

Ingeniería Energética

Turbinas Hidráulicas



[Introducción](#)



[Triángulos de velocidades y ecuación fundamental](#)



[Saltos hidráulicos](#)



[Semejanza](#)



[Curvas características y colina de rendimientos](#)



[Turbina Pelton](#)



[Turbina Francis](#)



[Turbina Kaplan](#)



[Turbinas Bulbo](#)



[Problemas](#)



[Indice](#)

[Principal](#) - [Turbinas](#) - Turbinas Hidráulicas

**DEPARTAMENTO DE INGENIERIA
ELECTRICA Y ENERGETICA**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

TURBINAS HIDRÁULICAS

Pedro Fernández Díez

I.- TURBINAS HIDRÁULICAS

Una máquina hidráulica es un dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica; pueden ser motrices (turbinas), o generatrices (bombas), modificando la energía total de la vena fluida que las atraviesa. En el estudio de las turbomáquinas hidráulicas no se tienen en cuenta efectos de tipo térmico, aunque a veces habrá necesidad de recurrir a determinados conceptos termodinámicos; todos los fenómenos que se estudian serán en régimen permanente, caracterizados por una velocidad de rotación de la máquina y un caudal, constantes.

En una máquina hidráulica, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría; éste mecanismo lleva una o varias ruedas, (rodets o rotores), provistas de álabes, de forma que entre ellos existen unos espacios libres o canales, por los que circula el agua. Los métodos utilizados para su estudio son, el analítico, el experimental y el análisis dimensional.

El *método analítico* se fundamenta en el estudio del movimiento del fluido a través de los álabes, según los principios de la Mecánica de Fluidos.

El *método experimental*, se fundamenta en la formulación empírica de la Hidráulica, y la experimentación.

El *análisis dimensional* ofrece grupos de relaciones entre las variables que intervienen en el proceso, confirmando los coeficientes de funcionamiento de las turbomáquinas, al igual que los diversos números adimensionales que proporcionan información sobre la influencia de las propiedades del fluido en movimiento a través de los órganos que las componen.

I.2.- CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMAQUINAS HIDRÁULICAS

Una primera clasificación de las turbomáquinas hidráulicas, (de fluido incompresible), se puede hacer con arreglo a la función que desempeñan, en la forma siguiente:

- a) **Turbomáquinas motrices**, que recogen la energía cedida por el fluido que las atraviesa, y la

transforman en mecánica, pudiendo ser de dos tipos:

Dinámicas o cinéticas, Turbinas y ruedas hidráulicas

Estáticas o de presión, Celulares (paletas), de engranajes, helicoidales, etc

b) **Turbomáquinas generatrices**, que aumentan la energía del fluido que las atraviesa bajo forma potencial, (aumento de presión), o cinética; la energía mecánica que consumen es suministrada por un motor, pudiendo ser:

Bombas de álabes, entre las que se encuentran las bombas centrífugas y axiales

Hélices marinas, cuyo principio es diferente a las anteriores; proporcionan un empuje sobre la carena de un buque

c) **Turbomáquinas reversibles**, tanto generatrices como motrices, que ejecutan una serie de funciones que quedan aseguradas, mediante un rotor específico, siendo las más importantes:

Grupos turbina-bomba, utilizados en centrales eléctricas de acumulación por bombeo

Grupos Bulbo, utilizados en la explotación de pequeños saltos y centrales maremotrices

d) **Grupos de transmisión o acoplamiento**, que son una combinación de máquinas motrices y generatrices, es decir, un acoplamiento (bomba-turbina), alimentadas en circuito cerrado por un fluido, en general aceite; a este grupo pertenecen los cambiadores de par.

RUEDAS HIDRÁULICAS.- Las ruedas hidráulicas son máquinas capaces de transformar la energía del agua, cinética o potencial, en energía mecánica de rotación. En ellas, la energía potencial del agua se transforma en energía mecánica, como se muestra en la Fig I.1c, o bien, su energía cinética se transforma en energía mecánica, como se indica en las Figs I.1a.b.

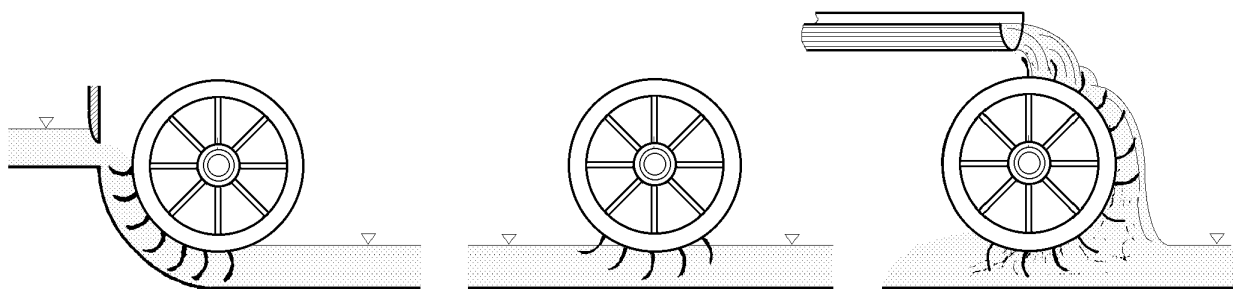


Fig I.1.a.b.c

Se clasifican en:

a) *Ruedas movidas por el costado*

b) *Ruedas movidas por debajo*

c) *Ruedas movidas por arriba*

Su diámetro decrece con la altura H del salto de agua

Los cangilones crecen con el caudal

Los rendimientos son del orden del 50% debido a la gran cantidad de engranajes intermedios

El número de rpm es de 4 a 8.

Las potencias son bajas, y suelen variar entre 5 y 15 kW, siendo pequeñas si se las compara con las potencias de varios cientos de MW conseguidas en las turbinas.

TURBINAS HIDRÁULICAS.- Una turbomáquina elemental o monocelular tiene, básicamente,

una serie de álabes fijos, (distribuidor), y otra de álabes móviles, (rueda, rodete, rotor). La asociación de un órgano fijo y una rueda móvil constituye una célula; una turbomáquina monocelular se compone de tres órganos diferentes que el fluido va atravesando sucesivamente, el distribuidor, el rodete y el difusor.

El *distribuidor* y el *difusor*, (tubo de aspiración), forman parte del estator de la máquina, es decir, son órganos fijos; así como el rodete está siempre presente, el distribuidor y el difusor pueden ser en determinadas turbinas, inexistentes.

El *distribuidor* es un órgano fijo cuya misión es dirigir el agua, desde la sección de entrada de la máquina hacia la entrada en el rodete, distribuyéndola alrededor del mismo, (turbinas de admisión total), o a una parte, (turbinas de admisión parcial), es decir, permite regular el agua que entra en la turbina, desde cerrar el paso totalmente, caudal cero, hasta lograr el caudal máximo. Es también un órgano que transforma la energía de presión en energía de velocidad; en las turbinas hélico-centrípetas y en las axiales está precedido de una cámara espiral (voluta) que conduce el agua desde la sección de entrada, asegurando un reparto simétrico de la misma en la superficie de entrada del distribuidor.

El *rodete* es el elemento esencial de la turbina, estando provisto de álabes en los que tiene lugar el intercambio de energía entre el agua y la máquina. Atendiendo a que la presión varíe o no en el rodete, las turbinas se clasifican en:

a) Turbinas de acción o impulsión; b) Turbinas de reacción o sobrepresión

En las *turbinas de acción* el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética.

En las *turbinas de reacción* el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión.

El *difusor o tubo de aspiración*, es un conducto por el que desagua el agua, generalmente con ensanchamiento progresivo, recto o acodado, que sale del rodete y la conduce hasta el canal de fuga, permitiendo recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para lo cual debe ensancharse; si por razones de explotación el rodete está instalado a una cierta altura por encima del canal de fuga, un simple difusor cilíndrico permite su recuperación, que de otra forma se perdería. Si la turbina no posee tubo de aspiración, se la llama de escape libre

En las turbinas de acción, el empuje y la acción del agua, coinciden, mientras que en las turbinas de reacción, el empuje y la acción del agua son opuestos. Este empuje es consecuencia de la diferencia de velocidades entre la entrada y la salida del agua en el rodete, según la proyección de la misma sobre la perpendicular al eje de giro.

Atendiendo a la dirección de entrada del agua en las turbinas, éstas pueden clasificarse en:

a) Axiales ; b) Radiales {centrípetas y centrífugas} ; c) Mixtas ; d) Tangenciales

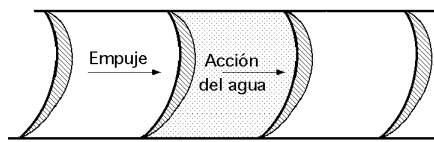


Fig I.2.a.- Acción

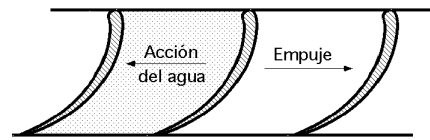


Fig I.2.b.- Reacción

En las *axiales*, (Kaplan, hélice, Bulbo), el agua entra paralelamente al eje, tal como se muestra en la Fig I.3a.

En las *radiales*, el agua entra perpendicularmente al eje, Fig I.3.b, siendo centrífugas cuando el agua vaya de dentro hacia afuera, y centrípetas, cuando el agua vaya de afuera hacia adentro, (Francis).

En las *mixtas* se tiene una combinación de las anteriores.

En las *tangenciales*, el agua entra lateral o tangencialmente (Pelton) contra las palas, cangilones o cucharas de la rueda, Fig I.3.c.

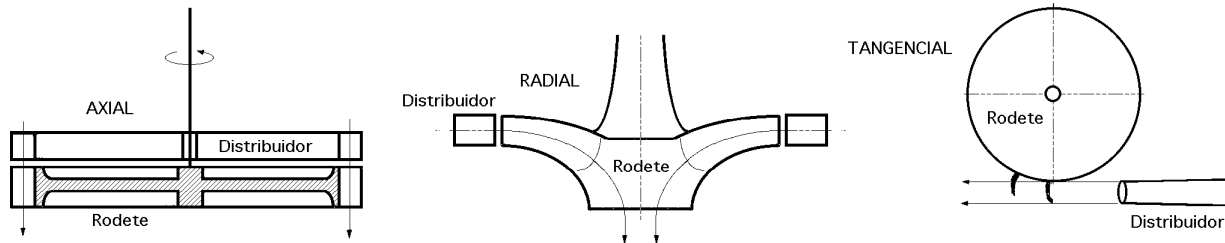


Fig I.3.a) Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial

Atendiendo a la disposición del eje de giro, se pueden clasificar en:

- a) Turbinas de eje horizontal
- b) Turbinas de eje vertical.

I.3.- DESCRIPCIÓN SUMARIA DE ALGUNOS TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS

TURBINAS DE REACCIÓN

Turbina *Fourneyron* (1833), Fig I.4, en la que el rodete se mueve dentro del agua. Es una turbina radial centrífuga, lo que supone un gran diámetro de rodete; en la actualidad no se construye.

Turbina *Heuschel-Jonval*, Fig I.5, axial, y con tubo de aspiración; el rodete es prácticamente inaccesible; en la actualidad no se construye.

Turbina *Francis* (1849), Fig I.6; es radial centrípeta, con tubo de aspiración; el rodete es de fácil acceso, por lo que es muy práctica. Es fácilmente regulable y funciona a un elevado numero de revoluciones; es el tipo más empleado, y se utiliza en saltos variables, desde 0,5 m hasta 180 m; pueden ser, lentas, normales, rápidas y extrarápidas.

Turbina *Kaplan* (1912), Fig I.7; las palas del rodete tienen forma de hélice; se emplea en saltos de pequeña altura, obteniéndose con ella elevados rendimientos, siendo las palas orientables lo que implica paso variable. Si las palas son fijas, se denominan turbinas hélice.

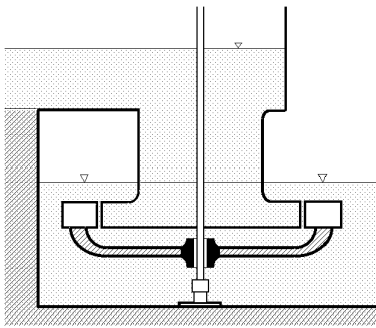


Fig I.4.- Turbina Fourneyron

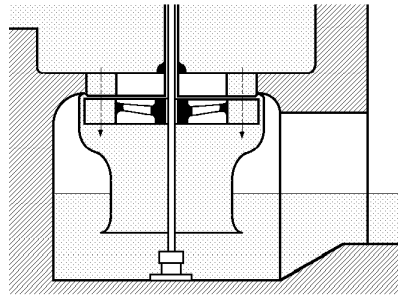


Fig I.5.- Turbina Heuschel-Jonval

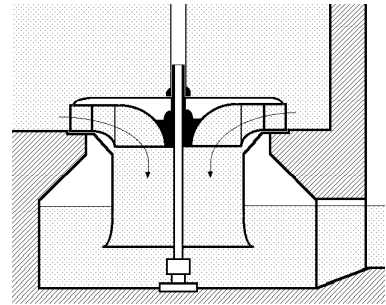


Fig I.6.- Turbina Francis

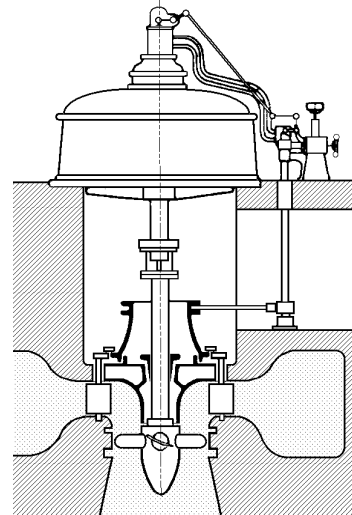
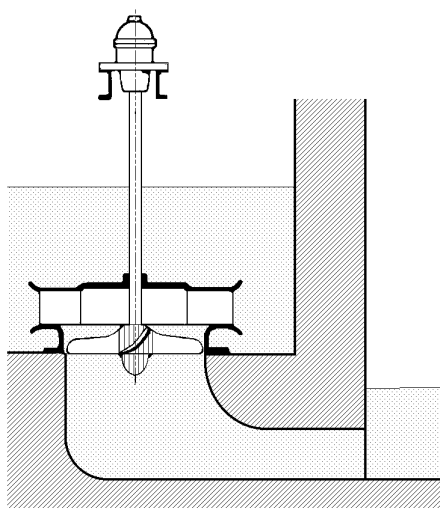


Fig I.7.- Turbinas Kaplan

TURBINAS DE ACCIÓN

Estas turbinas se empezaron a utilizar antes que las de reacción; entre ellas se tienen:

Turbina *Zuppinger* (1846), con rueda tangencial de cucharas

Turbina *Pelton*, Fig I.8, es tangencial, y la más utilizada para grandes saltos

Turbina *Schwamkrug*, (1850), radial y centrífuga, Fig I.9

Turbina *Girard*, (1863), Fig I.10, axial, con el rodete fuera del agua; mientras el cauce no subía de nivel, trabajaba como una de acción normal, mientras que si el nivel subía y el rodete quedaba sumergido, trabajaba como una de reacción, aunque no en las mejores condiciones; en la actualidad no se utiliza.

Turbina *Michel, o Banki*, Fig I.11; el agua pasa dos veces por los álabes del rodete, construido en forma de tambor; se utiliza para pequeños y grandes saltos.

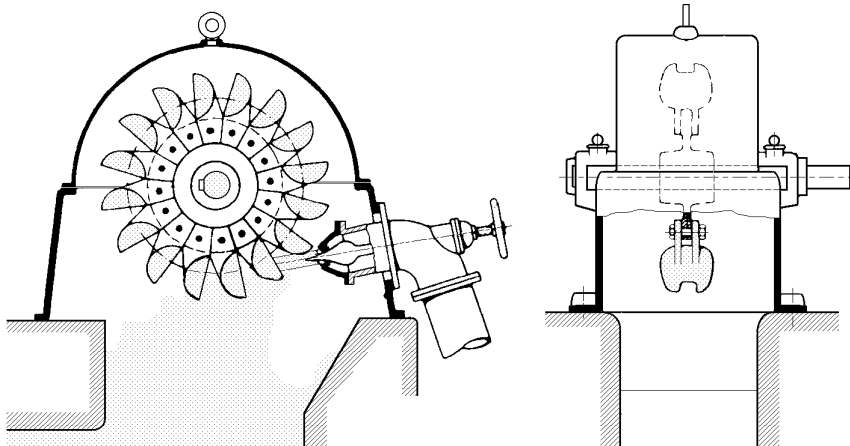


Fig I.8.- Turbina Pelton

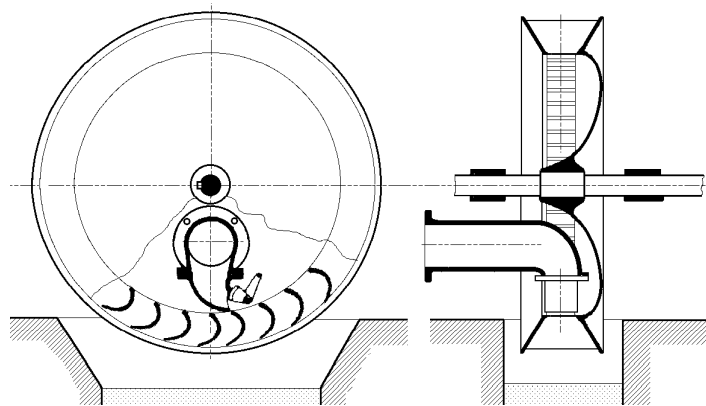


Fig I.9.- Turbina Schwamkrug

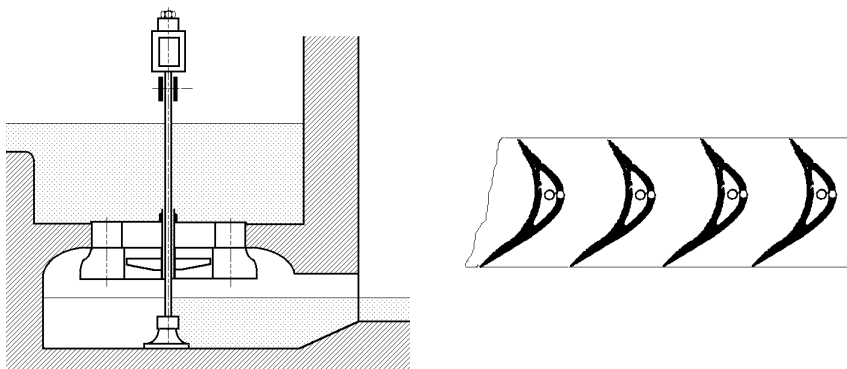


Fig I.10.- Turbina Girard

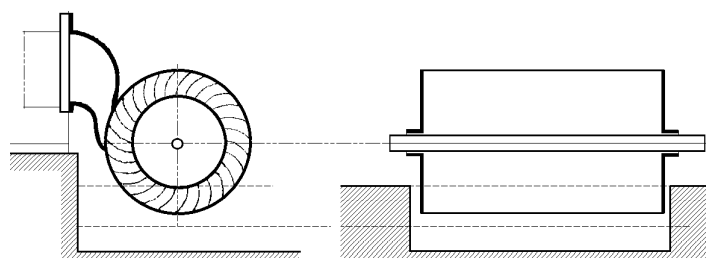


Fig I.11.- Turbina Michel

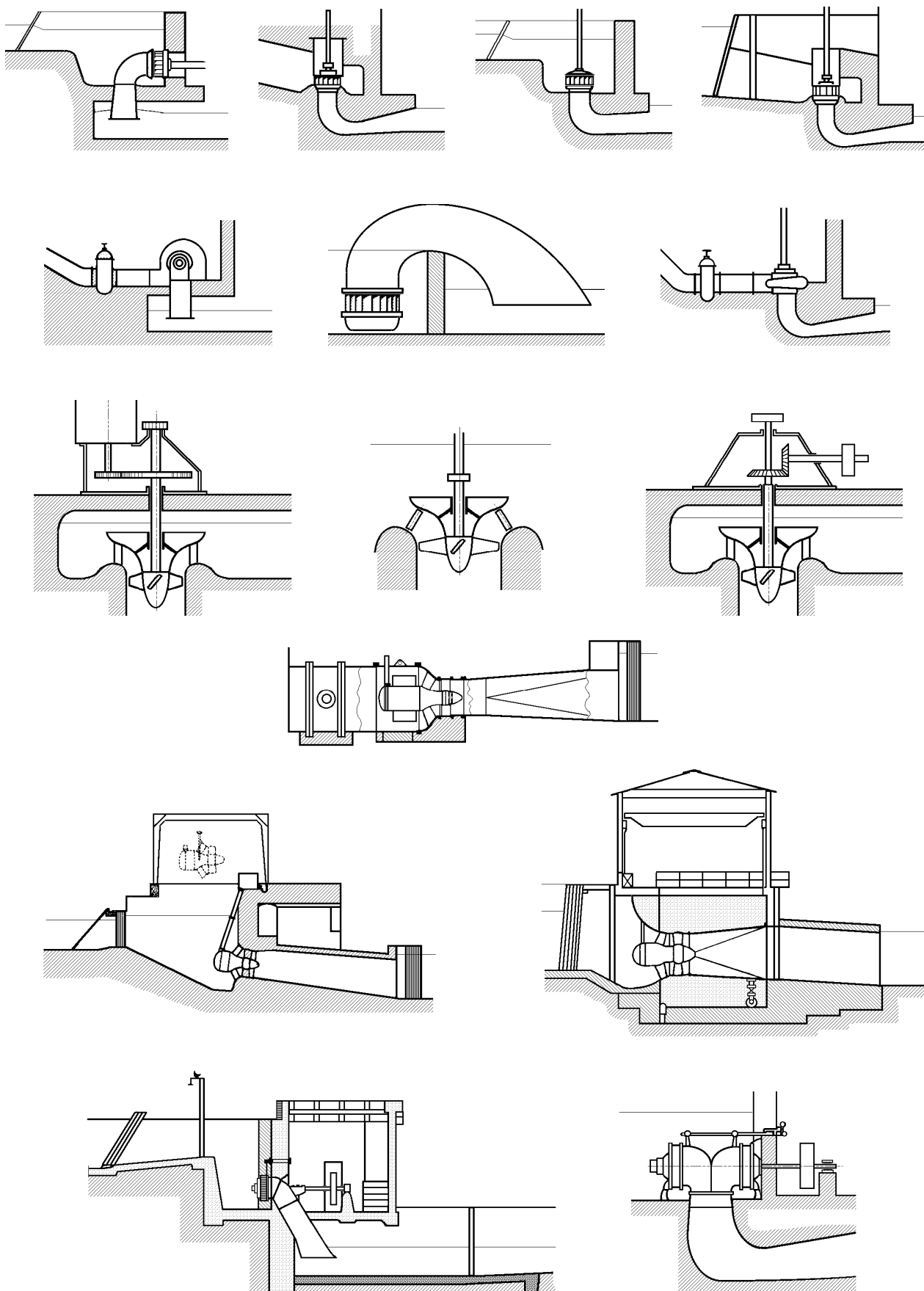


Fig I.12.- Algunas disposiciones y montajes de turbinas hidráulicas

II.- TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES Y ECUACIÓN FUNDAMENTAL

II.1.- ESTUDIO GENERAL DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Movimiento del agua.- Para estudiar el movimiento del agua en las turbinas hidráulicas, se utiliza una nomenclatura universal que define los triángulos de velocidades, a la entrada y salida del rodete, de la forma siguiente:

\bar{u} es la velocidad tangencial o periférica de la rueda

\bar{c} es la velocidad absoluta del agua

\bar{w} es la velocidad relativa del agua

α es el ángulo que forma la velocidad \bar{u} con la velocidad \bar{c}

β es el ángulo que forma la velocidad \bar{u} con la velocidad \bar{w}

El subíndice 0 es el referente a la entrada del agua en la corona directriz o distribuidor

El subíndice 1 es el referente a la entrada del agua en el rodete

El subíndice 2 es el referente a la salida del agua del rodete

El subíndice 3 es el referente a la salida del agua del tubo de aspiración

El agua entra en el distribuidor con velocidad \bar{c}_0 y sale del mismo con velocidad \bar{c}_1 , encontrándose con el rodete que, si se considera en servicio normal de funcionamiento, se mueve ante ella con una velocidad tangencial \bar{u}_1 .

El agua que sale del distribuidor penetra en el rodete con velocidad absoluta \bar{c}_1 y ángulo α_1 .

La velocidad relativa forma un ángulo β_1 (ángulo del álabe a la entrada), con la velocidad periférica \bar{u}_1 ; la velocidad relativa a lo largo del álabe es, en todo momento, tangente al mismo.

Puede ocurrir que el rodete inicie un aumento de su velocidad periférica \bar{u} de tal forma que la nueva velocidad $\bar{u}_1' > \bar{u}_1$ sea la velocidad de embalamiento; en esta situación el agua golpearía

contra la cara posterior de los álabes al desviarse la velocidad relativa \vec{w}_1 , en relación con la tangente al álabe.

En consecuencia, la fuerza tangencial se vería frenada por la fuerza de choque; aunque el rodete gire sin control y sin regulación, existe una velocidad límite tal que:

$$u_{1'} = (1,8 \div 2,2) u_1$$

por lo que el rodete no puede aumentar indefinidamente su velocidad.

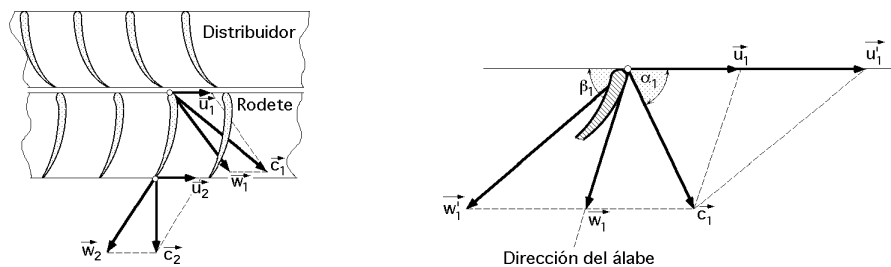


Fig II.1.- a) Nomenclatura de los triángulos de velocidades; b) Velocidad de embalamiento

A la salida, el agua lo hace con una velocidad absoluta \vec{c}_2 , siendo \vec{w}_2 y \vec{u}_2 las velocidades relativa y tangencial, respectivamente.

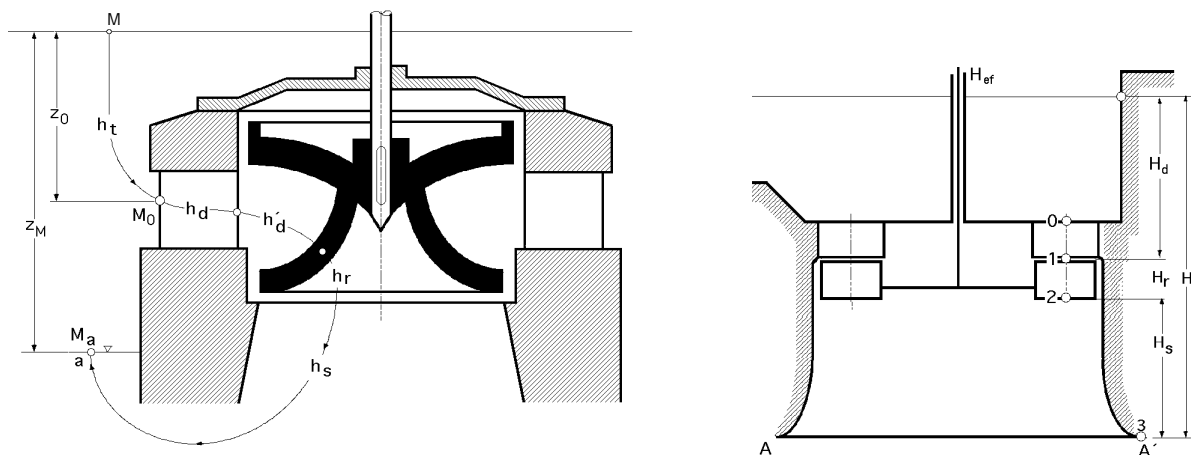


Fig II.2.- Pérdidas hidráulicas en la turbina de reacción

Fig II.3

Pérdidas de carga en la Turbina de reacción.- Las pérdidas de carga que tienen lugar entre los niveles del depósito y el canal de desagüe, aguas abajo de la turbina, se pueden resumir en la siguiente forma, Fig II.2:

h_t es la pérdida de carga aguas arriba de la turbina, desde la cámara de carga (presa), hasta la sección de entrada en el distribuidor de la turbina; esta pérdida no es imputable a la turbina, siendo despreciable en las turbinas de cámara abierta; en cambio, en las turbinas de cámara cerrada, con largas tuberías con corriente forzada de agua, sí son importantes.

h_d es la pérdida de carga en el distribuidor

$h_{d'}$ es la pérdida de carga entre el distribuidor y el rodete, sobre todo por choque a la entrada de la rueda

h_r es la pérdida de carga en el rodete

h_s es la pérdida de carga en el tubo de aspiración

h_s' es la pérdida de carga a la salida del difusor, por ensanchamiento brusco de la vena líquida; según Belanguer es de la forma:

$$h_s' = \frac{(c_3 - c_a)^2}{2g} - \frac{c_3^2}{2g}$$

puesto que c_a es despreciable.

De acuerdo con la Fig II.3, si se toma como plano de referencia el AA' y se aplica la ecuación de Bernoulli a los puntos 1 y 2, se tiene:

$$\text{Punto 1 : } H = (H_s + H_r) + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + h_d + h_t$$

$$\text{Punto 2 : } H = H_s + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + H_{ef} + h_r + h_d + h_t$$

en la que H_{ef} es la energía hidráulica generada por la turbina.

Si no hay pérdidas mecánicas: $N_{ef} = N_u = N$, siendo N la potencia al freno.

Igualando ambas expresiones resulta:

$$H_s + H_r + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + h_d + h_t = H_s + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + H_{ef} + h_r + h_d + h_t$$

$$H_{ef} = H_r + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} - h_r$$

que interesa sea lo más elevada posible, por lo que los términos:

$$p_1 - p_2 ; \quad c_1^2 - c_2^2$$

deben ser grandes, para lo cual c_2 y p_2 deben tender a cero.

En las turbinas de acción se cumple que: $p_1 = p_2$

En las turbinas de reacción se cumple que: $p_1 > 0 ; \quad p_2 < 0$

DIAGRAMA DE PRESIONES.- Los diagramas de presiones permiten conocer las variaciones de los diferentes tipos de energía en cada punto de la turbina. Hay que tener en cuenta que si la turbina está instalada sin tuberías de conexión, *es una turbina de cámara abierta* $H_n = H$, mientras que si existen tuberías de conexión *es una turbina de cámara cerrada* $H_n = H - h_t$

Diagrama de presiones en la turbina de reacción.- De acuerdo con la Fig II.4, aplicando Bernoulli al punto 1 de entrada del agua en el rodete, con pérdidas hidráulicas, respecto al nivel aguas abajo, se obtiene:

$$H = H_s + H_r + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + h_d + h_t$$

en la que h_d son las pérdidas en el distribuidor y h_t las pérdidas en la tubería.

Si llamamos,

$$z = H_s + H_r$$

$$x = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + h_d + h_t$$

se obtiene la ecuación de una recta de la forma, $H = z + x$, en la que la abscisa x está compuesta de tres sumandos que son:

Pérdidas en las tuberías y en el distribuidor representadas por: $h_t + h_d$

Energía debida a la velocidad: $\frac{c_1^2}{2g}$

Energía de presión: $\frac{p_1}{\gamma}$

Aplicando Bernoulli en varios puntos de la turbina se tiene:

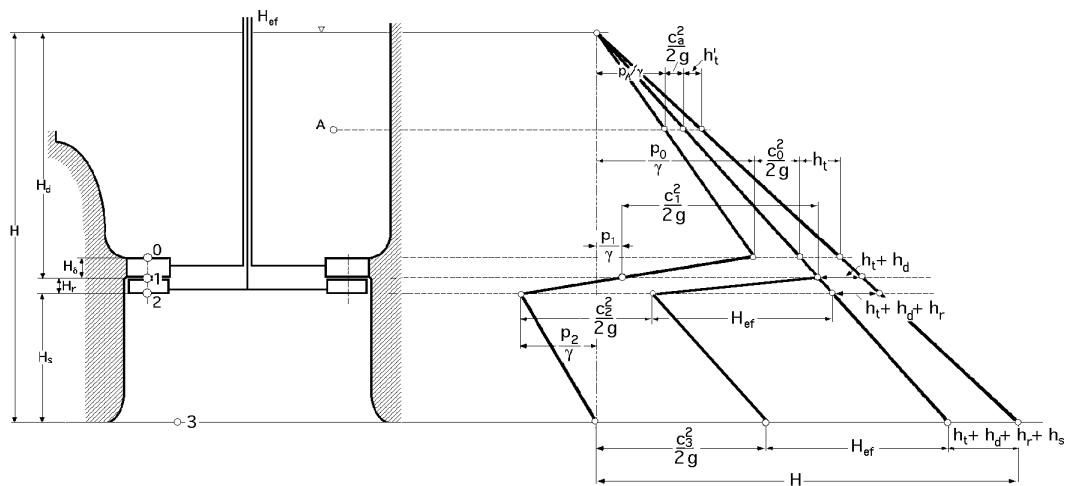


Fig II.4.a.- Diagrama de presiones en la turbina de reacción

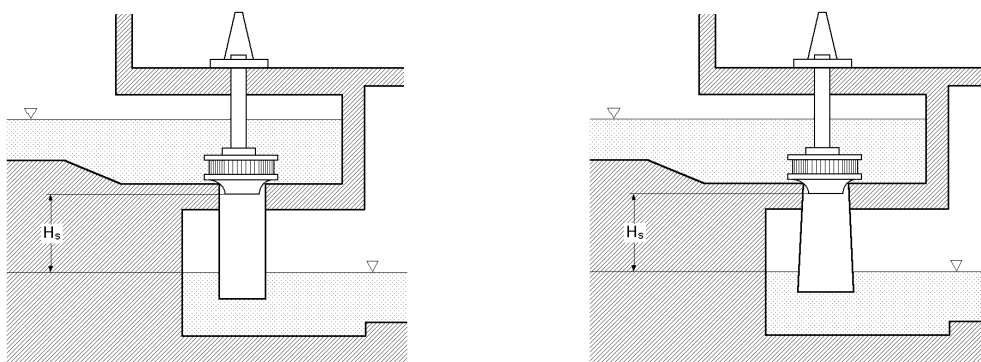


Fig II.4.b.- Tubos de aspiración cilíndrico y troncocónico en la turbina de reacción

Punto 0: $H = H_s + H_r + H + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} + h_t$

Punto 2: $H = H_s + H_{ef} + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_t + h_r + h_d$

Punto 3: $H = H_{ef} + \frac{c_3^2}{2g} + h_t + h_r + h_d + h_s$

$$H_{ef} = H - H_s - \frac{p_2}{\gamma} - \frac{c_2^2}{2g} - (h_t + h_d + h_r) = H - (h_t + h_d + h_r + h_s) - \frac{c_2^2}{2g}$$

por lo que las pérdidas h_s en el tubo de aspiración son de la forma:

$$h_s = H_s + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} \quad \text{y considerando } c_3 = 0 \quad h_s = H_s + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g}$$

La expresión del rendimiento es:

$$\eta = \frac{H_{ef}}{H} = 1 - \frac{H_s}{H} - \frac{p_2}{\gamma H} - \frac{c_2^2}{2gH} - \frac{h_t + h_d + h_r}{H}$$

Si a la turbina de reacción se le quita el tubo de aspiración $p_2 = p_{atm} = 0$; aplicando Bernoulli en el punto 2 de la Fig II.5 resulta:

$$H = H_s + 0 + \frac{c_2^2}{2g} + H_{ef} + h_t + h_d + h_r \quad ; \quad H_{ef} = H - H_s - \frac{c_2^2}{2g} - (h_t + h_d + h_r)$$

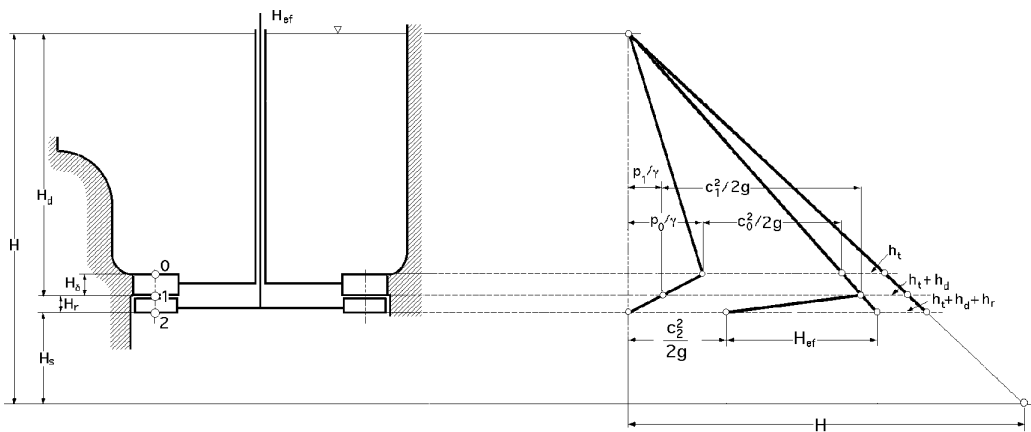


Fig II.5.a.- Diagrama de presiones de la turbina de reacción sin tubo de aspiración

Dividiéndola por H se obtiene el rendimiento de la forma:

$$\eta = \frac{H_{ef}}{H} = 1 - \frac{H_s}{H} - \frac{c_2^2}{2gH} - \frac{h_t + h_d + h_r}{H}$$

observándose que el rendimiento de una turbina con tubo de aspiración sale mejorado en el tér-

meno $\frac{P_2}{2H}$ que es la energía correspondiente a la depresión originada por el tubo de aspiración a su entrada; ésto hace que la turbina de reacción no se emplee sin dicho tubo de aspiración.

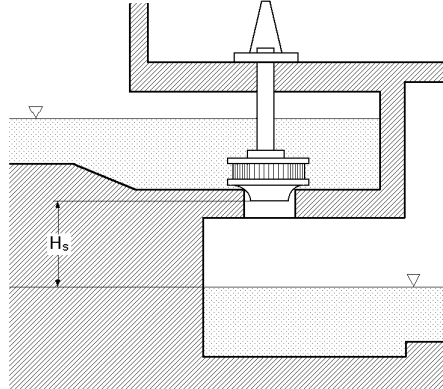


Fig II.5.b.- Esquema de la turbina de reacción sin tubo de aspiración

Diagrama de presiones en la turbina de acción.- Aplicando Bernoulli a los puntos 1 y 2 de la turbina representada en la Fig II.6, y tomando como referencia el nivel inferior, se obtiene:

Punto 1: $H = H_s + H_r + 0 + \frac{c_1^2}{2g} + h_t + h_d$

Punto 2: $H = H_s + H_{ef} + 0 + \frac{c_2^2}{2g} + h_t + h_d + h_r$ $H_{ef} = H - H_s - \frac{c_2^2}{2g} - (h_t + h_d + h_r)$

$$= \frac{H_{ef}}{H} = 1 - \frac{H_s}{H} - \frac{c_2^2}{2gH} - \frac{h_t + h_d + h_r}{H}$$

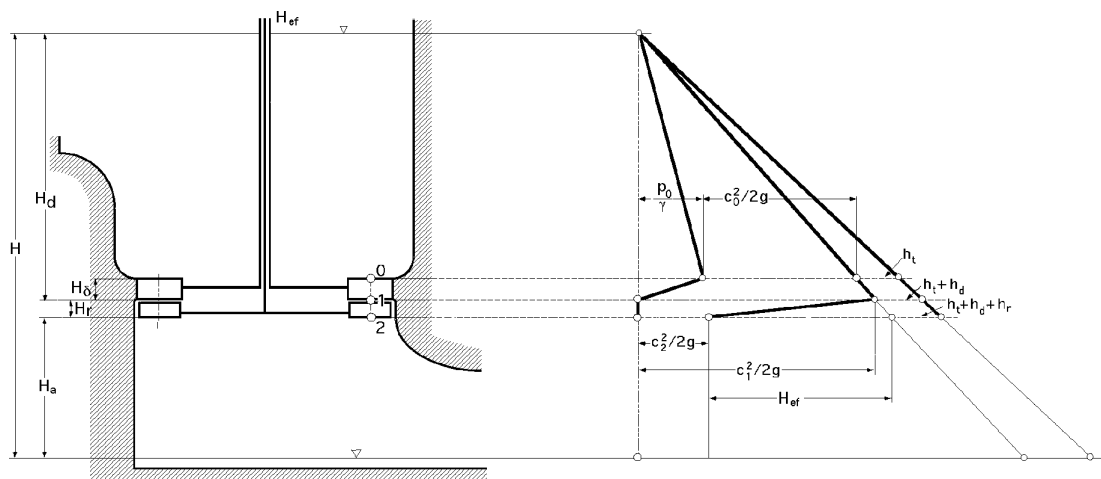


Fig II.6.- Pérdidas en la turbina de acción

Fuerza que ejerce el agua a su paso entre los álabes en la turbina de reacción.- Supondremos que el rotor se mueve con una velocidad periférica \bar{u} ; el agua entra en el rodete con una velocidad relativa \bar{w}_1 y sale del mismo con una velocidad relativa \bar{w}_2 , variando esta velocidad al paso por los álabes.

En consecuencia existe una fuerza que realiza esta operación acelerativa, cuyas componentes son, Fig II.7:

$$X = m \dot{j}_x = m \frac{w_n}{t} = \frac{\text{Peso}}{g} \frac{w_n}{t} = \frac{\text{Peso}}{t g} \quad w_n = \frac{G}{g} \quad w_n = \frac{Q}{g} \quad w_n$$

$$Y = m \dot{j}_y = m \frac{w_m}{t} = \frac{\text{Peso}}{g} \frac{w_m}{t} = \frac{\text{Peso}}{t g} \quad w_m = \frac{G}{g} \quad w_m = \frac{Q}{g} \quad w_m$$

siendo G el gasto en kg/seg.

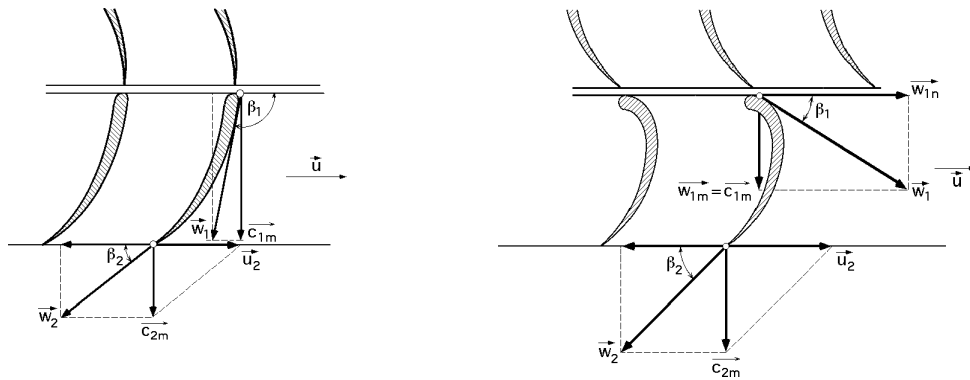


Fig II.7.- Movimiento del agua en las turbinas hidráulicas; triángulos de velocidades

Como X está dirigida en la dirección \vec{u} , e Y en la dirección normal a \vec{u} , se tiene:

$$w_n = w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2$$

$$w_m = w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2$$

$$X = \frac{G (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)}{g} = \frac{Q (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)}{g}$$

$$Y = \frac{G (w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2)}{g} = \frac{Q (w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2)}{g}$$

Reacción E originada por la aceleración:

$$E = \sqrt{X^2 + Y^2} = \frac{G \sqrt{(w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)^2 + (w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2)^2}}{g} =$$

$$= \frac{G \sqrt{w_1^2 + w_2^2 - 2 w_1 w_2 \cos (\beta_1 - \beta_2)}}{g}$$

La potencia efectiva es:

$$N_{ef} = X u = \frac{G u (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)}{g} = \frac{Q u (w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)}{g}$$

Fuerza que ejerce el agua a su paso entre los álabes en la Turbina de acción

Para este tipo de turbinas, la componente horizontal de la reacción en la dirección de \vec{u} es:

$$X = \frac{G w_n}{g} = \left| \begin{array}{l} w_n = w_1 \cos \alpha_1 - \{ - w_2 \cos (180^\circ - \alpha_2) \} \\ = w_1 \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2 \end{array} \right| = \frac{G (w_1 \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2)}{g} = \frac{Q (w_1 \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2)}{g}$$

y la potencia efectiva:

$$N_{ef} = X u = \frac{G u (w_1 \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2)}{g} = \frac{Q u (w_1 \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2)}{g}$$

que es la misma que en la turbina de reacción.

En la turbina de reacción la potencia se genera a causa de la variación de la presión entre los puntos de entrada y salida, teniendo lugar una aceleración de \vec{w}_1 a \vec{w}_2 , $w_2 > w_1$.

En la turbina de acción el agua circula libremente, produciéndose un frenado, siendo la velocidad de salida: $w_2 = w_1$, con $\alpha_2 < 1$.

II.2.- GRADO DE REACCIÓN

Por definición, el grado de reacción es la relación existente entre la variación de la presión en el rotor (rodete) y la altura $H_n = H$ ó $H_n = H - h_t$, es decir:

$$\frac{p_1 - p_2}{H_n}$$

Aplicando Bernoulli entre la entrada y la salida del rodete y despreciando las pérdidas hidráulicas, Fig II.8, se tiene:

$$H_n = H_s + H_r + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} = H_s + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + H_{ef}$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{c_2^2}{2g} + H_{ef} - H_r - \frac{c_1^2}{2g} = H_n - \frac{c_1^2}{2g}$$

en la que se ha hecho:

$$H_n = \frac{c_2^2}{2g} + H_{ef} - H_r \quad H_s + H_r + \frac{p_2}{\rho g} = 0$$

cuyos valores son del mismo orden, en el campo de validez del grado de reacción comprendido en el intervalo $0 < \sigma < 0,7$ por lo que:

$$\frac{H_n - \frac{c_1^2}{2g}}{H_n} = 1 - \frac{c_1^2}{2g H_n} \quad H_n = H_n + \frac{c_1^2}{2g} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g}$$

Al término H_n se le llama *fenómeno de reacción*, siendo el salto H_n igual a la suma de:

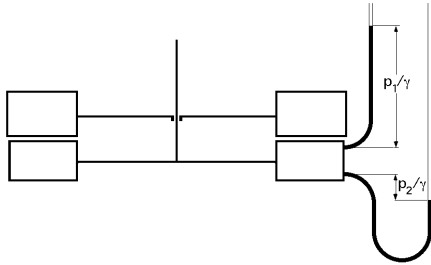


Fig II.8

Una energía de presión dada por: $H_n = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$

Una energía cinética dada por: $\frac{c_1^2}{2g}$

Para una turbina de reacción ficticia en la que se verificase que $c_1 = 0$, el grado de reacción sería $= 1$, mientras que para una turbina de acción, en la que el agua

circulase libremente se cumple que: $p_1 = p_2 = p_{atm}$, obteniéndose $= 0$, es decir:

$$H_n = \frac{c_1^2}{2g}$$

siendo la velocidad sin pérdidas, $c_1 = c_{1t}$

La velocidad específica del agua a la salida del distribuidor es:

$$H_n = H_n + \frac{c_1^2}{2g} \quad c_1 = \sqrt{1 - \frac{c_1^2}{2g H_n}}$$

II.3.- ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBINAS

Para determinar la ecuación fundamental de las turbinas, (y en general para cualquier turbomáquina), se pueden tomar como referencia los puntos 1 y 2, Fig II.9; si se desprecian las pérdidas de carga, se tiene:

$$H = H_s + H_r + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = H_s + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + H_{ef} \quad H_{ef} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r$$

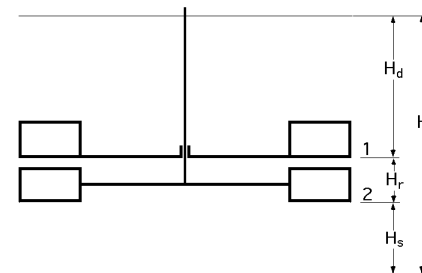


Fig II.9

Aplicando el Teorema de Bernoulli al fluido en rotación entre 1 y 2:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} \quad ; \quad z_1 - z_2 = H_r$$

$$\frac{p_1}{\gamma} + H_r + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} \quad \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + H_r = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

por lo que la altura efectiva queda en la forma:

$$H_{ef} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = \left| \begin{array}{l} w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1\cos\alpha_1 \\ w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2\cos\alpha_2 \end{array} \right| =$$

$$= \frac{c_1^2 - c_2^2 + c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2\cos\alpha_2 - c_1^2 - u_1^2 + 2c_1u_1\cos\alpha_1 + u_1^2 - u_2^2}{2g} =$$

$$= \frac{c_1u_1\cos\alpha_1 - c_2u_2\cos\alpha_2}{g} = \frac{c_{1n}u_1 - c_{2n}u_2}{g} = H_{n\text{man}}$$

que es la ecuación fundamental de las turbinas, siendo: $H_n = H - h_t$ y rendimiento volumétrico unidad.

II.4.- NUMERO DE REVOLUCIONES DEL RODETE

En condiciones de rendimiento máximo se tiene:

$$c_2 u_2 \cos\alpha_2 = 0 \quad H_{n\text{man}} g = c_1 u_1 \cos\alpha_1$$

es decir $\alpha_2 = 90^\circ$, por lo que las direcciones de \vec{u}_2 y \vec{c}_2 tienen que ser sensiblemente perpendiculares; el valor de u_1 es:

$$u_1 = \frac{H_{n\text{man}} g}{c_1 \cos\alpha_1} = \left| c_1 = \frac{1}{\cos\alpha_1} \sqrt{2gH_n} \right| = \frac{H_{n\text{man}} g}{\frac{1}{\cos\alpha_1} \sqrt{2gH_n}} = \frac{\sqrt{2gH_n} H_{n\text{man}}}{2 \cos\alpha_1} = \frac{D_1 n}{60}$$

por lo que el *número de revoluciones por minuto n* del rodete es:

$$n = \frac{60 \sqrt{2gH_n} H_{n\text{man}}}{2 D_1 \cos\alpha_1} = \frac{30 \sqrt{2g} H_{n\text{man}}}{\cos\alpha_1} \frac{\sqrt{H_n}}{D_1} = n_s^* \frac{\sqrt{H_n}}{D_1}$$

siendo n_s^* un número específico de revoluciones que, a igualdad de diámetros es directamente proporcional a $\sqrt{H_n}$, y a igualdad de salto H_n inversamente proporcional a D_1 .

Para el caso en que: $D_1 = 1$ m, y $H_n = 1$ m, el valor de n es igual a n_s^* .

II.5.- TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES

TURBINA DE REACCIÓN

Velocidad absoluta de entrada del agua en el rodete c_1 . Aplicando Bernoulli entre *a* y *1*, con plano de comparación en *1*, Fig II.10:

$$0 + \frac{p_{atm}}{\rho} + H_d = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} \quad \frac{c_1^2}{2g} = H_d - \frac{p_1 - p_{atm}}{\rho} \quad ; \quad c_1 = \sqrt{2g \left(H_d - \frac{p_1 - p_{atm}}{\rho} \right)}$$

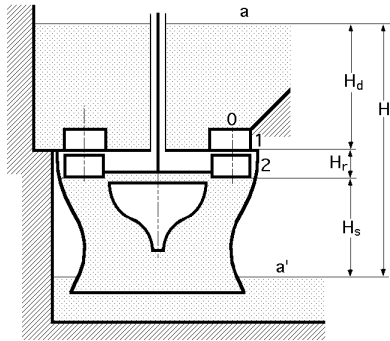


Fig II.10.- Esquema de TH de reacción

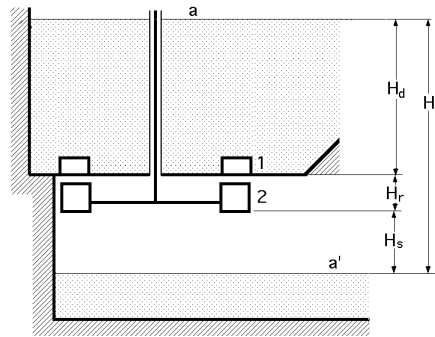


Fig II.11.- Esquema de TH de acción

Otra expresión de c_1 en función de los ángulos α_1 y β_1 se puede calcular a partir de la ecuación fundamental, en condiciones de rendimiento máximo, y del triángulo de velocidades

$$u_1 = \frac{g H_{n \text{ man}}}{c_1 \cos \alpha_1}$$

$$\frac{u_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} = \frac{c_1}{\sin \beta_1}$$

$$c_1 = \frac{u_1 \sin \beta_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} = \sqrt{\frac{\sin \beta_1}{\cos \alpha_1 \sin(\beta_1 - \alpha_1)}} g H_{n \text{ man}}$$

Velocidad periférica u_1 . La velocidad periférica u_1 , en función de los ángulos α_1 y β_1 es:

$$\frac{u_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} = \frac{c_1}{\sin \beta_1} \Rightarrow c_1 = \frac{g H_{n \text{ man}}}{u_1 \cos \alpha_1} \Rightarrow \frac{u_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} = \frac{g H_{n \text{ man}}}{u_1 \cos \alpha_1 \sin \beta_1}$$

$$u_1 = \sqrt{\frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin \alpha_1 \cos \beta_1}} g H_{n \text{ man}} = \dots = \sqrt{g H_{n \text{ man}} \left(1 - \frac{\tan \alpha_1}{\tan \beta_1}\right)}$$

observándose que u_1 aumenta si $\beta_1 > 90^\circ$, y cuanto mayor sea α_1

Velocidad de salida w_2 . Aplicando Bernoulli al agua en rotación entre 2 y 1 y considerando el plano de referencia que pasa por 2, resulta:

$$\frac{p_2}{\rho} + 0 + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho} + H_r + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}$$

$$w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 = 2g \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho} + H_r \right) = 2g \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho} + H - H_d - H_s \right)$$

y suponiendo régimen hidrostático entre a' y 2, Fig II.10, se tiene:

$$p_{atm} = p_2 + \rho H_s \quad \frac{p_2}{\rho} + H_s = \frac{p_{atm}}{\rho}$$

$$w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 = 2g \left(\frac{p_1 - p_{atm}}{\rho} + H - H_d \right) = 2g H - 2g \left(H_d - \frac{p_1 - p_{atm}}{\rho} \right) = 2g H - c_1^2$$

$$w_2^2 - u_2^2 = w_1^2 - u_1^2 + 2 g H - c_1^2 = \left| w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1 \right| = 2 g H_n - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1$$

$$w_2^2 = u_2^2 + 2 g H_n - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1$$

Velocidad absoluta de salida del agua c_2

$$\begin{aligned} c_2^2 &= w_2^2 + u_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \alpha_2 = w_2^2 + u_2^2 + 2 w_2 u_2 - 2 w_2 u_2 - 2 u_2 w_2 \cos \alpha_2 = \\ &= (w_2 - u_2)^2 + 2 w_2 u_2 (1 - \cos \alpha_2) = (w_2 - u_2)^2 + 4 w_2 u_2 \sin^2 \frac{\alpha_2}{2} \end{aligned}$$

TURBINA DE ACCIÓN

Al ser, $p_1 = p_{atm}$, resulta, $c_1 = \sqrt{2 g H_d}$

pero ya hemos comentado que en realidad esta c_1 es teórica; si se tiene en cuenta el rozamiento en el distribuidor, c_1 viene afectada por un coeficiente de reducción de velocidad η_1 quedando en la forma:

$$c_1 = \eta_1 \sqrt{2 g H_d} = \eta_1 \sqrt{2 g H_n}$$

es decir, en la turbina de acción la altura de carga del distribuidor se utiliza íntegramente en producir la velocidad de entrada en la rueda c_1 .

Comparándola con la de reacción:

$$2 g \left(H_d - \frac{p_1 - p_2}{\rho} \right) < 2 g H_d \quad c_{1reacción} < c_{1acción}$$

Si se cumple que $w_2 = u_2$, se tiene: $c_2 = 2 u_2 \sin \frac{\alpha_2}{2}$

es decir, para reducir las pérdidas a la salida de la turbina, los valores de las velocidades de salida relativa \vec{w}_2 y circunferencial \vec{u}_2 deberían estar muy próximas y ser el ángulo constructivo α_2 de los álabes muy reducido

II.6.- RENDIMIENTO MÁXIMO

Para que el rendimiento de la turbina sea máximo, interesa que lo sea H_{ef} lo que sucede cuando, $\alpha_2 = 90^\circ$, α_2 es muy pequeño y u_2 despreciable, obteniéndose:

$$g H_{n \text{ man}} = c_1 u_1 \cos \alpha_1$$

En las *turbinas de acción* sin pérdidas $c_1 = c_{1t}$ y el grado de reacción es $\lambda = 0$, por lo que:

$$H_n = H_n + \frac{c_1^2}{2 g} \quad ; \quad c_1 = \sqrt{2 g H_n (1 - \lambda)} = \sqrt{2 g H_n} \quad ; \quad H_n = \frac{c_1^2}{2 g}$$

mientras que si existen pérdidas en el distribuidor sería:

$$c_1 = \sqrt{2 g H_n} \quad H_n = \frac{c_1^2}{2 g}$$

Sustituyendo en, $g H_{n \text{ man}} = c_1 u_1 \cos \alpha_1$, resulta:

$$g \frac{c_1^2}{2 g} \text{ man} = c_1 u_1 \cos \alpha_1$$

$$c_1 \text{ man} = 2 u_1 \cos \alpha_1 \quad u_1 = \frac{c_1 \text{ man}}{2 \cos \alpha_1} = \left| \begin{array}{l} \text{Para } \alpha_1 = 0 \\ 20^\circ < \alpha_1 < 30^\circ \end{array} \right| = \frac{c_1}{2} \text{ man}$$

Si el rendimiento manométrico fuese el máximo se verificaría que $c_1/2 = u_1$, y la velocidad periférica sería la mitad de la velocidad del chorro de agua a la entrada. En la práctica esta velocidad es menor.

II.7.- CAUDAL

Si Q es el caudal que circula por el distribuidor y Q_r el que circula por el rodete y llamando μ_d a la sección transversal del compartimento entre álabes a la salida del distribuidor, el valor de Q es:

$$Q = \mu_d c_1 = \mu_d \sqrt{2 g (H_d - \frac{P_1 - P_{atm}}{\rho})}$$

siendo μ_d el coeficiente de contracción del agua para esta sección.

El caudal que circula por el rodete es: $Q_r = Q - q$, siendo q el caudal que se pierde por fugas en el juego del rodete o intersticios existentes entre el distribuidor y el rodete; con esta matización se tiene que el caudal entrante en el rodete es el mismo que sale, es decir $Q_E = Q_S$, obteniéndose:

A la entrada: $Q_E = Q - q = \mu_1 w_1$

$$\mu_d c_1 = \mu_1 w_1 = \mu_2 w_2 \quad w_2 = \frac{\mu_d c_1}{\mu_2}$$

A la salida: $Q_S = Q - q = \mu_2 w_2$

y la ecuación fundamental queda en la forma:

$$g H_{n \text{ man}} = c_1 u_1 \cos \alpha_1 = \left| u_1 = u_2 \frac{D_1}{D_2} = \left| u_2 = w_2 \cos \alpha_2 \right| = w_2 \cos \alpha_2 \frac{D_1}{D_2} \right| =$$

$$= c_1 w_2 \cos \alpha_2 \frac{D_1}{D_2} \cos \alpha_1 = \left| w_2 = \frac{\mu_d c_1}{\mu_2} \right| = c_1^2 \frac{\mu_d}{\mu_2} \frac{D_1}{D_2} \cos \alpha_1 \cos \alpha_2$$

y como prácticamente α_1 y α_2 están próximos a 0° y 180° respectivamente, se pueden hacer, en valor absoluto, las siguientes aproximaciones:

$$\frac{\mu_d}{\mu_2} \cos \alpha_2 \cos \alpha_1 \quad g H_n = c_1^2 \frac{D_1}{2 D_2} = 2 g H_n (1 -) \frac{D_1}{2 D_2}$$

$$\frac{2}{d} = 2 \left(1 - \frac{D_1}{D_2} \right)$$

que proporciona una relación aproximada entre las secciones y el grado de reacción λ .

Si la turbina es helicoidal: $D_1 = D_2$ $\frac{2}{d} = 2 \left(1 - \lambda \right)$

Si la turbina es de acción: $\lambda = 0$ $\frac{2}{d} = 2 \frac{D_1}{D_2}$

Suponiendo que el ancho del canal de paso entre los álabes del distribuidor es a y la altura de los álabes b , siendo Z el número de éstos, el caudal vendrá dado por:

$$Q = a b Z c_1$$

III.- SALTOS HIDRÁULICOS

III.1.- CONCEPTO DE SALTO EN TURBINAS HIDRÁULICAS

Salto en la Turbina de reacción

En las turbinas de reacción el *salto bruto o altura geométrica* H es la diferencia de niveles entre la cámara de carga y el canal de fuga a la salida del tubo de aspiración, Fig III.2, es decir:

$$H = z_M - z_a$$

El *salto neto* H_n es la energía que por kg de agua se pone a disposición de la turbina.

En Europa se considera como turbina desde la entrada del distribuidor, punto M_0 , hasta el nivel del canal de desagüe, punto M_a , por lo que se tiene:

$$H_n = \left(\frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho} + z_0 \right) - \left(\frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho} + z_a \right)$$

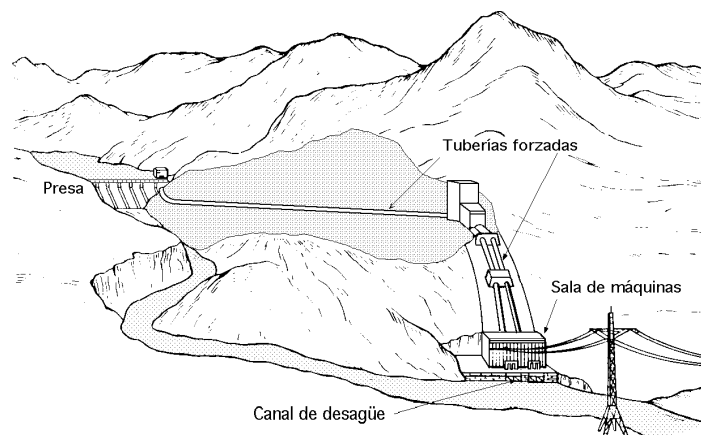


Fig III.1.- Esquema de un salto hidráulico

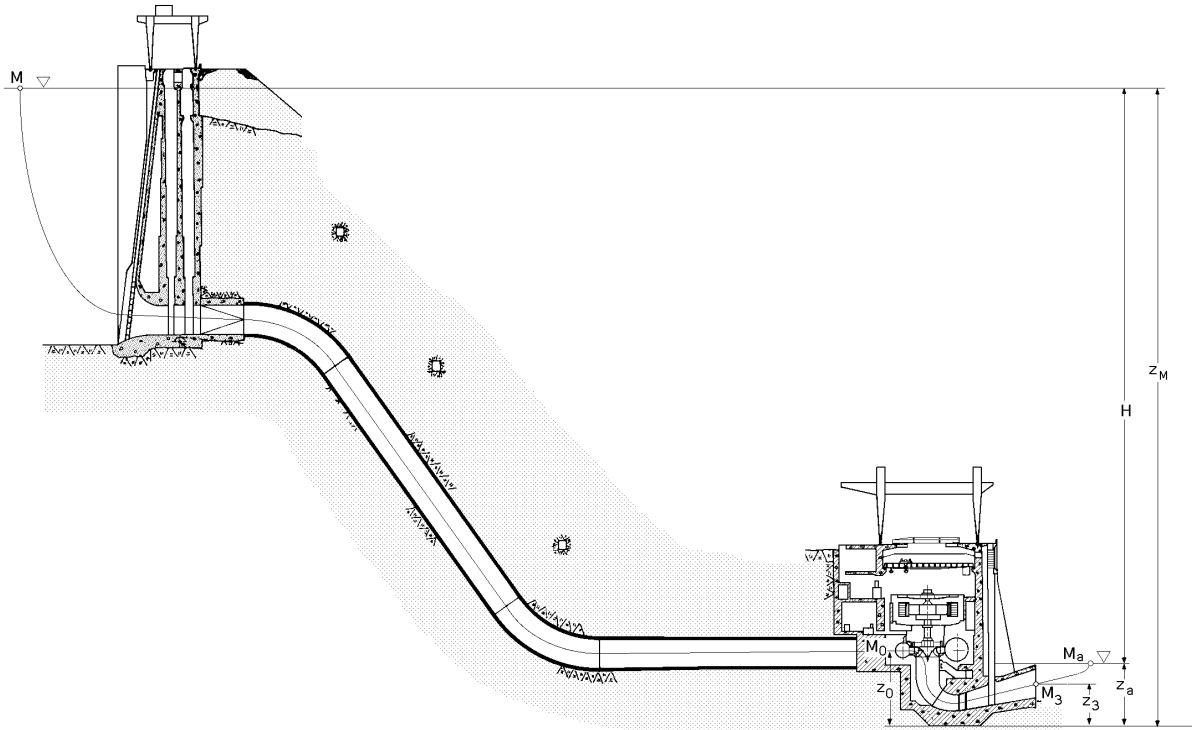


Fig III.2.-Nomenclatura utilizada en saltos con turbinas de reacción

En USA se supone que la turbina comienza a la entrada del distribuidor, punto M_0 , y termina en la sección de salida del difusor, punto M_3 , con lo que la expresión americana del salto neto es:

$$H'_n = \left(\frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho} + z_0 \right) - \left(\frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\rho} + z_3 \right)$$

Medida del salto neto en la Turbina de reacción.- Para el salto europeo, de acuerdo con la Fig III.2, y teniendo en cuenta que, $p_a = p_{atm}$, se obtiene:

$$H_n = \left(\frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho} + z_0 \right) - \left(\frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho} + z_a \right) = \left[\begin{aligned} \frac{c_M^2}{2g} + \frac{p_M}{\rho} + z_M &= \frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho} + z_0 + h_t \\ \frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho} + z_0 &= \frac{c_M^2}{2g} + \frac{p_M}{\rho} + z_M - h_t \end{aligned} \right] =$$

$$= \frac{c_M^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho} + z_M - h_t - \left(\frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho} + z_a \right)$$

y si se tiene en cuenta que, tanto c_M como c_a son despreciables, las alturas cinéticas correspondientes serán también despreciables frente a los demás términos, quedando para H_n el valor:

$$H_n = z_M - z_a - h_t = |z_M - z_a = H| = H - h_t \quad H = H_n + h_t$$

que es la expresión del salto neto europeo, y es igual al salto geométrico H , menos las pérdidas de carga en la tubería h_t que va desde la cámara de carga hasta la sección de entrada del distribuidor.

Para el *salto americano* sabemos que:

$$H'_n = \left(\frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 \right) - \left(\frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + z_3 \right) = \left[\begin{array}{l} \text{Aplicando Bernoulli entre M y } M_0 \text{ se tiene:} \\ \frac{c_M^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_M = \frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 + h_t \end{array} \right] =$$

$$= \frac{c_M^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + z_M - h_t - \left(\frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + z_3 \right)$$

Aplicando Bernoulli entre la *salida del difusor* M_3 y el *canal de desagüe* M_a resulta.

$$\frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + z_3 = \frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + z_a + h'_s = \left[h'_s \quad \frac{c_3^2}{2g} \right] = \frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + z_a + \frac{c_3^2}{2g}$$

$$\frac{p_3}{\gamma} + z_3 = \frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + z_a$$

$$H'_n = \frac{c_M^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + z_M - h_t - \left(\frac{c_3^2}{2g} + \frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + z_a \right) = \frac{c_M^2 - c_a^2}{2g} + z_M - z_a - h_t - \frac{c_3^2}{2g}$$

y como c_M y c_a son muy pequeños, resulta finalmente como valor del salto neto USA:

$$H'_n = z_M - z_a - h_t - \frac{c_3^2}{2g} = H - h_t - \frac{c_3^2}{2g}$$

y dado que el salto neto europeo es, $H_n = H - h_t$, el salto neto USA se puede poner también en la forma:

$$H'_n = H_n - \frac{c_3^2}{2g}$$

observándose que el salto neto europeo es superior al salto neto USA.

Salto neto en la Turbina Pelton de un inyector.- En el caso de un solo inyector y eje de la turbina horizontal, si se considera la zona comprendida desde inmediatamente antes del inyector, punto A de la Fig III.3, hasta el punto de tangencia del chorro con la circunferencia media de la rueda, punto A_1 , de acuerdo con la definición dada de salto neto, se tiene:

$$H_n = \frac{c_0^2}{2g} + \frac{p'_0}{\gamma} + z'_0 - z_a = \left[\frac{p'_0}{\gamma} + z'_0 = \frac{p_0}{\gamma} + z_0 \right] = \frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 - z_a$$

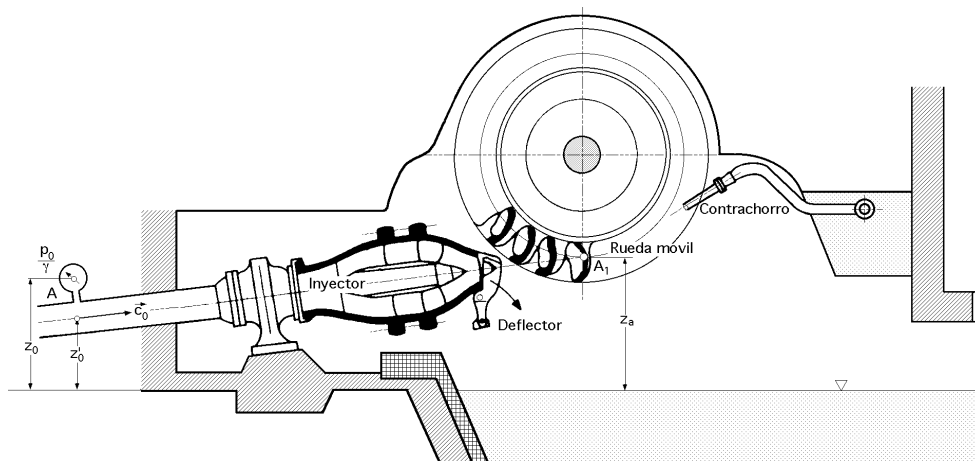


Fig III.3.- Turbina Pelton de un inyector

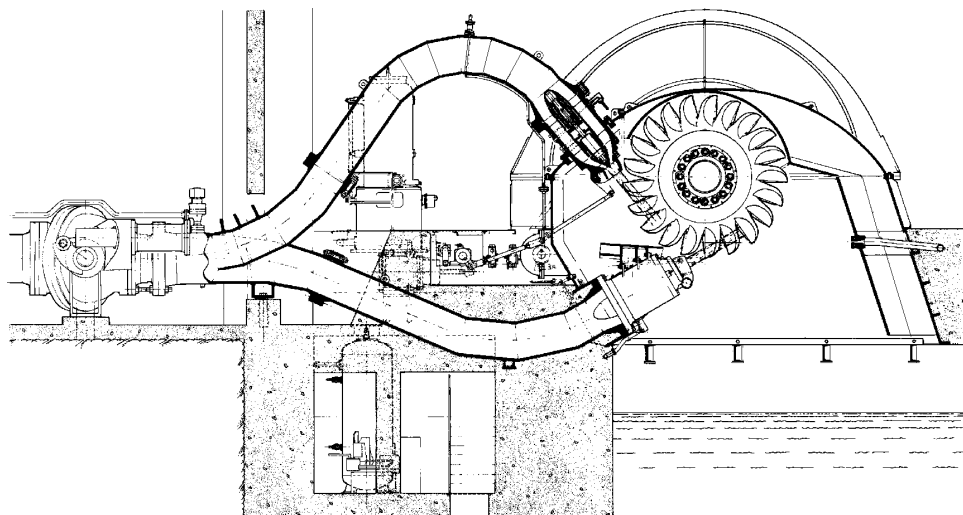
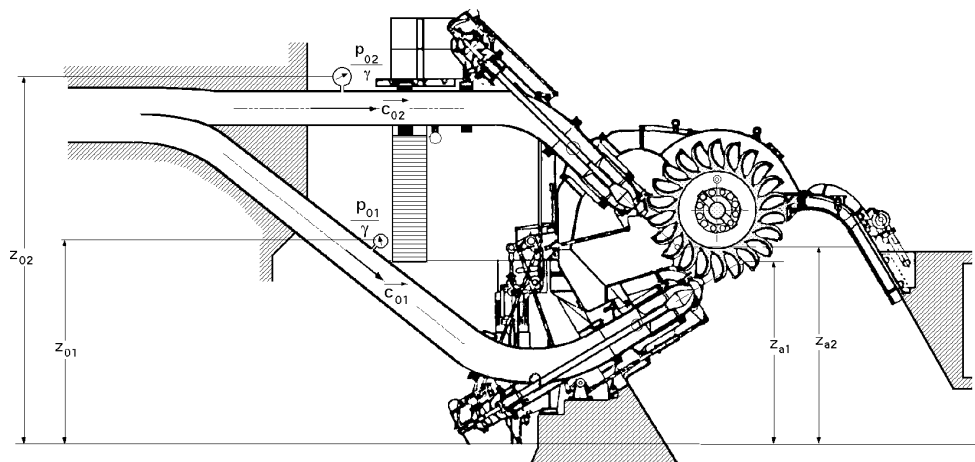


Fig III.4.-Turbina Pelton de dos inyectores

Salto neto en la turbina Pelton de varios inyectores.- Si por ejemplo se considera que la turbina tiene dos inyectores, Fig III.4, de diferentes características que proporcionan los caudales Q_1 y Q_2 , (caso poco frecuente), el estudio se puede hacer como si el conjunto constase de dos turbinas, para los respectivos caudales Q_1 y Q_2 , saltos correspondientes H_{n1} y H_{n2} , y potencias respectivas N_{n1} y N_{n2} , de la forma:

$$H_{n1} = \frac{c_{01}^2}{2g} + \frac{p_{01}}{\rho g} + z_{01} - z_{a1} \quad ; \quad N_{n1} = Q_1 H_{n1}$$

$$H_{n2} = \frac{c_{02}^2}{2g} + \frac{p_{02}}{\rho g} + z_{02} - z_{a2} \quad ; \quad N_{n2} = Q_2 H_{n2}$$

$$N_n = Q_1 H_{n1} + Q_2 H_{n2} = Q_1 \left(\frac{c_{01}^2}{2g} + \frac{p_{01}}{\rho g} + z_{01} - z_{a1} \right) + Q_2 \left(\frac{c_{02}^2}{2g} + \frac{p_{02}}{\rho g} + z_{02} - z_{a2} \right)$$

En este caso se puede tomar como salto neto el salto neto promediado H_n , que es el que tendría una turbina de un solo inyector que con el caudal total, $Q = Q_1 + Q_2$, diese la misma potencia, es decir:

$$Q_1 H_{n1} + Q_2 H_{n2} = (Q_1 + Q_2) H_n = Q H_n$$

$$H_n = \frac{Q_1 \left(\frac{c_{01}^2}{2g} + \frac{p_{01}}{\rho g} + z_{01} - z_{a1} \right) + Q_2 \left(\frac{c_{02}^2}{2g} + \frac{p_{02}}{\rho g} + z_{02} - z_{a2} \right)}{Q_1 + Q_2}$$

que se puede ampliar fácilmente para una turbina de eje horizontal y cualquier número de inyectores.

Si la turbina fuese de eje vertical, las expresiones se simplifican, sobre todo, en el caso de tener los inyectores la misma sección, caso cada día más frecuente.

Medida del salto efectivo en la Turbina de reacción.- El salto efectivo es la energía realmente utilizada por la rueda, para su transformación en trabajo mecánico, de la forma:

Salto efectivo = Salto neto - Pérdidas (distribuidor + rodete + tubo aspiración)

El salto efectivo europeo es:

$$H_{ef} = H_n - (h_d + h'_d + h_r + h_s + h'_s) = H - (h_t + h_d + h'_d + h_r + h_s + h'_s) = H - h_i$$

que se corresponde con la energía hidráulica transformada en energía mecánica en la turbina, por lo que tiene el mismo valor en las concepciones europea y USA.

Para el caso USA como, $\frac{c_3^2}{2g} = h'_s$, resulta:

$$H'_{ef} = H'_n - (h_d + h'_d + h_r + h_s) = H - h_t - \frac{c_3^2}{2g} - (h_d + h'_d + h_r + h_s) =$$

$$= H - (h_t + h_d + h'_d + h_r + h_s + h'_s)$$

observándose que, $H'_{ef} = H_{ef}$

En turbinas de cámara abierta, $H_n = H$, y en turbinas de cámara cerrada, $H_n = H - h_t$

Rendimiento manométrico.- El rendimiento manométrico se define en la forma:

$$\eta_{man} = \frac{N_{ef}}{N_n} = \frac{\text{Energía real utilizada por el rodete}}{\text{Energía puesta a disposición de la turbina}} = \frac{N_{ef}}{Q H_n} \quad N_{ef} = Q H_n \eta_{man}$$

y de acuerdo con lo anteriormente expuesto, con arreglo al concepto europeo se tiene:

$$\eta_{man} = \frac{H_{ef}}{H_n} = \frac{H_n - (h_d + h'_d + h_r + h_s + h'_s)}{H_n} = 1 - \frac{h_d + h'_d + h_r + h_s + h'_s}{H_n}$$

denominándose rendimiento manométrico porque no tiene en cuenta más que las pérdidas de carga de tipo hidráulico.

En Europa, $\eta_{man} = \frac{H_{ef}}{H_n}$

En USA, $\eta'_{man} = \frac{H'_{ef}}{H'_n} = \frac{H_{ef}}{H'_n}$, y como, $H_n > H'_n$ $\eta'_{man} > \eta_{man}$

Energía utilizada por la turbina, $N_{ef} = Q H_{ef} = Q H_n \eta_{man}$

Energía puesta a disposición de la turbina, $N_n = Q H_n$

$$\eta'_{man} = \frac{\text{Energía utilizada por el rodete}}{\text{Energía puesta a disposición de la turbina}} = \frac{N_e}{Q H'_n} = \left| H_n = H'_n + \frac{c_3^2}{2g} \right| = \frac{N_e}{Q (H_n - \frac{c_3^2}{2g})}$$

y como además:

$$\eta'_{man} = \frac{\text{Energía utilizada}}{Q H_n} \quad \eta'_{man} > \eta_{man}$$

III.2.- VELOCIDADES

VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO.- Se entiende por velocidad de embalamiento, aquella a turbina descargada y con el distribuidor abierto; suele ser 1,8 a 2,2 veces la velocidad de régimen según el tipo de turbina.

Si se supone a la turbina en régimen estacionario (funcionamiento normal) y por cualquier circunstancia desaparece la carga y el regulador no actúa, la turbina se acelera; cuando funciona a la velocidad de régimen, el par motor es igual al par resistente, y la ecuación del movimiento

de los rotores es de la forma:

$$I \frac{dw}{dt} = C_m - C_r = 0, \text{ por ser la velocidad angular } \bar{w} \text{ constante}$$

Al desaparecer la carga, el par resistente disminuye hasta otro valor C'_r producido por las resistencias pasivas, que es muy pequeño, por lo que:

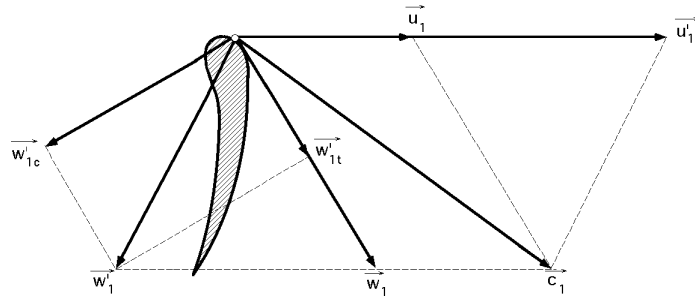


Fig III.5.- Triángulo de velocidades a la entrada y velocidad de embalamiento

$$I \frac{dw}{dt} \gg 0$$

y la velocidad se embalará nuevamente hasta que $C_r = C_m$ alcanzándose teóricamente una velocidad muy elevada.

Sin embargo, en la práctica esta velocidad alcanza valores comprendidos entre 1,8 a 2,2 veces la velocidad de régimen, ya que cuando el rodete gira a la velocidad de régimen, la velocidad relativa de entrada del agua en la turbina es tangente al álabe a la entrada.

Al cesar la carga sin actuar el regulador, \bar{c}_1 sigue igual en valor y dirección, Fig III.5, pero \bar{u}_1 aumentará hasta $\bar{u}_{1'}$, con lo que \bar{w}_1 se convierte en $\bar{w}_{1'}$ y ya no será tangente al álabe a la entrada. Ahora bien, $\bar{w}_{1'}$ se descompone en $\bar{w}_{1't'}$ tangente al álabe y en $\bar{w}_{1'c'}$ perpendicular a $\bar{w}_{1't'}$, que se conoce como componente de choque, que se opone al movimiento, y que produce el frenado, impidiendo que la velocidad de embalamiento alcance valores excesivos, siendo su valor del orden de:

$$n_{m\acute{a}x} < 1,8 n, \text{ para las turbinas de acci3n (Pelton)}$$

$$n_{m\acute{a}x} < 2 n, \text{ para las turbinas de reacci3n (Francis)}$$

$$n_{m\acute{a}x} < 2,2 \text{ a } 2,4 n, \text{ para las turbinas h3lice (Kaplan)}$$

VELOCIDAD SINCR3NICA.- En general una turbina va acoplada a un alternador que ha de generar electricidad a una determinada frecuencia, que en Espa1a es de 50 ciclos por segundo, por lo que su velocidad debe ser tal que, conjugada con el n1mero de pares de polos, produzca esta frecuencia.

La relaci3n que liga la velocidad del alternador n con el n1mero de pares de polos z y con la frecuencia f de la corriente en ciclos por segundo es:

$$f = \frac{z n}{60}$$

Para $f = 50$ ciclos por segundo, se tiene: $z n = 3000$

Las velocidades que cumplen la condición anterior se llaman velocidades sincrónicas; así, una turbina acoplada directamente a un alternador ha de tener una velocidad sincrónica de la forma:

Para, $z = 1, n = 3.000 \text{ rpm}$; $z = 2, n = 1.500 \text{ rpm}$; $z = 3, n = 1.000 \text{ rpm}$; $z = 4, n = 750 \text{ rpm}$

III.3.- COEFICIENTES ÓPTIMOS DE VELOCIDAD

El *rendimiento manométrico* de una turbina hidráulica viene dado por la expresión:

$$\eta_{\text{man}} = \frac{u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n}}{g H_n}$$

y depende de u_1, c_{1n}, u_2 y c_{2n} , definidos por los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida; estas velocidades no pueden ser escogidas al azar, si es que con ellas se desea obtener el máximo rendimiento.

Para un tipo determinado de turbina, los ensayos efectuados en el Laboratorio sobre modelos reducidos, permiten determinar para diferentes valores del salto neto H_n los valores de las velocidades para los cuales se obtiene el máximo rendimiento; *con objeto de evitar ensayar todos los modelos y tipos de turbinas, para todos los valores posibles del salto neto, se opera con independencia del salto H_n mediante la determinación de los llamados coeficientes óptimos de velocidad; para ello, se parte de las siguientes relaciones:*

$$\begin{aligned} u_1 &= u_1 \sqrt{2 g H_n} ; c_1 = c_1 \sqrt{2 g H_n} ; w_1 = w_1 \sqrt{2 g H_n} ; c_{1n} = \mu_1 \sqrt{2 g H_n} ; c_{1m} = k_{1m} \sqrt{2 g H_n} \\ u_2 &= u_2 \sqrt{2 g H_n} ; c_2 = c_2 \sqrt{2 g H_n} ; w_2 = w_2 \sqrt{2 g H_n} ; c_{2n} = \mu_2 \sqrt{2 g H_n} ; c_{2m} = k_{2m} \sqrt{2 g H_n} \end{aligned}$$

lo que equivale a definir dichas velocidades óptimas, como fracciones de la velocidad absoluta disponible; se observa que para cuando, $H_n = \frac{1}{2g}$, estas velocidades son:

$$\begin{aligned} u_1 &= u_1 ; c_1 = c_1 ; w_1 = w_1 ; c_{1n} = \mu_1 ; c_{1m} = k_{1m} \\ u_2 &= u_2 ; c_2 = c_2 ; w_2 = w_2 ; c_{2n} = \mu_2 ; c_{2m} = k_{2m} \end{aligned}$$

que proporcionan un medio para determinar los valores de los coeficientes óptimos de velocidad para cada tipo de turbina; en efecto, bastará con ensayar todos los tipos bajo el salto común:

$$H_n = \frac{1}{2g}$$

hasta obtener, para cada turbina, los valores de $u_1, c_1, w_1, c_{1n}, \dots, u_2, c_2, w_2, c_{2n}, \dots$ que permitirán determinar el máximo rendimiento, y que coincidirán con los coeficientes óptimos de velocidad, correspondientes al tipo ensayado.

Como:

$$\frac{u_1}{1} = \frac{c_1}{1} = \frac{w_1}{1} = \frac{c_{1n}}{\mu_1} = \frac{c_{1m}}{k_{1m}} = \dots = \frac{u_2}{2} = \frac{c_2}{2} = \frac{w_2}{2} = \frac{c_{2n}}{\mu_2} = \frac{c_{2m}}{k_{2m}} = \sqrt{2 g H_n}$$

los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida serán semejantes a los triángulos de los coeficientes de velocidades correspondientes, siendo la razón de semejanza igual a $\sqrt{2 g H_n}$.

El *rendimiento manométrico de la turbina en función de los coeficientes óptimos de velocidad*, suponiendo una entrada en la rueda sin choque, viene dado por:

$$\eta_{man} = \frac{u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n}}{g H_n} = \left| \begin{array}{l} u_1 = \mu_1 \sqrt{2 g H_n} \quad ; \quad u_2 = \mu_2 \sqrt{2 g H_n} \\ c_{1n} = \mu_1 \sqrt{2 g H_n} \quad ; \quad c_{2n} = \mu_2 \sqrt{2 g H_n} \end{array} \right| = 2 (\mu_1 - \mu_2)$$

Para el caso de turbinas helicoidales, Kaplan, hélice, bulbo, etc, se tiene $\mu_1 = \mu_2$, por lo que:

$$\eta_{man} = 2 (\mu_1 - \mu_2)$$

Para una turbina Pelton, $\begin{array}{l} c_1 = c_{1n} \\ c_2 = c_{2n} \end{array} \quad \begin{array}{l} \mu_1 = \mu_1 \\ \mu_2 = \mu_2 \end{array}$, por lo que:

$$\eta_{man} = 2 (\mu_1 - \mu_2)$$

Para que dos turbinas tengan el mismo rendimiento manométrico, basta que tengan iguales sus coeficientes óptimos de velocidad, con lo que a su vez tendrán semejantes los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida.

III.4.- RENDIMIENTOS MANOMÉTRICO, VOLUMÉTRICO, ORGÁNICO Y GLOBAL

En las turbinas hidráulicas, las pérdidas se pueden clasificar en la siguiente forma:

a) *Pérdidas de carga* debidas a los frotamientos del agua, movimientos turbulentos, viscosidad y rugosidad de las paredes; las pérdidas que hasta este momento se han considerado son de este tipo, y a ellas corresponde el rendimiento manométrico anteriormente hallado.

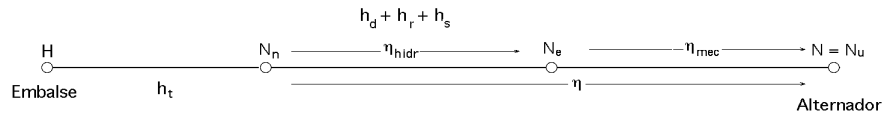
b) *Pérdidas de caudal q* debidas a las fugas entre la parte fija (distribuidor), y la rueda móvil, a las que corresponde el rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q} = \frac{Q - q}{Q} > 0,95$$

c) *Pérdidas por rozamiento mecánico*, en los órganos de transmisión tales como cojinetes y pivotes, por ventilación y por arrastre de los aparatos auxiliares como taquímetros, bombas de aceite, etc., correspondiendo a estas pérdidas el rendimiento orgánico o mecánico (pérdidas mecánicas):

$$\eta_{org} = \frac{N}{N_e} = \frac{N_e - N_{roz\ mec}}{N_e}$$

en la que la potencia útil, o potencia al freno, es igual a la potencia efectiva menos las pérdidas de potencia por rozamiento mecánico.



Pérdidas de potencia por rozamiento, $N_{roz\ mec}$

La potencia útil es la potencia que se tiene en el eje, a la salida de la turbina:

$$N = Q_r H_{ef} - N_{roz\ mec} = Q_r \text{ man } H_n - N_{roz\ mec} = Q_r H_n$$

La potencia generada en la turbina es la potencia efectiva N_{ef}

$$N_{ef} = Q_r \text{ man } H_n = Q_r H_{ef}$$

Rendimiento orgánico o mecánico:

$$\text{org} = \frac{N}{N_e} = \frac{Q_r \text{ man } H_n - N_{roz\ mec}}{Q_r \text{ man } H_n}$$

Rendimiento global:

$$\begin{aligned} &= \frac{\text{Potencia útil}}{\text{Potencia puesta a disposición de la turbina}} = \frac{N}{N_n} = \frac{Q_r \text{ man } H_n - N_{roz\ mec}}{Q_r \text{ man } H_n} = \\ &= \frac{Q_r \text{ man } H_n - N_{roz\ mec}}{Q_r \text{ man } H_n} \cdot \frac{Q_r \text{ man}}{Q_r \text{ man}} = \frac{Q_r}{Q_r \text{ man}} \cdot \frac{Q_r \text{ man } H_n - N_{roz\ mec}}{Q_r \text{ man } H_n} = \text{vol man org} \end{aligned}$$

A su vez, se pueden definir también los siguientes rendimientos manométricos:

a) De la instalación, $\text{man inst.} = \frac{u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n}}{g H}$

b) De la turbina, $\text{man turbina} = \frac{u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n}}{g H_n}$

c) Del rodete, $\text{man rueda} = \frac{u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n}}{g (H_{ef} + h_r)}$

IV.- SEMEJANZA DE TURBINAS HIDRÁULICAS

IV.1.- SEMEJANZA DE TURBINAS HIDRÁULICAS

Para poder aplicar los resultados obtenidos en la Teoría de Modelos a los prototipos de turbinas hidráulicas, y comparar entre sí las del mismo tipo en diferentes circunstancias de funcionamiento, con diferentes tipos de rodetes, etc, es importante exigir una semejanza lo más perfecta posible, que incluya las acciones debidas a la rugosidad de las paredes, la viscosidad del fluido y la gravedad.

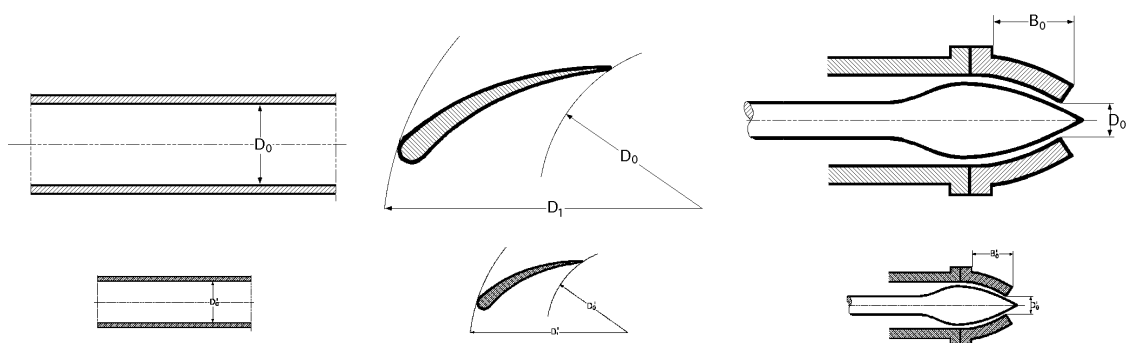


Fig IV.1.- Semejanza geométrica

Cuando interviene la rugosidad, dando lugar a fuerzas apreciables de rozamiento, la igualdad de rendimientos entre el modelo y el prototipo, exige que los *coeficientes de rozamiento* en el prototipo y en el modelo sean iguales, lo cual implica el que las rugosidades relativas sean también iguales, o lo que es lo mismo, que las rugosidades absolutas cumplan la condición de semejanza geométrica.

Esto requiere un pulido especial en el modelo, y si no es así, las pérdidas por rozamiento serán relativamente mayores en el modelo que en el prototipo.

Al aplicar la semejanza de Froude se prescinde de la viscosidad; la aplicación simultánea de la semejanza de Froude y Reynolds es de la forma:

$$\text{Froude, } Fr = \frac{u_1}{u_{1'}} = \sqrt{\frac{1}{1'}} = 1'^{3/2}$$

$$\text{Reynolds, } Re = \frac{u_1}{u_{1'}} = \frac{1}{1'}^{-1} = \frac{1}{1'}$$

y como el prototipo es mayor o igual que el modelo $1 > 1'$, resulta que $1 > 1'$, por lo que para una semejanza que considere efectos de gravedad y viscosidad, es necesario que el líquido de funcionamiento del prototipo sea más viscoso que el del modelo.

Como normalmente se trabaja con el mismo líquido, tanto en el prototipo como en el modelo, ello quiere decir que el líquido con el que se ensaya el modelo es más viscoso que lo que exige la ley de semejanza $1 > 1'$, por lo que los resultados obtenidos, en lo que respecta a los rendimientos, serán menores que los reales, es decir, el rendimiento del prototipo será superior al obtenido en el modelo.

RELACIONES DE SEMEJANZA

Para determinar las relaciones que existen entre las características de dos turbinas del mismo tipo, geométrica y dinámicamente semejantes, en el supuesto de que ambas tengan el mismo rendimiento manométrico, podemos hacer las siguientes consideraciones:

Para el modelo: Potencia N' , nº de rpm n' , caudal Q' (m³/seg), par motor C' (m.kg), salto neto H_n'

Para el prototipo: N, n, H_n, Q, C

En el estudio hay que suponer las siguientes condiciones:

a) Las dos turbinas tienen la misma admisión, es decir, el mismo ángulo de apertura del distribuidor para las Francis y Kaplan-hélice, y la misma carrera relativa de la aguja para las Pelton.

b) El mismo número de unidades para cada turbina, es decir, una sola rueda para las Francis y Kaplan-hélice, y un solo inyector para las Pelton.

En consecuencia, para los diámetros y longitudes se puede poner:

$$\frac{D_0}{D_0'} = \frac{D_1}{D_1'} = \frac{B_0}{B_0'} = \dots = \frac{D}{D'} = \frac{\text{Prototipo}}{\text{Modelo}}$$

y para las secciones de paso del agua:

$$\frac{D_0^2}{D_0'^2} = \frac{D_1^2}{D_1'^2} = \frac{D^2}{D'^2} = 1'^2$$

A su vez, como el rendimiento de la turbina en función de los coeficientes óptimos de velocidad, es:

$$\eta_{man} = 2 (1 - \mu_1 - \mu_2)$$

para que sea el mismo en el prototipo y en el modelo, es necesario que los coeficientes óptimos de velocidad sean iguales.

Las relaciones de semejanza entre el prototipo y el modelo son:

a) *Número de revoluciones*

$$\begin{aligned} \text{Prototipo, } u_1 &= \frac{D_1 n}{60} \sqrt{2gH_n} \\ \text{Modelo, } u'_1 &= \frac{D'_1 n'}{60} \sqrt{2gH'_n} \end{aligned} \quad \frac{n}{n'} = \frac{D'_1}{D_1} \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}} ; \quad n = n' \frac{1}{\sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}}$$

b) *Caudal*.- Llamando μ al coeficiente de contracción que es sensiblemente el mismo para los distribuidores de ambas turbinas y y y y' las secciones respectivas de los distribuidores, normales a las velocidades absolutas c_1 y c'_1 , se tiene:

$$\begin{aligned} Q &= \mu c_1 y = \mu \frac{1}{\sqrt{2gH_n}} \sqrt{2gH_n} y \\ Q' &= \mu' c'_1 y' = \mu' \frac{1}{\sqrt{2gH'_n}} \sqrt{2gH'_n} y' \end{aligned} \quad \frac{Q}{Q'} = \frac{\mu}{\mu'} \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}} ; \quad Q = Q' \frac{1}{\sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}}$$

c) *Potencia*.- Suponiendo, en primera aproximación, que los rendimientos volumétrico y orgánico son iguales a la unidad, se tendrá:

$$\begin{aligned} N &= Q H_n \\ N' &= Q' H'_n \end{aligned} \quad \frac{N}{N'} = \frac{Q H_n}{Q' H'_n} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^3}} ; \quad N = N' \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^3}}$$

d) *Par motor*

$$\begin{aligned} C &= \frac{N}{w} = \frac{60 N}{2 \pi n} \\ C' &= \frac{N'}{w'} = \frac{60 N'}{2 \pi n'} \end{aligned} \quad \frac{C}{C'} = \frac{N n'}{N' n} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^3}} \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}} ; \quad C = C' \frac{1}{\sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}}$$

Si el prototipo está constituido por un número de unidades, (k inyectores Pelton o Z rodets Francis), se tiene:

$$n = n' \frac{1}{\sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}} ; \quad Q = k Q' \frac{1}{\sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}} ; \quad N = k N' \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^3}} ; \quad C = k C' \frac{1}{\sqrt{\frac{H_n}{H'_n}}}$$

Hay que hacer notar que los rendimientos manométricos no sólo no serán iguales, sino que en el modelo los rendimientos volumétrico y orgánico son menores, porque las fugas o pérdidas de caudal son relativamente mayores en el modelo, al no poderse reducir los intersticios, y porque experimentalmente se ha comprobado que las pérdidas correspondientes son relativamente menores en las máquinas grandes; por todo ello, *el rendimiento de la turbina prototipo es siempre mayor que el de su modelo*.

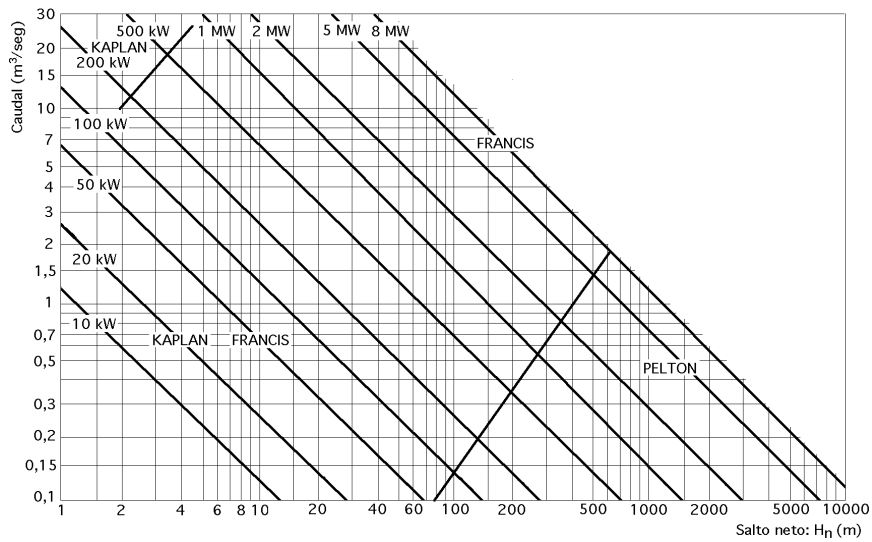


Fig IV.2.- Diagrama de aplicación (Q, H_n), para el cálculo de potencias

Unas fórmulas empíricas que permiten calcular el rendimiento óptimo del prototipo η_p conociendo el rendimiento óptimo del modelo η_m son:

Para,

$$H < 150 \text{ m}, \quad \eta_p = 1 - (1 - \eta_m) \sqrt[5]{\frac{d_m}{d_p}}$$

$$H > 150 \text{ m}, \quad \eta_p = 1 - (1 - \eta_m) \sqrt[5]{\frac{d_m}{d_p}} \sqrt[20]{\frac{H_m}{H_p}}$$

Otras expresiones son:

$$\eta_p = 1 - (1 - \eta_m) \frac{1,4 + \frac{1}{\sqrt{d_p}}}{1,4 + \frac{1}{\sqrt{d_m}}} \quad (\text{Camener})$$

$$\eta_p = 1 - (1 - \eta_m) \frac{0,12 + \sqrt{\frac{d_m}{d_{H(p)}}}}{0,12 + \sqrt{\frac{d_m}{d_{H(m)}}}} \quad (\text{Camener})$$

en la que η es el coeficiente de rozamiento del agua y d_H es el diámetro hidráulico del canal de paso entre dos álabes (en metros), a la salida de la rueda.

$$\eta_p = 1 - (1 - \eta_m) \sqrt[4]{\frac{d_m}{d_p}} \sqrt[10]{\frac{H_m}{H_p}} \quad (\text{Moody})$$

$$\eta_p = 1 - (1 - \eta_m) (0,5 + 0,5 \sqrt{\frac{d_m}{d_p} \frac{H_m}{H_p}}) \quad (\text{Ackeret})$$

También, para toda clase de ensayos, se puede utilizar:

$$p = m \left\{ 1 - \left(1 - \frac{m}{\text{mecánico}} \right) \left(\frac{1}{0,314} \right) \right\}$$

siendo el rendimiento mecánico el mismo en el modelo y en el prototipo

IV.2.- VELOCIDAD ESPECIFICA

Número de revoluciones específico n_s . El número n_s es el número específico de revoluciones europeo y es el número de revoluciones por minuto a que giraría una turbina para que con un salto de 1 metro, generase una potencia de 1 CV.

Si en las fórmulas de semejanza hacemos $N' = 1$ CV, $H_n' = 1$ metro y $n' = n_s$ se obtiene:

$$n = \frac{n_s}{\sqrt{H_n}} \quad \frac{n_s^2}{n^2} H_n = \frac{N}{\sqrt{H_n^3}} \quad ; \quad n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}}$$

$$N = \frac{n^2}{n_s^2} \sqrt{H_n^3}$$

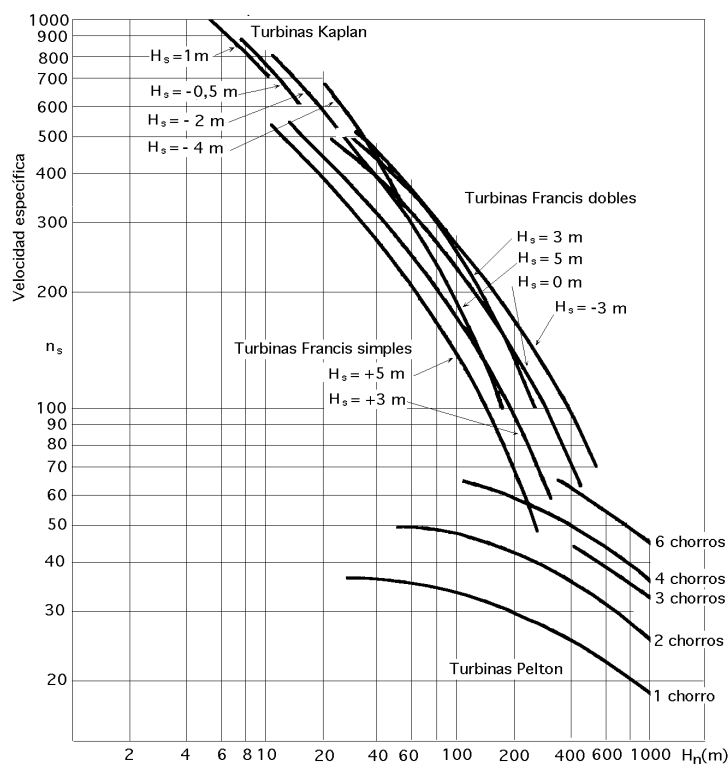


Fig IV.3.- Clasificación de turbinas en función de $H_n = f(n_s)$

Por la forma en que se ha definido, resulta que todas las turbinas semejantes tienen el mismo número de revoluciones específico, pudiéndose definir también n_s como el número de revoluciones de una turbina de 1 CV de potencia que bajo un salto de 1 metro tiene el mismo rendimiento manométrico que otra turbina semejante de N (CV), bajo un salto de H_n metros, girando a n rpm.

En lugar de comparar las turbinas que difieren a la vez en el salto H_n , potencia N y velocidad n , se comparan entre sí las que dan la misma potencia $N = 1$ CV, bajo el mismo salto $H_n = 1$ m, y que

sólo difieren en su velocidad n_s ; cada una de ellas define una serie de turbinas semejantes de igual rendimiento, cuyas dimensiones se obtienen multiplicando las de la turbina modelo por:

$$\sqrt{2 g H_n}$$

De acuerdo con el valor de n_s las turbinas hidráulicas se pueden clasificar en la siguiente forma:

Pelton con un inyector, $n_s = 5$ a 30

Pelton con varios inyectores, $n_s = 30$ a 50

Francis lenta, $n_s = 50$ a 100

Francis normal, $n_s = 100$ a 200 ; Francis rápida, $n_s = 200$ a 400

Francis extrarápida, ruedas-hélice, $n_s = 400$ a 700

Kaplan, $n_s = 500$ a 1000

Kaplan de 2 álabes, $n_s = 1200$

Velocidad específica para el caso de varios rodets iguales que trabajan bajo un mismo salto, a n rpm

Si se supone una turbina múltiple formada por Z turbinas o ruedas iguales montadas sobre un mismo eje, Fig IV.4, de forma que la potencia total suministrada sea N , bajo el salto H_n igual para todas las ruedas y a la velocidad n rpm, el número de revoluciones específico de una turbina que diese con un solo rodete la potencia N^* , bajo el mismo salto H_n y a n rpm, sería:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}}$$

pero siendo las Z turbinas componentes iguales y llamando N^* a la potencia suministrada por cada una de ellas, se tiene, $N = Z N^*$

$$n_s = \frac{n \sqrt{Z N^*}}{H_n^{5/4}} = \sqrt{Z} \frac{n \sqrt{N^*}}{H_n^{5/4}} = \sqrt{Z} n_s^* ; \quad n_s^* = \frac{n_s}{\sqrt{Z}}$$

en la que n_s^* es la velocidad específica de una de las turbinas componentes, que permite calcular cada una de las turbinas simples que integran la turbina múltiple.

Número de revoluciones n_q . En USA se ha introducido el concepto de número específico de revoluciones n_q que debería tener un tipo de turbina determinado, para evacuar un caudal $Q = 1 \text{ m}^3$, bajo un salto de $H_n = 1 \text{ m}$, con el máximo rendimiento posible. Su expresión se puede deducir de las relaciones de semejanza de turbinas entre caudales y revoluciones por minuto:

$$\frac{Q}{1} = \sqrt[2]{\frac{H_n}{1}} \quad \frac{n}{n_q} = H_n^{1/4} \sqrt{\frac{H_n}{Q}} ; \quad n_q = \frac{n \sqrt{Q}}{H_n^{3/4}}$$

$$\frac{n}{n_q} = \sqrt[3]{\frac{H_n}{1}} \quad \frac{n}{n_q} = \sqrt[3]{\frac{H_n}{1}} \quad \frac{n}{n_q} = \sqrt[3]{\frac{H_n}{1}}$$

La forma de caracterizar a las turbinas por su n_q parece bastante racional, por cuanto los

datos del problema suelen ser, generalmente, el caudal Q y el salto neto H_n , y no la potencia, como en el caso de n_s .

Para calcular n_s es preciso determinar previamente la potencia fijando un rendimiento global que no se conoce, y que varía en cada salto con el caudal y con la velocidad, y en cuyo cálculo hay que recurrir a métodos experimentales.

La ventaja de n_q frente a n_s radica en que no se basa en hechos hipotéticos, sino sobre datos que se pueden determinar exactamente antes de construir la turbina.

La relación entre n_q y n_s viene dada por:

$$n_s = \sqrt{\frac{1}{75}} n_q$$

y como el líquido es agua, resulta: $n_s = 3,65 \sqrt{n_q}$, que permite calcular el valor de n_q para diversos tipos de turbinas, como se indica en la Tabla IV.1.

Tabla IV.1.- Valores de n_q para diversos tipos de turbinas

$2 < n_s < 30$	Pelton de una boquilla	$0,6 < n_q < 9$
$30 < n_s < 60$	Pelton de varias boquillas	$9 < n_q < 18$
$60 < n_s < 200$	Francis lenta	$18 < n_q < 60$
$n_s = 200$	Francis normal	$n_q = 60$
$200 < n_s < 450$	Francis rápida	$60 < n_q < 140$
$450 < n_s < 500$	Francis de varios rodets, o hélice	$140 < n_q < 152$
$500 < n_s < 1350$	Hélice	$152 < n_q < 400$

IV.3.- VARIACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE UNA TURBINA AL VARIAR EL SALTO

Hemos visto que las características de dos turbinas semejantes vienen relacionadas por las expresiones:

$$n = n' \frac{1}{\sqrt{\frac{H_n}{H_n'}}} ; \quad Q = Q' \sqrt{\frac{H_n}{H_n'}} ; \quad N = N' \sqrt{\left(\frac{H_n}{H_n'}\right)^3} ; \quad C = C' \frac{H_n}{H_n'}$$

Si ahora queremos estudiar las características de una misma turbina funcionando bajo un salto H_n' diferente de H_n , basta con hacer $\frac{H_n}{H_n'} = 1$, obteniéndose:

$$n = n' \sqrt{\frac{H_n}{H_n'}} ; \quad Q = Q' \sqrt{\frac{H_n}{H_n'}} ; \quad N = N' \sqrt{\left(\frac{H_n}{H_n'}\right)^3} ; \quad C = C' \frac{H_n}{H_n'}$$

$$\sqrt{\frac{H_n}{H_n'}} = \frac{n}{n'} = \frac{Q}{Q'} = \sqrt[3]{\frac{N}{N'}} = \sqrt{\frac{C}{C'}}$$

En las instalaciones hidráulicas, a menudo, el salto neto es variable, y en particular en los saltos pequeños, inferiores a 50 metros; también puede ser variable en los medianos, entre 50 y 300

metros, cuando se trata de utilizar el agua de una reserva.

Para que el rendimiento de la turbina permanezca constante al variar el salto, sería necesario variar al mismo tiempo la velocidad del grupo, pero esta velocidad viene casi siempre impuesta, cualquiera que sea la utilización de la energía; para el caso de una turbina acoplada a un alternador, éste debe girar a una velocidad sincrónica, y en estas condiciones no se puede modificar la velocidad al mismo tiempo que varía el salto; el regulador mantendrá constante la velocidad, y al variar el salto en uno u otro sentido, el rendimiento disminuirá.

Más adelante se verá que las turbinas más apropiadas para saltos variables y velocidad constante son las hélice extrarápidas.

IV.4.- CONCEPTO DE TURBINA UNIDAD

Los datos obtenidos en Laboratorio en el ensayo de modelos de turbinas, permiten su utilización para el cálculo de turbinas semejantes. En la práctica suelen emplearse para determinar los diagramas y parámetros de una turbina semejante, cuyo diámetro de salida del rodete D_2 sea igual a 1 metro; a esta turbina se la denomina *turbina unidad*, para distinguirla del modelo del que se han obtenido los datos. Las leyes de semejanza permiten reducir los valores obtenidos experimentalmente en el ensayo de un modelo de turbina a los correspondientes de turbina unidad; estos valores que se designan con los subíndices (11) se denominan valores reducidos o característicos.

Si H_n , Q , N y n son los valores medidos en cada ensayo de la turbina modelo y H_{n11} , Q_{11} , N_{11} y n_{11} los correspondientes reducidos, en el supuesto de que se conserven los rendimientos, de las relaciones de semejanza se deduce para $D_{211} = 1$ metro y $H_{n11} = 1$ metro:

$$\frac{H_n}{H_{n11}} = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_{211}}\right)^2 = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^2 D_2^2 \quad H_n = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^2 D_2^2$$

$$\frac{Q}{Q_{11}} = \frac{n}{n_{11}} \left(\frac{D_2}{D_{211}}\right)^3 = \frac{n}{n_{11}} D_2^3$$

$$\frac{N}{N_{11}} = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^3 \left(\frac{D_2}{D_{211}}\right)^5 = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^3 D_2^5$$

$$\frac{C}{C_{11}} = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_{211}}\right)^5 = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^2 D_2^5$$

$$n_{11} = \frac{n D_2}{\sqrt{H_n}} \quad ; \quad N_{11} = \frac{N}{D_2^5} \left(\frac{n_{11}}{n}\right)^3 = \frac{N}{D_2^2 \sqrt{H_n^3}}$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_2^3} \frac{n_{11}}{n} = \frac{Q}{D_2^2 \sqrt{H_n}} \quad ; \quad C_{11} = \frac{C}{D_2^5} \left(\frac{n_{11}}{n}\right)^2 = \frac{C}{D_2^3 H_n}$$

Para obtener los diagramas de ensayo, a partir del modelo de turbina unidad, se procede como sigue: *Se coloca el distribuidor en una posición de abertura fija y se aplica a la turbina un caudal y al eje*

un freno, hasta conseguir que se mantenga uniforme la velocidad de giro n_{11} , midiéndose el caudal Q_{11} el salto $H_{n(11)}$ y la potencia al freno N_{11} .

Si se mantiene fijo el distribuidor se puede variar la potencia del freno, modificándose así los valores de n_{11} y Q_{11} y ligeramente $H_{n(11)}$ obteniéndose todos los valores del número de revoluciones n_{11} que se deseen, repitiendo después los ensayos para distintas aperturas del distribuidor.

Para las turbinas Kaplan se hacen también una serie de ensayos como los indicados, pero variando el ángulo de orientación de las palas de la hélice.

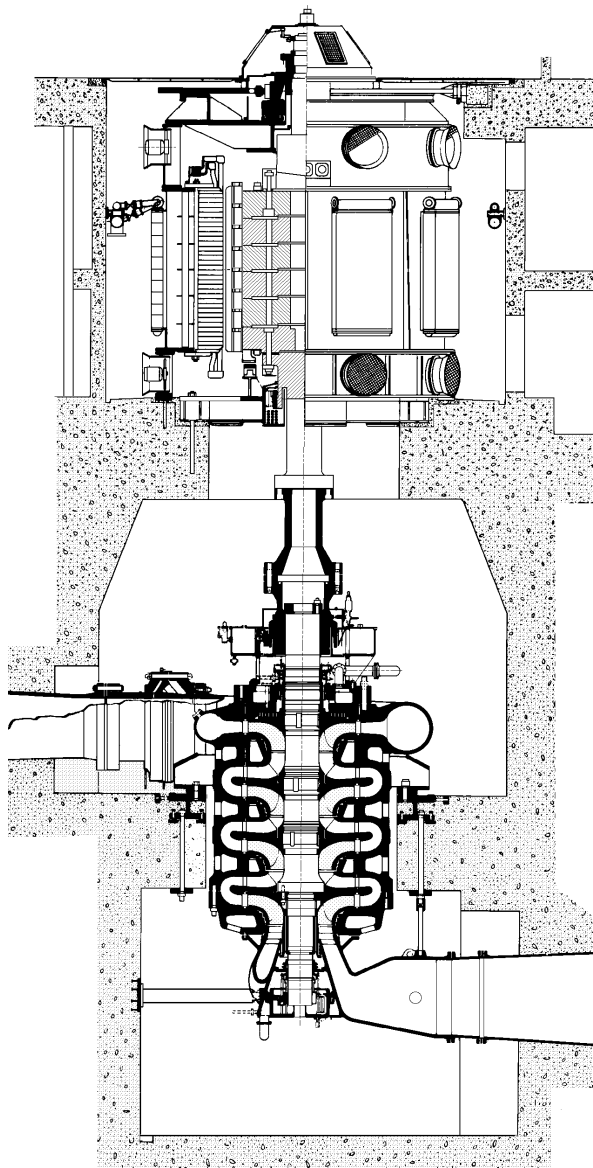


Fig IV.4.- Instalación de varias turbinas-bomba Francis en serie

V.- CURVAS CARACTERISTICAS Y COLINAS DE RENDIMIENTOS

V.1.- CARACTERISTICAS DE LAS TURBINAS

Para llegar a conocer bien las particularidades del funcionamiento de un determinado tipo de turbina, es necesario realizar con ella un gran número de ensayos, que abarquen la totalidad de las condiciones posibles de trabajo, que vienen determinadas por la variabilidad del salto, de la carga (par resistente), de la velocidad, etc.

Para cada valor del *grado de admisión* x , que se obtiene variando la posición de las directrices móviles del distribuidor en las turbinas de reacción, o la carrera de la aguja del inyector en las ruedas Pelton, se realizan, (con ayuda de un freno y a diferentes velocidades), una serie de medidas procurando mantener constante el valor del salto neto.

La potencia absorbida (potencia hidráulica) se calcula conocidos el caudal Q y el salto neto H_n .

El rendimiento de la turbina es: $= \frac{N}{N_n}$

También se puede determinar el valor del número específico n_s , con lo que se completa la serie de datos a incluir en las diferentes tablas, en las que habrá que señalar también el valor del diámetro D_1 con objeto de poder referir estos resultados a otras ruedas del mismo tipo de diferente D_1 o funcionando bajo otro valor H_n del salto, sin más que aplicar las leyes de semejanza de turbinas.

Características de caudal, par motor y potencia

Con ayuda de las tablas de valores obtenidas en Laboratorio, se pueden construir las familias de curvas definidas por las siguientes ecuaciones, mediante el ensayo elemental, para un grado de apertura del distribuidor x , determinado:

$$Q = f_1(n, x) ; C = f_2(n, x) ; N = f_3(n, x)$$

en las que se toman los valores de x como parámetros, y los de las velocidades de rotación n , como variables independientes.

Las curvas de potencia $N(n)$ parten todas de un origen común, Fig V.1, cuando $n = 0$ y tienen una forma casi parabólica, con un máximo que se corresponde con el rendimiento óptimo, para cada valor de x .

Los puntos de corte con el eje de velocidades se corresponden con las velocidades de embalamiento, distintas para cada valor de x , estando en ese momento sometida la turbina, únicamente, al freno impuesto por las resistencias pasivas, tanto mecánicas como hidráulicas.

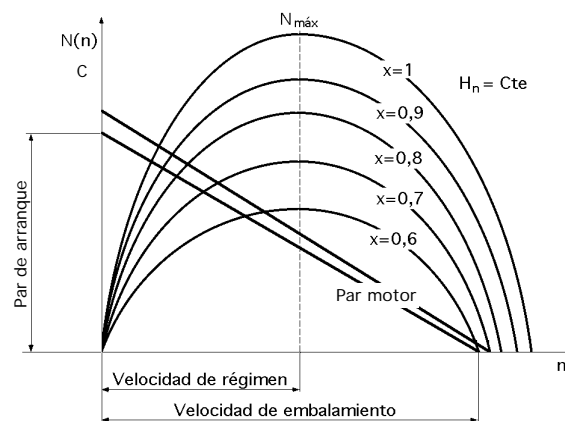


Fig V.1.- Curvas características de potencia

Las curvas $Q(n)$ para diferentes grados de apertura x y salto constante H_n , son rectas, Fig V.2; para las Pelton son rectas horizontales, siendo el gasto del inyector rigurosamente independiente de la velocidad de rotación; para las ruedas Francis, el caudal varía con la velocidad, pero la inclinación de las curvas $Q(n)$ varía con los valores de n_s ; a las ruedas hélice, y a las Francis rápidas, corresponden curvas siempre crecientes, lo cual significa que a velocidad constante y salto variable, la capacidad de absorción de la rueda es tanto mayor cuanto menor sea el salto, lo que constituye una gran ventaja para saltos pequeños.

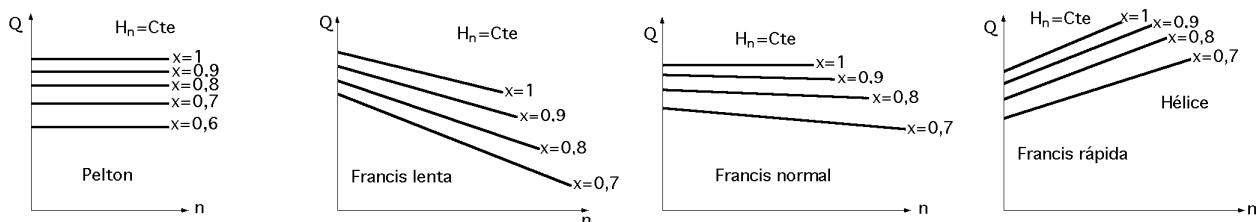


Fig V.2.- Curvas $Q(n)$ para diversos grados x de apertura

Las curvas $C(n)$, Fig V.1, aunque poco utilizadas por los constructores de turbinas, son de gran utilidad en el estudio de la regulación y del acoplamiento mecánico de la turbina y el alternador. También son rectas, siendo la ordenada en el origen el par de arranque, y la abscisa de ordenada nula la velocidad de embalamiento.

El par de arranque de las turbinas hidráulicas es aproximadamente el doble que el de régimen, excepto para las turbinas hélice; esta propiedad es de gran interés, por cuanto permite el arranque en carga cuando el par resistente en el arranque es mayor que el de régimen.

CURVAS EN COLINA

Las curvas en colina, o en concha, se obtienen a partir de una serie de ensayos elementales. Al ser constante el salto neto, el rendimiento será una función simultánea de las variables N y n , o de las Q y n , es decir:

$$= F_1(N, n) \quad ; \quad = F_2(Q, n)$$

La representación espacial de estas funciones es una superficie que puede representarse en el plano, para cualquiera de los dos casos, cortándola por planos de rendimiento constante, equidistantes, y proyectando las intersecciones obtenidas sobre el plano (N, n) o sobre el plano (Q, n) , quedando de esta forma representada la colina de rendimientos, por las curvas de igual rendimiento de la Fig V.3.

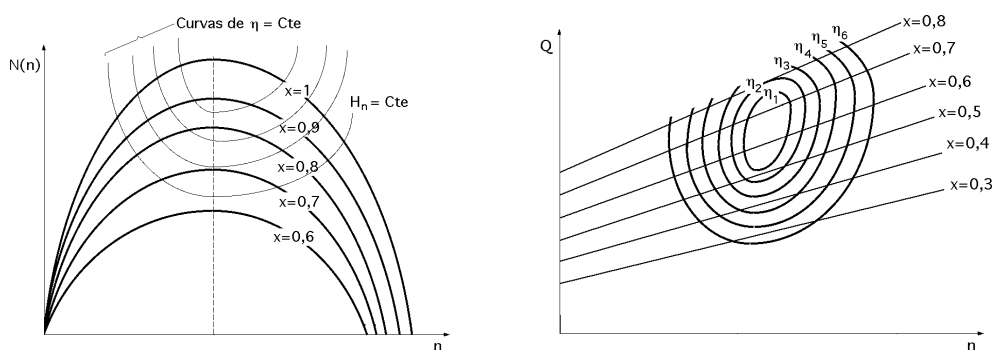


Fig V.3.- Colinas de rendimientos

Para obtener la representación de las ecuaciones $Q = f_1(n)$ y $N = f_2(n)$ para cada punto dado por un valor de x y otro de n correspondientes a cada ensayo, se anota el rendimiento calculado y uniendo los puntos de igual rendimiento, se obtiene la representación deseada.

El vértice de la colina de rendimientos se corresponde con la velocidad de régimen y con la potencia o caudal de diseño siempre que la turbina esté racionalmente construida. La mayor o menor proximidad de las curvas en colina da una idea sobre el campo de aplicación de la turbina ensayada.

Cuando estas curvas estén muy próximas, el rendimiento variará mucho al modificar las condiciones de funcionamiento, por lo que será conveniente utilizar la turbina en aquellas zonas en donde las curvas se encuentren muy distanciadas, pues de este modo, el rendimiento variará poco al modificar las condiciones de funcionamiento.

Curvas de rendimientos para H_n y n constantes, en función del caudal y la potencia

La forma habitual de funcionamiento de las turbinas industriales es suministrar, en cada instante, la potencia que la exige el alternador, manteniendo al mismo tiempo constante la frecuencia y, por lo tanto, el número de revoluciones. Este es el motivo de que sea interesante estudiar las

variaciones del rendimiento al variar la potencia o el caudal, manteniendo constantes el salto H_n y la velocidad n .

Estas variaciones están representadas en las Fig V.4, para distintos tipos de turbinas; la curva de rendimientos en función de los caudales se obtiene para cada valor de n_s manteniendo constantes en los ensayos los valores de H_n y n , midiendo al freno la potencia útil y calculando el rendimiento mediante la expresión:

$$\eta = \frac{N}{Q H_n}$$

en la que Q se hace variar modificando la admisión x . En forma idéntica se podría obtener la curva que relaciona los rendimientos con la potencia.

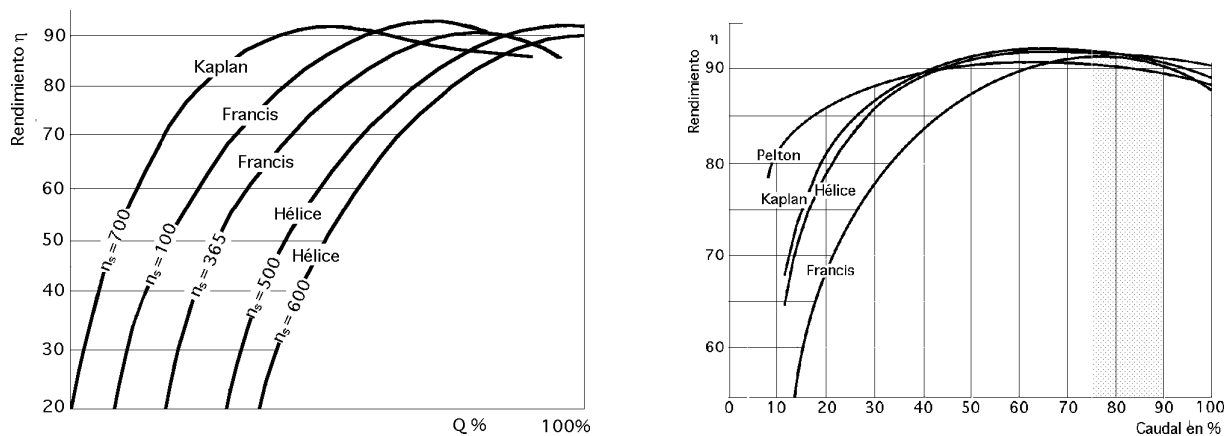


Fig V.4.- Variación del rendimiento con el caudal para distintos tipos de turbinas hidráulicas

En la gráfica (η, Q) se observa que el máximo de la curva de rendimientos en función del caudal, se corresponde con valores comprendidos entre el 75% y el 90% del caudal máximo. La experiencia demuestra que lo más racional es proyectar la turbina de manera que el $\eta_{\text{máx}}$ se obtenga para el intervalo de la potencia indicada en la Tabla V.1.

En las turbinas Kaplan, el rendimiento máximo se obtiene para unos valores de la carga máxima comprendidos entre el 60% y el 70%; del 70% en adelante, el valor del rendimiento disminuye relativamente poco. La potencia y el salto así definidos son la potencia y salto de diseño.

Si por razón de una variación brusca de la carga, la velocidad varía en forma sensible, o si permaneciendo ésta constante por la acción de un regulador de velocidad, lo que varía es el caudal, el rendimiento disminuye. En las turbinas Kaplan este descenso de rendimiento es menos sensible, por cuanto al orientarse las palas de acuerdo con los valores de carga o de gasto, podrán cumplirse las condiciones de rendimiento máximo entre límites bastante amplios alrededor de las características de régimen.

En el caso de turbinas Pelton, $n_s < 45$, el rendimiento viene muy poco influenciado por las variaciones de la carga, sobre todo en el caso de la rueda con dos inyectores, $30 < n_s < 45$, por lo que presentan un gran interés sobre todo cuando las variaciones de carga son muy grandes.

Tabla V.1

Intervalo de potencia máxima	Número específico de revoluciones
75% < N < 80%	160 < n _s < 200
80% < N < 82%	200 < n _s < 330
85 %	n _s = 400
90 %	n _s = 500
100 %	n _s = 700

En el caso general de turbinas de reacción, tanto Francis como ruedas Hélice ordinarias, las curvas de rendimientos globales en función de la potencia presentan un máximo para la potencia de diseño, dependiendo las variaciones del rendimiento con la carga, en gran manera, del valor de n_s . Cuanto mayor sea n_s , más bajos serán los rendimientos correspondientes a las cargas fraccionarias, por lo que, si la carga de la red es variable, no se puede adoptar una turbina con un n_s cualquiera.

V.2.- CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS TURBINAS UNIDAD

Una turbina unidad tiene un diámetro $D_{11} = 1$ m, y trabaja con un salto $H_{n(11)} = 1$ m, por lo que la relación de semejanza respecto a otra turbina de diámetro D y altura manométrica H_n , para la que se cumplen las condiciones de semejanza, el valor de la escala es: $\lambda = D$. En los ensayos de Laboratorio se suele fijar el salto $H_{n(11)}$ por lo que los diagramas de curvas características más frecuentes son los que relacionan los caudales Q_{11} y las potencias N_{11} con el número de revoluciones n_{11} . A cada par de valores (Q_{11}, n_{11}) ó (N_{11}, n_{11}) se puede superponer el rendimiento, Fig V.5, de forma que cuando se cumpla que $\lambda = 1$ se pueden aplicar las ecuaciones de semejanza, por lo que el conjunto de los rendimientos viene dado por superficies de la forma:

$$\eta = f(Q_{11}, n_{11}) \quad \text{ó} \quad \eta = F(N_{11}, n_{11})$$

Por lo que respecta al diagrama (Q_{11}, n_{11}) se procede de la siguiente forma:

Sobre el eje Ox se llevan los valores de n_{11} , sobre el Oy los de Q_{11} y sobre el Oz los correspondientes a η .

Las diversas cotas de la superficie proporcionan la colina de rendimientos, siendo las curvas de nivel la intersección de estas superficies con planos $\eta = Cte$.

Del mismo modo se procedería con la potencia N_{11}

Las curvas de caudal Q_{11} y velocidad de giro n_{11} verifican la ecuación de semejanza:

$$\frac{n}{n_{11}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{H_n}{H_{n_{11}}}}} = \frac{1}{D} \sqrt{H_n}$$

$$\frac{Q}{Q_{11}} = D^2 \sqrt{\frac{H_n}{H_{n_{11}}}} = D^2 \sqrt{H_n} = \left| \frac{n}{n_{11}} = \frac{1}{D} \sqrt{H_n} \right| = D^3 \frac{n}{n_{11}} \quad \frac{Q_{11}}{n_{11}} = \frac{Q}{n D^3} = Cte$$

que son familias de rectas.

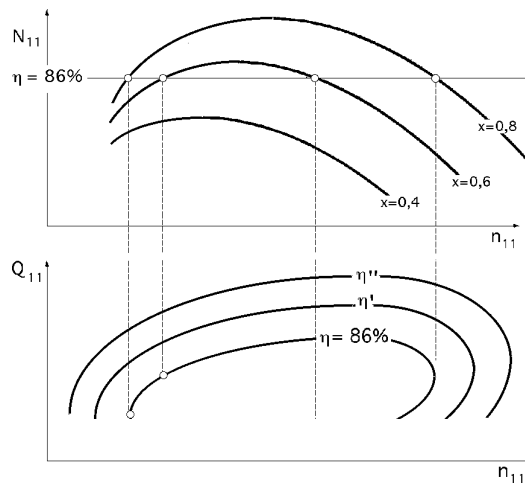


Fig V.5.- Curvas características de la turbina unidad

También es corriente presentar *curvas de igual abertura del distribuidor*; para los diversos valores de esta abertura x , basta unir en los diagramas los puntos correspondientes a cada una de ellas para obtener las curvas de igual admisión, de gran utilidad en la explotación de centrales hidroeléctricas. Las *curvas de igual potencia* N y velocidad n constante satisfacen la ecuación:

$$\begin{aligned} N_{11} &= Q_{11} H_{n11} \\ N &= Q H_n \end{aligned} \quad \frac{N_{11}}{N} = \frac{Q_{11} H_{n11}}{Q H_n} = \left| H_{n11} = 1 \right| = \frac{Q_{11}}{Q H_n} = \left| \frac{\frac{n D}{n_{11}} = \sqrt{H_n}}{Q = Q_{11} D^3 \frac{n}{n_{11}}} \right| =$$

$$= \frac{Q_{11}}{Q_{11} D^3 \frac{n}{n_{11}} \frac{n^2 D^2}{n_{11}^2}} = \frac{n_{11}^3}{n^3 D^5}$$

$$\frac{n^3}{n_{11}^3} = \frac{N}{D^5 N_{11}} \quad ; \quad \frac{N_{11}}{n_{11}^3} = \frac{N}{n^3 D^5} = \text{Cte}$$

Las *curvas de igual velocidad específica* se obtienen a partir de:

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = n \frac{\sqrt{\frac{Q H_n}{75}}}{H_n^{5/4}} = n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{75} H_n^{3/4}} = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} = \left| \frac{Q = Q_{11} D_2^2 \sqrt{H_n}}{n = n_{11} \frac{\sqrt{H_n}}{D_2}} \right| = n_{11} \sqrt{\frac{Q_{11}}{75}}$$

Conocidas estas curvas se procede del modo siguiente, Fig V.6:

Se calcula la curva $n_s = \text{Cte}$ y sobre ella se toma un punto M . Por este punto pasan una recta de $Q = \text{Cte}$ y una línea de $n = \text{Cte}$; a cada punto M le corresponderán los valores de H_n y de Q .

El punto de funcionamiento será aquél en que este par de valores verifique la ecuación:

$$Q = \frac{N}{H_n}$$

deduciéndose las coordenadas de n_{11} y Q_{11} .

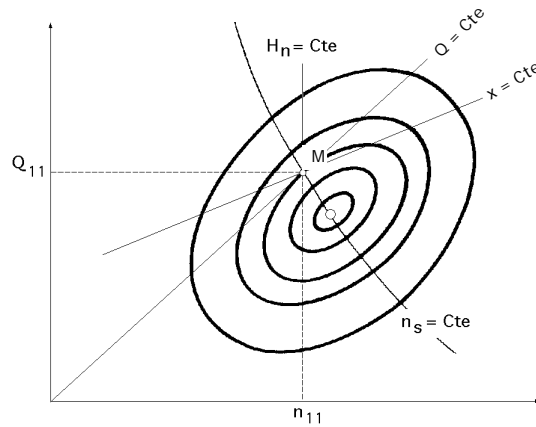


Fig V.6

El valor del diámetro D se obtiene a partir de:

$$D_2 = \frac{n_{11} \sqrt{H_n}}{n} = \sqrt{\frac{Q}{Q_{11} \sqrt{H_n}}}$$

y las demás dimensiones de la turbina se deducirán a partir de los de la turbina unidad, multiplicándoles por el correspondiente factor de semejanza geométrico, $\lambda = D$.

Las formas de funcionamiento con salto H_n constante se encuentran a lo largo de la ordenada del punto M en sus puntos de corte con las otras curvas.

Si se quiere conocer el funcionamiento con salto variable, se buscará en las distintas ordenadas de abscisas:

$$n_{11} = n \frac{D}{\sqrt{H_n}}$$

los correspondientes puntos de corte con las otras curvas.

VI.- TURBINA PELTON

VI.1.- FUNCIONAMIENTO

Las turbinas Pelton son turbinas de chorro libre que se acomodan a la utilización de saltos de agua con mucho desnivel y caudales relativamente pequeños, Fig VI.1, con márgenes de empleo entre 60 y 1500 metros, consiguiéndose rendimientos máximos del orden del 90%.

Cazoletas

En una rueda Pelton la dirección del chorro no es ni axial ni radial, sino tangencial; el elemento constructivo más importante es la cazoleta en forma de doble cuchara, Fig VI.2, que recibe el chorro exactamente en su arista media donde se divide en dos, circulando por su cavidad y recorriendo hasta la salida casi un ángulo de 180°, contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.

El agua una vez sale de la cazoleta, cae libremente una cierta altura, pasando al cauce inferior.

Inyector

El inyector es el órgano regulador del caudal del chorro; consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo; para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de salida del chorro cuyo diámetro d se mide en la sección contraída, situada aguas abajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica.

El chorro está constituido por un núcleo central convergente de agua y una sección anular creciente que contiene una emulsión de agua y aire.

Con el fin de asegurar una buena regulación, conviene diseñar el inyector de forma que exista una proporcionalidad entre la potencia de la turbina y la carrera x de la aguja, por cuanto la potencia es proporcional al caudal y éste, a su vez, a la sección de paso normal al flujo.

La variación del caudal del chorro para regular la potencia se consigue mediante una aguja de forma especial, con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de salida de la boquilla; su regulación puede ser manual o automática mediante un servomotor.

Tiene además otro sistema de regulación por desviación del chorro, que consiste en una superfi-

cie metálica llamada *deflector*, que se introduce en medio del chorro, dividiéndolo y desviando una parte del mismo, de forma que en vez de dirigirse contra las cazoletas, sale lateralmente sin producir ningún efecto útil.

De esta forma se evitan sobrepresiones en la tubería, por cuanto el caudal que circula por ésta continua siendo el mismo, Fig VI.5.

Cuando se dispone de un solo inyector, el rodete tiene el eje de giro horizontal y el eje de salida del chorro es tangente horizontal, inferior a la circunferencia del rodete, cuyo diámetro se denomina *diámetro Pelton*, cayendo el agua a la salida de las cucharas al fondo de la turbina, sin interferir el giro de la rueda.

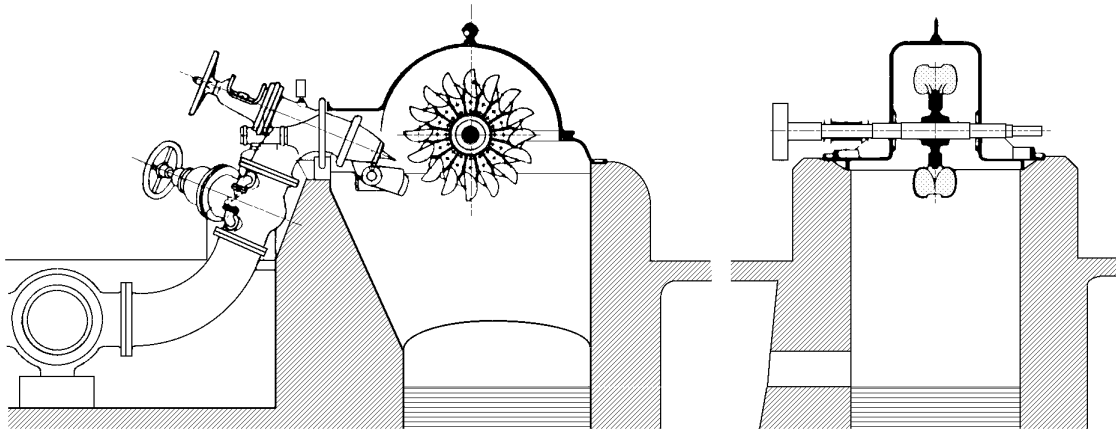


Fig VI.1.- Turbina Pelton

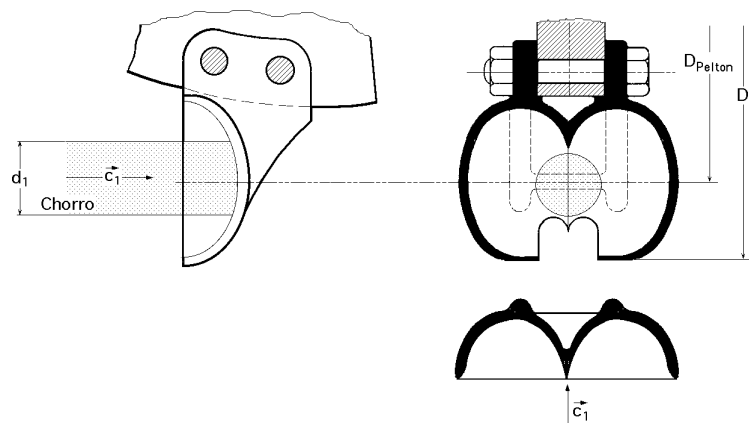


Fig VI.2.- Forma de la cazoleta

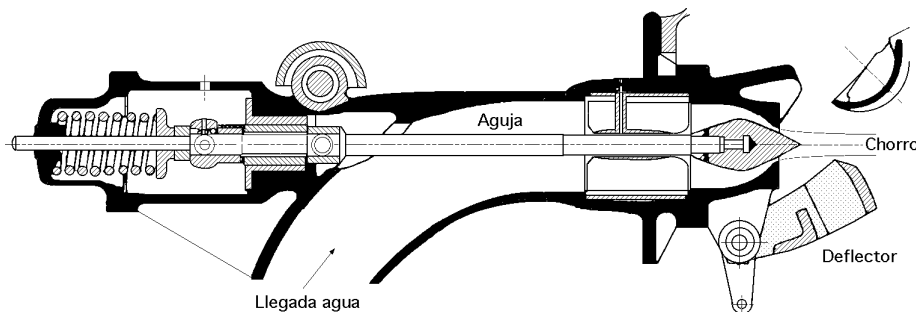


Fig VI.3.- Inyector

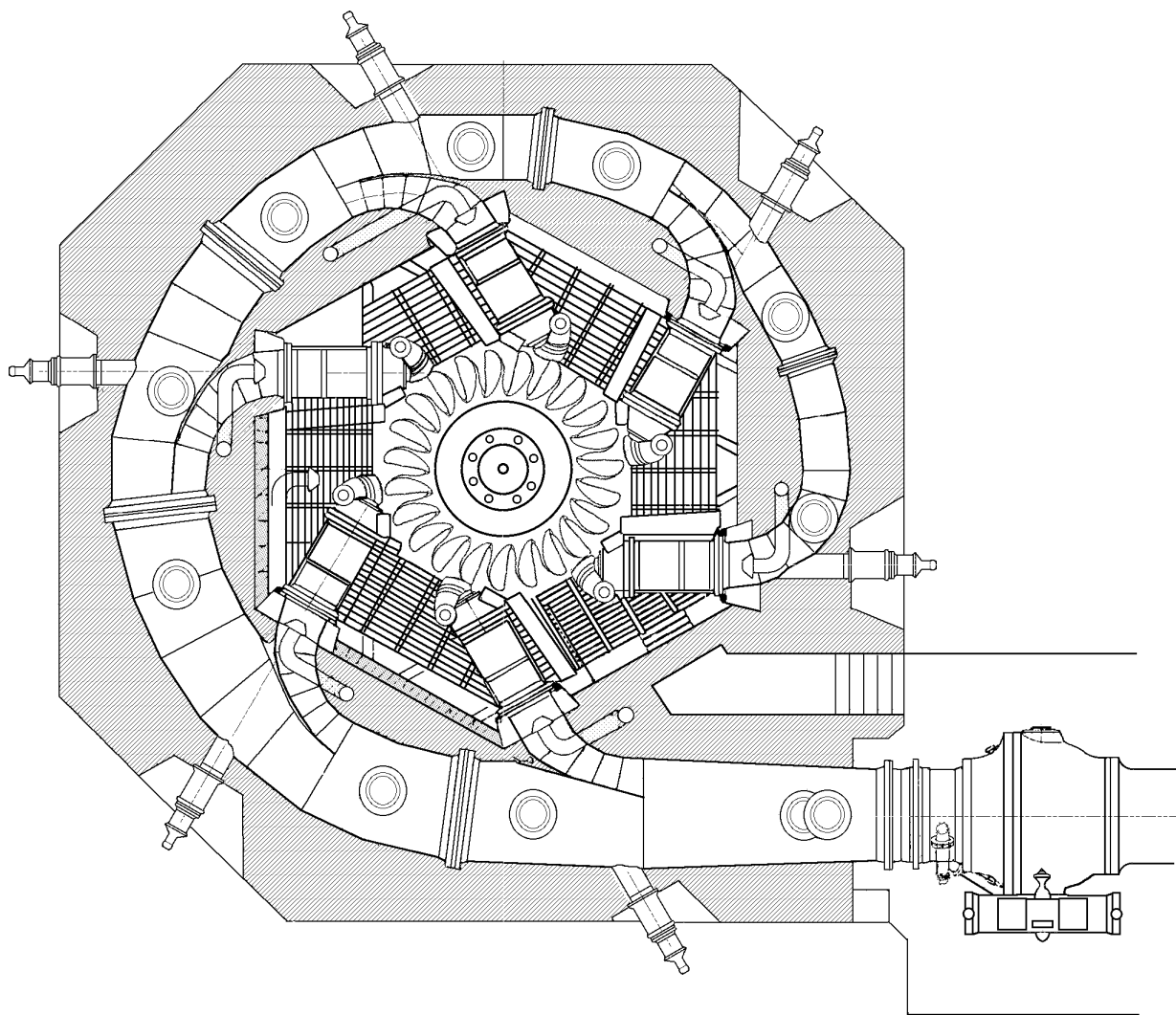


Fig VI.4.- Turbina Pelton de 6 inyectores

Cuando el número de inyectores es dos, la turbina puede ser también de eje horizontal, disponiéndose los chorros según dos tangentes inferiores a la circunferencia Pelton, inclinadas un mismo ángulo 30° , saliendo el agua de las cucharas sin interferir a la rueda, Fig III.5.

Para un número superior de inyectores, Fig VI.4, la rueda Pelton es de eje vertical ya que de ser horizontal, sería imposible evitar que el agua cayera sobre la rueda a la salida de las cucharas. Un chorro bien diseñado no debe tener un diámetro d superior a 27 cm, por lo que para establecer el número de inyectores hay que partir de la condición de que su diámetro no sea superior a este límite, teniendo en cuenta a su vez, el límite superior impuesto por la velocidad específica por chorro, en función del salto.

El hecho de sustituir un número de inyectores de unas dimensiones determinadas, por un mayor número de inyectores de dimensiones más pequeñas, permite construir turbinas de mayor diámetro, girando a una velocidad mayor; sin embargo no se deben sobrepasar ciertos límites impuestos por la necesidad de evacuar el agua convenientemente, así como la fatiga del material de las cucharas sometidas a esfuerzos repetidos, tanto más frecuentes cuanto mayor sea el número de chorros.

REGULACIÓN

Para mantener constante la velocidad de la turbina, el caudal inyectado tiene que adaptarse en cada instante al valor de la carga, por lo que la posición del inyector tiene que ajustarse mediante un regulador que actúa según la velocidad de la turbina y en el caso más general, en forma automática, Fig VI.5.

Si se supone que la turbina se ha acelerado, el regulador 7 levantará la válvula 1 y el aceite a presión entrará en el cilindro grande haciendo bajar el émbolo 8, con lo que la palanca 2 bajará y el deflector 6 cortará al chorro desviando una parte del mismo.

El punzón 5 que estaba retenido por la palanca 2 no avanza solidariamente con ésta, debido al huelgo de la hendidura 3, sino que es empujado lentamente por el agua a presión que pasa por un orificio estrecho, señalado en la figura y que actúa sobre el émbolo 4.

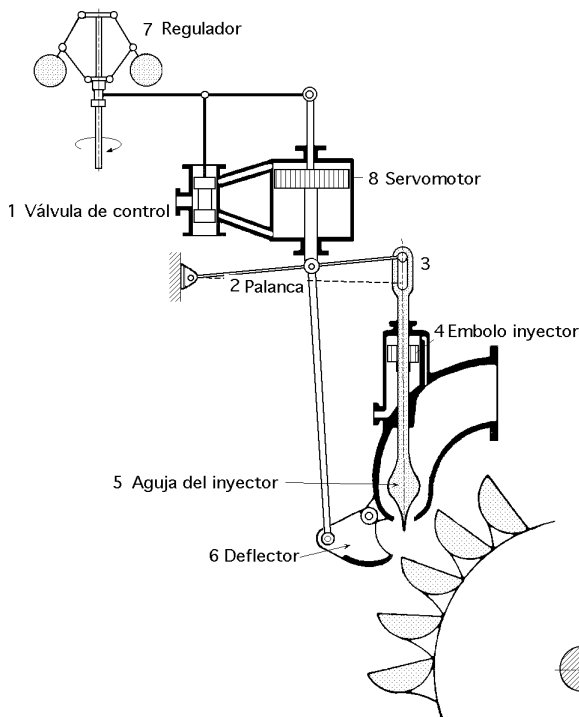


Fig VI.5.- Regulador simple

El punzón en su avance llega a encontrarse con el tope inferior de la hendidura 3 que le impide seguir cerrando la salida del inyector. Si sobreviene una carga brusca, el émbolo 8 actuará en sentido contrario, tirando rápidamente de la aguja 5 hacia atrás y llevando, simultáneamente, el deflector a su posición primitiva.

Cuando se utilizan grandes caudales de agua y se emplee un solo inyector, las cazoletas resultan muy grandes y pesadas; también se encuentra el inconveniente de que toda la fuerza tangencial se ejerce en un solo punto de la rueda, lo que representa un desequilibrio dinámico.

En consecuencia conviene hacer el montaje de dos o mas inyectores cuando el caudal lo requiera, por lo que las cazoletas estarán menos cargadas y, por lo tanto, serán más pequeñas.

El par motor se distribuye más uniformemente sobre la periferia de la rueda, aumenta el número específico de revoluciones en \sqrt{z} y a igualdad de diámetro del rodete, la turbina adquiere una velocidad angular mayor.

VI.2.- TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES

En la turbina Pelton, el chorro con velocidad absoluta \bar{c}_1 golpea simétricamente a la arista mediana de la cazoleta, dividiéndose en dos partes iguales y deslizándose sobre las dos mitades de la misma, saliendo desviados con una velocidad relativa $w_2 = w_1$ y ángulo de salida $\alpha_2 = 180^\circ$

En la práctica, el ángulo a la entrada del rodete $\alpha_1 = 0^\circ$, aunque se desprecie la componente de choque motivada por tal circunstancia; los diámetros de la rueda a la entrada y salida son iguales,

por lo que las velocidades \vec{u}_1 y \vec{u}_2 también lo serán.

Si: $\alpha_1 = 0$, $\alpha_2 = 180^\circ$, las velocidades \vec{c}_1 y \vec{u}_1 están en la misma dirección, al igual que \vec{c}_2 y \vec{u}_2 , deduciéndose que:

$$c_1 = c_{1n} ; c_2 = c_{2n} \ll$$

En general el salto H_n es fijo y \vec{c}_1 conocida, por lo que parece interesante determinar la velocidad tangencial \vec{u}_1 que debe tener la rueda para obtener un rendimiento máximo.

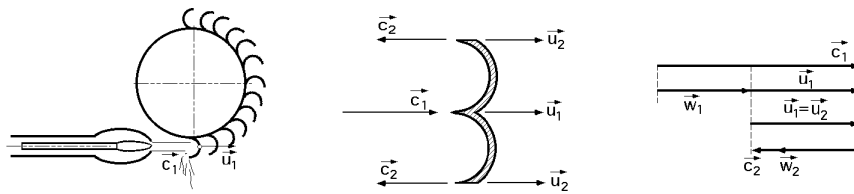


Fig VI.6.- Triángulos de velocidades

Teniendo en cuenta los triángulos de velocidades con $\alpha_1 = 0$, $\alpha_2 = 180^\circ$:

$$c_1 = u_1 + w_1$$

$$c_2 = u_2 - w_2 = u_1 - w_2 = |w_2| = |w_1| = u_1 - w_1$$

$$c_1 - c_2 = w_1(1 + \cos \alpha) = (c_1 - u_1)(1 + \cos \alpha)$$

y considerando los coeficientes óptimos de velocidad:

$$u_1 = \lambda_1 ; c_1 = c_1 ; w_1 = w_1$$

$$u_2 = \lambda_2 ; c_2 = c_2 ; w_2 = w_2$$

se obtiene:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \lambda_1 + \lambda_1 \\ \lambda_2 &= \lambda_1 - \lambda_1 \end{aligned} \quad \lambda_1 - \lambda_2 = \lambda_1(1 + \cos \alpha) = (\lambda_1 - \lambda_1)(1 + \cos \alpha)$$

por lo que la condición de rendimiento manométrico máximo, conocidos c_1 o λ_1 , es:

$$\eta_{man} = 2 \lambda_1 (\lambda_1 - \lambda_2) = 2 \lambda_1 (\lambda_1 - \lambda_1)(1 + \cos \alpha) = 2 (\lambda_1 - \lambda_1^2)(1 + \cos \alpha)$$

$$\frac{\eta_{man}}{\lambda_1} = 2 (\lambda_1 - 2 \lambda_1^2)(1 + \cos \alpha) = 0 \quad \lambda_1 = \frac{1}{2}$$

que multiplicada por $\sqrt{2 g H_n}$ proporciona:

$$\lambda_1 \sqrt{2 g H_n} = \frac{\lambda_1 \sqrt{2 g H_n}}{2} \quad u_1 = \frac{c_1}{2}$$

que es la relación entre c_1 y u_1 en condiciones de rendimiento manométrico igual al 100%.

El rendimiento manométrico máximo es:

$$u_{1\text{ m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 2 \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{4} \right) (1 + \frac{1}{2}) = 2 \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{4} \right) (1 + \frac{1}{2}) = \frac{1}{2} (1 + \frac{1}{2})$$

En la práctica u_1 es menor que la mitad de la velocidad del chorro c_1 de la forma:

$$u_1 = \frac{c_1}{2} \quad \text{man}$$

y en esta situación:

$$u_{1\text{ m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 2 \left(\frac{1}{2} u_{1\text{ m}\acute{\text{a}}\text{x}} - \frac{1}{4} u_{1\text{ m}\acute{\text{a}}\text{x}}^2 \right) (1 + \frac{1}{2})$$

$$1 = \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{4} u_{1\text{ m}\acute{\text{a}}\text{x}} \right) (1 + \frac{1}{2}) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{u_{1\text{ m}\acute{\text{a}}\text{x}}}{2} \right) (1 + \frac{1}{2}) \quad u_{1\text{ m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 2 \left(1 - \frac{1}{2(1 + \frac{1}{2})} \right)$$

Las pérdidas en el inyector son de la forma:

$$h_d = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} = \frac{\left(\frac{c_1^2}{2}\right) - c_1^2}{2g} = \frac{c_1^2(1 - \frac{1}{2})}{2g}$$

Las pérdidas en el inyector son de la forma:

$$h_d = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} = \frac{\frac{1}{2} 2g H_n (1 - \frac{1}{2})}{2g} = H_n (1 - \frac{1}{2})$$

$$h_d = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} = H_n - \frac{c_1^2}{2g}$$

Relación entre el diámetro de la rueda D , el diámetro del chorro d y el n° específico de revoluciones n_s para la turbina Pelton de un inyector

Sustituyendo en n_s los valores del caudal, potencia y número de revoluciones, se obtiene:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \left| \begin{array}{l} Q = \frac{d^2}{4} c_1 = \frac{d^2}{4} \frac{1}{2} \sqrt{2g H_n} \\ N = \frac{Q H_n}{75} = \frac{d^2 \frac{1}{2} \sqrt{2g H_n} H_n^{3/2}}{300} = 46,36 \frac{d^2}{1} H_n^{3/2} \\ u_1 = \frac{1}{2} \sqrt{2g H_n} = \frac{D n}{60} \quad ; \quad n = \frac{60 \frac{1}{2} \sqrt{2g H_n}}{D} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{60 \frac{1}{2} \sqrt{2g H_n}}{D} \frac{1}{H_n^{5/4}} \sqrt{\frac{d^2 \frac{1}{2} \sqrt{2g H_n} H_n^{3/2}}{300}} = 18,21 \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{1}} \frac{d}{D}$$

Para el caso del agua, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$:

$$n_s = 575,8 \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{1}} \frac{d}{D}$$

que relaciona n_s con d/D en función del rendimiento global y los coeficientes óptimos de velocidad φ_1 y ψ_1 . En la práctica si se toman valores medios: $\varphi_1 = 0,825$; $\psi_1 = 0,48$; $\psi_1 = 0,98$, se obtiene:

$$n_s = 248 \frac{d}{D}$$

que es un resultado más que suficiente para empezar a trabajar.

De acuerdo con lo visto, n_s sólo puede variar con d/D por cuanto φ_1 viene impuesto por un salto dado H_n y ψ_1 por la condición de rendimiento máximo η_{\max} .

La relación d/D viene limitada por razones de índole constructivas; si es pequeña, se tendrá una rueda de gran diámetro con un chorro de pequeño diámetro, por lo que las cucharas serían muy pequeñas y al ser el chorro tan fino la potencia sería pequeña, lo cual, al tener que mover un gran volante, constituido por la propia rueda y tener que vencer grandes rozamientos, debido al peso del rodete, se obtendrían rendimientos muy bajos, que harían inutilizable la turbina.

Por el contrario, si d/D es muy grande, implicaría también cucharas muy grandes, por cuanto deberían recibir un chorro de gran diámetro en comparación con el de la rueda, presentándose dificultades inherentes al tamaño de las cucharas, que harían impracticable la turbina.

Tabla VI.1.- Parámetros de la turbina Pelton en función de la altura neta

Altura neta H_n m	300	400	500	750	1000
Nº esp. revoluciones n_s	30-26,5	28,5-25,5	22,5-16,5	15,5-12,5	10,5
Relación de diámetros, d/D	0,125-0,085	0,106-0,077	0,094-0,069	0,065-0,052	0,044
Nº de cazoletas x	17-20	18-21	18-23	24-28	27-31
Nº rev. reducido n_{11}	36,5-38,5	37-39	37,5-39,5	38-40	39,5
Caudal reducido Q_{11}	53-28,2	37,7-21,7	28,2-17,3	13,2-9,35	6,38

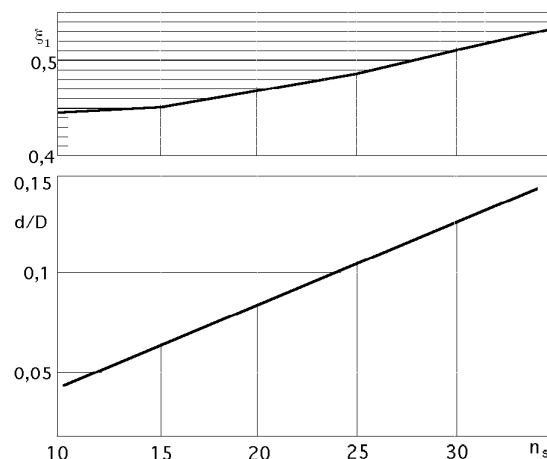


Fig VI.7.- Valores de d/D , y ψ_1 en función de n_s

Experimentalmente se ha comprobado que los valores d/D tienen que estar comprendidos entre los límites siguientes, Fig VI.7:

$$\frac{1}{200} < \frac{d}{D} < \frac{1}{7}$$

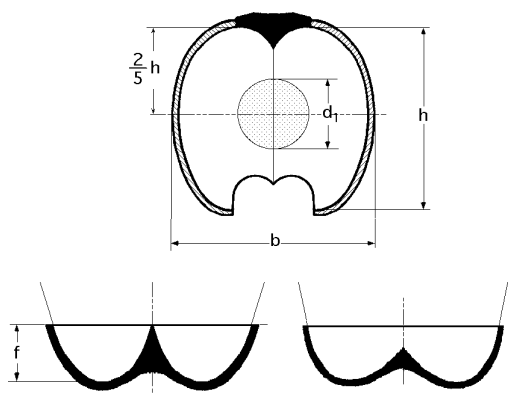


Fig VI.8.- Forma de las cazoletas

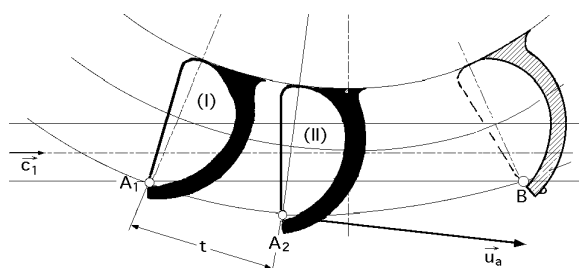


Fig VI.9.- Separación entre cazoletas

que se corresponden con: $1,23 < n_s < 35$, aunque en la práctica y para turbinas Pelton de un solo inyector se acepta: $5 < n_s < 30$.

VI.3.- CAZOLETAS

Las cazoletas, en las versiones más modernas, tienen forma de elipsoide; la arista que las divide en dos puede quedar al ras de los bordes de las mismas, o a veces se queda algo adentro, como se observa en la Fig VI.8.

Las medidas se adoptan en función del diámetro del chorro, siendo los valores más favorables:

Anchura de la cazoleta: $b = 3,75 d$

Altura de la cazoleta: $h = 3,50 d$

Profundidad de la cazoleta: $f = 1,50 d$

Las cazoletas no se colocan exactamente en sentido radial, sino en forma tal que el chorro al alcanzar de lleno una de ellas, se halle perpendicular a la arista de la misma, quedando separada la cazoleta del inyector el mínimo que permita la construcción, atacándola el chorro lo más cerca posible de la corona del rodete, para que las pérdidas a la salida resulten más pequeñas, haciendo que la circunferencia tangente al chorro (circunferencia Pelton), corte a las cazoletas a $2h/5$ medido desde el interior.

Las cazoletas tienen que ir dispuestas de tal forma, que su separación no permita que se pierda agua, es decir, cuando el chorro abandone una, debe encontrarse con la siguiente, es decir, para que el filete líquido extremo que no es recogido por la cazoleta A_1 pueda ser utilizado, tiene que alcanzar a la cazoleta siguiente A_2 separada de la A_1 por el paso t ; en el caso más desfavorable la encontraría en el punto B.

Si sucede esto último, el chorro que tiene una velocidad \bar{c}_1 necesita recorrer el espacio $(\overline{A_1 B})$, mientras que la cazoleta A_2 a la velocidad tangencial \bar{u}_a debe recorrer el arco $(\overline{A_2 B})$.

En el caso límite en que el chorro encuentra a la cazoleta en el punto B, el tiempo empleado en recorrer dichos espacios será el mismo, resultando:

$$\text{Tiempo} = \frac{\overline{A_1 B}}{c_1} = \frac{\overline{A_2 B}}{u_a}$$

y en la construcción de los rodetes habrá que escoger un paso t atendiendo a esta circunstancia, de modo que, en lo posible, se cumpla:

$$\frac{\overline{A_1 B}}{c_1} < \frac{\overline{A_2 B}}{u_a}$$

El diámetro exterior de la rueda D_a incluyendo las cazoletas es:

$$D_a = D + 2 \frac{3}{5} h = D + \frac{6}{5} h$$

y si se elige un paso t_a igual a la altura h : $t_a = h$, lo que se corresponde aproximadamente con los tipos normales, el número x de cazoletas es:

$$x = \frac{D_a}{t_a} = (D + \frac{6}{5} h) \frac{1}{t_a}$$

debiéndose comprobar si el agua puede pasar de una cazoleta a otra sin ser utilizada.

Tabla VI.2.- N° de cazoletas en función de n_s

N° esp. revol. n_s	4	6	8	10	12	14	18	22	26	32
N° de cazoletas x	40	37	34	30	28	26	22	20	17	15

Una fórmula empírica (Zaygun) permite obtener aproximadamente el número de cazoletas:

$$x = 15 + \frac{D}{2d}, \text{ válida en el intervalo: } 6,5 > \frac{D}{d} > 5$$

FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE LAS CAZOLETAS

Si se supone que el rodete se para durante un instante y que una cazoleta recibe el chorro de agua en choque directo, la fuerza \vec{F} que éste ejerce sobre dicha cazoleta es:

$$F = \frac{Q}{g} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = \left| \alpha_1 = 0^\circ ; \alpha_2 = 0^\circ \right| = \frac{Q c_1}{g}$$

mientras que si está en movimiento:

$$F = \frac{Q}{g} (w_1 \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2) = \left| \begin{matrix} w_2 = -w_1 \\ \alpha_1 = 0^\circ ; \alpha_2 = 180^\circ \end{matrix} \right| = \frac{Q w_1 (1 + \cos \alpha)}{g} = \frac{Q (c_1 - u_1) (1 + \cos \alpha)}{g}$$

que es la fuerza a que están sometidas las cazoletas de un modo constante, incluso en forma de choques.

La potencia generada y el par motor, sin tener en cuenta el rendimiento mecánico, son:

$$N = \frac{Q (c_1 - u_1) (1 + \cos \alpha)}{g} u_1$$

$$C = \frac{N}{w} = \frac{30}{n g} \frac{Q (c_1 - u_1) (1 + \cos \alpha)}{g} u_1$$

Sin embargo, la fuerza radial centrífuga es considerablemente mayor que ésta, alcanzando su valor máximo cuando la turbina se embala, es decir, cuando su número de revoluciones sube a 1,8 veces el de régimen. En esta situación, si el peso de cada cazoleta es G , con: $n_{emb} = 1,8 n$, la fuerza radial centrífuga por cazoleta será:

$$F_{emb} = \frac{G}{g} \frac{u_{emb}^2}{R} = \frac{G R w_{emb}^2}{g} = \frac{G R (n_{emb})^2}{900 g} = \frac{G R (1,8 n)^2}{900 g} = 1,813 \cdot 10^{-3} G D n^2 \text{ kg}$$

que es bastante mayor que F y que ha de ser contrarrestada por la resistencia a la cortadura del sistema de sujección de la cazoleta a la rueda.

VI.4.- CURVAS CARACTERISTICAS CON SALTO CONSTANTE

Si las turbinas Pelton funcionan prácticamente con una altura de salto constante, las características de caudal, potencia, par y rendimiento, se pueden poner en función del *número de revoluciones n* , o lo que es lo mismo, en función de ω , es decir:

$$u_1 = \omega_1 \sqrt{2 g H_n} = \frac{D n}{60} ; n = \frac{60}{D} \omega_1 \sqrt{2 g H_n}$$

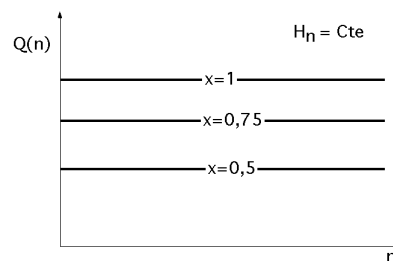


Fig VI.10.- Curvas $Q(n)$ para diversos grados de apertura x

Para el caudal, si H_n es constante, la velocidad del chorro $c_1 = \omega_1 \sqrt{2 g H_n}$ será también constante; para una determinada abertura del inyector correspondiente a una posición $x = \text{Cte}$, de la aguja se tiene un chorro de sección: $A = \frac{d^2}{4}$ por lo que:

$$Q = c_1 A = \omega_1 \sqrt{2 g H_n} \cdot \frac{d^2}{4} = 3,477 \omega_1 d^2 \sqrt{H_n} = \text{Cte}$$

Para la *potencia*, suponiendo que: $\eta_{vol} = 1$ y $\eta_{mec} = 1$, resulta:

$$N = \frac{Q H_n}{75} = \left| \eta_{man} = 2 \omega_1 (1 - \omega_1) (1 + \omega_1) \right| = \frac{2 Q H_n}{75} \omega_1 (1 - \omega_1) (1 + \omega_1) =$$

$$= \frac{2 Q H_n}{75} \omega_1 \left\{ \frac{1}{\omega_1} - \left(\frac{1}{\omega_1} \right)^2 \right\} (1 + \omega_1)$$

Para $H_n = \text{Cte}$, el caudal es constante para una determinada abertura del inyector $x = \text{Cte}$, y por lo tanto, la ecuación anterior es una parábola que pasa por el origen, Fig VI.11, y por el punto definido por $\psi_1 / \psi_1 = 1$. En este punto $c_1 = u_1$, y la velocidad relativa, $w_1 = c_1 - u_1$, será nula, no empujando el agua a la cazoleta (velocidad de embalamiento).

La potencia máxima se obtiene, teóricamente, para: $\psi_1 / \psi_1 = 0,5$; en la práctica ésta lo es para valores menores de 0,5.

De las curvas se desprende que los valores máximos para admisión total o parcial se corresponden para un mismo valor de la abscisa.

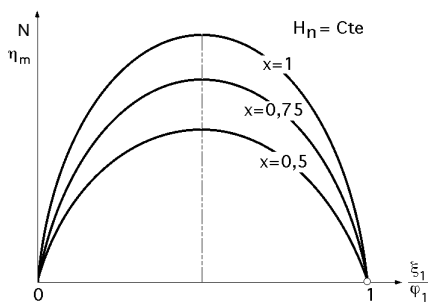


Fig VI.11.- Curvas de potencia y rendimiento

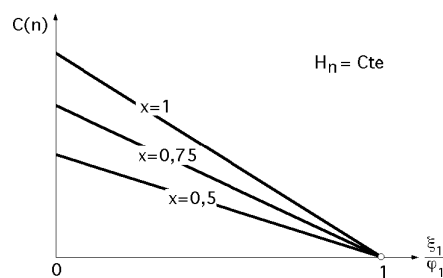


Fig VI.12.- Curvas de par motor

Para el *rendimiento manométrico* se obtiene:

$$\eta_{\text{man}} = 2 \left(\psi_1 - \frac{1}{\psi_1} - \frac{2}{\psi_1^2} \right) (1 + \psi_1) = 2 \frac{2}{\psi_1^2} \left\{ \frac{1}{\psi_1} - \left(\frac{1}{\psi_1} \right)^2 \right\} (1 + \psi_1)$$

que es también una parábola que pasa por el origen y por el punto $\psi_1 / \psi_1 = 1$, con un máximo teórico para $\psi_1 / \psi_1 = 0,5$.

Para el *par motor* C se tiene:

$$C = \frac{30 N}{n} = \frac{30}{n} \frac{\frac{2}{75} Q H_n \left(\psi_1 - \frac{1}{\psi_1} - \frac{2}{\psi_1^2} \right) (1 + \psi_1)}{\frac{60 \psi_1 \sqrt{2 g H_n}}{D_1}} = \frac{0,0133 Q H_n D_1 \psi_1 \left(1 - \frac{1}{\psi_1} \right) (1 + \psi_1)}{\sqrt{2 g H_n}} = B \left(1 - \frac{1}{\psi_1} \right)$$

que es la ecuación de una recta que se corresponde con una determinada abertura del inyector.

El par de arranque es: $B = 0,003 Q \sqrt{H_n} D_1 \psi_1 (1 + \psi_1)$

Para diversas aperturas se obtienen una serie de rectas que tienen en común el punto $\psi_1 / \psi_1 = 1$.

El par, la potencia y el rendimiento, se anulan simultáneamente para la velocidad de embalamiento, $c_1 = u$, punto de ordenada nula.

Las curvas $C(n)$ son de gran interés para el estudio de la regulación y el acoplamiento mecánico de la turbina y el alternador. La ordenada en el origen es el par de arranque y su valor es, aproxi-

madamente, el doble que el de régimen, lo que permite el arranque en carga cuando el par resistente en el arranque es mayor que el de régimen.

VI.5.- TURBINA PELTON UNIDAD

FORMULAS DE SEMEJANZA.-

Si se considera una turbina Pelton unidad en la que: $H_{n11} = 1$; $D_{11} = 1$, y una turbina semejante de diámetro D , la relación de semejanza es:

$$= \frac{D}{D_{11}} = D$$

y las fórmulas de semejanza se pueden poner en la forma:

$$\sqrt{\frac{H_n}{H_{n11}}} = \frac{n D}{n_{11} D_{11}} = \frac{n}{n_{11}} \quad ; \quad n_{11} = \frac{n}{\sqrt{H_n}} = \frac{n D}{\sqrt{H_n}}$$

$$Q = Q_{11} D^2 \sqrt{H_n} \quad ; \quad Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H_n}} \quad ; \quad N_{11} = \frac{N}{D^2 \sqrt{H_n^3}} \quad ; \quad C_{11} = \frac{C}{D^3 H_n}$$

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \frac{n_{11} \sqrt{H_n}}{D} \sqrt{N_{11}} D H_n^{3/4} \frac{1}{H_n^{5/4}} = n_{11} \sqrt{N_{11}} \quad n_{11} = \frac{n_s}{\sqrt{N_{11}}} = \frac{n D}{\sqrt{H_n}}$$

Para los distintos valores del grado de apertura x del inyector se obtienen diversas familias de curvas, Fig VI.13.

CAUDALES

Para los caudales se tiene: $Q = c_1 = \frac{d^2}{4} \sqrt{2 g H_n} = 3,477 \frac{d^2}{4} \sqrt{H_n}$

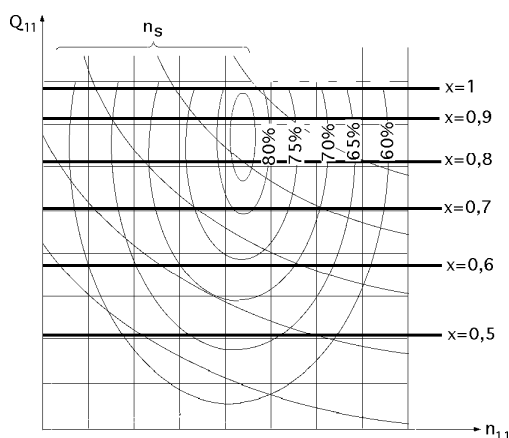


Fig VI.13.- Curvas características de caudal

$$Q_{11} = Q \frac{1}{D^2} \frac{1}{\sqrt{H_n}} = 3,477 \frac{d^2}{D^2}$$

que son rectas paralelas al eje de abscisas, como ya sabíamos, Fig VI.13, por cuanto son independientes de n_{11} , y constantes para cada tipo de turbina, y grado de apertura del inyector.

Intervalos iguales de x decrecientes se traducen en intervalos crecientes de la ordenada en el origen.

PAR MOTOR

Para el par motor se tiene: $C_{11} = \frac{C}{H_n D^3}$

$$C = \frac{Q}{g} (c_1 r_1 \cos \alpha_1 - c_2 r_2 \cos \alpha_2) = \frac{Q D}{2 g} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = \frac{Q D}{2 g} (c_1 - c_2) =$$

$$= \left| \begin{aligned} c_1 - c_2 &= (u_1 + w_1) - (u_1 + w_1) = \\ &= w_1(1 + \dots) = (c_1 - u_1)(1 + \dots) \end{aligned} \right| = \frac{Q D}{2 g} w_1(1 + \dots) = \frac{Q D}{2 g} (c_1 - u_1)(1 + \dots)$$

$$\text{Si } \dots = 1 \quad C = \frac{Q D}{g} (c_1 - \frac{D n}{60})$$

Para la turbina unidad:

$$C_{11} = \frac{C}{H_n D^3} = \frac{Q}{g H_n D^2} (c_1 - \frac{D n}{60}) = \left| \begin{aligned} Q &= 3,477 \frac{1}{1} d^2 \sqrt{H_n} \\ n &= n_{11} \frac{\sqrt{H_n}}{D} \end{aligned} \right| =$$

$$= \frac{3,477 \frac{1}{1} d^2 \sqrt{H_n}}{g H_n D^2} (c_1 - \frac{n_{11} \sqrt{H_n}}{60}) = \frac{354,8 \frac{1}{1} d^2}{D^2} (\frac{1}{1} \sqrt{2 g} - \frac{n_{11}}{60}) =$$

$$= \frac{1570,7 \frac{1}{1} d^2}{D^2} - \frac{18,57 \frac{1}{1} d^2}{D^2} n_{11} = A - B n_{11}$$

$$\text{El par de arranque es el valor máximo del par: } C_{11(\text{máx})} = \frac{1570,7 \frac{1}{1} d^2}{D^2}$$

Si $\dots < 1$, se tiene:

$$C_{11} = \frac{177,4 \frac{1}{1} d^2}{D^2} (\frac{1}{1} \sqrt{2 g} - \frac{n_{11}}{60})(1 + \dots) = \frac{785,35 \frac{1}{1} d^2 (1 + \dots)}{D^2} - \frac{9,285 \frac{1}{1} d^2 (1 + \dots)}{D^2} n_{11}$$

El par motor $C_{11} = 0$ para la velocidad de embalamiento, es decir:

$$C_{11} = \frac{D_{11} n_{11(\text{emb})}}{60} \quad \frac{1}{1} \sqrt{2 g} = \frac{n_{11(\text{emb})}}{60} \quad ; \quad n_{11(\text{emb})} = \frac{60 \frac{1}{1} \sqrt{2 g}}{1} = 84,55 \frac{1}{1}$$

por lo que las rectas de mínima apertura presentan una velocidad de embalamiento más pequeña.

POTENCIA

Para la potencia, con $\dots = 1$, se tiene:

$$N = C w = C \frac{n}{30}$$

$$N_{11} = C_{11} \frac{n_{11}}{30} = \frac{1570,7 \frac{1}{1} d^2}{D^2} - \frac{18,57 \frac{1}{1} d^2 n_{11}}{D^2} \frac{n_{11}}{30} =$$

$$= \left| \begin{aligned} A_1 &= \frac{1570,7 \frac{1}{1} d^2}{30 D^2} = 164,4 \frac{1}{1} \frac{d^2}{D^2} \\ B_1 &= \frac{18,57 \frac{1}{1} d^2}{30 D^2} = 1,95 \frac{1}{1} \frac{d^2}{D^2} \end{aligned} \right| = A_1 n_{11} - B_1 n_{11}^2$$

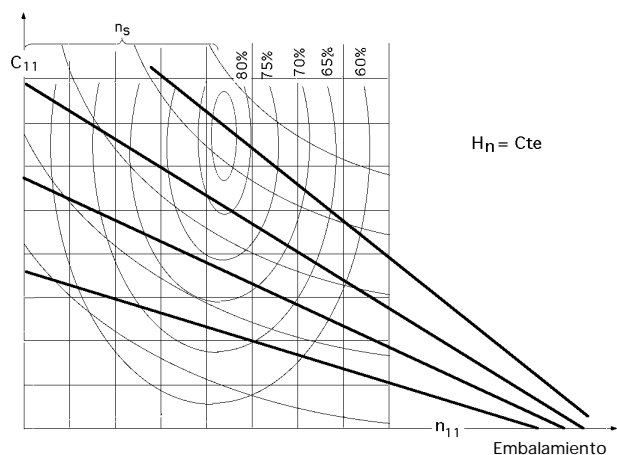


Fig VI.14.- Curvas características de par motor

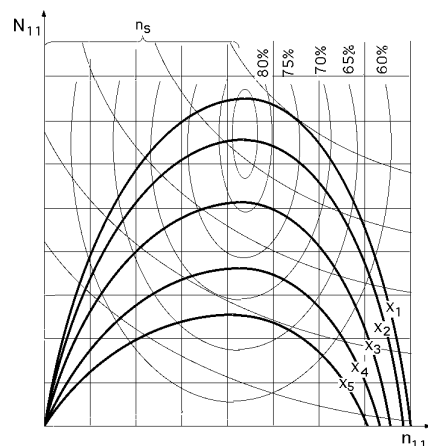


Fig VI.15.- Curvas características de potencia

El punto de potencia máxima se obtiene haciendo $\frac{dN_{11}}{dn_{11}} = 0$

$$A_1 - 2 B_1 n_{11} = 0 \quad ; \quad 164,4 \frac{d^2}{1} - 2 \times 1,95 \frac{d^2}{1} n_{11} = 0 \quad ; \quad n_{11} = 42,15 \quad 1$$

válida para cualquier valor de n_s y que coincide con la mitad de la velocidad de embalamiento, desplazándose estos vértices hacia el origen a medida que disminuye el grado de apertura.

CURVAS DE IGUAL VELOCIDAD ESPECIFICA

Las curvas de igual velocidad específica n_s son de la forma:

$$n_s = n_{11} \sqrt{N_{11}} = \sqrt{A_1 n_{11}^3 - B_1 n_{11}^4}$$

y su valor máximo se obtiene para,

$$3 A_1 n_{11}^2 - 4 B_1 n_{11}^3 = 0$$

$$n_{11(\text{máx})} = \frac{3 A_1}{4 B_1} = 63,23 \quad 1$$

$$n_{s(\text{máx})} = \sqrt{A_1 n_{11(\text{máx})}^3 - B_1 n_{11(\text{máx})}^4} = \sqrt{164,4 \frac{d^2}{1} n_{11(\text{máx})}^3 - 1,95 \frac{d^2}{1} n_{11(\text{máx})}^4} =$$

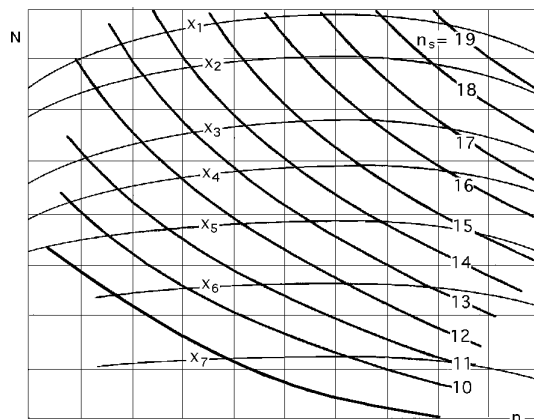
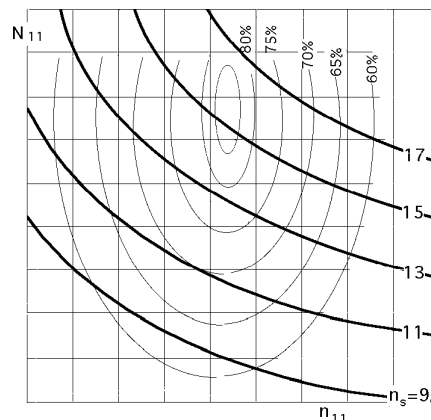


Fig VI.16.- Curvas de igual velocidad específica



$$= \sqrt{164,4 \frac{d^2}{D^2} (63,23 \frac{1}{D})^2 - 1,95 \frac{d^2}{D^2} (63,23 \frac{1}{D})^4} = 3223,35 \sqrt{\frac{5}{1}} \frac{d}{D}$$

VI.6.- COLINA DE RENDIMIENTOS

Las curvas características anteriormente estudiadas, determinan en cada uno de sus puntos un valor del rendimiento, cuya representación gráfica se obtiene mediante una serie de ordenadas perpendiculares a la curva característica; el conjunto de estas ordenadas proporciona unas superficies de rendimientos de la forma:

$$f(\phi, Q, n) = 0 \quad ; \quad F(\phi, C, n) = 0 \quad ; \quad (\phi, N, n) = 0$$

que, a su vez, se pueden representar en los planos: (Q, n) , (C, n) ó (N, n) , mediante curvas de igual rendimiento, que no son otra cosa que las proyecciones, sobre dichos planos, de las sucesivas secciones originadas por la intersección de planos paralelos a las mismas de $\phi = \text{Cte}$, con las superficies de rendimientos correspondientes; las líneas de nivel, son líneas de igual rendimiento.

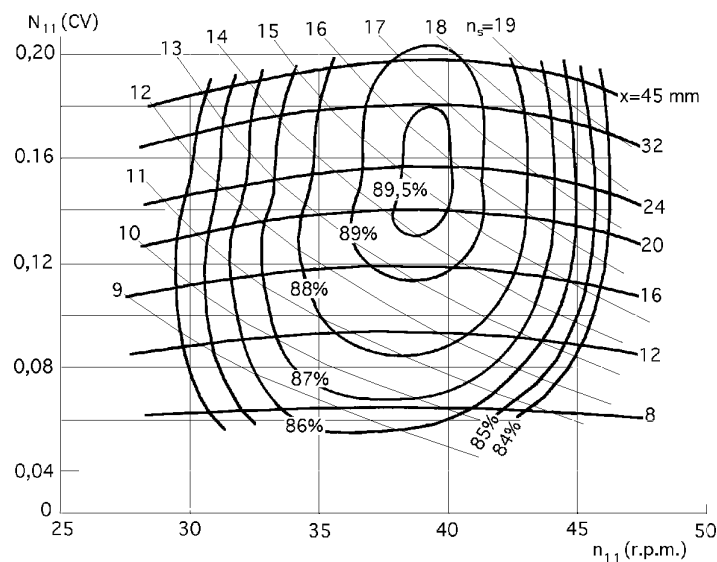


Fig VI.17.- Colina de rendimientos

En la turbina Pelton, el punto de máximo rendimiento no se corresponde con la apertura completa del inyector, Fig VI.13; si la velocidad es grande, el rendimiento disminuye debido a que parte del agua pasa por la turbina, escapándose del rodete sin producir ningún trabajo, haciendo que el rendimiento volumétrico disminuya rápidamente.

Esta disminución se hace mucho más ostensible a partir de un cierto valor de la velocidad, por cuanto el chorro podría llegar a incidir sobre el dorso de la pala, frenándola.

Dentro de los valores de apertura del inyector que mantienen un alto rendimiento del mismo, los rendimientos dependen sólo de la velocidad de giro, y vienen representados por líneas casi rectas, sensiblemente paralelas al eje de ordenadas, dispuestas casi simétricamente respecto al punto de máximo rendimiento.

Para aperturas pequeñas del inyector, el rendimiento del mismo baja mucho por cuanto ϕ es

pequeño, cerrándose las curvas de igual rendimiento por su parte inferior.

El rendimiento de la turbina Pelton cuando está poco afectada por la variación de potencia, es muy sensible a las variaciones de velocidad n , confirmándose el trazado parabólico de las características de potencia para cada apertura y el trazado rectilíneo y vertical de las líneas de igual rendimiento, que se cierran por abajo para aperturas pequeñas.

En el caso que se expone en la Fig VI.17, la colina de rendimientos presenta unas líneas paralelas al eje de ordenadas, deduciéndose de esto que la turbina que funcione con velocidad n_{11} constante se acomoda mal a cualquier variación de la altura del salto, mientras que soportará bien fuertes variaciones de potencia, o lo que es lo mismo, de caudal. Para poder trabajar con mayor comodidad, una vez seleccionada la velocidad de funcionamiento n_{11} se corta a la superficie de rendimientos por el plano correspondiente a esta velocidad, obteniéndose una gráfica (η , N_{11}) que permite conocer el comportamiento de la turbina trabajando con distintas cargas.

VII.- TURBINA FRANCIS

VII.1.- CLASIFICACIÓN SEGÚN EL RODETE

Las turbinas Francis, Fig VII.1.a.b, son de tipo radial, admisión centrípeta y tubo de aspiración; siempre se construyen en condiciones de rendimiento máximo, dando lugar a tres tipos fundamentales, lentas, normales y rápidas, diferenciándose unas de otras en la forma del rodete.

Haciendo uso de la ecuación fundamental de las turbinas en condiciones de rendimiento máximo $\alpha_2 = 90^\circ$ resulta:

$$c_1 u_1 \cos \alpha_1 = \eta_{man} g H_n \quad \text{ó} \quad c_{1n} u_1 = \eta_{man} g H_n$$

El ángulo α_1 es de gran importancia por su influencia sobre la velocidad tangencial y el número de rpm. El rendimiento manométrico oscila entre 0,85 y 0,95.

Los triángulos de velocidades a la entrada son de la forma indicada en la Fig VII.2, en donde en función de los coeficientes óptimos de velocidad, se tiene:

Rodetes lentos, $u_1 < c_{1n}$; $\alpha_1 < \mu_1$

Rodetes normales, $u_1 = c_{1n}$; $\alpha_1 = \mu_1$

Rodetes rápidos, $u_1 > c_{1n}$; $\alpha_1 > \mu_1$

La condición de rendimiento máximo: $c_{2n} = 0$, $\alpha_2 = 0$, implica un rendimiento manométrico de la forma:

$$\eta_{man} = 2 (\alpha_1 \mu_1 - \alpha_2 \mu_2) = \left| \mu_2 = 0 \right| = 2 \alpha_1 \mu_1$$

que puede lograrse variando α_1 ó μ_1 de forma que si uno aumenta el otro tiene que disminuir y viceversa, con lo que u_1 y c_1 tienen que variar en la misma forma.

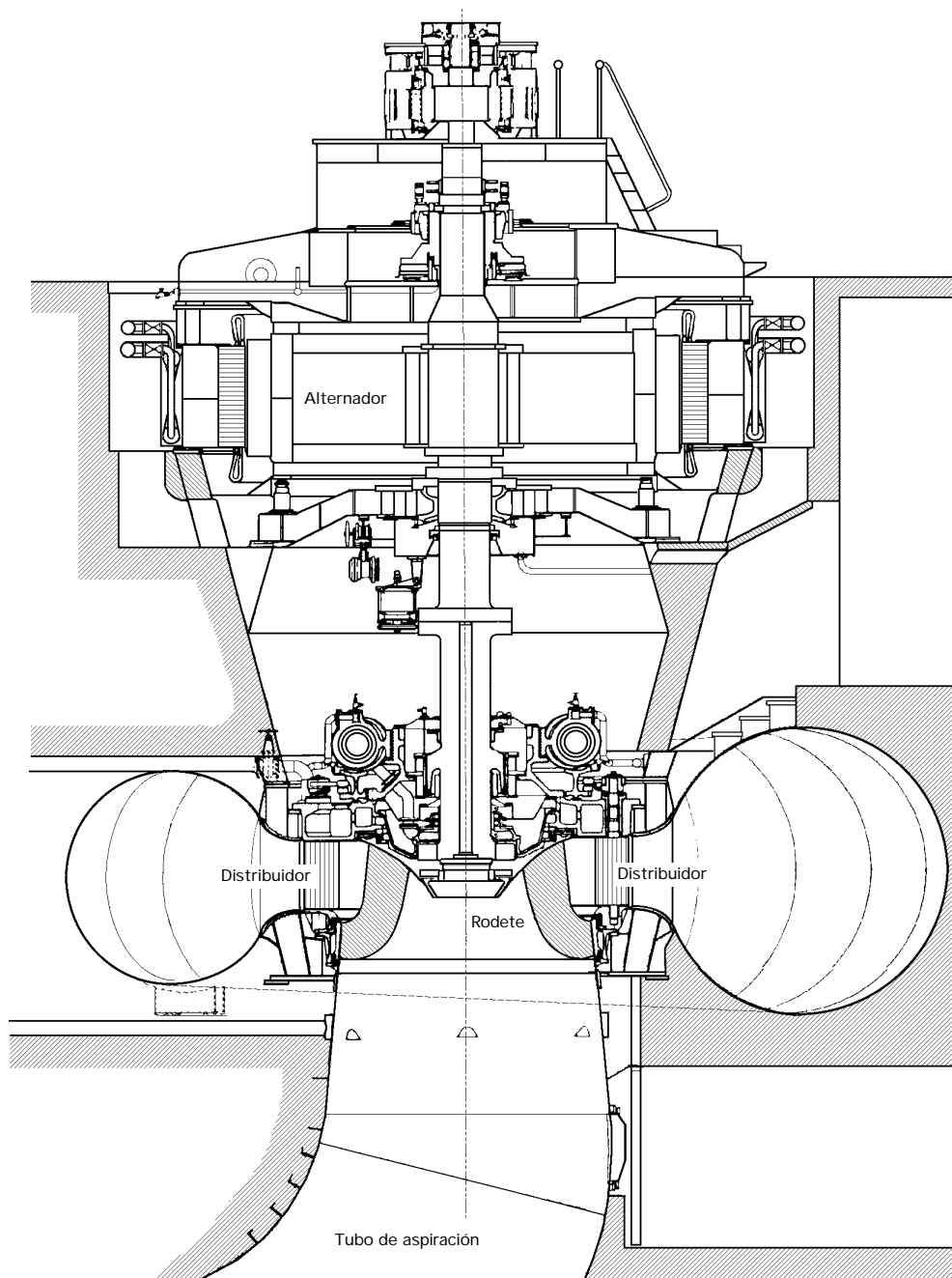


Fig VII.1.a.- Esquema general del montaje de una turbina Francis

En primera aproximación se pueden clasificar en función de la velocidad:

Normal: $\mu_{1\text{man}} = 2 \mu_1^2 = 2 \frac{2}{1} ; \quad \mu_1 = \mu_1 = \sqrt{\frac{\mu_{1\text{man}}}{2}}$

Tipo de rodete: Lento: $\mu_1 < \sqrt{\frac{\mu_{1\text{man}}}{2}}$
 Rápido: $\mu_1 > \sqrt{\frac{\mu_{1\text{man}}}{2}}$

Los valores de μ_1 se pueden obtener de las gráficas de Voetsch y Allis Chalmers, Fig VII.8, en función del número específico de revoluciones.

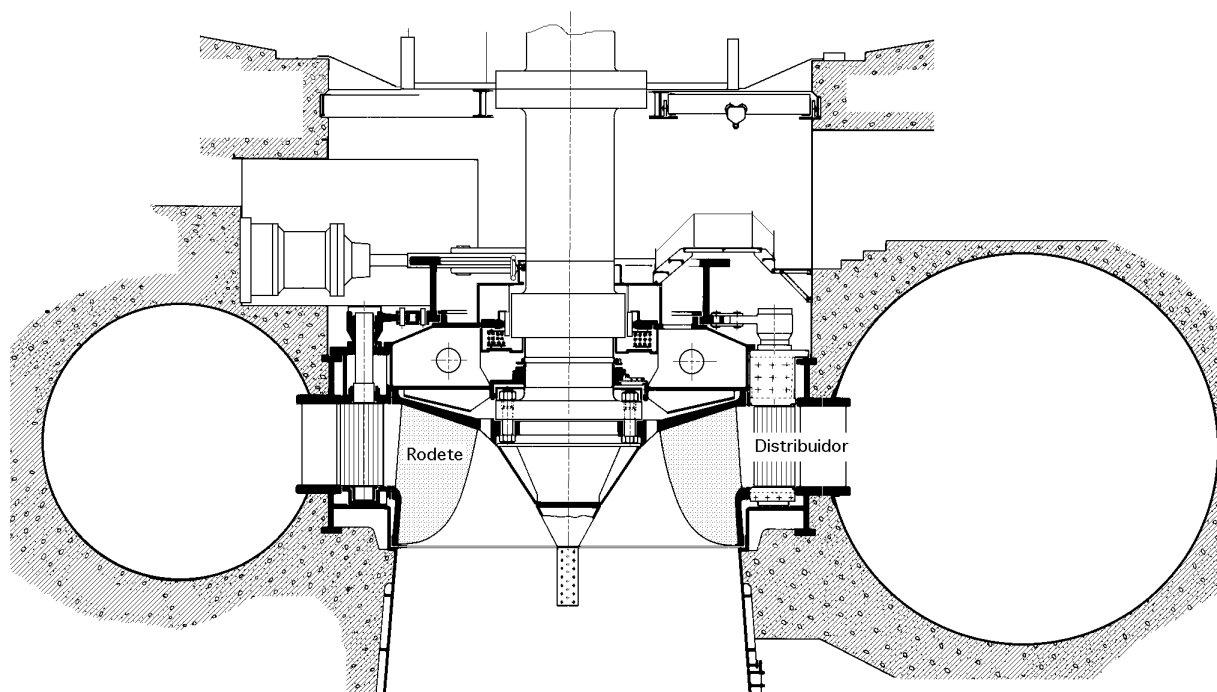
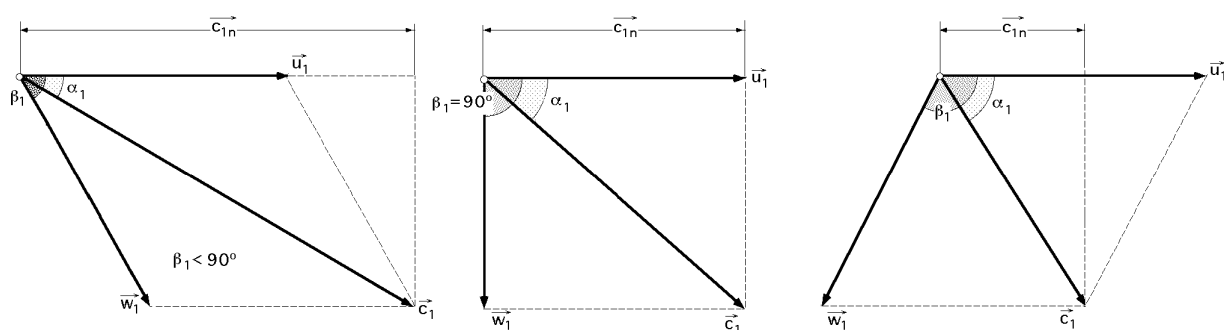


Fig VII.1.b.- Detalle del rodete y el distribuidor en una turbina Francis



Rodetes lentos

Rodetes normales

Rodetes rápidos

Fig VII.2.- Triángulos de velocidades a la entrada según diversos valores de β_1

RODETES LENTOS.- Los *rodetes lentos*, Fig VII.3, se utilizan en los grandes saltos; con ellos se tiende a reducir el número de revoluciones, lo cual supone un aumento del diámetro D_1 del rodete respecto al del tubo de aspiración D_3 . El ángulo a la entrada $\beta_1 < 90^\circ$, ($\alpha_1 < 15^\circ$) y su número de revoluciones específico está comprendido entre 50 y 100. En estas turbinas se obtienen velocidades tangenciales reducidas, discurriendo el agua siempre a la misma presión a través del rodete. Los álabes tienen forma especial, aumentando su espesor a fin de que su cara posterior guíe mejor el chorro que atraviesa el rodete deslizándose en contacto con las paredes de los álabes, ya que de no ser así el chorro se despegaría de la cara posterior de los mismos, originando una serie de remolinos y fuertes corrosiones.

RODETES NORMALES.- Los *rodetes normales*, Fig VII.4, se caracterizan porque el diámetro D_1 es ligeramente superior al del tubo de aspiración D_3 . El agua entra en el rodete radialmente y sale de él axialmente, entrando así en el tubo de aspiración.

El valor de α_1 es del orden de 90° , ($15^\circ < \alpha_1 < 30^\circ$) y se alcanza un n_s comprendido entre 125 y 200 rpm. No existen apenas huelgos entre el distribuidor y la rueda. En estas turbinas, en el triángulo de velocidades a la entrada, al ser $\alpha_1 = 90^\circ$, se cumple:

$$u_1 = c_1 \cos \alpha_1 ; u_1^2 = \eta_{man} g H_n$$

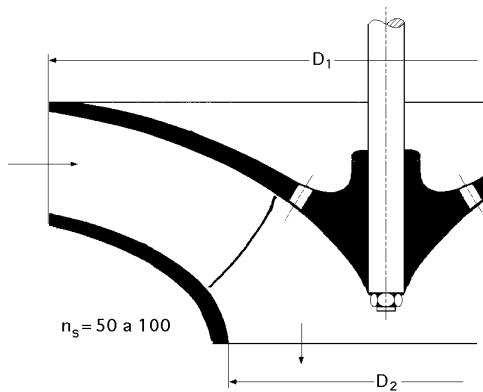


Fig VII.3.- Rodete Francis lento, $\alpha_1 > 90^\circ$

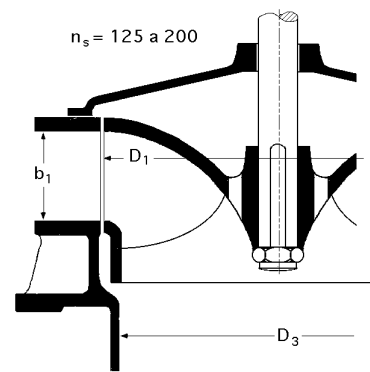


Fig VII.4.- Rodete Francis normal, $\alpha_1 = 90^\circ$

RODETES RÁPIDOS.- Los *rodetes rápidos*, Fig VII.5, permiten obtener elevadas velocidades de rotación para valores de n_s comprendidos entre 225 y 500. El diámetro del rodete D_1 es menor que el D_3 del tubo de aspiración y el cambio de dirección del agua se efectúa más bruscamente que en las turbinas normales.

El ángulo de entrada $\alpha_1 > 90^\circ$, ($\alpha_1 < 45^\circ$) favorece el aumento del número de revoluciones, porque aumenta u_1 ; en estas turbinas hay un huelgo bastante grande entre el rodete y el distribuidor, sin que ello tenga ninguna influencia en el rendimiento; el agua entra radialmente y recorre un cierto espacio antes de entrar en el rodete; en este espacio al no existir rozamientos con los álabes, se consigue mejorar el rendimiento. En estas turbinas, para unos mismos valores de H_n y α_1 en comparación con las normales, se obtiene un valor de c_1 menor, resultando mayor la velocidad tangencial u_1 . Los conductos entre álabes resultan más largos y estrechos y, en consecuencia, las pérdidas por rozamiento son relativamente altas, lo cual reduce el rendimiento; los rodetes trabajan con mucha sobrepresión, produciéndose grandes aceleraciones en los conductos.

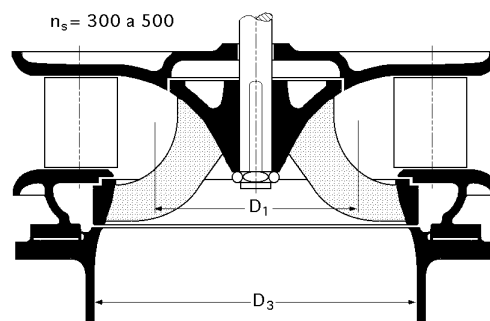
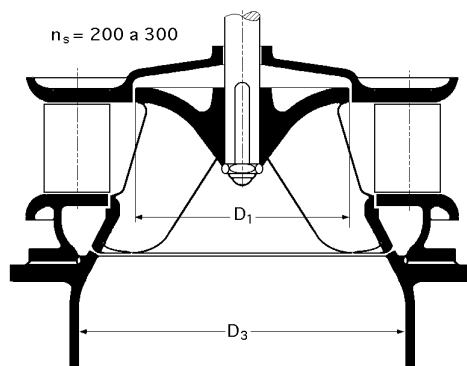


Fig VII.5.- Rodetes Francis rápidos, $\alpha_1 < 90^\circ$

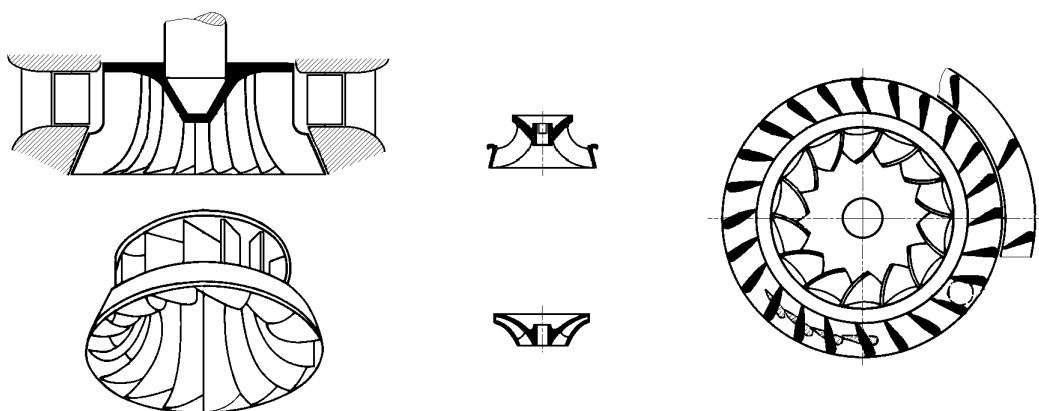


Fig VII.6.- Rodetes Francis de flujo radial

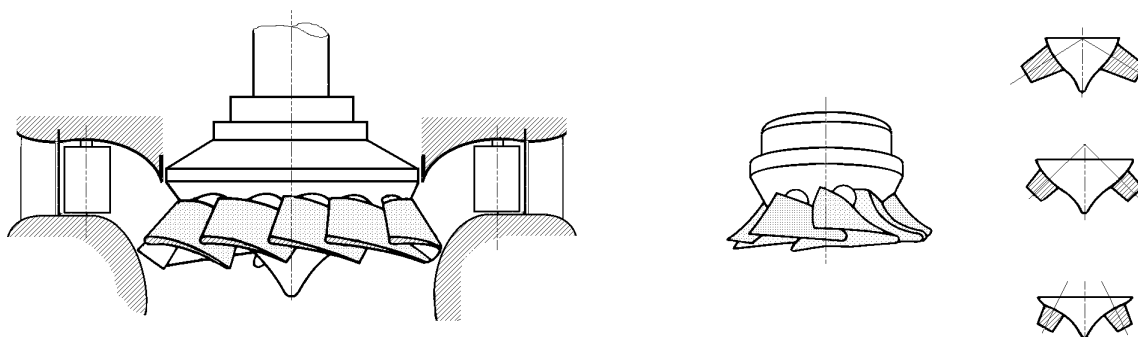


Fig VII.7.- Rodetes Francis de flujo diagonal

VII.2.- VELOCIDAD ESPECIFICA EN FUNCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA.

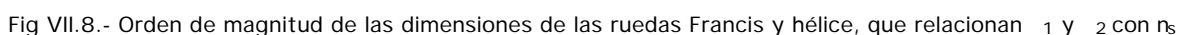
A la entrada del rodete, la velocidad absoluta del agua c_1 está situada en un plano normal al eje de giro, siendo la componente axial nula, por lo que la velocidad meridiana c_{1m} coincide con la radial.

El valor de n_s es:

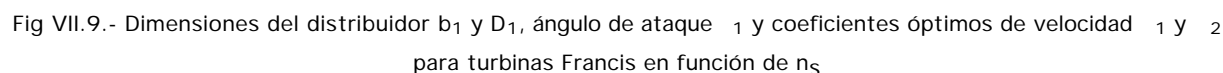
$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \left| \begin{array}{l} c_{1m} = \frac{Q}{D_1 b_1} = k_{1m} \sqrt{2 g H_n} \quad Q = k_{1m} \sqrt{2 g H_n} \quad D_1 b_1 = 13,90 k_{1m} \sqrt{H_n} D_1 b_1 \\ N = \frac{Q H_n}{75} = 0,1853 k_{1m} \sqrt{H_n^3} D_1 b_1 \quad \text{Para el agua} \quad N = 185,3 k_{1m} \sqrt{H_n^3} D_1 b_1 \\ u_1 = \frac{D_1 n}{60} \sqrt{2 g H_n} = \frac{D_1 n}{60} \sqrt{H_n} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{84,55 \frac{1}{D_1} \sqrt{H_n} \sqrt{185,3 k_{1m} D_1 b_1 H_n^{3/2}}}{H_n^{5/4}} = 1150 \sqrt{k_{1m} \frac{b_1}{D_1}}$$

observándose que el coeficiente numérico es el doble del que aparece en las turbinas Pelton, mientras que la relación $\frac{d}{D}$ se sustituye por $\sqrt{\frac{b_1}{D_1}}$.



Por el contrario, si tanto H_n y k_{1m} se toman pequeños, la velocidad c_{1m} será también pequeña y al tener que evacuar un caudal determinado, la sección de salida del distribuidor tendrá que ser muy grande, lo que exigiría una rueda demasiado grande.



$$c_2 = \frac{4 Q^*}{D_2^2} = \frac{4 Q}{D_2^2} = \frac{1}{2} \sqrt{2 g H_n} \quad \frac{c_2^2}{2 g H_n} = \frac{16 Q^2}{2 g H_n^2 D_2^4} = 0,0633 \frac{Q^2}{H_n D_2^4}$$

$$u_2 = \frac{1}{2} \sqrt{2 g H_n} = \frac{D_2}{2} \frac{n}{30} \quad \frac{c_2^2}{2} = \frac{D_2^2}{7200 g H_n} = 1,3987 \cdot 10^{-4} \frac{n^2 D_2^2}{H_n}$$

y la expresión de las pérdidas de carga :

$$= 0,0633 \frac{Q^2}{D_2^4} \left(\frac{m^2}{2} + s^2 \right) + 1,3987 \cdot 10^{-4} n^2 D_2^2 \frac{m^2}{2}$$

El diámetro D_2 más ventajoso se obtiene anulando la derivada de respecto de D_2 :

$$\frac{d}{dD_2} = - 0,253 \frac{Q^2}{D_2^5} \left(\frac{m^2}{2} + s^2 \right) + 2,7974 \cdot 10^{-4} n^2 D_2 \frac{m^2}{2} = 0$$

$$D_2^6 = 905,35 \frac{Q^2}{n^2} \left(\frac{s^2}{m^2} + 1 \right) \quad ; \quad D_2 = 3,11 \sqrt[6]{\frac{Q^2}{n^2} \left(\frac{s^2}{m^2} + 1 \right)}$$

Teniendo en cuenta que unos valores de s y m generalmente aceptados son: $s = 0,7$ y $m = 0,25$, resulta:

$$D_2 = 3,2519 \sqrt[6]{\frac{Q^2}{n^2} (8,33 + 1)}$$

y si se considera un valor medio de $\frac{Q}{n} = 0,91$ resulta un valor para D_2 que se conoce como fórmula de Ahlfors, de la forma:

$$D_2 = 4,375 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

Relación entre u_2 y n_s , (valor de $\frac{Q}{n}$)

$$u_2 = \frac{1}{2} \sqrt{2 g H_n} = \frac{D_2}{2} \frac{n}{30}$$

$$\frac{c_2^2}{2} = 0,0118 \frac{n D_2}{\sqrt{H_n}} = \left| D_2 = 4,375 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \right| = 0,0517 \frac{\sqrt[3]{Q n^2}}{\sqrt{H_n}} =$$

$$= \left| \begin{array}{l} n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \left| N = 13,33 \frac{Q H_n}{H_n^{5/4}} \right| = \frac{3,65 n \sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} \\ n = 0,2738 \frac{n_s H_n^{3/4}}{\sqrt{Q}} \quad Q n^2 = \frac{0,075 n_s^2 H_n^{3/2}}{\sqrt{Q}} \end{array} \right| = 0,0218 \sqrt[3]{\frac{n_s^2}{H_n}} = \frac{u_2}{\sqrt{2 g H_n}}$$

que es la expresión de la que se deduce el valor de u_2 en función de n_s , Fig VII.11.

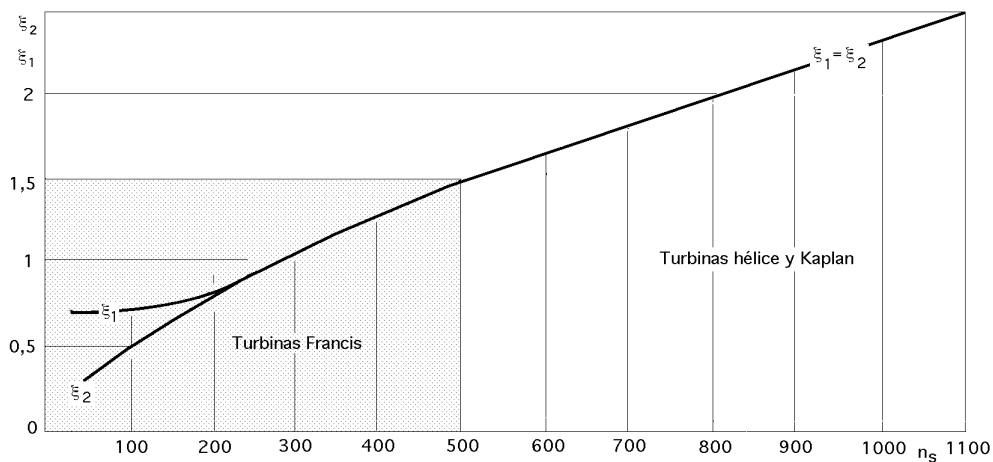


Fig VII.11.- Relación entre η_1 , η_2 y n_s

Para, $\eta = 0,85$ resulta: $\eta_2 = 0,023 n_s^{2/3} = \frac{u_2}{\sqrt{2 g H_n}}$

válida para $200 < n_s < 600$ que se aproxima a la que, experimentalmente, obtuvieron Voetsch y Allis Chalmers.

Relación entre n_s , η_2 y η_1

La sección de salida de la turbina es: $\eta_2 = \frac{D_2^2}{4}$

Si el eje que acciona la turbina tiene un diámetro d y atraviesa el difusor, el área efectiva de salida es, η_1 , en la forma:

$$\eta_1 = \frac{(D_2^2 - d^2)}{4} = \left| = \frac{D_2^2 - d^2}{D_2^2} < 1 \right| = \frac{D_2^2}{4} =$$

El caudal que sale por el difusor se puede obtener a partir del caudal Q inicial que entra en la turbina, siendo su valor:

$$Q_{vol} = \frac{D_2^2}{4} c_2 = \frac{D_2^2}{4} \eta_2 \sqrt{2 g H_n} \quad Q = 3,477 \frac{D_2^2 \eta_2 \sqrt{H_n}}{vol}$$

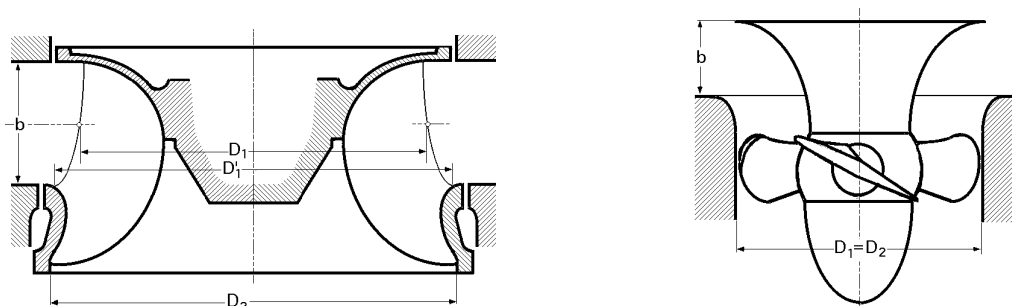


Fig VII.12.- Dimensiones de rodets Francis y Kaplan

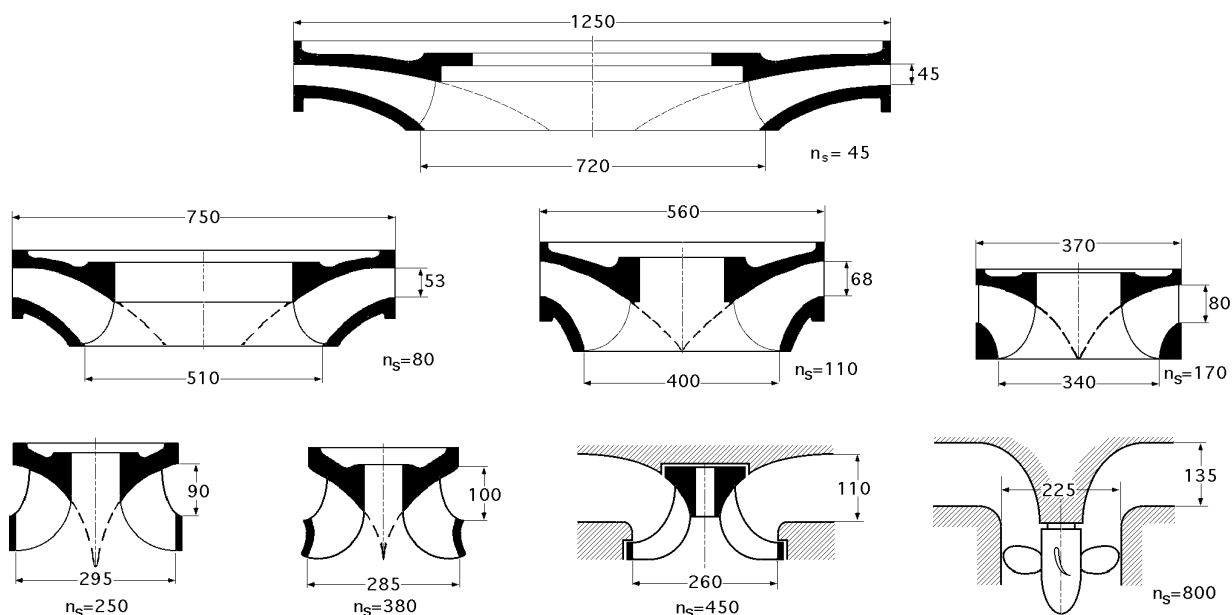


Fig VII.13.- Relación entre n_s y la forma del rodete

El valor de la potencia es:

$$N = 13,33 Q H_n = 46,57 \frac{D_2^2 \sqrt{H_n^3}}{vol}$$

El valor de n_s se puede poner en la forma:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \left| n = 84,55 \frac{1}{D_1} \sqrt{H_n} = \frac{u_2}{u_1} = \frac{2}{1} = \frac{D_2}{D_1} = 84,55 \frac{2}{D_2} \sqrt{H_n} \right| =$$

$$= \frac{84,55 \frac{2}{D_2} \sqrt{\frac{46,57 D_2^2 \sqrt{H_n^3}}{vol}}}{H_n^{5/4}} = 577 \sqrt{\frac{2}{vol}}$$

Para el caso general de considerar los valores medios: $\frac{D_2}{D_1} = 0,85$, $\frac{u_2}{u_1} = 0,85$ y $vol = 0,95$, resulta:

$$n_s = 503,2 \sqrt{\frac{2}{vol}} = \left| \frac{2}{vol} = 0,023 n_s^{2/3} \right| = 11,57 n_s^{2/3} \sqrt{\frac{2}{vol}} \quad \frac{2}{vol} = 0,007465 n_s^{2/3}$$

$$\frac{2}{vol} = \frac{c_2^2}{2 g H_n} = 5,57 \cdot 10^{-5} n_s^{4/3} = f_2(n_s)$$

y para: $\frac{D_2}{D_1} = 1$; $\frac{u_2}{u_1} = 0,85$; $vol = 0,95$ $n_s = 545,8 \sqrt{\frac{2}{vol}}$

que dicen que a medida que n_s crece $\frac{2}{vol}$ también crece, por lo que las pérdidas de carga a la salida crecen también, aunque provisionalmente, por cuanto el tubo de aspiración va a permitir recuperar parte de esas pérdidas, que de no existir, se perderían totalmente. Este resultado es de aplicación al cálculo de la altura H_s del aspirador-difusor, como veremos más adelante.

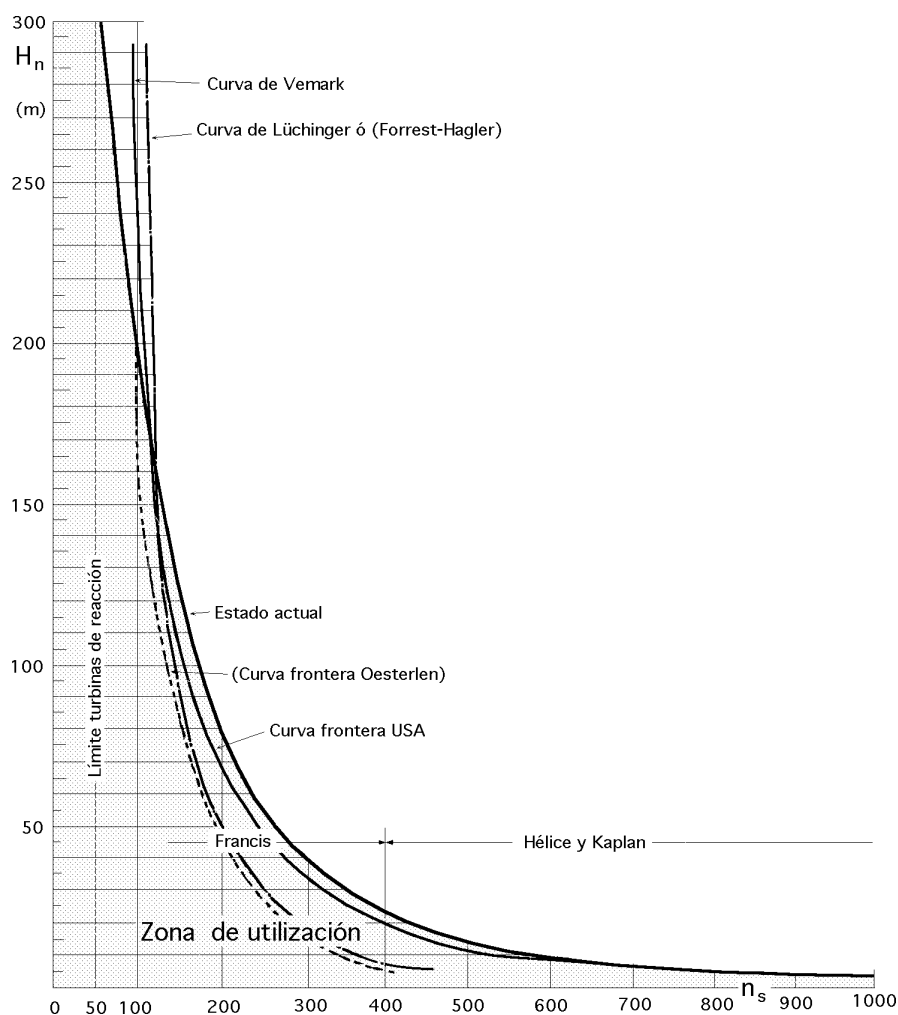


Fig VII.14.- Zona de utilización de las turbinas Francis y hélice

Relación entre n_s y H_n

La representación gráfica de la Fig VII.14 es muy simple; la zona que está por debajo de la línea continua, proporciona valores aplicables de modo satisfactorio, mientras que hay que evitar la zona que está por encima. La curva propuesta por Oesterlen considera una serie de turbinas recientes por lo que los límites por ella fijados, son los máximos a no sobrepasar.

VII.5.- CÁMARA ESPIRAL

La cámara espiral tiene como misión el dirigir convenientemente el agua en el distribuidor; para calcular sus dimensiones, la supondremos de sección circular, aunque también puede ser rectangular; su forma es tal que la velocidad media tiene que ser la misma en cualquier punto del caracol, evitándose así las pérdidas ocasionadas por los cambios bruscos de velocidad.

A su vez, el agua no debe penetrar en la cámara espiral con una velocidad demasiado grande, ya que las pérdidas podrían ser excesivas.

Para, Cámaras espirales metálicas, $c_e = 0,18 + 0,28 \sqrt{2 g H_n}$
 Cámaras de hormigón, $c_e = 0,13 \sqrt{2 g H_n}$

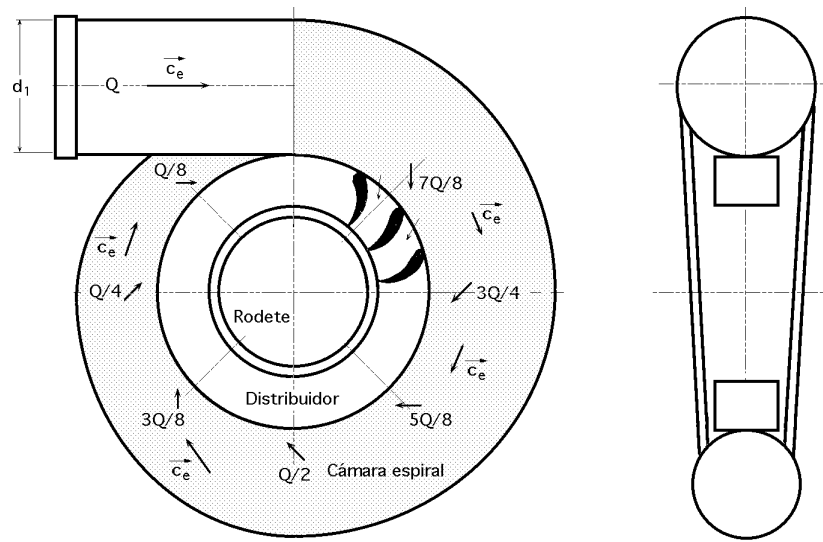


Fig VII.15.- Cámara espiral de una turbina Francis

Si la cámara se divide, por ejemplo, en 8 secciones, Fig VII.15, cada una a 45° y el caudal entrante es Q , la sección de entrada $_1$ es:

$$_1 = \frac{Q}{c_e} = \frac{d_1^2}{4} \quad ; \quad d_1 = 1,128 \sqrt{\frac{Q}{c_e}}$$

La sección $_2$ es atravesada únicamente por $7Q/8$; como la velocidad c_e tiene que ser constante, resulta:

$$\frac{7Q}{8} = _2 c_e = \frac{d_2^2}{4} c_e \quad d_2 = 1,055 \sqrt{\frac{Q}{c_e}} = \sqrt{\frac{7}{8}} d_1$$

$$\frac{6Q}{8} = _3 c_e = \frac{d_3^2}{4} c_e \quad d_3 = 0,977 \sqrt{\frac{Q}{c_e}} = \sqrt{\frac{6}{8}} d_1$$

y así sucesivamente:

$$d_4 = \sqrt{\frac{5}{8}} d_1 \quad ; \quad d_5 = \sqrt{\frac{4}{8}} d_1 \quad ; \quad d_6 = \sqrt{\frac{3}{8}} d_1 \quad ; \quad d_7 = \sqrt{\frac{2}{8}} d_1 \quad ; \quad d_8 = \sqrt{\frac{1}{8}} d_1$$

diámetros que, normalmente, se suelen aumentar en la práctica para tener en cuenta el rozamiento y la obstrucción de las directrices, cuya misión es la de servir de guía al agua antes de penetrar en el distribuidor, estando limitado su número entre 6 y 8 como máximo.

VII.6.- EL DISTRIBUIDOR

El distribuidor tiene como misión dirigir convenientemente el agua hacia los álabes del rodete, regulando el caudal admitido, y modificando de esta forma la potencia de la turbina, ajustándose en lo posible a las variaciones de carga de la red, Fig VII.16.

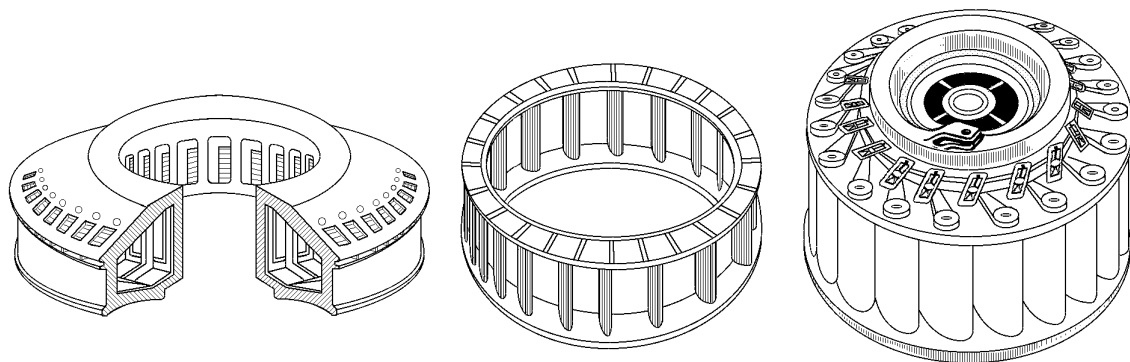


Fig VII.16.- Directrices del distribuidor

La *regulación* se realiza, teóricamente, sin variación de la velocidad absoluta de entrada del agua en el rodete \vec{c}_1 , ya que lo único que se modifica es el ángulo α_1 dentro del plano perpendicular al eje de rotación de la turbina, lo que implica que \vec{c}_1 no tenga componente axial.

La componente tangencial \vec{c}_{1n} no da lugar a gasto alguno, ya que éste viene determinado por el módulo de la componente radial, que en el distribuidor es \vec{c}_{1r} , de la forma:

$$Q = 2 \pi r_1 b_1 c_{1r} = 2 \pi r_1 b_1 c_{1m}$$

El índice de \vec{c}_1 describe, por ser constante, un arco de circunferencia, aunque en la práctica esto no es riguroso, ya que al contraerse la vena líquida al disminuir la abertura del distribuidor, se produce un aumento de \vec{c}_1 , Fig VII.17.

Al modificarse la dirección de \vec{c}_1 por la acción de las directrices del distribuidor, la velocidad relativa en el rodete \vec{w}_1 cambia de magnitud y dirección y el agua a la entrada en el rodete, cuando éste trabaje fuera de las condiciones de diseño, dejará de ser tangente a los álabes.

El triángulo de velocidades a la entrada del rodete proporciona una velocidad relativa \vec{w}_1 , que se descompone en otras dos: una $\vec{w}_{1'm}$ según la dirección tangencial al álabe en M; otra $\vec{w}_{1'n}$ perpendicular a la anterior es la componente de choque que origina unas pérdidas a la entrada, Fig VII.18.

Aparte de estas pérdidas, en el distribuidor aparecen otras relativas a torbellinos y rozamientos, que junto con las de choque, originan una pérdida de rendimiento.

Con la variación de α_1 se modifica la componente radial \vec{c}_{1r} y con ella el valor del caudal. Como la turbina tiene que funcionar a velocidad constante para mantener la frecuencia de la corriente generada en el alternador, *implica que u_1 sea constante* para cualquier caudal, merced al regulador de velocidad que actúa sobre las directrices móviles del distribuidor.

Un distribuidor tipo de las turbinas Francis es el representado en la Fig VII.19, en el que:

Las *antedirectrices* son fijas

Las *directrices*, móviles, se accionan mediante un anillo de maniobra que se puede mover a mano, o mediante un servomotor dependiente del regulador de la turbina.

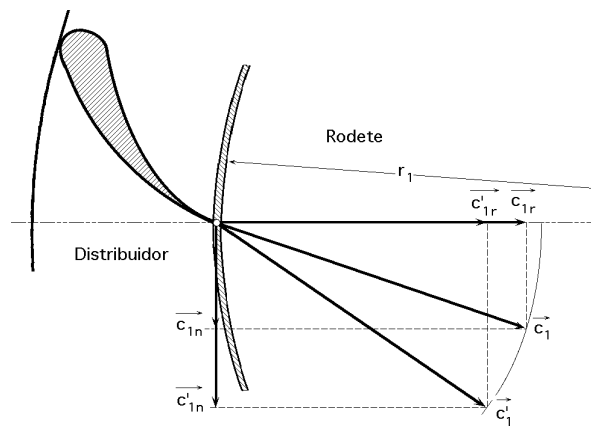


Fig VII.17.- Componentes de c_1 cuando se modifican las directrices del distribuidor

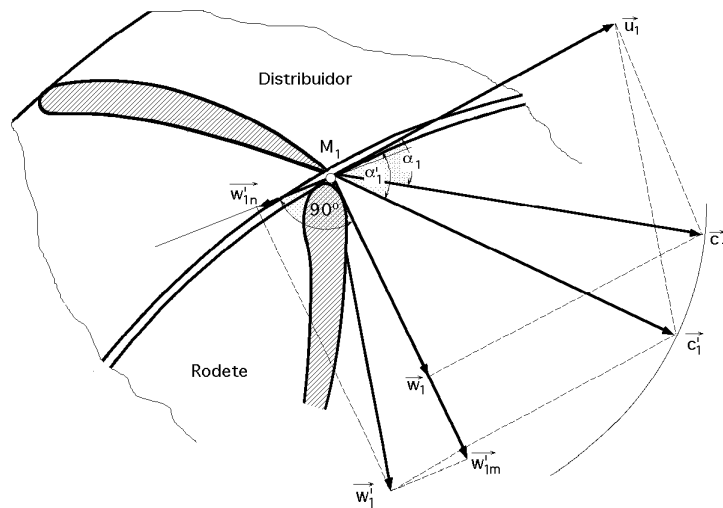


Fig VII.18.- Componentes de w_1 y triángulo de velocidades a la entrada al modificar las directrices del distribuidor

Perfil de los álabes de las directrices.- Las directrices son superficies desarrollables cilíndricas de generatrices paralelas al eje de rotación de la turbina; su perfil se determina de modo que no haya transformación de energía hidráulica en mecánica al paso del agua por el distribuidor, procurando evitar al máximo las pérdidas por rozamiento y torbellinos.

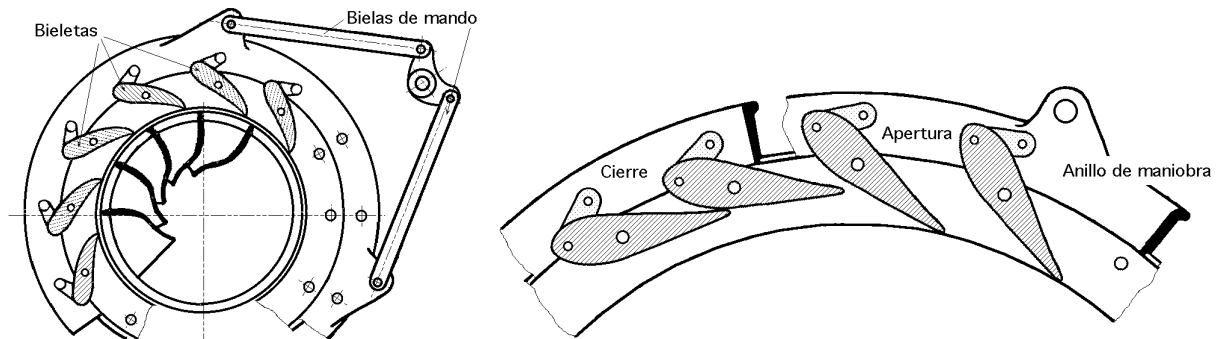


Fig VII.19.- Distribuidor Fick

Para calcular este perfil, lo lógico es determinar *la trayectoria ideal de la vena fluida*; para ello, como el paso del agua por el distribuidor no genera ningún tipo de energía, si consideramos un punto A cualquiera de la trayectoria (PAB) del agua en el distribuidor, Fig VII.20, la condición:

$$dN = Q_{\text{man}} dH_n = \left| H_{\text{ef}} = \frac{u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n}}{g} \right| = Q \frac{d(u c_n)}{g} = 0 \quad u c_n = \text{Cte}$$

$$u c_n = r \omega c_n = | \omega = \text{Cte} | = \text{Cte} \quad r c_n = k$$

por lo que, cuando se cumple, la circulación por el distribuidor es irrotacional.

De las dos componentes \vec{c}_n y \vec{c}_r la tangencial no proporciona caudal alguno, por lo que el caudal que atraviesa el distribuidor es:

$$Q = 2 \pi r b_1 c_r = \text{Cte} ; \quad r c_r = \frac{Q}{2 \pi b_1} = \text{Cte}$$

La trayectoria de los filetes líquidos debe satisfacer las condiciones:

$$r c_n = k$$

$$r c_r = \frac{Q}{2 \pi b_1} = k' \quad \frac{c_n}{c_r} = \frac{2 \pi b_1 k}{Q} = \text{Cte} = \text{tg} \gamma = \frac{1}{K}$$

por lo que en cada punto de la trayectoria, la velocidad forma un ángulo constante con el radio.

En coordenadas polares es de la forma:

$$\text{tg} \gamma = \frac{r}{dr} \frac{d}{dr} = \frac{1}{K} ; \quad \frac{dr}{r} = K d\gamma ; \quad r = C' e^{K\gamma} = \left| \text{Para, } \begin{array}{l} r = r_1 ; \gamma = 0 \\ C' = r_1 = \frac{D_1}{2} \end{array} \right| = r_1 e^{K\gamma}$$

que es una espiral de Arquímedes, a la que se debe ajustar la forma del perfil de las directrices móviles del distribuidor.

El valor de K se obtiene en la forma:

$$c^2 = c_r^2 + c_n^2 = c_r^2 + \frac{c_r^2}{K^2} = c_r^2 \left(1 + \frac{1}{K^2} \right) ; \quad c = c_r \sqrt{1 + \frac{1}{K^2}} = \frac{Q}{2 \pi r b_1} \sqrt{1 + \frac{1}{K^2}}$$

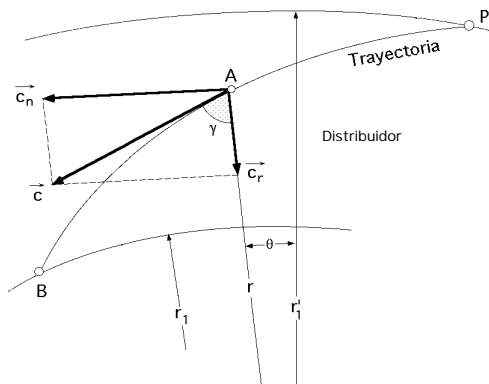


Fig VII.20.- Trayectoria ideal de la vena fluida en el distribuidor

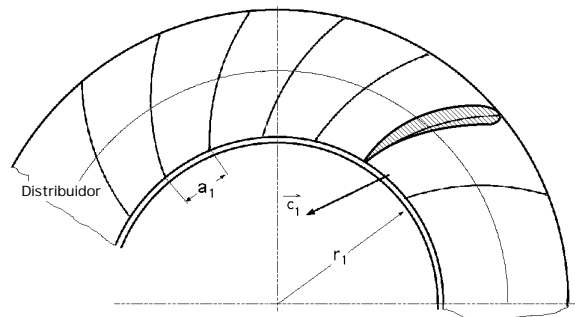


Fig VII.21.- Perfiles de las directrices móviles del distribuidor

Para, $r = r_1 = \frac{D_1}{2}$; $c = c_1$

$$Q = 2 \pi r_1 b_1 c_1 = 2 \pi r_1 = Z a_1 \quad \left| \quad r_1 = Z a_1 b_1 c_1 \right.$$

$$c_1 = \frac{Q}{Z a_1 b_1} = \frac{Q}{2 \pi r_1 b_1} \sqrt{1 + \frac{1}{K^2}}$$

siendo Z el número de álabes del distribuidor y a_1 la dimensión indicada en la Fig VII.20, (el paso correspondiente a r_1), por lo que:

$$\frac{Q}{Z a_1 b_1} = \frac{Q}{2 \pi r_1 b_1} \sqrt{1 + \frac{1}{K^2}} \quad ; \quad K = \frac{Z a_1}{\sqrt{4 \pi^2 r_1^2 - Z^2 a_1^2}}$$

En realidad, la forma de las directrices se tomará considerando la espiral de Arquímedes como curva media del álabe, mientras que como perfil del mismo, uno que corresponda a un mínimo de resistencia hidrodinámica, Fig VII.21.

VII.7.- EL TUBO DE ASPIRACIÓN

El tubo de aspiración es un auténtico transformador de energía, ya que al crear a la salida de la rueda una depresión, recupera no sólo la mayor parte de la energía cinética que lleva el agua a la salida $c_2^2/2g$, sino que también amplía la altura geométrica del salto en una distancia igual a la existente entre la rueda y el nivel del canal de desagüe aguas abajo H_s ; este órgano se conoce también como aspirador-difusor.

Se puede concebir también un aspirador no difusor, que recupere la altura H_s pero no la energía cinética residual $c_2^2/2g$, que estaría constituido simplemente por un tubo cilíndrico sumergido en el canal aguas abajo.

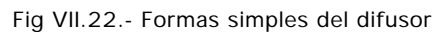
FORMAS DE REALIZACIÓN DE LOS DIFUSORES.- Las formas de realización de los difusores varían con el n_s de la turbina y con el tipo de instalación. Para las turbinas de eje horizontal y pequeños valores de n_s el tubo de aspiración puede ser una simple tubería acodada, de sección creciente, Fig VII.22.a, que desemboca por debajo del nivel del agua del canal.

Para reducir el efecto perjudicial del codo, se puede utilizar para la parte recta final una disposición inclinada.

Para las turbinas de eje vertical, la forma del difusor puede ser, para valores pequeños de n_s la de un simple tronco de cono, Fig VII.22.b, pero tiene el inconveniente de necesitar un canal de desagüe en la perpendicular de la turbina. Para paliar este inconveniente se puede utilizar un difusor-aspirador acodado Fig VII.27.

Las turbinas en las que la energía residual $c_2^2/2g$ es relativamente grande, tienen que estar provistas de un aspirador-difusor de altura de aspiración pequeña a fin de evitar la cavitación.

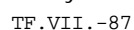
Como conviene que el ensanchamiento del tubo sea progresivo hay que adoptar tubos de aspiración acodados, en los que la recuperación de la velocidad se realiza, casi en su totalidad, en el tramo horizontal del codo.



El aspirador-difusor acodado tiene la ventaja, sobre el aspirador recto, de reducir la profundidad de las fundaciones y por consiguiente, los trabajos de construcción, a veces muy costosos. Por el contrario tiene el inconveniente respecto a los demás, de que aumenta las dimensiones transversales y, por lo tanto, las de la sala de máquinas.

Ganancia de salto neto en el aspirador difusor.- Para calcular la *ganancia de salto neto en el aspirador difusor*, consideraremos dos situaciones: una turbina Francis con difusor B y otra sin él A, a las que aplicaremos el criterio europeo, Fig VII.23.

$$= \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + z_1 \right) - \left(\frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_{\text{atm}}}{\rho} + z_a \right)$$



$$H_n' - H_n = \frac{p_{atm} - p_2}{\rho g} = \frac{c_2^2 - c_a^2}{2g} + z_2 - z_a = \begin{vmatrix} z_2 - z_a = H_s \\ \frac{c_a^2}{2g} & 0 \end{vmatrix} \quad \frac{c_2^2}{2g} + H_s$$

Ganancia de salto efectivo en el aspirador difusor.- Si se tienen en cuenta las pérdidas de carga en el difusor y a la salida, la energía recuperada en el aspirador-difusor, Fig VII.23, es:

$$\text{Turbina (A): } H_{efec} = \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) - \left(\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_{atm}}{\rho g} + z_2 + h_r \right)$$

$$\begin{aligned} \text{Turbina (B): } H_{efec}' &= \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) - \left(\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_r \right) = \\ &= \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) - \left(\frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_{atm}}{\rho g} + z_a + h_r + h_s + h_s' \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{efec}' - H_{efec} &= \frac{p_{atm} - p_2}{\rho g} = \frac{c_2^2 - c_a^2}{2g} + (z_2 - z_a) - (h_s + h_s') = \begin{vmatrix} \frac{c_a^2}{2g} & 0 \\ h_s' = \frac{c_{2'}^2 - c_a^2}{2g} & \frac{c_{2'}^2}{2g} \end{vmatrix} = \\ &= \frac{p_{atm} - p_2}{\rho g} = \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} + H_s - h_s \end{aligned}$$

en la que: $\frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g}$, es la altura dinámica teórica de aspiración
 $\frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} - h_s$, es la altura dinámica real de aspiración

Rendimiento del difusor

Si se define el rendimiento del difusor η_d en la forma:

$$\eta_d = \frac{\frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} - h_s}{\frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g}} \quad h_s = \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} (1 - \eta_d)$$

la energía realmente recuperada se convierte en:

$$H_{efec}' - H_{efec} = \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} \eta_d + H_s = \frac{p_{atm} - p_2}{\rho g}$$

El rendimiento del difusor depende mucho de su forma; si está racionalmente construido puede llegar a ser de un 80% ÷ 90%; si es troncocónico y no se despega el agua de las paredes, se puede obtener un rendimiento comprendido entre el 50% ÷ 60% y si el difusor es acodado en ángulo recto, con sección circular en la turbina de eje horizontal, vale entre el 41% ÷ 50%.

La altura del tubo de aspiración H_s se obtiene de la anterior, en la forma:

$$H_s = \frac{p_{atm} - p_2}{\rho g} - \frac{c_2^2 - c_2'^2}{2g} \quad d = \left| \frac{c_2'^2}{2g} \quad 0 \right| = \frac{p_{atm} - p_2}{\rho g} - \frac{c_2^2}{2g} \quad d$$

que depende de la altura representativa de la presión atmosférica $p_{atm} / \rho g$ donde está emplazado el rodete, de la velocidad c_2 de salida del agua del mismo, del rendimiento del tubo de aspiración y de la altura representativa de la presión a la entrada del tubo $p_2 / \rho g$, que se puede considerar suma de la altura piezométrica y de la tensión de vapor, variable con la temperatura y despreciable hasta los 20°C.

Para conseguir un buen funcionamiento y evitar problemas de cavitación en las Francis lentas y normales, es conveniente que la altura piezométrica $p_2 / \rho g$ a la salida del rodete y entrada en el difusor, esté por encima de los 2 m.c.a., $p_2 / \rho g > 2 \text{ m}$.

Teniendo en cuenta que en un aspirador difusor bien construido, el valor de $c_2^2 / 2g$ es muy pequeño, se puede admitir para valor de H_s que no se debe sobrepasar en ningún momento:

$$H_s = \frac{p_{atm}}{\rho g} - 2 - \frac{c_2^2}{2g} \quad d$$

CURVAS DE ROGERS Y MOODY

Aunque se ha considerado que la presión de seguridad p_2 debe ser mayor o igual que 2 , en realidad, la presión límite p_2 por debajo de la cual no se debe descender depende de los valores de n_s y H_s ; Rogers y Moody proponen unas curvas que relacionan:

a) Los valores p_2 , n_s y H_n en la forma, Fig VII.24:

$$\frac{p_2}{H_n} = f_1(n_s) \quad ; \quad \frac{p_2}{H_n} = f_1(n_s)$$

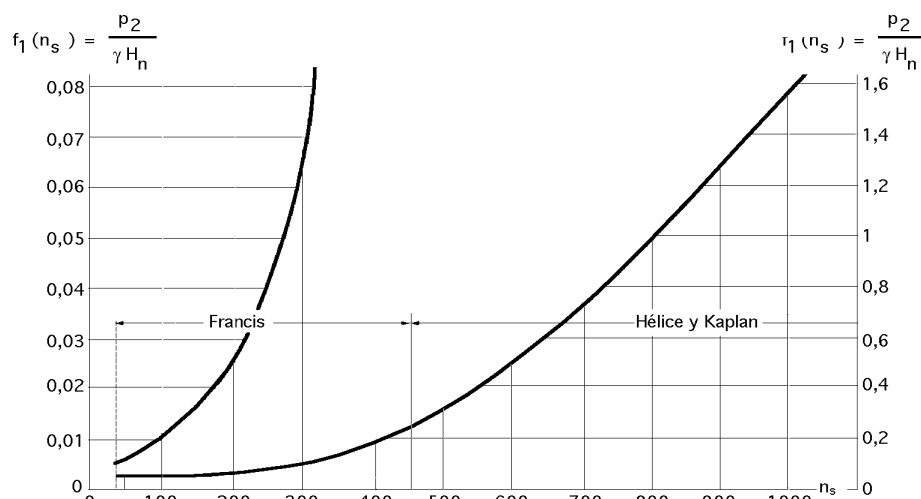


Fig VII.24.- Curvas de Rogers y Moody, para la determinación de $f_1(n_s)$

b) Los valores c_2 , n_s y H_n en la forma, Fig VII 25:

$$\frac{c_2^2}{2g} = f_2(n_s) H_n = 5,57 \cdot 10^{-5} n_s^{4/3} H_n \quad ; \quad \frac{c_2^2}{2g H_n} = f_2(n_s) = \frac{2}{2}$$

de modo que si en una turbina se conocen n_s y H_n la altura máxima del tubo de aspiración H_s se calcula a partir de las expresiones anteriores para la velocidad específica n_s dada y de ahí los valores de p_2 y c_2 .

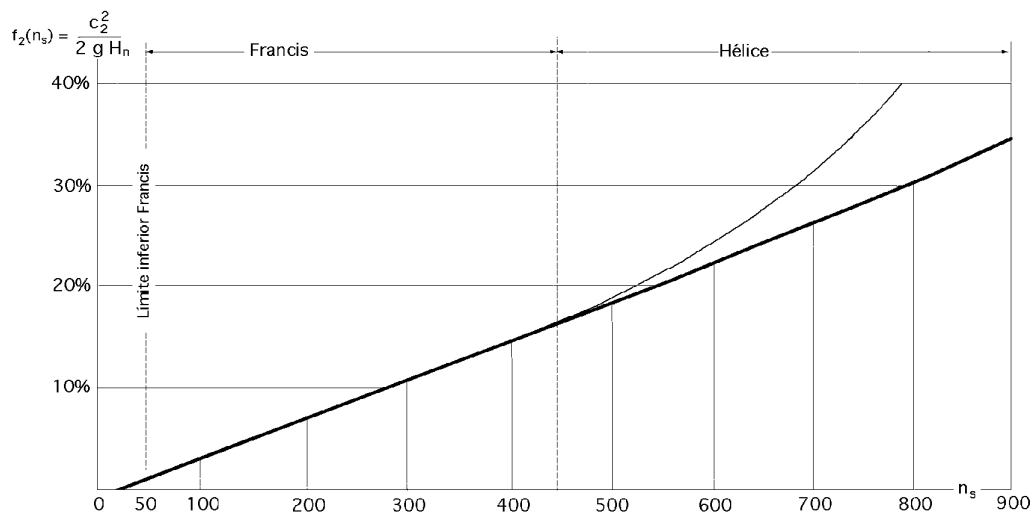


Fig VII.25.- Orden de magnitud de las pérdidas provisionales a la salida para calcular $f_2(n_s)$

Si se sustituyen estos valores en la expresión de H_s anteriormente deducida, se obtiene el valor de la altura máxima del tubo de aspiración en función de n_s y H_n :

$$H_s = \frac{P_{atm}}{\rho g} - f_1(n_s) H_n - f_2(n_s) H_n \quad d = \begin{vmatrix} f_1(n_s) = a_1 \\ f_2(n_s) = \frac{2}{2} \end{vmatrix} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - H_n (a_1 + \frac{2}{2} d)$$

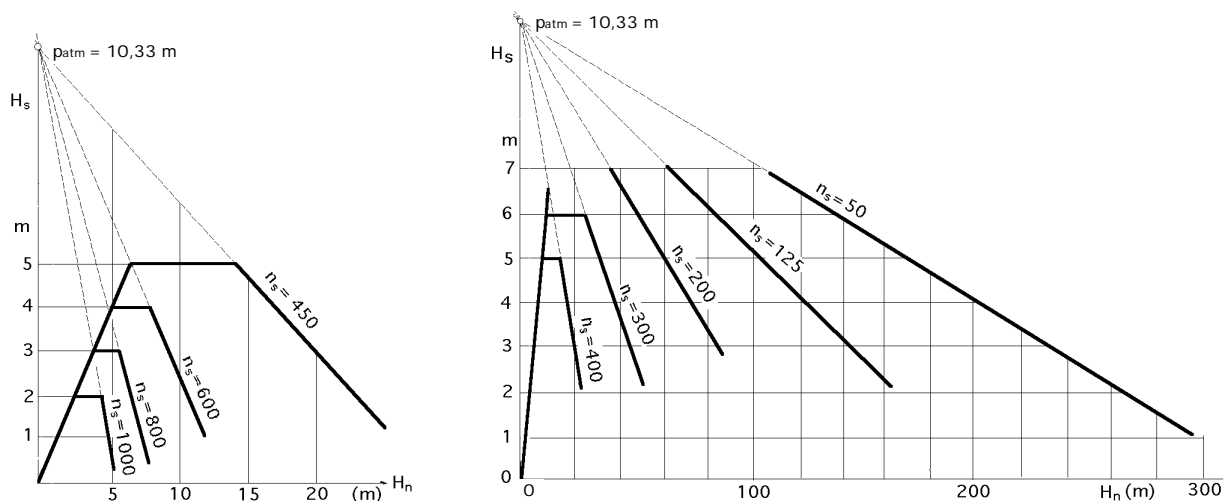


Fig VII.26.- Variación de H_s con H_n en turbinas Francis ($50 < n_s < 500$) y en turbinas hélice ($450 < n_s < 1000$)

que es la ecuación de una recta, que dice que la altura máxima H_s del aspirador difusor varía linealmente con H_n como se muestra en la Fig VII.26.

En las turbinas Francis lentas, el papel principal del tubo de aspiración es crear la depresión estática (vacío) correspondiente a la altura de aspiración H_s , por lo que, fundamentalmente, actúa como aspirador.

En las turbinas Francis rápidas y en las turbinas hélice y Kaplan, ésta misión del aspirador disminuye, siendo su principal papel el de actuar como difusor.

DIFUSOR ACODADO

Para el *difusor acodado* se puede establecer una teoría análoga a la del difusor recto, Fig VII.27.

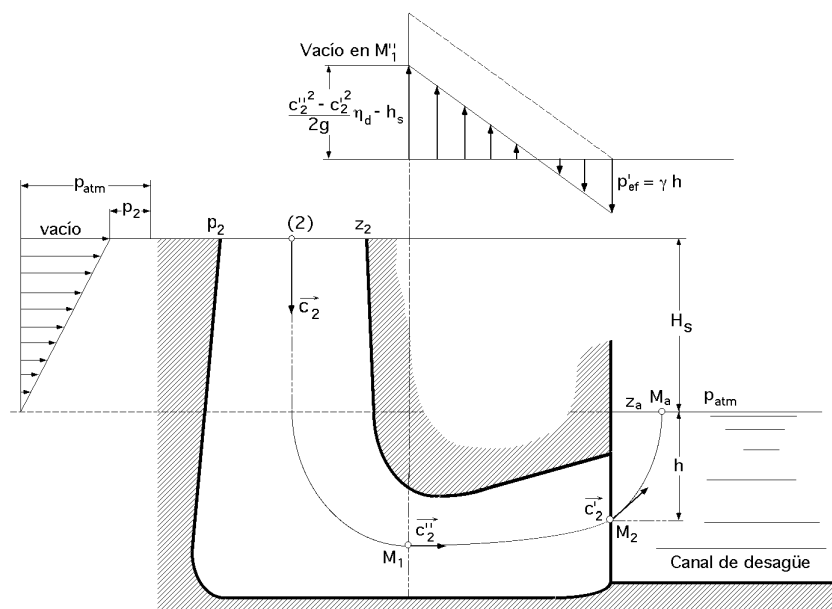


Fig VII.27.- Difusor acodado

La *energía recuperada*, igual al vacío en 2, vale:

$$H'_{efec} - H_{efec} = \frac{p_{atm} - p_2}{\gamma}$$

Aplicando Bernoulli entre los puntos 2 y M_a del difusor acodado, se tiene:

$$\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 = \frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_{atm}}{\gamma} + z_a + h_s + h'_s$$

$$\frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} = \frac{c_2^2 - c_a^2}{2g} + z_2 - z_a - h_s - h'_s = \frac{c_2^2 - c_a^2}{2g} + H_s - h_s - h'_s$$

Despreciando $\frac{c_a^2}{2g}$ y teniendo en cuenta que las pérdidas por choque a la salida del difusor son:

$$h'_s = \frac{(c_2 - c_a)^2}{2g} \quad \frac{c_a^2}{2g}$$

la energía recuperada es:

$$H'_{efec} - H_{efec} = \frac{P_{atm} - P_2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} - h_s + H_s = \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} d + H_s$$

y la altura H_s del tubo de aspiración:

$$H_s = \frac{P_{atm} - P_2}{2g} - \frac{c_2^2 - c_{2'}^2}{2g} d = \left| c_{2'}^2, < c_2^2 \right| = \frac{P_{atm} - P_2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} d$$

que es la altura del tubo de aspiración, idéntica a la del aspirador-difusor no acodado.

VII.8.- COEFICIENTE DE CAVITACIÓN

Hasta ahora no se ha tenido en cuenta la cavitación, pero en las turbinas Francis puede aparecer localizada sobre las palas a la salida, fenómeno que se puede representar por la expresión

$k \frac{w_1^2}{2g}$ y que hay que añadir a la ecuación anterior, por lo que H_s se puede poner en la forma:

$$H_s = \frac{P_{atm} - P_2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} d - k \frac{w_1^2}{2g} = \frac{P_{atm} - P_2}{2g} - H_n = \frac{\frac{P_{atm} - P_2}{2g} - H_s}{H_n}$$

observándose que cuanto mayor sea el salto H_n menor será la altura de aspiración H_s ; en la práctica, para que la columna de agua en el aspirador-difusor no se despegue de las paredes, el valor de H_s tiene que ser, en las turbinas Francis, $H_s < 6$ m, y en las turbinas hélice y Kaplan, $H_s < 4$ m.

El coeficiente de Thoma define el límite de la cavitación; se determina experimentalmente, y depende del coeficiente k que es función de la longitud de las palas; si éstas son largas $k \rightarrow 0$, las depresiones locales disminuyen, también disminuye y el peligro de la cavitación también.

El caso más desfavorable se presenta para: $p_2 = 0$ $H_s = \frac{P_{atm}}{2g} - H_n$

Otra forma de interpretar el valor de es:

$$\begin{aligned} &= \frac{\frac{P_{atm} - P_2}{2g} - H_s}{H_n} = \left| H_s = \frac{P_{atm} - P_2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} d - k \frac{w_1^2}{2g} \right| = \frac{\frac{c_2^2}{2g} d + k \frac{w_1^2}{2g}}{H_n} = \\ &= \left| f_3(n_s) = \frac{w_1^2}{2g H_n} = \frac{1}{2} \right| = f_2(n_s) d + k f_3(n_s) = \frac{1}{2} d + k \frac{1}{2} \end{aligned}$$

Tabla VII.1.- Coeficientes de cavitación para diferentes velocidades específicas

n_s	50	100	150	200	250	300	350	400	500	600	700	800
	0,04	0,05	0,08	0,13	0,22	0,31	0,45	0,6	0,7	0,9	1,5	2,1
Tipo turbina	Francis lenta	Francis lenta	Francis normal	Francis normal	Francis rápida	Francis rápida	Francis extra	Francis extra	Hélice y Kaplan			

En la Fig VII.28 se dan los límites de σ en función de n_s por encima de los cuales se evita la cavitación. El empleo de esta curva se puede generalizar a cualquier tipo de turbinas, por cuanto k es variable y ellas se han obtenido para un valor fijo de k , lo cual implica que también lo sea la longitud del álabe. El valor de σ debe ser el menor posible, pero siempre por encima del definido por la curva frontera de la Fig VII.28.

Estas curvas se pueden tener presentes desde un punto de vista cualitativo, pero para los cálculos prácticos se puede utilizar la formulación propuesta tomando para p_2 los valores que proporciona el diagrama de Rogers y Moody. tomando la precaución de que siempre $p_2 / \rho > 2$ m.c.a.

En lugares elevados, en los que la presión barométrica es pequeña, se obtienen valores más pequeños para H_s ; si sale negativo, quiere decir que la turbina tiene que quedar sumergida, más baja que el nivel del canal de desagüe.

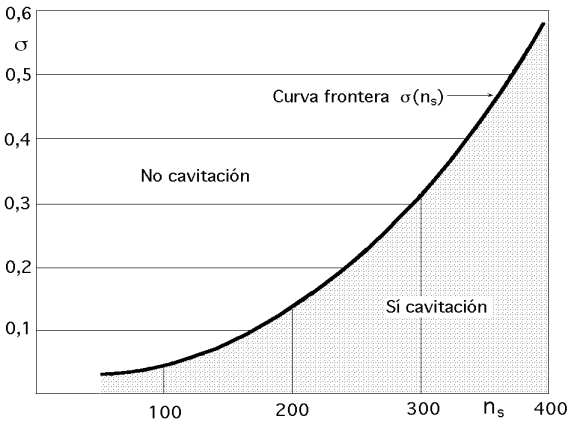


Fig VII.28.- Curva frontera de cavitación $\sigma = f(n_s)$ (Thoma)

Tabla VII.2.- Correspondencia entre las alturas al nivel del mar, la presión media y la altura equivalente en metros de c.a., pérdidas de carga en metros y temperatura

Altitud sobre el nivel del mar (metros)	Presión atmosférica		Pérdidas de carga metros	Pérdidas por temperatura (metros)
	mm de Hg	metros c.a.		
0	760	10,33	0,00	10°C-0,125
100	751	10,21	0,12	15°C-0,173
200	742	10,08	0,25	20°C-0,236
300	733	9,96	0,37	25°C-0,32
400	724	9,83	0,50	30°C-0,43
500	716	9,71	0,62	35°C-0,57
600	707	9,58	0,75	40°C-0,745
700	699	9,46	0,87	45°C-0,97
800	690	9,34	0,99	50°C-1,25
900	682	9,22	1,11	55°C-1,61
1000	674	9,11	1,22	60°C-2,04
1100	666	9,00	1,33	65°C-2,55
1200	658	8,89	1,44	70°C-3,16
1300	650	8,78	1,55	89°C-4,81
1400	642	8,67	1,66	90°C-7,15
1500	635	8,56	1,77	100°C-10,33
1600	627	8,45	1,88	

Número específico de revoluciones n_s a no sobrepasar para evitar la cavitación.- Para evitar la cavitación es conveniente que en la ecuación:

$$f_2(n_s) = \frac{c_2^2}{2gH_n} = \frac{2}{2}$$

el término cinético $c_2^2/2g$ no sobrepase de una cierta fracción del valor de H_n por cuanto al aumentar dicho término disminuye la presión p_2 a la salida de la turbina, aumentando la cavitación; en consecuencia, para cada salto H_n existirá un valor límite de $c_2^2/2g$ que no se debe sobrepasar.

VII.9.- PERFIL DEL ASPIRADOR-DIFUSOR

Si se considera que el líquido que circula por la turbina es perfecto, podremos prescindir del rozamiento en las paredes, y si se considera a su vez un proceso isotérmico, en un campo de fuerzas conservativo, (el campo terrestre), la circulación de la velocidad a lo largo de un contorno cerrado es constante. También se verifica que si en un instante dado existe un potencial de velocidades, éste se conserva si se cumplen las condiciones anteriores.

El potencial de velocidades, propuesto por Präsil, para el estudio del aspirador difusor, es de la forma:

$$= (-x^2 - y^2 + 2z^2) m$$

en el que el eje Oz coincide con la vertical, (dirección del campo terrestre), positivo hacia arriba.

Como el potencial, $= Cte$, la ecuación de las superficies equipotenciales es:

$$x^2 + y^2 - 2z^2 = Cte$$

En esta situación, si la velocidad tiene de componentes, u, v, w, se puede poner:

$$u = \frac{dx}{dt} = -2xm \quad ; \quad v = \frac{dy}{dt} = -2ym \quad ; \quad w = \frac{dz}{dt} = 4zm$$

y la ecuación de las superficies de igual velocidad:

$$V^2 = u^2 + v^2 + w^2 = 4m^2 \{x^2 + y^2 + 4z^2\} \quad x^2 + y^2 + 4z^2 = Cte$$

Las líneas de corriente en un movimiento permanente coinciden con las trayectorias, y son ortogonales a las superficies equipotenciales ; su ecuación es de la forma:

$$\frac{dx}{u} = \frac{dy}{v} = \frac{dz}{w} \quad ; \quad \frac{dx}{-2xm} = \frac{dz}{4mz} \quad ; \quad \frac{dx}{x} = -\frac{dz}{2z} \quad z x^2 = k_1$$

$$\frac{dy}{-2ym} = \frac{dz}{4mz} \quad ; \quad \frac{dy}{y} = -\frac{dz}{2z} \quad z y^2 = k_2$$

Para que no exista cavitación, el perfil de la pared del difusor tiene que coincidir con las líneas de corriente; si la sección transversal del difusor es circular, para cada valor de z se tiene:

$$x^2 + y^2 = r^2$$

y sustituyendo los valores de las líneas de corriente se obtiene la fórmula de Prásil:

$$\frac{k_1}{z} + \frac{k_2}{z} = r^2 ; k_1 + k_2 = z r^2 ; k = z r^2$$

Tabla VII.3.- Coeficientes de cavitación para diferentes velocidades específicas en turbinas unidad Turbinas Francis

Tipo	n_s	Q_{11}	n_{11}	$H_{m\acute{a}x}$	
Lenta	60-125	0,10-0,35	60,8-63,6	700-420	0,041-0,060
Normal	125-175	0,35-0,59	63,6-67,5	420-241	0,060-0,085
	175-225	0,59-0,83	67,5-72,6	241-150	0,085-0,120
Rápida	225-290	0,83-1,13	72,6-81,0	150-90	0,120-0,185
	290-350	1,13-1,28	81,0-92,2	90-64	0,185-0,270

Turbinas hélice y Kaplan

Tipo	n_s			Q_{11}	n_{11}	$H_{m\acute{a}x}$	
8 palas	280	410	530	0,93-1,29	85-145	50	0,30-0,55
6 palas	380	520	650	1,29-1,60	100-155	35	0,65-0,85
5 palas	460	630	800	1,60-2,00	110-170	20	0,30-1,20
4 palas	570	710	880	2,00-2,35	120-180	15	1,20-1,60
3 palas	670	730	1070	2,35-2,45	135-200	6	1,80-3,50

que es la ecuación de las superficies de flujo y, por lo tanto, la del perfil de la superficie de la pared del tubo de aspiración, (que debe ser vertical), y que mejor se ajusta a la ley de variación de la velocidad cumpliendo las mejores condiciones para lograr una corriente continua de agua. La constante k se calcula para velocidades del agua a la salida del difusor c_2' muy pequeñas, inferiores a 1 m/seg.

En las turbinas hélice y Kaplan, en las que la velocidad c_2 de entrada en el tubo de aspiración debe ser grande para obtener un diámetro D_2 pequeño y gran número de rpm, se hace preciso recuperar gran parte de la energía perdida; para reducir estas pérdidas se tiene que disminuir la velocidad del agua a la salida del tubo de aspiración, $c_2' < 1$ m/seg, haciéndolo de mayor longitud, con gran ensanchamiento en el desagüe, y en forma acodada.

VII.10.- REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN

Según el método operativo, los sistemas de regulación de velocidad se pueden clasificar en dos grupos:

a) De regulación directa; b) De regulación indirecta

REGULACIÓN DIRECTA.

Para el caso de regulación directa, Fig VII.29, un regulador centrífugo responde a las variacio-

nes de velocidad de la turbina, y mueve directamente el mando de regulación que abrirá o cerrará la sección de entrada. Si la carga disminuye, el momento resistente disminuirá, y al acelerarse la turbina, los contrapesos del regulador tienden a separarse del eje de rotación y levantar el manguito; una palanca con punto de apoyo en O accionará un mecanismo de cierre que disminuirá el caudal.

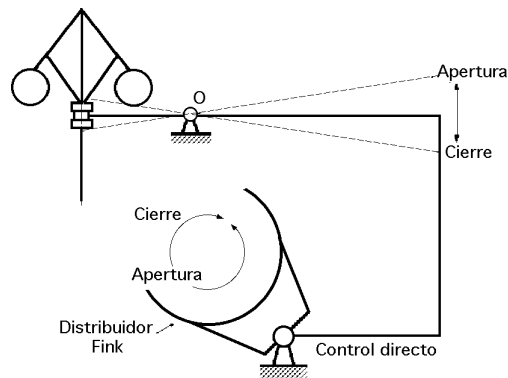


Fig VII.29.- Sistema de regulación de control directo

El par motor disminuye y se consigue el equilibrio dinámico a unas rpm superiores a las anteriores; cada posición del mecanismo de cierre se corresponde con otra de los contrapesos, lo que implica una velocidad predeterminada.

Este método de control, típicamente estático, no puede aplicarse a la regulación de turbinas hidráulicas, por las siguientes razones:

- a) *Ocasiona grandes variaciones de velocidad, y una serie de irregularidades relativamente grandes.*
- b) *Como la fuerza necesaria para regular una turbina hidráulica es grande resulta que este mecanismo no puede proporcionar una respuesta a las variaciones de velocidad lo suficientemente poderosa como para proporcionar dicha fuerza, ya que, incluso en el caso de grandes contrapesos la fuerza que actuaría en el manguito no llegaría más que a una fracción de kg, frente a la que precisarla la corona que ajusta al distribuidor que puede llegar a ser de varias toneladas. Si se incrementa mucho el peso de los contrapesos, la sensibilidad del mando disminuiría al aumentar los efectos de rozamiento e inercia.*
- c) *El sistema de regulación de control directo no es operativo para las turbinas hidráulicas, debido a que el movimiento del mecanismo de cierre es síncrono con las variaciones de amplitud de los contrapesos, las cuales son demasiado rápidas para operar en las mismas; el tiempo de cierre del obturador se tiene que fijar independientemente del movimiento del elemento sensible a la velocidad, para reducir o evitar completamente el golpe de ariete.*

REGULACIÓN INDIRECTA

El principio general de un sistema de *regulación indirecta* se representa esquemáticamente en la Fig VII.30; los principales elementos que componen el mismo son:

- a) *Un elemento sensible a la velocidad*, consistente en unos contrapesos con un manguito y una palanca que se apoya y puede girar alrededor de un punto O. El elemento sensible a la velocidad puede ser también de tipo electromagnético, con una bobina sensible a las variaciones de frecuen-

cia, que las transforma en movimiento mecánico.

b) *Una válvula de control o válvula de distribución*, accionada a través de la palanca por los elementos sensibles a la velocidad; su cometido es el de distribuir el aceite a presión y enviarlo al correspondiente lado del servomotor. La válvula de control está provista de un pistón doble, de forma que el espacio entre los pistones esté siempre a presión; el doble pistón está en equilibrio indiferente, y pequeñísimas fuerzas externas bastan para desplazarlo. Esta válvula de control tiene una entrada y dos salidas de aceite, así como dos tubos en conexión con el servomotor.

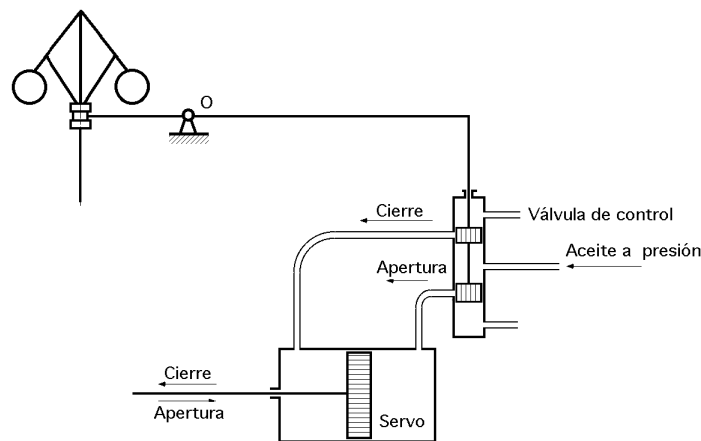


Fig VII.30.- Sistema de regulación indirecta

c) *El servomotor*, que por medio de fuerzas hidráulicas controla la posición de la varilla que acciona al distribuidor. Esencialmente consiste en un pistón cuyo diámetro interior viene dado por la fuerza máxima necesaria que requiera el ajuste del distribuidor; la presión de aceite suele ser de 10 a 15 atm., aunque en el caso de unidades muy grandes puede ser superior. La velocidad de respuesta del pistón es una función de la cantidad de aceite proporcionada por el cilindro.

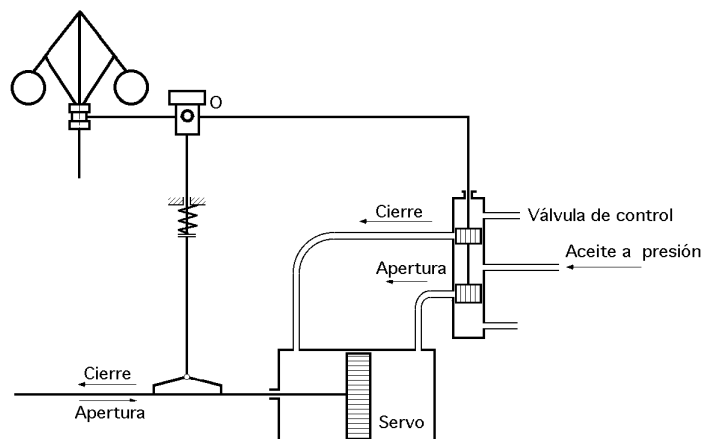


Fig VII.31.- Mecanismo de control por retorno

El principio operativo se puede seguir mediante la Fig VII.31. Si la carga disminuye, la turbina tenderá a acelerarse, los contrapesos se elevan, y el manguito es arrastrado también hacia arriba y acciona por medio de la palanca pivotada la válvula de control, con lo que el aceite a presión

entra al lado del servomotor correspondiente al cierre, cerrando el vástago de ajuste al distribuidor. Al mismo tiempo, el aceite del lado de apertura vuelve al depósito, de donde una bomba lo devuelve al circuito de control.

Como consecuencia del cierre del distribuidor, la turbina tiende a desacelerarse, por lo que contrapesos, manguito y válvula de control, vuelven a su posición inicial, cesando la corriente de aceite y alcanzándose una nueva posición de equilibrio, con diferente apertura del distribuidor, pero a las mismas revoluciones por minuto.

El punto de apoyo 0 de la palanca se puede ajustar por medio de una rueda, para mantener la velocidad de régimen; este método de regulación, aunque sumamente sencillo, no da resultados satisfactorios en la práctica; en efecto, si se supone existe una súbita disminución de la carga, la velocidad aumentará, y el regulador comenzará a cerrar; cuando se llegue al equilibrio entre el par motor y el resistente, no se tendrá aceleración posterior. Sin embargo, por ser la velocidad de la turbina algo mayor que la de régimen, el proceso de cierre tiene que continuar, disminuyendo la velocidad. Cuando la velocidad llegue otra vez a la de régimen, el par motor será menor que el resistente, por lo que la velocidad deberá continuar disminuyendo; debido a ésto, el regulador tiende a abrir el distribuidor, por lo que todo el proceso se reduce a una serie de cierres y aperturas, no siendo utilizable.

Para prevenir un sobrecontrol excesivo en la apertura o el cierre del distribuidor, se utiliza un mecanismo de control por retorno, que constituye el cuarto elemento principal del regulador. Esencialmente consiste en acoplar el desplazamiento del pistón del servo al del punto de apoyo 0 de la palanca del regulador.

Una leva o rampa de deslizamiento que fija al vástago del pistón del servo mueve una varilla y desplaza por medio de un enlace apropiado el punto de apoyo de la palanca del regulador. Para aclarar el principio del retorno en el proceso de regulación, supongamos de nuevo que la carga disminuye súbitamente; la velocidad tenderá a aumentar, y el pistón de la válvula de control se moverá hacia abajo, ya que el punto de apoyo de la palanca del regulador actúa momentáneamente como un centro de rotación fijo.

Cuando el servomotor inicia su movimiento de cierre, el mecanismo de restitución elevará el punto de apoyo de la palanca del regulador, actuando el manguito como centro de rotación, moviéndose el otro extremo de la palanca hacia arriba arrastrando consigo a la válvula piloto; si se proyectan adecuadamente el mecanismo de restitución y los demás elementos, el cierre que seguía al movimiento de apertura se puede detener en sus primeros momentos, previniéndose así los fallos anteriormente señalados.

Aún así, cada posición de equilibrio se tiene para cada posición de la válvula de control, lo cual acontece para diferentes posiciones del manguito del regulador. La posición de la leva, y por tanto, la altura del punto de apoyo depende de la apertura del distribuidor, que es proporcional a la carga de la turbina.

La carga más baja debe corresponderse con la posición más alta del punto de apoyo 0 en un estado de equilibrio; una posición diferente del manguito del regulador debe corresponderse con un estado de carga determinado, y con una velocidad concreta, siendo el sistema de control estático, por cuanto, como hemos dicho, a una velocidad más baja corresponde una carga más alta, y viceversa. Este sistema de control se conoce como *control por retorno rígido*.

La posibilidad de un control manual hay que tenerla siempre presente; el pistón del servo se debe abrir o cerrar a mano durante el arranque o parada de la turbina y se tiene que poder ajustar también a mano en caso de desarreglos en el mecanismo de control automático.

La capacidad del regulador se define por el trabajo obtenido en el servo, al multiplicar la fuerza del servo por su carrera. Las cifras son, para pequeñas unidades, del orden de 50 a 100 kgcm con una carrera de 10 a 15 cm, mientras que, para las grandes unidades, las cifras son del orden de 1000 a 10000 Kgm, y aún mayores para casos especiales.

Dicha capacidad se puede determinar mediante la siguiente fórmula empírica:

$$A = \frac{N}{\sqrt{H_n}} \text{ (Kgm)}$$

en la que N es la potencia de la turbina y $\sqrt{H_n}$ un coeficiente que vale:

$1,5 < \sqrt{H_n} < 2,8$, para turbinas Francis con caracol

$2,2 < \sqrt{H_n} < 2,5$, para turbinas Francis con cámara abierta

Los reguladores de inercia representan un avance significativo en las técnicas de regulación de la velocidad, por cuanto son sensibles no sólo a la velocidad, sino también a la aceleración. El valor máximo de la aceleración se alcanza inmediatamente después de la variación de carga; valdrá cero cuando la velocidad sea máxima.

Durante el aumento de velocidad, la velocidad angular y la aceleración tienen el mismo signo, mientras que durante la deceleración son de signos opuestos; en caso de un súbito decrecimiento de la carga, la suma de las acciones de la velocidad y aceleración es máxima, al comienzo del período transitorio, obligando al regulador a cerrar rápidamente. El resultado final es una sustancial reducción de las oscilaciones del regulador.

VII.11.- CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN

Las turbinas de reacción no suelen funcionar en régimen constante, por cuanto se pueden producir variaciones en la demanda de energía y en las condiciones de alimentación, (caudal y altura de salto). El funcionamiento de la turbina, para los diferentes regímenes posibles, viene caracterizado por la superficie característica $f(H_n, Q, n) = 0$; cada punto de esta superficie se corresponde con un punto de funcionamiento de la turbina.

La ecuación fundamental de las turbomáquinas, se puede poner en la forma:

$$\begin{aligned} g H_{\text{efec}} = u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n} &= \left| \begin{array}{l} c_{1n} = c_{1m} \cotg \alpha_1 = \frac{Q}{u_1} \cotg \alpha_1 \\ c_{2n} = u_2 - w_2 \cos \alpha_2 = u_2 - c_{2m} \cotg \alpha_2 = u_2 - \frac{Q}{u_2} \cotg \alpha_2 \end{array} \right| = \\ &= u_1 \frac{Q}{u_1} \cotg \alpha_1 - u_2 \left(u_2 - \frac{Q}{u_2} \cotg \alpha_2 \right) = \left| u_1 = \frac{D_1 n}{60} ; u_2 = \frac{D_2 n}{60} \right| = \\ &= \frac{D_1 n}{60} \frac{Q}{u_1} \cotg \alpha_1 - \frac{D_2 n}{60} \left(\frac{D_2 n}{60} - \frac{Q}{u_2} \cotg \alpha_2 \right) = \end{aligned}$$

$$H_n = \frac{Q n}{60 g_{man}} \left(\frac{D_1}{1} \cotg \alpha_1 + \frac{D_2}{2} \cotg \alpha_2 \right) - \frac{2 D_2^2 n^2}{3600}$$

es la ecuación de la superficie característica de la turbina, (paraboloide hiperbólico).

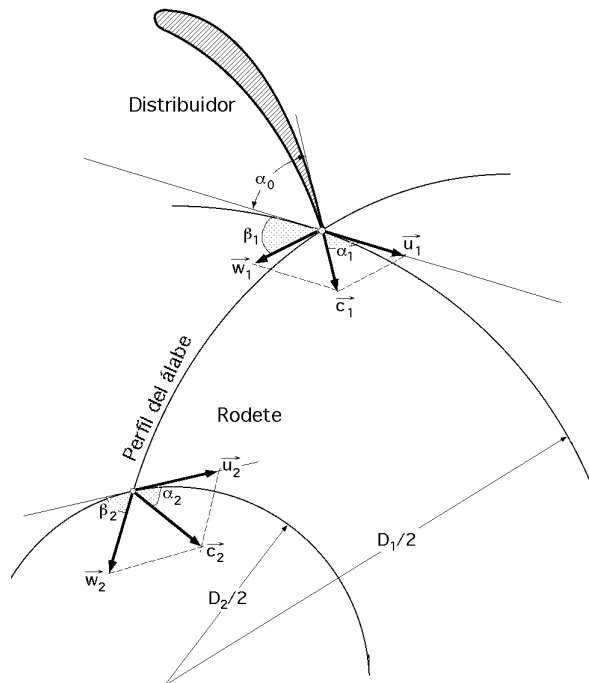


Fig VII.32.- Triángulos de velocidades a la entrada y a la salida

Curva característica para n constante y apertura x del distribuidor fijo, $\alpha_1 = Cte$.

Al ser: $n = Cte$; $\alpha_1 = Cte$; $\alpha_2 = Cte$ (por ser un dato constructivo), se tiene:

$$H_{efec} = \frac{Q n}{60 g} \left(\frac{D_1}{1} \cotg \alpha_1 + \frac{D_2}{2} \cotg \alpha_2 \right) - \frac{2 D_2^2 n^2}{3600 g} = B Q - A$$

que es una recta, Fig VII.33, en la que tanto α_1 como α_2 son siempre inferiores a 45° , (entre 20° y 30°), por lo que su pendiente es siempre positiva.

El valor de A es idéntico al de las curvas características de las bombas

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \frac{2 D_2^2 n^2}{3600 g}$$

El valor de B depende del tipo de turbina:

$$\text{Francis: } H_{efec} = \left| \begin{array}{l} \alpha_1 = \frac{D_1 b_1 k_1}{4} \\ \alpha_2 = \frac{D_2^2}{4} \end{array} \right| = \frac{Q n}{60 g} \left(\frac{\cotg \alpha_1}{b_1 k_1} + \frac{4}{D_2} \cotg \alpha_2 \right) - \frac{2 D_2^2 n^2}{3600 g}$$

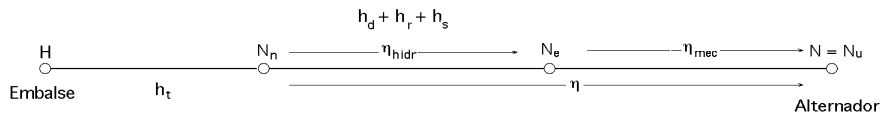
$$B = \frac{n}{60 \text{ g}} \left(\frac{\cotg \alpha_1}{b_1 k_1} + \frac{4}{D_2} \cotg \alpha_2 \right)$$

$$\text{Kaplan: } H_{\text{efec}} = \left| \begin{array}{l} 1 = \frac{D_1^2}{4} \\ 2 = \frac{D_2^2}{4} \end{array} \right| = \frac{Q n}{15 \text{ g}} \left(\frac{\cotg \alpha_1}{D_1} + \frac{\cotg \alpha_2}{D_2} \right) - \frac{2 D_2^2 n^2}{3600 \text{ g}}$$

$$B = \frac{n}{15 \text{ g}} \left(\frac{\cotg \alpha_1}{D_1} + \frac{\cotg \alpha_2}{D_2} \right)$$

Para un régimen cualquiera el salto neto H_n es:

$$H_n = H - h_t = H_{\text{efec}} = H - h_i = H_n - (h_d + h_r + h_s) \quad \left| \quad h_i = H_n - (h_d + h_r + h_s) \right| = H_{\text{efec}} + (h_d + h_r + h_s)$$



a) Se puede admitir que las pérdidas por rozamiento en el distribuidor h_d , rodete h_r , y tubo de aspiración h_s , son proporcionales al cuadrado del caudal Q y vienen representadas, por lo tanto, por una parábola P_1 de la forma:

$$h_d + h_r + h_s = k_1 Q^2$$

b) También se puede admitir que cuando la turbina no trabaja en condiciones de diseño, y por cambio brusco de la dirección del agua, las *pérdidas por choque* varían con el caudal según otra parábola P_2 de la forma:

$$h_c = h'_d + h'_s = \mu n^2 + n Q + k_2 Q^2$$

que tiene un mínimo en el punto A correspondiente al funcionamiento óptimo, Fig VII.33.

La curva característica de la turbina es:

$$H_n = H_{\text{efec}} + \mu n^2 + n Q + (k_1 + k_2) Q^2 = H_{\text{efec}} + \mu n^2 + n Q + k Q^2 = H_{\text{efec}} + C Q^2 = -A + B Q + C Q^2$$

ecuación que se compone del tramo recto SB correspondiente a H_{efec} y de la parábola DR correspondiente a CQ^2 que viene representada por la curva P_3 .

La potencia efectiva es:

$$\begin{aligned} N_{\text{efec}} = Q H_{\text{efec}} &= \frac{Q^2 n}{60 \text{ g}} \left(\frac{D_1 \cotg \alpha_1}{1} + \frac{D_2 \cotg \alpha_2}{2} \right) - \frac{2 Q D_2^2 n^2}{3600 \text{ g}} = \\ &= \frac{Q^2 n}{60 \text{ g}} \left(\frac{\cotg \alpha_1}{b_1} + \frac{4 \cotg \alpha_2}{D_2} \right) - \frac{2 Q D_2^2 n^2}{3600 \text{ g}} = B^* Q^2 - A^* Q \end{aligned}$$

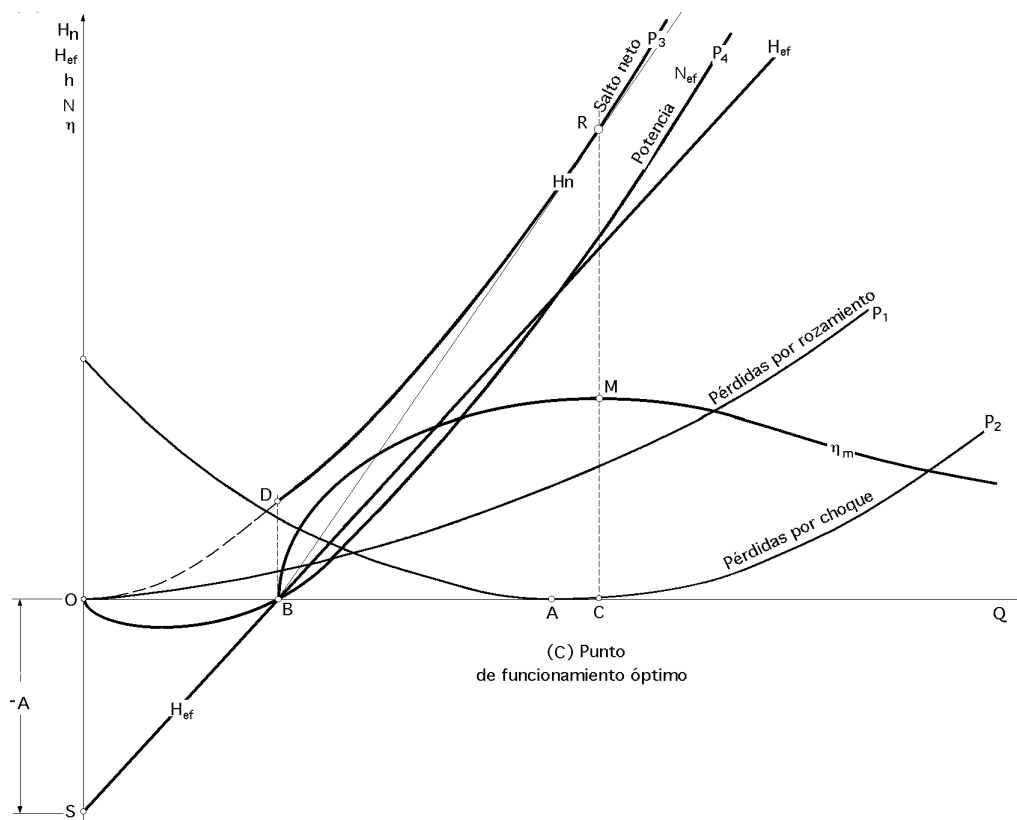


Fig VII.33.- Curvas características

que es la ecuación de una parábola P_4 que pasa por el origen 0 y por el punto B, Fig VII.33.

El rendimiento manométrico:

$$\eta_{\text{man}} = \frac{H_{\text{efec}}}{H_n} = \frac{-A + BQ}{-A + BQ + CQ^2}$$

se representa mediante una curva que pasa por el punto B para $H_{\text{ef}} = 0$; su máximo lo tiene en el punto M y disminuye asintóticamente con el eje de abscisas al aumentar Q, es decir, $\eta_{\text{man}} = 0$ para Q.

El rendimiento máximo se obtiene para un punto C ligeramente superior al punto A de funcionamiento óptimo; como en esta zona, la parábola P_2 toma valores de H_{ef} muy pequeños, las pérdidas que influirán muy notoriamente serán las correspondientes a la parábola P_1 , es decir, las pérdidas en el distribuidor, rodete y tubo de aspiración.

Curvas características para n constante y apertura x del distribuidor variable.-

A cada apertura x del distribuidor, corresponde un ángulo α_1 y una recta de H_{ef} representativa de la característica, $H_{\text{ef}} = f(Q)$. Para todas las aperturas del distribuidor correspondientes a una misma velocidad n , el conjunto de las rectas H_{ef} concurre en un mismo punto S sobre el eje de ordenadas, ya que todas ellas mantienen la misma ordenada en el origen. A cada recta corresponde, para cada salto H_n , un conjunto de curvas P, Fig VII.34.

Al ser variable el grado de apertura del distribuidor x también lo será el ángulo β_1 ; como para cada valor de β_1 el punto de funcionamiento óptimo tiene lugar cuando \vec{w}_1 es tangente al álabe a la entrada, *el lugar geométrico de estos puntos de funcionamiento óptimo* se obtiene eliminando c_{1m} , u_1 y β_1 , como sigue:

$$\begin{aligned}
 g H_{efec} &= \frac{u_1 Q}{1} \cotg \beta_1 - u_2 \left(u_2 - \frac{Q}{2} \cotg \beta_2 \right) = \left| \tg \beta_1 = \frac{c_{1m}}{c_{1n}} = \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1m} \cotg \beta_1} \right| = \\
 &= \frac{u_1 Q}{1} \frac{u_1 - c_{1m} \cotg \beta_1}{c_{1m}} - u_2^2 + u_2 \frac{Q}{2} \cotg \beta_2 = \left| c_{1m} = \frac{Q}{1} ; u_1 = u_2 \frac{D_1}{D_2} \right| = \\
 &= \frac{u_2 \frac{D_1}{D_2} Q}{1} \frac{u_2 \frac{D_1}{D_2} - \frac{Q}{1} \cotg \beta_1}{\frac{Q}{1}} - u_2^2 + u_2 \frac{Q}{2} \cotg \beta_2 = \\
 &= u_2^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 - u_2 \frac{D_1}{D_2} \frac{Q}{1} \cotg \beta_1 - u_2^2 + u_2 \frac{Q}{2} \cotg \beta_2 = \\
 &= u_2^2 \left(\frac{D_1^2}{D_2^2} - 1 \right) - u_2 Q \left(\frac{D_1}{D_2} \cotg \beta_1 - \frac{\cotg \beta_2}{2} \right) = M - N Q
 \end{aligned}$$

que es una ecuación en la que al no figurar β_1 representa el lugar geométrico de los puntos de funcionamiento en régimen óptimo para $n = Cte$ y cualquier grado de apertura x del distribuidor, Fig VII.34; en un diagrama (H_{ef}, Q) viene representada por la recta (IJ), cuya ordenada en el origen es:

$$(OI) = \frac{u_2^2}{g} \left(\frac{D_1^2}{D_2^2} - 1 \right), \text{ y su pendiente, } \frac{u_2}{g} \left(\cotg \beta_2 - \frac{D_1}{D_2} \cotg \beta_1 \right)$$

Los puntos de intersección I_1, I_2, I_3, \dots de la recta (IJ) con cada una de las curvas características $(SB_1), (SB_2), (SB_3)$, representan los puntos de funcionamiento óptimo, para las diversas aperturas del distribuidor, Fig VII.35.

Los puntos L_1, L_2, L_3, \dots representan las alturas netas correspondientes al régimen óptimo para cada apertura. Uniendo los puntos L_1, L_2, L_3, \dots se obtiene otra curva, representada a trazos; la tangente a esta curva desde el punto J, permite obtener el punto de funcionamiento más elevado posible, por cuanto: $m = (I_x i_x) / (I_x i_x)$ es el máximo que se puede alcanzar.

Rendimiento.- Si sobre cada curva característica se determinan los puntos de rendimiento, 0,9- 0,8- 0,7, etc, y se unen los correspondientes de igual rendimiento de todas las curvas características, se obtiene la colina de rendimientos. Si en el punto A de la Fig VII.36 se tiene un salto neto H_{nA} para un rendimiento β_1 al que corresponde el caudal Q_A , al mantener el salto constante y modificar el caudal, es evidente que el rendimiento disminuirá por cuanto en los puntos B, C, es menor, por lo que Q_A será el caudal óptimo para este salto H_{nA} . También se deduce que al dismi-

nuir el caudal óptimo, conservando el salto, decrece el rendimiento y aumentan las pérdidas, sobre todo las debidas al choque.

También se puede considerar una colina de rendimientos en el diagrama (H_n, N_{ef}) , de forma que el paso de una colina a otra se realiza a partir de una curva de igual rendimiento en el diagrama (H_n, Q) y tomando sobre ella pares de valores (H_n, Q) se determina la potencia correspondiente mediante la ecuación:

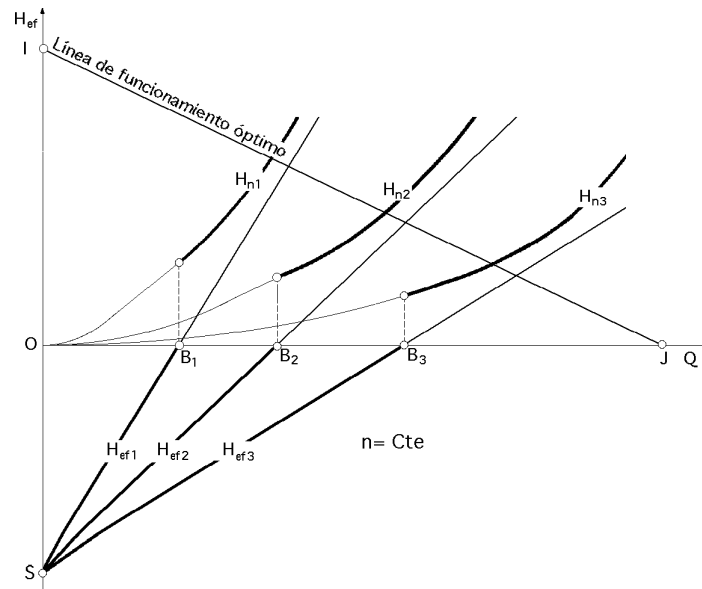


Fig VII.34.- Curvas características para $n = Cte$ y diversas aperturas α_1 del distribuidor

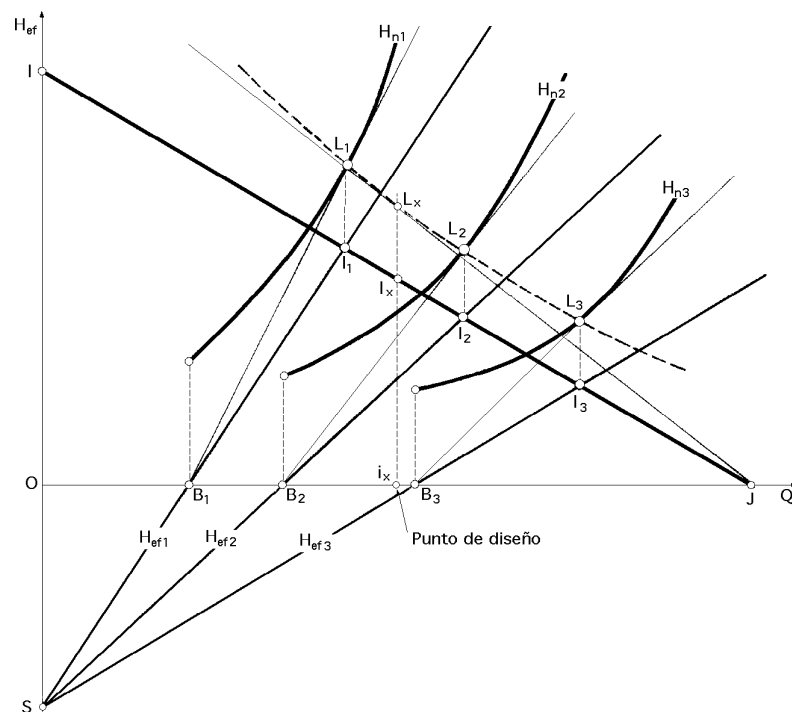


Fig VII.35.- Puntos de funcionamiento óptimos para $n = Cte$ y diversos grados de apertura del distribuidor

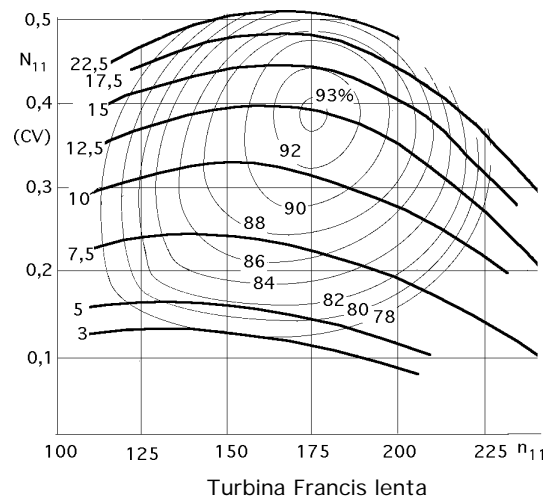
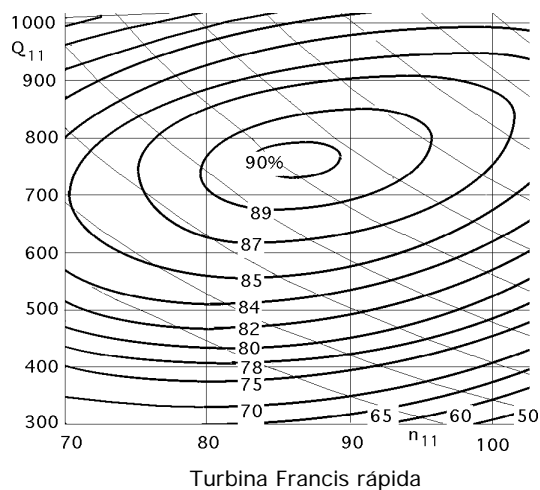
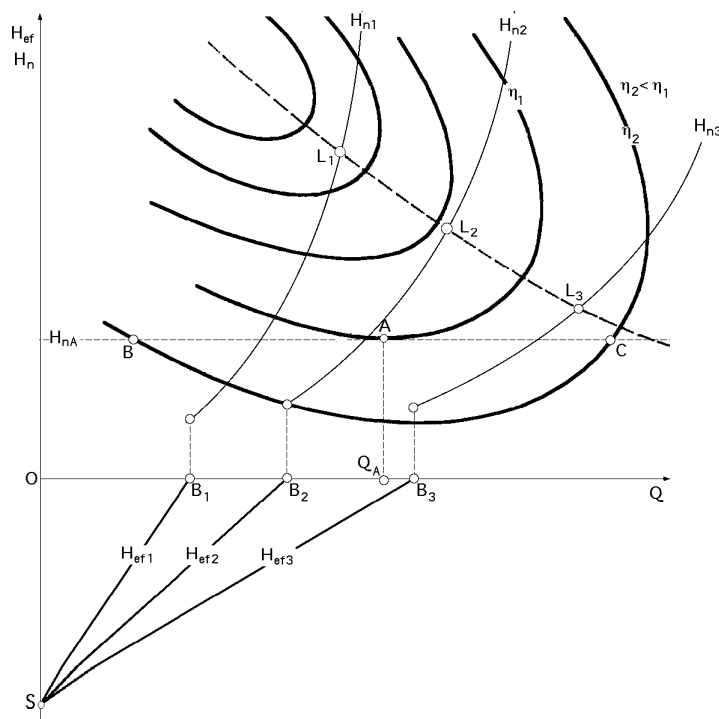


Fig VII.37.- Colinas de rendimientos de la turbina Francis

$$N_{\text{efec}} = \frac{Q H_n \text{ man}}{75}$$

obteniéndose así los puntos (N_{ef}, H_n) de la segunda colina, existiendo para cada valor de H_n dos valores de Q , y por lo tanto, dos de N_{ef} .

Transformación de las curvas características de $n = \text{Cte}$, en curvas características de salto constante.- Sea la representación de la Fig VII.38, para una velocidad constante n_1 , y sea M_1 un punto de la curva característica H_n correspondiente.

El punto homólogo del M_1 para un salto neto determinado, será, de acuerdo con las relaciones de semejanza el M_2 y se obtiene a partir de:

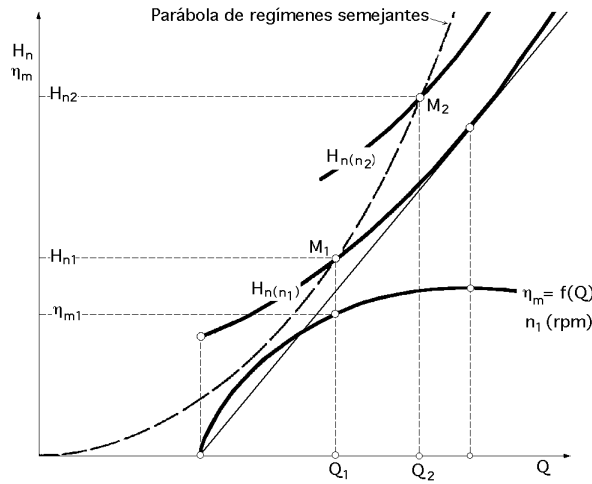


Fig VII.38

$$\frac{n_2^2}{n_1^2} = \frac{H_{n2}}{H_{n1}} \quad ; \quad n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_{n2}}{H_{n1}}} \quad ; \quad Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} = Q_1 \sqrt{\frac{H_{n2}}{H_{n1}}}$$

Los valores de Q_2 y n_2 así encontrados permiten definir el punto M_2 homólogo del M_1 . La parábola de regímenes semejantes, lugar de los puntos homólogos a los que se exige igualdad de rendimiento manométrico, tiene por ecuación:

$$H_n = \frac{H_{n1}}{Q_1^2} Q^2 = k Q^2$$

Si por la ordenada H_{n2} se traza la paralela al eje de abscisas, su intersección con la parábola de regímenes semejantes dará el punto M_2 homólogo del punto M_1 para el número de revoluciones n_2 y mismo rendimiento manométrico que el correspondiente a M_1 .

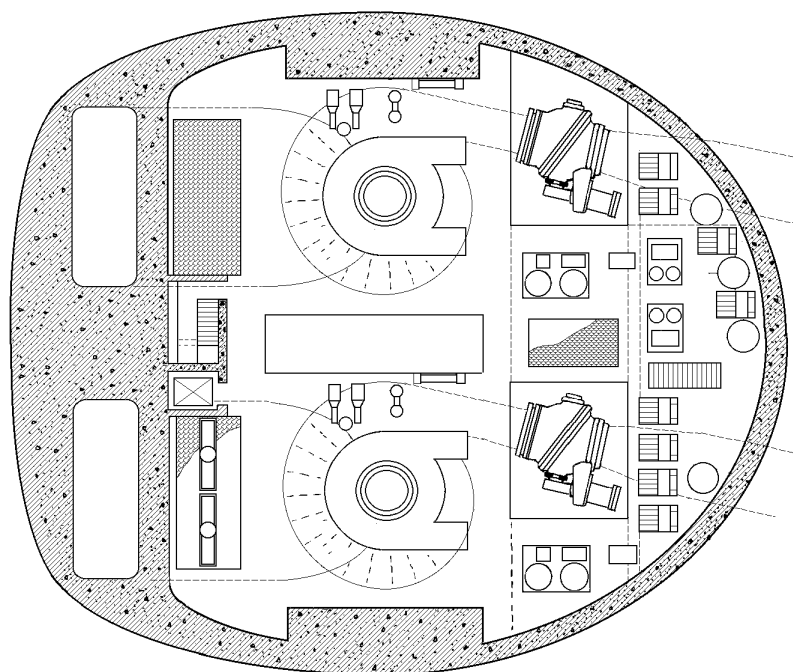
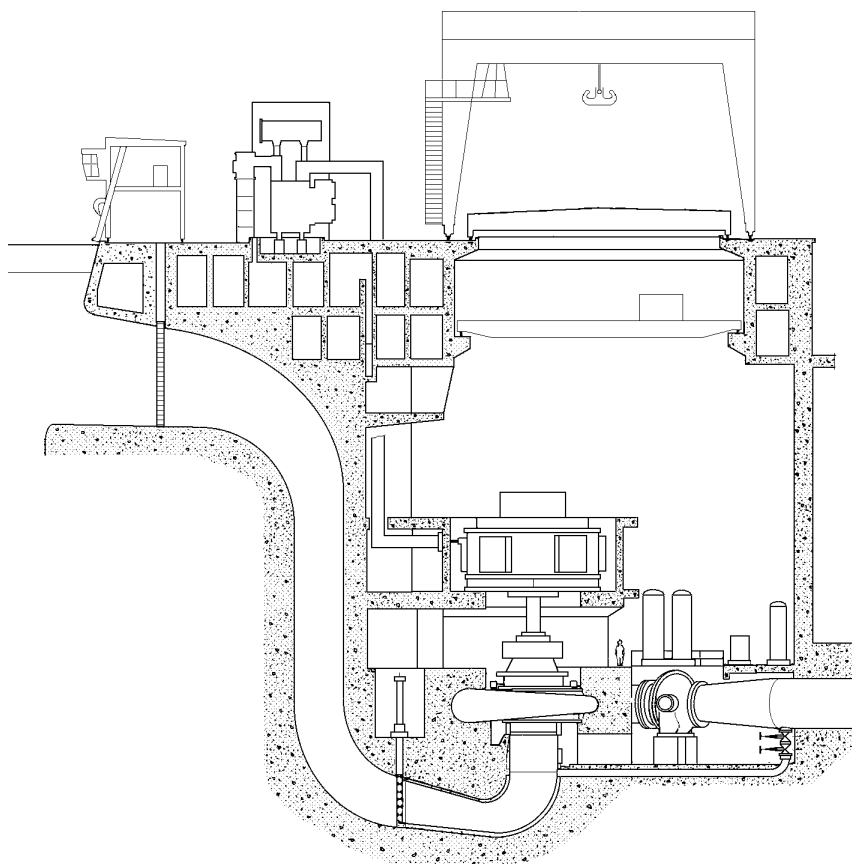


Fig VII.39.- Instalación de dos turbinas-bomba de 150 MW

VIII.- TURBINA KAPLAN

VIII.1.- INTRODUCCIÓN

La importancia de las turbinas Hélice y Kaplan en pequeños saltos con grandes caudales, las hacen idóneas tanto en posición horizontal como vertical; por su similitud con las turbinas Bulbo, empleadas tanto en centrales maremotrices como en algunas minicentrales hidráulicas, presentamos este somero estudio que permite comprender su funcionamiento y campos de aplicación.

La tendencia a la construcción de turbinas cada vez más rápidas, para velocidades específicas n_s mayores de 450, conduce a las turbinas hélice y Kaplan, ya que en las turbinas Francis con n_s del orden de 400, el agua no se puede guiar y conducir con precisión.

El rodete está compuesto por unas pocas palas, que le confieren forma de hélice de barco; cuando éstas sean fijas, se llama turbina hélice, mientras que si son orientables se denominan turbinas Kaplan; en ambos casos las turbinas funcionan con un único sentido de giro de rotación; son pues turbinas irreversibles.

Si además de tener las palas orientables, las turbinas funcionan en los dos sentidos de rotación (turbinas reversibles), y asimismo pueden actuar como bombas hélice accionadas por el propio generador, se las denomina turbinas Bulbo.

En lo que sigue, vamos a exponer una teoría relativa al cálculo de turbinas Kaplan, que se puede aplicar directamente a las turbinas hélice y Bulbo.

Para una turbina hélice del tipo que sea, si se supone una velocidad de entrada \bar{c}_1 uniforme para toda la altura del perfil, las distintas curvaturas de las palas se deducen de las distintas velocidades periféricas \bar{u} que tiene la rueda en los diversos puntos, Fig VIII.2, de forma que siempre se cumpla que:

$$r u = Cte$$

Si la entrada del agua (1) se efectúa sin choque, la superficie del álabe debe estar en una direc-

ción tangente a la velocidad relativa de entrada del agua \vec{w}_1 , por lo que el álabe tiene que ser, por lo que respecta a su altura, en la parte central e inicial, bastante vertical.

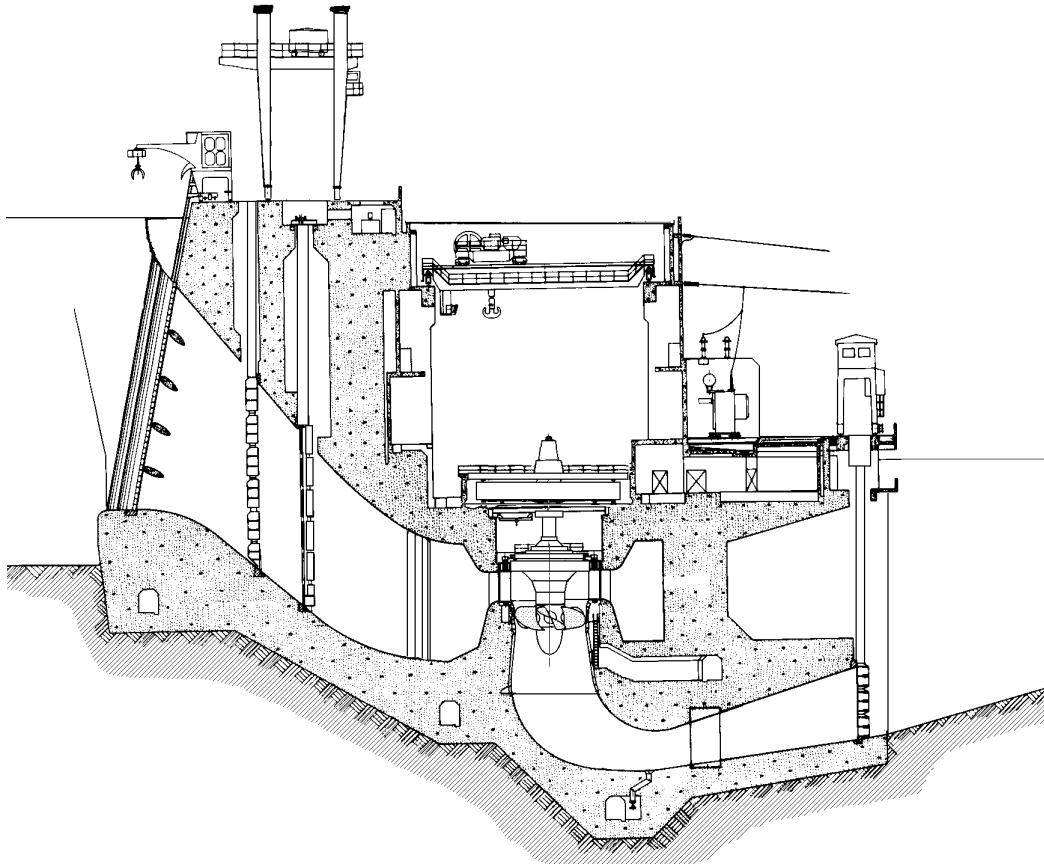


Fig VIII.1.- Sección transversal de una central hidráulica con turbina Kaplan

En la parte final del álabe, a la salida, éste se presenta más aplanado y la velocidad \vec{c}_2 debe ser prácticamente axial, siendo la velocidad $w_{2y} \ll w_{1y}$, dato que comprobaremos más adelante.

En las turbinas Kaplan el cubo de la hélice, o cabeza del rodete, llega a tener un diámetro de hasta 0,4 del diámetro del tubo de aspiración d_3 , con lo que se mejora mucho la circulación del agua, alcanzándose valores de n_s por encima de 850 y terminando en su parte inferior en una caperuza cónica que mejora la conducción del agua hacia el tubo de aspiración.

En una instalación de turbina Kaplan de eje vertical, las paredes del distribuidor, móviles, tienen la misma forma que en las Francis, y se sitúan algo por encima del rodete.

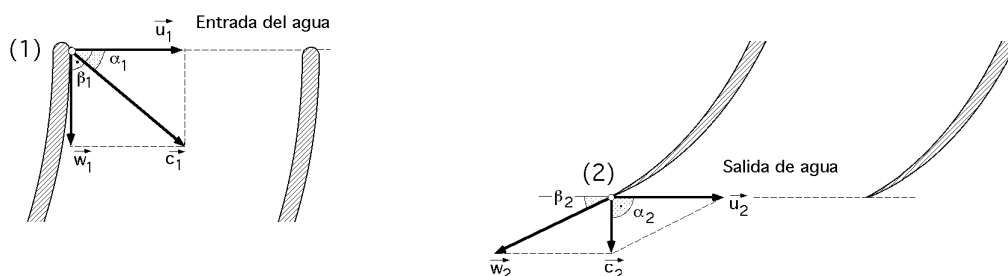


Fig VIII.2.- Triángulos de velocidades
TK.VIII.-110

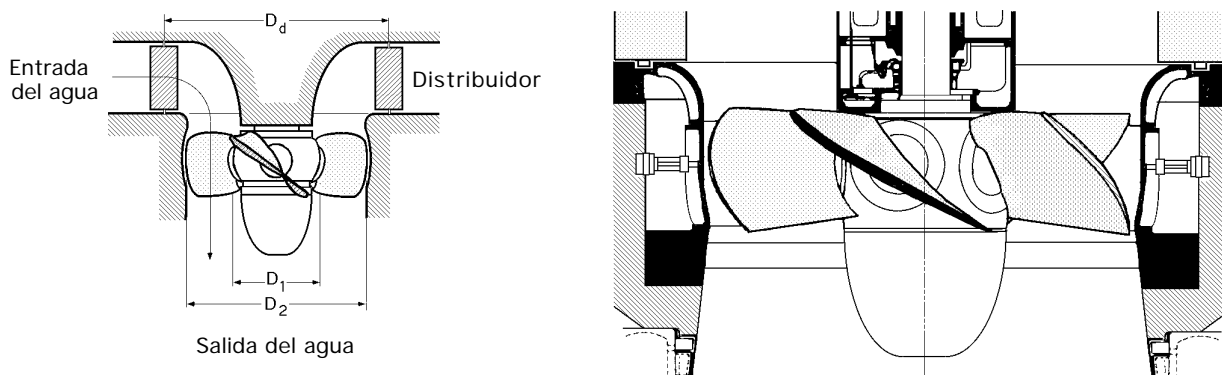


Fig VIII.3.- Rotor de una turbina Kaplan

En el interior del cubo se encuentra el mecanismo de giro de las palas del rodete, lo que obliga a que el número de las mismas sea pequeño, que puede aumentar al crecer el salto y las dimensiones del rodete.

Tabla VIII.1.- Número de palas Z en función del número específico de revoluciones n_s

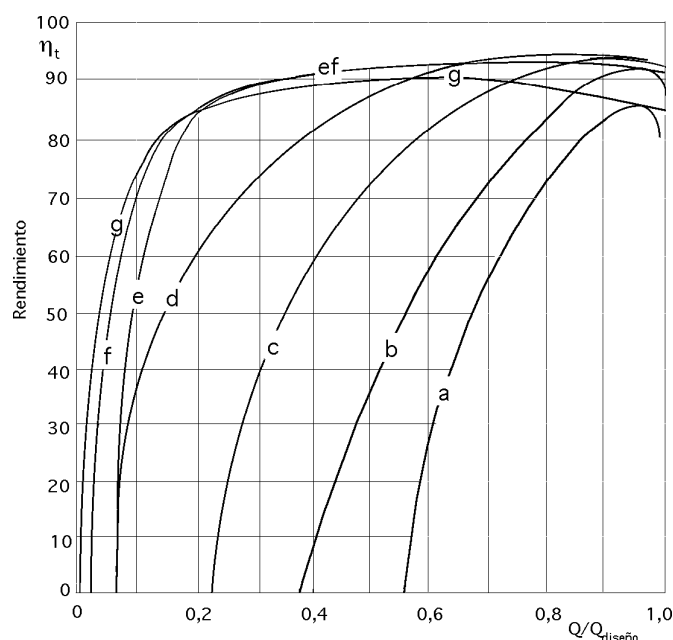
n_s	400-500	500-600	600-750	750-900	> 900
Z	7 a 8	6	5	4	3
H_n (metros)	60	50	40	20	5
Relación de cubo	0,6	0,55	0-5	0,4	0,3

En la Tabla VIII.1 se indica el número de palas Z en función del número específico de revoluciones n_s que condiciona el salto neto H_n y la relación entre los diámetros del cubo y exterior del rodete n , observándose que un aumento del número de palas supone una disminución del n_s .

A medida que aumenta H_n aumentan los esfuerzos que tienen que soportar los álabes, por lo que el cubo ha de tener mayor diámetro, tanto para poder alojar los cojinetes de los pivotes de los álabes, como para poder alojar el mayor número de álabes. Para alturas netas superiores a los 10 metros, la turbina Kaplan empieza a ser más voluminosa que la turbina Francis, aunque mantiene la ventaja de tener los álabes orientables.

VIII.2.- REGULACIÓN DE LAS TURBINAS

A las turbinas hélice se las regula mediante álabes móviles en la corona directriz, (distribuidor), en forma análoga a como se hace en las turbinas Francis. A la entrada del rodete se origina una pérdida por choque y a la salida resulta una \bar{c}_2 mayor en magnitud, pero de dirección más inclinada; ambas circunstancias contribuyen a la disminución del rendimiento, de forma que éste desciende tanto más rápidamente, cuanto mayor sea la velocidad de la turbina. Una característica negativa de las turbinas hélice es el bajo rendimiento de las mismas a cargas distintas de la nominal o diseño. En las turbinas Kaplan, las paletas directrices del distribuidor también son móviles lo cual permite mejorar la regulación, pues al cambiar la inclinación de los álabes del rodete se consigue mantener bastante elevado el rendimiento para un extenso margen del grado de apertura del distribuidor.



(a) Turbina hélice: $n_s = 1050$ (curva en gancho) ; (b) Turbina hélice: $n_s = 650$; (c) Turbina Francis: $n_s = 500$;
 (d) Turbina Francis: $n_s = 250$; (e) Turbina Kaplan: $n_s = 230$; (f) Turbina Kaplan: $n_s = 500$; (g) Turbina Pelton: $n_s = 10$ a 30 (curva plana)
 Fig VIII.4.- Rendimiento total de los diferentes tipos de turbinas en función del grado de la carga

La regulación más favorable se consigue cuando al girar las palas se conserva el mismo valor de \bar{c}_{1n} y a la salida de las mismas se mantiene \bar{c}_2 perpendicular a \bar{u}_2 .

En el caso ideal se tiene que cumplir la ecuación fundamental de las turbinas:

$$\eta_{\text{man}} g H_n = c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2$$

que para $\alpha_2 = 90^\circ$ $u_1 c_{1n} = \eta_{\text{man}} g H_n$, para cualquier grado de admisión, alcanzándose elevados rendimientos en toda la zona de regulación, lo que se puede conseguir actuando al mismo tiempo sobre las palas del distribuidor y de la rueda. La forma de conseguir este aumento de rendimiento variando la posición de los álabes se explica a la vista de las Fig VIII.5 como sigue:

La velocidad relativa de entrada \bar{w}_1 tiene que ser tangente al álabe, por lo que éste tiene que quedar en la dirección de ella, a fin de que la entrada de agua tenga lugar sin choque; a la salida \bar{c}_2 tiene que alcanzar un valor razonable procurando sea perpendicular a \bar{u}_2 o formar un ángulo próximo a los 90° .

Al cambiar la posición de los álabes, disminuyendo por ejemplo la admisión, las velocidades se modifican; \bar{c}_1 será ahora menor que con admisión plena, porque el espacio libre existente encima del rodete resulta entonces excesivamente grande para un caudal menor, lo que origina una disminución de la velocidad; a la entrada, las paletas del rodete se pueden poner, aproximadamente, en la dirección \bar{w}_1 suavizándose así las pérdidas por choque.

A la salida se tiene la ventaja de que al ser α_2 más pequeño, la velocidad \vec{c}_2 es también más pequeña, que es precisamente lo que interesa para aprovechar al máximo la energía puesta a disposición de la máquina; como dato curioso, para caudales pequeños, menores que los de diseño, el tubo de aspiración quedará siempre lleno, en forma análoga a cuando se trabaja con el caudal de proyecto, pero saliendo a una velocidad \vec{c}_2 menor.

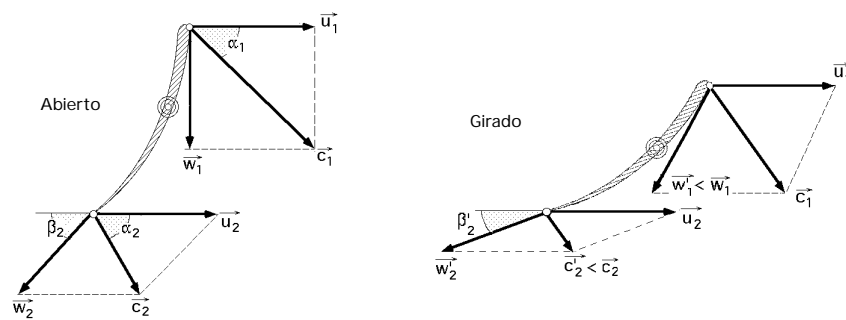


Fig VIII.5.- Modificación de los triángulos de velocidades al variar el ángulo de ataque

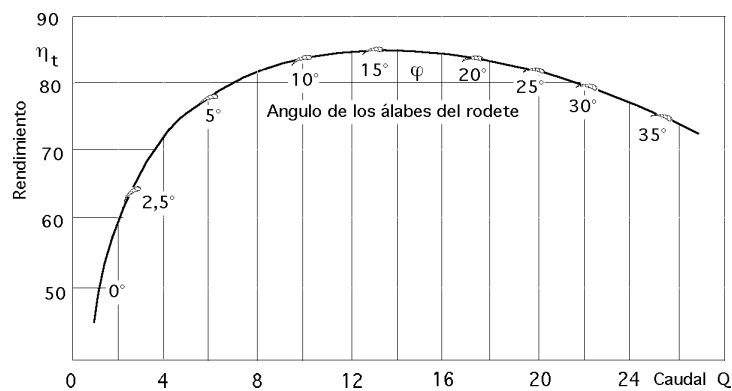


Fig VIII.6.- Curva de rendimiento de una turbina Kaplan

La doble regulación de una turbina Kaplan hace que ésta sea más cara que una Francis de igual potencia, por lo que se utilizan en aquellas instalaciones en que se desee conseguir rapidez de giro y máxima facilidad de regulación.

Si esta última condición no es muy precisa, es decir, si la turbina ha de funcionar casi siempre con poca variación de carga, es preferible utilizar una turbina hélice, que por su sencillez, es muy superior a la Francis.

La curva de rendimiento de una turbina Kaplan es una curva plana, y su rendimiento a cargas intermedias es superior no sólo al de las turbinas hélice, sino al de todas las turbinas Francis, siendo su curva de rendimiento comparable con las curvas planas características de las turbinas Pelton.

Esta curva de rendimiento plana, como se muestra en la Fig VIII.6, es la envolvente de las curvas que se obtendrían con un número infinito de rodetes de turbina hélice de n_s crecientes. Esta curva sólo se obtiene utilizando una combinación óptima del ángulo del rodete y de la apertura del distribuidor.

VIII.3.- MECANISMO DE REGULACIÓN EN LAS TURBINAS KAPLAN

En la Fig VIII.7 se presenta un esquema del mecanismo de regulación de las palas móviles del rodete, dispuesto en el interior del cubo. Cada pala se prolonga mediante un eje, que penetra en el cubo, perpendicular al eje de giro de la rueda. Cada eje de pala pivota en dos palieres P_1 y P_2 entre los que se encuentra calada una palanca L que es la que regula la orientación de la pala, y que a su vez va sujeta al eje de la rueda.

La fuerza centrífuga de la pala se transmite a la palanca L mediante bieletas, y en turbinas muy importantes, por un sistema de anillo incrustado en el eje y apoyado sobre L .

Las bieletas X colocadas en la extremidad de la palanca L van sujetas al árbol mediante un soporte E ; todo ello está dirigido por un vástago que pasa por el interior del árbol A , de forma que cualquier desplazamiento axial de este vástago provoca una rotación simultánea de todas las palas. Todo el mecanismo de regulación está bañado en aceite a una cierta presión, (en las Bulbo del orden de 2 a 3 atm), proporcionando la lubricación necesaria a todos los cojinetes y conexiones, y no permitiendo la entrada del agua en el interior del cubo.

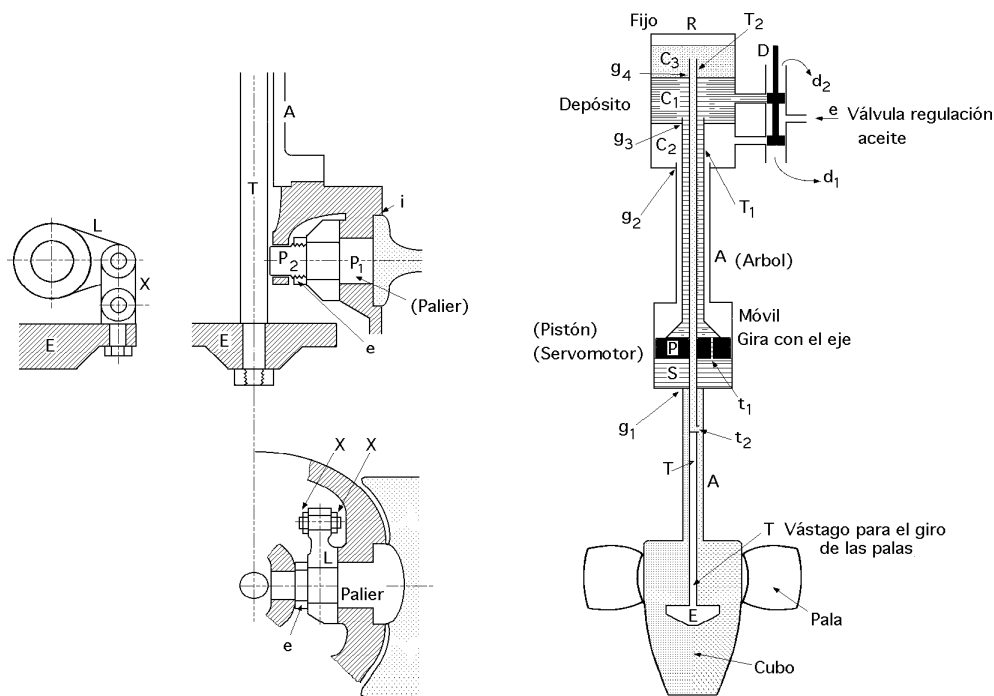


Fig VIII.7.- Mecanismo de regulación de las palas de una turbina Kaplan

El vástago T es accionado por un servomotor S que gira solidario con el árbol; por encima de éste va situado un depósito fijo R , en el que las cámaras C_1 y C_2 están comunicadas con una válvula de regulación de aceite D de una entrada y dos salidas. En el interior del árbol A existen dos tubos concéntricos T_1 y T_2 por los que pasa el aceite a presión; el conducto entre el árbol y T_1 pone en comunicación la cámara C_1 con la parte inferior del servomotor a través del agujero t_1 practicado en el pistón P que actúa directamente sobre el vástago T de regulación.

Como se trata de piezas giratorias, hay que procurar en g_2 , g_3 y g_4 evitar pérdidas o fugas de aceite entre las diversas cámaras que están a presiones diferentes; asimismo, como el conjunto

formado por el pistón P el vástago T y los tubos T_1 y T_2 situados en el interior del árbol A tienen que ir también engrasados, hay que disponer una junta de estancamiento en g_1 de forma que se evite la comunicación desde la parte interior del cubo de la rueda hacia la parte inferior del pistón P del servomotor, que está a presión variable.

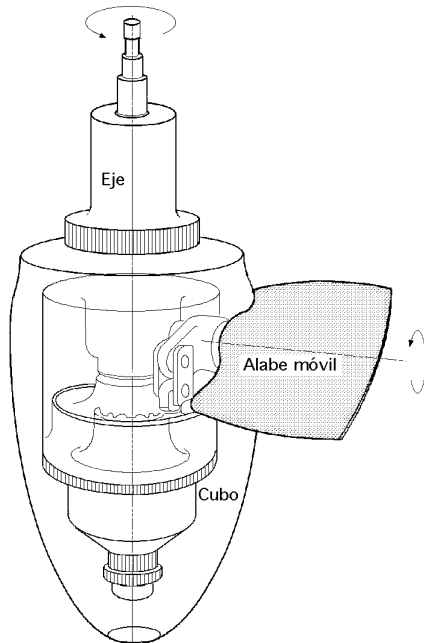


Fig VIII.8.- Disposición del cubo y la pala (Kaplan)

Según sea la posición del distribuidor de aceite D se puede colocar una de las caras del pistón P en comunicación con la llegada de aceite a la presión de la tubería de entrada e, mientras que el otro lado del pistón P está a la presión de descarga.

El interior del tubo T_2 pone en comunicación la parte superior del depósito R (cámara C_3), con el interior del cubo de la rueda, por medio de un agujero t_2 practicado en la cruceta de mando T de orientación de las palas. Esta cámara C_3 , que está a la presión atmosférica, contiene aceite a un cierto nivel y juega el papel de depósito de expansión del aceite contenido en el cubo,

siendo este volumen de aceite función de la posición de las palas.

Esta cámara se debe situar en un nivel tal que la presión estática que asegura la presencia de aceite en el cubo, sea suficiente para evitar la entrada del agua en el interior del cubo. El servomotor S puede estar colocado en una posición cualquiera del árbol, como en la parte superior, o por encima del alternador, o bien entre el alternador y la turbina, o por debajo del mecanismo de orientación de las palas cuando el espacio lo permita, como en la Fig VIII.8, etc.

Momento hidráulico.- La reacción del agua sobre las palas de la rueda provoca en cada una de ellas un esfuerzo dR que a su vez se puede descomponer en otros dos, Fig VIII.9, dF_x y dF_y la posición de dR , es decir, su brazo de palanca a , con relación al eje de la articulación elegido O, no se puede determinar más que a partir de un estudio teórico o experimental del movimiento del agua, capaz de crear presiones en todos los puntos del álabe.

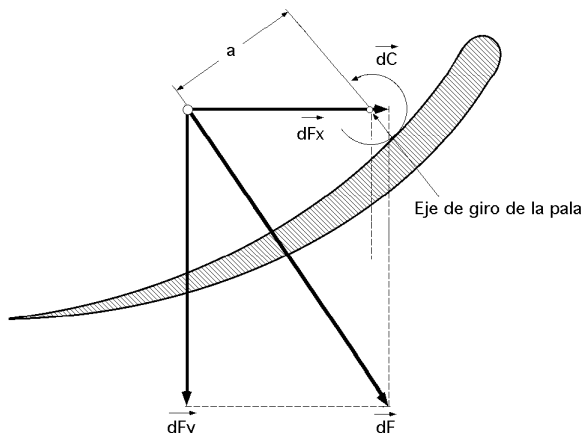


Fig VIII.9.- Reacción del agua sobre las palas

El momento hidráulico $dC = a \, dR$ varía con la posición de las palas y es imposible situar el eje de la articulación en un punto en que para cualquier posición del álabe este momento sea nulo, lo cual implica el que en una posición determinada de la pala, ésta tenga tendencia hacia la apertura o hacia el cierre; en la mayoría de los casos el eje está situado de forma que tienda a reducirse el par de maniobra todo lo que sea posible.

En algunos casos, el eje del álabe se sitúa de

forma que exista una tendencia al cierre, lo que constituye una medida de seguridad contra el embalamiento, ante la eventualidad de un fallo en el mecanismo de regulación.

El servomotor se tiene que calcular para vencer el par hidráulico maximal de la pala, teniendo también en cuenta los efectos de rozamiento de los diversos mecanismos que conforman el sistema de regulación.

VIII.4.- TEORÍA AERODINÁMICA DE LAS TURBOMAQUINAS AXIALES

Si se considera una sección cilíndrica del rodete, coaxial, de radio R , desarrollada sobre un plano (x,y) , de forma que sobre el mismo se encuentren las trayectorias relativas al fluido y las secciones de las palas formando lo que se conoce como persiana, parrilla o enrejado de álabes, de paso t y cuerda l , se puede obtener una solución aproximada del problema considerando un movimiento plano y permanente a través de dicha persiana, Fig VIII.10.

El contorno (ABCD) se puede suponer formado por dos líneas de corriente (CD) y (AB) deducidas la una de la otra mediante la traslación t igual al paso tangencial de la persiana.

Los caudales que atraviesan esta sección cilíndrica desarrollada sobre el plano, son:

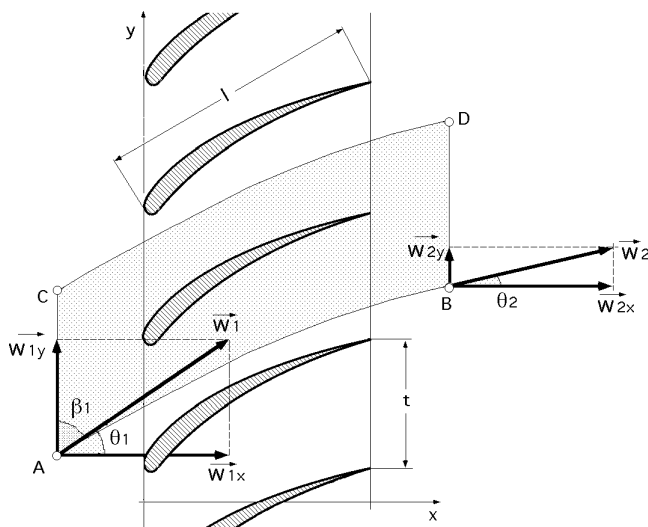


Fig VIII.10.- Persiana de álabes

a) A través de (AB) y (CD), nulos.

b) A través de (AC) y (BD) tienen que ser iguales, por la ecuación de continuidad; ésto implica que $w_{1x} = w_{1m}$ y $w_{2x} = w_{2m}$, normales a la dirección de \vec{u} y, por lo tanto, componentes meridianas de la velocidad relativa a la entrada y salida, tienen que ser iguales:

$$w_{1x} = w_{2x} \quad ; \quad w_{1m} = w_{2m}$$

La circulación es igual a la suma algebraica de las intensidades de todos los torbellinos que existan en la región interior a la

curva cerrada (ABCD); la circulación a lo largo de (ABCD), o lo que es lo mismo, la circulación alrededor de un álabe, al ser la misma a lo largo de (AB) y (DC) es:

$$= t (w_{2y} - w_{1y}) = t (w_{2n} - w_{1n})$$

Las componentes de la resultante \vec{F} de las fuerzas que actúan sobre el álabe, en las direcciones (x, y) , son la fuerza axial F_x (paralela al eje de giro) y la fuerza de par F_y (en un plano normal al eje de giro):

Sobre el eje Ox se tiene la fuerza axial:

$$F_x = t (p_1 - p_2)$$

en la que t (*paso*), es la sección de entrada del agua entre dos álabes por unidad de altura del álabe, y p_1 y p_2 las presiones del fluido aguas arriba y aguas abajo del rodete, es decir, a la entrada y a la salida de los álabes.

Si se considera que el fluido es perfecto e incompresible, el Teorema de Bernoulli proporciona:

$$p_1 + \frac{w_1^2}{2} = p_2 + \frac{w_2^2}{2} ; \quad p_1 + \frac{w_{1x}^2 + w_{1y}^2}{2} = p_2 + \frac{w_{2x}^2 + w_{2y}^2}{2}$$

y teniendo en cuenta que $w_{1x} = w_{2x}$ se puede poner:

$$p_1 - p_2 = \frac{w_{2y}^2 - w_{1y}^2}{2} = \frac{t}{2} (w_{2y} + w_{1y})$$

valor que sustituido en F_x proporciona:

$$F_x = \frac{t}{2} (w_{2y} + w_{1y}) = \frac{t}{2} (w_{2n} + w_{1n})$$

Sobre el eje Oy se obtiene la fuerza de par (radial); aplicando el Teorema de la Cantidad de Movimiento:

$$F_y = w_{1x} (w_{1y} - w_{2y}) = - w_{1x} = \left| \begin{array}{l} w_{1x} = w_{2x} \\ w_{1x} = \frac{w_{1x} + w_{2x}}{2} \end{array} \right| = - \frac{w_{1x} + w_{2x}}{2} = - \frac{w_{1m} + w_{2m}}{2}$$

La fuerza resultante F es perpendicular a la cuerda; la velocidad relativa media del agua \vec{w}_m a su paso por los álabes es, Figs VIII.11.12:

$$\vec{w}_m = \frac{\vec{w}_1 + \vec{w}_2}{2}$$

$$F = w_m \left| \right|$$

Si el paso t aumenta indefinidamente, la circulación permanece constante y la diferencia de velocidades, $w_{2y} - w_{1y}$, tiende a cero, pero los resultados subsisten, obteniéndose la formulación de Kutta-Joukowski, en la que w_m se reemplaza por la velocidad w , velocidad sin perturbar:

$$F = w \left| \right|$$

Para el caso de un fluido real, hay que tener en cuenta las pérdidas de energía experimentadas por el fluido al atravesar la persiana de álabes; dicha persiana viene determinada, geoméricamente, por:

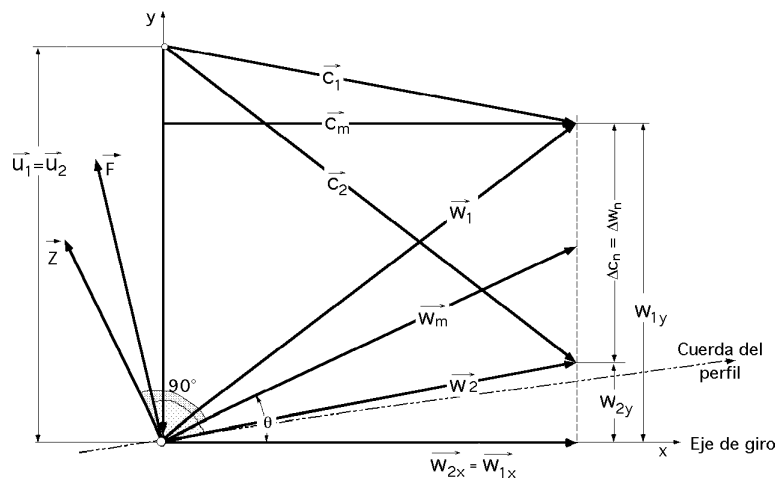


Fig VIII.12

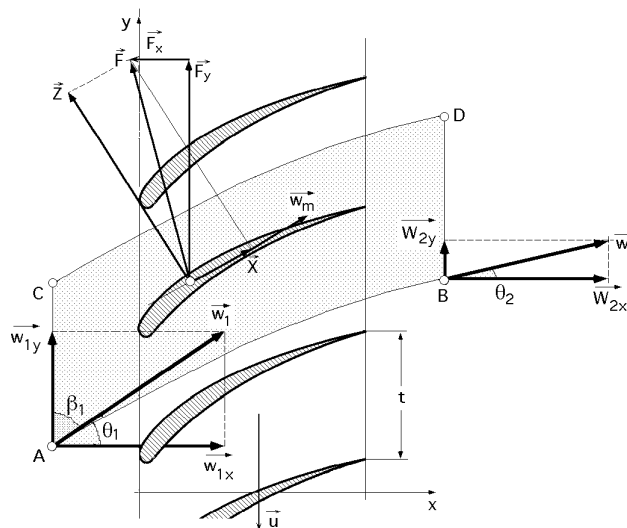


Fig VIII.13.- Fuerza de sustentación Z y de arrastre X

a) La forma del perfil del álabe

b) El paso relativo, $\frac{t}{l} = \frac{\text{Sección de entrada}}{\text{Longitud de la cuerda}}$

c) La inclinación que es el ángulo que forma la velocidad relativa \vec{w}_m con el eje de giro definido por la dirección x

La acción de la corriente fluida sobre el perfil viene representada por la fuerza F por unidad de longitud del álabe l que se puede descomponer en una componente Z perpendicular a w_m , fuerza de sustentación y una componente X paralela a w_n , fuerza de arrastre, Fig VIII.13.

Las velocidades periféricas a la entrada y a la salida \vec{u}_1 y \vec{u}_2 son iguales.

La componente X de la resultante F es la **fuerza de arrastre** de la forma:

$$X = \frac{1}{2} C_{wx} l w_m^2 = \left| c_m = w_m \cos \right| = \frac{1}{2} C_{wx} l \frac{c_m^2}{\cos^2}$$

La componente Z es la **fuerza de sustentación**:

$$Z = \frac{1}{2} C_{wz} l w_m^2 = \left| c_m = w_m \cos \right| = \frac{1}{2} C_{wz} l \frac{c_m^2}{\cos^2}$$

en las que C_{wx} y C_{wz} son los coeficientes de arrastre y sustentación, respectivamente.

Los valores de \vec{F}_x y \vec{F}_y componentes de \vec{F} en las direcciones (x,y), son:

Fuerza axial:

$$F_x = X \cos \alpha - Z \sin \alpha = (p_1 - p_2) t$$

Fuerza radial o fuerza de par:

$$F_y = X \sin \alpha + Z \cos \alpha = c_m t (w_1 \sin \alpha_1 - w_2 \sin \alpha_2) = - c_m t w_n$$

que se puede poner en la forma:

$$F_y = \frac{1}{2} C_{wx} l \frac{c_m^2}{\cos^2} \sin \alpha + \frac{1}{2} C_{wz} l \frac{c_m^2}{\cos^2} \cos \alpha = \left[\begin{array}{l} \frac{C_{wx}}{C_{wz}} = \operatorname{tg} \alpha \\ c_m = w_m \cos \alpha \end{array} \right] =$$

$$= \frac{1}{2} C_{wz} l \operatorname{tg} \alpha \frac{c_m}{\cos^2} \sin \alpha + \frac{1}{2} C_{wz} l \frac{c_m}{\cos}$$

La esbeltez aerodinámica del perfil viene caracterizada por el valor de $\cotg \alpha$; para los álabes normalmente empleados, $\cotg \alpha$ varía entre 10 y 80, por lo que en primera aproximación se puede despreciar el valor de $\operatorname{tg} \alpha$ obteniéndose:

$$\frac{w_n}{w_m} = C_{wz} \frac{1}{2 t}$$

que es la ecuación fundamental de la Teoría de persianas de álabes y de la que se puede obtener el coeficiente de empuje ascensional C_{wz} .

La pérdida de energía h_r que experimenta el fluido al atravesar la persiana de álabes se obtiene teniendo en cuenta que, la energía perdida es igual al trabajo de las fuerzas de rozamiento, de la forma, $w_m X$, es decir:

$$w_m t h_r \cos \alpha = w_m X \quad ; \quad h_r = \frac{X}{t \cos \alpha}$$

En general es preciso modificar estos valores mediante unos coeficientes de corrección, ya que al no considerar un solo álabe, sino varios, se produce una interacción. Estas modificaciones son pequeñas cuando $t/l > 3$, pero en caso contrario hay que introducir unos factores de corrección de los valores de C_{wx} y C_{wz} .

$$= \left| \frac{\frac{2 t}{l} \frac{w_n}{w_n} = - C_{wz} (tg \theta + 1)}{\frac{1}{2 t w_n} = \frac{1}{C_{wz} w_n (tg \theta + 1)}} \right| = \frac{1}{1 + \frac{C_{wx} w_m^2}{C_{wz} w_n (tg \theta + 1) u \cos \theta}} =$$

$$= \frac{1}{1 + \frac{tg \theta w_m}{(tg \theta + 1) u \cos \theta}} = \frac{1}{1 + \frac{\sin \theta w_m}{(\cos \theta + \sin \theta \tan \theta) u}} = \frac{1}{1 + \frac{\sin \theta w_m}{\cos(\theta - \phi_0) u}}$$

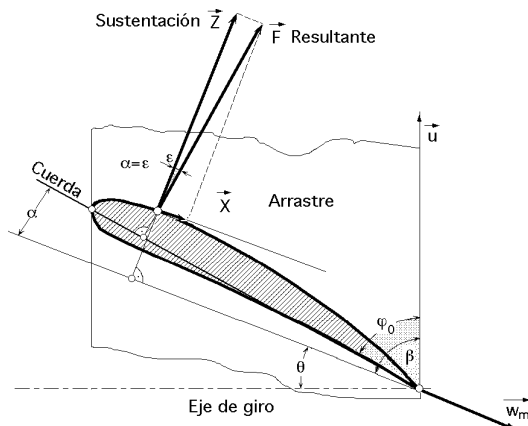


Fig VIII.15.- Ángulo de ataque

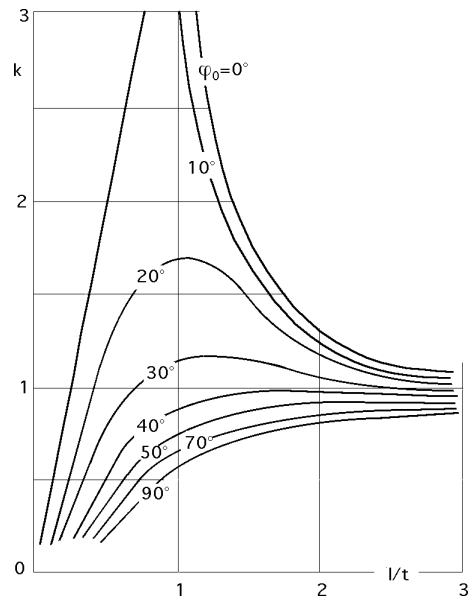


Fig VIII.16.- Factor de corrección k del coeficiente C_{wz}

Ángulo de ataque ...- Si llamamos ϕ_0 el ángulo de inclinación de los álabes, (ángulo que forma la cuerda del perfil con la dirección \vec{u}), el valor del ángulo de ataque β , que es el ángulo que forma la cuerda del perfil con la velocidad media del agua \vec{w}_m , (relativa o aparente), es:

$$\beta = \theta - \phi_0$$

Haciendo:

$$C_{wz} = \frac{2 t}{l} \frac{w_n}{w_n} = 2 k \sin \beta = 2 k \sin(\theta - \phi_0)$$

en la que k es un coeficiente corrector que viene dado en la Fig VIII.15 y que hay que introducir al considerar que el álabe no está aislado, determinándose su valor de forma experimental en función de la relación, $\frac{t}{l}$.

Por lo tanto:

$$\frac{t}{l} \frac{1}{\frac{w_n}{w_m}} = \left| \begin{array}{l} c_m = w_m \cos \alpha_2 = w_m \sin \alpha_1 ; w_m = \frac{c_m}{\sin \alpha_1} \\ w_n = c_n = c_{1n} - c_{2n} = c_m (\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2) \end{array} \right| =$$

$$= \frac{t}{l} \frac{1}{\frac{c_m (\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2)}{c_m}} \sin \alpha_1 = K \sin (\alpha_1 - \alpha_0)$$

$$\cotg \alpha_1 = \cotg \alpha_2 + \frac{K l}{t} \frac{\sin (\alpha_1 - \alpha_0)}{\sin \alpha_1} = \cotg \alpha_2 + \frac{K l}{t} \sin \alpha_0 (\cotg \alpha_0 - \cotg \alpha_2) =$$

$$= \left| \cotg \alpha_1 = \frac{\cotg \alpha_1 + \cotg \alpha_2}{2} \right| = \cotg \alpha_2 + \frac{K l}{t} \sin \alpha_0 (\cotg \alpha_0 - \frac{\cotg \alpha_1 + \cotg \alpha_2}{2})$$

$$\cotg \alpha_1 (1 + \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0) = \cotg \alpha_2 (1 - \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0) + \frac{K l}{t} \cos \alpha_0$$

El valor, $\frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0$, es una constante para cada enrejado de álabes, por lo que,

$$\cotg \alpha_1 (1 + \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0) = \cotg \alpha_2 (1 - \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0) + 2 \cotg \alpha_0$$

$$\cotg \alpha_1 = \cotg \alpha_2 \frac{1 - \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0}{1 + \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0} + \frac{2}{1 + \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0} \cotg \alpha_0$$

a partir de los cuales se puede hallar el valor del ángulo de ataque $\alpha_1 = \alpha_0 - \alpha_2$

VIII.6.- CALCULO DEL CAUDAL

El flujo a nivel de distribuidor, en una turbina Kaplan, se presenta radial, mientras que pasa a ser axial al alcanzar el rodete.

En la Bulbo el flujo es siempre axial. La zona de acción del rodete que permite pivotar a los álabes se encuentra comprendida, para las turbinas hélice, entre dos superficies cilíndricas coaxiales, y para las Kaplan, entre dos superficies esféricas concéntricas.

En el supuesto de considerar la cámara del rodete cilíndrica, el valor del caudal es:

$$Q = \frac{(D_e^2 - D_i^2)}{4} c_m = \frac{D_e^2}{4} (1 - \frac{D_i^2}{D_e^2}) c_m = \frac{D_e^2}{4} (1 - \alpha^2) c_m$$

$$c_n = w_n = c_m (\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2) = c_m (\frac{1 - \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0}{1 + \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0} \cotg \alpha_2 + \frac{2}{1 + \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0} \cotg \alpha_0 - \cotg \alpha_2) =$$

$$= c_m (\frac{-2}{1 + \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0} \cotg \alpha_2 + \frac{2}{1 + \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0} \cotg \alpha_0) = \frac{2}{1 + \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0} c_m (\cotg \alpha_0 - \cotg \alpha_2) =$$

$$= \left| \begin{array}{l} w_2 \sin \alpha_2 = c_2 \sin \alpha_2 = c_m \\ w_2 \cos \alpha_2 = c_2 \cos \alpha_2 = u \\ w_2 \sin \alpha_2 \cotg \alpha_2 + c_2 \sin \alpha_2 \cotg \alpha_2 = u \\ c_m \cotg \alpha_2 + c_m \cotg \alpha_2 = u \end{array} \right| = \frac{2}{1 + \frac{K l}{2 t} \sin \alpha_0} \{c_m (\cotg \alpha_0 + \cotg \alpha_2) - u\} =$$

$$= \left| c_{\text{man}} = \frac{u \cdot c_n}{g H_n} \right| = \frac{\text{man } g H_n}{u} \quad c_m = \frac{\frac{\text{man } g H_n}{u} \frac{1 +}{2} + u}{\cotg \alpha_0 + \cotg \alpha_2}$$

por lo que la expresión del caudal es,

$$Q = \frac{D_e^2}{4} (1 - \alpha^2) c_m = \frac{D_e^2}{4} (1 - \alpha^2) \frac{\frac{\text{man } g H_n}{u} \frac{1 +}{2} + u}{\cotg \alpha_0 + \cotg \alpha_2} =$$

$$= \frac{D_e^2}{4} (1 - \alpha^2) \frac{\frac{\text{man } g H_n}{n D_e} \frac{1 +}{2} + \frac{n D_e}{60}}{\cotg \alpha_0 + \cotg \alpha_2}$$

En variables reducidas:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_e^2 \sqrt{H_n}} \quad ; \quad n_{11} = \frac{n D_e}{\sqrt{H_n}} \quad Q_{11} = \frac{1}{4} (1 - \alpha^2) \frac{60 \frac{\text{man } g}{n_{11}} \frac{1 +}{2} + \frac{n_{11}}{60}}{\cotg \alpha_0 + \cotg \alpha_2}$$

ecuación que concuerda muy bien con los datos experimentales y expresa que el caudal de las turbinas Kaplan aumenta con:

- El grado de apertura α del distribuidor
- El aumento del ángulo α_0 girado por los álabes móviles
- La disminución de la solidez del enrejado de álabes $\frac{l}{t}$, es decir, con la disminución de
- El aumento del rendimiento manométrico

En las turbinas lentas, en las que el enrejado tiene una solidez elevada, (α es grande), el caudal aumenta a partir de un cierto número de revoluciones n_{11} , aunque en la práctica es para todo el régimen de funcionamiento de la turbina; en las turbinas rápidas, al ser el número de álabes menor, es decir, d más pequeño, al aumentar el número de revoluciones el caudal disminuye.

La expresión del caudal para $\alpha_2 = 90^\circ$ queda en la forma:

$$Q_{11(c_{2n}=0)} = \frac{1 - \alpha^2}{4} \left(60 \frac{\text{man } g}{n_{11}} \frac{1 +}{2} + \frac{n_{11}}{60} \right) = \left| \frac{n_{11}}{60} \gg 60 \frac{\text{man } g}{n_{11}} \frac{1 +}{2} \right| =$$

$$= \frac{1 - \alpha^2}{4} \cotg \alpha_0 \frac{n_{11}}{60}$$

que aumenta al disminuir la solidez del enrejado; al aumentar la inclinación del álabe α_0 permaneciendo constantes el resto de las condiciones, $Q_{11} > Q_{11(c_{2n})=0}$, la circulación es positiva.

VIII.7.- EXPRESIÓN DEL PAR MOTOR EN FUNCIÓN DE LA CIRCULACIÓN

Sobre cada elemento del perfil de una turbomáquina, situado a una distancia r del eje de la misma, actúa una fuerza elemental que se puede descomponer en dos direcciones, de las que una, la

fuerza axial F_x es paralela al eje de giro, y que por lo tanto no produce ningún momento con relación a dicho eje; la otra componente, fuerza de par F_y , está situada en un plano normal al eje de giro, y es la que proporciona el par motor.

Sobre un elemento de pala de espesor dr , actúa una fuerza dF_y en el mismo sentido que la velocidad \vec{u} ; el momento C de esta fuerza sobre el álabe en la sección infinitesimal dr comprendida entre r y $(r + dr)$ es:

$$dC = r \cdot c_m r \, dr$$

Si z es el número de álabes, el momento total es:

$$C = z \int_{r_i}^{r_e} r \cdot (r) c_m dr = \left| dQ = 2 \cdot r \, dr \cdot c_m \right| = \frac{z}{2} \int_0^Q (r) dQ$$

siendo r_i el radio del cubo y r_e el radio exterior de la pala.

Al suponer fluido ideal y flujo irrotacional, la circulación a cada distancia r será la misma, por lo que:

$$C = \frac{z}{2} \int_0^Q dQ = \frac{z}{2} \frac{Q}{g} = \frac{z}{2} \frac{Q}{g}$$

que es la expresión del momento en función de la circulación, el número de palas y el caudal.

VIII.8.- CALCULO DE LAS PERDIDAS Y DEL DIÁMETRO EXTERIOR DEL RODETE D_e

El diámetro exterior de los álabes del rodetes D_e se puede calcular mediante datos experimentales y estadísticos; sin embargo, se puede hallar analíticamente un resultado óptimo haciendo que las pérdidas en el rodetes y en el difusor sean mínimas.

Pérdidas en el rodetes. - Las pérdidas en el rodetes son de la forma:

$$h_r = \left(\frac{1}{\eta_{man}} - 1 \right) H_n$$

que a su vez se puede poner como:

$$\frac{w_2}{w_1} = \sqrt{\frac{H_n - h_r}{H_n}}$$

siendo η_{man} un coeficiente de reducción de velocidad debido al rozamiento originado por el paso del agua a través de los álabes de la turbina.

Teniendo en cuenta la expresión del η_{man} anteriormente deducida con, $\eta_{man} = \frac{w_2}{w_1}$

$$h_{man} = \frac{1}{1 + \frac{w_m \sin}{\cos(\theta) u}}$$

y haciendo las aproximaciones:

$$w_m \ll u; \sin \theta \approx \theta; u \sin \theta \approx c_m; \theta \gg$$

se deduce:

$$1 - h_{man} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{u}{c_m \sin \theta}} = \frac{u}{c_m \sin \theta} \quad h_r = \frac{u H_n}{c_m}$$

Pérdidas en el tubo de aspiración.- Las pérdidas h_s en el tubo de aspiración son de la forma:

$$h_s = (1 - \eta_{dif}) \frac{c_m^2}{2g}$$

Diámetro del rodete D_e .- Para un radio r cualquiera se tiene:

$$\frac{h_r + h_s}{H_n} = \frac{u}{c_m} + (1 - \eta_{dif}) \frac{c_m^2}{2g H_n}$$

siendo η_d el rendimiento medio del difusor, cuyo valor entre los radios r_i y r_e es:

$$\begin{aligned} \frac{h_r + h_s}{H_n} \text{ medio} &= \frac{1}{\frac{(D_e^2 - D_i^2)}{4}} \int_{D_i/2}^{D_e/2} \left\{ \frac{u}{c_m} + (1 - \eta_{dif}) \frac{c_m^2}{2g H_n} \right\} 2r dr = \\ &= \frac{4}{D_e^2 - D_i^2} \left[\frac{D_e^2}{2} \left\{ \frac{u}{c_m} \frac{n}{30} \frac{D_e}{6} + (1 - \eta_{dif}) \frac{c_m^2}{4g H_n} \right\} - \frac{D_i^2}{2} \left\{ \frac{u}{c_m} \frac{n}{30} \frac{D_i}{6} + (1 - \eta_{dif}) \frac{c_m^2}{4g H_n} \right\} \right] = \\ &= 2(1 - \eta_{dif}) \frac{c_m^2}{g H_n} + \frac{n}{90 c_m} \frac{D_e^3 - D_i^3}{D_e^2 - D_i^2} = \left| \frac{D_i}{D_e} = \frac{4Q}{D_e^2 (1 - \eta_{dif})} \right| = \\ &= 2(1 - \eta_{dif}) \frac{c_m^2}{g H_n} + \frac{n}{90 c_m} \frac{1 - \eta_{dif}^3}{1 - \eta_{dif}^2} D_e = 2(1 - \eta_{dif}) \frac{16 Q^2}{2g H_n D_e^4 (1 - \eta_{dif}^2)^2} + \frac{n D_e^3 (1 - \eta_{dif}^3)}{360 Q} \end{aligned}$$

Como el diámetro óptimo hay que obtenerlo para unas pérdidas mínimas, derivando la anterior respecto a D_e y despejando, se obtiene:

$$(1 - \eta_{dif}) \frac{16 Q^2}{2g H_n (1 - \eta_{dif}^2)^2} \left(-\frac{4}{D_e^5} \right) + \frac{n D_e^2 (1 - \eta_{dif}^3)}{240 Q} = 0$$

$$D_e = 1,487 \sqrt[7]{(1 - \eta_{dif}) \frac{Q^3}{n H_n (1 - \eta_{dif}^3) (1 - \eta_{dif}^2)^2}}$$

que es el valor del diámetro óptimo del rodete teniendo en cuenta el rendimiento medio del difusor η_d , el caudal Q , la relación entre los diámetros a la entrada y salida σ , la altura neta H_n , el número de revoluciones por minuto n , y la esbeltez del álabe.

VIII.9.- CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS KAPLAN

Sabemos que en las turbinas Kaplan existen dos órganos reguladores del caudal, los álabes del distribuidor caracterizados por el parámetro x que determina su grado de apertura, y los álabes móviles del rodete, cuya posición viene caracterizada por el ángulo ϕ_0 .

Esto hace que sea posible el que la turbina funcione en un mismo punto del campo característico con rendimientos distintos; lo que se pretende es el conseguir que la turbina Kaplan funcione en cada punto con un rendimiento óptimo. En lugar de una sola colina de rendimientos, como en las turbinas Francis o Pelton, se pueden trazar dos series distintas de colinas de rendimientos, Fig VIII.17.

Regulación del caudal del distribuidor con los álabes del rodete fijos.- En la primera serie se fijan los álabes del rodete en una posición determinada, $\phi_0 = \text{Cte}$, y se traza una colina regulando el caudal únicamente con el distribuidor; para ángulos ϕ_0 distintos se obtienen otras tantas colinas de rendimientos.

Regulación del caudal con los álabes del rodete orientables y el distribuidor fijo.- En la segunda serie se fija la apertura x del distribuidor, y se traza una colina regulando el caudal, modificando únicamente el ángulo ϕ_0 de los álabes del rodete; para distintas aperturas del distribuidor x_1, x_2, x_3, \dots , etc, se obtienen otras tantas colinas.

Colina de rendimientos.- De este doblete de colinas hay una muy singular, cuyos rendimientos son los óptimos que se pueden alcanzar en el punto correspondiente del campo característico; a esta colina es a la que normalmente se conoce como colina de rendimientos de la turbina Kaplan. Para el trazado de las curvas características universales de las turbinas Kaplan, se pueden seguir varios procedimientos.

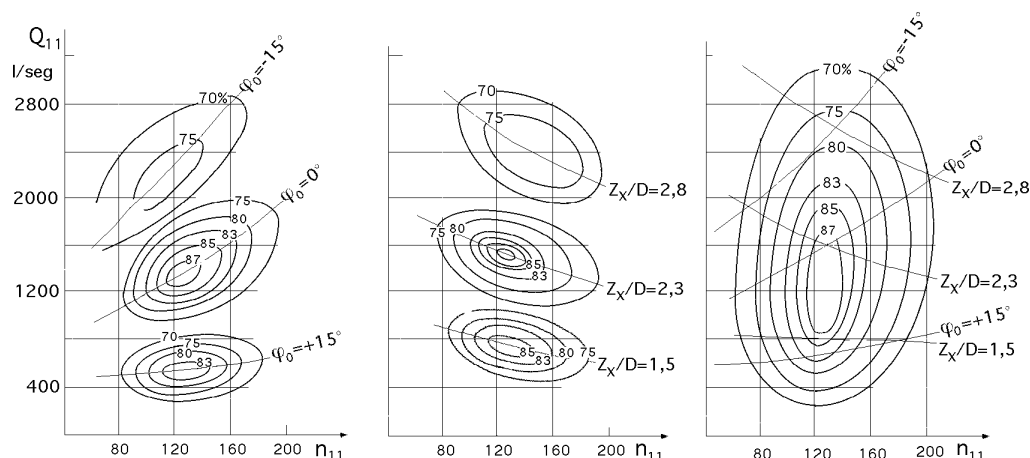


Fig VIII.17.- Trazado de la colina de una turbina Kaplan

Mediante el primero se obtienen un número conveniente de colinas de la primera serie, una colina para cada valor de x dado, regulando el caudal variando el ángulo φ_0 de los álabes del rodete.

Asimismo se traza un número conveniente de colinas de la segunda serie, cada una para un valor de $\varphi_0 = \text{Cte}$, regulándose el caudal variando la apertura x del distribuidor.

Se llevan las dos series de colinas así obtenidas a un mismo plano y se trazan las líneas de rendimiento máximo que se pueden alcanzar con una combinación adecuada de la apertura del distribuidor x y del ángulo φ_0 de las palas del rodete, lo cual se consigue trazando las envolventes de las isolíneas de rendimientos de las diversas colinas, tal como se muestra en la Fig VIII.18.

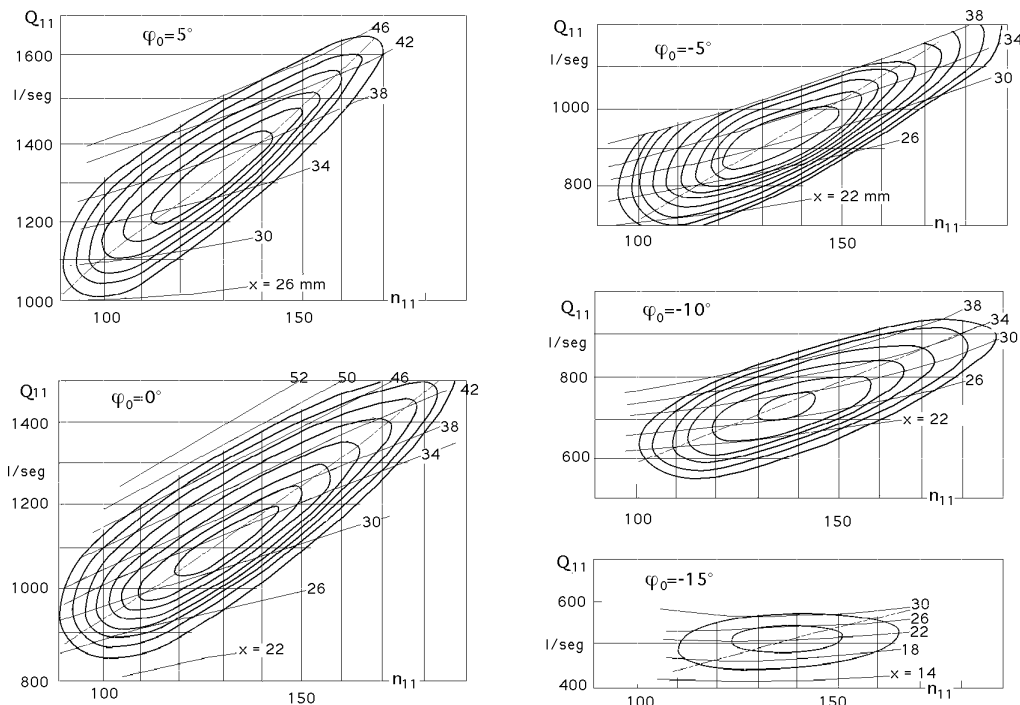


Fig VIII.18.- Colinas de rendimientos de una turbina Kaplan para cinco valores del ángulo

Según esto, cada punto del campo característico se puede realizar con el Q_{11} (total máximo) correspondiente a la isolínea de, $\eta_{\text{total}} = \text{Cte}$, que pasa por dicho punto, con la condición de que la apertura del distribuidor y el ángulo de los álabes del rodete sean los correspondientes a las líneas de los puntos $x = \text{Cte}$, $\varphi_0 = \text{Cte}$, que pasan por dicho punto.

Siguiendo otro procedimiento se trazan una serie de colinas de rendimientos de uno de los dos tipos descritos anteriormente, siendo preferidos los del primero porque es más fácil variar φ_0 .

Se comprueba que al aumentar φ_0 aumenta Q_{11} mientras que el valor óptimo de n_{11} varía poco, disminuyendo para ángulos elevados, como se muestra en las colinas de rendimientos de la turbina Kaplan representada en la Fig VIII.18, obtenidas para cinco valores del ángulo φ_0 de posición de los álabes del rodete.

Se establece la condición de situar cada punto del plano (Q_{11} , n_{11}) con el rendimiento óptimo,

obteniéndose así la colina de rendimientos.

Se escoge un valor determinado de n_{11} , se traza la vertical, $n_{11} = \text{Cte}$, y se leen en las diferentes colinas los valores máximos del rendimiento, (caracterizadas por valores distintos de ϕ), y en la intersección de la vertical, $n_{11} = \text{Cte}$, con cuantos valores de Q_{11} se deseen, en cada caso, anotándose también el valor de ϕ de la colina respectiva y el valor de x con el que se obtiene dicho rendimiento.

Para cada valor de n_{11} se obtienen los tres tipos de curvas:

$$\eta_{\text{total}} = f(Q_{11}) \quad ; \quad x = f(Q_{11}) \quad ; \quad \phi = f(Q_{11})$$

que se han representado en la Fig VIII.20, para un mismo valor de n_{11} , obtenidas a partir de las curvas características universales descritas anteriormente.

Para otros valores de n_{11} se trazan otras series de curvas de este tipo, y con estos datos se pueden trazar las curvas características universales de las turbinas Kaplan.

Para ello, en cada punto del plano (Q_{11}, n_{11}) se anotan tres valores de η_{tot} y x , obteniéndose el diagrama de dichas turbinas trazando las isolíneas de igual rendimiento, las isolíneas de $\phi = \text{Cte}$, que son los valores del ángulo del rodete con los que se obtienen los rendimientos máximos, y las de apertura, $x = \text{Cte}$, como se indica en la Fig VIII.18, obteniéndose así un diagrama universal aplicable a una serie de turbinas Kaplan geoméricamente semejantes a la turbina ensayada, Fig VIII.19.

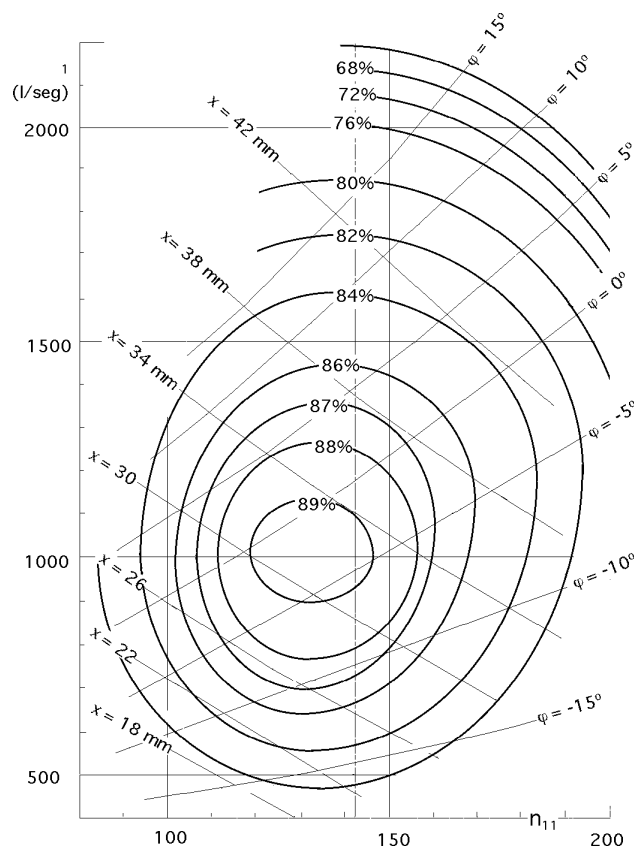


Fig VIII.19.- Curvas características universales de una turbina Kaplan

La turbina Kaplan en funcionamiento se caracteriza por un número de revoluciones por minuto n , su diámetro D y altura neta H_n determinados, que a su vez proporcionan un n_{11} para dicha turbina Kaplan, siempre que H_n se mantenga constante, por cuanto:

$$n_{11} = \frac{n D}{\sqrt{H_n}}$$

Las características particulares de la turbina Kaplan se determinan sobre el diagrama universal, trazando la vertical que pasa por el punto n_{11} obteniéndose así los valores máximos del rendimiento, para diferentes caudales, y los valores de x y de φ_0 que hay que adoptar para conseguir dichos rendimientos.

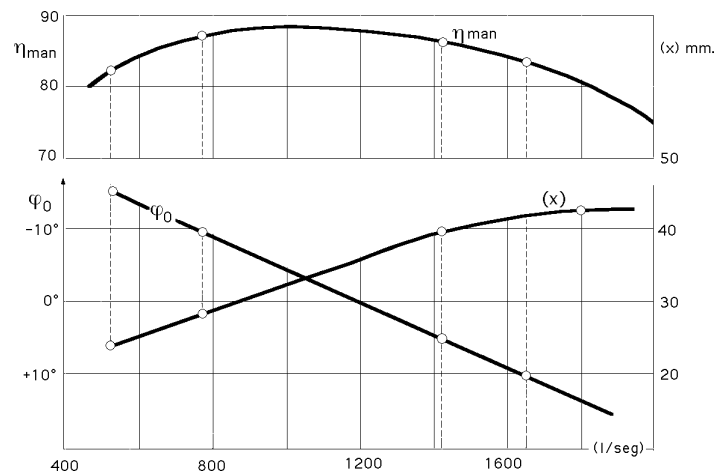


Fig VIII.20.- Curvas de η , φ_0 , x , para un mismo valor de n_{11} , obtenidas a partir de datos tomados de las Fig VIII.18

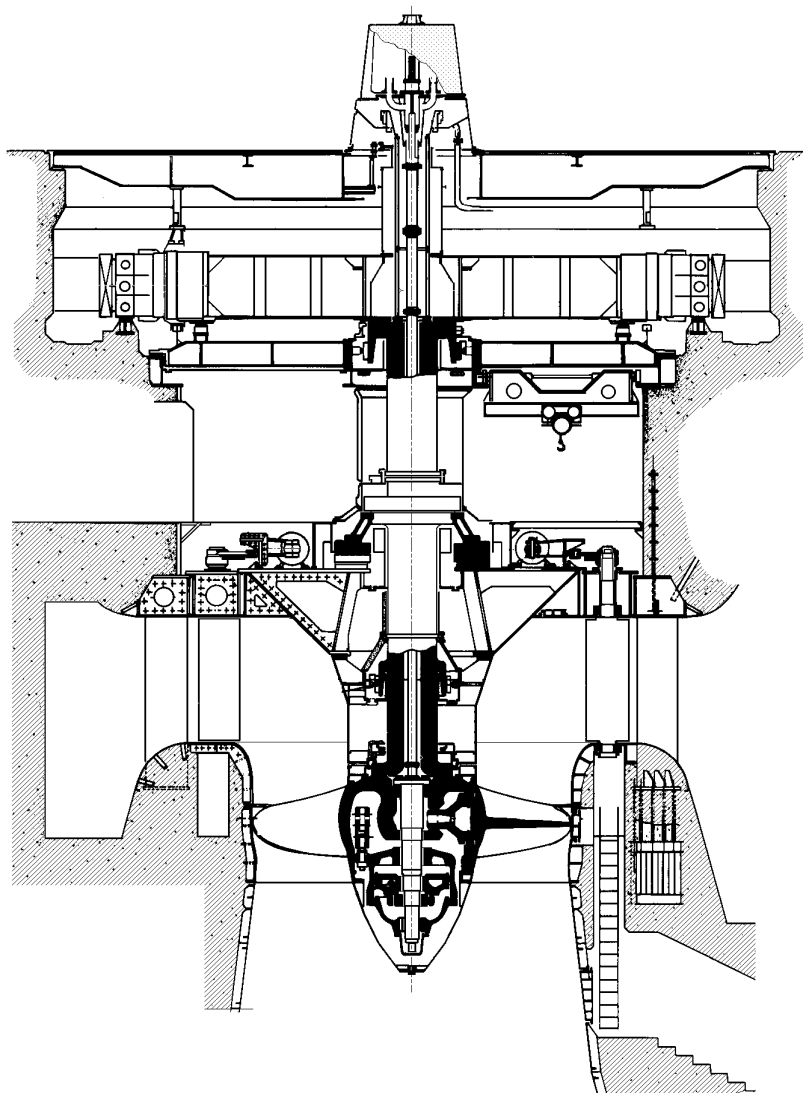


Fig VIII.21.- Turbina Kaplan de 112 MW de la Central del río Tieté

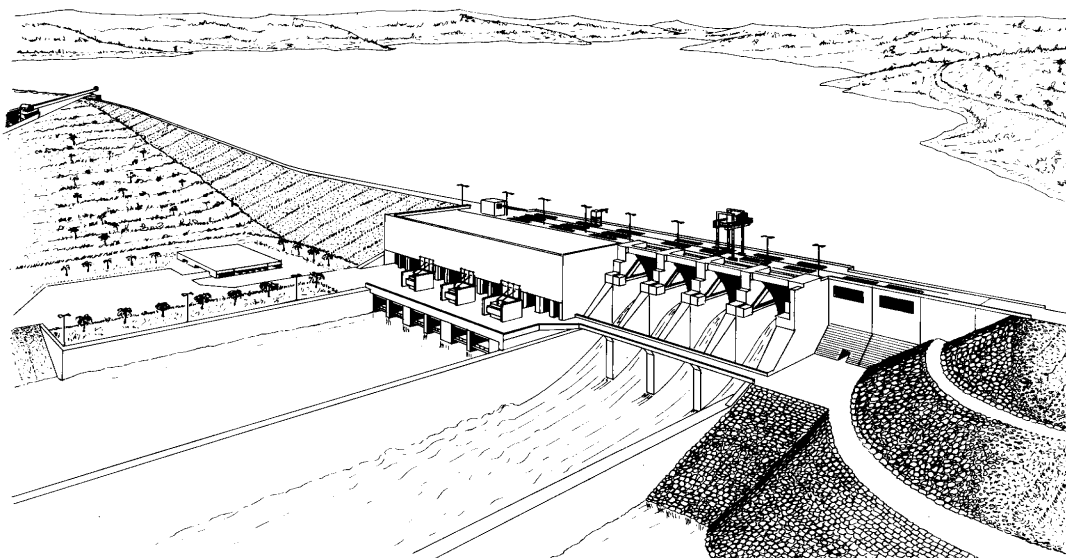


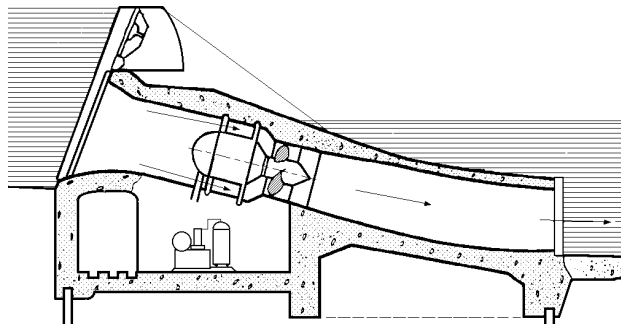
Fig VIII.22.- Central del río Tieté, afluente del Paraná, estado de Sao Paulo

IX.- TURBINAS BULBO

IX. 1.- TURBINAS UTILIZADAS EN LAS CENTRALES MAREMOTRICES

Los grupos Bulbo, como parte fundamental de las centrales maremotrices, no son más que un tipo especial de turbina hélice, capaces de aprovechar saltos de pequeño desnivel, pero de gran caudal. Estos grupos fueron concebidos en un principio para ser utilizados en cuencas fluviales de grandes caudales; posteriormente han sido empleados también por las centrales maremotrices, que como sabemos se caracterizan, por pequeñas alturas y grandes caudales.

El nacimiento oficial de estos grupos Bulbo, tiene lugar el 27 de diciembre de 1933, adquiriendo el derecho de los mismos Arno Fisher, que en 1936 inaugura los dos primeros grupos de Rostin, Fig IX.1, sobre el río Persante; la potencia de esta primera central era de 168 kW.



$H = 3,75 \text{ m}$; $Q = 6,3 \text{ m}^3/\text{seg}$; $N = 195 \text{ kW}$; $n = 250 \text{ rpm}$; Diámetro del rodete = $1,35 \text{ m}$

Fig IX.1.- Grupo Bulbo de Röstin 1936

La ventaja de estos grupos, en los que el agua desliza axialmente, es muy superior a los tradicionales de eje vertical.

En primer lugar, se produce una mejor distribución de velocidades del agua sobre las palas, lo que permite disminuir el diámetro de las mismas, para una misma potencia en comparación con las de eje vertical; se ha comprobado que para una caída y consumo dados se obtiene la misma potencia, por ejemplo, con una rueda de $6,10 \text{ m}$ de diámetro en deslizamiento axial, a una velocidad de 87 rpm , que con una rueda Kaplan de 7 m girando a 71 rpm .

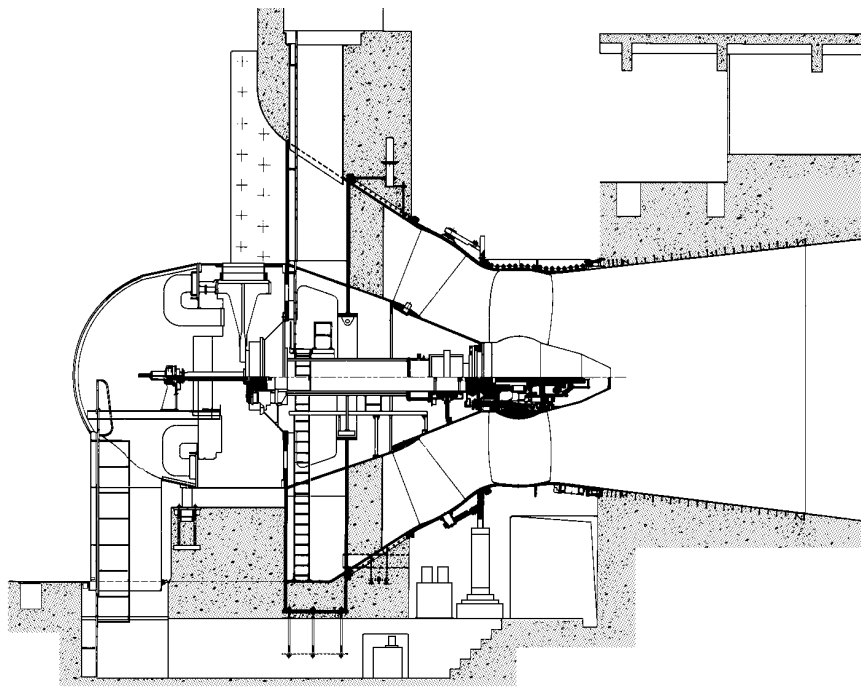


Fig IX.2.- Turbina Bulbo y tubo de aspiración

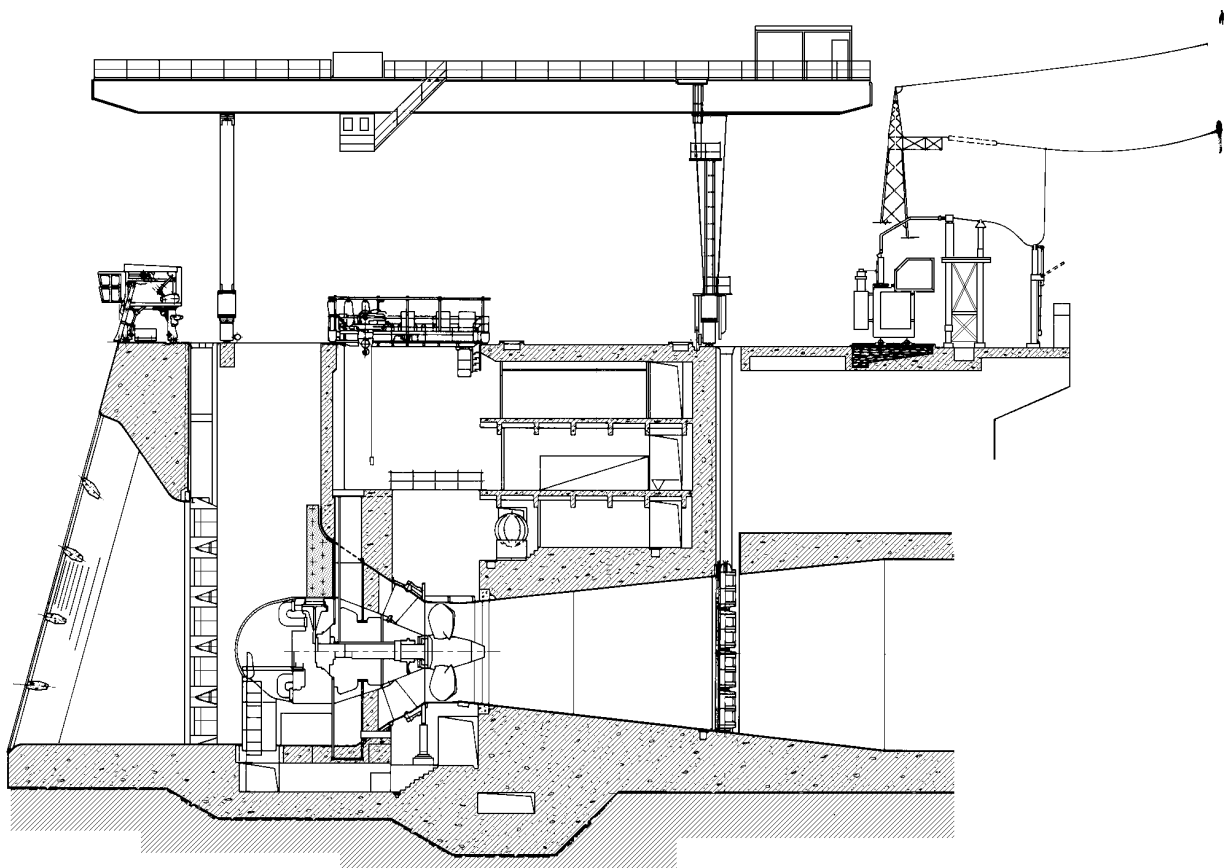


Fig IX.3.- Turbina Bulbo instalada en el dique

Otra ventaja la constituye la disminución de las pérdidas de carga, tanto a la entrada como a la salida de la turbina lo que implica una mejora del rendimiento, presentando al tiempo mejores condiciones a la cavitación, lo que origina una disminución del coste de la obra civil.

POSICIÓN DEL ALTERNADOR.- En principio, los constructores se encontraron con tres alternativas para la instalación del alternador, que podía ir colocado en el exterior del Bulbo, en su periferia o en su interior.

Grupos Bulbo con el alternador en el exterior.- La idea data de la construcción de la primera presa de Asuán en 1927, pero nunca se han conseguido grandes resultados a causa de la aparición de vibraciones.

Grupos Bulbo con el alternador en la periferia.- La idea proviene del ingeniero americano, Leroy Harza, Fig IX.4, y data de 1921; las palas hélice juegan el papel de brazos del rotor lo cual hace que cuando éstas se construyen orientables, los problemas mecánicos son insalvables. Los polos magnéticos inductores del alternador se encuentran unidos solidariamente a la periferia del rodete de la turbina y giran con él, turbinas Straflo.

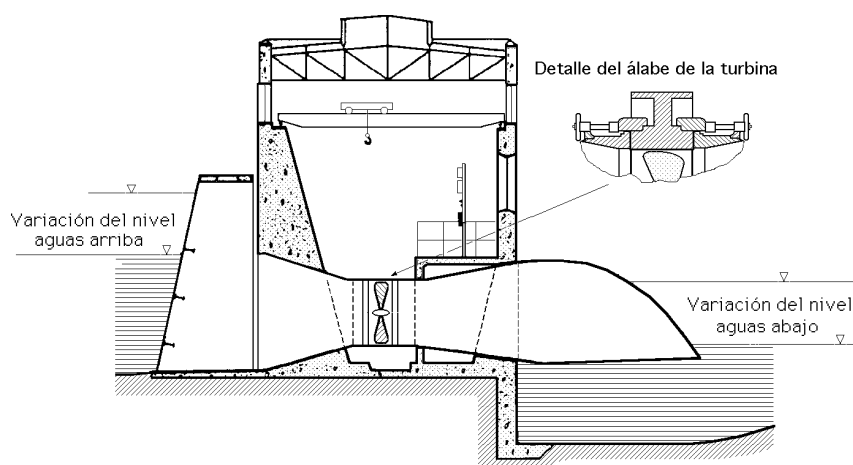
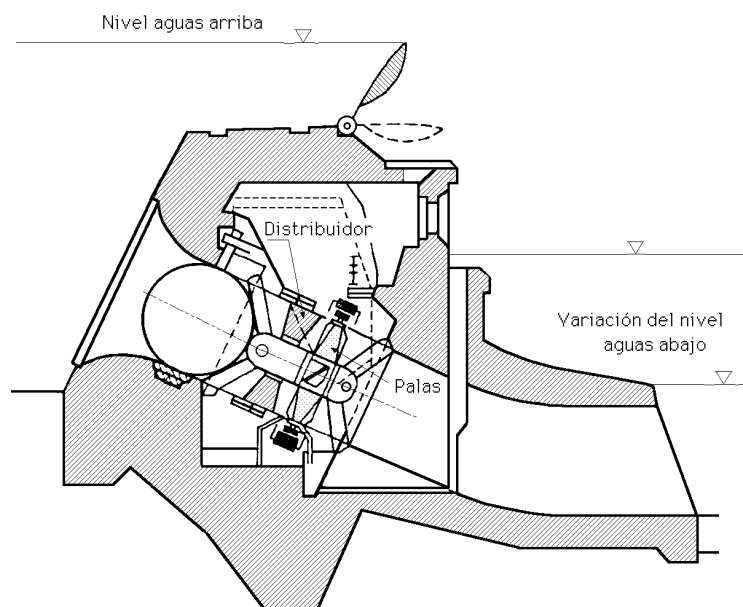


Fig IX.4a.- Grupo con alternador periférico, (Harza)

Grupos Bulbo con el alternador en el interior.- Estos Bulbos son básicamente los que se emplean actualmente y datan como hemos dicho de 1933, y aunque a priori fueron mal aceptados, acabaron imponiéndose. Al finalizar la 2ª Guerra Mundial, Francia se interesa por la adopción de grupos reversibles maremotrices y grupos para pequeños saltos.

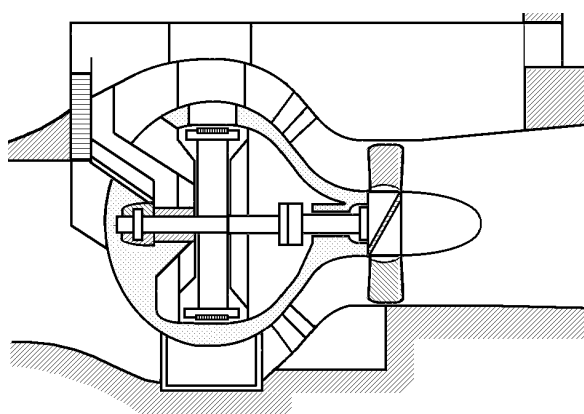
El empleo de los grupos Bulbo en las centrales maremotrices se debe fundamentalmente a las condiciones de doble sentido tanto de funcionamiento, como a la necesidad de emplear los propios grupos Bulbo en funciones de bombeo para provocar el llenado del embalse, Fig IX.5.

Este tipo de funcionamiento originó problemas en los sistemas eléctricos que implicaron una disminución del tamaño del alternador, y en el sistema de refrigeración por aceite a presión, para evacuar el calor y evitar las entradas de agua en el recinto sumergido del alternador, lo que indujo a construir un grupo único (turbina-alternador) siendo en este momento cuando nacen los auténticos grupos Bulbo de aplicación exclusiva en las centrales maremotrices, que tienen como características principales:



$H = 9 \text{ m}$; $Q = 25 \text{ m}^3/\text{seg}$; $N = 1.75 \text{ MW}$; $n = 214 \text{ rpm}$; Diámetro del rodete $d = 2,15 \text{ metros}$

Fig IX.4b.- Grupo con alternador periférico de Steinbach (Baviera)



Diámetro del rodete = 8 m ; diámetro del Bulbo = 12 m

Fig IX.5.- El primer proyecto de grupo Bulbo para el Rance (1943)

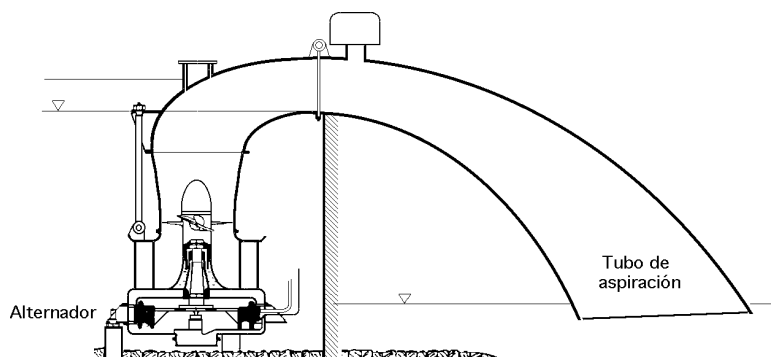
a) Paso del agua a su través, axialmente

b) Funcionamiento en los dos sentidos y posibilidad de actuar como bomba para el llenado del embalse.

Entre otros tipos de grupos Bulbos hay que señalar aquellos que por su concepción están dedicados a aprovechar saltos pequeños con caudales relativamente pequeños; entre estos son de destacar los grupos en sifón, Fig IX.6 que se emplean para saltos de 1,5 m a 3 m con caudales del orden de $15 \text{ m}^3/\text{seg}$, siendo sus potencias del orden de 50 a 300 kW.

Otro tipo lo constituyen los grupos en depósito de agua, para consumos del orden de 10 a $15 \text{ m}^3/\text{seg}$, aunque excepcionalmente pueden alcanzar consumos de $28 \text{ m}^3/\text{seg}$, siendo las alturas del salto generalmente superiores a las de sifón, Fig IX.8.

Otro modelo de características parecidas, aunque todavía de mayor caída, lo constituye los *Bulbos en conducción*, cuya principal característica es su sencillez, pues se confunden la presa y la central en una única obra Fig IX.9.



$H = 2,6 \text{ m}$; $N = 95 \text{ kW}$; $Q = 6 \text{ m}^3/\text{seg}$; $n = 214 \text{ rpm}$

Fig IX.6.- Sistema Bulbo con sifón-aspirador a la salida

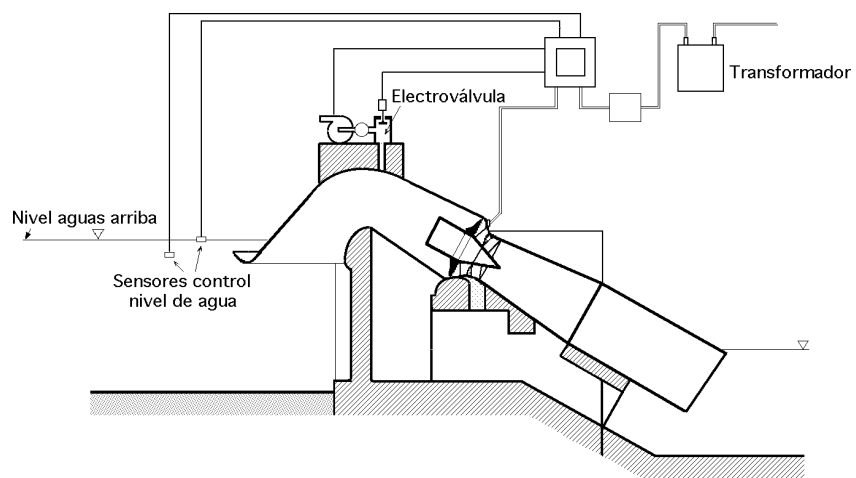
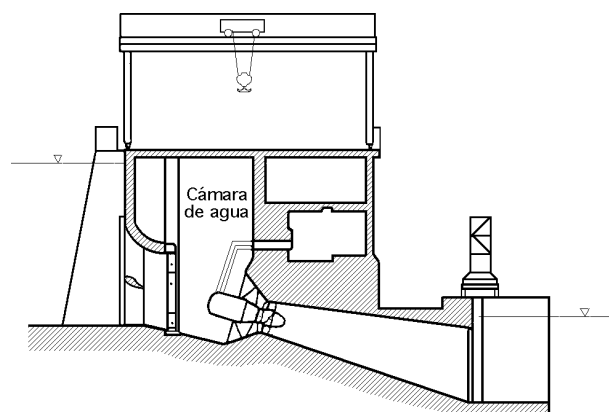
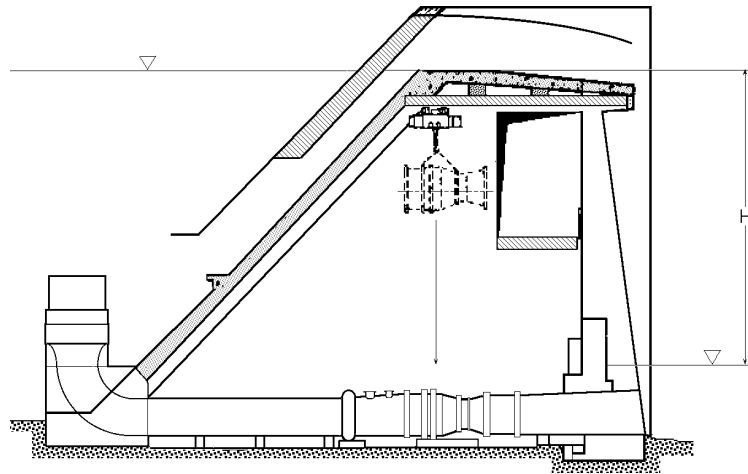


Fig IX.7.- Sistema de Bulbo con depósito de agua y sifón aguas arriba



$H = 7,8 \text{ m}$; Diámetro del rodete $d = 1,65 \text{ m}$; $Q = 12,5 \text{ m}^3/\text{seg}$; $N = 810 \text{ kW}$; $n = 250 \text{ rpm}$

Fig IX.8.- Sistema de grupo Bulbo instalado en cámara de agua (Castet) (1954)



$Q = 7,5 \text{ m}^3/\text{seg}$; $H = 15,5 \text{ m}$; $N = 0,8 \text{ MW}$; $n = 500 \text{ rpm}$; Diámetro del rodete $d = 1,12 \text{ m}$

Fig IX.9.- Sistema de Bulbo en conducción

Potencia del alternador.- La potencia nominal de un alternador N_{alt} en kW, viene dada por la expresión:

$$N = K_u D L n$$

en la que:

D es el diámetro del estator en metros,

L la longitud axial del circuito magnético del estator en metros

n la velocidad de rotación en rpm

K_u un coeficiente de utilización de la potencia.

El valor del diámetro D del estator viene impuesto por el diámetro D_e de la turbina, según la relación, $D \geq 2 D_e$

Se observa, que al disminuir el diámetro del estator D y mantener constante la potencia, hay que aumentar la velocidad de giro, la longitud del alternador y el valor del coeficiente K_u .

La posibilidad de aumentar en los grandes grupos el número n de rpm, es difícil debido a complicaciones técnicas, alcanzándose como máximo velocidades del orden de 140 rpm.

La modificación de L viene condicionada por la ventilación axial del alternador, no pudiéndose utilizar ventilación radial debido al bajo número de rpm del rotor.

El coeficiente K_u es de la forma:

$$K_u = K B_d A$$

en la que B_d es la inducción en el entrehierro en vacío, en Teslas, A es la corriente por centímetro periférico, en Amp/cm, y K es el factor de potencia.

a) Para aumentar A es preciso aumentar la permeabilidad del medio

b) Para aumentar B_d es preciso aumentar la corriente de excitación y la densidad de corriente en las bobinas del rotor.

La ventilación de éstos alternadores se realiza mediante refrigeración axial que viene asistida por el efecto de refrigeración del fluido refrigerante (aire) con el medio exterior; para ello las carcasas exteriores del Bulbo se diseñan de forma que permitan evacuar el 30% del calor generado. El fluido refrigerante suele ser aire comprimido entre dos y tres atmósferas, consiguiéndose de esta forma una perfecta refrigeración del grupo, al tiempo que permite una presión adecuada en su interior para contrarrestar el efecto de la presión exterior que el agua ejerce sobre el grupo.

IX.5.- LOS GRUPOS BULBO; PROYECTOS Y PERSPECTIVAS

La búsqueda de turbomáquinas que funcionen como turbina y como bomba, en ambos sentidos, con conductos hidráulicos de formas simples y por lo tanto económicos, tendentes a mejorar la rentabilidad de las microcentrales y las centrales maremotrices, condujo a la puesta a punto de los grupos Bulbo; para ello se han utilizado máquinas axiales, que requieren conductos hidráulicos de formas simples y dimensiones reducidas, y que permiten un aumento de la potencia específica, y una reducción del costo de la obra civil.

La primera generación de turbinas Bulbo fueron las del tipo Castet, con un diámetro de rueda inferior a 2 m; con ellos se dió un paso decisivo en el conocimiento de los numerosos problemas que se fueron presentando, tanto hidráulicos como mecánicos.

Trazado hidráulico de los grupos Bulbo.- Lo que se trata de conseguir con los grupos Bulbo es aumentar la potencia específica, mediante un aumento de la velocidad específica n_s . Los ensayos sobre la distribución de velocidades, muestran que las pérdidas de carga más importantes se producen a la entrada y a la salida, cuando las potencias específicas son elevadas.

Los conductos hidráulicos de los grupos Bulbo son menos complicadas que los de las turbinas Kaplan, y llegan a tener pérdidas relativamente poco importantes, por lo que se pueden conseguir con los grupos Bulbo mayores potencias específicas, para un salto hidráulico dado.

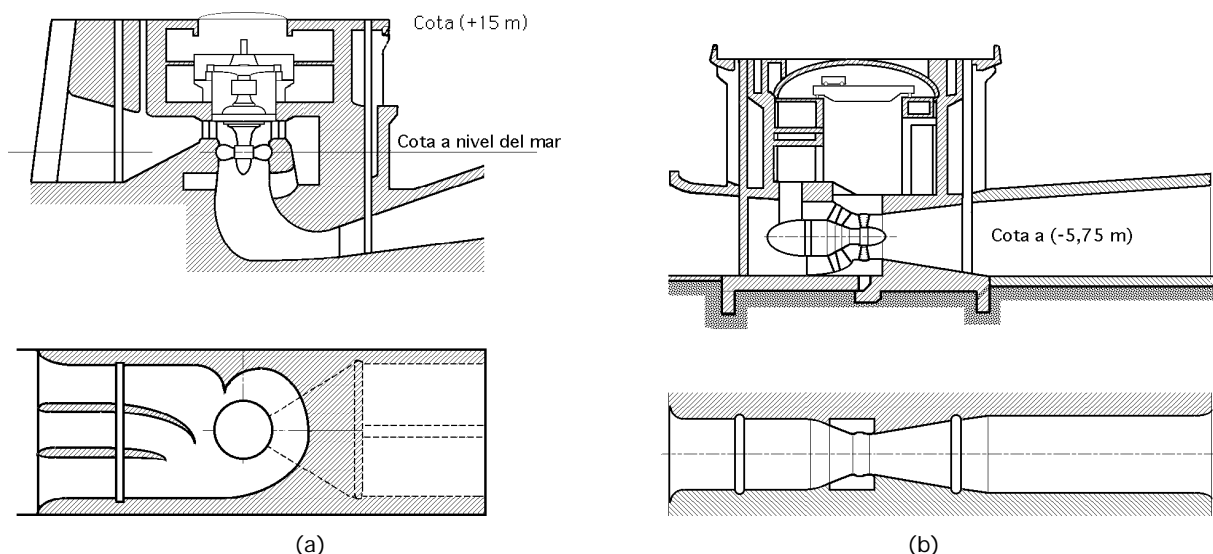


Fig IX.10.- Conductos hidráulicos requeridos por una turbina Kaplan y un grupo Bulbo

En la Fig IX.10 se comparan un grupo convencional Kaplan proyectado en principio para el Rance, con el tipo Bulbo definitivamente adoptado.

Mientras la turbina Kaplan, con 9 MW, necesitaba una longitud de dique de 20,5 metros, la turbina Bulbo, con 1 MW más, ocupaba sólo 13,3 m, pudiéndose apreciar en la citada figura que las obras requeridas para este último son también más sencillas.

Para rendimientos iguales, los grupos Bulbo tienen un diámetro de rueda inferior al de las turbinas Kaplan de la misma potencia; para caídas más pequeñas que el salto de diseño, las potencias generadas por la turbina axial (grupos Bulbo) son superiores a las desarrolladas por las turbinas Kaplan.

El tubo de aspiración.- La energía cinética a la salida de la rueda alcanza un valor próximo a la energía total del salto, lo que muestra la importancia del tubo de aspiración en las máquinas con grandes potencias específicas.

Un deslizamiento axial uniforme a la salida de la rueda es difícil de obtener, incluso para un sólo sentido de funcionamiento; se obtendría un excelente rendimiento si se tomase la precaución de escoger un adecuado ángulo α_0 en el codo del tubo de aspiración.

Sin embargo, para éste ángulo ideal α_0 la longitud del tubo de aspiración tendería a aumentar y llegaría a alcanzar valores económicamente inaceptables, por lo que la ingeniería hidráulica se vería obligada a elegir una sección de salida igual a casi cuatro veces la sección de la rueda, lo que implicaría el riesgo de desprendimiento de la capa límite, con la consiguiente erosión del conducto.

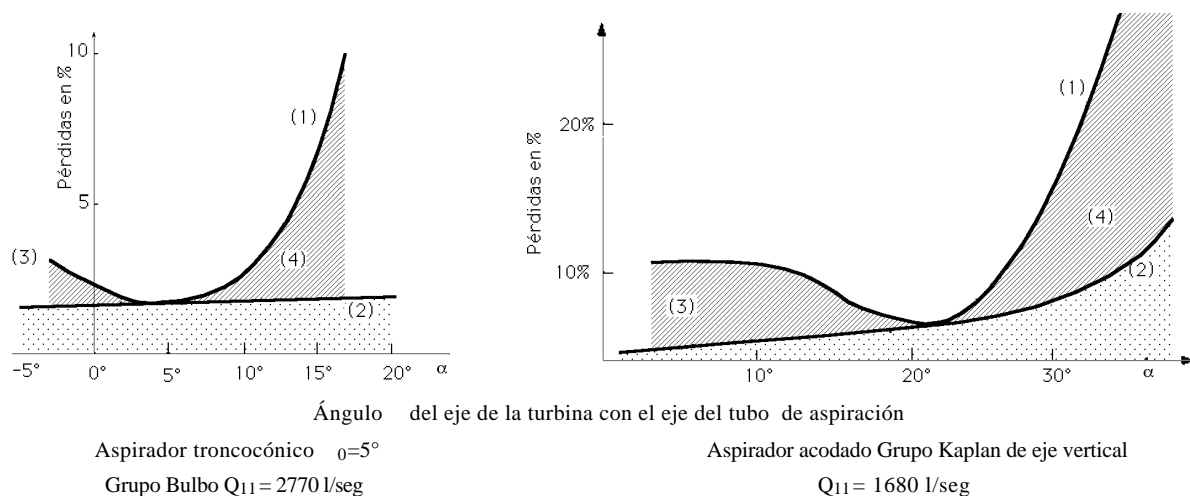
La elección de un momento cinético residual y de una ley de reparto de velocidades tangenciales a lo largo de la sección, es difícil, pues las pérdidas en el tubo de aspiración no provienen únicamente del desprendimiento de la capa límite, sino también de corrientes de retorno en la parte central. Cuando el momento cinético a la entrada del aspirador llega a ser demasiado grande, las pérdidas por estas corrientes de retorno, crecen también muy rápidamente.

La gráfica de la Fig IX.11 proporciona las pérdidas en el aspirador de un grupo Bulbo y de uno Kaplan; se han llevado en ordenadas las pérdidas y en abscisas el ángulo que forma la velocidad absoluta en el aspirador con el eje de la máquina, observándose que las pérdidas crecen más rápidamente para valores superiores al ángulo óptimo que para valores inferiores. En suma el flujo en el tubo aspirador depende del trazado del conjunto de los conductos hidráulicos y de la rueda.

Las pérdidas en el aspirador troncocónico provienen casi únicamente de los desprendimientos de la capa límite, de las turbulencias, y de los grandes remolinos que originan tales desprendimientos.

La energía cinética a la salida del tubo aspirador de un grupo Bulbo es del orden de $1,4 \div 1,5$ veces la energía cinética a la salida del rodete, $\frac{c_m^2}{2g}$; en un grupo Kaplan llega a ser, $\frac{3}{2} \frac{c_m^2}{g}$.

La recuperación parcial de esta energía creada en el aspirador se efectúa en mejores condiciones para los grupos Bulbo que para los Kaplan, pues el campo de velocidades a la salida del aspirador es más homogéneo para los Bulbo que para éstas.



Curvas: (1) Pérdida total en el aspirador; (2) Pérdidas por rozamiento para $h = kc^2$

Zonas: (3) Pérdidas por desprendimiento de la pared; (4) Pérdidas por recirculación

Fig IX.11.- Pérdida de carga en algunos tipos de tubo de aspiración de turbinas Bulbo y Kaplan

Conductos.- Las pérdidas de carga en los conductos de los grupos Bulbo y Kaplan, son comparables; sin embargo, las dimensiones de los conductos aguas arriba del distribuidor del grupo Bulbo son más pequeños que los de la Kaplan.

Una limitación de las dimensiones de los conductos aguas arriba, permite disminuir la longitud de la central y alojar el conjunto del grupo entre paredes planas, verticales, y paralelas, obteniéndose así una mejora en la potencia para una longitud de central dada.

Estas disposiciones de conjunto exigen también que el diámetro del Bulbo y, por lo tanto, el del estator del alternador sea inferior al diámetro del rodete, por lo que el futuro desarrollo de estas máquinas se encuentra condicionado por la posibilidad de construir alternadores de diámetro reducido, que sería muy importante para los grupos maremotores que funcionan en los dos sentidos.

El crecimiento de las potencias específicas, conduce a grupos con diámetro de rodetes de 7,5 a 8 metros. Para no aumentar el precio de los distribuidores móviles, se han adoptado álabes directrices de formas simples; las generatrices de los nervios de éstos álabes concurren en el vértice de un cono que contiene los ejes de las directrices; este vértice constituye un centro de homotecia para los diferentes nervios, por lo que estas formas en el diseño simplifican considerablemente su construcción.

El trazado óptimo del rodete exige que las directrices posean una cierta torsión (álabes alabeados), lo que supone un aumento en el coste del distribuidor, que lo pueden hacer económicamente inaceptable.

Se obtiene un reparto correcto de las velocidades c_1 a la entrada de la rueda, jugando con la forma de las paredes, con la geometría del distribuidor y con la forma de los perfiles homotéticos de las directrices; hasta el presente, para los grupos Bulbo con un solo apoyo aguas arriba, la relación entre los diámetros de entrada y de la rueda es del orden de 0,8 a 0,9; si se trata de grupos de 7,5 a 8 metros de diámetro esta relación aumenta hasta 1,2 ó 1,3 para facilitar la construcción de la carcasa del alternador y su posterior montaje en varias piezas.

El aumento de la relación entre el diámetro del alternador y el de la rueda conduce a modificar el trazado hidráulico de la entrada aguas arriba y del distribuidor.

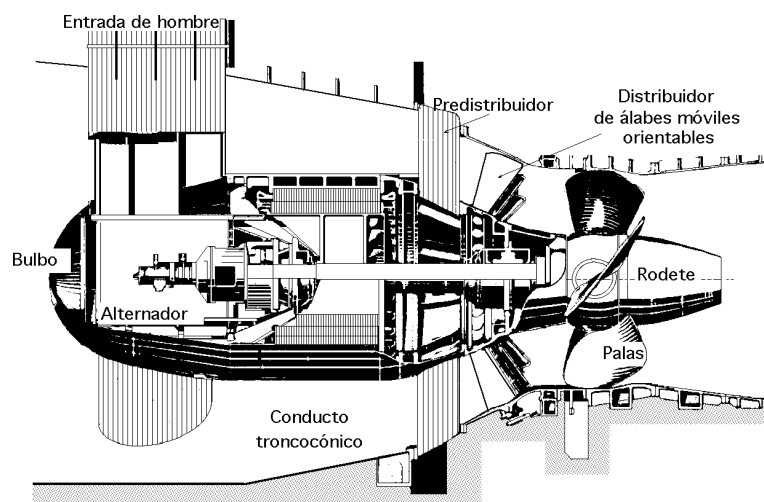
Para no alargar demasiado el grupo, es preciso disminuir el ángulo en el vértice del distribuidor cónico, lo que implica un aumento de la curvatura de deslizamiento a la entrada del distribuidor.

Se pueden concebir grupos de potencia específica elevada con una relación entre el diámetro del alternador y el de la rueda del orden de 1,2 a 1,3 adoptando un ángulo medio en el vértice del distribuidor del orden de 40° a 50° pero esto implica problemas en la alimentación de la rueda.

Cavitación.- Los grupos Bulbo entran en la categoría de turbinas alimentadas por saltos fuertemente variables por lo que las condiciones que provocan la cavitación se tienen que analizar en profundidad, así como el diseño de las zonas que son propensas a su formación y desarrollo con la reducción de la tensión, estabilidad de los deslizamientos, vibraciones, etc; por razones económicas no se puede adoptar un diseño que cumpla con todas estas premisas y garantice la máquina contra toda efecto de cavitación. Las observaciones sobre la aparición y desarrollo de la cavitación constituyen un conjunto de datos, sin los cuales no se podría realizar el trazado de las palas; pero sobre todo sirven para definir en las diferentes zonas de funcionamiento los márgenes que se pueden adoptar.

Para la determinación del diseño de los grupos Bulbo se adoptan las mismas reglas y los mismos parámetros obtenidos a partir de los resultados de explotación de las turbinas Kaplan, obteniéndose un margen de seguridad suficiente.

Potencias específicas de los grupos Bulbo.- El examen de los datos estadísticos muestra que el consumo específico máximo de las máquinas axiales puede ser del orden de $4 \text{ m}^3/\text{seg}$; las velocidades en los grupos Bulbo llegan a valores de 250 rpm. y los de las Kaplan a 200 rpm. Para saltos equivalentes, la contrapresión sobre la rueda de una turbina axial es más elevada que sobre la de la rueda Kaplan de la misma potencia nominal.



$H = 11,30 \text{ m}$; $Q = 89 \text{ m}^3/\text{seg}$; $N = 8,5 \text{ MW}$; $n = 150 \text{ rpm}$; Diámetro del rodete, $d = 3,80 \text{ metros}$

Fig IX.12.- Grupo Bulbo de Beaumont-Monteux

Parámetros.- Entre los parámetros característicos de los equipos empleados en una central maremotriz, destacan los siguientes:

a) La elección del diámetro del rodete que fija la escala de la obra civil de la instalación, siendo una necesidad económica la tendencia a los grandes diámetros

b) Las alturas nominales tienden a ser iguales a la altura mínima necesaria para obtener la potencia nominal; estas alturas nominales son lo bastante bajas como para satisfacer bien las pequeñas mareas, pero suficientes, para no rebajar las grandes.

Estos dos parámetros condicionan la velocidad de rotación del grupo y por lo tanto las dimensiones del alternador.

Tabla IIX.2.- Algunas realizaciones

Año	1980	1980	1980	1982	1983
País	Bélgica	Bélgica	Suiza	Austria	Canadá
Localidad	Andenne	Lixhe	Höngg	Weizöde	Annápolis
Unidades	3	4	1	2	1
Diámetro Rodete (m)	3,55	3,55	3	3,7	7,6
Salto (m)	5,5	5,5	3,5	11	7,1
Potencia (MW)	3,5	3,5	1,5	8	20

Como los lugares apropiados para una instalación de este tipo están caracterizados por unos saltos variables entre cero y un máximo de 13 a 14 metros, los funcionamientos a baja altura de carga influyen fuertemente sobre la productividad de las instalaciones maremotrices; las disposiciones posibles que intentan paliar esta influencia son:

a) *La utilización de un multiplicador de velocidad colocado entre el rodete y el alternador, que permite a éste no sólo girar más deprisa, sino también reducir su diámetro y, por tanto, también el tamaño del Bulbo que condiciona en general, al grupo. Además su empleo permitiría la utilización de un alternador más clásico, de mayor rendimiento y de un precio más bajo, rentabilizando las instalaciones de baja altura, que son las de mayor interés para las centrales maremotrices.*

b) *El funcionamiento de los grupos a velocidad variable utilizando unos convertidores estáticos de frecuencia a potencia total o a potencia nominal, que permitan el desembraque automático del alternador cuando la velocidad pase de un umbral prefijado, lo que limitará la velocidad de embalamiento del alternador.*

IX.6.- LA CENTRAL MAREMOTRIZ DEL RANCE

Vamos a hacer una somera descripción del tipo de turbina empleado en el proyecto más antiguo en funcionamiento (1967), que es el del río Rance en Francia, Fig IX.13.

Uno de los problemas que hubo de solucionar en este proyecto fue precisamente el del tipo de turbina a utilizar, ya que las convencionales del tipo Kaplan, no son las más adecuadas para condiciones de funcionamiento con caudales elevados y saltos reducidos y muy variables; además no son reversibles, por lo que su operatividad en un ciclo de doble efecto, con turbinaje y

bombeo del embalse al mar y del mar al embalse, sólo es posible mediante conducciones conmutadas que requieren obras muy voluminosas y costosas, y aún así, no permitirían el bombeo si no fuese mediante bombas independientes, lo que aumentaría el coste y crearía problemas de espacio. Por otra parte es conveniente eliminar todo lo posible el peso y el volumen de los grupos, para reducir así la sección del costoso dique y aprovecharlo al máximo.

El interés en resolver estos problemas mediante un grupo turbina generador poco voluminoso, capaz de funcionar en ambos sentidos y tanto como turbina como bomba, condujo al desarrollo de los conjuntos de turbomáquinas axiales, llamados grupos Bulbo, que luego han resultado ser de gran interés para su aplicación en instalaciones de otros tipos, como minicentrales hidráulicas.

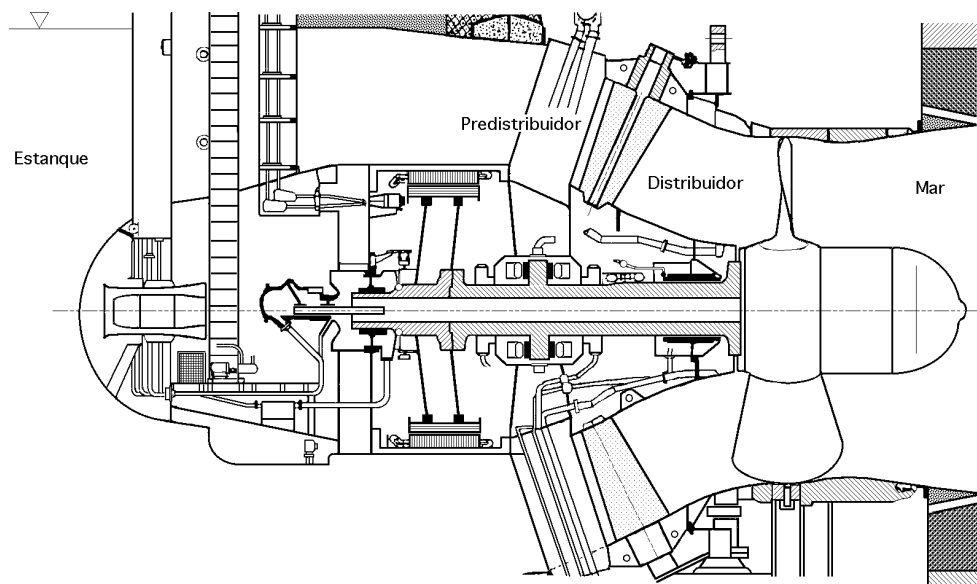
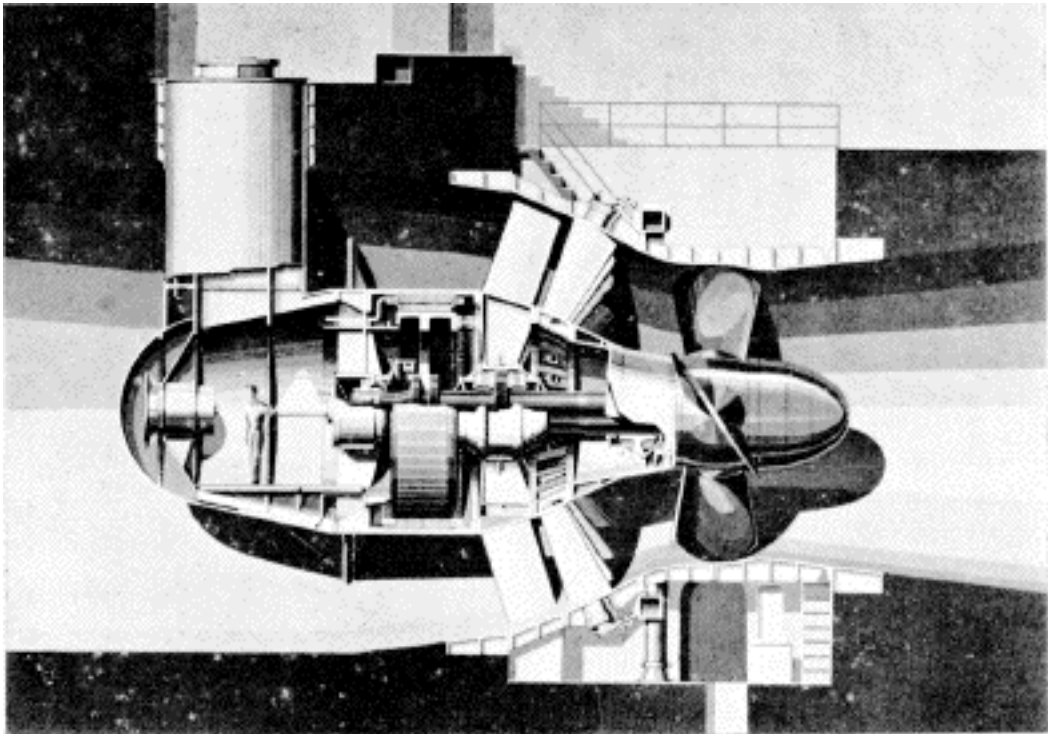
Estos grupos comprenden:

- a) Un conducto troncocónico de entrada, que posteriormente se ensancha alrededor del Bulbo que contiene el generador-alternador*
- b) Un Bulbo o envoltura metálica en cuyo interior se encuentra el generador; el Bulbo está unido al muro exterior del conducto por aletas radiales que le sirven de soporte y al mismo tiempo guían el agua. El conjunto, constituido por las aletas y las paredes exterior del Bulbo e interior del conducto conforman el predistribuidor.*
- c) Un distribuidor, situado entre el predistribuidor y el rodete; está formado por un cierto número de álabes que dirigen el agua en la dirección conveniente hacia el rodete móvil; estos álabes son como los de las turbinas Kaplan y por la misma razón orientables mediante un mecanismo servomotor hidráulico accionado automáticamente, en este caso, por las diferencias de nivel entre el mar y el embalse, según un programa establecido, para adaptar su disposición a las variaciones del caudal y altura del salto, manteniendo siempre un elevado rendimiento.*
- d) La hélice, de cuatro palas orientables, permite mantener un valor alto del rendimiento para condiciones variables, tanto del salto como del caudal.*
- e) El tubo de aspiración en que termina el trazado hidrodinámico, aguas abajo del rodete*

Cada grupo es capaz de funcionar en los dos sentidos de circulación del agua, bien como turbina o como bomba, siendo su potencia nominal de 10 MW por grupo; están calculados para un salto medio de 5,6 metros y un caudal de 285 m³/seg en el turbinaje directo (cuando el agua circula en sentido directo, desde el embalse al mar) y para 7,15 m de salto y 240 m³/seg en el turbinaje inverso, llenado, desde el mar al embalse.

Para el proyecto definitivo de estos grupos se utilizaron las experiencias proporcionadas por grupos Bulbo, instalados anteriormente en algunos ríos franceses y, especialmente, por un grupo maremotor experimental, de tamaño y características muy parecidas a los definitivos, que se instaló con este fin en una esclusa abandonada del puerto de St Malo.

En la instalación existen además compuertas del lado del mar y del embalse para cortar el agua a los grupos y poder aislarlos en caso necesario.



$$d_e = 4,353 \text{ m} ; d_r = 3,841 \text{ m} ; d_p = 5,35 \text{ m} ; D_b = 7,88 \text{ m}$$

Fig IX.13.- Turbina Bulbo del Rance

Los problemas fundamentales que se plantearon hace unas décadas, se encuentran hoy en día resueltos como lo confirma la explotación de la central de turbinas del Rance, a lo largo de estos años. Las próximas centrales maremotrices estarán equipadas con grupos axiales que se revelan como los mejor adaptados a este tipo de centrales hidroeléctricas de pequeño salto.

Puesta en marcha.- El primer grupo de turbinas de la central del Rance fue puesto en marcha el 19 de agosto de 1966 y el último el 4 de diciembre de 1967, con sólo un retraso de tres meses, sobre un proyecto de 7 años.

La explotación de la Central del Rance, exige el funcionamiento de los grupos y de las compuertas, tanto en el llenado como en el vaciado de la bahía; las turbomáquinas funcionan como máquinas directas con turboalternador y como máquinas inversas como turbobombas existiendo seis tipos de operaciones en dichas máquinas, Tabla IX.1.

El funcionamiento de la central se desglosa pues en la siguiente manera:

73 % en turbinaje, 10 % en bombeo y 17 % en apertura de compuertas

El sentido del trasvasamiento del agua, determina el sentido de rotación de las máquinas; cada turbina tiene una potencia de 10 MW, estando acopladas en grupos de cuatro, constituyendo así una unidad.

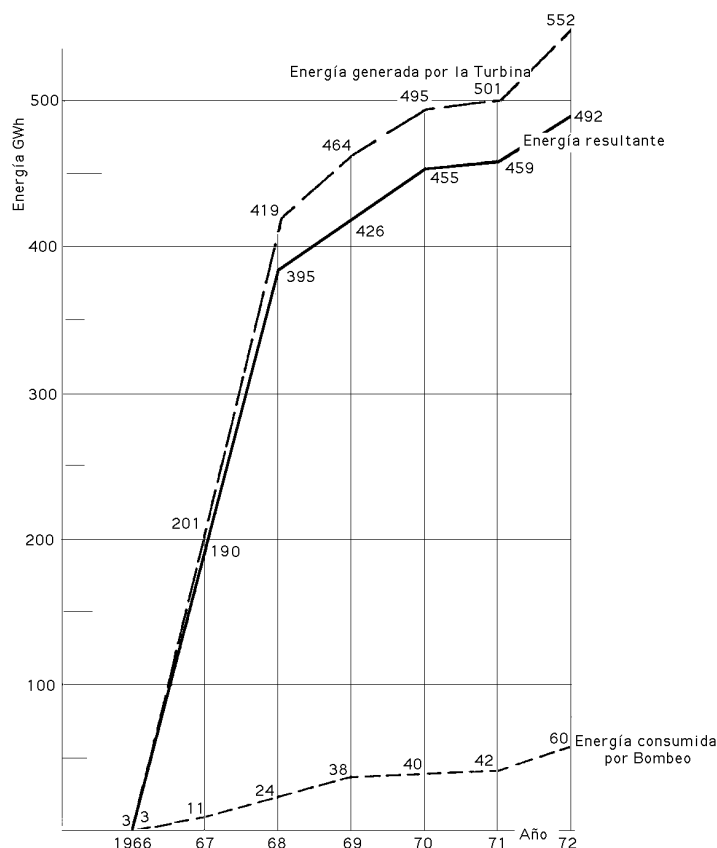


Fig IX.14.- Arranque de la Central del Rance

Tabla IX.1.- Operaciones en las turbinas Bulbo del Rance

a)	Turbina	Directa	57,0%	Vaciado de la bahía	Máquina acoplada a la red
b)	Bombeo	Inverso	1,5%		
c)	Orificio	Directo		Vaciado de la bahía	Máquina desacoplada de la red
d)	Turbina	Inversa	16,0%	Llenado de la bahía	Máquina acoplada a la red
e)	Bombeo	Directo	8,5%		
f)	Orificio	Inverso		Llenado de la bahía	Máquina desacoplada de la red

Problemas.- Los principales problemas, que se detectaron en el curso de la puesta a punto de la central, fueron los siguientes:

a) *En las juntas de estanqueidad del árbol, formadas por cuatro coronas de seis segmentos de carbón, la corona más exterior falló, solucionándose el problema aplicando una correcta lubricación.*

b) *Otro fallo se detectó en el rotor del alternador, ya que éste había entrado en contacto con el estator (rozamiento); esta anomalía fue debida a una dilatación muy pequeña de la llanta y se solucionó modificando el rotor del alternador.*

La central ha tenido otros fallos a lo largo de estos años, pero dada la cantidad y la calidad del material instalado, se pueden considerar éstos como normales.

Algunos ensayos que se hicieron en los grupos Bulbo fueron:

a) Medida de la deformación, contracción y vibración de las palas, ensayo que se realizó montando una pala de bronce-aluminio en uno de los grupos, lo que permitió determinar el % de contracción en régimen permanente de explotación; el análisis del espectro de las vibraciones, permitió observar una oscilación, debida a la aparición de la contracción, sobre la cara de la pala que da a la bahía, cuando la pala estaba en la parte superior del giro, siendo la frecuencia de esta vibración del orden de 30 a 1.000 Hz, no llegando a generar reacciones peligrosas, estando las contracciones bastante lejos del límite de fatiga admisible.

b) Ensayo sobre el calentamiento de las barras del alternador cuando el grupo actúa como bomba, que se completó con un análisis del flujo superficial y de las corrientes, sobre dichas barras. Para el arranque en bombeo se observó un calentamiento máximo de las barras de 87°C, mientras que en régimen permanente la temperatura de una barra se elevó a 144°C después de un funcionamiento de dos horas, considerándose estos valores como normales.

En *ensayos sobre modelos* se observó que la apertura de las palas provocaba, en algunos casos, un cambio de sentido en el agua, originando los siguientes fenómenos:

a) *El arranque en turbina directa (embalse-mar), se realizó cerrando el distribuidor al máximo posible; al proceder a la apertura de las palas del distribuidor se provocaba el arranque paulatino de la turbina en sentido directo.*

b) *Al arrancar la turbina en sentido inverso (mar-embalse), se observó en algunos grupos, con las palas del distribuidor cerradas, una tendencia a girar en sentido directo, del orden de 30 rpm; la apertura de las palas del distribuidor provocaba su ralentización, parada y puesta en marcha en el sentido inverso buscado; algunos grupos precisaron para el arranque de un mecanismo auxiliar.*

c) *El arranque en bombeo directo (llenado de la bahía), dió lugar a un fenómeno particular para pequeños saltos, del orden de 0,5 m, ya que el grupo no arrancaba, pero cuando el salto se hacía del orden de 1 m el agua al pasar de la bahía hacia el mar, entraba en las máquinas en sentido de rotación inverso, que era el de bombeo directo, lo que provocaba el arranque como tal turbobomba en sentido directo.*

Comportamiento de materiales.- Una de las dificultades que se detectaron en los materiales

fue el fallo de las juntas de estanqueidad de las palas de las ruedas, destinadas a evitar la entrada de agua en el interior de la turbina; las diversas maniobras dañaron estas juntas, dejando que entrara en el cubo el agua de mar.

Para evitar éste problema se incrementó la presión del aceite de lubricación hasta un valor superior al correspondiente al nivel más alto alcanzado por el mar, 2 a 3 atm, siendo sustituidas a su vez todas las juntas.

En los alternadores se encontró un desgaste importante de las escobillas de los anillos del rotor, así como una baja calidad en el aislamiento del estator.

La reparación de estos anillos y escobillas fue difícil, debido a su situación dentro del recinto estanco presurizado, que contenía gases y vapores liberados por los aislantes, barnices y pinturas; éstos inconvenientes, junto con los originados por el doble sentido de la rotación y el funcionamiento sin corriente durante algunos períodos, comportaron un desgaste de las escobillas del orden de 10 mm cada 1.000 horas.

El carbón fue uno de los materiales escogidos para la fabricación de escobillas que, aleado con plata, permitió reducir los desgastes a 1 mm cada 1000 horas de funcionamiento.

Compuertas.- Los principales inconvenientes aparecidos en las compuertas fueron debidos a la corrosión, que originó agarrotamientos y en algunos casos, la rotura de los conductos de engrase, produciéndose un funcionamiento deficiente en las zonas de deslizamiento; todo esto se solucionó aplicando a los materiales en ellas empleados pinturas anticorrosivas y tratamientos galvánicos.

Influencia sobre el medio ambiente.- La influencia sobre el medio ambiente y los principales fenómenos que genera esta central sobre el estuario, al modificar el ritmo normal de las mareas, fueron estudiados antes de su construcción mediante un modelo hidráulico de la misma, construido a escala 1/150, cuyos resultados fueron posteriormente contrastados con los fenómenos reales observados en la central.

La explotación de la central implicó su adaptación a las necesidades del consumo, lo cual obligaba a una modificación del régimen hidráulico del estuario.

La central, normalmente, retrasa la marea alrededor de tres horas, lo que trae consigo una serie de fenómenos como el aumento de la intensidad de las corrientes a ciertas horas, una modificación de la dirección de las mismas, y un aumento de la diferencia de cotas entre el mar y el estuario, que originan las siguientes situaciones:

Variación del caudal.- En la Fig IX.15 se observa el ciclo del funcionamiento hidráulico de la central, en la que la altura del mar viene simbolizada por la letra z , la de la bahía por h , y el caudal que atraviesa las turbinas en ese intervalo por Q .

Como se aprecia, el caudal varía en función de la diferencia de niveles entre el mar y la bahía, siendo en dos ocasiones cero, observándose que las mareas coinciden perfectamente, mientras que los caudales no coinciden nada más que a las cuatro y a las diez horas después de la bajamar.

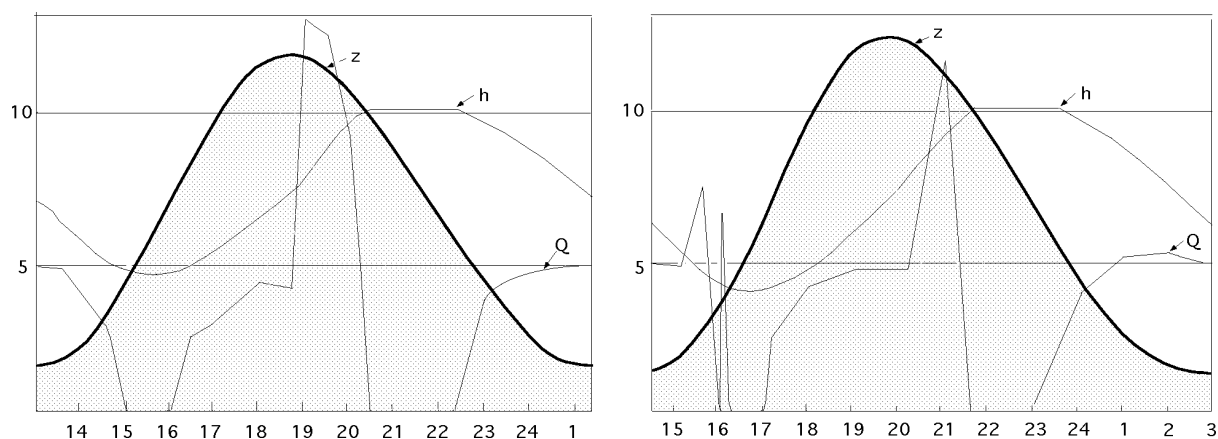


Fig IX.15.- Ciclo de funcionamiento

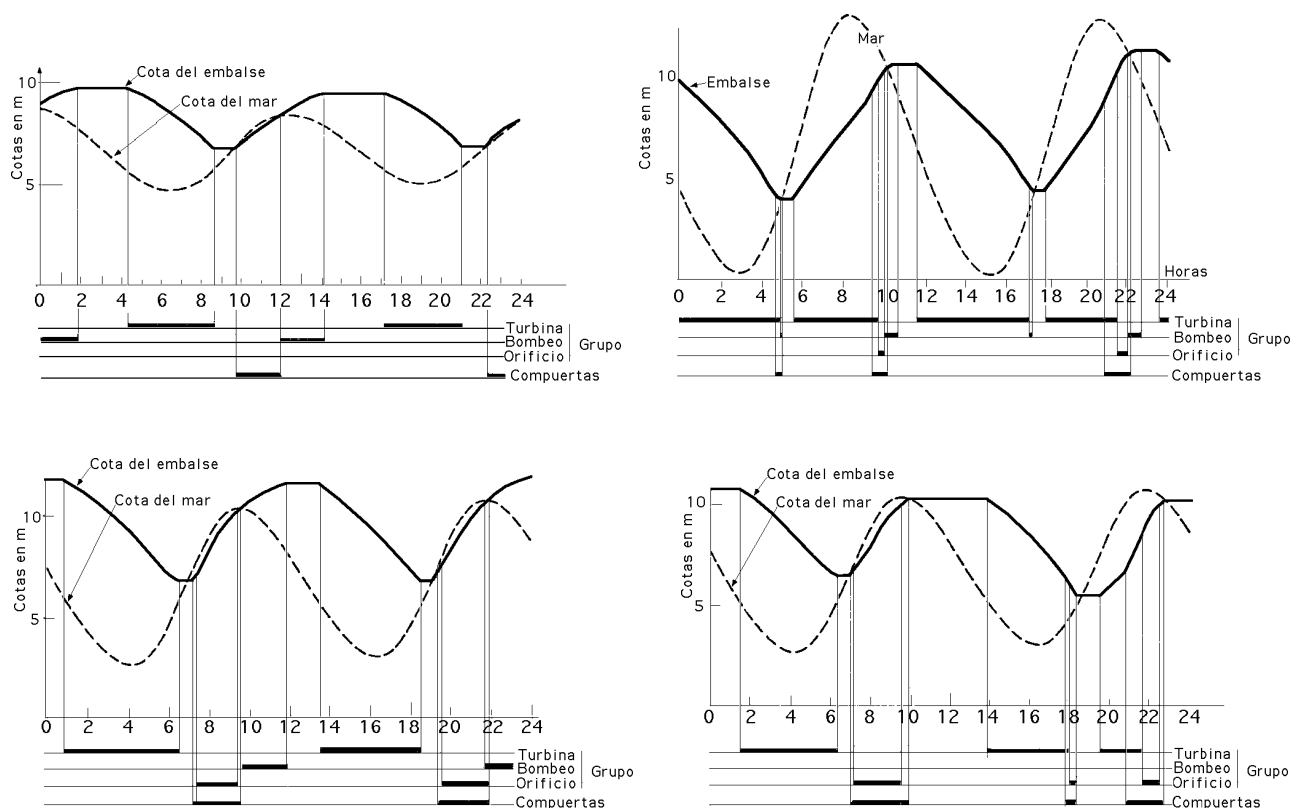


Fig IX.16.- Algunos ciclos de funcionamiento para diferentes mareas

Entorno de la Central del Rance.- Para permitir la navegación en la bahía del Rance, después de la construcción de la presa, fue preciso la construcción de una esclusa que salvase el desnivel existente entre la bahía y el mar.

Debido a las fuertes corrientes que se originan en ciertos momentos por el aumento del consumo de la central, Fig IX.17, se hizo preciso balizar algunas zonas próximas a las turbinas, por ser éstas zonas peligrosas para la navegación.

Es indispensable para el funcionamiento de una central, conocer en cada instante el volumen de agua disponible, tanto para el vaciado como para el llenado del estanque; los remolinos son un fenómeno fundamental que hay que conocer debido a la influencia que tienen tanto sobre

el rendimiento de la central como los depósitos de arena; por ello es necesario que nunca se sobrepasase un límite, regulado por el consumo de la central.

Por ejemplo, se observa que para 4 horas después de la bajamar, el estanque no puede desaguar adecuadamente a través de las turbinas, por cuanto no hay una diferencia de nivel apreciable entre el estanque y el mar; aguas arriba del estanque se forman remolinos y corrientes suaves en la zona de turbinas, y fuertes remolinos en la zona de compuertas; aguas abajo la circulación es más suave, observándose la proximidad de la pleamar por las corrientes que se generan por las olas de marea, Fig IX.17a.

Si se observa la Fig IX.17b para 10 horas después de la bajamar, es decir, 4 horas después de la pleamar, el fenómeno prácticamente se invierte; las turbinas no pueden dejar pasar todo el agua procedente del mar, por lo que se crean corrientes paralelas al dique que bordean la costa; en la zona de compuertas por la parte del mar se originan fuertes remolinos, por cuanto éstas permanecen cerradas, estando influenciada esta situación por las corrientes originadas por el agua a su paso por las turbinas; aguas arriba del dique la circulación es suave, por cuanto éste se está llenando por el funcionamiento de las turbinas y por el propio agua de la ría, apreciándose pequeños remolinos en la zona de compuertas, por estar estas cerradas y penetrar el agua sólo por las turbinas.

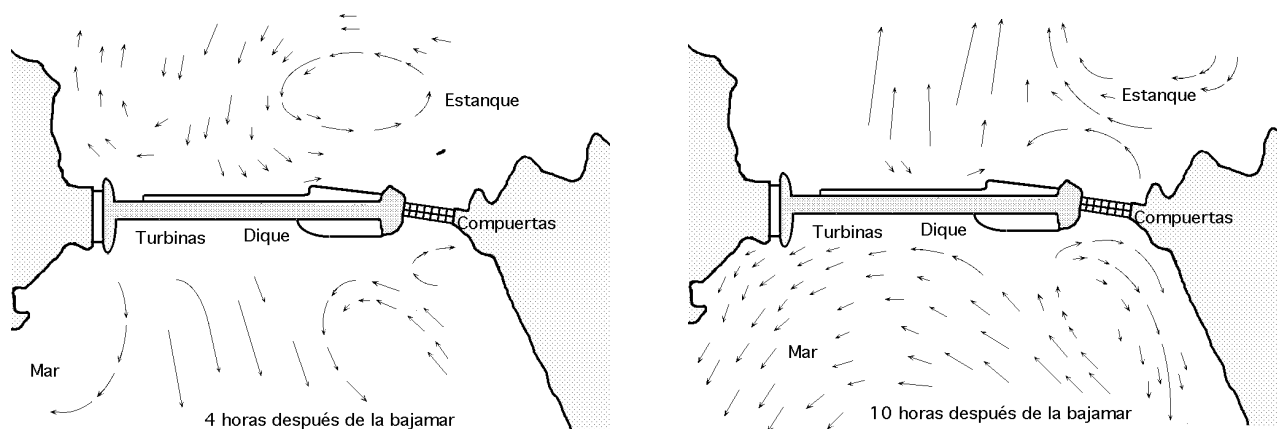


Fig IX.17.- Campos de corrientes y remolinos a ambos lados del dique

Por lo tanto, las variaciones del consumo que se producen en el funcionamiento de la central provocan la aparición de ondas, que se propagan a todo lo largo de la superficie del estuario. Un estudio sobre un modelo, puede definir los consumos de seguridad, que se usaron posteriormente en el estuario, y que comparados con la realidad, permiten obtener unas curvas que dan la amplitud de las ondas en diferentes puntos de la bahía a diversas horas.

La central del Rance se revela como un tipo de central segura y sin ningún tipo de problemas ecológicos, siempre que se mantengan los consumos adecuados y se dispongan las necesarias medidas de seguridad en la navegación, siendo su incidencia sobre el medio ambiente prácticamente nula, haciendo de éste tipo de central una de las más seguras, no ya por los cuantiosos medios de seguridad de que dispone, sino por que prácticamente no tiene peligro.

El estudio de la central realizado sobre modelo, aunque fue deficiente, ya que las técnicas uti-

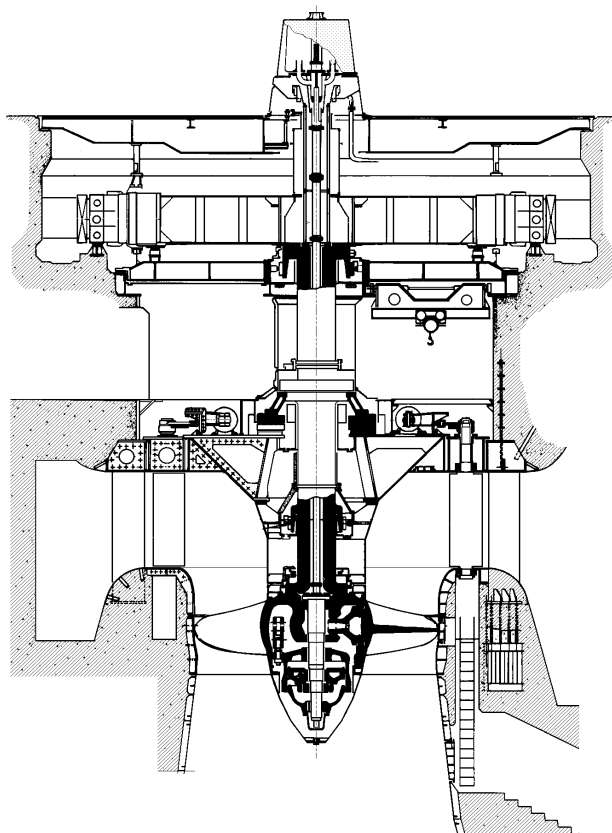
lizadas en los años 60 no tienen comparación con las actuales, supuso sin embargo un reto y un método de trabajo para la construcción de otras futuras centrales maremotrices en otras partes del mundo.

NOTA: Una más amplia información sobre centrales maremotrices se puede encontrar en el capítulo correspondiente de energías alternativas

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
ELÉCTRICA Y ENERGÉTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

PROBLEMAS DE TURBINAS HIDRÁULICAS



Pedro Fernández Díez

1.- Una turbina Pelton trabaja bajo una altura neta de 240 m.

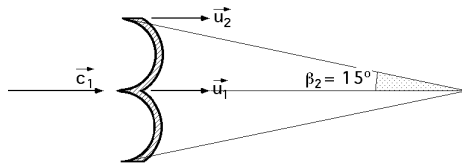
Sus características son: $\phi_1 = 0,98$; $\alpha_1 = 0^\circ$; $\beta_2 = 15^\circ$; $w_2 = 0,70 w_1$; $u_1 = 0,45 c_1$

Diámetro del chorro: $d_{\text{chorro}} = 150 \text{ mm}$; Diámetro medio de la rueda : $D_1 = 1800 \text{ mm}$

Determinar

- La fuerza tangencial ejercida por el chorro sobre las cucharas
- La potencia desarrollada por la turbina
- El rendimiento manométrico
- El rendimiento global, siendo: $\eta_{\text{mec}} = 0,97$; $\eta_{\text{vol}} = 1$.

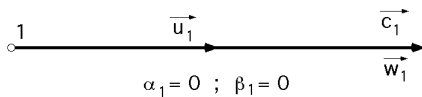
RESOLUCION



Tomamos como eje "x" la dirección de la velocidad circunferencial del rodete en el punto en que el eje del chorro corta a éste; la fuerza tangencial del chorro sobre las cucharas es igual y de signo contrario a la que el álabe ejerce sobre el fluido.

TRIANGULOS DE VELOCIDADES

Entrada

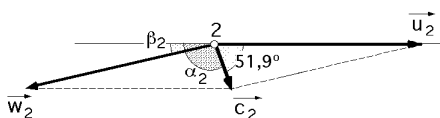


$$c_1 = \phi_1 \sqrt{2 g H_n} = 0,98 \sqrt{2 \times 9,8 \times 240} = 67,22 \text{ m/seg}$$

$$u_1 = u_2 = 0,45 \times 67,22 = 30,25 \text{ m/seg}$$

$$w_1 = c_1 - u_1 = 67,22 - 30,25 = 36,97 \text{ m/seg}$$

Salida



$$u_2 = u_1 = 30,25 \text{ m/seg}$$

$$w_2 = w_1 = 0,70 \times 36,97 = 25,88 \text{ m/seg}$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \beta_2} = \sqrt{30,25^2 + 25,88^2 - (2 \times 30,25 \times 25,88 \cos 15^\circ)} = 8,51 \text{ m/seg}$$

$$w_2 \sin \beta_2 = c_2 \sin \alpha_2 ; \sin \alpha_2 = \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2} = \frac{25,88 \times \sin 15^\circ}{8,51} = 0,7871 ; \alpha_2 = 51,9^\circ$$

a) Fuerza tangencial ejercida por el chorro sobre las cucharas

$$F_x = \frac{Q}{g} (w_1 \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2) = \left| Q = c_1 \times \frac{\pi}{4} \times 0,15^2 \times 67,22 \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 1,18787 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \right| =$$

$$= \frac{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 1,18787 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}} (36,97 + 25) \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 7511,5 \text{ Kg}$$

b) Potencia desarrollada por la turbina (es la potencia efectiva)

$$N_{\text{efec}} = F_x u = 7511,5 \text{ Kg} \times 30,25 \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 227.222,87 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 3029,6 \text{ CV}$$

c) Rendimiento manométrico

$$N_{\text{efec}} = \frac{Q H_n}{75} \eta_{\text{man}} \text{ Como } \eta_{\text{vol}} = 1 \quad \eta_{\text{man}} = \frac{75 N_{\text{ef}}}{Q N_n} = \frac{75 \times 3029,6}{1000 \times 1,1878 \times 240} = 0,797 = 79,7\%$$

6

$$\eta_{\text{man}} = \frac{H_{\text{ef}}}{H_n} = \left| 3029,6 \text{ CV} = \frac{1000 \times 1,1878 \times H_{\text{ef}}}{75} ; H_{\text{ef}} = 191,3 \text{ m} \right| = \frac{191,3}{240} = 0,797 = 79,7\%$$

d) Rendimiento global, siendo el $\eta_{\text{mec}} = 0,97$.

$$= 0,797 \times 0,97 = 0,773 = 77,3\%$$

e) Potencia al freno

La potencia al freno es la potencia útil

$$N = \frac{Q H_n}{75} = \frac{1000 \times 1,1878 \times 240}{75} \times 0,773 = 2938 \text{ CV}$$

De otra forma:

$$N_u = \eta_{\text{mec}} N_{\text{ef}} = 0,97 \times 3029,6 \text{ CV} = 2938 \text{ CV}$$

2.- Se dispone de un aprovechamiento hidráulico con caudal constante en una corriente que fluye a 750 litros/segundo; utiliza un salto neto $H_n = 24 \text{ m}$ con un grupo turboalternador en acoplamiento directo de 7 pares de polos, siendo el rendimiento global de la instalación del 86%, y absorbiendo el referido grupo la aportación diaria del caudal citado durante 4,5 horas ininterrumpidamente, a caudal constante.

Con el fin de incrementar la potencia del aprovechamiento hidráulico se incrementa el salto neto utilizado, y se acopla a la misma turbina otro alternador que sustituye al primero de 6 pares de polos.

Suponiendo que el rendimiento global no se modifica, se pide:

- Potencia en CV del primer grupo, y caudal**
- Salto neto a utilizar en el nuevo grupo y nueva potencia**
- Número de horas ininterrumpidas de funcionamiento a caudal constante del nuevo grupo**
- Capacidad de regulación del embalse que necesita el nuevo grupo**

RESOLUCION

PRIMER GRUPO: $\left\{ \frac{Q}{H_n} = 24 \text{ m} \right\}$; 7 pares de polos ; $\eta = 0,86$; Funcionamiento: 4,5 horas diarias

SEGUNDO GRUPO: $\left\{ \frac{Q'}{H'_n} \right\}$; 6 pares de polos ; $\eta = 0,86$; Funcionamiento: ?

Como el rendimiento se mantiene, se pueden utilizar las fórmulas de semejanza.

Se trata de una misma turbina con saltos variables

$$\frac{n}{n'} = \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} = \frac{Q}{Q'} = \left(\frac{N}{N'} \right)^{2/3}$$

a) Caudal que admite el primer grupo funcionando 4,5 horas diarias

Se sabe que el aprovechamiento hidráulico recibe un caudal diario de 750 l/seg, por lo que en 24 horas será:

$$Q_{\text{diario}} = 750 \frac{\text{lit}}{\text{seg}} \times 3600 \frac{\text{seg}}{\text{hora}} \times 24 \frac{\text{horas}}{\text{día}} = 64.800 \frac{\text{m}^3}{\text{día}}$$

que son aprovechados totalmente por el grupo en 4,5 horas, por lo que el caudal del primer grupo es:

$$Q = \frac{64.800 \frac{\text{m}^3}{\text{día}}}{3600 \times 4,5 \frac{\text{seg}}{\text{día}}} = 4 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

Potencia del primer grupo:

$$N = N_u = \frac{Q H_n}{75} = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 4 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \times 24 \text{ m} \times 0,86 = 1100,8 \text{ CV}$$

b) Salto neto a utilizar en el nuevo grupo

$$\text{Nº de revoluciones: } \left\{ \begin{array}{l} \text{Para 7 pares de polos: } n = \frac{3000}{7} = 428,57 \text{ rpm} \\ \text{Para 6 pares de polos: } n = \frac{3000}{6} = 500 \text{ rpm} \end{array} \right\}$$

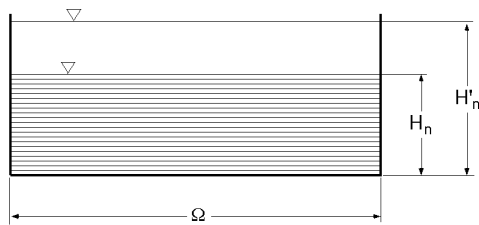
$$\frac{n}{n'} = \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} \quad ; \quad \frac{428,57}{500} = \sqrt{\frac{24}{H'_n}} \quad ; \quad H'_n = 32,66 \text{ m}$$

$$\text{Nueva potencia: } \frac{n}{n'} = \left(\frac{N}{N'}\right)^{2/3} \quad ; \quad \frac{428,57}{500} = \left(\frac{1100,8}{N'}\right)^{2/3} \quad ; \quad N' = 1748 \text{ CV}$$

c) Número de horas ininterrumpidas de funcionamiento a caudal constante Q' del nuevo grupo

$$\frac{n}{n'} = \frac{Q}{Q'} \quad ; \quad Q' = Q \frac{n}{n'} = 4 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \times \frac{7}{6} = 4,7 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \quad ; \quad 4,7 \times x = 4 \times 4,5 \quad ; \quad \boxed{x = 3,8 \text{ horas}}$$

d) Capacidad de regulación del embalse que necesita el nuevo grupo



$$\begin{aligned} \text{Para 7 pares de polos: (Capacidad)} &= \quad \times H_n \\ \text{Para 6 pares de polos: (Capacidad)'} &= \quad \times H'_n \\ \frac{(\text{Capacidad})}{(\text{Capacidad})'} &= \frac{H_n}{H'_n} = \frac{24}{32,66} = 0,7348 \end{aligned}$$

$$(\text{Capacidad})' = \frac{H'_n}{H_n} (\text{Capacidad}) = \frac{1}{0,7348} = 1,364 (\text{Capacidad})$$

3.- Elegir el tipo de turbina más conveniente para un salto $H_n = 190 \text{ m}$, caudal $q = 42 \text{ lit/seg}$, $n = 1450 \text{ rpm}$ y $\eta_{man} = 0,825$.

Determinar, suponiendo que $\eta_{mec} = \eta_{vol} = 1$

a) Las nuevas características de la turbina para un salto neto de 115 m, conservando la misma admisión

b) Las nuevas características de una turbina semejante, geoméricamente 3 veces más pequeña, que trabaje con el mismo salto de 190 m.

RESOLUCION

a) Nuevas características de la turbina para un salto neto de 115 m, conservando la misma admisión

$$N = N_u = \frac{Q H_n}{75} = \frac{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0,042 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \times 190 \text{ m} \times 0,825}{75} = 87,78 \text{ CV}$$

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \frac{1450 \sqrt{87,78}}{190^{5/4}} = 19,25 \text{ (Pelton simple)}$$

$$\frac{n}{n'} = \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} \quad ; \quad n' = n \sqrt{\frac{H'_n}{H_n}} = 1450 \sqrt{\frac{115}{190}} = 1128,1 \text{ r.p.m.}$$

$$\frac{Q}{Q'} = \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} \quad ; \quad Q' = Q \sqrt{\frac{H'_n}{H_n}} = 42 \sqrt{\frac{115}{190}} = 32,67 \frac{\text{lit}}{\text{seg}}$$

$$\left(\frac{N}{N'}\right)^{2/3} = \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} \quad ; \quad N' = N \left(\frac{H'_n}{H_n}\right)^{3/2} = 87,78 \left(\frac{115}{190}\right)^{3/2} = 41,33 \text{ CV}$$

b) Nuevas características de una turbina semejante, geométricamente 3 veces más pequeña, que trabaje con el mismo salto de 190 m.

Se tiene el mismo salto, con $\lambda = 3$

$$\sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} = 1 = \frac{n}{n'} = \frac{1}{2} \frac{Q}{Q'} = \frac{1}{2^{2/3}} \left(\frac{N}{N'}\right)^{1/3}$$

$$1 = \frac{1}{2^{2/3}} \left(\frac{N}{N'}\right)^{1/3} ; \left(\frac{N}{N'}\right)^{1/3} = 2^{2/3} ; \frac{N}{N'} = 2^2 ; N' = \frac{N}{2} = \frac{88}{2} = 44 \text{ CV}$$

$$Q' = \frac{Q}{2} = \frac{42}{2} = 21 \frac{\text{lit}}{\text{seg}}$$

$$n' = n = 1450 \times 3 = 4350 \text{ r.p.m.}$$

c) Para Z inyectoros Pelton

$$n = n' \frac{1}{\lambda} \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} ; Q = Z Q' \lambda^2 \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} ; N = Z N' \lambda^2 \left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^{3/2} ; C = Z C' \lambda^3 \left(\frac{H_n}{H'_n}\right)$$

4.- Una turbina Pelton se elige para mover un alternador de 5 pares de polos en acoplamiento directo. El chorro de agua tiene un diámetro de 70 mm y una velocidad de 100 m/seg. El ángulo de la cuchara es de 170° ; la relación de la velocidad tangencial del álabe a la velocidad del chorro es 0,47. Los coeficientes de reducción de velocidad: $\lambda = 1$ y $\beta = 0,85$.

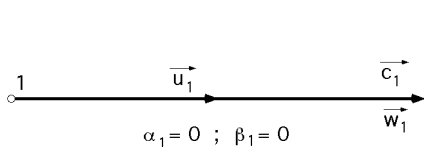
Determinar

- Los triángulos de velocidades
- El diámetro de la rueda en el centro de las cazoletas
- La potencia desarrollada por la turbina y el par motor
- La altura neta y efectiva del salto, rendimiento manométrico y n° de revoluciones específico
- Caudal, potencia, par motor y n° de rpm de una turbina geoméricamente semejante a la anterior, con relación de semejanza $\lambda = 2$, funcionando con el mismo salto
- Caudal, potencia, par motor y n° de rpm de una turbina geoméricamente semejante a la anterior, con relación de semejanza $\lambda = 2$, funcionando con un salto de 1000 m
- Caudal, potencia, par motor y n° de rpm, $\lambda = 1$, para una turbina que tiene 4 inyectoros de 50 mm de diámetro, con $c_1 = 100$ m/seg, funcionando con el salto del apartado (d)
- Caudal, potencia, par motor y n° de rpm, $\lambda = 1$, para una turbina que tiene 4 inyectoros de 50 mm de diámetro, con $c_1 = 100$ m/seg, funcionando con un salto de 1000 m

RESOLUCION

a) Triángulos de velocidades

Entrada

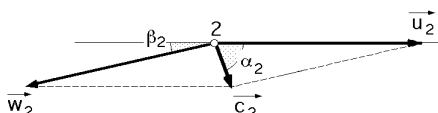


$$c_1 = 100 \text{ m/seg}$$

$$\frac{u_1}{c_1} = 0,47 ; u_1 = 0,47 \times 100 = 47 \text{ m/seg}$$

$$w_1 = c_1 - u_1 = 100 - 47 = 53 \text{ m/seg}$$

Salida



$$u_2 = u_1 = 47 \text{ m/seg}$$

$$w_2 = w_1 = 0,85 \times 53 = 45,05 \text{ m/seg}$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \alpha_2} = \sqrt{47^2 + 45,05^2 - (2 \times 47 \times 45,05 \cos 10^\circ)} = 8,25 \text{ m/seg}$$

$$w_2 \sin \alpha_2 = c_2 \sin \alpha_2 ; \sin \alpha_2 = \frac{w_2 \sin \alpha_1}{c_2} = \frac{45,05 \times \sin 10^\circ}{8,25} = 0,948 ; \alpha_2 = 71,48^\circ$$

b) Diámetro de la rueda en el centro de las cazoletas

Este diámetro es el también llamado diámetro Pelton

$$u = \frac{D}{2} \omega = \frac{D}{2} \frac{n}{30} ; D = \frac{60 u}{n} = \left| \begin{array}{l} n = \frac{3000}{5} = 600 \text{ rpm} \\ u = 47 \text{ m/seg} \end{array} \right| = \frac{60 \times 47}{600} = 1,496 \text{ m}$$

c) Potencia desarrollada por la turbina (potencia efectiva)

$$N = F_x u = \frac{Q}{g} (w_1 \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2) u = \left| \begin{array}{l} Q = c_1 = 100 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \times \frac{0,07^2}{4} \text{ m}^2 = 0,3848 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \\ w_1 \cos \alpha_1 = w_1 = 53 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \\ w_2 \cos \alpha_2 = 45,05 \times \cos 10^\circ = 44,36 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \end{array} \right| =$$

$$= \frac{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0,3848 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}} (53 + 44,36) \frac{\text{m}}{\text{seg}} \times 47 \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 179.680 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 2395,7 \text{ CV}$$

Par motor

$$C = \frac{N}{\omega} = \frac{N}{\frac{n}{30}} = \frac{179.680 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}}}{\frac{600}{30}} = 2859,7 \text{ m.Kg}$$

d) Alturas neta y efectiva del salto

$$c_1 = \sqrt{2 g H_n} ; H_n = \frac{c_1^2}{2 g} = \frac{100^2}{1^2 \times 2 g} = 510,2 \text{ m}$$

$$\text{Salto efectivo : } H_{\text{efect}} = \frac{N_{\text{efect}}}{Q} = \frac{179.680}{1000 \times 0,3848} = 466,95 \text{ m}$$

Rendimiento manométrico

$$\eta_{\text{man}} = \frac{u_1 (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2)}{g H_n} = \frac{47 \frac{\text{m}}{\text{seg}} (100 - 8,25 \cos 71,48)}{g \times 510,2} = 0,9153 = 91,53\%$$

o también:

$$\eta_{\text{man}} = \frac{H_{\text{efect}}}{H_n} = \frac{N_{\text{efect}}}{Q_d H_n} = \frac{179.680}{1000 \times 0,3848 \times 510,2} = 91,53\%$$

Nº de revoluciones específico

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \frac{600 \sqrt{2395,7}}{510,2^{5/4}} = 12,11 \text{ rpm}$$

e) Caudal, potencia, par motor y nº de rpm de una turbina geoméricamente semejante a la anterior, con relación de semejanza = 2, funcionando con el mismo salto

$$\frac{Q}{Q'} = 2^2 \sqrt{\frac{H_n}{H'_n}} = 2^2 ; Q = 2^2 Q' = 2^2 \times 0,3848 = 1,539 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

$$\frac{N}{N'} = 2^2 \left(\frac{H_n}{H'_n}\right)^{3/2} = 2^2 ; N = 2^2 N' = 2^2 \times 2395,7 \text{ CV} = 9583,2 \text{ CV}$$

$$\frac{C}{C'} = 2^3 \left(\frac{H_n}{H'_n}\right) = 2^3 ; C = 2^3 C' = 2^3 \times 2859,7 \text{ m.Kg} = 22.877,6 \text{ m.Kg}$$

$$\frac{n}{n'} = \sqrt[3]{\frac{H_n}{H_n'}} = \sqrt[3]{2^{-1}} = 2^{-1/3} ; \quad n = 2^{-1/3} n' = 2^{-1/3} \times 600 \text{ rpm} = 300 \text{ rpm}$$

f) Caudal, potencia, par motor y n° de rpm de una turbina geoméricamente semejante a la anterior, con relación de semejanza = 2, funcionando con un salto de 1000 m

$$\frac{Q}{Q'} = \sqrt[3]{\frac{H_n}{H_n'}} ; \quad Q = \sqrt[3]{\frac{H_n}{H_n'}} Q' = \sqrt[3]{\frac{1000}{510,2}} \times 0,3848 = 2,1548 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{H_n}{H_n'}\right)^{3/2} ; \quad N = \left(\frac{H_n}{H_n'}\right)^{3/2} N' = \left(\frac{1000}{510,2}\right)^{3/2} \times 2395,7 \text{ CV} = 26296,6 \text{ CV}$$

$$\frac{C}{C'} = \left(\frac{H_n}{H_n'}\right)^3 ; \quad C = \left(\frac{H_n}{H_n'}\right)^3 C' = \left(\frac{1000}{510,2}\right)^3 \times 2859,7 \text{ m.Kg} = 44.845,15 \text{ m.Kg}$$

$$\frac{n}{n'} = \sqrt[3]{\frac{H_n}{H_n'}} ; \quad n = \sqrt[3]{\frac{H_n}{H_n'}} n' = \sqrt[3]{\frac{1000}{510,1}} \times 600 \text{ rpm} = 420 \text{ rpm}$$

g) Caudal, potencia, par motor y n° de rpm, =1, para una turbina que tiene 4 inyectores de 50 mm de diámetro, con $c_1 = 100 \text{ m/seg}$, funcionando con el salto del apartado (d)

Los triángulos de velocidades se mantienen

Potencia para 1 inyector:

$$N = F_x u = \frac{Q}{g} (w_1 \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2) u = \left| Q = c_1 = 100 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \times \frac{0,05^2}{4} \text{ m}^2 = 0,1963 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \right| =$$

$$= \frac{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0,1963 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}} (53 + 44,36) \frac{\text{m}}{\text{seg}} \times 47 \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 91.658 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 1221,1 \text{ CV}$$

Par motor para 1 inyector:

$$C = \frac{N}{w} = \frac{N}{\frac{n}{30}} = \left| \frac{n}{n'} = \sqrt[3]{\frac{H_n}{H_n'}} = 1 ; \quad n = n' = 600 \text{ rpm} \right| = \frac{91.658 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}}}{\frac{600}{30}} = 1458,8 \text{ m.Kg}$$

Para 4 inyectores y $H_n = 510,2 \text{ m}$

$$Q^* = 4 Q = 4 \times 0,1963 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} = 0,7852 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

$$N^* = 4 N = 4 \times 1222,1 \text{ CV} = 4888,4 \text{ CV}$$

$$C^* = 4 C = 4 \times 1458,79 \text{ m.Kg} = 5835,16 \text{ m.Kg}$$

h) Caudal, potencia, par motor y n° de rpm, =1, para la turbina del apartado (d), si se la suponen 4 inyectores de 50 mm de diámetro, con $c_1 = 100 \text{ m/seg}$, funcionando con un salto de 1000 m

$$Q = \sqrt[3]{\frac{H_n}{H_n'}} Q^* = \sqrt[3]{\frac{1000}{510,2}} \times 0,7852 = 1,079 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

$$N = \left(\frac{H_n}{H_n'}\right)^{3/2} N^* = \left(\frac{1000}{510,2}\right)^{3/2} \times 4.888,4 \text{ CV} = 13.414 \text{ CV}$$

$$C = \left(\frac{H_n}{H_n'}\right)^3 C^* = \left(\frac{1000}{510,2}\right)^3 \times 5.835,16 \text{ m.Kg} = 11.437 \text{ m.Kg}$$

$$n = \sqrt[3]{\frac{H_n}{H_n'}} n' = \sqrt[3]{\frac{1000}{510,1}} \times 600 \text{ rpm} = 840 \text{ rpm}$$

5.- Una turbina Pelton de 1 inyector se alimenta de un embalse cuyo nivel de agua se encuentra 300 m por encima del eje del chorro, mediante una conducción forzada de 6 Km de longitud y 680 mm de diámetro interior.

El coeficiente de rozamiento de la tubería vale 0,032.

La velocidad periférica de los álabes es $0,47 c_1$

El coeficiente de reducción de velocidad de entrada del agua en el rodete vale 0,97

Las cazoletas desvían el chorro 175° , y la velocidad del agua se reduce en ellas en un 15%

El chorro tiene un diámetro de 90 mm

El rendimiento mecánico es 0,8

Determinar

- Las pérdidas en el inyector, y su velocidad; pérdidas en la conducción forzada
- La altura neta de la turbina
- La altura de Euler
- El caudal
- El rendimiento manométrico
- La potencia útil en el eje de la máquina

RESOLUCION

a) Pérdidas en la conducción forzada

Altura neta: $H_n = H - \text{Pérdidas tubería} = 300 - \text{Pérdidas tubería}$

$$\text{Pérdidas tubería: } \frac{v_{\text{tub}}^2}{2g} L = \frac{0,032}{0,68} \frac{v_{\text{tub}}^2}{2g} \times 6000 = 14,41 v_{\text{tub}}^2 \text{ (m)}$$

$$\text{Por la ecuación de continuidad, } Q = \frac{d_{\text{iny}}^2}{4} c_1 = \frac{d_{\text{tub}}^2}{4} v_{\text{tub}} \quad v_{\text{tub}} = c_1 \frac{d_{\text{iny}}^2}{d_{\text{tub}}^2} = c_1 \left(\frac{0,09}{0,68} \right)^2 = 0,017517 c_1$$

luego:

$$\text{Pérdidas tubería: } 14,41 v_{\text{tub}}^2 = 14,41 \times 0,017517^2 \times c_1^2 = 4,42 \times 10^{-3} c_1^2$$

$$H_n = 300 - 4,42 \times 10^{-3} c_1^2$$

Pérdidas en el inyector h_d

$$h_d = \frac{c_1^2 (1 - \frac{1}{2})}{2g} = H_n (1 - \frac{1}{2}) = H_n - \frac{c_1^2}{2g} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} = \frac{(\frac{c_1}{0,97})^2 - c_1^2}{2g} = 3,205 \cdot 10^{-3} c_1^2$$

$$H_n = \frac{c_1^2}{2g} + h_d = \frac{c_1^2}{2g} + 3,205 \cdot 10^{-3} c_1^2 = 0,05422 c_1^2$$

$$\text{ó también: } H_n = \frac{c_{1t}^2}{2g} = \frac{(\frac{c_1}{0,97})^2}{2g} = \frac{c_1^2}{2g \cdot 0,97^2} = 0,05422 c_1^2$$

Igualando las expresiones de H_n se obtiene la velocidad c_1 :

$$H_n = 300 - 4,42 \times 10^{-3} c_1^2 = 0,05422 c_1^2 \quad \boxed{c_1 = 71,52 \text{ m/seg}}$$

$$\text{Pérdidas inyector: } 3,205 \times 10^{-3} c_1^2 = 3,205 \times 10^{-3} \times 71,52^2 = 16,4 \text{ m} = h_d$$

$$\text{ó también: } \frac{c_1^2}{2g} + h_d = \frac{c_1^2}{2g \cdot \frac{1}{2}} \quad ; \quad h_d = \frac{c_1^2}{2g} \left(1 - \frac{1}{2} \right)$$

$$\text{Pérdidas tubería: } 4,42 \times 10^{-3} c_1^2 = 4,42 \times 10^{-3} \times 71,52^2 = 22,61 \text{ m} = h_t$$

b) Altura neta de la turbina

$$H_n = 0,05422 \cdot c_1^2 = 0,05422 \times 71,52^2 = 277,3 \text{ m}$$

c) Altura de Euler

La altura de Euler es el salto efectivo

$$\text{Salto efectivo: } H_{ef} = H_n - \text{Pérdidas } (h_d + h_r) = H - \text{Pérdidas } (h_t + h_d + h_r)$$

El salto efectivo se obtiene también a partir de:

$$H_{ef} = H_n - \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} = \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}$$

Triángulos de velocidades

Entrada

$$c_1 = 71,52 \text{ m/seg}$$

$$\alpha_1 = 0^\circ$$

$$u_1 = 0,47 c_1 = 0,47 \times 71,52 = 33,61 \text{ m/seg} = u_2$$

$$w_1 = c_1 - u_1 = 71,52 - 33,61 = 37,91 \text{ m/seg}$$

Salida

$$\alpha_2 = 5^\circ$$

$$w_2 = w_1 = 0,85 \times 37,91 = 32,22 \text{ m/seg}$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \alpha_2} = \sqrt{33,61^2 + 32,22^2 - (2 \times 33,61 \times 32,22 \cos 5^\circ)} = 3,2 \text{ m/seg}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2 \sin \alpha_2}{c_2} = \frac{32,22 \sin 5^\circ}{3,2} = 0,8775 \quad ; \quad \alpha_2 = 61,34^\circ$$

$$H_{efectivo} = \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{(71,52 \times 33,61) - (3,2 \times 33,61 \cos 61,34^\circ)}{g} = 240 \text{ m}$$

d) Caudal

$$Q = \frac{d_1^2}{4} c_1 = \frac{0,09^2}{4} \times 71,52 = 0,4548 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

e) Rendimiento manométrico

Se sabe que $\eta_{vol} = 1$

$$\eta_{man} = \frac{H_{efectivo}}{H_n} = \frac{240}{277,3} = 0,8653 = 86,53\%$$

Rendimiento hidráulico

$$\eta_{hidráulico} = \eta_{man} \cdot \eta_{vol} = 0,8653 \times 1 = 86,53\%$$

f) Potencia útil en el eje de la máquina

La potencia útil se conoce también como potencia al freno

$$N = \frac{Q H_n}{75} = \eta_{vol} \eta_{mec} \eta_{man} = 1 \times 0,88 \times 0,8653 = 0,7614$$

$$= \frac{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0,4548 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \times 277,3 \text{ m} \times 0,7614}{75} = 1280 \text{ CV} = 0,94 \text{ MW}$$

6.- Una turbina hidráulica funcionando con un caudal de 9,1 m³/seg y salto neto de 100 m, gira a 500 rpm.

Los triángulos de velocidades se han proyectado para que el rendimiento manométrico sea óptimo.

La potencia al freno es de 9000 CV, con un rendimiento mecánico del 0,987.

Determinar

a) El grado de reacción

b) Rendimiento global, manométrico y volumétrico

c) El caudal que sale por el aspirador difusor

d) Diámetros de entrada y salida del rodete; anchuras del rodete

RESOLUCION

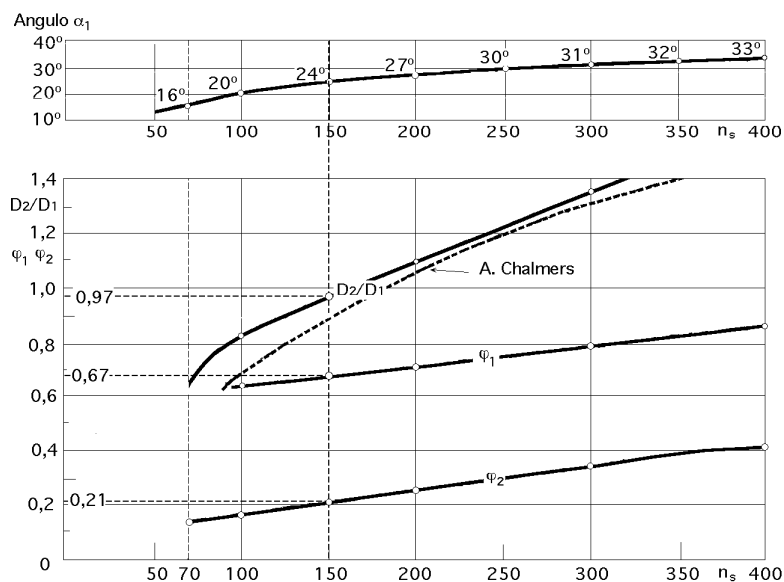
Tipo de turbina; n° de revoluciones específico

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \frac{500 \sqrt{9000}}{100^{5/4}} = 150 \text{ (Francis normal)}$$

a) Grado de reacción

$$c_1 = \sqrt{1 - \frac{1}{2} \frac{u_1}{\sqrt{2gH_n}}} = \sqrt{1 - \frac{1}{2} \frac{u_1}{\sqrt{2gH_n}}} ; \quad u_1 = \sqrt{1 - c_1^2} \sqrt{2gH_n}$$

Dimensiones del distribuidor b_1 y D_1 , ángulo de ataque α_1 y coeficientes óptimos de velocidad ψ_1 y ψ_2 para turbinas Francis en función de n_s



Se obtiene: $\psi_1 = 0,67$; $\psi_2 = 0,21$; $\alpha_1 = 24^\circ$

El valor de ψ_2 se podía haber obtenido, también, en la forma:

$$\psi_2 = \frac{c_2^2}{2gH_n} = 5,57 \times 10^{-5} \times n_s^{4/3} \quad ; \quad \psi_2 = 7,465 \times 10^{-3} \times n_s^{2/3} = 7,465 \times 10^{-3} \times 150^{2/3} = 0,21$$

$$0,67 = \sqrt{1 - \frac{1}{2} \frac{u_1}{\sqrt{2gH_n}}} ; \quad u_1 = 0,551 \sqrt{2gH_n}$$

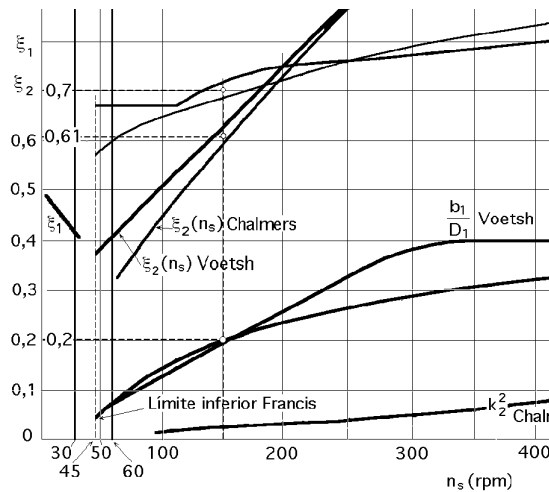
b) Rendimiento global, manométrico y volumétrico

Rendimiento global

$$\text{Potencia al freno: } N \text{ (CV)} = \frac{Q H_n}{75} ; \quad 9000 \text{ CV} = \frac{1000 \times 9,1 \times 100}{75} ; \quad \eta_g = 0,7417 = 74,17\%$$

$$h_{\text{man}} (\alpha_2 = 90^\circ) = \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g H_n} = \left| \begin{array}{l} c_1 = \psi_1 \sqrt{2gH_n} = 0,67 \sqrt{2g \times 100} = 29,66 \text{ m/seg} \\ \text{Para: } n_s = 150 \quad \alpha_1 = 24^\circ \\ u_1 = \psi_1 \sqrt{2gH_n} = 0,67 \sqrt{2g \times 100} = 29,66 \text{ m/seg} \end{array} \right| = 0,857 = 85,7\%$$

$$\eta_g = \eta_{\text{vol}} \cdot \eta_{\text{man}} \cdot \eta_{\text{mec}} ; \quad \eta_{\text{vol}} = \frac{\eta_g}{\eta_{\text{man}} \cdot \eta_{\text{mec}}} = \frac{0,7417}{0,857 \times 0,987} = 0,877$$



Comprobación de :

De la relación entre u_2 y n_s , se obtiene:

$$n = 0,2738 \frac{n_s H_n^{3/4}}{\sqrt{Q}} = \frac{\{0,2738 \frac{n_s H_n^{3/4}}{n}\}^2}{Q} = \frac{\{0,2738 \times 150 \times 100^{3/4}\}^2}{500} = 0,7414 \text{ (l.q.c)}$$

c) Caudal que sale por el aspirador difusor

$$Q_{\text{salida}} = \text{vol } Q = 0,877 \times 9,1 = 7,98 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

d) Diámetros de entrada y salida del rodete y anchura del rodete

Diámetro a la entrada

$$n = 84,55 \frac{1}{D_1} \sqrt{H_n} ; D_1 = \frac{84,55}{n} \sqrt{H_n} = \frac{84,55 \times 0,7 \times \sqrt{100}}{500} = 1,1837 \text{ m}$$

Anchura del rodete a la entrada:

$$\frac{b_1}{D_1} = 0,2 ; b_1 = 0,2 D_1 = 0,2 \times 1,1837 \text{ m} = 0,2367 \text{ m}$$

Diámetro a la salida D_2 :

$$u_2 = \frac{D_2}{2} \frac{n}{30} ; D_2 = \frac{60 \times 27}{500} = 1,031 \text{ m}$$

$$u_2 = \frac{D_2}{2} \sqrt{2g H_n} = 0,61 \sqrt{2g \times 100} = 27 \text{ m/seg}$$

7.- Dada una turbina Francis de características: $Q = 3 \text{ m}^3/\text{seg}$, $H_n = 200 \text{ m}$ y $n_s < 115$, conectada a un alternador de 50 ciclos/seg; $\eta = 0,85$

Determinar

a) Potencia

b) Elección de la velocidad rpm, sabiendo que $n_s < 115$

c) Dimensiones del rodete y del distribuidor

RESOLUCION

a) Potencia

$$N = \frac{Q H_n}{75} = \frac{1000 \times 3 \times 200 \times 0,85}{75} = 6800 \text{ CV}$$

b) Elección de la velocidad rpm

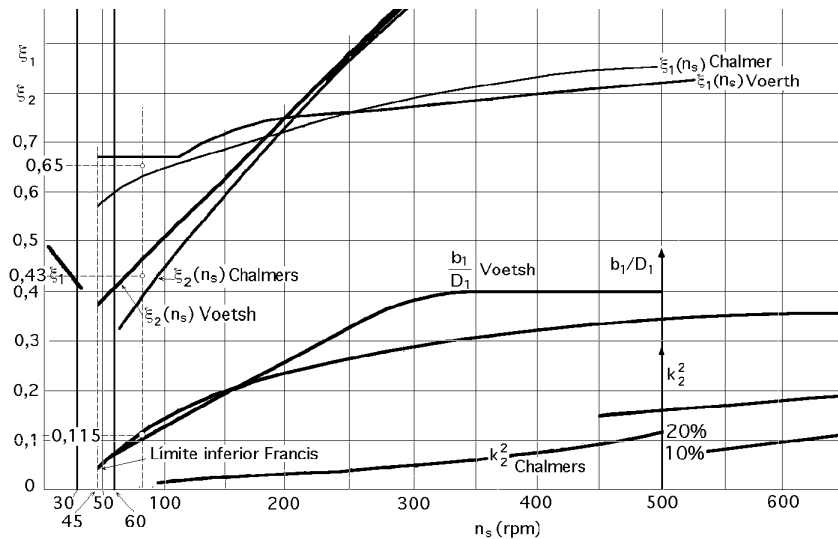
$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \frac{n \sqrt{6800}}{200^{5/4}} = 0,10964 \quad n < 115 \quad n < \frac{115}{0,10964} ; \quad n < 1050 \text{ rpm}$$

$$Z n = 3000 \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Para } Z = 3 \text{ pares de polos} \quad n = \frac{3000}{3} = 1000 \text{ rpm} \\ \text{Para } Z = 4 \text{ pares de polos} \quad n = \frac{3000}{4} = 750 \text{ rpm} \end{array} \right\}$$

Por seguridad se tomará, $Z = 4$ $n = 750 \text{ rpm}$; $n_s = 0,10964 \times 750 = 82,23$, Francis lenta

c) Dimensiones del rodete y del distribuidor

Para: $n_s = 81,5 \text{ rpm}$, se obtiene que: $\left\{ \begin{array}{l} \xi_1 = 0,65 ; \quad \xi_2 = 0,43 \\ \frac{b_1}{D_1} = 0,115 \end{array} \right\}$



Orden de magnitud de las dimensiones de las ruedas Francis, que relacionan ξ_1 y ξ_2 con n_s

$$u_1 = \xi_1 \sqrt{2 g H_n} = 0,65 \sqrt{2 g \times 200} = 40,7 \text{ m/seg} = \frac{D_1 n}{60} \quad \boxed{D_1 = 1,036 \text{ m}}$$

$$u_2 = \xi_2 \sqrt{2 g H_n} = 0,43 \sqrt{2 g \times 200} = 26,9 \text{ m/seg} = \frac{D_2 n}{60} \quad \boxed{D_2 = 0,6696 \text{ m}}$$

$$b_1 = 0,115 D_1 = 0,115 \times 1,036 = 0,1191 \text{ m}$$

Utilizando la Fórmula de Ahlfors (que sabemos es para unas condiciones únicas y muy concretas, ya que se utilizan valores medios de $\alpha = 7/8$ y $\beta = 0,91$), se obtendría un diámetro D_2 :

$$D_2 = 4,375 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 4,375 \sqrt[3]{\frac{3}{750}} = 0,695 \text{ m}$$

8.- Una turbina Francis está acoplada directamente a un alternador de 5 pares de polos. El caudal es de 1 m³/seg. Los diámetros de entrada y salida de los álabes son 1 m y 0,45 m, y las secciones de paso, entre álabes, de 0,14 m² y 0,09 m².

El ángulo $\alpha_1 = 10^\circ$, y $\alpha_2 = 45^\circ$. El rendimiento manométrico de esta turbina es 0,78.

Determinar

- Los triángulos de velocidades
- La altura neta
- El par motor y potencia de la turbina
- El n° de revoluciones específico
- El caudal, altura neta, potencia y par motor, si se cambia el alternador por otro de 4 pares de polos.

RESOLUCION

$$N^{\circ} \text{ de r.p.m. : } n = \frac{60 f}{z} = \frac{3000}{5} = 600 \text{ rpm}$$

a) Triángulos de velocidades

Entrada:

$$u_1 = \frac{D_1 n}{60} = \frac{1 \times 600}{60} = 31,4 \text{ m/seg}$$

$$c_{1m} = \frac{Q}{A_1} = \frac{1 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{0,14 \text{ m}^2} = 7,14 \text{ m/seg}$$

$$c_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \alpha_1} = \frac{7,14}{\sin 10^{\circ}} = 41,12 \text{ m/seg}$$

$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &= \frac{w_1 \sin \alpha_1}{w_1 \cos \alpha_1} = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1 \cos \alpha_1} = \left| \begin{aligned} c_{1n} &= c_1 \cos \alpha_1 = 41,12 \cos 10 = 40,49 \text{ m/seg} = u_1 + w_1 \cos \beta_1 \\ w_1 \cos \beta_1 &= c_{1n} - u_1 = 40,49 - 31,4 = 9,09 \text{ m/seg} \end{aligned} \right| = \\ &= \frac{7,14}{9,09} = 0,7854 \quad \beta_1 = 38,15^{\circ} \end{aligned}$$

$$w_1 = \frac{9,09}{\cos \beta_1} = \frac{9,09}{\cos 38,15^{\circ}} = 11,56 \text{ m/seg}$$

Salida:

$$u_2 = \frac{D_2 n}{60} = \frac{0,45 \times 600}{60} = 14,14 \text{ m/seg}$$

$$c_{2m} = \frac{Q}{A_2} = \frac{1 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{0,09 \text{ m}^2} = 11,1 \text{ m/seg} = c_2 \sin \alpha_2$$

$$w_2 = \frac{c_{2m}}{\sin \alpha_2} = \frac{11,1}{\sin 45^{\circ}} = 15,7 \text{ m/seg}$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \alpha_2} = \sqrt{15,7^2 + 14,14^2 - (2 \times 15,7 \times 14,14 \cos 45^{\circ})} = 11,5 \text{ m/seg}$$

$$\sin \beta_2 = \frac{11,1}{11,5} = 0,9648 \quad ; \quad \beta_2 = 74,85^{\circ}$$

b) Altura neta

$$H_n = \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g_{\text{man}}} = \frac{41,12 \times 31,4 \cos 10 - 11,5 \times 14,4 \cos 74,85}{0,78 g} = 160,74 \text{ m}$$

c) Potencia de la turbina

$$\begin{aligned} N &= N_u = \frac{Q H_n}{75} = | \quad = \quad \text{man} \quad \text{org} \quad \text{vol} = 0,78 \times 1 \times 1 = 0,78 | = \frac{1000 \times 1 \times 160,74 \times 0,78}{75} = 1671 \text{ CV} = \\ &= 125.377 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 1,23 \text{ MW} \end{aligned}$$

Par motor:

$$C = \frac{N}{\omega} = \frac{30 N}{n} = \frac{30 \times 125.377 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}}}{600} = 1995,4 \text{ m.Kg}$$

d) N° de revoluciones específico

$$n_s = \frac{600 \sqrt{1671,7}}{160,74^{5/4}} = 42,86 \text{ (Francis lenta)}$$

e) Caudal, altura neta, potencia y par motor, si se cambia el alternador por otro de 4 pares de polos.

Para 4 pares de polos: $n' = \frac{3000}{4} = 750 \text{ rpm}$

Parábola de regímenes semejantes, $H_n = \frac{160,74}{1^2} Q^2 = 160,74 Q^2$

$$\frac{n}{n'} = \sqrt{\frac{H_n}{H_{n'}}} = \frac{Q}{Q'} = \sqrt[3]{\frac{N}{N'}} = \sqrt{\frac{C}{C'}}$$

$$\frac{600}{750} = \sqrt{\frac{160,74 \text{ m}}{H_{n'}}} = \frac{1 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{Q'} = \sqrt[3]{\frac{1671,7 \text{ CV}}{N'}} = \sqrt{\frac{1995,4 \text{ m.Kg}}{C'}}$$

Resolviendo se obtiene:

$$H_{n'} = 251,15 \text{ m} ; Q' = 1,25 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} ; N' = 3265 \text{ CV} ; C' = 3118 \text{ m.Kg}$$

Diámetros de la turbina:

$$D_2 = \frac{60 u_2}{n} = \frac{60 \times 14,14 \frac{\text{m}}{\text{seg}}}{\times 600 \frac{1}{\text{seg}}} = 0,450 \text{ m}$$

$$D_1 = \frac{60 u_1}{n} = \frac{60 \times 31,4 \frac{\text{m}}{\text{seg}}}{\times 600 \frac{1}{\text{seg}}} = 1 \text{ m} \quad \text{ó} \quad D_1 = D_2 \frac{u_1}{u_2} = 0,45 \times \frac{31,4}{14,14} = 1 \text{ m}$$

9.- Una turbina Francis gira a 600 rpm y en ella entra un caudal de 1 m³/seg. Los diámetros de entrada y salida son de 1 m y 0,45 m respectivamente, y las secciones entre álabes correspondientes de 0,14 m² y 0,09 m². El ángulo de salida del agua del distribuidor es de 12°, el ángulo de salida de la rueda $\alpha_2 = 45^\circ$ y el rendimiento manométrico de la turbina del 78%.

Determinar

a) El salto neto

b) El par y la potencia sobre el eje

RESOLUCION

Triángulos de velocidades

Entrada:

$$u_1 = \frac{D_1 n}{60} = \frac{1 \times \times 600}{60} = 31,4 \text{ m/seg}$$

$$c_{1m} = \frac{Q}{A_1} = \frac{1 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{0,14 \text{ m}^2} = 7,14 \text{ m/seg}$$

$$c_{1n} = c_1 \cos \alpha_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \alpha_1} = \frac{7,14 \text{ m/seg}}{\sin 12^\circ} = 33,6 \text{ m/seg}$$

$$c_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \alpha_1} = \frac{7,14}{\sin 12^\circ} = 34,34 \text{ m/seg}$$

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{31,4^2 + 34,34^2 - (2 \times 31,4 \times 34,34 \cos 12^\circ)} = 7,47 \text{ m/seg}$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{c_{1m}}{w_1} = \frac{7,14}{7,47} = 0,9558 ; \quad \alpha_1 = 72,9^\circ$$

Salida:

$$u_2 = \frac{D_2 n}{60} = \frac{0,45 \times \times 600}{60} = 14,14 \text{ m/seg}$$

$$c_{2m} = \frac{Q}{A_2} = \frac{1 \frac{m^3}{seg}}{0,09 m^2} = 11,1 m/seg = c_2 \sin \alpha_2$$

$$w_2 = \frac{c_{2m}}{\sin \alpha_2} = \frac{11,1}{\sin 45^\circ} = 15,7 m/seg$$

$$c_{2n} = u_2 - w_2 \cos \alpha_2 = 14,14 - (15,7 \times \cos 45^\circ) = 3,0384 m/seg = c_2 \cos \alpha_2$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{c_{2m}}{c_{2n}} = \frac{11,1}{3,0384} = 3,6532 ; \quad \alpha_2 = 74,7^\circ$$

a) Salto neto

$$H_n = \frac{u_1 c_{1n} - u_2 c_{2n}}{g_{man}} = \frac{(31,4 \times 33,6) - (14,14 \times 3,038)}{0,78 g} = 132,4 m$$

b) Potencia en el eje

$$N = \frac{Q H_n}{75} = \frac{1 \times 132,4}{75} = 1,765 CV = 1377 CV$$

Par motor

$$C = \frac{N}{w} = \frac{30 N}{n} = \frac{30 \times 103.270 \frac{Kgm}{seg}}{600} = 1643,6 m.Kg$$

Tipo de turbina:

$$n_s = \frac{600 \sqrt{1377}}{132,4^{5/4}} = 49,6 \text{ (Francis lenta)}$$

10.- Se tiene una turbina de las siguientes características: $H_n = 256 m$; $n = 500 rpm$; $Q = 11 m^3/seg$.

Determinar:

- El tipo de turbina**
- El rendimiento manométrico máximo, sabiendo que $\eta_{vol} = 1$**
- El grado de reacción**
- Los diámetros de entrada y salida y altura del distribuidor**
- La altura del aspirador difusor, sabiendo que el rendimiento del mismo es 0,85**
- La cámara espiral**

RESOLUCION

a) Tipo de turbina

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}}$$

$$N = \frac{Q H_n}{75} \quad (\text{No se puede aplicar porque no se conoce el rendimiento})$$

pero sin embargo, como de lo único que se trata es de conocer el tipo de turbina, se puede dar al rendimiento un valor promediado según la ecuación aproximada:

$$N = 11 Q H_n = 11 \times 11 \frac{m^3}{seg} \times 256 m = 30.976 CV$$

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \frac{500 \sqrt{30.976}}{256^{5/4}} = 86 \text{ (Francis lenta)}$$

b) Rendimiento manométrico máximo

$$\eta_{\text{man}} = 2 (\mu_1 - \mu_2) = \left| \begin{array}{c} \text{Rendimiento máximo} \\ \bar{c}_2 \quad \bar{u}_2 ; c_{2n} = 0 ; \mu_2 = 0 \end{array} \right| = 2 \mu_1$$

$$\mu_1 = 0,67 ; \mu_2 = 0,45$$

Para un valor de $n_s = 86$, gráficamente se obtiene

$$\mu_1 = 0,63 ; \alpha_1 = 18^\circ ; \frac{D_2}{D_1} = 0,77$$

Como:

$$c_{1n} = c_1 \cos \alpha_1 = \mu_1 \sqrt{2 g H_n} = \mu_1 \sqrt{2 g H_n} \cos \alpha_1$$

$$\mu_1 = \mu_1 \cos \alpha_1 = 0,63 \times \cos 18^\circ = 0,60$$

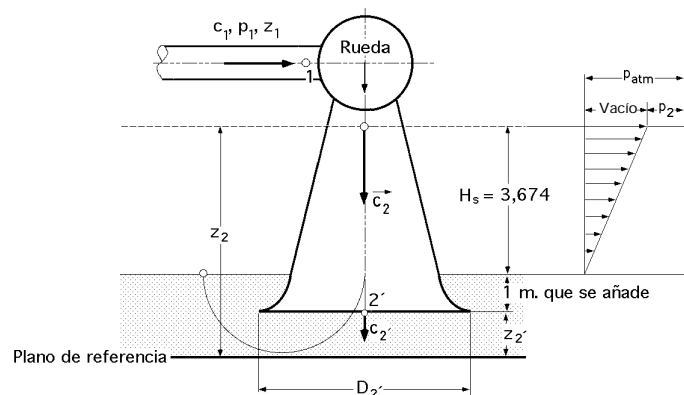
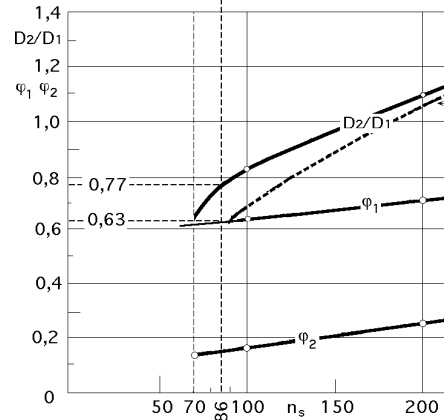
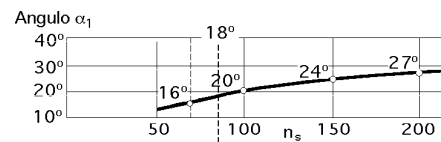
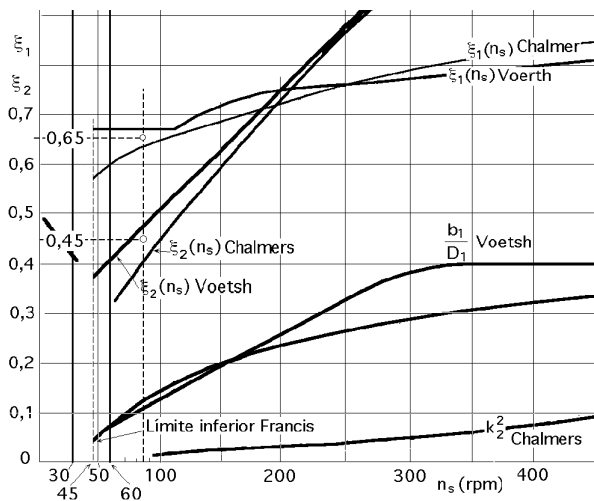
resulta:

$$\eta_{\text{man máx}} = 2 \times 0,67 \times 0,60 = 0,804 = 80,4\%$$

Con este valor habría que volver a calcular N y n_s mediante una segunda iteración:

$$N = \frac{Q H_n}{75} = \frac{1000 \times 11 \times 256 \times 0,804}{75} = 30187 \text{ CV}$$

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \frac{500 \sqrt{30.187}}{256^{5/4}} = 84,8 \text{ (Francis lenta). Prácticamente igual}$$



c) Grado de reacción

$$\sqrt{1 - \mu_2^2} = \mu_1 = 0,63 \quad \mu_1 = 1 - 0,63^2 = 0,603$$

d) Diámetros de entrada y salida y altura del distribuidor

Diámetro de entrada

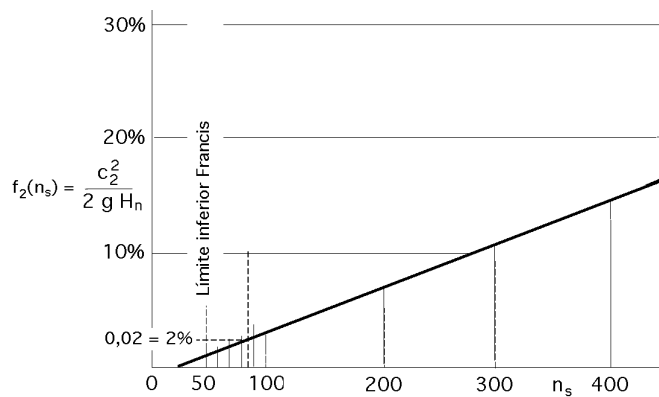
$$D_1 = \frac{60 u_1}{n} = \left| u_1 = \frac{1}{2} \sqrt{2 g H_n} = 0,67 \sqrt{2 g \times 256} = 47,46 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right| = \frac{60 \times 47,46}{500} = 1,81 \text{ m}$$

Diámetro de salida

$$D_2 = \frac{60 u_2}{n} = \left| u_2 = \frac{2}{3} \sqrt{2 g H_n} = 0,45 \sqrt{2 g \times 256} = 31,9 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right| = \frac{60 \times 31,9}{500} = 1,218 \text{ m}$$

Altura del distribuidor = altura del álabe a la entrada

$$\frac{b_1}{D_1} = 0,12 \quad ; \quad b_1 = 0,12 D_1 = 0,12 \times 1,81 = 0,217 \text{ m}$$



e) Altura del aspirador difusor, sabiendo que el rendimiento del mismo es 0,85

$$H_s = \frac{P_{\text{atm}} - P_2}{\rho g} - \frac{c_2^2}{2g}$$

$$P_{\text{atm}} = 10,33 \text{ m}$$

$$\frac{P_2}{H_n} = 0,009 \quad ; \quad P_2 = 0,009 \times H_n = 0,009 \times 256 = 2,304 \text{ m}$$

$$\text{Cálculo de } c_2 : \left\{ \begin{array}{l} 1^{\text{a}} \text{ Forma: } \frac{c_2^2}{2g H_n} = f_2(n_s) = \frac{2}{3} = 0,14^2 = 0,0196 \quad ; \quad \frac{c_2^2}{2g} = 0,0196 \times 256 = 5,1 \text{ m} \\ 2^{\text{a}} \text{ Forma: } n_s = 86 \quad ; \quad c_2 = 0,14 \sqrt{2g H_n} = 0,14 \sqrt{2g \times 256} = 9,91 \\ \frac{c_2^2}{2g} = \frac{9,91^2}{2g} = 5,01 \text{ m} \end{array} \right.$$

$$H_s = \frac{P_{\text{atm}} - P_2}{\rho g} - \frac{c_2^2}{2g} \quad ; \quad H_s = (10,33 - 2,304) - (5,1 \times 0,85) = 3,674 \text{ m}$$

Valor de $D_{2'}$

Como en 2' la velocidad $c_{2'}$ = 1 m/seg, el valor de $D_{2'}$ se puede hallar en la forma:

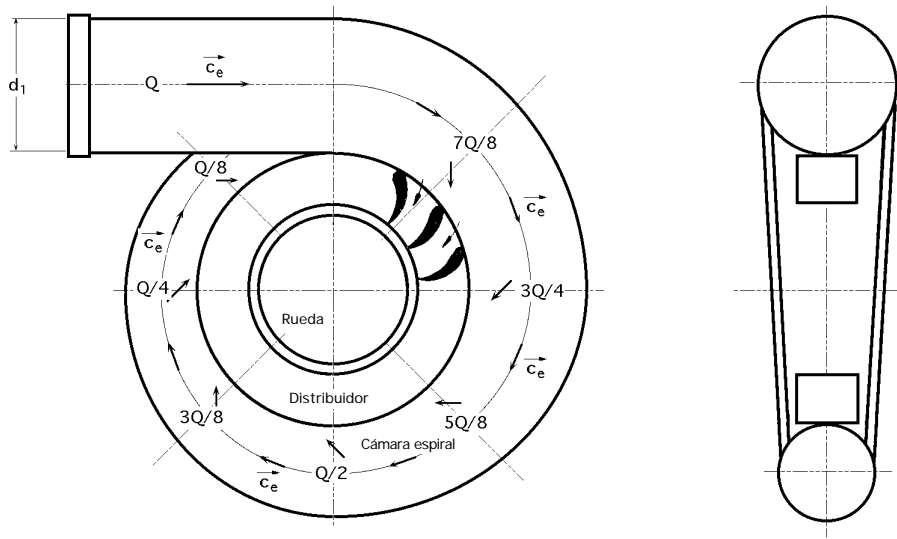
$$c_{2'} = \frac{Q}{D_{2'}} = \frac{4Q}{D_{2'}^2} = \frac{4 \times 11}{D_{2'}^2} = 1 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \quad ; \quad D_{2'} = 3,74 \text{ m} \quad ; \quad r_{2'} = 1,87 \text{ m}$$

Profundidad $z_{2'}$ a la que tiene que ir la solera

$$\text{Präsil: } k = z_2 r_2^2 = z_{2'} r_{2'}^2$$

$$z_2 = 3,67 + 1 + z_{2'} = 4,67 + z_{2'}$$

$$k = (4,67 + z_{2'}) r_{2'}^2 = z_{2'} r_{2'}^2 \quad ; \quad k = (4,67 + z_{2'}) \times 0,609^2 = z_{2'} \times 1,87^2 \quad ; \quad \boxed{z_{2'} = 0,554 \text{ m}}$$



f) Cálculo de la cámara espiral

Se supondrá metálica $c_e = 0,18 + 0,28 \sqrt{2 g H_n} = 0,18 + 0,28 \sqrt{2 \times 9,81 \times 256} = 20 \text{ m/seg}$

Se puede dividir la cámara espiral en 8 partes, de forma que:

$$1 = \frac{Q}{c_e} = \frac{d_1^2}{4} ; d_1 = 1,128 \sqrt{\frac{Q}{c_e}} = 1,128 \sqrt{\frac{11}{20}} = 0,836 \text{ m}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{7}{8}} d_1 = 0,782 \text{ m} \quad d_3 = \sqrt{\frac{6}{8}} d_1 = 0,724 \text{ m} \quad d_4 = \sqrt{\frac{5}{8}} d_1 = 0,661 \text{ m}$$

$$d_5 = \sqrt{\frac{4}{8}} d_1 = 0,591 \text{ m} \quad d_6 = \sqrt{\frac{3}{8}} d_1 = 0,512 \text{ m} \quad d_7 = \sqrt{\frac{2}{8}} d_1 = 0,418 \text{ m}$$

$$d_8 = \sqrt{\frac{1}{8}} d_1 = 0,295 \text{ m}$$

11.- El modelo de la rueda de una turbina tiene un diámetro de 30 cm y desarrolla una potencia de 35 CV bajo un salto neto de 7,5 m a 1200 rpm

El prototipo ha de proporcionar 10.000 CV en un salto neto de 6 metros y un rendimiento del 90%.

El tubo de aspiración tiene que recobrar el 75% de la energía cinética a la salida

Determinar

a) El diámetro y la velocidad “n” del prototipo

b) Si el modelo comienza a cavitarse cuando la presión a la entrada del tubo de aspiración es de 7 m por debajo de la presión atmosférica, ¿Cuál será la máxima altura de la rueda del prototipo por encima del nivel más bajo del río para evitar la cavitación en una central instalada en una montaña en donde la presión atmosférica es de 0,85 Kg/cm², y el agua se encuentra a 20°C?

RESOLUCION

El rendimiento máximo en el modelo y en el prototipo son iguales, por lo que los triángulos de velocidades son geoméricamente semejantes, pero como las velocidades son distintas, las presiones serán diferentes.

a) Diámetro y velocidad “n” del prototipo

En el punto de funcionamiento con rendimiento máximo, las velocidades específicas del modelo y del prototipo tienen que ser iguales $n_{s \text{ mod}} = n_{s \text{ prot}}$

$$n_s = \frac{1200 \sqrt{35}}{7,5^{5/4}} = \frac{n_{\text{prot}} \sqrt{10000}}{6^{5/4}} \quad n_{\text{prot}} = 53,7 \text{ rpm (Velocidad del prototipo)}$$

$$n_s = \frac{1200 \sqrt{35}}{7,5^{5/4}} = 572 \quad (\text{Turbina hélice}) \quad D_p = D_{1p} = D_{2p}$$

Diámetro D_p

Al ser los triángulos de velocidades semejantes implica que los coeficientes óptimos también lo son, por lo que: $mod = prot$

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{mod} = m \sqrt{2 g H_{n(m)}} = \frac{D_m n_m}{60} \\ u_{prot} = p \sqrt{2 g H_{n(p)}} = \frac{D_p n_p}{60} \end{array} \right\} \quad \sqrt{\frac{H_{n(m)}}{H_{n(p)}}} = \frac{D_m n_m}{D_p n_p} ; \quad \sqrt{\frac{7,5}{6}} = \frac{0,3 \times 1200}{D_p \times 53,7} ; \quad D_p = 6 \text{ m}$$

b) El modelo comienza a cavitarse cuando la presión a la entrada del tubo de aspiración es de 7 m por debajo de la presión atmosférica

PROTOTIPO

La máxima altura de la rueda del prototipo por encima del nivel más bajo del río para evitar la cavitación en una central instalada en una montaña en donde la presión atmosférica es de 0,85 Kg/cm², y el agua se encuentra a 20°C, es:

$$H_{s \text{ prot}} = \frac{P_{atm} (\text{lugar}) - P_{2 \text{ prot}}}{\rho g} - \frac{c_{2 \text{ prot}}^2}{2 g}$$

en la que se ha supuesto que, $c'_{2 \text{ prot}} < 1 \text{ m/seg}$ $\frac{c_{2 \text{ prot}}^2}{2 g}$ sea despreciable

$P_{2 \text{ prot}}$ es la presión a la salida de la rueda

P_{atm} (es la presión del lugar)

Correspondencia entre las alturas al nivel del mar, la presión media y la altura equivalente en metros de c.a., pérdidas de carga en metros y temperatura

Altitud sobre el nivel del mar metros	Presión atmosférica		Pérdidas de carga metros	Pérdidas por temperatura metros
	mm de Hg	metros c.a.		
0	760	10,33	0,00	10°C-0,125
100	751	10,21	0,12	15°C-0,173
200	742	10,08	0,25	20°C-0,236
300	733	9,96	0,37	25°C-0,32

MODELO

Como la turbina modelo se ha ensayado en Laboratorio: $P_{atm} = 10,33 \text{ m}$

$$\begin{array}{l} \text{Modelo, } \frac{P_{2 \text{ mod}}}{\rho g} = H_{\text{mod}} \\ \text{Semejanza de presiones, } \frac{P_{2 \text{ prot}}}{\rho g} = H_{\text{prot}} \end{array} \quad \frac{P_{2 \text{ prot}}}{P_{2 \text{ mod}}} = \frac{H_{\text{prot}}}{H_{\text{mod}}} = \frac{6}{7,5} = 0,8$$

Como en el Laboratorio se supone estamos a nivel del mar resulta que las pérdidas debidas a la altura son nulas. A la temperatura de 20°C el agua tiene unas pérdidas debidas a la temperatura de 0,236 m

$$P_{2 \text{ mod}} = (10,33 - 7) - \text{Pérdidas por temperatura} = 3,33 - 0,236 = 3,094 \text{ m}$$

PROTOTIPO

$$P_{2 \text{ prot}} = 3,094 \times \frac{6}{7,5} = 2,475 \text{ m}$$

Velocidad $c_{2 \text{ prot}}$ del prototipo; a partir de la potencia se determina el caudal, en la forma:

$$N_{\text{prot}} = \frac{Q_{\text{prot}} H_{n \text{ prot}}}{75} ; \quad 10000 \text{ CV} = \frac{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times Q_{\text{prot}} \times 6 \text{ m} \times 0,9}{75} \quad Q_{\text{prot}} = 138,88 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

Por la condición de rendimiento máximo, $c_2 = u_2$ $c_2 = c_{2m}$

$$c_{2(\text{prot})} = \frac{4 Q_{\text{prot}}}{D_{2(\text{prot})}^2} = \frac{4 \times 138,88}{6^2} = 4,91 \text{ m/seg}$$

$$P_{\text{atm}} \text{ (presión del lugar)} = 0,85 \times 10,33 = 8,78 \text{ m}$$

$$H_s = (8,78 - 2,475) - \frac{4,91^2}{2g} \times 0,75 = 5,38 \text{ m}$$

que parece un poco elevado, por cuanto para turbinas hélice $H_s < 4 \text{ m}$, pero hay que tener en cuenta que está calculado a potencia máxima.

De otra forma

$$\text{Modelo, } H_{\text{mod}} = \frac{c_{2m(\text{mod})}^2}{2g} + \frac{P_{2(\text{mod})}}{4} + Z_{2(\text{mod})}$$

$$\text{Prototipo, } H_{\text{prot}} = \frac{c_{2m(\text{prot})}^2}{2g} + \frac{P_{2(\text{prot})}}{4} + Z_{2(\text{prot})}$$

$$Z_{2(\text{mod})} = Z_{2(\text{prot})}$$

$$N_{\text{prot}} = \frac{1000 Q_{\text{prot}} 6 \times 0,9}{75} = 10.000 \text{ CV}$$

$$Q_{\text{prot}} = 138,88 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} = c_{2m(\text{prot})} \frac{D_{2(\text{prot})}^2}{4} = c_{2(\text{prot})} \frac{6^2}{4} \quad c_{2(\text{prot})} = 4,91 \text{ m/seg}$$

$$N_{\text{mod}} = \frac{1000 Q_{\text{mod}} 7,5 \times 0,9}{75} = 35 \text{ CV}$$

$$Q_{\text{mod}} = 0,388 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} = c_{2m(\text{mod})} \frac{D_{2(\text{mod})}^2}{4} = c_{2(\text{mod})} \frac{7,5^2}{4} \quad c_{2(\text{mod})} = 5,50 \text{ m/seg}$$

$$\text{Modelo, } 7,5 = \frac{5,5^2}{2g} + \frac{P_{2(\text{mod})}}{4} \quad \frac{P_{2(\text{mod})}}{4} = 7,5 - \frac{5,5^2}{2g} = 5,96 \text{ m.c.a.}$$

$$\text{Prototipo, } 6 = \frac{4,91^2}{2g} + \frac{P_{2(\text{prot})}}{4} \quad \frac{P_{2(\text{prot})}}{4} = 6 - \frac{4,91^2}{2g} = 4,775 \text{ m.c.a.}$$

$$\frac{P_{2(\text{prot})}}{P_{2(\text{mod})}} = \frac{4,775}{5,96} = 0,801$$

12.- Una turbina Francis está conectada en acoplamiento directo a un alternador de 11 pares de polos.

En su punto de funcionamiento se tiene: $H_n = 45 \text{ m}$; $N = 3660 \text{ kW}$; $\eta = 89\%$; $\eta_{\text{mec}} = 98,4\%$; $\eta_{\text{vol}} = 1$

Si se considera que el plano de comparación coincide con el nivel inferior del agua, aguas abajo, la entrada en el rodete se encuentra a 2,1 m y la salida del mismo a 1,8 m. El rodete tiene un diámetro $D_1 = 1,55 \text{ m}$.

Las presiones a la entrada y salida del rodete son: 23,5 m.c.a. y (-2,5) m.c.a. respectivamente

El agua sale del rodete con $\alpha_2 = 90^\circ$, siendo constante la velocidad del flujo en todo el rodete, $c_{1m} = c_{2m}$

Las velocidades a la entrada y salida del tubo de aspiración son: $c_2 = 6 \text{ m/seg}$ y $c_2' = 1 \text{ m/seg}$, respectivamente.

Pérdidas en la tubería, despreciables

Determinar:

a) Ángulo β_1 de los álabes del rodete a la entrada

- b) Caudal y diámetro de salida del tubo de aspiración**
c) N° específico de revoluciones
d) Pérdidas en el rodete h_r , y en el distribuidor h_d
e) Pérdidas en el tubo de aspiración h_s y h_s'
f) Altura del tubo de aspiración; rendimiento

RESOLUCION

a) Angulo α_1 de los álabes del rodete a la entrada

$$\alpha_1 = \arctan \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1n}}$$

$$n = \frac{3000}{Z} = \frac{3000}{11} = 272,7 \text{ rpm}$$

$$u_1 = \frac{D_1}{2} \cdot \frac{n}{30} = \frac{1,55}{2} \cdot \frac{272,7}{30} = 22,13 \text{ m/seg}$$

Al no haber pérdidas en la tubería, $h_t = 0$, resulta: $H_n = H_{\text{man}} \quad H_g = u_1 c_{1n}$

$$c_{1n} = \frac{H_{\text{man}}}{u_1} = \left| \frac{H_{\text{man}}}{u_1} = \frac{0,89}{1 \times 0,984} = 0,9045 \right| = \frac{0,9045 \times 45 \times g}{22,13} = 18,02 \text{ m/seg}$$

$$c_{1m} = c_{2m} = c_2 = 6 \text{ m/seg}$$

$$\alpha_1 = \arctan \frac{6}{22,13 - 18,02} = 55,71^\circ$$

b) Caudal

$$N = Q H_u = Q H_n \quad ; \quad Q = \frac{N}{H_n} = |H = H_n| = \frac{3660 \times 102 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}}}{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 45 \text{ m} \times 0,89} = 9,3 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Diámetro de salida del tubo de aspiración

$$Q = \frac{d_2^2}{4} c_2' \quad ; \quad d_2' = \sqrt{\frac{4Q}{c_2'}} = \sqrt{\frac{4 \times 9,3}{1}} = 3,445 \text{ m}$$

c) N° específico de revoluciones

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = |N = 3660 \text{ kW} = 4977,5 \text{ CV}| = \frac{272,7 \sqrt{4977,5}}{45^{5/4}} = 165 \text{ rpm}$$

d) Pérdidas en el rodete h_r , y en el distribuidor h_d

Pérdidas en el rodete h_r

Aplicando Bernoulli entre 1 y 2:

$$\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + z_1 = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + z_2 + h_r + H_{\text{ef}} = H_n$$

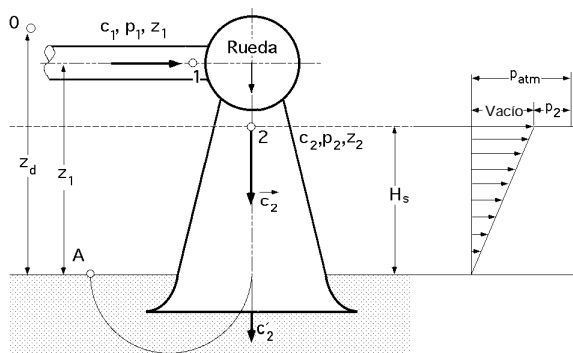
$$H_{\text{ef}} = \frac{H_u}{\rho} = H_{\text{man}} = 0,9045 \times 45 = 40,7 \text{ m}$$

$$\frac{p_1}{\rho} = 23,5 \text{ m.c.a.} \quad ; \quad \frac{p_2}{\rho} = -2,5 \text{ m.c.a.} \quad (\text{presiones relativas})$$

$$z_1 = 2,1 \text{ m.c.a.} \quad ; \quad z_2 = 1,8 \text{ m.c.a.}$$

$$\frac{c_1^2}{2g} = \frac{c_{1m}^2 + c_{1n}^2}{2g} = \frac{18,04^2 + 6^2}{2g} = 18,44 \text{ m} \quad ; \quad \frac{c_2^2}{2g} = \frac{6^2}{2g} = 1,836 \text{ m}$$

$$h_r = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + z_1 - \left\{ \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + z_2 + H_{\text{ef}} \right\} = 23,5 + 2,1 + 18,44 - \{1,836 - 2,5 + 1,8 + 40,7\} = 2,204 \text{ m}$$



Pérdidas en el distribuidor h_d .- Aplicando Bernoulli entre 0 y 1:

$$\frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho} + z_0 = H_n = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + z_1 + h_d$$

$$h_d = H_n - \left\{ \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + z_1 \right\} = 45 - \{18,44 + 23,5 + 2,1\} = 0,96 \text{ m}$$

e) Pérdidas en el tubo de aspiración h_s y h_s' .- Aplicando Bernoulli entre 2 y A:

$$\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + z_2 = \frac{c_A^2}{2g} + \frac{p_A}{\rho} + z_A + h_s + h_s'$$

$$h_s' = \frac{c_A^2}{2g} = \frac{1}{2g} = 0,05097 \text{ m}$$

$$h_s = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + z_2 - \left\{ \frac{c_A^2}{2g} + \frac{p_A}{\rho} + z_A + h_s' \right\} = 1,836 - 2,5 + 1,8 - \{0 + 0 + 0 + 0,05097\} = 1,085 \text{ m}$$

f) Altura del tubo de aspiración; rendimiento

La altura de aspiración la da el enunciado: $z_2 = H_s = 1,8 \text{ m}$

$$\eta = \frac{\frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_A^2}{2g} - h_s}{\frac{c_2^2}{2g}} = \frac{1,836 - 0,05097 - 1,085}{1,836 - 0,05097} = 0,392 = 39,2\%$$

Comprobación:

$$H_s = \frac{p_{atm} - p_2}{\rho} - \frac{c_2^2 - c_A^2}{2g} \quad \eta = 0 - (-2,5) - (1,836 - 0,05097) \times 0,392 = 1,8 \text{ m}$$

13.- Se tiene una turbina de las siguientes características:

$H_n = 100 \text{ m}$; $n = 500 \text{ rpm}$; $Q = 12 \text{ m}^3/\text{seg}$; $\eta_{man} = 0,825$; $\eta_{mec} = 1$; $\eta_{vol} = 1$; $\eta_{dif} = 0,85$

Determinar el perfil del difusor y su altura

RESOLUCION

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \left| N = \frac{1000 \times 12 \times 100 \times 0,825}{75} = 13200 \text{ CV} \right| = \frac{500 \sqrt{13200}}{100^{5/4}} = 180 \text{ Francis normal}$$

Altura máxima del aspirador-difusor

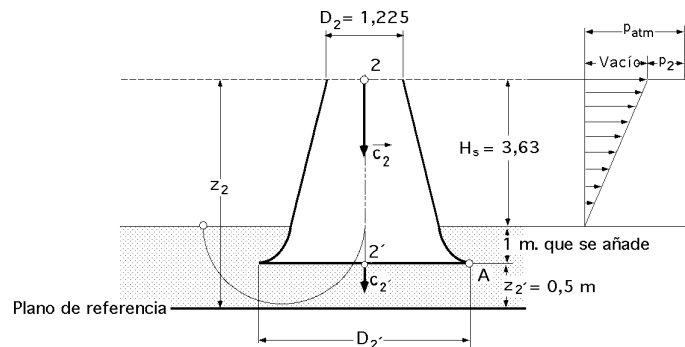
$$H_s = \frac{p_{atm} - p_2}{\rho} - \frac{c_2^2}{2g} \quad \eta$$

$$\text{Para: } n_s = 180; \quad c_1 = \sqrt{2gH_n} = \sqrt{2 \times 9,81 \times 100} = 44,3 \text{ m/s}$$

Para: $n_s = 180$; $c_2 = \sqrt{2 g H_n} = \sqrt{2 \times 9,81 \times 100} = 14,14 \frac{m}{seg}$

A su vez: $\frac{P_2}{H_n} = 0,022$; $P_2 = 0,022 H_n = 0,022 \times 100 = 2,2 \text{ m}$

$H_s = (10,33 - 2,2) - \left(\frac{10,18^2}{2 g} \times 0,85 \right) = 3,63 \text{ m}$; $H_s = 3,63 \text{ m}$



Diámetro D_2 :

$Q = c_{2m} \cdot A_2 = \frac{Q}{c_2} = \frac{12}{10,18} = 1,179 \text{ m}^2 = \frac{D_2^2}{4}$; $D_2 = 1,225 \text{ m}$

Aspirador difusor: Según Präsil es de la forma: $z r^2 = k$, en la que “k” se calcula a la salida con velocidad $c_2' < 1 \text{ m/seg}$

$k = z_2 r_2^2 = z_2 \times \left(\frac{1,225}{2} \right)^2 = 0,375 z_2$

Se puede tomar la solera como plano de comparación, por ejemplo a 0,5 m de la salida, es decir: $z_2' = 0,5 \text{ m}$

La salida del difusor se puede poner, por ejemplo, a 1 m por debajo del nivel inferior

En consecuencia:

$k = 0,375 z_2 = 0,375 (3,63 + 1 + 0,5) = 1,924$

Para $z_2' = 0,5$ (punto A) $r_2' = \sqrt{\frac{k}{z_2'}} = \sqrt{\frac{1,924}{0,5}} = 1,96 \text{ m}$

$c_2' = \frac{12}{r_2'^2} = \frac{12}{1,96^2} = 0,994 \frac{m}{seg} < 1 \frac{m}{seg}$ (solución un poco ajustada)

Habría que reducir un poco el valor de z_2' , por ejemplo a 0,45, con lo que se obtiene:

$r_2' = \sqrt{\frac{1,924}{0,45}} = 2,0677 \text{ m}$

$c_2' = \frac{12}{r_2'^2} = \frac{12}{2,0677^2} = 0,894 \frac{m}{seg} < 1 \frac{m}{seg}$ (solución un poco menos ajustada)

14.- Una turbina Pelton consume un caudal de $12 \text{ m}^3/\text{seg}$, y arrastra un alternador; la masa total turbina-alternador $M = 200 \text{ Tm}$.

El conjunto rotativo así constituido tiene un radio de inercia, $r = 0,55 D_1/2$.

Se puede asumir que el álabe a la salida tiene un ángulo $\alpha_2 = 180^\circ$.

Se despreciarán los efectos de rozamiento

En cada instante, el par motor se calcula como si la velocidad de rotación fuese constante.

Determinar

a) Suponiendo que la turbina está parada, se abren los inyectores y se forma un chorro igual al 10% del valor maximal. ¿Cuál será el tiempo necesario para que la turbina adquiera la velocidad óptima de régimen?

b) Si la turbina funciona a potencia maximal, y se produce una disfunción en la red que anula bruscamente el par resistente del alternador, ¿qué tiempo será necesario para que la velocidad del conjunto se incremente en un 25%?

c) Si en ese instante se inicia el cierre total de los inyectores, que dura 20 segundos, y suponiendo que esto implica una variación lineal del caudal respecto del tiempo, ¿cuál será el aumento relativo de la velocidad angular en ese tiempo? ¿Qué tiempo sería necesario para que la sobrevelocidad no sobrepase el 50% de la velocidad de régimen?

d) Si se dispone de un contrachorro, que sabemos actúa en sentido contrario al movimiento, y que consume un caudal igual al 5% del maximal. Si se admite que la cara que los álabes presentan a éste contrachorro le desvían 90°, calcular el tiempo de acción del contrachorro necesario para asegurar el frenado de la turbina, en ausencia del chorro principal, en los siguientes casos:

d.1.- Si se frena después de la velocidad de régimen normal,

d.2.- Si se frena después de la sobrevelocidad definida en el apartado (c)

RESOLUCION

Sabemos que:

$$I \frac{dw}{dt} = C_m - C_r = C$$

en la que I es el momento de inercia de todas las masas rotatorias y “w” la velocidad angular de la turbina.

El valor de I es:

$$I = M r^2$$

El par C varía con la velocidad angular “w”, y es igual al producto de la fuerza media F que se ejerce sobre los álabes, multiplicada por el radio Pelton $R = D_1/2$, de la forma:

$$F = \frac{2}{g} \frac{Q}{c_1 - u_1} = \frac{2}{g} \frac{Q}{c_1 - R w}$$

$$C = F R = \frac{2}{g} \frac{Q R}{c_1 - R w}$$

Cuando se embala, se tiene:

$$c_1 = R w_{emb}$$

por lo que:

$$C = F R = \frac{2}{g} \frac{Q R^2}{w_{emb} - w} = I \frac{dw}{dt}$$

$$\frac{dw}{w_{emb} - w} = \frac{2}{g I} \frac{Q R^2}{dt} = \frac{2}{g M r^2} \frac{Q R^2}{dt} = \frac{2}{g M} \frac{Q}{\left(\frac{R}{r}\right)^2} dt$$

$$\ln \frac{w_{emb} - w}{w_{emb} - w_0} = - \frac{2}{g M} \frac{Q}{\left(\frac{R}{r}\right)^2} (t - t_0)$$

$$\frac{w_{emb} - w}{w_{emb} - w_0} = \exp \left[- \frac{2}{g M} \frac{Q}{\left(\frac{R}{r}\right)^2} (t - t_0) \right] = \exp \left(- \frac{t - t_0}{T} \right)$$

en la que w_0 es la velocidad angular de la turbina para, $t = t_0$, y T es una constante temporal de la forma:

$$T = \frac{g M}{2} \frac{1}{Q} \left(\frac{r}{R}\right)^2$$

a) Suponiendo que la turbina está parada, se abren los inyectores y se forma un chorro igual al 10% del valor maximal, el tiempo necesario para que la turbina adquiera la velocidad óptima de régimen se calcula como sigue:

Si arranca con un caudal: $Q = 12 \text{ m}^3/\text{seg} \times 0,1 = 1,2 \text{ m}^3/\text{seg}$, que el radio de inercia: $r = 0,55 R$, y que la

masa es de 200 Tm, la constante temporal será:

$$T_1 = \frac{M}{2Q} \left(\frac{r}{R}\right)^2 = \frac{200.000 \text{ Kg}}{2 \times 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 1,2 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}} \times 0,55^2 = 25,25 \text{ seg}$$

Para: $t = 0 = t_0$, resulta, $w_0 = 0$

Para: $t = t$, la velocidad óptima de régimen para una Pelton es la mitad de la velocidad maximal, embalamiento, por lo que el tiempo que la turbina tardará en alcanzar la velocidad de régimen es:

$$e^{-(t/T_1)} = \frac{1}{2} \quad ; \quad \frac{t}{T_1} = \ln 2 = 0,69 \quad ; \quad t = 0,69 T_1 = 0,69 \times 25,25 \text{ seg} = 17,4 \text{ seg}$$

b) Si la turbina funciona a potencia maximal, y se produce una disfunción en la red que anula bruscamente el par resistente del alternador, el tiempo necesario para que la velocidad del conjunto se incremente en un 25% es:

La constante de tiempo correspondiente T_2 será 10 veces más pequeña que T_1 , ya que el caudal será ahora el nominal, es decir 12 m³/seg:

$$T_1 = \frac{M}{2Q} \left(\frac{r}{R}\right)^2 = \frac{200.000 \text{ Kg}}{2 \times 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 12 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}} \times 0,55^2 = 2,525 \text{ seg}$$

La velocidad angular de régimen es

$$w_1 = \frac{w_{\text{emb}}}{2} \quad ; \quad n_1 = \frac{n_{\text{emb}}}{2}$$

y se pasa a una sobrevelocidad del 25%, es decir, a una velocidad angular, $w_2 = 1,25 w_1$, $n_2 = 1,25 n_1$), en un tiempo t_2 , por lo que:

$$\frac{w_{\text{emb}} - w_2}{w_{\text{emb}} - w_1} = \frac{w_{\text{emb}} - 1,25 \frac{w_{\text{emb}}}{2}}{w_{\text{emb}} - \frac{w_{\text{emb}}}{2}} = 0,75 = e^{-(t_2/T_2)} \quad ; \quad t_2 = 0,288 T_2 = 0,288 \times 2,525 \text{ seg} = 0,727 \text{ seg}$$

c) Si en ese instante se inicia el cierre total de los inyectores, que dura 20 segundos, y suponiendo que esto implica una variación lineal del caudal respecto del tiempo, ¿cuál será el aumento relativo de la velocidad angular en ese tiempo?

El aumento relativo de la velocidad angular en ese tiempo, $t_3 = 20$ seg, se obtiene considerando que:

$$Q = Q_0 \left(1 - \frac{t}{t_3}\right)$$

por lo que:

$$\frac{dw}{w_{\text{emb}} - w} = \frac{2}{I} \frac{Q R^2}{M r^2} dt = \frac{2}{M} \frac{Q_0}{r^2} \left(\frac{R}{r}\right)^2 \left(1 - \frac{t}{t_3}\right) dt = \left(1 - \frac{t}{t_3}\right) \frac{dt}{T_2}$$

$$\int_{w_2}^{w_3} \frac{dw}{w_{\text{emb}} - w} = \ln \frac{w_{\text{emb}} - w_3}{w_{\text{emb}} - w_2} = - \frac{1}{T_2} \left(t - \frac{t^2}{2 t_3}\right)$$

Al cabo del tiempo t_3 se obtiene otra velocidad angular w_3 , tal que:

$$\ln \frac{w_{\text{emb}} - w_3}{w_{\text{emb}} - w_2} = - \frac{1}{T_2} \left(t - \frac{t^2}{2 t_3}\right) = - \frac{1}{T_2} \left(t_3 - \frac{t_3^2}{2 t_3}\right) = - \frac{t_3}{2 T_2}$$

y sustituyendo los valores : $t_3 = 20$ seg ; $T_2 = 2,525$ seg ; $w_2 = 1,25 w_m/2$, resulta:

$$\ln \frac{w_{\text{emb}} - w_3}{w_{\text{emb}} - w_2} = \ln \frac{w_{\text{emb}} - w_3}{w_{\text{emb}} - \frac{1,25 w_{\text{emb}}}{2}} = - \frac{20}{2 \times 2,525} = - 3,9604 \quad ; \quad w_3 = 0,9928 w_{\text{emb}}$$

por lo que en esta situación, la turbina adquiere prácticamente la velocidad de embalamiento maximal, es decir el doble de la velocidad de régimen.

Tiempo necesario para que la sobrevelocidad no sobrepase el 50% de la velocidad de régimen

En esta situación la velocidad será w_3 , y el tiempo t_3 :

$$w_3 = \frac{1,5 w_{emb}}{2} = 0,75 w_{emb}$$

$$\ln \frac{w_{emb} - w_3}{w_{emb} - w_2} = \ln \frac{w_{emb} - 0,75 w_{emb}}{w_{emb} - \frac{1,25 w_{emb}}{2}} = \ln \frac{0,25}{0,375} = -0,405 = -\frac{t_3}{2 T_2} = \frac{t_3}{2 \times 2,525 \text{ seg}} \quad t_3 = 2,04 \text{ seg}$$

No se puede cortar el caudal tan rápido por parte de los inyectores, bajo pena de provocar el golpe de ariete en el conducto de alimentación de los mismos, por lo que habría que desviar el chorro mediante el deflector.

d) Si se dispone de un contrachorro, que sabemos actúa en sentido contrario al movimiento, y que consume un caudal igual al 5% del maximal y se admite que la cara que los álabes presentan a éste contrachorro le desvían 90°, calcular el tiempo de acción del contrachorro necesario para asegurar el frenado de la turbina, en ausencia del chorro principal:

$$F = - Q (c_1 + u_1)$$

$$C = - Q R (c_1 + u_1) = - Q R^2 (w_{emb} + w)$$

En ausencia del chorro principal, la ecuación del movimiento es:

$$I \frac{dw}{dt} = C = - Q_{contr.} R^2 (w_{emb} + w) ; \quad \frac{dw}{(w_{emb} + w)} = - \frac{Q_{contr.} R^2}{I} dt = - \frac{Q_{contr.}}{M} \left(\frac{R}{r}\right)^2 dt$$

y si Q es constante

$$\ln \frac{w_{emb} + w_0}{w_{emb} + w} = - \frac{Q_{contr.}}{M} \left(\frac{R}{r}\right)^2 t_4 = - \frac{t_4}{T_4}$$

siendo:

$$Q_{contr.} = \frac{Q_0}{20} = \frac{12}{20} = 0,6 \text{ m}^3/\text{seg} ; \quad T_4 = \frac{M r^2}{Q_{contr.} R^2} = \frac{200.000 \times 0,55}{1000 \times 0,6 \times 1^2} = 100,83 \text{ seg} = 40 T_2$$

Para obtener, $w = 0$, se necesita un tiempo:

$$\ln \frac{w_{emb} + w_0}{w_{emb}} = \frac{t_4}{100,88} ; \quad \boxed{t_4 = 100,88 \times \ln \frac{w_{emb} + w_0}{w_{emb}}}$$

d.1.- Si se frena después de la velocidad de régimen normal, se tiene que, $w_0 = 0,5 w_{emb}$, por lo que el tiempo será:

$$t_4 = 100,88 \text{ seg} \times \ln \frac{w_{emb} + 0,5 w_{emb}}{w_{emb}} = 100,88 \text{ seg} \times \ln 1,5 = 40,9 \text{ seg}$$

d.2.- Si se frena después de la sobrevelocidad definida en el apartado (c), es decir, $w_0 = 1,5 w_{emb}$, por lo que el tiempo t_4^* será:

$$t_4^* = 100,88 \text{ seg} \times \ln \frac{w_{emb} + 1,5 w_{emb}}{w_{emb}} = 100,88 \text{ seg} \times \ln 2,5 = 56,45 \text{ seg}$$

I.- TURBINAS HIDRAULICAS: CLASIFICACION

Introducción	1
Clasificación	2
Ruedas hidráulicas	2
Turbinas hidráulicas	2
Descripción sumaria de los principales tipos de turbinas	5

II.- ECUACION FUNDAMENTAL

Estudio general de las turbinas hidráulicas	9
Aplicaciones de la ecuación de Bernoulli	10
Diagramas de presiones	11
Fuerza que ejerce el agua a su paso entre los álabes en la turbina de reacción	14
Fuerza que ejerce el agua a su paso entre los álabes en la turbina de acción	15
Grado de reacción	16
Ecuación fundamental de las turbinas	17
Numero de revoluciones del rodete	18
Triángulos de velocidades	18
Rendimiento máximo	20
Caudal	21

III.- SALTOS HIDRAULICOS, VELOCIDADES Y RENDIMIENTOS

Salto en las turbinas de reacción	23
Salto neto en la turbina de reacción	24
Salto neto en la turbina Pelton de un inyector y de varios inyectores	25
Salto efectivo en la turbina de reacción y rendimiento manométrico	27
Velocidad de embalamiento	28
Velocidades sincrónicas	29
Coeficientes óptimos de velocidad	30
Rendimientos manométrico, volumétrico, orgánico y global	31

IV.- SEMEJANZA

Semejanza de turbinas hidráulicas	33
Relaciones de semejanza	34
Velocidad específica	39
Variación de las características de la turbina al variar el salto	41
Turbina unidad	42

V.- CURVAS CARACTERISTICAS Y COLINA DE RENDIMIENTOS

Características de las turbinas: caudal, par motor y potencia	45
Curvas en colina	47
Curvas de rendimientos para H_n y n constantes, en función del caudal y de la potencia	47
Curvas características de la turbina unidad	49

VI-TURBINA PELTON

Funcionamiento	53
Regulación	56
Triángulos de velocidades	56
Relación entre el diámetro de la rueda, el del chorro, y el n° esp. de rev., para la turbina de un inyector	57
Cazoletas	60
Fuerzas que actúan sobre las cazoletas	61
Curvas características con salto constante, de caudal, potencia, par motor y rendimiento	62
Turbina Pelton unidad: Semejanza, caudal, par motor, potencia, velocidad específica	64
Colina de rendimientos	67

VII- TURBINAS FRANCIS

Clasificación según el rodete	71
Velocidad específica en función de las características de la turbina	75
Relaciones entre diversos parámetros de diseño	77
Relación entre el diámetro a la salida, n y Q; fórmula de Ahlfors	78
Relación entre la velocidad periférica a la salida y la velocidad específica	79
Relación entre la velocidad específica y coeficientes óptimos de velocidad	80
Relación entre la velocidad específica y el coeficiente de velocidad a la salida	80
Relación entre la altura neta y la velocidad específica	81
Cámara espiral	81
El distribuidor	83
Perfil de las directrices	85
Tubo de aspiración	86
Rendimiento del tubo de aspiración	88
Curvas de Rogers y Moody	89
Difusores acodados	91
Coeficiente de cavitación	92
Perfil del aspirador-difusor	94
Regulación de las turbinas de reacción	95
Curvas características de las turbinas de reacción	99
C. c. con velocidad de giro constante y distribuidor fijo	100
C.c. para velocidad constante y diversas aperturas del distribuidor; colina de rendimientos	102
Transformación de las c. c. con n° de revoluciones constante, en c. c. de salto constante	105

VIII- TURBINAS KAPLAN

Introducción	109
Regulación de las turbinas	111
Mecanismo regulador de las turbinas Kaplan	114
Momento hidráulico	115
Teoría aerodinámico de las máquinas axiales	116
Parámetros de diseño del rodete Kaplan	120
Cálculo del caudal	122
Expresión del par motor en función de la circulación	123

Cálculo de las pérdidas y del diámetro exterior del rodete	124
Curvas características de las turbinas Kaplan	126

IX.- TURBINAS BULBO

Turbinas utilizadas en las centrales maremotrices	131
Posición del alternador	133
Grupos Bulbo; proyectos y perspectivas	137
La central maremotriz del Rance	141
Indice	151