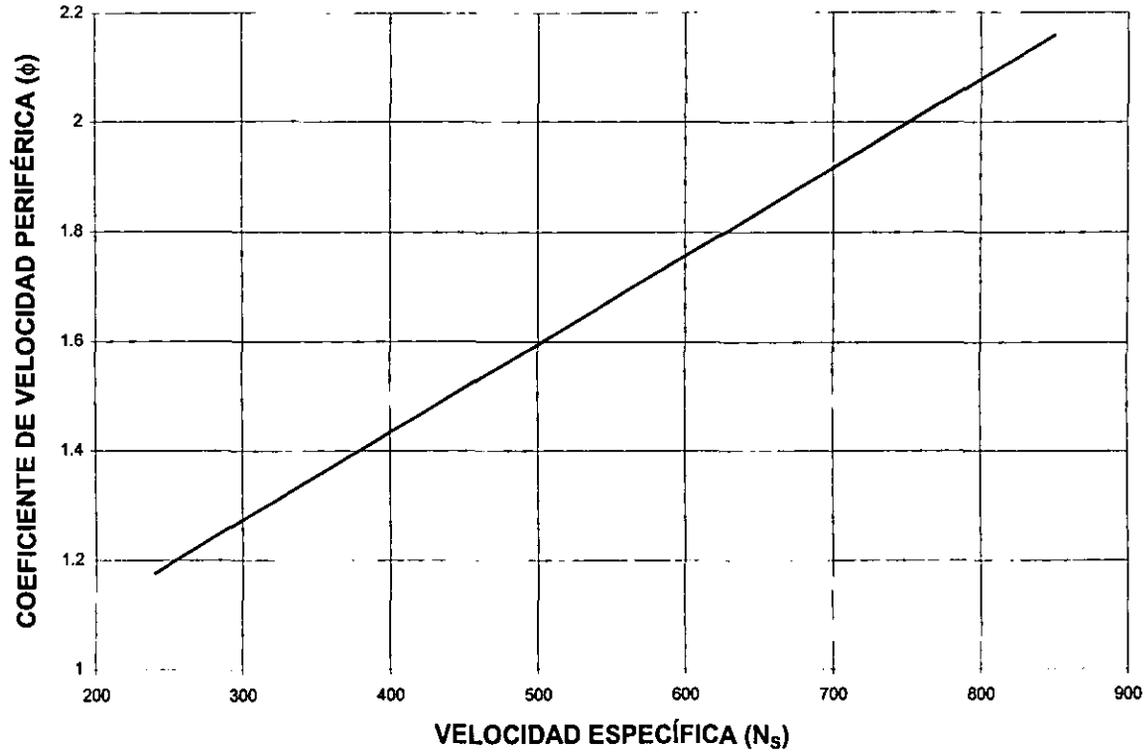


Figura 5.13 Velocidad específica N_s - Coeficiente de velocidad periférica ϕ .
 N_s en unidades métricas con potencia en KW.
 (Revista Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977, enero de 1978)

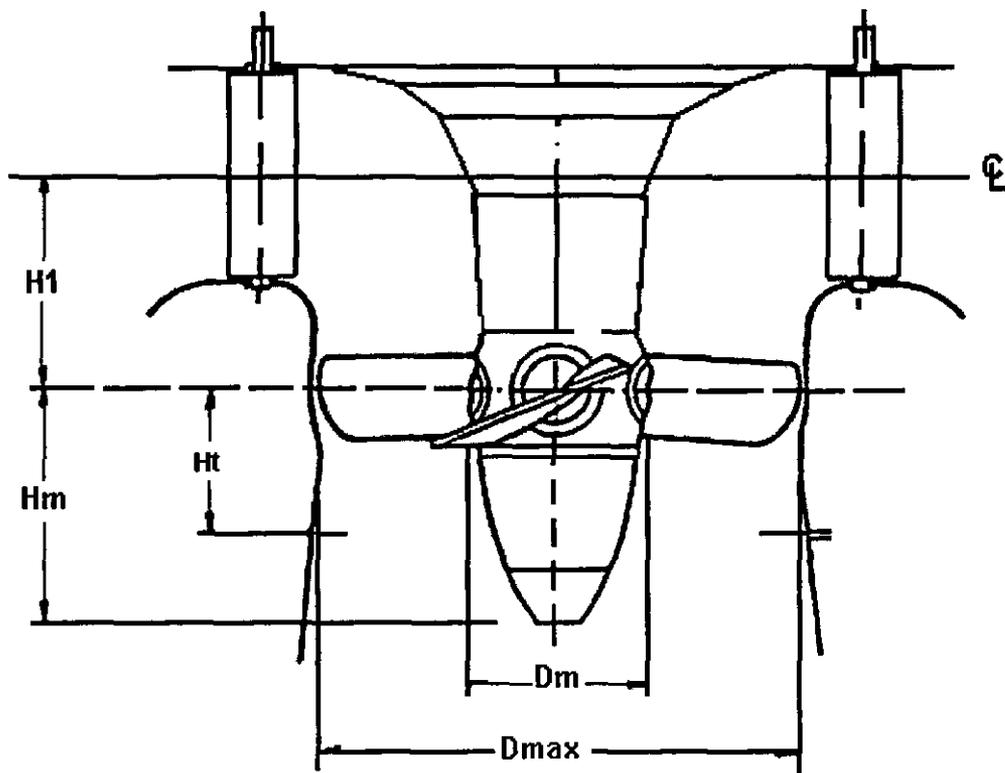


Figura 5.14 Dimensiones del rodete de una turbina Kaplan. Criterio U.S.B.R.
 Tomado de Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977, enero de 1978.

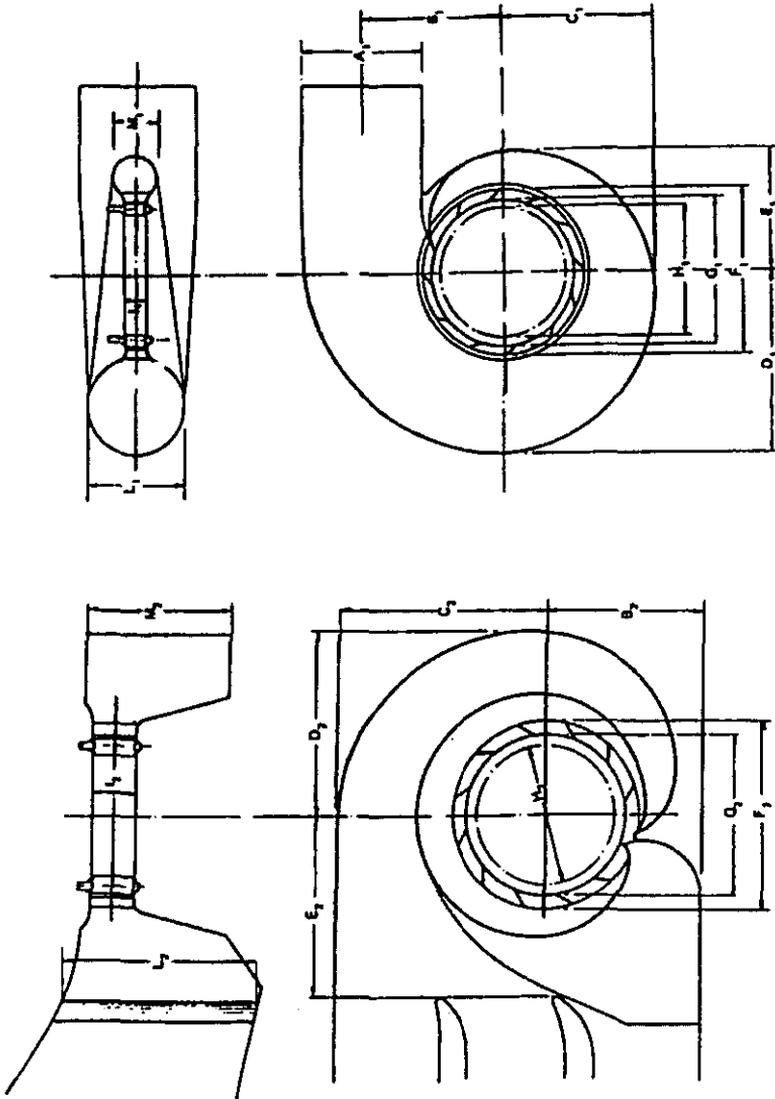


Figura 5.15. Dimensiones de la carcasa de una turbina Kaplan. Criterio U.S.B.R.
Derecha: de acero. Izquierda: de concreto

Tomado de Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, diciembre de 1977, enero de 1978.

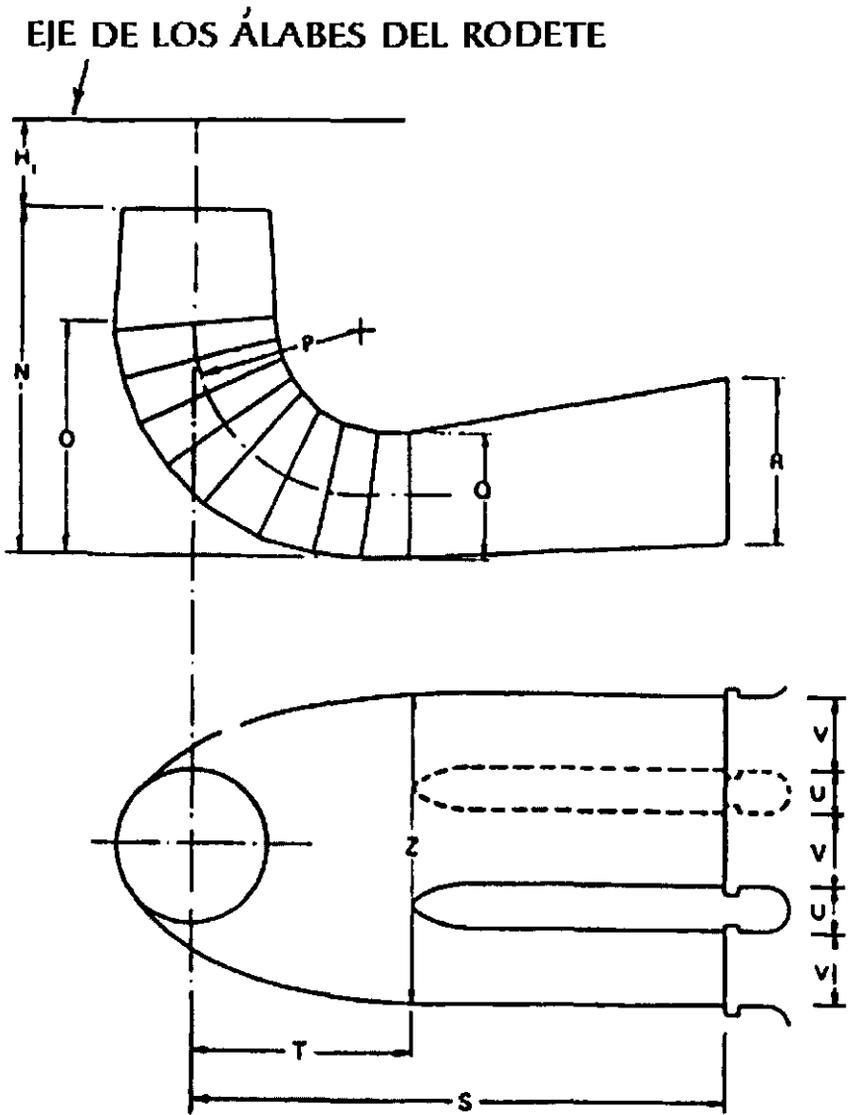


Figura 5.16 Dimensiones del tubo de aspiración de una turbina Kaplan. Criterio U.S.B.R
Tomado de Water Power and Dam Construction, agosto de 1976, enero de 1978.

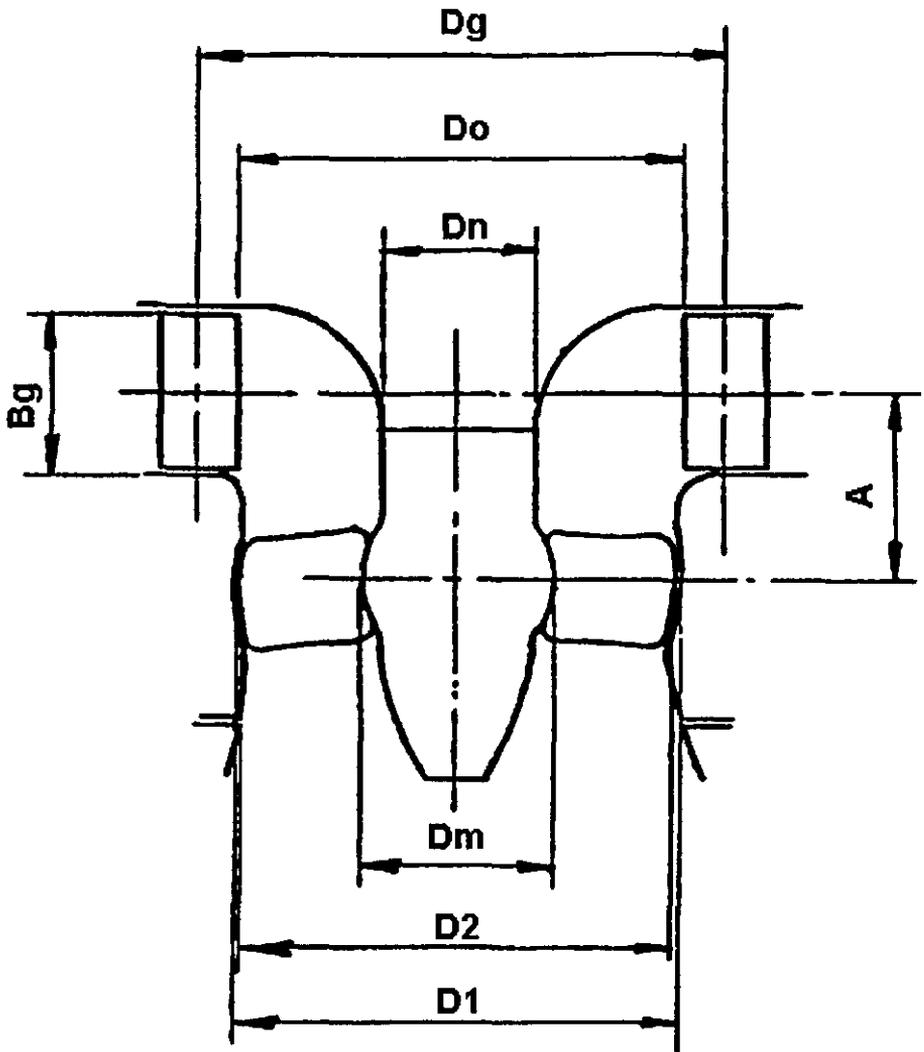


Figura 5.17 Dimensiones de una turbina Kaplan. Criterio C.F.E.
Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982

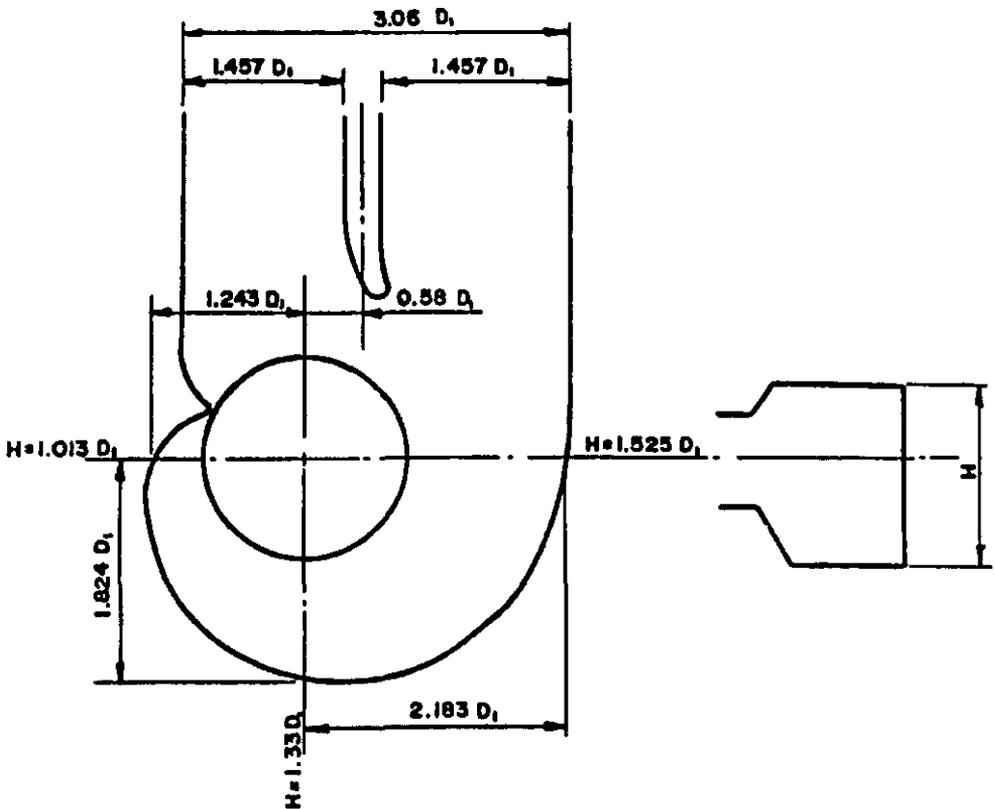


Figura 5.18 Dimensiones de una carcasa semi espiral de una turbina Kaplan. Criterio C.F.E.
Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982

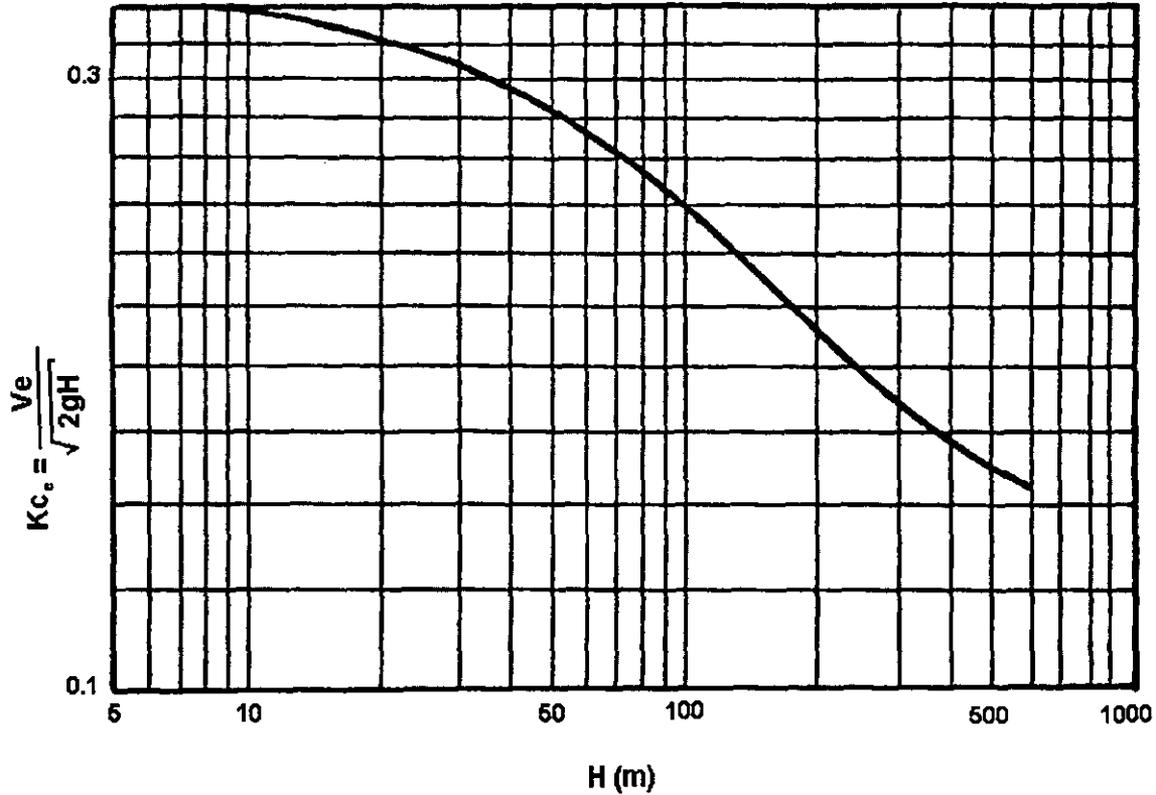


Figura 5.19 Coeficiente de velocidad del agua a la entrada de la espiral de las turbinas de reacción.
 Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
 Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982

$$De_1 = 0.975 De$$

$$De_2 = 0.8 De$$

$$De_3 = 0.62 De$$

$$De_4 = 0.42 De$$

$$M = R_s + \frac{De_1}{2}$$

$$a = R_s + De_1$$

$$b = 0.995 R_s + De_2$$

$$c = 0.988 R_s + De_3$$

$$d = 0.98 R_s + De_4$$

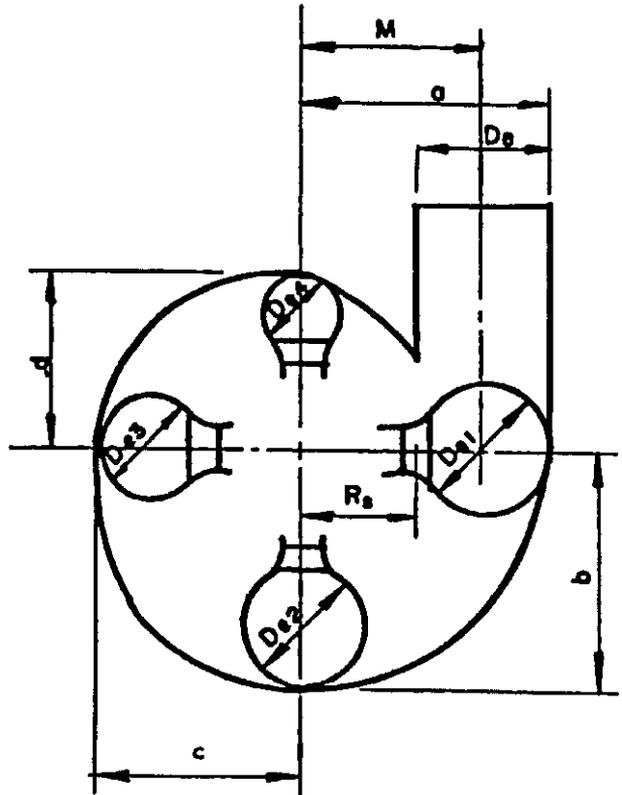


Figura 5.20 Proporciones de la carcasa espiral. La espiral que se muestra corresponde a una espiral diseñada con el criterio de velocidad constante. Criterio C.F.E.
Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982

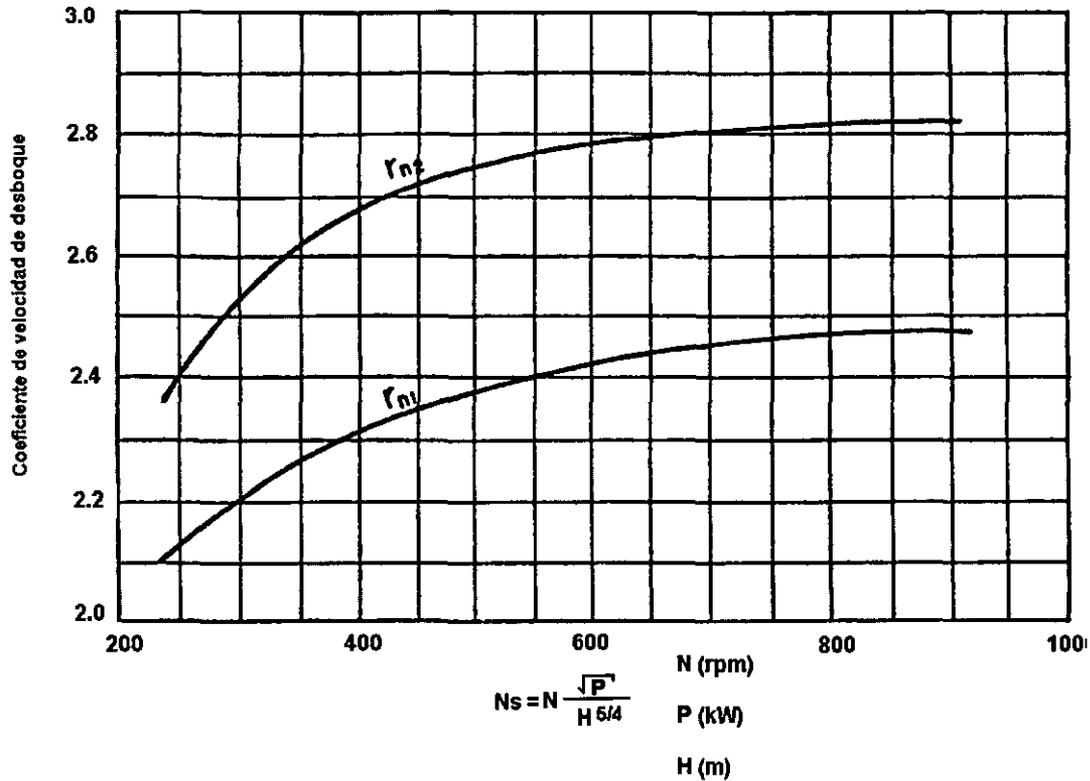


Figura 5.21 Coeficiente de velocidad de desboque para una turbina Kaplan.

r_{n1} : con combinador.

r_{n2} : sin combinador

Manual de obras civiles, C. F. E., A.2.4. Hidrotecnia.
 Instituto de Investigaciones Eléctricas. México 1982.

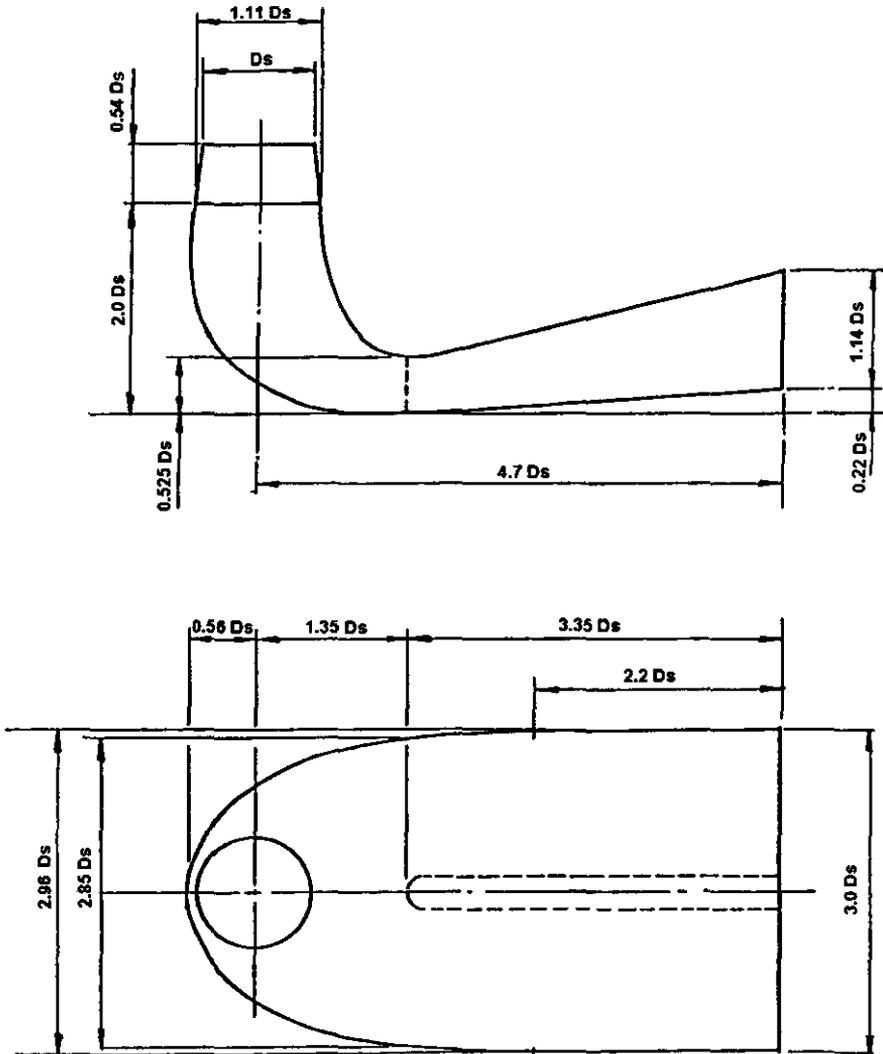


Figura 5.22 Proporciones del tubo de desfogue de una turbina Kaplan. Criterio C.F.E.
La velocidad a la salida no deberá ser mayor de 2.3 m/s.

Nota: estas dimensiones son correctas para $N_s \geq 180$ (unidades métricas); para valores de N_s menores, la longitud del cono es un poco mayor.

CAPÍTULO 6

EJEMPLOS DE APLICACIÓN EN TRES CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DEL PAÍS

EJEMPLOS DE APLICACIÓN EN TRES CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DEL PAÍS.

6.1 Central hidroeléctrica Zimapán.

La Comisión Federal de Electricidad realizó el diseño y construcción del Proyecto Hidroeléctrico Zimapán, localizado en los límites de los estados de Hidalgo y Querétaro, con la finalidad principal de generación de energía eléctrica aprovechando el potencial del río Moctezuma, el cual forma parte del sistema hidrológico del río Pánuco.

La central hidroeléctrica cuenta con dos unidades de 146 MW de potencia cada una y genera un promedio anual de 1292.4 GWh que ayuda a satisfacer las demandas de energía eléctrica de la región central del país, dada la posición de este proyecto, por su cercanía a las ciudades de Querétaro y México, y su facilidad de intercomunicación con el sistema eléctrico nacional por la proximidad con las Plantas Termoeléctricas de Tula, Hidalgo y el Sauz, Querétaro,.

La derrama económica que produjo la demanda de mano de obra, materiales y servicios para Zimapán, así como el desarrollo de la piscicultura, benefició la zona del embalse y sus proximidades.

El aumento de la evaporación y de la humedad relativa en el embalse, que corresponde a la cuenca del río San Juan, causó modificaciones en la composición de la flora favoreciendo el desarrollo de otras especies vegetales.

Esta obra contempló la instalación de dos unidades generadoras con dos turbinas tipo Pelton de 146 MW cada una, para producir anualmente en promedio 1,292.4 GWh.

El sitio donde se ubica la cortina se encuentra en la parte occidental del Estado de Hidalgo, colindando con el Estado de Querétaro al noroeste de la ciudad de Pachuca, sus coordenadas geográficas son 20° 40' de latitud norte y 90° 30' de longitud oeste, en la confluencia de los ríos Tula y San Juan en el sitio conocido como cañón de El Infiernillo.

Las poblaciones más cercanas al Proyecto son las de Zimapán, Hidalgo y Cadereyta, Querétaro. El acceso a Zimapán es por la carretera federal No. 85 (México-Nuevo Laredo) y a Cadereyta por la carretera No. 57 (México-San Juan del Río-San Joaquín). El acceso al sitio de la cortina desde Zimapán se realiza a través de un camino vecinal de terracería a una distancia de 30 km. El acceso desde Cadereyta se tiene por medio de un camino vecinal que entronca con la carretera San Juan del Río-San Joaquín a diez kilómetros de esa población. Otro acceso lo constituye la línea de ferrocarril México-Querétaro hasta Huichapan, Hidalgo, distante del sitio 77 km. Además en el poblado de Zimapán existe una pista aérea de terracería en buenas condiciones para avionetas pequeñas.

Datos principales.

UBICACIÓN.

Longitud Oeste	90° 30'
Latitud Norte	20° 40'
Río	Moctezuma
Estados	Hidalgo y Querétaro
Municipios	Zimapán y Cadereyta

HIDROLOGÍA.

Área de la cuenca del Río Pánuco	84956 km ²
Área de la cuenca hasta Zimapán	11869 km ²
Número de años de registro (deducidos)	43
Escurrencimiento medio anual	982 millones de m ³
Volumen medio mensual escurrido	81.8 millones de m ³
Gasto medio	31.1 m ³ /s

VASO DE ALMACENAMIENTO.

Elevaciones	Capacidad
NAMINO 1520 msnm	680 millones de m ³
NAMO 1560 msnm	1,360 millones de m ³
NAME 1563 msnm	1,426 millones de m ³
Capacidad para azolves.	250 millones de m ³
Capacidad útil NAMO-NAMINO	680 millones de m ³
Capacidad para control de avenidas NAME-NAMO	66 millones de m ³
Área ocupada por el embalse al NAME	22.9 km ²
Área ocupada por el embalse al NAMO	21.8 km ²
Área ocupada por el embalse al NAMINO	13.0 km ²

OBRA DE DESVÍO TR = 20 AÑOS.

Gasto máximo avenida	810 m ³ /s
Gasto de diseño, máximo	702 m ³ /seg.
Elevación ataguía aguas arriba	1,409.50 msnm
Túnel sección portal	9.4 x 9.4 m.
Elevación de entrada	1,383 msnm
Longitud total	566 m.
Velocidad máxima	8 m/s
Cierre provisional	Obturadores metálicos
Cierre definitivo	Tapón de concreto.
Volumen de la avenida	310 millones de m ³

PRESA

Tipo	Arco-bóveda de concreto
Elevación de la corona	1,565 msnm
Longitud de la corona	115 m
Altura total al desplante	203 m
Volumen de concreto	220,000 m ³
Desplante	1,362 msnm
Bordo libre	2 m

**OBRA DE EXCEDENCIAS, "AVENIDA
MÁXIMA PROBABLE" TR = 10,000 años**

Gasto máximo avenida	2,960 m ³ /s
Volumen de la avenida	1,200 millones de m ³
Gasto de diseño descarga	2,520 m ³ /s
Elevación de la cresta	1,547.27 msnm
Longitud de la cresta	19.80 m
Compuertas	2 Radiales de 9.90 m de ancho x 17.73 m de altura, radio r de 20.00 m
Número de túneles	2
Sección de los túneles	9.90 m
Velocidad máxima	25 m/s
Longitud promedio de cada túnel	550 m
Relación de llenado	0.65

OBRAS DE GENERACIÓN DE ENERGÍA

OBRA DE TOMA

Tipo de toma	R A M P A
Elevación obra de toma	1,500 msnm
Elevación plantilla en el canal de llamada	1,498 msnm
Dimensiones de compuertas	3.50 x 4.5 m

TÚNEL DE CONDUCCIÓN

Diámetro (sección herradura)	4.70 m
Longitud	21,132 m

POZO DE OSCILACIÓN

Altura	133.00 m
Diámetro del Pozo de oscilación	12.00 m

TUBERÍA A PRESIÓN

Diámetro	3.50 m
Longitud	1,050 m

CASA DE MAQUINAS

Gasto de diseño por unidad	29.5 m ³ /s
Nivel medio de desfogue	948.00 msnm
Nivel del rodete	956 msnm
Velocidad de rotación de las turbinas	300 r.p.m.
Carga bruta máxima	603 m
Carga neta mínima	523 m
Carga de diseño	563 m
Carga neta de diseño	568 m
Generador	147.4 MVA
Potencia de cada unidad	146 MW
Capacidad instalada, 2 unidades tipo Pelton	292 MW
Factor de planta medio anual	0.53
Generación media anual firme	1,139.6 GWh
Generación media anual secundaria	152.8 GWh
Generación media anual	1,292.3 GWh
2 líneas de salida	230 KV c/u

Descripción general de las obras.

Obra de desvío.

Es un túnel de sección portal de 9.4 x 9.4 m sin revestir, localizado en la margen izquierda del río, con una longitud total de 566 m que conduce un gasto máximo de 702 m³/s.

Obra de contención.

De acuerdo con los estudios realizados, en esta boquilla se conjugan favorablemente las características geológicas y topográficas, de tal manera que la hacen ideal para planear una presa de concreto del tipo arco-bóveda. Ubicada dentro del cajón El Infiernillo, la presa tiene una altura desde el desplante hasta la corona de 203 m.

Obras de generación.

Consta de una obra de toma tipo rampa operada por dos compuertas de 3.50 x 4.5 m, conduce un gasto máximo de 59 m³/s y la elevación del umbral es 1500.00 msnm. El túnel de conducción es de sección herradura de 4.70 m de diámetro y 21.1 km de longitud. El pozo de oscilación es de 12 m de diámetro y 133 m de altura. La tubería a presión tiene un diámetro interior de 3.50 m, longitud de 1050 m y bifurcación a diámetros de 2.10 m. La casa de máquinas es de tipo caverna con 2 unidades tipo Pelton de 146 MW de potencia cada una para aprovechar una carga de diseño de 563 m. El desfogue es un túnel de sección portal de 4.80 x 5.00 m y longitud de 330 m.

Obra de excedencias.

Consiste en dos túneles paralelos de 9.90 m de sección con una longitud de 500 m, cada uno. Tienen dos compuertas radiales de 9.90 x 17.50 m de altura y un radio de 20 m. Los túneles se diseñaron para transitar una avenida de 2,960 m³/s con un TR = 10,000 años a una velocidad máxima de 25 m/s conservando una relación de llenado de 0.65.

Central Hidroeléctrica Zimapán, ejemplo de aplicación.

Si la generación media anual es 1293 GWh, la potencia media disponible en los transformadores es:

$$P_{\text{media}} = \frac{\text{Generación media anual}}{\text{Numero de horas al año}} = \frac{1293000}{8760} = 147.6 \text{ MW}$$

De la ecuación 3.3 se determina la capacidad instalada en la planta. Si se supone un factor de planta de 0.51, la potencia nominal total de los generadores es:

$$\text{Capacidad Instalada} = \frac{147.60}{0.51} = 289.42 \text{ MW}$$

En la central se instalarán 2 unidades turbogeneradoras. Si se considera que el factor k es 1 y la eficiencia del generador η_g es 0.99, la potencia de las unidades se calcula con la ecuación 3.4:

$$P_t = \frac{289.42 \times 1.0}{2 \times 0.99} = 146.17 \text{ MW}$$

Si el nivel más frecuente del embalse es 1550 msnm, el nivel del rodete es 956 msnm y la pérdida de energía es 31 metros, debido a la gran longitud de la conducción, la carga de diseño será:

$$H_d = 1550 - 956 - 31 = 563 \text{ m}$$

Si la turbina tiene una eficiencia η_t de 0.9, con la ecuación 3.5 se determina el gasto de diseño que es:

$$Q_d = \frac{146170}{9.81 \times 563 \times 0.9} = 29.4 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Con la carga de diseño y el gasto de diseño en la figura 3.13 se observa que la turbina es tipo Pelton.

El arreglo de la turbina tendrá 6 chiflones. De la figura 3.14 se obtiene la velocidad específica de cada chiflón N'_{sj} , con la ecuación de correlación correspondiente al año 1977:

$$N'_{sj} = 85.49 \times 563^{-0.243} = 18.35 \text{ rpm kW}^{1/2} \text{ m}^{-5/4}$$

Con este valor estimado, la velocidad de rotación de la turbina N' se obtiene de la ecuación 3.9:

$$N' = \frac{18.35 \times 563^{5/4}}{\sqrt{146170/6}} = 322.4 \text{ rpm}$$

Esta velocidad de rotación permite determinar el número de polos del generador con la ecuación 3.11:

$$\text{No. de polos del generador} = \frac{120 \times 60}{322.4} = 22.3$$

Debido a que el nivel del desfogue no afecta la carga sobre la turbina, el número de polos es 24. Se debe ajustar el valor de la velocidad de rotación con la ecuación 3.10:

$$N = \frac{120 \times 60}{24} = 300 \text{ rpm}$$

También debe ajustarse el valor de la velocidad específica:

$$N_{sj} = \frac{300 \cdot \sqrt{146170/6}}{563^{5/4}} = 17.07$$

Se determinan las **dimensiones del rodete**:

De la ecuación 3.14:

$$\phi = 0.5445 - 0.0039 \times 17.07 = 0.4779$$

De la ecuación 3.15:

$$D_2 = \frac{84.5 \times 0.4779 \times \sqrt{563}}{300} = 3.1940 \text{ m}$$

De la ecuación 3.16:

$$d = 3.1940 \times \frac{17.07}{(250.74 - 1.79 \times 17.07)} = 0.2477$$

De la ecuación 3.17:

$$D_3 = 3.1940 \times (1.028 + (0.0137 \times 17.07)) = 4.0306 \text{ m}$$

De la ecuación 3.18:

$$H_1 = 3.20 \times 0.2477^{0.96} = 0.8381 \text{ m}$$

De la ecuación 3.19:

$$H_2 = 3.23 \times 0.2477^{1.02} = 0.7780 \text{ m}$$

Se determinan las **dimensiones de la caja**:

De la ecuación 3.20:

$$L_p = 0.78 + 2.06 \times 4.0306 = 9.0830 \text{ m}$$

De la ecuación 3.21:

$$G = 0.196 + 0.376 \times 4.0306 = 1.7115 \text{ m}$$

De la ecuación 3.22:

$$F = 1.09 + 0.71 \times 9.0830 = 7.5389 \text{ m}$$

De la ecuación 3.23

$$H = 0.62 + 0.51 \times 9.0830 = 5.2796 \text{ m}$$

De la ecuación 3.24:

$$I = 1.28 + 0.37 \times 9.0830 = 4.6407 \text{ m}$$

Se determinan las **dimensiones de la carcasa espiral**:

De la ecuación 3.25:

$$B = 0.595 + 0.694 \times 9.0830 = 6.8986 \text{ m}$$

De la ecuación 3.26:

$$C = 0.362 + 0.668 \times 9.0830 = 6.5384 \text{ m}$$

De la ecuación 3.27:

$$D = -0.219 + 0.70 \times 9.0830 = 6.1391 \text{ m}$$

De la ecuación 3.28:

$$E = 0.43 + 0.7 \times 9.0830 = 6.7881 \text{ m}$$

TABLA DE OPERACIÓN

Para realizar la tabla de operación se considera una curva de demanda de energía eléctrica diaria. La forma de la curva varía según la zona del país, la época del año, el día de la semana, el uso de la energía: urbano, industrial, agrícola, etc., y las características del clima.

En los ejemplos que se presentan, se utiliza la curva de demanda para un día expresada en función de la potencia máxima a cada hora. Ver figura 6.1

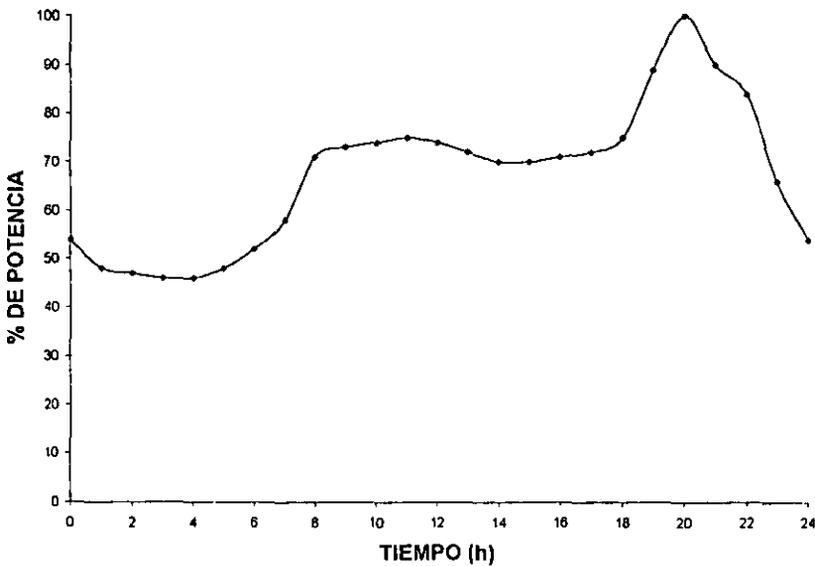


Figura 6.1 Curva de demanda diaria

La tabla de operación y el correspondiente factor de planta de operación se elaboró con la siguiente propuesta de potencias máximas demandadas:

- a) 230 MW, menor a la capacidad instalada.
- b) 944 MW, capacidad instalada en la región Ixtapantongo¹, a la cual pertenece la central.

Con su capacidad instalada, la participación de Zimapán en la región es del 30.93%.

¹ CFE, Informe de Operación 1998.

EJEMPLOS DE APLICACIÓN EN TRES CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DEL PAÍS

CENTRAL HIDROELÉCTRICA ING. FERNANDO HIRIART BALDERRAMA

(ZIMAPÁN)

Número de unidades **2**
 Potencia de la turbina **146** MW
 Capacidad instalada **292** MW
 Potencia máxima demandada **230** MW

DEMANDA			OPERACIÓN				OBSERVACIONES			
Intervalo de tiempo (h)	%P _D	Potencia de Demanda	Generación de Demanda	Unidades en operación	Potencia media P _{Op}	Generación G _{Op}	¿Satisface la Demanda?	Excedente	Déficit	
		MW	GW		MW	GWh				MW
Inicio	fin									
0	1	54	124	0.124	1	124.20	0.124	SI	167.80	0.000
1	2	48	110	0.110	1	110.40	0.110	SI	181.60	0.000
2	3	47	108	0.108	1	108.10	0.108	SI	183.90	0.000
3	4	46	106	0.106	1	105.80	0.106	SI	186.20	0.000
4	5	46	106	0.106	1	105.80	0.106	SI	186.20	0.000
5	6	48	110	0.110	1	110.40	0.110	SI	181.60	0.000
6	7	52	120	0.120	1	119.60	0.120	SI	172.40	0.000
7	8	58	133	0.133	1	133.40	0.133	SI	158.60	0.000
8	9	71	163	0.163	2	81.65	0.163	SI	128.70	0.000
9	10	73	168	0.168	2	83.95	0.168	SI	124.10	0.000
10	11	74	170	0.170	2	85.10	0.170	SI	121.80	0.000
11	12	75	173	0.173	2	86.25	0.173	SI	119.50	0.000
12	13	74	170	0.170	2	85.10	0.170	SI	121.80	0.000
13	14	72	166	0.166	2	82.80	0.166	SI	126.40	0.000
14	15	70	161	0.161	2	80.50	0.161	SI	131.00	0.000
15	16	70	161	0.161	2	80.50	0.161	SI	131.00	0.000
16	17	71	163	0.163	2	81.65	0.163	SI	128.70	0.000
17	18	72	166	0.166	2	82.80	0.166	SI	126.40	0.000
18	19	75	173	0.173	2	86.25	0.173	SI	119.50	0.000
19	20	89	205	0.205	2	102.35	0.205	SI	87.30	0.000
20	21	100	230	0.230	2	115.00	0.230	SI	62.00	0.000
21	22	90	207	0.207	2	103.50	0.207	SI	85.00	0.000
22	23	84	193	0.193	2	96.60	0.193	SI	98.80	0.000
23	24	66	152	0.152	2	75.90	0.152	SI	140.20	0.000
TOTAL			3738	3.738		2327.60	3.738		3270.50	0.000

Generación media diaria de operación: $G_{Op}=3.378$ GWh/día

Potencia media diaria de operación: $P_{Op} = \frac{G_{Op}}{h/día} = \frac{3738}{24} = 155.729$ MW

Factor de planta de operación: $F.P._{op} = \frac{P_{Op}}{C.I.} = \frac{155.729}{292} = 0.533$

Para esta propuesta de potencia máxima demandada, se observa que este factor de planta coincide con el factor de planta medio anual, real.

EJEMPLOS DE APLICACIÓN EN TRES CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DEL PAÍS

CENTRAL HIDROELÉCTRICA ING. FERNANDO HIRIART BALDERRAMA (ZIMAPÁN)

Número de unidades	2		
Potencia de la turbina	146	MW	TOTAL DE LA REGIÓN
Capacidad Instalada	292	MW	IXTAPANTONGO
Potencia máxima demandada	944	MW	944 MW

DEMANDA				OPERACIÓN			OBSERVACIONES			
Intervalo de tiempo (h)		%P _D	Potencia de Demanda MW	Generación de Demanda GW	Unidades en operación	Potencia media P _{OP} MW	Generación G _{OP} GWh	¿Satisface la Demanda?	Excedente MW	Déficit MW
Inicio	fin									
0	1	54	510	0.510	2	146.0	0.292	NO	0.000	-217.76
1	2	48	453	0.453	2	146.0	0.292	NO	0.000	-161.12
2	3	47	444	0.444	2	146.0	0.292	NO	0.000	-151.68
3	4	46	434	0.434	2	146.0	0.292	NO	0.000	-142.24
4	5	46	434	0.434	2	146.0	0.292	NO	0.000	-142.24
5	6	48	453	0.453	2	146.0	0.292	NO	0.000	-161.12
6	7	52	491	0.491	2	146.0	0.292	NO	0.000	-198.88
7	8	58	548	0.548	2	146.0	0.292	NO	0.000	-255.52
8	9	71	670	0.670	2	146.0	0.292	NO	0.000	-378.24
9	10	73	689	0.689	2	146.0	0.292	NO	0.000	-397.12
10	11	74	699	0.699	2	146.0	0.292	NO	0.000	-406.56
11	12	75	708	0.708	2	146.0	0.292	NO	0.000	-416.00
12	13	74	699	0.699	2	146.0	0.292	NO	0.000	-406.56
13	14	72	680	0.680	2	146.0	0.292	NO	0.000	-387.68
14	15	70	661	0.661	2	146.0	0.292	NO	0.000	-368.80
15	16	70	661	0.661	2	146.0	0.292	NO	0.000	-368.80
16	17	71	670	0.670	2	146.0	0.292	NO	0.000	-378.24
17	18	72	680	0.680	2	146.0	0.292	NO	0.000	-387.68
18	19	75	708	0.708	2	146.0	0.292	NO	0.000	-416.00
19	20	89	840	0.840	2	146.0	0.292	NO	0.000	-548.16
20	21	100	944	0.944	2	146.0	0.292	NO	0.000	-652.00
21	22	90	850	0.850	2	146.0	0.292	NO	0.000	-557.60
22	23	84	793	0.793	2	146.0	0.292	NO	0.000	-500.96
23	24	66	623	0.623	2	146.0	0.292	NO	0.000	-331.04
TOTAL			15340	15.340		3504.0	7.008		0.000	-8332.0

Generación media diaria de operación: $G_{op}=7.008$ GWh/día

Potencia media diaria de operación: $P_{op} = \frac{G_{op}}{h/día} = \frac{7008}{24} = 292$ MW

Factor de planta de operación: $F.P._{op} = \frac{P_{op}}{C.I.} = \frac{292}{292} = 1.00$

Este factor no es real, pues la propuesta de potencia máxima es la propia capacidad instalada.

6.2 Central hidroeléctrica Aguamilpa.

El proyecto Hidroeléctrico Aguamilpa se ubica en el Occidente de México, en el estado de Nayarit, sobre el río Santiago, con 960 MW instalados y 2131 GWh de generación media anual. La presa de enrocamiento con pantalla de concreto es de 187 m de altura.

El sitio de la obra se encuentra en la parte central del estado de Nayarit, en el cauce del Río Grande de Santiago, entre los municipios de Tepic y El Nayar. El acceso al sitio de la obra por la carretera estatal que va de Tepic a la población de Francisco I. Madero y a la altura del km. 12 se encuentra la desviación hacia Aguamilpa. Las coordenadas geográficas del sitio son 104° 46' 29" de longitud oeste y 21° 50' 32" de latitud norte.

El proyecto Hidroeléctrico Aguamilpa es la culminación de una gran cantidad de estudios, análisis y evaluaciones, realizadas durante más de 20 años. La ubicación como sitio probable para la construcción de la presa data desde hace más de 40 años. Se consideró a Aguamilpa como parte de un plan ambicioso, cuyo objetivo fundamental era transferir e intercambiar agua desde esta presa hasta el sur del estado de Sonora, para regar una gran extensión de tierra fértil.

A principios de los 80 se modificó el plan y se descartó la idea de transferir agua desde una toma alta en Aguamilpa. El sitio se hizo más atractivo para la generación de energía eléctrica, sin desatender el proyecto de aprovechamiento múltiple que permitiera:

- El control de las avenidas que afectan la planicie costera del estado de Nayarit
- El riego de más de 100,000 hectáreas en dos ciclos al año
- El paso por vía fluvial a diversos poblados de la sierra, que actualmente no tienen camino de acceso
- El desarrollo de la pesca en los mismos poblados
- El auge turístico y recreativo del embalse

El Río Santiago es uno de los más importantes de México y cuenta con una potencia de generación de 11,092 GWh anuales, solo superado por el Río Grijalva de 14,413 GWh. Contempla una capacidad instalada de 4,087 MW, distribuidos en 27 proyectos. El volumen que escurre por el río Santiago en un año es de 6,950 millones de m³ y equivale casi al doble del volumen del lago de Chapala.

En el contexto nacional de centrales hidroeléctricas, Aguamilpa ocupa el cuarto lugar en potencia instalada, el quinto lugar en generación media anual, el sexto lugar en volumen de almacenamiento y el tercer lugar en altura de presa.

Datos principales

HIDROLOGÍA

Área de la cuenca del río Santiago.	75,651 km ²
Área de la cuenca hasta Aguamilpa.	73,834 km ²
Número de años de registro.	50 años
Escurrimiento medio anual 1943-1979.	6984 millones de m ³
Gasto medio anual.	220.34 m ³ /s
Uso futuro medio anual aguas arriba.	212 millones de m ³
Escurrimiento neto medio anual aprovechable.	6736 millones de m ³
Volumen medio mensual escurrido.	561 millones de m ³
Volumen medio anual aprovechado.	6257 millones de m ³
Gasto medio aprovechado.	198.4 m ³ /s
Azolve medio anual en suspensión.	8.14 millones de m ³
Azolve medio anual en acarreo.	2.78 millones de m ³

VASO DE ALMACENAMIENTO

Elevaciones	Capacidad
NAMINO 190 msnm.	2695 millones de m ³
NAMO 220 msnm.	5540 millones de m ³
NAME 232 msnm.	6950 millones de m ³
Capacidad de azolve (plantilla de obra de toma).	1650 millones de m ³
Capacidad útil NAMO-NAMINO	2575 millones de m ³
Capacidad para control de avenidas NAME-NAMO.	1410 millones de m ³
Área ocupada por el embalse al NAME.	120 km ²
Área ocupada por el embalse al NAMO.	109 km ²

OBRA DE DESVÍO

Gasto máximo de la avenida (máximo registrado)	6688 m ³ /s
Gasto máximo de diseño.	5120 m ³ /s
Elevación ataguía aguas arriba.	118 msnm
Elevación ataguía aguas abajo.	80 msnm
Diámetro del túnel (2) sección portal sin revestir.	16 m
Elevación máxima en el embalse.	117 msnm
Elevación plantilla de entrada (túnel 1), (túnel 2)	64 msnm, 69 msnm
Elevación plantilla de salida (túnel 1), (túnel 2)	63 msnm, 65 msnm
Longitud (túnel 1), (túnel 2)	2630 m, 2490 m
Gasto máximo de descarga (túnel 1) (túnel 2)	11.5 m ³ /s, 10.9 m ³ /s

PRESA

Tipo	Aluvión enrocamiento con pantalla de concreto
Elevación de la corona	235 msnm
Longitud de la corona	680 m
Altura total desde el desplante	187 m
Volumen	12.7 millones de m ³
Desplante del plinto	49.50 msnm
Talud aguas arriba	1.5 : 1
Talud aguas abajo	1.4 : 1
Bordo libre.	3 m
Área de cara de concreto.	137000 m ²
Volumen de concreto.	96961 m ³
Acero de refuerzo.	44417 ton

OBRA DE EXCEDENCIAS

Gasto máximo de la avenida de diseño	17428 m ³ /s
Volumen de la avenida	6966 millones de m ³
Gasto de diseño	14900 m ³ /s
Elevación de la cresta	210 msnm
Longitud total de la cresta	72 m
Compuertas (seis radiales) base x altura	12 x 19.5 m
Elevación labio superior	229 msnm
Ancho de los canales de descarga (dos)	42.5 m
Longitud de los canales (horizontal)	400 m
Velocidad máxima	35 m/s

OBRAS DE GENERACIÓN

OBRA DE TOMA

Elevación del piso de la obra de toma	170 msnm
Dimensión de compuertas	5.8 X 18 m
Dimensión de rejillas	19.8 x 18 m

CONDUCTOS A PRESIÓN

Diámetro	7.4 m
Longitud.	187 m

POZO DE OSCILACIÓN

Ancho	16 m
Largo	85 m
Altura	48.5 m

TÚNEL DE DESFOGUE SECCIÓN PORTAL

Diámetro	16 m
Longitud	391 m

CASA DE MÁQUINAS

Gasto de diseño por unidad.	249 m ³ /s
Nivel medio de desfogue.	69.60 msnm
Velocidad de giro de las turbinas	150 rpm
Carga bruta máxima.	159 m
Carga neta mínima al NAMO.	157.3 m
Carga bruta mínima.	120.6 m
Carga bruta mínima al NAMINO.	119.7 m
Carga bruta de diseño.	146 m
Carga neta de diseño.	144 m
Generador	337 MVA
Potencia de cada unidad	320 MW
Capacidad instalada, 3 unidades tipo Francis	960 MW
Factor de planta medio anual	0.253
Generación media anual firme	1574 GWh
Generación media anual secundaria	557 GWh
Nivel transformadores y subestación (aislada en SF6)	205 msnm
Dos líneas de salida	400 kV c/u
Longitud hacia la red por Tepic	40 km
Longitud hacia subestación Tesitan	21.5 km

Descripción general de las obras

Obra de Desvío.

Consta de dos túneles sin revestimiento de 16 m de sección portal y longitud aproximada de 1,000 m cada uno, ubicados en la margen izquierda del río, que en conjunto con la ataguía aguas arriba de 58 m de altura fueron proyectados para desviar una avenida igual a la máxima registrada en 50 años, con gasto pico de 6,688 m³/s.

La geología del sitio permitió construir los túneles sin revestir y las ataguías quedaron definidas con altura suficiente para transitar la avenida máxima registrada con velocidades máximas de 12 m/s en los túneles.

Se construyó además un canal en la margen derecha con capacidad de 800 m³/s que disminuyó el riesgo de desbordamiento de la ataguía durante el primer año después del desvío del río.

Obras de contención.

Se estudiaron diferentes opciones del tipo de presa, incluyendo las de arco-gravedad, materiales graduados con núcleo de arcilla y de enrocamiento con pantalla de concreto. Después de la evaluación técnico-económica se seleccionó la del tipo enrocamiento con pantalla de concreto. Además del costo, los aspectos más importantes que condujeron a esta selección fueron los de disponibilidad de materiales y tiempo requerido para la construcción.

La presa de Aguamilpa enriquece la tendencia moderna de las presas de aluvión y/o enrocamiento bien compactado, desarrolladas durante los últimos 20 años en la construcción exitosa de presas con pantalla de concreto y siendo la más alta del mundo en su tipo, la coloca en la vanguardia con los métodos de construcción utilizados, el tiempo récord de ejecución así como la aportación del diseño de juntas en la pantalla de concreto.

Los taludes adoptados para la presa son de 1.5:1 aguas arriba y 1.4:1 aguas abajo. El cuerpo de la presa lo conforman básicamente dos tipos de materiales: aluvión, proveniente de los bancos naturales procesados de acuerdo a su ubicación dentro de la presa y enrocamiento producto de las excavaciones.

La presa de Aguamilpa tiene una altura de 187 m desde su base hasta la cota superior del parapeto, el cual tiene un desarrollo de 680 m. El ancho de longitud transversal de desplante es de 578 m. El volumen total de materiales es de 12,700,000 m³ y el área de la cara de concreto es de 137,000 m² divididas en franja de colado de 15 m de ancho y de espesor variable de 85 a 30 cm.

Obras de Generación.

El canal de llamada fue excavado en roca a cielo abierto para alimentar la obra de toma que aloja las compuertas de 5.80 x 7.4 m y controlan la entrada de agua hacia las tuberías a presión.

Las tuberías a presión, de 193 m de longitud, se inician a partir de las compuertas de 5.80 x 7.40 m y mediante una transición en curva vertical cambian a la sección circular de 7.40 m de diámetro de la rama inclinada de 52° con la horizontal. La zona de transición está revestida de concreto reforzado y la rama inclinada hasta su conexión con la carcasa, con revestimiento metálico y empacada en concreto simple.

La casa de máquinas es subterránea, de 134 m de largo x 23 de ancho y 50 m de altura, aloja tres turbinas tipo Francis de 320 MW cada una, las más grandes colocadas en México. Esta estructura se comunica con el exterior por medio de un túnel de acceso de 350 m de longitud. Además, se instalaron los equipos de servicios y control que en el conjunto producen y controlan la energía eléctrica. De acuerdo a estos, se definen los siguientes cuatro pisos: de charolas, de turbinas, de generadores y de excitadores. Además se encuentran también las galerías de drenaje de inspección y el cárcamo de bombeo. Cuenta con dos grúas viajeras con capacidad de 405/40 ton c/u que acopladas realizaron el montaje de cada rotor con un peso de 735 ton.

Las condiciones geotécnicas del macizo rocoso obligaron la separación entre la casa de máquinas y galería de oscilación con 50 m entre ejes y la necesidad de proyectar un túnel de aspiración por cada unidad, que conecta el tubo de aspiración con la galería de oscilación. Los tres tubos de aspiración de 31 m de largo x 14 m de ancho y 9 m de altura desalojan el agua turbinada a la galería de oscilación de 87 m de largo x 16 m de ancho y 50 m de altura. Esta estructura amortigua los efectos de las fluctuaciones de presión del agua ocasionados por los rechazos y toma de carga; además, aloja las compuertas para aislar las unidades para su mantenimiento.

En un extremo de la galería de oscilación inicia el túnel de desfogue de sección portal de 16 m y una longitud de 392 m con una pendiente $S = 2.33\%$ negativa y revestido de concreto para mantener las pérdidas hidráulicas dentro de los límites requeridos.

La energía producida en los generadores, es conducida por medio de buses de fase aislada, alojados en tres lumbreras hasta la plataforma exterior de transformadores donde se eleva a 400,000 volts, sitio de donde se alimentan las líneas de transmisión para integrarse al Sistema Interconectado Nacional, una de 40 km a la subestación Tepic II y otra de 215 km a la subestación Tesitan en las cercanías de la ciudad de Guadalajara.

Obra de Control y Excedencias.

Es un canal a cielo abierto ubicado en la margen izquierda, con un canal de llamada. La estructura de control aloja seis compuertas radiales de 12 por 19 m cada una, regulan el paso del agua a dos canales de descarga de 42.50 m de ancho y 400 m de longitud, con capacidad para descargar 14,984 m³/s en total al transitar por el vaso la avenida de diseño con un gasto máximo de 17,500 m³/s, la cual se determinó con criterios de transposición de ciclones y precipitación máxima. Debido a la velocidad de tránsito que se alcanza de 35 m/s fue necesario construir un aireador en cada canal. La política de operación de compuertas es tal que permite regular las avenidas con un retorno de 70 años sin descargar mas de 3,000 m³/s.

Central Hidroeléctrica Aguamilpa, ejemplo de aplicación.

Si la generación media anual es 2131 GWh, la potencia media disponible en los transformadores es:

$$P_{\text{media}} = \frac{\text{Generación media anual}}{\text{Numero de horas al año}} = \frac{2131000}{8760} = 243.26 \text{ MW}$$

De la ecuación 3.3 se determina la capacidad instalada en la planta. Si se supone un factor de planta de 0.51, la potencia nominal total de los generadores es:

$$\text{Capacidad Instalada} = \frac{243.26}{0.255} = 953.98 \text{ MW}$$

En la central se instalarán 3 unidades turbogeneradoras. Si se considera que el factor k es 1 y la eficiencia del generador η_g es 0.99, la potencia de las unidades se calcula con la ecuación 3.4:

$$P_t = \frac{953.98 \times 1.0}{3 \times 0.99} = 321.21 \text{ MW}$$

Si el nivel más frecuente del embalse es 217 msnm, el nivel del desfogue es 69.60 msnm y la pérdida de energía es 2 metros, la carga de diseño se estima en:

$$H_d = 217 - 69.6 - 2 = 145.4 \text{ m}$$

Si la turbina tiene una eficiencia η_t de 0.9, con la ecuación 3.5 se determina el gasto de diseño es:

$$Q_d = \frac{321210}{9.81 \times 145.4 \times 0.9} = 250.21 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Con la carga de diseño y el gasto de diseño en la figura 3.13 se observa que la turbina es tipo Francis.

De la figura 4.24 se obtiene la velocidad específica N'_s , en la curva correspondiente al año 1975:

$$N'_s = 170 \text{ rpm kW}^{1/2} \text{ m}^{-5/4}$$

Con este valor estimado, la velocidad de rotación de la turbina N' se obtiene de la ecuación 3.9:

$$N' = \frac{170 \times 145.4^{5/4}}{\sqrt{321210}} = 151.45 \text{ rpm}$$

Esta velocidad de rotación permite determinar el número de polos del generador con la ecuación 3.11:

$$\text{No. de polos del generador} = \frac{120 \times 60}{151.45} = 47.54$$

Se revisa la variación de la carga sobre la turbina para elegir el número de polos adecuado.

La estimación de la carga máxima sobre la turbina se obtiene con la diferencia entre el NAME, el nivel de desfogue al descargar una turbina y las pérdidas de energía. El nivel de desfogue se conoce mediante la curva gasto-elevaciones del río para el gasto de una turbina.

$$H_{\text{máx}} = 232 - 69 - 2 = 161 \text{ m}$$

La estimación de la carga mínima sobre la turbina se obtiene de forma similar, con la diferencia entre el NAMINO, el nivel de desfogue al descargar las tres turbinas y las pérdidas de energía.

$$H_{\text{mín}} = 190 - 71 - 2 = 117 \text{ m}$$

La variación de la carga sobre la turbina es:

$$100 \times \left(1 - \frac{117}{161} \right) = 27.32 \%$$

Por lo tanto, el número de polos es el mayor: 48

Se debe ajustar el valor de la velocidad de rotación con la ecuación 3.10:

$$N = \frac{120 \times 60}{48} = 150 \text{ rpm}$$

También debe ajustarse el valor de la velocidad específica:

$$N_s = \frac{150 \sqrt{321210}}{145.4^{5/4}} = 168.37$$

Se determinan las **dimensiones del rodete**:

De la ecuación 4.3:

$$\phi = 0.31 + 2.5 \times 10^{-3} \times 168.37 = 0.7309$$

De la ecuación 4.4:

$$D_3 = \frac{84.5 \times 0.7309 \times \sqrt{145.4}}{150} = 4.9651 \text{ m}$$

De la ecuación 4.5:

$$D_1 = 4.9651 \times \left(0.4 + \frac{94.5}{168.37} \right) = 4.7726 \text{ m}$$

De la ecuación 4.6:

$$D_2 = 4.9651 \times \left(\frac{1}{0.96 + 0.00038 \times 168.37} \right) = 4.8488 \text{ m}$$

De la ecuación 4.7:

$$H_1 = 4.9651 \times (0.0944 + 0.00025 \times 168.37) = 0.6777 \text{ m}$$

De la ecuación 4.8:

$$H_2 = 4.9651 \times \left(\frac{1}{3.16 - 0.0013 \times 168.37} \right) = 1.6881 \text{ m}$$

Se determinan las dimensiones de la **carcasa o caracol**:

De la ecuación 4.11:

$$A = 4.9651x\left(1.20 - \frac{19.56}{168.37}\right) = 5.3813 \text{ m}$$

De la ecuación 4.12:

$$B = 4.9651x\left(1.10 + \frac{54.80}{168.37}\right) = 7.0776 \text{ m}$$

De la ecuación 4.13:

$$C = 4.9651x\left(1.32 + \frac{49.25}{168.37}\right) = 8.0062 \text{ m}$$

De la ecuación 4.14:

$$D = 4.9651x\left(1.5 + \frac{48.80}{168.37}\right) = 8.8867 \text{ m}$$

De la ecuación 4.15:

$$E = 4.9651x\left(0.98 + \frac{63.60}{168.37}\right) = 6.7413 \text{ m}$$

De la ecuación 4.16:

$$F = 4.9651x\left(1.0 + \frac{131.4}{168.37}\right) = 8.8399 \text{ m}$$

De la ecuación 4.17:

$$G = 4.9651x\left(0.89 + \frac{96.50}{168.37}\right) = 7.2646 \text{ m}$$

De la ecuación 4.18:

$$H = 4.9651x\left(0.79 + \frac{81.75}{168.37}\right) = 6.3331 \text{ m}$$

De la ecuación 4.19:

$$I = 4.9651x(0.1 + 0.00065x168.37) = 1.0399 \text{ m}$$

De la ecuación 4.20:

$$L = 4.9651x(0.88 + 0.00049x168.37) = 4.7789 \text{ m}$$

De la ecuación 4.21:

$$M = 4.9651x(0.60 + 0.000015x168.37) = 4.7789 \text{ m}$$

Se determinan las dimensiones del tubo de aspiración:

De la ecuación 4.22:

$$N = 4.9651x\left(1.54 + \frac{203.5}{168.37}\right) = 13.6471 \text{ m}$$

De la ecuación 4.23:

$$O = 4.9651x\left(0.83 + \frac{140.70}{168.37}\right) = 8.2700 \text{ m}$$

De la ecuación 4.24:

$$P = 4.9651x(1.37 - 0.00056x168.37) = 6.3340 \text{ m}$$

De la ecuación 4.25:

$$Q = 4.9651x\left(0.58 + \frac{22.60}{168.37}\right) = 3.5462 \text{ m}$$

De la ecuación 4.26:

$$R = 4.9651x\left(1.60 - \frac{0.0013}{168.37}\right) = 7.9441 \text{ m}$$

De la ecuación 4.27:

$$S = 4.9651x\left(\frac{168.37}{(-9.28 + 0.25x168.37)}\right) = 25.4771 \text{ m}$$

De la ecuación 4.28:

$$T = 4.9651x(1.5 + 0.00019x168.37) = 7.6065 \text{ m}$$

De la ecuación 4.29:

$$U = 4.9651x(0.51 + 0.0007x168.37) = 3.1174 \text{ m}$$

De la ecuación 4.30:

$$V = 4.9651x\left(1.10 + \frac{53.70}{168.37}\right) = 7.0451 \text{ m}$$

De la ecuación 4.31:

$$Z = 4.9651x\left(2.63 + \frac{33.80}{168.37}\right) = 14.0549 \text{ m}$$

La tabla de operación y el correspondiente factor de planta de operación se elaboró con la siguiente propuesta de potencias máximas demandadas:

- a) 750 MW, menor a la capacidad instalada
- b) 2800 MW, capacidad instalada en la región Balsas-Santiago, a la cual pertenece la central.

Con su capacidad instalada, la participación de Aguamilpa en la región es del 34.29%.

EJEMPLOS DE APLICACIÓN EN TRES CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DEL PAÍS

CENTRAL HIDROELÉCTRICA AGUAMILPA
 Número de unidades 3
 Potencia de la turbina 320 MW
 Capacidad instalada 960 MW
 Potencia máxima demandada 750 MW

DEMANDA				OPERACIÓN			OBSERVACIONES			
Intervalo de tiempo (h)		%P _D	Potencia de Demanda	Generación de Demanda	Unidades en operación	Potencia media P _{Op}	Generación G _{Op}	¿Satisface la Demanda?	Excedente	Déficit
Inicio	fin		MW	GW		MW	GWh		MW	MW
0	1	54	405	0.405	2	202.50	0.405	SI	555.00	0.000
1	2	48	360	0.360	2	180.00	0.360	SI	600.00	0.000
2	3	47	353	0.353	2	176.25	0.353	SI	607.50	0.000
3	4	46	345	0.345	2	172.50	0.345	SI	615.00	0.000
4	5	46	345	0.345	2	172.50	0.345	SI	615.00	0.000
5	6	48	360	0.360	2	180.00	0.360	SI	600.00	0.000
6	7	52	390	0.390	2	195.00	0.390	SI	570.00	0.000
7	8	58	435	0.435	2	217.50	0.435	SI	525.00	0.000
8	9	71	533	0.533	2	266.25	0.533	SI	427.50	0.000
9	10	73	548	0.548	2	273.75	0.548	SI	412.50	0.000
10	11	74	555	0.555	2	277.50	0.555	SI	405.00	0.000
11	12	75	563	0.563	2	281.25	0.563	SI	397.50	0.000
12	13	74	555	0.555	2	277.50	0.555	SI	405.00	0.000
13	14	72	540	0.540	2	270.00	0.540	SI	420.00	0.000
14	15	70	525	0.525	2	262.50	0.525	SI	435.00	0.000
15	16	70	525	0.525	2	262.50	0.525	SI	435.00	0.000
16	17	71	533	0.533	2	266.25	0.533	SI	427.50	0.000
17	18	72	540	0.540	2	270.00	0.540	SI	420.00	0.000
18	19	75	563	0.563	2	281.25	0.563	SI	397.50	0.000
19	20	89	668	0.668	3	222.50	0.668	SI	292.50	0.000
20	21	100	750	0.750	3	250.00	0.750	SI	210.00	0.000
21	22	90	675	0.675	3	225.00	0.675	SI	285.00	0.000
22	23	84	630	0.630	2	315.00	0.630	SI	330.00	0.000
23	24	66	495	0.495	2	247.50	0.495	SI	465.00	0.000
TOTAL			12188	12.188		5745.00	12.188		10852.5	0.000

Generación media diaria de operación: G_{Op}=12.188 GWh/día

Potencia media diaria de operación:
$$P_{Op} = \frac{G_{Op}}{h/\text{día}} = \frac{121880}{24} = 507.81 \text{ MW}$$

Factor de planta de operación:
$$F.P._{Op} = \frac{P_{Op}}{C.I.} = \frac{507.81}{960} = 0.528$$

diferente al factor de planta medio anual.

EJEMPLOS DE APLICACIÓN EN TRES CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DEL PAÍS

CENTRAL HIDROELÉCTRICA AGUAMILPA

Número de unidades **3**
 Potencia de la turbina **320 MW**
 Capacidad instalada **960 MW**
 Potencia máxima demandada **2800 MW**

TOTAL DE LA REGIÓN
 BALSAS-SANTIAGO **2800 MW**

DEMANDA				OPERACIÓN			OBSERVACIONES			
Intervalo de tiempo (h)		% P _d	Potencia de Demanda	Generación de Demanda	Unidades en operación	Potencia media P _{op}	Generación G _{op}	¿Satisface la demanda?	Excedente	Déficit
Inicio	fin		MW	GW		MW	GWh		MW	MW
0	1	54	1512	1.512	3	320.00	0.960	NO	0.000	-552.0
1	2	48	1344	1.344	3	320.00	0.960	NO	0.000	-384.0
2	3	47	1316	1.316	3	320.00	0.960	NO	0.000	-356.0
3	4	46	1288	1.288	3	320.00	0.960	NO	0.000	-328.0
4	5	46	1288	1.288	3	320.00	0.960	NO	0.000	-328.0
5	6	48	1344	1.344	3	320.00	0.960	NO	0.000	-384.0
6	7	52	1456	1.456	3	320.00	0.960	NO	0.000	-496.0
7	8	58	1624	1.624	3	320.00	0.960	NO	0.000	-664.0
8	9	71	1988	1.988	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1028.0
9	10	73	2044	2.044	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1084.0
10	11	74	2072	2.072	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1112.0
11	12	75	2100	2.100	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1140.0
12	13	74	2072	2.072	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1112.0
13	14	72	2016	2.016	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1056.0
14	15	70	1960	1.960	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1000.0
15	16	70	1960	1.960	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1000.0
16	17	71	1988	1.988	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1028.0
17	18	72	2016	2.016	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1056.0
18	19	75	2100	2.100	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1140.0
19	20	89	2492	2.492	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1532.0
20	21	100	2800	2.800	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1840.0
21	22	90	2520	2.520	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1560.0
22	23	84	2352	2.352	3	320.00	0.960	NO	0.000	-1392.0
23	24	66	1848	1.848	3	320.00	0.960	NO	0.000	-888.0
TOTAL			45500	45.500		7680.00	23.040		0.000	-22460.0

Generación media diaria de operación: $G_{op}=23.040$ GWh/día

Potencia media diaria de operación: $P_{op} = \frac{G_{op}}{h/día} = \frac{23040}{24} = 960$ MW

Factor de planta de operación: $F.P._{op} = \frac{P_{op}}{C.I.} = \frac{960}{960} = 1.00$

Este factor de planta no es real.

6.3 Central hidroeléctrica Peñitas.

Chiapas tiene el mayor potencial hidroeléctrico ya que cuenta con los dos ríos más caudalosos de México: el Grijalva y el Usumacinta, cuyas cuencas cubren el 80% de esta entidad federativa. El complejo Grijalva-Usumacinta tiene un área total de 131157 km², de los cuales 52 600 km² corresponden a la cuenca del Grijalva y 78 757 km² a la del Usumacinta. La CFE ha creado un sistema que permite la utilización casi total del caudal del Río Grijalva con la construcción de cuatro proyectos hidroeléctricos a lo largo del mismo: Dr. Belisario Domínguez (La Angostura), Ing. Manuel Moreno Torres (Chicoasén), Nezahualcoyotl (Malpaso) y Albino Corzo (Peñitas).

Peñitas constituye el cuarto aprovechamiento y está localizado en la parte baja del río, al norte del estado de Chiapas y próximo a los límites con el estado de Tabasco, en la cuenca baja del río Grijalva.

La creación de polos de desarrollo industrial y el apoyo necesario para el campo, hacen que los beneficios de Peñitas resulten de gran importancia para los estados del sureste, especialmente para Chiapas y Tabasco.

La presa es de materiales graduados y su construcción inició en 1980. Se aprovechó la amplitud de la boquilla en esta zona y la existencia de una isla que bifurcaba el cauce, lo que permitió utilizar el ramal brazo derecho para pasar el río mientras avanzaban los trabajos de relleno del brazo izquierdo mediante una compactación dinámica de los depósitos aluviales para mejorar sus características de resistencia y compresibilidad y poder desplantar, la cortina directamente sobre aluvión, ya que el retiro de éste resultaría antieconómico por tener una profundidad máxima de 55 m.

Paralelamente al avance de la presa se excavó un canal de desvío en la parte inferior de la obra de excedencias, de tal forma que el río fue desviado en octubre de 1983 permitiendo concluir la construcción de la presa en junio de 1986.

La obra de excedencias, que al controlar las descargas de agua cuando se presentan avenidas extraordinarias permite proteger las poblaciones, instalaciones industriales y zonas de cultivo existentes aguas abajo, se construyó en dos partes por la presencia en la misma del canal de desvío, formándose dos vertedores con cuatro compuertas cada uno. El vertedor derecho se terminó en junio de 1986 y operó satisfactoriamente a partir del 8 de agosto del mismo año derramando inicialmente 900 m³/s; el vertedor izquierdo se terminó de construir, después de cancelar el desvío, en julio de 1987.

La planta hidroeléctrica se construyó en la margen izquierda, utilizando la tecnología más moderna en el diseño y construcción de plantas de baja carga, que permite alojar en la misma estructura de concreto reforzado la obra de toma, la conducción a presión, la casa de máquinas, la zona de transformadores de potencia y la descarga de las cuatro unidades generadoras.

Se excavó un canal de llamada para alimentar, la obra de toma y un canal de desfogue para restituir el agua al río después de haber sido utilizada para la generación de energía eléctrica. La operación de la primera unidad se inició en enero de 1987.

La energía generada en Peñitas permite el ahorro de 3.4 millones de barriles de combustóleo² al año y pasa de los transformadores de potencia a una subestación de donde se distribuye, mediante líneas de transmisión, hacia las principales poblaciones de los Estados de Tabasco y Chiapas, integrándose al Sistema Interconectado Nacional.

En julio de 1986 se realizaron las maniobras para la obturación definitiva del canal de desvío iniciándose el llenado de la presa. Con la debida oportunidad y anticipación se iniciaron los estudios de las afectaciones originadas por el embalse, que dieron lugar a indemnizaciones de terrenos, construcciones, siembras y árboles frutales y a la

² 1,593,000 kcal/barril ;
1 kWh = 2860 kcal.
1,912 GWh = 5,468,620,000,000 kcal = 3,432,718 barriles

plantación y construcción de nuevos poblados para el reacomodo de los habitantes de la zona del vaso y de obras de beneficio social en las comunidades que tuvieron una participación directa en la realización de este proyecto. Destaca el poblado de Rómulo Calzada que consta de 250 viviendas y cuenta con servicios de agua potable, alcantarillado, energía eléctrica, pavimentación, escuelas, clínicas del IMSS, mercado, oficinas públicas y cuatro templos para las diferentes religiones de la comunidad.

En todos los aspectos de afectaciones, indemnizaciones y reacomodos se contó siempre con la colaboración, participación y apoyo de los campesinos y propietarios, de las autoridades municipales, del Gobierno del Estado de Chiapas y de la Secretaría de la Reforma Agraria.

Datos principales

HIDROLOGÍA

Área de la cuenca hasta Peñitas	35,701 km ²
Escurrimiento medio anual	23,204 millones de m ³
Gasto medio anual	735.00 m ³ /s
Gasto máximo registrado	5,420 m ³ /s
Gasto medio anual aprovechado	735 m ³ /s

VASO DE ALMACENAMIENTO

Elevaciones	Capacidad
Elevación NAMINO 85.00 msnm	961 millones de m ³
Elevación NAMO 87.40 msnm	1,091 millones de m ³
Elevación NAME 95.50 msnm	1,628 millones de m ³
Capacidad útil NAMO-NAMINO	130 millones de m ³
Capacidad para control de avenidas NAME-NAMO	537 millones de m ³
Capacidad muerta	961 millones de m ³

OBRA DE DESVÍO

Canal a cielo abierto	35 m de ancho.
Gasto máximo de la avenida de diseño	5,120 m ³ /s
Gasto máximo de descarga	4,230 m ³ /s
Periodo de retorno considerado	100 años

PRESA

Tipo:	materiales graduados
Elevación de la corona	98 msnm
Longitud de la corona	560 m
Altura total desde el desplante	53 m
Volumen total de la cortina incluyendo ataguías	3.24 millones de m ³

OBRA DE EXCEDENCIAS

Canal a cielo abierto con cresta controlada	
Gasto máximo de la avenida de diseño	22,877 m ³ /s
Volumen de la avenida	6,850 millones de m ³
Duración	8 días
Gasto máximo de descarga total	18,700 m ³ /s
Elevación de la cresta	76 msnm
Longitud total de la cresta	116 m
Compuertas (ocho radiales) base x altura	14.5 x 15 m
Elevación labio superior	91.17 msnm

OBRAS DE GENERACIÓN

OBRA DE TOMA

Número de tomas	4
Rejillas semicirculares	8
Gasto máximo por toma	360 m ³ /s
8 Compuertas de servicio	10.10 x 12.60 m
2 Compuertas auxiliares	10.10 x 12.60 m

CONDUCCIÓN

Número de conductos	8
Longitud total de túneles	40 m
Inclinación	45°

CASA DE MÁQUINAS

Potencia instalada 4 unidades tipo Kaplan	420 MW
Generación media anual	1,912 GWh
Factor de planta	0.525
Gasto de diseño por unidad	360 m ³ /s
Carga neta de diseño	32.26 m
Velocidad de rotación	112.5 rpm
Número de generadores	4
Capacidad nominal por generador	110.465 MVA
Tensión nominal	13.8 kV
Frecuencia	60 Hz
Transformadores	4 unidades y uno de reserva.
Tipo	Trifásico
Capacidad total	115 MVA
Tensión de transformación	13.8/230 kV

Central Hidroeléctrica Peñitas, ejemplo de aplicación.

Si la generación media anual es **1912 GWh**, la potencia media disponible en los transformadores es:

$$P_{\text{media}} = \frac{\text{Generación media anual}}{\text{Numero de horas al año}} = \frac{1912000}{8760} = 218.26 \text{ MW}$$

De la ecuación 3.3 se determina la capacidad instalada en la planta. Si se supone un factor de planta de **0.53**, la potencia nominal total de los generadores es:

$$\text{Capacidad Instalada} = \frac{218.26}{0.53} = 411.82 \text{ MW}$$

En la central se instalarán **4** unidades turbogeneradoras. Si se considera que el factor k es **1** y la eficiencia del generador η_g es **0.99**, la potencia de las unidades se calcula con la ecuación 3.4:

$$P_t = \frac{411.82 \times 1.0}{4 \times 0.99} = 104.00 \text{ MW}$$

Si el nivel más frecuente del embalse es **87.3 msnm**, el nivel del desfogue es **51.5 msnm** y la pérdida de energía es **0.5 metros**, la carga de diseño se estima en:

$$H_d = 87.3 - 51.5 - 0.5 = 35.3 \text{ m}$$

Si la turbina tiene una eficiencia η_t de **0.89**, con la ecuación 3.5 se determina el gasto de diseño que es:

$$Q_d = \frac{104000}{9.81 \times 35.3 \times 0.89} = 337 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Con la carga de diseño y el gasto de diseño en la figura 3.13 se observa que la turbina es tipo Francis rápida cerca de la zona de Kaplan, se elige tipo Kaplan.

De la figura 5.12 se obtiene la velocidad específica N'_s , en la curva correspondiente al año 1975:

$$N'_s = 2419 \times 35.5^{-0.489} = 423.42 \text{ rpm kW}^{1/2} \text{ m}^{-5/4}$$

Con este valor estimado, la velocidad de rotación de la turbina N' se obtiene de la ecuación 3.9:

$$N' = \frac{423.42 \times 35.3^{5/4}}{\sqrt{104000}} = 113 \text{ rpm}$$

Esta velocidad de rotación permite determinar el número de polos del generador con la ecuación 3.11:

$$\text{No. de polos del generador} = \frac{120 \times 60}{113} = 63.73$$

Se revisa la variación de la carga sobre la turbina para elegir el número de polos adecuado.

La carga máxima sobre la turbina se estima con la diferencia entre el NAME, el nivel de desfogue al descargar una turbina y las pérdidas de energía. El nivel de desfogue se conoce mediante la curva gasto-elevaciones del río para el gasto de una turbina.

$$H_{\text{máx}} = 9.5 - 51.1 - 0.5 = 43.9 \text{ m}$$

La carga mínima sobre la turbina se estima de forma similar, con la diferencia entre el NAMINO, el nivel de desfogue al descargar las tres turbinas y las pérdidas de energía.

$$H_{\text{mín}} = 85 - 54 - 0.5 = 30.5 \text{ m}$$

La variación de la carga sobre la turbina es:

$$100 \times \left(1 - \frac{30.5}{43.9} \right) = 30.524 \%$$

Por lo tanto, el número de polos es el mayor: 64

Se debe ajustar el valor de la velocidad de rotación con la ecuación 3.10:

$$N = \frac{120 \times 60}{64} = 112.5 \text{ rpm}$$

También debe ajustarse el valor de la velocidad específica:

$$N_s = \frac{112.5 \sqrt{104000}}{35.3^{5/4}} = 421.6387$$

Se determinan las dimensiones del rodete:

De la ecuación 5.2:

$$\phi = 0.79 + 1.61 \times 10^{-3} \times 421.64 = 1.4688$$

De la ecuación 5.3:

$$D_M = \frac{84.5 \times 1.4688 \times \sqrt{35.3}}{112.5} = 6.5550 \text{ m}$$

De la ecuación 5.4:

$$D_m = 6.5550 \times \left(0.25 + \frac{94.5}{421.64} \right) = 3.1100 \text{ m}$$

De la ecuación 5.5:

$$H_m = 6.5550 \times (6.94 \times 421.64^{-0.403}) = 3.9818 \text{ m}$$

De la ecuación 5.6:

$$H_1 = 6.5550 \times (0.38 + 0.0000517 \times 421.64) = 2.6337 \text{ m}$$

Se determinan las dimensiones de la carcasa o caracol de concreto:

De la ecuación 5.18:

$$B_2 = 6.5550 \times \left(\frac{1}{0.76 + 8.92 \times 10^{-5} \times 421.64} \right) = 8.2181 \text{ m}$$

De la ecuación 5.19:

$$C_2 = 6.555 \times \left(\frac{1}{0.55 + 1.48 \times 10^{-5} \times 421.64} \right) = 11.7843 \text{ m}$$

De la ecuación 5.20:

$$D_2 = 6.555 \times (1.58 - 9.05 \times 10^{-5} \times 421.64) = 10.1066 \text{ m}$$

De la ecuación 5.21:

$$E_2 = 6.55 \times (1.48 - 2.11 \times 10^{-5} \times 421.64) = 9.6429 \text{ m}$$

De la ecuación 5.22:

$$F_2 = 6.555x\left(1.62 - 3.18x10^{-5}x421.64\right) = 10.5310 \text{ m}$$

De la ecuación 5.23:

$$G_2 = 6.555x\left(1.36 + \frac{7.79}{421.64}\right) = 9.0358 \text{ m}$$

De la ecuación 5.24:

$$H_2 = 6.555x\left(1.19 + \frac{4.69}{421.64}\right) = 7.87323 \text{ m}$$

De la ecuación 5.25:

$$I_2 = 6.555x\left(0.44 - \frac{21.47}{421.64}\right) = 2.5504 \text{ m}$$

De la ecuación 5.26:

$$L_2 = 6.555x\left(1.44 + \frac{105.29}{421.64}\right) = 11.0760 \text{ m}$$

De la ecuación 5.27:

$$M_2 = 6.555x\left(1.03 + \frac{136.28}{421.64}\right) = 8.8702 \text{ m}$$

Se determinan las dimensiones del tubo de aspiración:

De la ecuación 5.28:

$$H_t = 6.555x\left(0.24 + 7.82x10^{-5}x421.64\right) = 1.7893 \text{ m}$$

De la ecuación 5.29:

$$N = 6.555x\left(2.00 - 2.14x10^{-6}x421.64\right) = 13.1039 \text{ m}$$

De la ecuación 5.30:

$$O = 6.555x\left(1.40 - 1.67x10^{-5}x421.64\right) = 9.1307 \text{ m}$$

De la ecuación 5.31:

$$P = 6.555x\left(1.26 - \frac{16.35}{421.64}\right) = 8.0050 \text{ m}$$

De la ecuación 5.32:

$$Q = 6.555x\left(0.66 - \frac{18.40}{421.64}\right) = 4.0402 \text{ m}$$

De la ecuación 5.33:

$$R = 6.555x\left(1.25 - 7.98x10^{-5}x421.64\right) = 7.9731 \text{ m}$$

De la ecuación 5.34:

$$S = 6.555x\left(4.26 + \frac{201.51}{421.64}\right) = 31.0566 \text{ m}$$

De la ecuación 5.35:

$$T = 6.555x\left(1.20 + 5.12x10^{-4}x421.64\right) = 9.2809 \text{ m}$$

De la ecuación 5.36:

$$Z = 6.555x\left(2.58 + \frac{102.66}{421.64}\right) = 18.5076 \text{ m}$$

De la ecuación 5.37:

$$V = 6.555x2.91 = 19.0747 \text{ m}$$

De la ecuación 5.38:

$$U = 6.555x0.15 = 0.9832 \text{ m}$$

La tabla de operación y el correspondiente factor de planta de operación se elaboró con la siguiente propuesta de potencias máximas demandadas:

- 335 MW, menor a la capacidad instalada
- 3930 MW, capacidad instalada en la región Grijalva, a la cual pertenece la central.

Con su capacidad instalada, la participación de Peñitas en la región es del 10.69%.

EJEMPLOS DE APLICACIÓN EN TRES CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DEL PAÍS

CENTRAL HIDROELÉCTRICA PEÑITAS

Número de unidades	4	
Potencia de la turbina	105	MW
Capacidad Instalada	420	MW
Potencia máxima	335	MW

DEMANDA				OPERACIÓN				OBSERVACIONES		
Intervalo de tiempo (h)	P _D		Potencia de Demanda MW	Generación de Demanda GW	Unidades en operación	Potencia media P _{op} MW	Generación G _{op} GWh	¿Satisface la Demanda?	Excedente MW	Déficit MW
0	1	54	181	0.181	2	90.450	0.181	SI	239.10	0.000
1	2	48	181	0.181	2	80.400	0.181	SI	259.20	0.000
2	3	47	157	0.157	2	78.725	0.157	SI	262.55	0.000
3	4	46	154	0.154	2	77.050	0.154	SI	265.90	0.000
4	5	46	154	0.154	2	77.050	0.154	SI	265.90	0.000
5	6	48	181	0.181	2	80.400	0.181	SI	259.20	0.000
6	7	52	174	0.174	2	87.100	0.174	SI	245.80	0.000
7	8	58	194	0.194	2	97.150	0.194	SI	225.70	0.000
8	9	71	238	0.238	3	79.283	0.238	SI	182.15	0.000
9	10	73	245	0.245	3	81.517	0.245	SI	175.45	0.000
10	11	74	248	0.248	3	82.633	0.248	SI	172.10	0.000
11	12	75	251	0.251	3	83.750	0.251	SI	168.75	0.000
12	13	74	248	0.248	3	82.633	0.248	SI	172.10	0.000
13	14	72	241	0.241	3	80.400	0.241	SI	178.80	0.000
14	15	70	235	0.235	3	78.167	0.235	SI	185.50	0.000
15	16	70	235	0.235	3	78.167	0.235	SI	185.50	0.000
16	17	71	238	0.238	3	79.283	0.238	SI	182.15	0.000
17	18	72	241	0.241	3	80.400	0.241	SI	178.80	0.000
18	19	75	251	0.251	3	83.750	0.251	SI	168.75	0.000
19	20	89	298	0.298	3	99.383	0.298	SI	121.85	0.000
20	21	100	335	0.335	4	83.750	0.335	SI	85.00	0.000
21	22	90	302	0.302	3	100.500	0.302	SI	118.50	0.000
22	23	84	281	0.281	3	93.800	0.281	SI	138.60	0.000
23	24	66	221	0.221	3	73.700	0.221	SI	198.90	0.000
TOTAL			5444	5.444		2009.44	5.444		4638.25	0.000

Generación media diaria de operación: $G_{op}=5.444$ GWh/día

Potencia media diaria de operación:
$$P_{op} = \frac{G_{op}}{h/día} = \frac{5444}{24} = 226.82 \text{ MW}$$

Factor de planta de operación:
$$F.P._{op} = \frac{P_{op}}{C.I.} = \frac{226.82}{420} = 0.540$$

Factor de planta cercano al real.

EJEMPLOS DE APLICACIÓN EN TRES CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DEL PAÍS

CENTRAL HIDROELÉCTRICA PEÑITAS

Número de unidades 4
 Potencia de la turbina 105 MW
 Capacidad instalada 420 MW
 Potencia máxima demandada 3930 MW

TOTAL DE LA REGIÓN
 GRIJALVA 3930 MW

INTERVALO DE TIEMPO (h)			DEMANDA			OPERACIÓN			OBSERVACIONES		
Inicio	fin	% _D	Potencia de Demanda MW	Generación de Demanda GW	Unidades en operación	Potencia media P _{op} MW	Generación G _{op} GWh	¿Satisface la Demanda?	Excedente MW	Déficit MW	
0	1	54	2122	2.122	4	105.00	0.420	NO	0.000	-1702.20	
1	2	48	1888	1.886	4	105.00	0.420	NO	0.000	-1466.40	
2	3	47	1847	1.847	4	105.00	0.420	NO	0.000	-1427.10	
3	4	46	1808	1.808	4	105.00	0.420	NO	0.000	-1387.80	
4	5	46	1808	1.808	4	105.00	0.420	NO	0.000	-1387.80	
5	6	48	1886	1.886	4	105.00	0.420	NO	0.000	-1466.40	
6	7	52	2044	2.044	4	105.00	0.420	NO	0.000	-1623.60	
7	8	58	2279	2.279	4	105.00	0.420	NO	0.000	-1859.40	
8	9	71	2790	2.790	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2370.30	
9	10	73	2869	2.869	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2448.90	
10	11	74	2908	2.908	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2488.20	
11	12	75	2948	2.948	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2527.50	
12	13	74	2908	2.908	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2488.20	
13	14	72	2830	2.830	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2409.60	
14	15	70	2751	2.751	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2331.00	
15	16	70	2751	2.751	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2331.00	
16	17	71	2790	2.790	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2370.30	
17	18	72	2830	2.830	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2409.60	
18	19	75	2948	2.948	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2527.50	
19	20	89	3498	3.498	4	105.00	0.420	NO	0.000	-3077.70	
20	21	100	3930	3.930	4	105.00	0.420	NO	0.000	-3510.00	
21	22	90	3537	3.537	4	105.00	0.420	NO	0.000	-3117.00	
22	23	84	3301	3.301	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2881.20	
23	24	66	2594	2.594	4	105.00	0.420	NO	0.000	-2173.80	
TOTAL			63883	63.863		2520.00	10.080		0.000	-53782.5	

Generación media diaria de operación: $G_{op}=10.080$ GWh/día

Potencia media diaria de operación: $P_{op} = \frac{G_{op}}{h/día} = \frac{10080}{24} = 420$ MW

Factor de planta de operación: $F.P._{op} = \frac{P_{op}}{C.I.} = \frac{420}{420} = 1.00$

DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE PLANTA DE OPERACIÓN

Se puede calcular el factor de planta de operación de las centrales hidroeléctricas y termoeléctricas con los datos del informe de operación de 1998 de CFE, ver tabla 1.1:

Capacidad instalada³

Total:	35256	MW
Hidroeléctricas:	9,700	MW
Termoeléctricas:	25,554	MW

Generación media anual⁴

Total:	170,983	GWh
Hidroeléctricas:	24,616	GWh
Termoeléctricas:	146,367	GWh

Generación máxima posible

C. I. X h/año

Hidroeléctricas:	9.7 GW x 8,760 h/año = 84,972 GWh/año
Termoeléctricas:	25.55 GW x 8,760 h/año = 223,870.56 GWh/año

Potencia media anual:

$$\frac{G_{\text{med anual}}}{h/\text{año}}$$

Hidroeléctricas: $\frac{24,616}{8,760} = 2.81 \text{ GW}$

Termoeléctricas: $\frac{146,367}{8,760} = 16.71 \text{ GW}$

Factor de planta

$$\frac{P_{\text{med anual}}}{C.I.}$$

ó

$$\frac{G_{\text{med anual}}}{G_{\text{máx}}}$$

Hidroeléctricas: $\frac{2.81}{9.70} = 0.2897$ ó $\frac{2,4616}{84,972} = 0.2897$

Termoeléctricas: $\frac{16.708}{25.556} = 0.6538$ ó $\frac{16,367}{223,870.56} = 0.6538$

³ CFE, Informe de operación 1998

EJEMPLOS DE APLICACIÓN EN TRES CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DEL PAÍS

Si el país demandara los 35,556 MW las centrales aportarían:

- Termoeléctricas 25,556 MW (72.49%)
- Hidroeléctricas 9700 MW, (27.51%)

a plena carga, lo que significa que todas las unidades trabajarán a potencia de placa.

Para un tiempo dado, por ejemplo 24 horas, ver figura 6.2, a plena carga implica un factor de planta $FP=1.0$.

Esto en la realidad no es posible pues algunas unidades están fuera de servicio, por lo general en mantenimiento:

- preventivo o programado,
- correctivo por falta de preventivo, o no programado por descompostura o falla.

Se puede entonces obtener el factor de planta de operación nacional.

Generación máxima posible del país: $C. I. \times h/año$
 $35,2560,000 \times 8,760 = 308,843 \text{ GWh}$

Factor de planta de operación nacional:

$$\frac{G_{\text{med anual}}}{G_{\text{máx}}} = \frac{170,983 \text{ GWh}}{308,843 \text{ GWh}} = 0.5536$$

Los factores de planta de operación más altos corresponden a la geotermoeléctrica y la nucleoeeléctrica, lo que implica que sus unidades permanecen en servicio la mayor parte del año, ver tabla 1.1:

- Geotermoeléctrica: $F. P. = \frac{5,657 \text{ GWh}}{6,570 \text{ GWh}} = 0.8610$
- Nucleoeeléctrica: $F. P. = \frac{9,265 \text{ GWh}}{11,467 \text{ GWh}} = 0.8080$

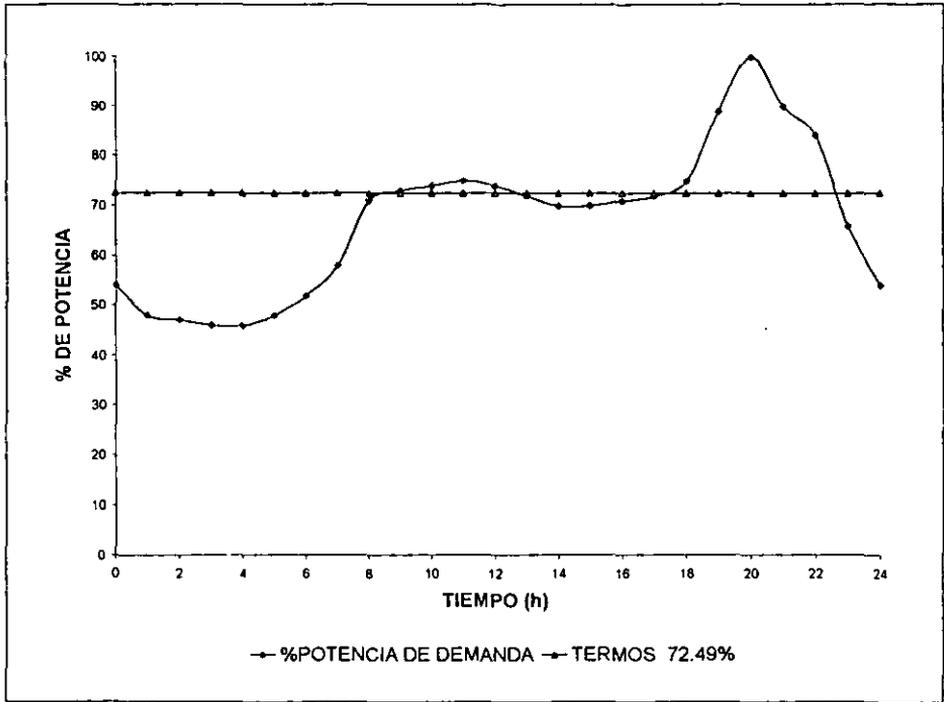


Figura 6.2 Curva de demanda de un día. Aportación de las Termoeléctricas.

CAPÍTULO 7
CAVITACIÓN

7. CAVITACIÓN

Este fenómeno es exclusivo de los líquidos y para hablar de su magnitud e importancia, es necesario definir algunos conceptos de *presión de vaporización* y *presión de saturación*.

Todos los líquidos tienden a vaporizarse al cambiar su estado líquido por gaseoso, es decir, en la inmediata vecindad de la superficie libre de un líquido algunas de sus moléculas escapan hacia el *medio* por encima de dicha superficie. De la misma manera, si la superficie libre permanece en un nivel fijo algunas de las moléculas libres regresan al líquido y puede alcanzarse un equilibrio en el intercambio cuando es igual el número de las que salen y de las que entran.

Si el *medio* es aire, entonces no sólo se presentaría un equilibrio entre el aire y las moléculas del líquido sino que también habría presión parcial del aire sumada a la del vapor del agua. Al haber este 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 dichas moléculas. Cuando la *presión de vaporización* es igual a la presión parcial del vapor encima de la superficie, y además se establece el equilibrio, en el intercambio de moléculas, se dice que el gas está saturado con el vapor. El valor de la presión de vaporización para la cual esto ocurre, se llama *presión de saturación*.

La vaporización puede producirse también con la ebullición del líquido, durante la cual escapan sus moléculas formando vapor, para luego establecer el intercambio con las del gas. Para que la ebullición ocurra se debe alcanzar el equilibrio en el intercambio de moléculas debido a un incremento en la temperatura, hasta lograr la *presión de vaporización*, al igualar o exceder la presión total aplicada sobre la superficie libre, o bien por una reducción en la presión total en el interior del líquido, hasta que sea igual o menor a la presión de vaporización¹.

Cuando en un flujo ocurren grandes descensos locales de presión se llega a la *formación de vapor* aún cuando el agua sea conducida a bajas temperaturas.

¹ Sotelo, A. G. "Hidráulica General"

Si un líquido fluye a través de una región donde la presión es menor que su *presión de vaporización*, el líquido cambia de estado y forma burbujas de vapor. Estas burbujas son transportadas por el líquido hasta llegar a una región de mayor presión, donde el vapor regresa al estado líquido de manera súbita y explosiva, de tal manera que las burbujas "se aplastan" o "implotan" bruscamente.

Si las burbujas de vapor se encuentran cerca o en contacto con una pared sólida cuando cambian de estado, las fuerzas ejercidas por el líquido, dan lugar a presiones muy altas al aplastar las *cavidades* dejadas por el vapor, ocasionando picaduras sobre la superficie sólida. Las *cavidades* formadas dan lugar al nombre de *cavitación*.

Este fenómeno generalmente va acompañado de ruido y vibraciones, dando la impresión de que se trata de grava golpeando en las diferentes partes de la máquina.

Para caracterizar la susceptibilidad de un líquido a cavitarse, se utiliza el *parámetro de cavitación* o número de Thoma σ , definido por :

$$\sigma = \frac{p - p_v}{\rho \frac{v^2}{2}}$$

donde:

- p es la presión absoluta en el punto de interés en Pa,
- p_v la presión de vaporización del líquido en Pa,
- ρ la densidad del líquido en kg/m^3 , y
- v la velocidad de referencia comúnmente en la zona de disturbios, en m/s.

Cuando $\sigma=0$, la presión se reduce hasta la presión de vaporización y en ese momento ocurre la ebullición del líquido.

Pruebas conducidas en líquidos químicamente puros indican que tales sustancias pueden resistir esfuerzos de tensión muy altos, de varios millones de Pa, lo cual contradice el hecho de que se formen cavidades cuando la presión se reduce a la presión de vapor. Dado que generalmente se tiene ebullición espontánea cuando se alcanza la presión de vapor con líquidos comerciales o técnicos, se suele aceptar que la formación de las burbujas es mediante el proceso llamado *nucleación*, el cual no se conoce completamente hasta la fecha². Cabe suponer que en este tipo de líquidos, siempre se encuentran presentes partículas microscópicas de polvo o de otros contaminantes ampliamente dispersos en el fluido.

² Streeter, V. L., "Mecánica de los Fluidos"

Las burbujas de cavitación dentro de una turbomáquina, pueden ser transportadas a la región de más alta presión y aplastarse en unos cuantos milésimos de segundo. Se han tomado fotografías de las burbujas en agua que contiene aire disuelto y se ha observado que presentan oscilaciones en su movimiento; sin embargo, parece que el fenómeno no se presenta en líquidos sin airear.

Respecto de los pulsos de alta presión que acompañan el colapso de una burbuja, parece que la tensión superficial de la burbuja desempeña un papel importante. Experimentos indican presiones del orden de 1,400 MPa durante la cavitación, basadas en el análisis de las ondas de deformación de especímenes fotoelásticos expuestos al fenómeno³. Presiones de este orden de magnitud parecen razonables en virtud de los daños mecánicos observados en los materiales por efecto de la cavitación.

La formación y el aplastamiento de un gran número de burbujas en una superficie dan lugar a esfuerzos locales muy intensos, mismos que parecen dañar la superficie por fatiga. Algunos materiales dúctiles pueden resistir el bombardeo por un periodo, llamado periodo de incubación, mientras que materiales frágiles pueden perder parte de su peso inmediatamente. Algunos efectos electroquímicos, abrasivos y térmicos inherentes al líquido que se maneja, pueden acelerar el deterioro de las superficies expuestas.

La protección contra la cavitación debe comenzar con un diseño hidráulico adecuado del sistema, de tal manera que se eviten en lo posible las presiones bajas. Cuando sea inevitable la presencia de la cavitación, el efecto sobre las superficies se puede reducir mediante el recubrimiento con materiales especiales de alta resistencia. El empleo de pequeñas cantidades de aire introducidas en el agua reduce notablemente el daño causado por la cavitación; por último, en algunos estudios se ha comprobado que la protección catódica puede ser de utilidad contra los efectos de la cavitación.

La formación de burbujas de vapor disminuye el espacio disponible para la conducción del líquido, lo cual da como resultado la disminución de la eficiencia de la máquina. De lo anterior se puntualiza que el fenómeno de la cavitación ocasiona tres efectos nocivos en la operación de una turbomáquina:

- disminuye la eficiencia,
- daña las conducciones y
- produce ruido y vibraciones molestas.

³ Sutton, G. W. "A photoelastic study of strain waves caused by cavitation", J. Appl. Mech., vol 24.

Los álabes curvos son particularmente susceptibles a la cavitación en su cara convexa, donde se pueden tener áreas sujetas a un picado fuerte e incluso a falla total. Dado que todas las turbomáquinas y muchas estructuras hidráulicas, pueden quedar sujetas a la cavitación, es necesario poner atención a este aspecto durante las etapas de diseño.

Al diseñar una turbina y proyectar su instalación debe procurarse que la cavitación no llegue a producirse, al menos en grado notable; esto obliga a reducir velocidades de operación y a aumentar el peso y tamaño por unidad de potencia, así como a "cuidar" la posición de las turbinas respecto al nivel de aguas abajo, dado que las turbinas de reacción están expuestas a fenómenos de cavitación y de vibración que, como ya se mencionó, afectan negativamente a su eficiencia y duración.

En estos fenómenos influyen:

- La presión atmosférica, que varía con la altitud.
- La presión del vapor de agua, que aumenta con la temperatura de ésta.
- La diferencia de niveles entre el inicio del tubo de aspiración y el nivel del desfogue o carga estática de aspiración H_s
- La velocidad del agua a la salida del rodete.

El tubo de aspiración crea una depresión en la zona de salida del agua del rodete, que pudiera alcanzar valores tan bajos, que comprometieran el buen funcionamiento de la turbina, debido al fenómeno de la cavitación.

A partir de la definición anterior del *coeficiente o parámetro de cavitación* σ , se llega a la definición del mismo para las turbinas de reacción⁴.

En general para las turbinas Francis σ vale:

$$\sigma = 7.54 \times 10^{-5} N_s^{1.41}$$

y para las turbinas Kaplan:

$$\sigma = 6.40 \times 10^{-5} N_s^{1.46}$$

Donde N_s expresada en r.p.m. $\text{kW}^{1/2} \text{m}^{-5/4}$

⁴ García, G. H. "Apuntes de selección de Turbinas"

Para evitar que exista la cavitación durante el funcionamiento de la turbina, es necesario ubicar correctamente la elevación de eje del distribuidor y el eje del rodete de la turbina.

En la figura 7.1 se representa esquemáticamente los casos más generales, es decir, la unidad está situada más alta o más baja que el nivel de agua en el desfogue.

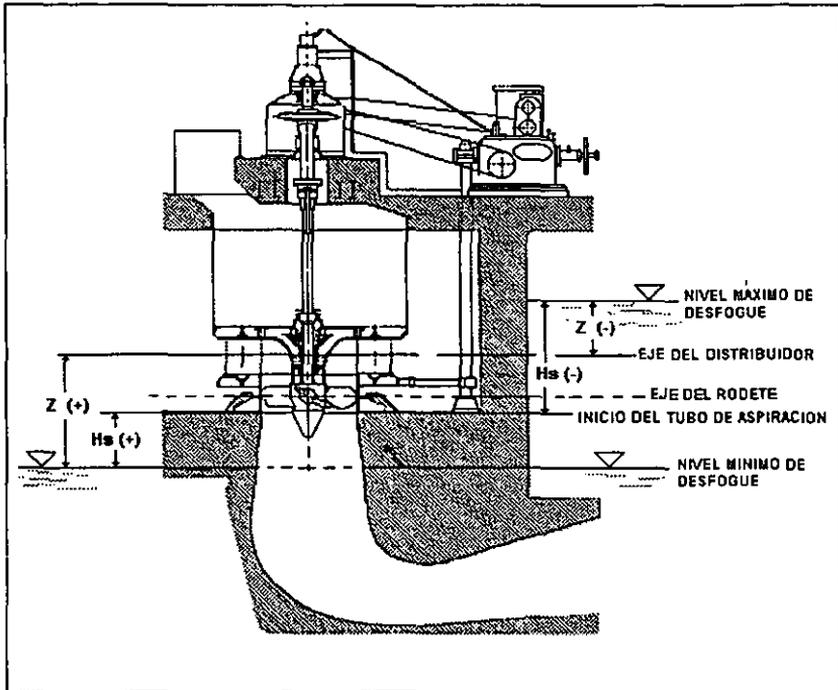


Figura 7.1 Localización de una turbina Kaplan con respecto al nivel de desfogue.

Primero se determina la carga estática de aspiración H_s , que puede ser positiva o negativa según la diferencia de niveles entre el inicio del tubo de aspiración y el nivel del desfogue:

$$H_s = \frac{p_{atm}}{\rho g} - \frac{p_{abva}}{\rho g} - \sigma H_d$$

donde :

p_{abva} es la presión absoluta de vapor del agua, la cual varía con la temperatura, tabla 7.1

H_d es la carga de diseño de la turbina.

Finalmente se determina la carga total de aspiración Z que es la diferencia de niveles entre el eje del distribuidor y el nivel del agua en el desfogue.

En el caso de la turbina Francis el eje del distribuidor coincide con el eje del rodete, no así en la turbina Kaplan como se observa en la figura 7.1.

t (°C)	P abva		t (°C)	P abva		t (°C)	P abva	
	(Pa)	(kg _f /m ²)		(Pa)	(kg _f /m ²)		(Pa)	(kg _f /m ²)
0.00	610.80	62.30	35	5622.00	573.44	71	32530.00	3318.06
0.01	611.20	62.34	36	5940.00	605.88	72	33960.00	3463.92
1	656.60	66.97	37	6274.00	639.95	73	35430.00	3613.86
2	705.50	71.96	38	6624.00	675.65	74	36960.00	3769.92
3	757.50	77.27	39	6991.00	713.08	75	38550.00	3932.10
4	812.90	82.92	40	7375.00	752.25	76	40190.00	4099.38
5	871.80	88.92	41	7777.00	793.25	77	41890.00	4272.78
6	934.50	95.32	42	8198.00	836.20	78	43650.00	4452.30
7	1001.20	102.12	43	8639.00	881.18	79	45470.00	4637.94
8	1072.00	109.34	44	9100.00	928.20	80	47360.00	4830.72
9	1147.20	117.01	45	9582.00	977.36	81	49310.00	5029.62
10	1227.00	125.15	46	10086.00	1028.77	82	51330.00	5235.66
11	1311.60	133.78	47	10612.00	1082.42	83	53420.00	5448.84
12	1401.40	142.94	48	11162.00	1138.52	84	55570.00	5668.14
13	1496.50	152.64	49	11736.00	1197.07	85	57800.00	5895.60
14	1597.30	162.92	50	12335.00	1258.17	86	60110.00	6131.22
15	1703.90	173.80	51	12961.00	1322.02	87	62490.00	6373.98
16	1816.80	185.31	52	13613.00	1388.53	88	64950.00	6624.90
17	1936.20	197.49	53	14293.00	1457.89	89	67490.00	6883.98
18	2062.00	210.32	54	15002.00	1530.20	90	70110.00	7151.22
19	2196.00	223.99	55	15741.00	1605.58	91	72810.00	7426.62
20	2337.00	238.37	56	16511.00	1684.12	92	75610.00	7712.22
21	2485.00	253.47	57	17313.00	1765.93	93	78490.00	8005.98
22	2642.00	269.48	58	18147.00	1850.99	94	81460.00	8308.92
23	2808.00	286.42	59	19016.00	1939.63	95	84530.00	8622.06
24	2982.00	304.16	60	19920.00	2031.84	96	87690.00	8944.38
25	3166.00	322.93	61	20860.00	2127.72	97	90940.00	9275.88
26	3360.00	342.72	62	21840.00	2227.68	98	94300.00	9618.60
27	3564.00	363.53	63	22860.00	2331.72	99	97760.00	9971.52
28	3778.00	385.36	64	23910.00	2438.82	100	101330.00	10335.66
29	4004.00	408.41	65	25010.00	2551.02	101	105000.00	10710.00
30	4241.00	432.58	66	26150.00	2667.30	102	108780.00	11095.56
31	4491.00	458.08	67	27330.00	2787.66	103	112670.00	11492.34
32	4753.00	484.81	68	28560.00	2913.12	104	116680.00	11901.36
33	5029.00	512.96	69	29840.00	3043.68	105	120800.00	12321.60
34	5318.00	542.44	70	31160.00	3178.32			

Tabla 7.1 Presión absoluta de vapor a diversas temperaturas.

***CONCLUSIONES
Y
COMENTARIOS***

CONCLUSIONES

Se puede considerar que la velocidad específica N_s es el principal parámetro para seleccionar el tipo de turbina hidráulica más adecuada para las características del aprovechamiento hidroeléctrico que se quiera construir. El intervalo de velocidad específica N_s para cada tipo de turbina, expresado en $(\text{rpm CV}^{1/2} \text{ m}^{-5/4})$, es:

Pelton: Menos de 100
Francis: De 50 a 350
Kaplan: Más de 300

Como se puede observar la turbina Francis invade los campos de la Pelton y la Kaplan, dada la versatilidad de operar con valores grandes de gasto y carga, por lo cual tiene un intervalo de velocidad específica que se puede subdividir de la siguiente forma:

Lenta: De 50 a 175
Normal: De 175 a 225
Rápida: De 225 a 350

y de acuerdo con los diámetros de entrada D_1 y de salida D_3 del rodete, la tendencia es la siguiente,:

Lenta: $D_1 > D_3$ Tiende a Pelton
Normal: $D_1 \approx D_3$
Rápida: $D_1 < D_3$ Tiende a Kaplan

Se realizó un análisis de las variables que intervienen en la velocidad específica, con la finalidad de establecer una orientación en la adecuada selección de la turbina lo cual se traduce en un buen funcionamiento de la misma. Estas variables son:

1. El gasto Q
2. La carga de la turbina H
3. La potencia P
4. La velocidad de rotación N
5. El diámetro del rodete D

El análisis se realizó con datos proporcionados por fabricantes de turbinas hidráulicas construidas en el mundo (Ver páginas 210 a la 221).

GASTO

Los valores de gasto Q en (m^3/s) más grandes, para cada tipo de turbina son:

Pelton: Alrededor de 30
Francis: Casi 700
Kaplan: Casi 700

CARGA

Los valores más altos registrados para la carga de la turbina *H*, expresados en (m), son los siguientes:

Pelton:	1250
Francis:	600
Kaplan:	70

los cuales pueden variar con la potencia y el diámetro del rodete.

POTENCIA

Para potencia, los valores máximos registrados, expresados en (MW), son:

Pelton:	De 150 a 200
Francis:	700 o más
Kaplan:	De 100 a 150

VELOCIDAD ANGULAR

El intervalo de valores máximos de la velocidad angular *N* para cada tipo de turbina, expresada en (rpm) es:

Pelton:	De 600 a 1000
Francis:	300 a 750
Kaplan:	No más de 600

DIÁMETRO

En el caso de los rodetes es importante mencionar que sus diámetros pueden variar desde los pequeños prototipos de laboratorio del orden de 0.30 m, hasta diámetros del orden de 5 m de las grandes Francis y de más de 7 m en los casos de las turbinas Kaplan con grandes caudales, como se determinó en los ejemplos realizados en el capítulo 6:

Central	Tipo	Diámetro m	Carga m	Gasto m ³ /s	Potencia MW
Zimapán	Pelton	4.00	563.00	29.00	146.00
Aguamilpa	Francis	5.00	144.00	251.70	320.00
Peñitas	Kaplan	7.00	33.00	360.00	105.00

Se puede mencionar el caso de los prototipos del Laboratorio de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, en los cuales se han registrado los siguientes valores de operación:

Tipo	Carga m	Gasto m ³ /s	Potencia kW
Pelton	13.00	0.008	0.90
Francis	5.00	0.090	3.97
Kaplan	4.00	0.086	2.00

Se concluye que para potencias normales de operación, el diámetro del rodete de la turbina Pelton es más pequeño que el de la turbina Kaplan, y se tiene en un valor medio para el diámetro del rodete Francis, debido a la magnitud del gasto con que opera.

Cabe aclarar que estos valores no son de ninguna manera restrictivos, ya que representan los valores más comunes de gasto, carga, potencia, velocidad de rotación y velocidad específica para los diferentes tipos de turbinas, que bajo esas condiciones han operado de forma correcta. Respecto a las cargas debe aclararse que solo sirven para dar una orientación sobre el tipo adecuado de turbina.

En los ejemplos del capítulo 6 se comprueba que se ha seleccionado adecuadamente el tipo de turbina en las centrales mencionadas y que los valores de los parámetros anteriores se han cumplido. La diferencia entre los criterios de la CFE y el USBR radica en la forma de suponer los parámetros y el procedimiento que se sigue para el diseño, pero no son substanciales. Cabe aclarar que los ejemplos sólo se consideró el aspecto hidráulico y de diseño del rodete, por lo que un análisis completo de la operación de la central debe considerar también los aspectos electromecánicos, la línea de transmisión y los fenómenos transitorios de todo el sistema.

Se trataron además algunos aspectos de la operación de las centrales al presentar las correspondientes tablas de operación de cada central para diferentes potencias de demanda, lo cual permitió introducir el concepto de Curva de Demanda y establecer la gran diferencia que existe entre Capacidad Instalada y Potencia Demandada, que aunque ambas son potencias (por lo general en MW), la primera representa lo que las turbinas pueden proporcionar y la segunda lo que los consumidores demandan. Es importante mencionar que este tipo de conceptos permiten conocer los aspectos generales sobre los sistemas de generación eléctrica de nuestro país así como su adecuada proyección y evitar en lo posible la dependencia tecnológica total de otros países.

Las tres centrales hidroeléctricas presentadas forman parte del grupo de las grandes centrales hidroeléctricas de nuestro país, como se puede ver en la siguiente tabla.

Central Hidroeléctrica	Capacidad instalada (MW)	Número de unidades	Tipo de unidades	Potencia por unidad (MW)
Comedero	100	2	Francis vertical	50.00
El Novillo	135	3	Francis vertical	45.00
Temascal	154	4	Francis vertical	38.50
Mazatepec	220	4	Pelton vertical	55.00
Agua Prieta	240	2	Francis vertical	120.00
Zimapán	292	2	Pelton vertical	146.00
La Villita	295	4	Francis vertical	73.75
Peñitas	420	4	Kaplan vertical	105.00
Huites	422	2	Francis vertical	211.00
Caracol	600	3	Francis vertical	200.00
La Angostura	900	5	Francis vertical	180.00
Aguamilpa	960	3	Francis vertical	320.00
Infiernillo	1000	4	Francis vertical	160.00
		2	Francis vertical	180.00
Malpaso	1080	6	Francis vertical	180.00
Chicoasén	1500	5	Francis vertical	300.00

La potencia de estas centrales hidroeléctricas es 8,318 MW y representan el 85.75% de la capacidad hidroeléctrica instalada y el 23.59% de la capacidad total instalada, ambas a nivel nacional. Y en cuanto a la generación de 1998, las 79 centrales hidroeléctricas del país con sus 219 turbinas hidráulicas, proporcionaron 24,616 GWh/año, con un factor de planta medio de 0.28, mientras que las centrales termoeléctricas generaron 146,362 GWh/año para un factor de planta de 0.65. La central nucleoelectrica Laguna Verde con sus 2 unidades de 655 MW cada una, generó 9,265 GWh/año con un factor de planta de 0.80 (Ver tabla 1.1 Pág. 6).

Es necesario construir más centrales hidroeléctricas para sustituir a las centrales termoeléctricas, que aunque operan con factores de planta altos, en su mayoría consumen combustible producto de recursos no renovables, algunos altamente contaminantes, además del riesgo que representa su operación, como en el caso de las centrales nucleoelectricas.

Aunque la velocidad específica N_s es determinante para definir el tipo de unidad, serán el gasto Q y la carga H disponibles los que proporcionen la potencia y el tamaño de la máquina, con lo que se podrá determinar la posible demanda de energía a satisfacer. Y en caso de que la demanda de energía exceda las posibilidades del aprovechamiento en cuanto a generación y se pretenda colocar máquinas muy grandes, dicha demanda no se podrá satisfacer, porque independientemente de la carga H y la velocidad específica N_s que definen el tipo de turbina, si no se cuenta con el recurso más importante, que es el agua, no habrá aprovechamiento hidráulico.

CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Pelton a nivel mundial. (ordenadas de mayor a menor gasto)

Año	Central	País	Número de unidades	Tipo	Número de Chiflones	GASTO m ³ /s	Carga m	Potencia por unidad MW	Velocidad rpm
1992	Zimapan	México	2	V	6	29.37	583.0	148.000	300
1968	Lotru	Rumania	3	V	6	28.95	788.0	187.500	375
1962	Sharavathi II	India	6	V	6	28.88	440.0	104.410	300
1969	Sharavathi III	India	2	V	6	28.88	440.0	104.410	300
1963	Villarodin-Mont-Cenis	Francia	2	V	6	26.07	869.0	200.000	375
1959	Sharavathi I	India	2	V	6	23.69	443.0	92.650	300
1969	Idikkil	India	3	V	6	23.07	660.0	134.410	375
1957	Bridge River	Canadá	2	V	6	20.26	342.0	61.180	300
1980	Grand'Maison	Francia	4	V	5	19.37	918.0	157.000	428
1956	Koyna	India	4	V	4	17.76	490.0	76.840	300
1952	Kemano Kitimatt	Canadá	3	V	4	17.38	757.0	118.180	327
1972	Combe d'Averleux	Francia	1	V	6	17.35	857.0	131.250	500
1984	Allyar	India	1	V	6	17.29	448.0	68.090	333
1981	Bissorre	Francia	1	V	5	14.90	1188.0	156.000	500
1969	Les Bois	Francia	1	V	6	13.67	318.0	38.383	375
1957	Mazatepec	México	4	V	6	13.32	516.0	60.680	375
1948	Malgover	Francia	4	H	2	11.82	740.0	77.210	428
1971	Maskellva Ova	Cellán	2	V	4	11.73	548.0	56.765	428
1952	Cubatão II	Brasil	4	V	4	10.97	694.0	67.210	450
1959	Awali	Libano	2	V	5	10.71	399.0	37.720	428
1973	Awali III	Libano	1	V	5	10.71	399.0	37.720	428
1947	Darguinah	Algerie	2	V	4	10.68	381.0	34.030	375
1967	Le Chatelard	Francia	3	V	5	9.96	803.0	70.590	600
1952	Norel	Noruega	1	H	2	9.63	346.0	29.410	300
1959	Lyse	Noruega	3	H	2	9.50	610.0	51.180	500
1961	Montahut	Francia	2	V	5	9.45	617.0	51.470	500
1974	Pucara	Ecuador	2	V	6	9.39	458.0	37.795	514
1957	Guadalupe III	Colombia	2	V	4	9.19	553.0	44.855	450
1960	Tabuaco	Portugal	2	V	6	8.97	451.0	35.735	500
1958	Tavropos	Francia	3	H	2	8.73	534.0	41.180	500
1979	Charcani	Perú	3	V	5	8.62	670.0	51.000	600
1955	Valpelline	Italia	1	H	1	8.57	962.0	72.600	428
1980	Machu Pichu	Perú	3	V	5	8.37	345.0	25.500	450
1968	Miégebat	Francia	2	V	6	7.99	391.0	27.575	500
1956	Roselend	Francia	6	V	2	7.79	1201.0	82.610	428
1948	Pragnères	Francia	2	H	1	7.42	1224.0	80.150	428
1948	Pässy-sur-Arve	Francia	4	H	2	7.39	355.0	23.160	428
1963	Tabescan Sup	España	2	V	4	7.09	875.0	54.780	600
1954	Miégebat	Francia	1	V	5	6.82	391.0	23.530	428
1956	Lung Chien	Taiwan	1	H	1	6.62	855.0	50.000	514
1955	Modane-Avrieux S2	Francia	1	H	2	6.38	796.0	44.850	950
1948	Modane-Avrieux S1	Francia	2	H	2	5.80	840.0	43.015	250
1962	Lassoula	Francia	1	V	5	5.54	460.0	22.500	600
1962	San Colombano	Italia	1	V	5	5.15	420.0	19.080	600
1950	Artés	España	2	H	1	4.96	756.0	33.090	600
1954	Jueu	España	1	V	4	4.49	480.0	19.045	600
1939	Aussois	Francia	3	H	2	4.02	850.0	30.150	600
1964	Ibon de Ip	España	3	V	4	3.35	912.0	26.985	1000
1977	Pragnères	Francia	1	H	2	3.09	1247.0	34.000	750
1932	Bissorre	Francia	3	H	1	2.56	1130.0	25.515	600

H: eje horizontal.

V: eje vertical.

CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Pelton a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor carga)

Año	Central	País	Número de unidades	Tipo	Número de Chiflones	GASTO m ³ /s	Carga m	Potencia por unidad MW	Velocidad rpm
1977	Pragnères	Francia	1	H	2	3.09	1247.0	34.000	750
1948	Pragnères	Francia	2	H	1	7.42	1224.0	80.150	428
1956	Rosemond	Francia	6	V	2	7.79	1201.0	82.610	428
1981	Bissorle	Francia	1	V	5	14.90	1186.0	156.000	500
1932	Bissorle	Francia	3	H	1	2.56	1130.0	25.515	600
1955	Valpelline	Italia	1	H	1	8.57	962.0	72.800	428
1960	Grand'Maison	Francia	4	V	5	19.37	918.0	157.000	428
1964	Ibon de Ip	España	3	V	4	3.35	912.0	26.985	1000
1963	Tabescan Sup	España	2	V	4	7.09	875.0	54.780	600
1963	Villarodin-Mont-Cenis	Francia	2	V	6	26.07	869.0	200.000	375
1972	Combe d'Averieux	Francia	1	V	6	17.35	857.0	131.250	500
1956	Lung Chien	Taiwan	1	H	1	6.62	855.0	50.000	514
1939	Aussais	Francia	3	H	2	4.02	850.0	30.150	600
1948	Modane-Avrieux S1	Francia	2	H	2	5.80	840.0	43.015	250
1967	Le Chatelard	Francia	3	V	5	9.96	803.0	70.590	600
1955	Modane-Avrieux S2	Francia	1	H	2	6.38	796.0	44.850	950
1968	Lotru	Rumania	3	V	6	26.95	788.0	187.500	375
1952	Kemano Kilmatt	Canadá	3	V	4	17.38	757.0	116.180	327
1950	Arties	España	2	H	1	4.96	756.0	33.090	600
1948	Malgovert	Francia	4	H	2	11.82	740.0	77.210	428
1952	Cubatao II	Brasil	4	V	4	10.97	694.0	67.210	450
1979	Charcani	Perú	3	V	5	8.62	670.0	51.000	600
1969	Idikidj	India	3	V	6	23.07	660.0	134.410	375
1961	Montahut	Francia	2	V	5	9.45	617.0	51.470	500
1959	Lyse	Noruega	3	H	2	9.50	610.0	51.180	500
1992	Zimapán	México	2	V	6	29.37	563.0	146.000	300
1957	Guadalupe III	Colombia	2	V	4	9.19	553.0	44.855	450
1971	Maskelva Ova	Ceilán	2	V	4	11.73	548.0	56.765	428
1958	Tavropos	Francia	3	H	2	8.73	534.0	41.180	500
1957	Mazatepec	México	4	V	6	13.32	516.0	60.660	375
1956	Koyna	India	4	V	4	17.76	490.0	76.840	300
1954	Jueu	España	1	V	4	4.49	480.0	19.045	600
1962	Lassoula	Francia	1	V	5	5.54	460.0	22.500	600
1974	Pucara	Ecuador	2	V	6	9.39	456.0	37.795	514
1960	Tabuaco	Portugal	2	V	6	8.97	451.0	35.735	500
1964	Aliyar	India	1	V	6	17.29	446.0	68.090	333
1959	Sharavathi I	India	2	V	6	23.69	443.0	92.650	300
1962	Sharavathi II	India	6	V	6	26.88	440.0	104.410	300
1969	Sharavathi III	India	2	V	6	26.88	440.0	104.410	300
1962	San Colombano	Italia	1	V	5	5.15	420.0	19.080	600
1959	Awafí	Libano	2	V	5	10.71	399.0	37.720	428
1973	Awafí III	Libano	1	V	5	10.71	399.0	37.720	428
1968	Miégebat	Francia	2	V	6	7.99	391.0	27.575	500
1954	Miégebat	Francia	1	V	5	6.82	391.0	23.530	428
1947	Darguinah	Algerie	2	V	4	10.68	361.0	34.030	375
1948	Passy-sur-Arve	Francia	4	H	2	7.39	355.0	23.160	428
1952	Norel	Noruega	1	H	2	9.63	346.0	29.410	300
1980	Machu Pichu	Perú	3	V	5	8.37	345.0	25.500	450
1957	Bridge River	Canadá	2	V	6	20.26	342.0	61.180	300
1969	Les Bois	Francia	1	V	6	13.67	318.0	38.363	375

H: eje horizontal.

V: eje vertical.

CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Pelton a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor potencia)

Año	Central	País	Número de unidades	Tipo	Número de Chiflones	GASTO m ³ /s	Carga m	Potencia por unidad MW	Velocidad rpm
1963	Villarodin-Mont-Cenis	Francia	2	V	6	26.07	869.0	200.000	375
1968	Lotru	Rumania	3	V	6	26.95	788.0	187.500	375
1980	Grand'Maison	Francia	4	V	5	19.37	918.0	157.000	428
1981	Bissorie	Francia	1	V	5	14.90	1186.0	156.000	500
1992	Zimapán	México	2	V	6	29.37	563.0	146.000	300
1969	Idikki	India	3	V	6	23.07	860.0	134.410	375
1972	Combe d'Averieux	Francia	1	V	6	17.35	857.0	131.250	500
1952	Kemano Kitimatt	Canadá	3	V	4	17.38	757.0	116.180	327
1962	Sharavathi II	India	6	V	6	26.88	440.0	104.410	300
1969	Sharavathi III	India	2	V	6	26.88	440.0	104.410	300
1959	Sharavathi I	India	2	V	6	23.69	443.0	92.650	300
1956	Roselend	Francia	6	V	2	7.79	1201.0	82.610	428
1948	Pragnères	Francia	2	H	1	7.42	1224.0	80.150	428
1948	Malgovert	Francia	4	H	2	11.82	740.0	77.210	428
1956	Koyna	India	4	V	4	17.76	490.0	76.840	300
1955	Valpelline	Italia	1	H	1	6.57	962.0	72.800	428
1967	Le Chatelard	Francia	3	V	5	9.96	803.0	70.590	600
1964	Aiyar	India	1	V	6	17.29	446.0	68.090	333
1952	Cubatao II	Brasil	4	V	4	10.97	694.0	67.210	450
1957	Bridge River	Canadá	2	V	6	20.26	342.0	61.180	300
1957	Mazatepec	México	4	V	6	13.32	516.0	60.660	375
1971	Maskeliva Ova	Ceila	2	V	4	11.73	548.0	56.765	428
1963	Tabescan Sup	España	2	V	4	7.09	875.0	54.780	600
1961	Montahut	Francia	2	V	5	9.45	617.0	51.470	500
1959	Lyse	Noruega	3	H	2	9.50	610.0	51.180	500
1979	Charcani	Perú	3	V	5	8.82	670.0	51.000	600
1956	Lung Chien	Taiwan	1	H	1	6.62	855.0	50.000	514
1957	Guadalupe III	Colombia	2	V	4	9.19	553.0	44.855	450
1955	Modane-Avrieux S2	Francia	1	H	2	6.38	796.0	44.850	950
1948	Modane-Avrieux S1	Francia	2	H	2	5.80	840.0	43.015	250
1958	Tavropos	Francia	3	H	2	8.73	534.0	41.180	500
1969	Les Bois	Francia	1	V	6	13.67	318.0	38.383	375
1974	Pucara	Ecuador	2	V	6	9.39	456.0	37.795	514
1959	Awali	Libano	2	V	5	10.71	399.0	37.720	428
1973	Awali III	Libano	1	V	5	10.71	399.0	37.720	428
1960	Tabuaco	Portugal	2	V	6	8.97	451.0	35.735	500
1947	Darguinah	Algerie	2	V	4	10.68	361.0	34.030	375
1977	Pragnères	Francia	1	H	2	3.09	1247.0	34.000	750
1950	Arlies	España	2	H	1	4.96	756.0	33.090	600
1939	Aussols	Francia	3	H	2	4.02	850.0	30.150	600
1952	Norel	Noruega	1	H	2	9.83	346.0	29.410	300
1968	Miégebat	Francia	2	V	6	7.99	391.0	27.575	500
1964	Ibon de Ip	España	3	V	4	3.35	912.0	26.985	1000
1932	Bissorie	Francia	3	H	1	2.56	1130.0	25.515	600
1980	Machu Pichu	Perú	3	V	5	8.37	345.0	25.500	450
1954	Miégebat	Francia	1	V	5	6.82	391.0	23.530	428
1948	Páasy-sur-Arve	Francia	4	H	2	7.39	355.0	23.160	428
1962	Lassoula	Francia	1	V	5	5.54	460.0	22.500	600
1962	San Colombano	Italia	1	V	5	5.15	420.0	19.080	600
1954	Jueu	España	1	V	4	4.49	460.0	19.045	600

H: eje horizontal.

V: eje vertical.

CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Pelton a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor velocidad de rotación)

Año	Central	País	Número de unidades	Tipo	Número de Chiflones	GASTO m ³ /s	Carga m	Potencia por unidad MW	Velocidad rpm
1964	Ibon de Ip	España	3	V	4	3.35	912.0	26.985	1000
1955	Modane-Avrieux S2	Francia	1	H	2	6.38	796.0	44.850	950
1977	Pragnères	Francia	1	H	2	3.09	1247.0	34.000	750
1967	Le Chatelard	Francia	3	V	5	9.96	803.0	70.590	600
1979	Charcani	Perú	3	V	5	8.62	670.0	51.000	600
1963	Tabescan Sup	España	2	V	4	7.09	875.0	54.780	600
1962	Lassouta	Francia	1	V	5	5.54	460.0	22.500	600
1962	San Colombano	Italia	1	V	5	5.15	420.0	19.080	600
1954	Jueu	España	1	V	4	4.49	480.0	19.045	600
1950	Arties	España	2	H	1	4.96	756.0	33.090	600
1939	Aussois	Francia	3	H	2	4.02	850.0	30.150	600
1932	Bissorte	Francia	3	H	1	2.56	1130.0	25.515	600
1974	Pucara	Ecuador	2	V	6	9.39	456.0	37.795	514
1956	Lung Chien	Taiwan	1	H	1	6.62	855.0	50.000	514
1972	Combe d'Averieux	Francia	1	V	6	17.35	857.0	131.250	500
1981	Bissorte	Francia	1	V	5	14.90	1186.0	156.000	500
1961	Montahut	Francia	2	V	5	9.45	617.0	51.470	500
1960	Tabuaco	Portugal	2	V	6	8.97	451.0	35.735	500
1968	Miégebat	Francia	2	V	6	7.99	391.0	27.575	500
1959	Lyse	Noruega	3	H	2	9.50	610.0	51.180	500
1958	Tavropos	Francia	3	H	2	8.73	534.0	41.180	500
1952	Cubatao II	Brasil	4	V	4	10.97	694.0	67.210	450
1957	Guadalupe III	Colombia	2	V	4	9.19	553.0	44.855	450
1980	Machu Pichu	Perú	3	V	5	8.37	345.0	25.500	450
1980	Grand'Maison	Francia	4	V	5	19.37	918.0	157.000	428
1971	Maskelva Ova	Chilán	2	V	4	11.73	548.0	56.765	428
1959	Awali	Libano	2	V	5	10.71	399.0	37.720	428
1973	Awali III	Libano	1	V	5	10.71	399.0	37.720	428
1956	Roselend	Francia	6	V	2	7.79	1201.0	82.610	428
1954	Miégebat	Francia	1	V	5	6.82	391.0	23.530	428
1948	Malgovert	Francia	4	H	2	11.82	740.0	77.210	428
1955	Vaipelline	Italia	1	H	1	8.57	962.0	72.800	428
1948	Pragnères	Francia	2	H	1	7.42	1224.0	80.150	428
1948	Pässy-sur-Arve	Francia	4	H	2	7.39	355.0	23.160	428
1968	Lotru	Rumania	3	V	6	26.95	788.0	187.500	375
1963	Villarodin-Mont-Cenis	Francia	2	V	6	26.07	869.0	200.000	375
1969	Idikk	India	3	V	6	23.07	660.0	134.410	375
1969	Les Bols	Francia	1	V	6	13.67	318.0	38.383	375
1957	Mazatepec	México	4	V	6	13.32	516.0	60.660	375
1947	Darguinah	Algerie	2	V	4	10.68	361.0	34.030	375
1964	Aliyar	India	1	V	6	17.29	446.0	68.090	333
1952	Kemano Kitimatt	Canadá	3	V	4	17.38	757.0	116.180	327
1992	Zimapán	México	2	V	6	29.37	563.0	146.000	300
1982	Sharavathi II	India	6	V	6	26.88	440.0	104.410	300
1969	Sharavathi III	India	2	V	6	26.88	440.0	104.410	300
1959	Sharavathi I	India	2	V	6	23.69	443.0	92.650	300
1957	Bridge River	Canadá	2	V	6	20.26	342.0	61.180	300
1956	Koyna	India	4	V	4	17.76	490.0	76.640	300
1952	Norel	Noruega	1	H	2	9.63	346.0	29.410	300
1948	Modane-Avrieux S1	Francia	2	H	2	5.60	840.0	43.015	250

H: eje horizontal.
V: eje vertical.

CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Francis a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor gasto)

Año	Central	País	Número de unidades	Tipo	Gasto m ³ /s	Carga m	Potencia por unidad MW	Velocidad rpm
1978	Itaipu	Brasil - Paraguay	18	V	674.19	126.0	750.000	No disponible
1978	Tucuruí	Brasil	8	V	618.26	67.6	369.000	80.8
1974	Agua Vermelha	Brasil	6	V	496.77	57.0	250.000	94.7
1973	Sao Simao	Brasil	6	V	457.65	72.0	290.920	94.7
1969	lína Sotseira	Brasil	12	V	446.39	50.0	197.060	85.7
1974	lína Sotseira extensión	Brasil	4	V	446.39	50.0	197.060	85.7
1969	Cabora Bessa	Mozambique	5	V	432.81	127.0	485.300	107.0
1972	Marimbondo	Brasil	8	V	338.51	62.0	185.300	100.0
1974	lína 2 bis	Zaire	4	V	335.90	60.0	177.940	107.0
1976	La Grande 4	Canadá	9	V	290.42	117.0	300.000	126.6
1965	Alcantara	España	4	V	283.33	97.0	242.650	115.4
1976	La Grande 2	Canadá	8	V	279.52	137.2	336.465	133.0
1994	Aguamilpa	México	3	V	251.70	144.0	320.000	150.0
1969	Malpaso	México	6	V	240.00	85.0	168.000	126.6
1975	Angostura	México	5	V	218.00	91.5	176.580	126.4
1974	Outardes 2	Canadá	3	V	212.92	83.0	156.030	126.5
1970	Infiernillo	México	4	V	211.24	110.0	206.150	163.6
1980	Manicougan 5 extensión	Canadá	4	V	193.94	148.0	250.000	180.0
1970	Karun	Irán	4	V	190.79	165.0	277.945	166.7
1980	Chicoasen	México	5	V	189.70	185.0	300.000	163.6
1977	L'Aigle	Francia	1	V	189.48	79.5	133.000	143.0
1968	Churchill Falls	Canadá	6	V	174.81	313.0	483.990	200.0
1946	Chastang	Francia	3	V	157.18	71.0	96.530	150.0
1965	Outardes	Canadá	4	V	150.73	121.0	161.030	163.6
1981	Corumba	Brasil	1	V	150.25	98.0	130.000	171.4
1971	Sisteron	Francia	2	V	126.79	113.0	126.500	187.5
1965	Manicougan	Canadá	8	V	124.10	151.0	165.445	180.0
1938	Génissiat	Francia	2	V	120.03	66.0	72.060	150.0
1970	Polyphyton	Grecia	3	V	115.67	135.0	137.870	214.0
1955	Picote	Portugal	3	V	107.79	70.0	66.620	166.0
1969	Brommat II	Francia	1	V	106.47	265.0	239.710	250.0
1957	Aldesavilla	España	6	V	101.66	139.0	125.000	167.0
1957	Monteynar	Francia	4	V	75.12	125.0	82.905	214.0
1952	Malthon	India	3	H	69.07	34.0	20.735	176.0
1951	Saryar	Turquia	2	V	67.07	93.0	55.075	187.0
1978	Le Pouget	Francia	1	V	66.16	440.0	257.000	333.0
1956	Comatel	Francia	2	V	57.34	122.0	61.785	250.0
1956	Bersimis I	Canadá	4	V	55.52	267.0	130.880	277.0
1939	Cordéac	Francia	1	V	53.61	87.0	41.180	214.0
1928	Serrans	Francia	2	V	48.21	95.0	40.440	214.0
1970	Les Saussaz	Francia	2	V	44.66	207.0	81.620	333.0
1961	Dubrovnik	Yugoslavia	2	V	44.51	290.0	113.970	300.0
1953	Le Mariné	Zaire	4	V	41.64	179.0	65.610	333.0
1957	Vlanden	Luxemburgo	2	V	41.06	268.0	104.410	426.0
1960	Pied-de-Borne	Francia	2	V	23.40	300.0	61.985	426.0
1953	Ambukao	Filipinas	3	H	19.19	174.0	29.485	380.0
1952	Tingambato	México	3	V	15.78	360.0	52.940	600.0
1958	Mequinensa	España	4	V	15.08	602.0	80.150	136.5
1928	Brommat	Francia	3	V	13.83	256.0	31.250	500.0
1955	Prada	España	2	V	12.73	316.0	35.515	600.0
1909	Ventavon	Francia	6	H	11.33	50.0	5.000	300.0
1956	San Agustín	España	2	V	9.77	388.0	33.460	750.0
1957	St-Stevé-Janson	Francia	3	H	8.82	604.0	47.060	188.0

H: eje horizontal.
V: eje vertical.

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Francis a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor carga)

Año	Central	País	Número de unidades	Tipo	Gasto m ³ /s	Carga m	Potencia por unidad MW	Velocidad rpm
1957	St-Stavé-Janson	Francia	3	H	8.82	604.0	47.060	168.0
1958	Mequinenza	España	4	V	15.08	602.0	80.150	136.6
1978	La Poupet	Francia	1	V	66.16	440.0	257.000	333.0
1958	San Agustín	España	2	V	9.77	388.0	33.480	750.0
1952	Tingambato	México	3	V	15.78	380.0	52.940	600.0
1955	Prada	España	2	V	12.73	318.0	35.515	600.0
1968	Churchill Falls	Canadá	6	V	174.81	313.0	483.090	200.0
1960	Pied-de-Borne	Francia	2	V	23.40	300.0	61.985	428.0
1961	Dubrovnik	Yugoslavia	2	V	44.51	290.0	113.970	300.0
1957	Vländen	Luxemburgo	2	V	41.06	288.0	104.410	428.0
1958	Berthimé I	Canadá	4	V	55.52	267.0	130.680	277.0
1928	Brommat	Francia	3	V	13.83	256.0	31.250	500.0
1969	Brommat II	Francia	1	V	106.47	255.0	239.710	250.0
1970	Las Saussaz	Francia	2	V	44.66	207.0	81.620	333.0
1980	Chicosasén	México	5	V	169.70	185.0	300.000	163.6
1953	Le Marinet	Zaire	4	V	41.64	179.0	65.810	333.0
1953	Ambukao	Filipinas	3	H	19.19	174.0	29.485	360.0
1970	Karun	Irán	4	V	190.79	165.0	277.945	166.7
1965	Manicougan	Canadá	6	V	124.10	151.0	185.445	180.0
1980	Manicougan 5 extensión	Canadá	4	V	193.94	146.0	250.000	180.0
1994	Aguamilpa	México	3	V	251.70	144.0	320.000	150.0
1957	Aldeadavilla	España	6	V	101.86	139.0	125.000	167.0
1975	La Grande 2	Canadá	8	V	279.52	137.2	338.465	133.0
1970	Polyphyton	Grecia	3	V	115.67	135.0	137.870	214.0
1969	Cabora Bassa	Mozambique	5	V	432.81	127.0	485.300	107.0
1978	Itaipu	Brasil - Paraguay	18	V	674.19	126.0	760.000	No disponible
1957	Monteynar	Francia	4	V	75.12	125.0	62.905	214.0
1958	Comtal	Francia	2	V	57.34	122.0	81.785	250.0
1985	Outardes	Canadá	4	V	150.73	121.0	161.030	163.6
1978	La Grande 4	Canadá	9	V	290.42	117.0	300.000	128.6
1971	Sisteron	Francia	2	V	128.79	113.0	126.500	167.5
1970	Infiernillo	México	4	V	211.24	110.0	205.150	163.8
1981	Corumba	Brasil	1	V	150.25	98.0	130.000	171.4
1965	Alcantara	España	4	V	283.33	97.0	242.650	115.4
1928	Serrans	Francia	2	V	48.21	95.0	40.440	214.0
1951	Saryar	Turquia	2	V	67.07	93.0	55.075	167.0
1975	Angostura	México	5	V	218.00	91.5	176.580	128.4
1939	Cordéac	Francia	1	V	53.61	87.0	41.180	214.0
1969	Malpaso	México	6	V	240.00	85.0	168.000	128.6
1974	Outardes 2	Canadá	3	V	121.92	83.0	156.030	128.6
1977	L'Aigle	Francia	1	V	189.48	79.5	133.000	143.0
1973	Sao Simao	Brasil	6	V	457.65	72.0	290.920	94.7
1946	Chastang	Francia	3	V	157.18	71.0	98.530	150.0
1955	Picote	Portugal	3	V	107.79	70.0	68.620	166.0
1938	Génissiat	Francia	2	V	120.03	68.0	72.060	150.0
1978	Tucuruí	Brasil	8	V	618.26	67.6	389.000	80.8
1972	Marimbondo	Brasil	8	V	338.51	62.0	185.300	100.0
1974	Inga 2 bis	Zaire	4	V	335.90	60.0	177.940	107.0
1974	Agua Vermelha	Brasil	6	V	496.77	57.0	250.000	94.7
1969	Ilha Solteira	Brasil	12	V	446.39	50.0	197.060	85.7
1974	Ilha Solteira extensión	Brasil	4	V	446.39	50.0	197.060	85.7
1909	Ventavon	Francia	6	H	11.33	50.0	5.000	300.0
1952	Malthon	India	3	H	69.07	34.0	20.735	176.0

H: eje horizontal.
V: eje vertical.

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Francis a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor velocidad de rotación)

Año	Central	País	Número de unidades	Tipo	Gasto m ³ /s	Carga m	Potencia por unidad MW	Velocidad rpm
1956	San Agustín	España	2	V	9.77	388.0	33.460	750.0
1952	Tingambato	México	3	V	15.78	380.0	52.940	600.0
1965	Prada	España	2	V	12.73	316.0	35.515	600.0
1928	Brommat	Francia	3	V	13.83	256.0	31.250	500.0
1957	Vanden	Luxemburgo	2	V	41.06	288.0	104.410	428.0
1960	Pied-de-Borne	Francia	2	V	23.40	300.0	61.985	428.0
1953	Ambuklao	Filipinas	3	H	19.19	174.0	29.485	360.0
1978	Le Pouget	Francia	1	V	66.16	440.0	257.000	333.0
1970	Les Saussaz	Francia	2	V	44.66	207.0	81.620	333.0
1953	Le Marinel	Zaire	4	V	41.64	179.0	65.810	333.0
1961	Dubrovnik	Yugoslavia	2	V	44.51	290.0	113.970	300.0
1909	Ventavon	Francia	6	H	11.33	50.0	5.000	300.0
1956	Bersimis I	Canadá	4	V	55.52	267.0	130.660	277.0
1969	Brommat II	Francia	1	V	106.47	256.0	239.710	250.0
1956	Comatel	Francia	2	V	57.34	122.0	61.765	250.0
1970	Polyphyton	Grecia	3	V	115.67	135.0	137.870	214.0
1957	Monteynar	Francia	4	V	75.12	125.0	82.905	214.0
1939	Cordéac	Francia	1	V	53.61	87.0	41.180	214.0
1928	Serrans	Francia	2	V	48.21	95.0	40.440	214.0
1968	Churchill Falls	Canadá	6	V	174.81	313.0	483.090	200.0
1957	St-Stavé-Janson	Francia	3	H	8.62	604.0	47.060	188.0
1971	Sistron	Francia	2	V	126.79	113.0	126.500	187.5
1957	Aldeadavilla	España	6	V	101.66	139.0	125.000	187.0
1951	Saryar	Turquía	2	V	67.07	93.0	55.075	187.0
1980	Manicougan 5 extensión	Canadá	4	V	193.94	146.0	250.000	180.0
1965	Manicougan	Canadá	6	V	124.10	151.0	165.445	180.0
1952	Malihon	India	3	H	69.07	34.0	20.735	176.0
1981	Corumba	Brasil	1	V	150.25	98.0	130.000	171.4
1970	Karun	Irán	4	V	190.79	165.0	277.945	166.7
1955	Picote	Portugal	3	V	107.79	70.0	65.620	166.0
1970	Infiernillo	México	4	V	211.24	110.0	205.150	163.8
1980	Chicoasén	México	5	V	169.70	165.0	300.000	163.6
1965	Outardes	Canadá	4	V	150.73	121.0	181.030	163.6
1994	Aguamilpa	México	3	V	251.70	144.0	320.000	150.0
1946	Chastang	Francia	3	V	157.18	71.0	96.530	150.0
1938	Génissiat	Francia	2	V	120.03	68.0	72.060	150.0
1977	L'Aigle	Francia	1	V	169.48	79.5	133.000	143.0
1958	Mequinsa	España	4	V	15.08	602.0	60.150	136.5
1975	La Grande 2	Canadá	6	V	279.52	137.2	338.465	133.0
1969	Malpaso	México	6	V	240.00	85.0	168.000	128.6
1978	La Grande 4	Canadá	9	V	290.42	117.0	300.000	128.6
1974	Outardes 2	Canadá	3	V	212.92	83.0	156.030	128.5
1975	Angostura	México	5	V	218.00	91.5	176.560	128.4
1965	Alcantara	España	4	V	283.33	97.0	242.650	115.4
1969	Cabora Bassa	Mozambique	5	V	432.81	127.0	485.300	107.0
1974	Inga 2 bis	Zaire	4	V	335.90	60.0	177.940	107.0
1972	Marimbondo	Brasil	6	V	336.51	62.0	185.300	100.0
1974	Agua Vermelha	Brasil	6	V	496.77	57.0	250.000	94.7
1973	Sao Simao	Brasil	6	V	457.65	72.0	290.920	94.7
1969	Iiha Solteira	Brasil	12	V	446.39	50.0	197.060	85.7
1974	Iiha Solteira extensión	Brasil	4	V	446.39	50.0	197.060	85.7
1978	Tucuruí	Brasil	8	V	618.26	67.6	369.000	80.8
1978	Itaipu	Brasil - Paraguay	16	V	674.19	126.0	750.000	No disponible

H: eje horizontal.
V: eje vertical.

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Francis a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor potencia)

Año	Central	País	Número de unidades	Tipo	Gasto m ³ /s	Carga m	Potencia por unidad MW	Velocidad rpm
1978	Itaipu	Brasil - Paraguay	18	V	674.19	126.0	750.000	No disponible
1969	Cabora Bassa	Mozambique	5	V	432.81	127.0	485.300	107.0
1968	Churchill Falls	Canadá	6	V	174.81	313.0	483.090	200.0
1978	Tucunú	Brasil	8	V	818.26	67.8	369.000	80.8
1975	La Grande 2	Canadá	6	V	279.52	137.2	338.465	133.0
1984	Aguamilpa	México	3	V	251.70	144.0	320.000	150.0
1980	Chicoasén	México	5	V	189.70	185.0	300.000	163.6
1978	La Grande 4	Canadá	9	V	290.42	117.0	300.000	128.6
1973	Sao Simao	Brasil	6	V	457.65	72.0	290.920	94.7
1970	Karun	Irán	4	V	190.79	165.0	277.945	166.7
1978	Le Pouget	Francia	1	V	66.16	440.0	257.000	333.0
1974	Agua Vermelha	Brasil	6	V	496.77	57.0	250.000	94.7
1980	Manicougan 5 extensión	Canadá	4	V	193.94	146.0	250.000	180.0
1985	Alicantara	España	4	V	283.33	97.0	242.650	115.4
1969	Brommat II	Francia	1	V	106.47	255.0	239.710	250.0
1970	Infiernillo	México	4	V	211.24	110.0	205.150	163.8
1969	Ilha Soiteira	Brasil	12	V	446.39	50.0	197.060	85.7
1974	Ilha Soiteira extensión	Brasil	4	V	446.39	50.0	197.060	85.7
1972	Marimbondo	Brasil	8	V	338.51	62.0	185.300	100.0
1974	Inga 2 bis	Zaire	4	V	335.90	60.0	177.940	107.0
1975	Angostura	México	5	V	218.00	91.5	176.580	128.4
1969	Malpaso	México	6	V	240.00	85.0	168.000	128.8
1965	Manicougan	Canadá	8	V	124.10	151.0	165.445	180.0
1965	Outardes	Canadá	4	V	150.73	121.0	161.030	163.6
1974	Outardes 2	Canadá	3	V	212.92	83.0	156.030	128.5
1970	Polyphyton	Grecia	3	V	115.87	135.0	137.870	214.0
1977	L'Aigle	Francia	1	V	189.48	79.5	133.000	143.0
1956	Bersimis I	Canadá	4	V	55.52	267.0	130.880	277.0
1981	Corumba	Brasil	1	V	150.25	98.0	130.000	171.4
1971	Sisteron	Francia	2	V	126.79	113.0	126.500	187.5
1957	Aldeadavilla	España	6	V	101.86	139.0	125.000	187.0
1961	Dubrovnik	Yugoslavia	2	V	44.51	290.0	113.970	300.0
1957	Vianden	Luxemburgo	2	V	41.06	288.0	104.410	428.0
1948	Chastang	Francia	3	V	157.18	71.0	98.530	150.0
1957	Monteynar	Francia	4	V	75.12	126.0	82.905	214.0
1970	Las Saussaz	Francia	2	V	44.66	207.0	81.620	333.0
1958	Mequinensa	España	4	V	15.08	602.0	80.150	138.5
1938	Génissiat	Francia	2	V	120.03	86.0	72.060	150.0
1955	Picote	Portugal	3	V	107.79	70.0	66.620	166.0
1953	Le Marinel	Zaire	4	V	41.84	179.0	65.810	333.0
1960	Pied-de-Borne	Francia	2	V	23.40	300.0	61.985	428.0
1956	Comatel	Francia	2	V	57.34	122.0	61.765	250.0
1951	Saryar	Turquia	2	V	67.07	93.0	55.075	187.0
1952	Tingambato	México	3	V	15.78	380.0	52.940	600.0
1957	St-Steve-Janson	Francia	3	H	8.82	604.0	47.060	188.0
1939	Cordéac	Francia	1	V	53.61	87.0	41.180	214.0
1928	Serrans	Francia	2	V	46.21	95.0	40.440	214.0
1955	Prada	España	2	V	12.73	316.0	35.515	600.0
1956	San Agustín	España	2	V	9.77	388.0	33.460	750.0
1928	Brommat	Francia	3	V	13.83	256.0	31.250	500.0
1953	Ambukao	Filipinas	3	H	19.19	174.0	29.485	360.0
1952	Mailhon	India	3	H	69.07	34.0	20.735	176.0
1909	Ventavon	Francia	6	H	11.33	50.0	5.000	300.0

H: eje horizontal.
V: eje vertical.

CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Francis a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor velocidad de rotación)

Año	Central	País	Número de unidades	Tipo	Gasto m ³ /s	Carga m	Potencia por unidad MW	Velocidad rpm
1956	San Agustín	España	2	V	9.77	388.0	33.460	750.0
1952	Tingambato	México	3	V	15.78	380.0	52.940	600.0
1955	Prada	España	2	V	12.73	318.0	35.515	600.0
1928	Bromnat	Francia	3	V	13.83	258.0	31.250	500.0
1957	Vianden	Luxemburgo	2	V	41.06	288.0	104.410	428.0
1960	Pied-de-Borne	Francia	2	V	23.40	300.0	61.985	428.0
1953	Ambuklao	Filipinas	3	H	19.19	174.0	29.485	360.0
1978	Le Pouget	Francia	1	V	66.16	440.0	257.000	333.0
1970	Las Saussez	Francia	2	V	44.66	207.0	81.620	333.0
1953	Le Marinel	Zaire	4	V	41.64	179.0	65.810	333.0
1961	Dubrovnik	Yugoslavia	2	V	44.51	290.0	113.970	300.0
1909	Ventavon	Francia	6	H	11.33	50.0	5.000	300.0
1956	Bersimis I	Canadá	4	V	55.52	267.0	130.680	277.0
1969	Bromnat II	Francia	1	V	106.47	255.0	239.710	250.0
1956	Comatel	Francia	2	V	57.34	122.0	61.765	250.0
1970	Polyphyton	Grecia	3	V	115.67	135.0	137.870	214.0
1957	Monteynar	Francia	4	V	75.12	125.0	82.905	214.0
1939	Cordéac	Francia	1	V	53.61	87.0	41.160	214.0
1928	Serrans	Francia	2	V	48.21	95.0	40.440	214.0
1968	Churchill Falls	Canadá	6	V	174.61	313.0	483.090	200.0
1957	St-Steve-Janson	Francia	3	H	8.62	604.0	47.060	188.0
1971	Sisteron	Francia	2	V	126.79	113.0	126.500	187.5
1957	Aldeavilla	España	6	V	101.66	139.0	125.000	187.0
1951	Saryar	Turquia	2	V	67.07	93.0	55.075	187.0
1980	Manicougan 5 extensión	Canadá	4	V	193.94	148.0	250.000	180.0
1965	Manicougan	Canadá	8	V	124.10	151.0	165.445	180.0
1952	Matihon	India	3	H	69.07	34.0	20.735	176.0
1981	Corumbá	Brasil	1	V	150.25	98.0	130.000	171.4
1970	Karun	Irán	4	V	190.79	165.0	277.945	166.7
1955	Picote	Portugal	3	V	107.79	70.0	66.620	166.0
1970	Infiernillo	México	4	V	211.24	110.0	205.150	163.8
1980	Chicoasén	México	5	V	189.70	185.0	300.000	163.6
1965	Outardes	Canadá	4	V	150.73	121.0	161.030	163.6
1994	Aguamilpa	México	3	V	251.70	144.0	320.000	150.0
1946	Chastang	Francia	3	V	157.18	71.0	98.530	150.0
1938	Génissiat	Francia	2	V	120.03	66.0	72.060	150.0
1977	L'Alpie	Francia	1	V	189.48	79.5	133.000	143.0
1958	Mequinsa	España	4	V	15.06	602.0	80.150	136.5
1975	La Grande 2	Canadá	8	V	279.52	137.2	338.465	133.0
1969	Matpaso	México	6	V	240.00	85.0	168.000	128.6
1978	La Grande 4	Canadá	9	V	290.42	117.0	300.000	128.6
1974	Outardes 2	Canadá	3	V	212.92	83.0	156.030	128.5
1975	Angostura	México	5	V	218.00	91.5	176.580	128.4
1965	Aicantara	España	4	V	263.33	97.0	242.650	115.4
1969	Cabora Bassa	Mozambique	5	V	432.61	127.0	485.300	107.0
1974	Inga 2 bis	Zaire	4	V	335.90	60.0	177.940	107.0
1972	Marimbondo	Brasil	8	V	338.51	62.0	185.300	100.0
1974	Agua Vermelha	Brasil	6	V	496.77	57.0	250.000	94.7
1973	Sao Simao	Brasil	6	V	457.65	72.0	290.620	94.7
1969	Ilha Solteira	Brasil	12	V	446.39	50.0	197.060	85.7
1974	Ilha Solteira extensión	Brasil	4	V	446.39	50.0	197.060	85.7
1978	Tucuruí	Brasil	8	V	618.26	67.6	369.000	80.8
1978	Itaipu	Brasil - Paraguay	18	V	674.19	126.0	750.000	No disponible

H: eje horizontal.

V: eje vertical.

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Kaplan a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor gasto)

Año	Central	País	No	Tipo	GASTO	Carga	Potencia	Velocidad
					m ³ /s	m	MW	rpm
1980	Porto Primavera	Brasil	18	K	648.12	18.00	103.000	75.00
1977	Palmar	Uruguay	3	K	396.42	32.00	112.000	88.20
1972	Tchi Li Long	China	2	K	386.12	22.00	75.000	71.50
1987	Peñitas	México	4	K	360.38	33.00	105.000	112.50
1960	Rhinau	Francia	4	K	325.51	14.20	40.810	75.00
1957	Marckholsheim 2	Francia	4	K	300.15	15.40	40.810	75.00
1955	Vogelgrun	Francia	4	K	293.65	13.50	35.000	83.00
1981	Balbina	Brasil	5	K	262.77	25.00	58.000	105.00
1970	Fratel	Portugal	3	K	234.71	22.00	45.590	150.00
1947	Seyssel	Francia	3	K	177.11	9.50	14.855	75.00
1972	Salignac	Francia	2	K	176.37	28.00	43.600	150.00
1962	Manosquell	Francia	1	K	154.93	35.80	48.970	150.00
1962	Sainte-Tulle II	Francia	1	K	154.93	35.80	48.970	150.00
1955	Sain-Hilaire-du-Rosier	Francia	3	K	130.35	11.50	13.235	107.00
1954	Saito Grande	Brasil	4	K	129.62	16.00	18.310	128.00
1950	Monsin	Bélgica	3	K	126.29	6.00	6.690	605.00
1966	San Clodio	España	1	K	125.97	16.00	17.795	136.00
1965	Beaumont-sur-Durance	Francia	2	K	120.87	18.60	19.850	125.00
1959	Beauvoir	Francia	3	K	110.30	11.10	10.810	107.00
1956	Ponte Corvo	Italia	1	K	96.75	26.00	22.210	167.00
1955	Cachoeira-Dourada	Brasil	2	K	89.56	33.00	26.095	150.00
1953	Chateauneuf-du-Rhone Centrale Henri-Pincaré	Francia	2	K	87.56	19.30	14.920	94.00
1960	Vranqfoss	Noruega	2	K	86.92	23.00	17.650	200.00
1980	Villierest	Francia	2	K	76.70	44.30	30.000	230.70
1955	Limoneiro	Brasil	2	K	71.17	26.10	18.400	180.00
1960	Castrejón	España	4	K	69.89	32.30	19.930	214.00
1956	Palaminy	Francia	2	K	66.02	27.50	16.030	187.00
1949	La Brillanne	Francia	2	K	65.98	25.50	14.855	187.00
1936	Beaumont-Montoux 2	Francia	1	K	55.28	11.30	5.515	107.00
1962	Zujar I	España	1	K	50.97	42.00	18.900	250.00
1936	Beaumont-Montoux	Francia	6	D	49.77	11.30	4.965	107.00
1971	La Ishopo III	Zaire	1	D	47.64	16.00	6.730	250.00
1949	Jonage	Francia	1	K	45.78	13.00	5.255	214.00
1953	Montefurado	España	2	K	44.50	35.10	13.790	300.00
1951	Bort-Rhue	Francia	1	K	38.07	70.00	23.530	375.00
1932	Jonage 2	Francia	6	K	35.90	13.00	4.120	214.00
1958	Bhadra River Bed Station	India	2	K	29.03	49.50	12.685	250.00
1962	Zujar II	España	1	K	27.97	42.00	10.370	333.00
1947	Pannesiére	Francia	1	K	15.17	47.00	6.295	375.00
1956	Guadalen	España	1	K	13.89	43.60	5.345	428.00
1956	Guadalmellato	España	1	K	10.84	53.40	5.110	428.00

K: turbina Kaplan.
D: turbina Deriaz.

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Kaplan a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor carga)

Año	Central	País	No	Tipo	GASTO m ³ /s	Carga m	Potencia MW	Velocidad rpm
1951	Bori-Rhue	Francia	1	K	38.07	70.00	23.530	375.00
1956	Guadalmellato	España	1	K	10.84	53.40	5.110	428.00
1958	Bhadra River Bed Station	India	2	K	29.03	49.50	12.685	250.00
1947	Pannesiére	Francia	1	K	15.17	47.00	6.295	375.00
1980	Villerest	Francia	2	K	76.70	44.30	30.000	230.70
1956	Guadalen	España	1	K	13.89	43.60	5.345	428.00
1962	Zujar I	España	1	K	50.97	42.00	18.900	250.00
1962	Zujar II	España	1	K	27.97	42.00	10.370	333.00
1962	Manosqueli	Francia	1	K	154.93	35.80	48.970	150.00
1962	Sainte-Tulle II	Francia	1	K	154.93	35.80	48.970	150.00
1953	Montefurado	España	2	K	44.50	35.10	13.790	300.00
1987	Pefitas	México	4	K	360.38	33.00	105.000	112.50
1955	Cachoeira-Dourada	Brasil	2	K	89.56	33.00	28.095	150.00
1960	Castrejón	España	4	K	69.89	32.30	19.930	214.00
1977	Palmar	Uruguay	3	K	396.42	32.00	112.000	88.20
1972	Salignac	Francia	2	K	176.37	28.00	43.600	150.00
1956	Palamiry	Francia	2	K	66.02	27.50	16.030	187.00
1955	Limoneiro	Brasil	2	K	71.17	26.10	16.400	180.00
1956	Ponte Corvo	Italia	1	K	96.75	26.00	22.210	167.00
1949	La Brillanne	Francia	2	K	65.98	25.50	14.855	187.00
1981	Balbina	Brasil	5	K	262.77	25.00	58.000	105.00
1960	Vrangfoss	Noruega	2	K	86.92	23.00	17.650	200.00
1972	Tchi Li Long	China	2	K	386.12	22.00	75.000	71.50
1970	Fratel	Portugal	3	K	234.71	22.00	45.590	150.00
1953	Chateaneuf-du-Rhone Centrale Henri-Pinçaré	Francia	2	K	87.56	19.30	14.920	94.00
1965	Beaumont-sur-Durance	Francia	2	K	120.87	18.60	19.850	125.00
1980	Porto Primavera	Brasil	18	K	648.12	18.00	103.000	75.00
1954	Salto Grande	Brasil	4	K	129.62	16.00	18.310	128.00
1966	San Clodio	España	1	K	125.97	16.00	17.795	136.00
1971	La Ishopo III	Zaire	1	D	47.64	16.00	6.730	250.00
1957	Marckholshelm 2	Francia	4	K	300.15	15.40	40.810	75.00
1960	Rhinau	Francia	4	K	325.51	14.20	40.810	75.00
1955	Vogelgrun	Francia	4	K	293.65	13.50	35.000	83.00
1949	Jonage	Francia	1	K	45.78	13.00	5.255	214.00
1932	Jonage 2	Francia	6	K	35.90	13.00	4.120	214.00
1955	Sain-Hilaire-du-Rosier	Francia	3	K	130.35	11.50	13.235	107.00
1936	Beaumont-Montoux 2	Francia	1	K	55.28	11.30	5.515	107.00
1936	Beaumont-Montoux	Francia	6	D	49.77	11.30	4.965	107.00
1959	Beauvolr	Francia	3	K	110.30	11.10	10.810	107.00
1947	Seyssel	Francia	3	K	177.11	9.50	14.855	75.00
1950	Monsin	Bélgica	3	K	126.29	6.00	6.690	605.00

K: turbina Kaplan.
D: turbina Deriaz.

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Kaplan a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor potencia)

Año	Central	País	No	Tipo	GASTO m ³ /s	Carga m	Potencia MW	Velocidad rpm
1977	Palmar	Uruguay	3	K	398.42	32.00	112.000	88.20
1987	Pefitas	México	4	K	360.38	33.00	105.000	112.50
1980	Porto Primavera	Brasil	18	K	648.12	18.00	103.000	75.00
1972	Tchi Li Long	China	2	K	388.12	22.00	75.000	71.50
1981	Balbina	Brasil	5	K	262.77	25.00	58.000	105.00
1962	Manosquell	Francia	1	K	154.93	35.80	48.970	150.00
1962	Sainte-Tulle II	Francia	1	K	154.93	35.80	48.970	150.00
1970	Fratel	Portugal	3	K	234.71	22.00	45.590	150.00
1972	Salignac	Francia	2	K	176.37	28.00	43.600	150.00
1960	Rhinau	Francia	4	K	325.51	14.20	40.810	75.00
1957	Marckolsheim 2	Francia	4	K	300.15	15.40	40.810	75.00
1955	Vogelgrun	Francia	4	K	293.65	13.50	35.000	83.00
1980	Villerest	Francia	2	K	76.70	44.30	30.000	230.70
1955	Cachoeira-Dourada	Brasil	2	K	89.56	33.00	26.095	150.00
1951	Bort-Rhue	Francia	1	K	38.07	70.00	23.530	375.00
1956	Ponte Corvo	Italia	1	K	96.75	26.00	22.210	167.00
1960	Castrejón	España	4	K	69.89	32.30	19.930	214.00
1965	Beaumont-sur-Durance	Francia	2	K	120.87	18.60	19.850	125.00
1962	Zujar I	España	1	K	50.97	42.00	18.900	250.00
1954	Saito Grande	Brasil	4	K	129.62	16.00	18.310	128.00
1966	San Clodio	España	1	K	125.97	16.00	17.795	136.00
1960	Vranjoss	Noruega	2	K	86.92	23.00	17.650	200.00
1955	Limonero	Brasil	2	K	71.17	26.10	16.400	180.00
1956	Palaminy	Francia	2	K	68.02	27.50	16.030	187.00
1953	Chateauneuf-du-Rhone Centrale Henri-Pincaré	Francia	2	K	87.56	19.30	14.920	94.00
1947	Seysse	Francia	3	K	177.11	9.50	14.855	75.00
1949	La Brillanne	Francia	2	K	65.98	25.50	14.855	187.00
1953	Montefurado	España	2	K	44.50	35.10	13.790	300.00
1955	Sain-Hilaire-du-Rosier	Francia	3	K	130.35	11.50	13.235	107.00
1958	Bhadra River Bed Station	India	2	K	29.03	49.50	12.685	250.00
1959	Beauvoir	Francia	3	K	110.30	11.10	10.810	107.00
1962	Zujar II	España	1	K	27.97	42.00	10.370	333.00
1971	La Ishopo III	Zaire	1	D	47.64	16.00	6.730	250.00
1950	Monsin	Bélgica	3	K	126.29	6.00	6.690	605.00
1947	Panneslère	Francia	1	K	15.17	47.00	6.295	375.00
1936	Beaumont-Montoux 2	Francia	1	K	55.28	11.30	5.515	107.00
1956	Guadalen	España	1	K	13.89	43.60	5.345	428.00
1949	Jonage	Francia	1	K	45.78	13.00	5.255	214.00
1956	Guadalmellato	España	1	K	10.84	53.40	5.110	428.00
1936	Beaumont-Montoux	Francia	6	D	49.77	11.30	4.965	107.00
1932	Jonage 2	Francia	6	K	35.90	13.00	4.120	214.00

K: turbina Kaplan.
D: turbina Deriaz.

CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

Centrales Hidroeléctricas con turbinas Kaplan a nivel mundial.
(ordenadas de mayor a menor velocidad de rotación)

Año	Central	País	No	Tipo	GASTO m ³ /s	Carga m	Potencia MW	Velocidad rpm
1950	Monsin	Bélgica	3	K	126.29	6.00	6.690	605.00
1956	Guadalen	España	1	K	13.89	43.60	5.345	428.00
1956	Guadalmellato	España	1	K	10.84	53.40	5.110	428.00
1951	Bort-Rhue	Francia	1	K	38.07	70.00	23.530	375.00
1947	Panneslère	Francia	1	K	15.17	47.00	6.295	375.00
1962	Zujar II	España	1	K	27.97	42.00	10.370	333.00
1953	Montefurado	España	2	K	44.50	35.10	13.790	300.00
1962	Zujar I	España	1	K	50.97	42.00	18.900	250.00
1971	La Ishopo III	Zaire	1	D	47.64	16.00	6.730	250.00
1958	Bhadra River Bed Station	India	2	K	29.03	49.50	12.685	250.00
1980	Villeresl	Francia	2	K	76.70	44.30	30.000	230.70
1960	Castrejón	España	4	K	69.89	32.30	19.930	214.00
1949	Jonage	Francia	1	K	45.78	13.00	5.255	214.00
1932	Jonage 2	Francia	6	K	35.90	13.00	4.120	214.00
1960	Vrançfoss	Noruega	2	K	86.92	23.00	17.650	200.00
1956	Palaminy	Francia	2	K	66.02	27.50	16.030	187.00
1949	La Brillanne	Francia	2	K	65.98	25.50	14.855	187.00
1955	Limoneiro	Brasil	2	K	71.17	26.10	16.400	180.00
1956	Ponte Corvo	Italia	1	K	96.75	26.00	22.210	167.00
1970	Fratel	Portugal	3	K	234.71	22.00	45.590	150.00
1972	Salignac	Francia	2	K	176.37	28.00	43.600	150.00
1962	Manosquell	Francia	1	K	154.93	35.80	48.970	150.00
1962	Sainte-Tulle II	Francia	1	K	154.93	35.80	48.970	150.00
1955	Cachoeira-Dourada	Brasil	2	K	89.56	33.00	26.095	150.00
1966	San Clodio	España	1	K	125.97	16.00	17.795	136.00
1954	Salto Grande	Brasil	4	K	129.62	16.00	18.310	128.00
1965	Beaumont-sur-Durance	Francia	2	K	120.87	18.60	19.850	125.00
1987	Pañitas	México	4	K	360.38	33.00	105.000	112.50
1955	Sain-Hilaire-du-Rosier	Francia	3	K	130.35	11.50	13.235	107.00
1959	Beauvoir	Francia	3	K	110.30	11.10	10.810	107.00
1936	Beaumont-Montoux 2	Francia	1	K	55.28	11.30	5.515	107.00
1936	Beaumont-Montoux	Francia	6	D	49.77	11.30	4.965	107.00
1981	Balbina	Brasil	5	K	262.77	25.00	58.000	105.00
1953	Chateauf-neuf-du-Rhone Centrale Henri-Pinçaré	Francia	2	K	87.56	19.30	14.920	94.00
1977	Palmar	Uruguay	3	K	396.42	32.00	112.000	88.20
1955	Vogelgrun	Francia	4	K	293.65	13.50	35.000	83.00
1980	Porto Primavera	Brasil	18	K	648.12	18.00	103.000	75.00
1960	Rhinau	Francia	4	K	325.51	14.20	40.810	75.00
1957	Marckholsheim 2	Francia	4	K	300.15	15.40	40.810	75.00
1947	Seyssel	Francia	3	K	177.11	9.50	14.855	75.00
1972	Tchi Li Long	China	2	K	386.12	22.00	75.000	71.50

K: turbina Kaplan.
D: turbina Deriaz.

***REFERENCIAS
BIBLIOGRÁFICAS***

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. CFE
"Informe de operación 1998"
México 1999

2. CFE-IIE
"Manual de Diseño de Obras Civiles"
México 1982.

3. CFE
"Manual de Operación: Conceptos Fundamentales"
Subdirección de Producción
México 1992.

4. CFE
"Proyecto Hidroeléctrico Zimapán, Hidalgo"
Subdirección de Construcción
México 1992.

5. CFE
"Proyecto Hidroeléctrico Peñitas, Chiapas",
Subdirección de Construcción,
México 1988.

6. CFE Museo Tecnológico
"Las fuentes de Energía"
México 2000.

7. García, G. H.,
"Apuntes de Selección de Turbinas Hidráulicas",
Facultad de Ingeniería UNAM,
México 1985.

8. Heredia, R. E.
"Proyecto hidroeléctrico Aguamilpa"
Revista de Ingeniería, Vol. XV Número 1,
Facultad de Ingeniería UNAM,
México 1995

9. Iberdrola,
"Centrales Hidroeléctricas 2",
Paraninfo,
Madrid 1994.

10. Mataix, C.,
"Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas",
Harla,
México 1982.

11. Potess, E. S.,
"Centrales Eléctricas",
GGSA,
Barcelona 1971

12. Rojas, R. S.,
"Centrales Hidroeléctricas",
Manuales UNEX,
Madrid 1997.

13. Sotelo, A. G.,
"Hidráulica General",
Limusa,
México 1994.

14. Streeter, V. L.,
"Mecánica de los Fluidos",
McGraww-Hill,
México 1979.

15. Vega, R. O.,
"Presas de Almacenamiento y Derivación",
DEPFI-UNAM,
México 1981.