

## Tema 7. Turbinas de Reacción.

### 7.1. Elementos de las Turbinas de Reacción

Las turbinas de reacción son de admisión total, es decir, el fluido entra al rodete por toda la periferia, a diferencia de lo que ocurría con las turbinas Pelton. Están constituidas por la tubería forzada, la cámara espiral, el distribuidor, el rodete y el tubo de aspiración o descarga. En este grupo, se encuentran varios tipos de turbinas: las turbinas Francis, que son radiales o mixtas, y las turbinas Hélice, Kaplan y Bulbo, todas ellas axiales.

#### 7.1.1. Características de la Tubería Forzada

La tubería forzada ya se describió en el punto 5.5, y su misión, en turbinas de reacción, es conectar el embalse con la cámara espiral. Está diseñada para producir una mínima pérdida de carga, y con chimenea de equilibrio para evitar golpes de ariete, sobre todo para  $H$  grandes. La tubería es tanto más corta y más gruesa cuanto mayor es la velocidad específica de la turbina, ya que opera a menor  $H$  y mayor  $Q$ .

#### 7.1.2. Características de la Cámara Espiral

La misión de la cámara espiral, también comentada en el punto 5.5, es igualar las velocidades del fluido en toda la periferia, antes de la entrada del agua al distribuidor. Para turbinas Francis lentas ( $n_s$  bajo), la cámara espiral suele ser metálica y de sección circular. A medida que  $n_s$  va aumentando, la sección de la cámara espiral va también aumentando, el material de construcción pasa a ser hormigón, y la sección pasa a ser rectangular. La Figura 7.1 muestra un ejemplo de ambos tipos de cámaras.

En turbinas Francis lentas, suele existir una válvula de alivio en la cámara espiral, conocida como orificio compensador. Su misión es evitar las sobrepresiones ocasionadas por las variaciones de caudal en la turbina, necesarias para ajustarse a la demanda de electricidad.

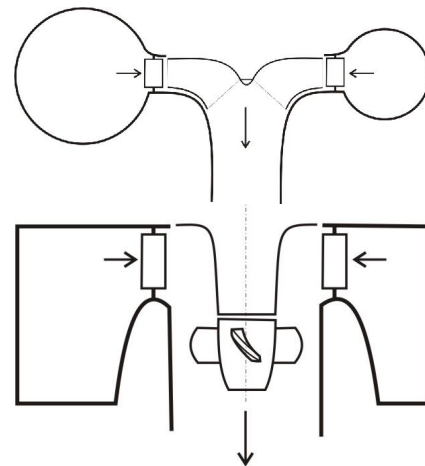


Figura 7.1. Cámara espiral de sección circular y rectangular.

#### 7.1.3. Características del Distribuidor

El distribuidor está constituido por una serie de álabes guía orientados, situados en todo el perímetro de entrada de fluido desde la cámara espiral hacia el rodete, encargados de dirigir el fluido hacia el rodete en la dirección más adecuada para aprovechar al máximo su energía (obtener el rendimiento más elevado posible). Dado que el ángulo de

entrada de la velocidad absoluta al rodete óptimo ( $\alpha_1$ ) puede variar con el caudal de agua que atraviesa la turbina, estos álabes poseen un eje que permite orientarlos (a todos en conjunto, modificando  $\alpha_1'$ ): para caudal nulo,  $\alpha_1' = 0^\circ$ , mientras que para caudal máximo puede variar entre  $15^\circ$  y  $40^\circ$ . La Figura 7.2 muestra el aspecto del distribuidor de una turbina de reacción.

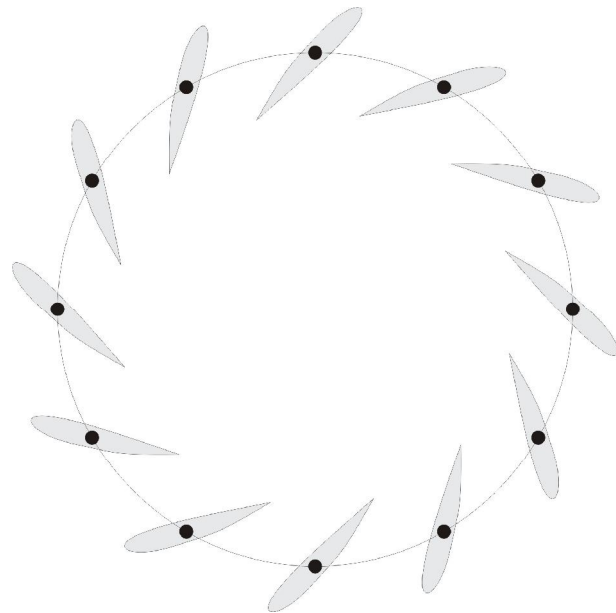


Figura 7.2. Vista superior del distribuidor de una turbina de reacción

#### 7.1.4. Características del Rodete

Las características del rodete de las turbinas de reacción dependen del tipo de turbina y, dentro de ésta, del valor de la velocidad específica. Las turbinas Francis, como se ha comentado, son de tipo radial o mixto, y trabajan en un intervalo amplio de  $n_s$  (entre 50 y 450; son, por tanto, más rápidas que las turbinas Pelton). En turbinas, la clasificación como radiales o mixtas tiene que ver específicamente con las componentes de la velocidad absoluta del fluido en la sección de entrada al rodete (1). Son de tipo radial cuando la velocidad específica,  $n_s$ , es inferior a aproximadamente 150 y, por encima de este valor, va aumentando la componente axial, en turbinas Francis mixtas.

Las turbinas Hélice, Kaplan y Bulbo son axiales, de modo que la velocidad absoluta del fluido en el rodete sólo tiene componente axial y tangencial. Son más rápidas que las turbinas Francis, ya que trabajan a velocidades específicas mayores, y las turbinas Bulbo, a su vez, son más rápidas que las turbinas Hélice y Kaplan. Las turbinas Kaplan, de hecho, sólo se diferencian de las turbinas Hélice en que las primeras presentan álabes giratorios orientables, de modo que pueden adaptar el ángulo  $\beta_1'$  a las variaciones de caudal, para maximizar el rendimiento de la turbina en cada momento (evitar choques con el álabe en el triángulo de entrada). La Figura 7.3 muestra la variación del perfil del rodete y los álabes para turbinas Francis a distintos valores de velocidad específica.

Los rodetes radiales, se caracterizan por mantener constante el ángulo  $\beta_1'$  de los álabes en cualquier posición axial de entrada al rodete, es decir, el triángulo de entrada no depende de la posición axial en el álabe. En los rodetes mixtos y axiales, sin embargo, este ángulo varía con la posición axial, de modo que el triángulo de velocidades de entrada varía con el punto de entrada (en mixtos, tanto con la posición axial

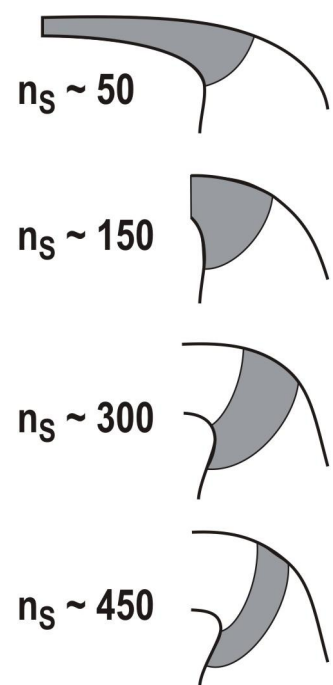


Figura 7.3. Perfiles de rodetes de turbina Francis a distintas  $n_s$ .

como con la radial; en axiales, con la posición radial de entrada, ya que la sección de entrada es perpendicular al eje). Las Figuras 1.2 y 1.4 pueden ayudar a visualizar esta situación, aunque los rodets que muestran corresponden a turbomáquinas generadoras, y no a turbinas.

Normalmente, el eje del rodete en turbinas de reacción de centrales hidroeléctricas es vertical, con el alternador situado en la parte superior.

### 7.1.5. Características del Tubo de Aspiración o de Descarga

El tubo de aspiración o de descarga, en turbinas, es interior a la propia turbina, es decir, su salida al canal exterior es lo que señala la sección de salida (S) de la turbina. Se ha descrito ya en el punto 5.5.f con detalle.

Como ya se ha comentado, su diseño es fundamental en turbinas de reacción, tanto más cuanto menor es la carga del fluido a la entrada de la turbina. De hecho, representa alrededor del 10 % del total de  $H$  en turbinas Francis, y hasta el 20 – 38 % en turbinas Kaplan.

## 7.2. Triángulos de Velocidades en Turbinas de Reacción

En turbinas de reacción, cuando se habla de triángulos de velocidad se está hablando de valores medios. Como se ha comentado en el punto anterior, el triángulo de entrada depende (excepto en turbinas Francis radiales, donde, en cualquier punto de entrada del fluido en el álabe, el triángulo de velocidades es el mismo) de la posición radial y axial del punto de la sección de entrada elegido. Por esta razón, su cálculo tiene mucha menos profundidad teórica que en turbinas Pelton.

### 7.2.1. Triángulo de Velocidades de Entrada

De acuerdo con la ecuación general, en el triángulo de entrada:

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1 \quad (3.3)$$

donde  $c_1$  se puede estimar a partir de una expresión similar a la ecuación (6.6) deducida para turbinas Pelton:

$$c_1 = C_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (6.6)$$

y donde el factor de velocidad absoluta de entrada,  $C_1$ , adimensional, toma el valor de 0,66 para turbinas de reacción, muy inferior al de turbinas Pelton. Este menor valor de  $C_1$  indica que las turbinas de reacción tienen menor rendimiento en el paso de la carga de fluido a velocidad que las turbinas Pelton. Sin embargo, esto no implica que las turbinas de reacción tengan menor rendimiento que las turbinas Pelton, sino más bien al contrario, dado que no hay que olvidar que este tipo de turbinas también intercambian energía en el rodete en forma de presión.

La velocidad tangencial del rodete a la entrada (de diseño),  $u_1^*$ , se determina también a partir de una expresión similar a la ecuación (6.6):

$$u_1^* = U_1^* \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (7.1)$$

donde el factor de velocidad tangencial a la entrada,  $U_1^*$ , se determina de forma gráfica, en función de  $n_s$ , como se verá más adelante.

También de forma gráfica, en función de  $n_s$ , se determina el ángulo formado entre ambos vectores,  $\alpha_1^*$ , con lo que la velocidad relativa del fluido a la entrada,  $w_1$ , queda fijada, así como  $\beta_1^*$  (o  $\beta_1'^*$ , si nos referimos al ángulo de diseño del álabe en el rodete). El ángulo  $\beta_1^*$ , para evitar cavitación, es menor de  $90^\circ$ .

### 7.2.2. Triángulo de Velocidades de Salida

De acuerdo con la ecuación (3.4), el triángulo de velocidades de salida está relacionado por:

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2 \quad (3.4)$$

El vector  $u_2$  se calcula también de forma gráfica, a partir de  $u_1$  y de la estimación del cociente  $D_2/D_1$  en función de  $n_s$ . Una vez estimado este cociente, y de acuerdo con la ecuación (3.7), despejando  $u_2$ :

$$u_2 = u_1 \cdot \frac{D_2}{D_1} \quad (7.2)$$

A la salida del fluido del rodete hacia el tubo de descarga, interesa que el fluido salga sin rotación, para reducir pérdidas. Esto equivale a decir que la velocidad absoluta del fluido a la salida del rodete no tiene componente tangencial, sino sólo componente meridional, es decir, el ángulo  $\alpha_2^* \approx 90^\circ$ . En la práctica, y considerando todos los efectos, el mínimo de pérdidas se produce a valores de ángulo algo inferiores, cuando  $75^\circ < \alpha_2^* < 85^\circ$ , pero se tomará como  $90^\circ$  para simplificar, en relación con la ecuación de Euler.

### 7.3. Rendimiento Hidráulico de una Turbina de Reacción

Dado que se trabaja con valores medios de los triángulos, el estudio teórico con relación al rendimiento es sólo aproximado, y será necesario trabajar con modelos posteriormente, para afinar el diseño.

De acuerdo con la ecuación de Euler, de forma general:

$$H_t = \frac{c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \quad (3.17)$$

Particularizada al caso de las turbinas de reacción, donde, como se ha comentado en el punto anterior,  $\alpha_2^* \approx 90^\circ$ , queda:

$$H_t = \frac{c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \quad (7.3)$$

de donde se puede obtener el rendimiento hidráulico de las turbinas de reacción como:

$$\eta_h = \frac{H_t}{H} = \frac{c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1}{g \cdot H} \quad (7.4)$$

en la que, sustituyendo la ecuación (6.6) y la ecuación (7.1), se obtiene:

$$\eta_h = 2 \cdot C_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (7.5)$$

donde el rendimiento hidráulico se expresa en función de los factores de velocidad absoluta y tangencial a la entrada, y el ángulo entre ambas velocidades. De acuerdo con la ecuación (7.5), el rendimiento hidráulico de las turbinas de reacción es mejor a pequeños valores de  $\alpha_1$ .

#### 7.4. Rendimiento de las Turbinas de Reacción a Velocidad Angular Constante

Cuando la turbina de reacción está diseñada e instalada, la velocidad angular de funcionamiento se mantiene constante, fijada por los requisitos del alternador. El comportamiento de las turbinas de reacción frente a variaciones de caudal, alrededor del de diseño, depende del tipo de turbina de que se trate, y se muestra de forma aproximada, en función del caudal relativo, en la Figura 7.4.

Las turbinas Francis tienen un intervalo relativamente estrecho de caudales alrededor del caudal de diseño con rendimiento elevado, aunque el rendimiento máximo que pueden ofrecer, correspondiente a un valor de  $n_s$  de 225, es superior al máximo rendimiento de una turbina Pelton.

Las turbinas Hélice, Kaplan y Bulbo presentan un comportamiento intermedio en cuanto a amplitud de caudal relativo alrededor del caudal de

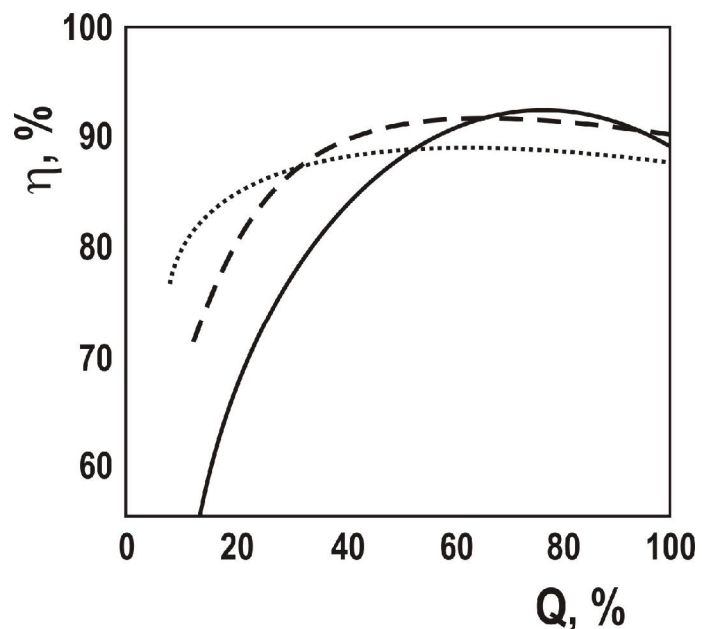


Figura 7.4. Curvas de rendimiento en función del caudal relativo, en turbinas de reacción: línea continua, turbinas Francis; línea discontinua, turbinas axiales (línea punteada, turbinas Pelton).

diseño con rendimiento elevado. Estas turbinas no presentan un máximo de rendimiento frente a  $n_s$ , sino que el rendimiento va disminuyendo a medida que la turbina es más rápida.

Por otro lado, suele ser habitual representar el rendimiento de turbinas, así como  $H$  y  $Q$  en forma de curvas características frente a la potencia. La Figura 7.5 muestra una representación de este tipo, donde se ha empleado como variable independiente la potencia (al freno) nominal, expresada en porcentaje. La potencia nominal es un tipo de potencia que se emplea habitualmente en turbinas. No es la potencia máxima de la turbina, que normalmente es superior, ni tampoco la potencia de diseño. En realidad se define con relación a la potencia de diseño, o potencia normal de la turbina, de acuerdo con la siguiente relación:

$$\text{Potencia normal} = P_e^* = 0,9 \cdot \text{Potencia nominal} \quad (7.6)$$

donde, la potencia normal viene dada por:

$$P_e^* = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta^* \quad (7.7)$$

Con relación a la potencia, las turbinas Francis se diseñan para potencias superiores a las turbinas Pelton, hasta unos 500.000 CV.

### 7.5. Diseño Básico de Turbinas de Reacción

Para realizar un diseño básico de turbinas de reacción, se emplean gráficas tales como la que se muestra en la Figura 7.6, donde se representan relaciones adimensionales en función de la velocidad específica,  $n_s$ . En la gráfica se muestran los intervalos de velocidad específica correspondientes a cada tipo de turbina, a la que le corresponden relaciones adimensionales específicas.

#### 7.5.1. Diseño Básico de una Turbina Francis

Como en el diseño de cualquier turbina, se conoce la altura del salto,  $H$ , y el caudal de diseño,  $Q^*$  (o bien, de la potencia al freno de diseño). Si lo que se conoce el caudal, lo primero que debe hacerse es estimar  $P_e^*$ , para lo que se utiliza un rendimiento aproximado de 0,9 (el 90 %), según la ecuación (6.32):

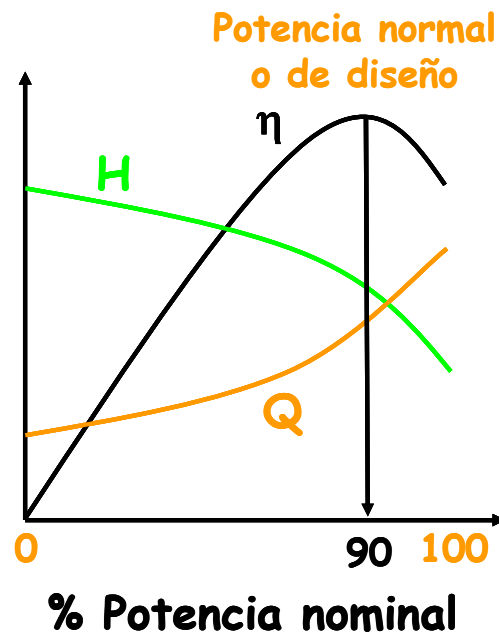


Figura 7.5. Curvas características de turbinas de reacción frente a la potencia.

$$P_e^* = \rho \cdot g \cdot Q^* \cdot H^* \cdot 0,9 \tag{6.32}$$

Si se conoce  $n$ , ya se puede calcular  $n_s$ ; en caso contrario, se tomará el valor de revoluciones por minuto de giro sincrónicas (ver punto 5.2) que dé como resultado un valor de  $n_s$  lo más cercano posible a 225 (que corresponde con el rendimiento máximo).

Una vez decidido, de acuerdo con el valor de  $n_s$  obtenido, que se trata de una turbina Francis, el módulo de la velocidad absoluta del fluido a la entrada se calcula con la ecuación (6.6), tomando  $C_1 = 0,66$ . El siguiente paso es determinar  $U_1^*$  a partir de la gráfica de la Figura 7.6, conocido el valor de  $n_s$ , y aplicando la ecuación (7.1) obtener  $u_1^*$ .

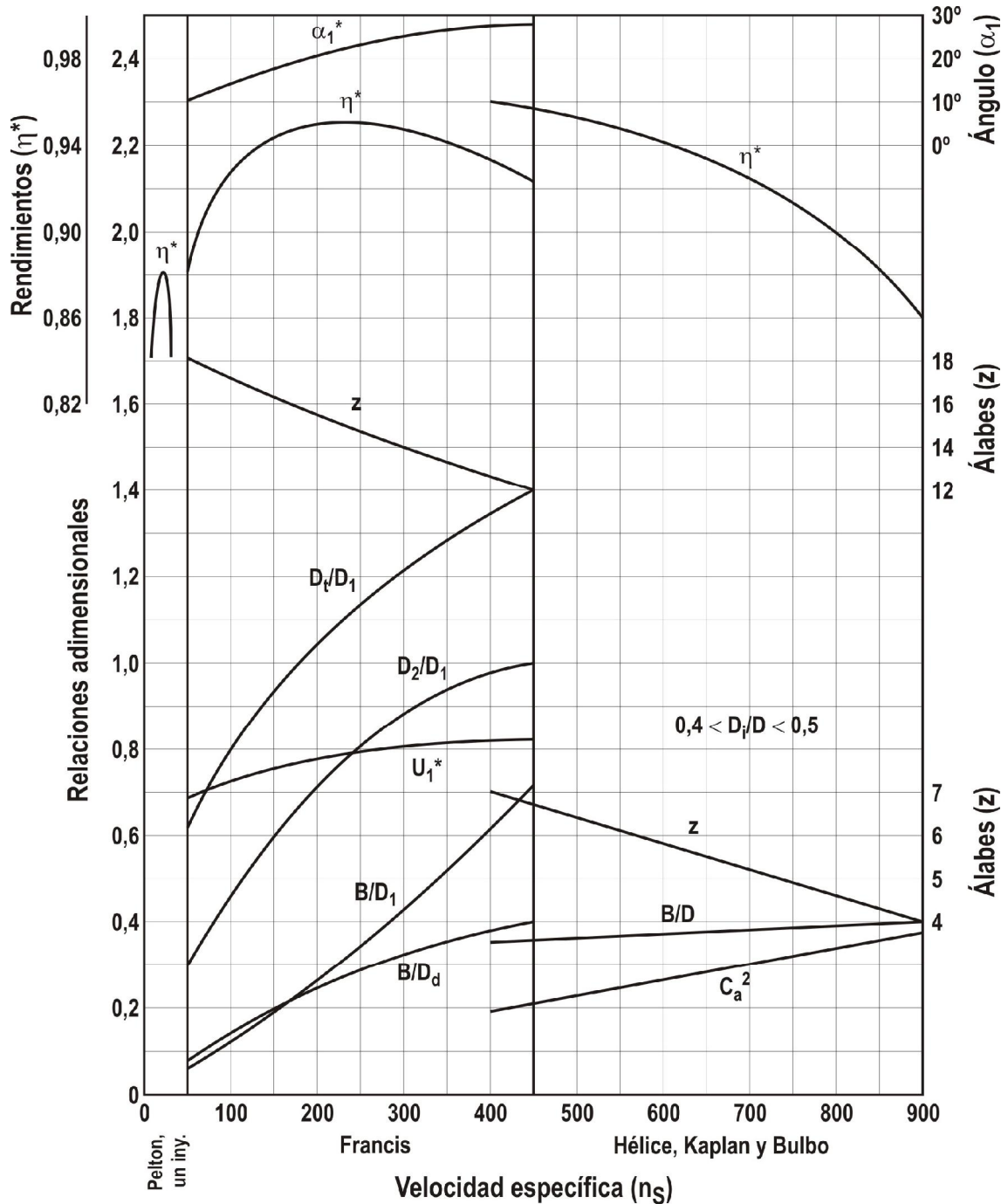


Figura 7.5. Factores de diseño en diseño básico de turbinas.

A partir de éste, se obtiene el diámetro de entrada al rodete,  $D_1$ , mediante una relación similar a la de la ecuación (6.7):

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (7.8)$$

El ángulo  $\alpha_1^*$ , se determina también a partir de la gráfica de la Figura 7.6 y, una vez conocido, se puede estimar el rendimiento hidráulico, aplicando la ecuación (7.5). Por trigonometría, en el triángulo de velocidades de entrada se determina  $\beta_1'$  de acuerdo con la ecuación:

$$\beta_1' = \arctg\left(\frac{C_1 \cdot \text{sen}\alpha_1^*}{U_1^* - C_1 \cdot \text{cos}\alpha_1^*}\right) \quad (7.9)$$

A partir de este punto, desde el valor de  $n_s$  conocido, se lee en la Figura 7.6: la variable  $D_2/D_1$ , de donde se puede obtener  $D_2$ ; la variable  $D_t/D_1$ , de donde se puede obtener  $D_t$ ; la variable  $B/D_1$ , de donde se puede obtener  $B$ ; la variable  $B/D_d$ , de donde puede obtenerse  $D_d$ ; la variable  $z$ , y el rendimiento de diseño de la turbina,  $\eta^*$ . Estas variables representan:  $B$ , la anchura de la sección de entrada al rodete (la altura de los álabes del distribuidor);  $D_1$ , el diámetro del punto medio de la sección de entrada al rodete (hacia la mitad de altura de los álabes del distribuidor);  $D_t$ , el diámetro de la turbina (en el punto de máxima sección del rodete);  $D_2$ , el diámetro medio de la sección de salida del distribuidor; y  $D_d$ , el diámetro del tubo de descarga en el punto de salida del rodete.  $z$  es el número de álabes del rodete.

Todas estas variables permiten hacer un diseño básico de la turbina Francis. Una vez conocidas, se recalcula el valor de la potencia al freno de diseño, considerando el nuevo valor de rendimiento de diseño determinado mediante la Figura 7.6:

$$P_e^* = \rho \cdot g \cdot Q^* \cdot H^* \cdot \eta^* \quad (7.10)$$

Si lo que se conoce de partida es la  $P_e^*$ , en lugar de  $Q^*$ , lo que debe recalcularse en este punto es el caudal de diseño.

### 7.5.2. Diseño Básico de una Turbina Kaplan (Hélice o Bulbo)

Los datos de partida para el diseño son los mismos que los comentados en el punto 6.6 para las turbinas Pelton, y en el punto 7.5.1 para las turbinas Francis:  $H$ , y  $Q^*$  (o bien  $P_e^*$ ). Si se conoce el caudal, se estima la potencia a partir de la ecuación (6.32), suponiendo un rendimiento de 0,9. El valor de  $n_s$ , para continuar con el diseño desde este punto, debiera estar comprendido en los valores correspondientes a la turbina Kaplan (Hélice o Bulbo).

Dado que se trata de turbinas axiales, la única componente de la velocidad absoluta del fluido relacionada con el caudal es la componente axial, y es ésta la que nos interesa determinar. Para ello, en la Figura 7.6, entrando con el valor de  $n_s$  determinado, se obtiene el factor de velocidad axial absoluta,  $C_a$  (en realidad, su cuadrado). Este factor se



relaciona con la componente axial de la velocidad absoluta,  $c_a$ , de acuerdo con una expresión similar a la de la ecuación (6.6), dada por:

$$c_a = C_a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (7.11)$$

Esta velocidad se encuentra relacionada con el caudal que atraviesa la turbina de acuerdo con:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - D_i^2) \cdot c_a \cdot k \quad (7.12)$$

donde  $D$  corresponde al diámetro de la turbina en el punto donde está situado el rodete, y  $D_i$  es el diámetro ocupado por el eje. El factor  $k$  sirve para corregir por la fracción de sección de flujo ocupada por los álabes (si no se conoce, puede tomarse como la unidad).

El valor del cociente  $D_i/D$ , tal como se especifica en la Figura 7.6, toma un valor comprendido entre 0,4 y 0,5. Si se conoce el caudal, la ecuación (7.12), junto con la relación entre  $D_i/D$  y el valor de  $c_a$ , se puede estimar el diámetro  $D$  y el diámetro  $D_i$ , que permiten diseñar la turbina. El número de álabes,  $z$ , y el factor  $B/D$  se leen también de la Figura 7.6. De éste último, se puede determinar la altura de los álabes del distribuidor. Finalmente, determinando el valor de  $\eta^*$  de la Figura 7.6, entrando con  $n_s$ , se puede recalcular la potencia al freno de diseño mediante la ecuación (7.10).