

Tema 6. Turbinas Pelton.

6.1. Elementos de las Turbinas Pelton

Las turbinas Pelton, como turbinas de acción o impulso, están constituidas por la tubería forzada, el distribuidor y el rodete, ya que carecen tanto de caja espiral como de tubo de aspiración o descarga. Dado que son turbinas diseñadas para operar a altos valores de H , la tubería forzada suele ser bastante larga, por lo que se debe diseñar con suficiente diámetro como para que no se produzca excesiva pérdida de carga del fluido entre el embalse y el distribuidor.

6.1.1. Características del Distribuidor

El distribuidor de una turbina Pelton es una tobera o inyector, como el esquematizado en la Figura 6.1. La misión del inyector es aumentar la energía cinética del fluido, disminuyendo la sección de paso, para maximizar la energía de fluido aprovechada en la turbina, ya que en el rodete de este tipo de turbinas sólo se intercambia energía cinética (tanto la sección 1, de entrada al rodete, como la sección 2, de salida del rodete, están abiertas a la atmósfera). De esta manera, no hay problema para que la sección de la tubería forzada sea mayor, haciendo esta transformación a energía cinética inmediatamente antes de la entrada del fluido al rodete.

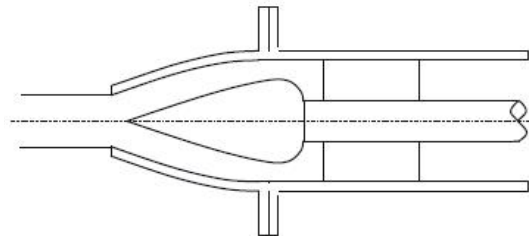


Figura 6.1. Esquema del inyector de una turbina Pelton.

Una turbina Pelton puede tener entre 1 y un máximo de 6 inyectores. Cuando tiene un solo inyector, el eje del rodete es normalmente horizontal. Cuando el número de inyectores es superior, el eje del rodete es normalmente vertical, con el alternador situado por encima. En este caso, la tubería forzada se bifurca tantas veces como número de inyectores, y cada inyector tiene su propia tubería independiente.

El inyector dispone de una válvula de aguja para regular el caudal y ajustarlo a la demanda de energía eléctrica. La válvula de aguja está diseñada para que el módulo de la velocidad, c_1 , se mantenga prácticamente constante aunque varíe el caudal (la sección de salida cambia en la misma proporción que el caudal). Para evitar cambios bruscos de caudal, que podrían ocasionar golpes de ariete en la tubería forzada, cada inyector dispone de un deflector que cubre parcialmente el chorro durante los cambios de caudal y permite realizarlos más lentamente. La Figura 6.2 muestra un detalle del deflector.

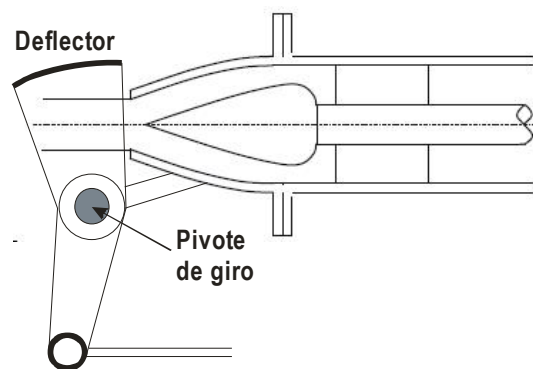


Figura 6.2. Detalle del deflector de una turbina Pelton.

6.1.2. Características del Rodete

El rodete de una turbina Pelton es una rueda con álabes en forma de cucharas o cangilones, con un diseño característico, situados en su perímetro exterior, como se puede observar en la Figura 6.3. Sobre estas cucharas es sobre las que incide el chorro del inyector, de tal forma que el choque del chorro se produce en dirección tangencial al rodete, para maximizar la potencia de propulsión (P_j).

Las cucharas tienen una forma característica, tal como puede apreciarse en la Figura 6.4, donde se aprecia la sección de entrada (1) y la sección de salida (2): presentan una mella en la parte externa, son simétricas en dirección axial, y presentan una cresta central afilada. Las dimensiones de las cucharas, y su número, dependen del diámetro del chorro que incide sobre ellas (d): cuanto menor sea ese diámetro, más pequeñas serán las cucharas y mayor número de ellas se situarán en el rodete.

La mella, con una anchura ligeramente superior al diámetro del chorro (típicamente, $1,1 \cdot d$), tiene como función evitar el rechazo. El máximo aprovechamiento energético del fluido se obtiene cuando el chorro incide perpendicularmente sobre la cuchara. Pero, al girar el rodete, cuando se aparta una cuchara y llega la siguiente, ésta tapa a la anterior antes de estar en condiciones de aprovechar su energía adecuadamente. La mella evita que una cuchara tape a la anterior demasiado pronto.

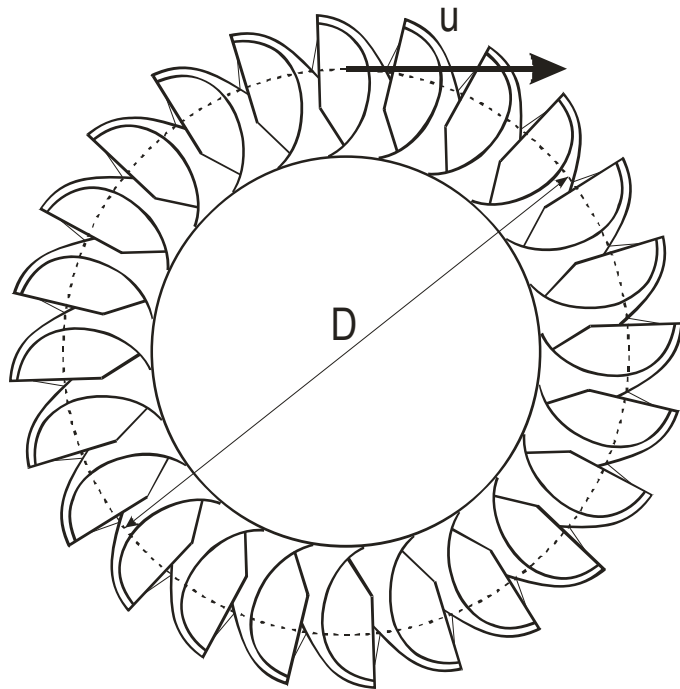


Figura 6.3. Esquema del rodete de una turbina Pelton.

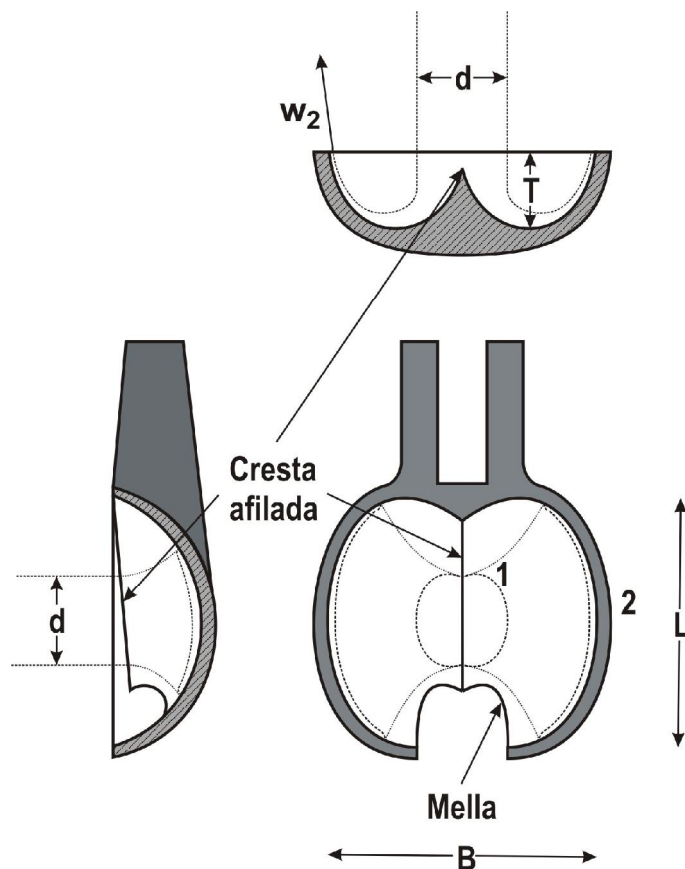


Figura 6.4. Vista frontal y sección lateral (izquierda) y sección inferior de una cuchara.

La simetría axial de la cuchara tiene que ver con evitar que se produzca fuerza neta en dirección axial por acción del chorro. La única fuerza que ejerce el fluido que se puede aprovechar como potencia de propulsión, P_t , es la que se produce en la dirección del desplazamiento de la cuchara (tangencial, u), de acuerdo con la ecuación (3.13):

$$P_t = \rho \cdot Q \cdot (c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (3.13)$$

donde P_t se maximiza cuando α_1 es 0° ($\cos 0^\circ = 1$) y α_2 es 180° ($\cos 180^\circ = -1$), es decir, cuando el chorro de agua a la entrada lleva la dirección tangencial de giro del rodete y a la salida sale rebotado en sentido contrario:

$$P_{t\text{máx}} = \rho \cdot Q \cdot (c_1 \cdot u_1 + c_2 \cdot u_2) \quad (6.1)$$

Sin embargo, en la práctica, el chorro no puede salir rebotado directamente en sentido contrario al giro del rodete, porque chocaría con la cuchara situada inmediatamente delante, frenando el giro. Así que necesariamente hay una cierta componente radial que debe ser compensada. De no ser así, se dañaría el eje.

La cresta afilada, en dirección del chorro, reduce el choque por paso de una cuchara a otra, produciendo una entrada del chorro tangencial al álabe.

6.2. Triángulos de Velocidades en Turbinas Pelton

De acuerdo con lo comentado en el punto anterior, vamos a ver cómo quedan el triángulo de velocidades de entrada y el triángulo de velocidades de salida en este tipo de turbinas. El objetivo es adaptar la ecuación de Euler para turbinas, ecuación (3.14), al caso particular de las turbinas Pelton.

6.2.1. 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 es la velocidad de salida del agua del inyector. Por lo tanto, aplicando la ecuación de Bernouilli entre el punto de entrada a la turbina, donde el fluido tiene una carga total H , y el punto de salida del inyector, se tiene:

$$H = \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + H_{rE-1} \quad (6.2)$$

donde H_{rE-1} representa la pérdida de carga por rozamiento entre ambos puntos. Tanto la tubería forzada como el inyector están diseñados de modo que la pérdida de carga sea mínima. Despejando c_1 de la ecuación (6.2), se tiene:

$$c_1 = \sqrt{(H - H_{rE-1}) \cdot 2 \cdot g} \quad (6.3)$$

Si se define un rendimiento para la tubería forzada y el inyector, de tal modo que:

$$\eta_{iny} = \frac{(H - H_{rE-1})^2}{H^2} \quad (6.4)$$

y sustituyendo en la ecuación (6.3), se llega a:

$$c_1 = \sqrt{\eta_{iny}} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (6.5)$$

Al factor que multiplica al término $\sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ se le conoce como factor de velocidad absoluta de entrada, C_1 , adimensional. De este modo:

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

En toda esta asignatura, se emplearán más factores de velocidad, adimensionales, en relaciones similares a las de la ecuación (6.6).

En turbinas Pelton, el factor C_1 suele ser cercano a la unidad. Si no se dispone de datos, se puede tomar un valor aproximado de 0,98 ya que, como se ha comentado la pérdida de carga es pequeña.

La dirección y sentido del vector c_1 , tal como se ha comentado en el punto 6.1, es la del vector u_1 , de velocidad tangencial del rodete a la entrada. En cuando al vector u_1 , se define en función del diámetro del rodete en el punto de choque del chorro en la cuchara, D_1 . En el caso concreto de turbinas Pelton, el diámetro del rodete en el punto de entrada y de salida del fluido es idéntico, de modo que no es necesario hablar de D_1 y D_2 , y se puede hablar directamente de D . Del mismo modo, se puede hablar directamente de $u = u_1 = u_2$. Así:

$$u = u_1 = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad [\text{rad/vuelta} \cdot \text{longitud} \cdot \text{vuelta/min} / \text{s/min}] \quad (6.7)$$

Esta relación entre velocidad tangencial y diámetro también se va a usar a menudo en esta asignatura.

Entre el vector c_1 y el vector u , de acuerdo con lo comentado en el punto 6.1, el ángulo α_1 es 0° (en el momento en que la cuchara está enfrentada al chorro), y β_1 es 180° . De este modo, el vector w_1 , de velocidad relativa del fluido a la entrada de la cuchara, se puede calcular directamente operando con los módulos, y tiene la misma dirección y sentido que c_1 y que u :

$$w_1 = c_1 - u \quad (6.8)$$

6.2.2. Triángulo de Velocidades de Salida

De acuerdo con la ecuación (3.4) para el triángulo de velocidades de salida, adaptada a las turbinas Pelton:

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u} \quad (6.9)$$

Si se supone que no hay pérdidas de energía por rozamiento en la cuchara, el módulo de la velocidad relativa del fluido a la salida de la cuchara es igual al de la velocidad relativa a la entrada:

$$w_2 \approx w_1 \quad (6.10)$$

En la práctica, el módulo de w_2 es ligeramente inferior a w_1 , pero a los efectos se puede considerar que ambos son iguales.

Tal como se ha comentado en el punto 6.1, α_2 no puede ser igual a 180° , lo que maximizaría P_t , pero no debería alejarse demasiado. Esto implica que, en el triángulo de salida, β_2 no será igual a 0° , pero tendrá un valor cercano. En la práctica, β_2 suele estar comprendido entre 4 y 20° , en función de lo juntas que estén las cucharas en el rodete. La Figura 6.5 muestra un típico triángulo de velocidades de salida en una turbina Pelton.

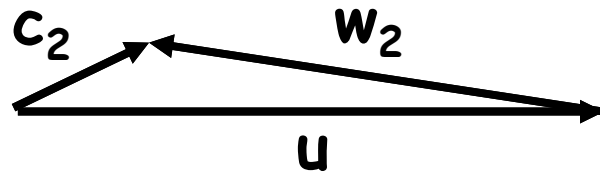


Figura 6.5. Triángulo de velocidades de salida en una turbina Pelton.

De acuerdo con la Figura 6.5, y considerando la definición de los ángulos α_2 y β_2 , se puede establecer la siguiente relación:

$$c_2 \cdot \cos \alpha_2 = u - w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad (6.11)$$

y, teniendo en cuenta las ecuaciones (6.8) y (6.10), se puede escribir:

$$c_2 \cdot \cos \alpha_2 = u - (c_1 - u) \cdot \cos \beta_2 \quad (6.12)$$

Reagrupando términos, se llega a:

$$c_2 \cdot \cos \alpha_2 = u \cdot (1 + \cos \beta_2) - c_1 \cdot \cos \beta_2 \quad (6.13)$$

Para una turbina concreta, β_2 es constante, ya que depende del diseño de la cuchara, c_1 es prácticamente independiente de la carga, y u está determinada por la velocidad de giro del rodete (n , fijada por el alternador) y por el diámetro del rodete. Por lo tanto, la ecuación (6.13) indica que el triángulo de salida de una turbina Pelton no depende de la carga.

6.3. Rendimiento Hidráulico de una Turbina Pelton

En turbinas Pelton, se puede realizar un estudio teórico sencillo bastante aproximado para obtener el rendimiento, a partir de la ecuación de Euler. Partiendo de la expresión general para turbinas, en unidades de alturas de fluido:

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

Para turbinas Pelton, como se ha visto, $u_1 = u_2 = u$, y $\alpha_1 \approx 0^\circ$. Sustituyendo en la ecuación (3.17):

$$H_t = \frac{u}{g} \cdot (c_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (6.14)$$

y, de acuerdo con la ecuación (6.13), se puede escribir sustituyéndola en la ecuación (6.14) y reagrupando:

$$H_t = \frac{u}{g} \cdot (c_1 - u) \cdot (1 + \cos \beta_2) \quad (6.15)$$

El rendimiento hidráulico en la turbina viene dado por la relación entre H_t (altura de propulsión, relacionada con la potencia de propulsión), y H , carga del fluido, de donde:

$$\eta_h = \frac{H_t}{H} = \frac{\frac{u}{g} \cdot (c_1 - u) \cdot (1 + \cos \beta_2)}{\frac{c_1^2}{2} \cdot \frac{1}{g}} \quad (6.16)$$

donde H_t se ha sustituido por la ecuación (6.15) y H en función de la ecuación (6.6)

El factor de velocidad absoluta de entrada es un número muy próximo a 1, como ya se ha comentado, por lo que se puede despreciar en la ecuación (6.16). Reagrupando términos y simplificando, se llega a:

$$\eta_h = \frac{H_t}{H} = 2 \cdot (1 + \cos \beta_2) \cdot \frac{u}{c_1} \cdot \left(1 - \frac{u}{c_1}\right) \quad (6.17)$$

La ecuación (6.17) indica que el rendimiento hidráulico, η_h , en función de la variable u/c_1 , se comporta como una parábola, con un máximo para un valor de:

$$u = 0,5 \cdot c_1 \quad (6.18)$$

que señalaría las condiciones de diseño (máximo rendimiento), como se muestra en la Figura 6.6, y que se anula para $u = 0$ y para $u = c_1$.

El valor del rendimiento hidráulico teórico máximo, sustituyendo la ecuación (6.18) en la ecuación (6.17) viene dado por:

$$\eta_h^* = \frac{1 + \cos \beta_2}{2} \quad (6.19)$$

donde el asterisco señala las condiciones de diseño.

Si se tienen en cuenta todas las pérdidas, las condiciones de diseño se encuentran ligeramente desplazadas con respecto de la estimación teórica proporcionada por la ecuación (6.18), y las condiciones de diseño para rendimiento máximo se encuentran en:

$$u^* = 0,46 \cdot c_1 \quad (6.20)$$

Incluyendo el rendimiento mecánico, el rendimiento de la turbina se hace cero en torno a $0,75 \cdot u/c_1$.

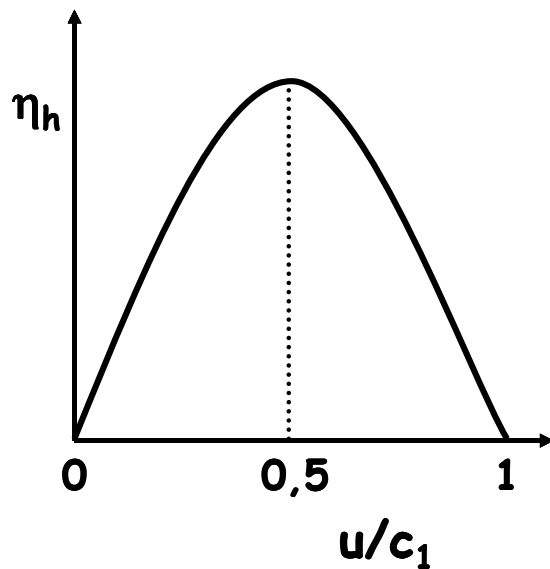


Figura 6.6. Dependencia del rendimiento hidráulico teórico con u/c_1 y condiciones de diseño.

6.4. Potencias, Rendimientos y Par Motor en Turbinas Pelton

En turbinas Pelton, se suele hablar de los siguientes tipos de potencias:

- a) Potencia de entrada

La potencia de entrada es la potencia del flujo a la entrada, la potencia de que dispone el fluido para ceder a la turbomáquina. Se puede expresar como:

$$P_E = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (6.21)$$

- b) Potencia a la entrada del rodete

La potencia a la entrada del rodete es algo menor que la de entrada, ya que hay una cierta pérdida de potencia relacionada con la tubería forzada y el inyector (η_{iny}), como ya se comentó en el punto 6.2. De esta forma, esta potencia se puede escribir como:

$$P_1 = P_E \cdot \eta_{iny} \quad (6.22)$$

donde, si se sustituye P_E de acuerdo con la ecuación (6.21) y η_{iny} de acuerdo con la ecuación (6.5), se llega a:

$$P_1 = \rho \cdot Q \cdot \frac{c_1^2}{2} \quad (6.23)$$

c) Potencia interior al eje

Inferior a la potencia de entrada, dadas las pérdidas hidráulicas. Se puede expresar la potencia interior al eje teórica como:

$$P_{it} = P_1 \cdot \eta_h \quad (6.24)$$

donde el rendimiento hidráulico viene expresado por la ecuación (6.17), es decir, corresponde al rendimiento hidráulico teórico.

Relacionado con esta potencia interior al eje, se puede expresar el momento interior al eje teórico como:

$$M_{it} = \frac{P_{it}}{\omega} = \frac{D \cdot P_E \cdot \eta_h \cdot \eta_{iny}}{2 \cdot u} \quad (6.25)$$

Sustituyendo en la ecuación (6.25) la expresión de P_E según la ecuación (6.21), el rendimiento hidráulico teórico según la ecuación (6.17), y η_{iny} según la ecuación (6.5), se tiene:

$$M_{it} = \frac{D \cdot \rho \cdot Q \cdot c_1}{2} \cdot (1 + \cos \beta_2) \cdot \left(1 - \frac{u}{c_1}\right) \quad (6.26)$$

que indica que el momento interior al eje teórico disminuye de forma lineal a medida que aumenta la variable u/c_1 , y se hace cero cuando $u = c_1$.

Dado que en este tipo de turbinas no se consideran pérdidas volumétricas, puesto que el rodete está abierto a la atmósfera, la potencia interior al eje real vendrá dada por una expresión similar a la ecuación (6.24), pero introduciendo el rendimiento hidráulico real:

$$P_i = P_1 \cdot \eta_h \quad (6.27)$$

y, relacionado con esta potencia interior al eje real, se puede definir también el momento interior al eje real:

$$M_i = \frac{P_i}{\omega} = \frac{D}{2 \cdot u} \cdot P_i \quad (6.28)$$

d) Potencia al freno

Corresponde a la potencia exterior al eje, y es menor que la potencia interior al eje, dadas las pérdidas mecánicas. Las turbinas Pelton no suelen diseñarse para potencias al freno muy elevadas, normalmente hasta unos 100.000 CV. La potencia al freno se puede expresar en función de la potencia interior al eje real y el rendimiento mecánico de la turbina, por:

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad (6.29)$$

y el par motor, o momento exterior al eje, M , está relacionado con la potencia al freno mediante:

$$M = \frac{P_e}{\omega} = \frac{D}{2 \cdot u} \cdot P_e \quad (6.30)$$

Como se puede deducir de estas expresiones, el rendimiento global de la turbina Pelton viene dado por:

$$\eta = \frac{P_e}{P_E} = \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (6.31)$$

6.5. Rendimiento de la Turbina Pelton a Velocidad Angular Constante

Una vez que la turbina Pelton está diseñada, su funcionamiento va a ser siempre a la misma velocidad angular constante, sincrónica, fijada por los requisitos del alternador al que esté acoplada, es decir, n y u se mantienen constantes. En estas condiciones, es interesante estudiar el comportamiento de su rendimiento en función del caudal que incide en el rodete, dado que durante su funcionamiento la variación de demanda de energía eléctrica exigirá modificar este caudal.

Cuando el caudal de agua con el que opera la turbina Pelton se encuentra por debajo del caudal de diseño, $Q < Q^*$, se producirán menos pérdidas por rozamiento en la tubería forzada y el inyector, es decir, aumenta el rendimiento de la instalación, η_{iny} será superior (conviene recordar que el valor de diseño ya era bastante elevado, en torno a 0,96; $\eta_{iny} = (C_1)^2 = 0,98^2$), de modo que P_1 (de entrada al rodete) será mayor, y la velocidad absoluta de entrada al rodete, c_1 , será mayor.

Por otro lado, analizando la ecuación (6.17), de rendimiento hidráulico en la turbina Pelton, el rendimiento hidráulico disminuye con respecto al de diseño cuando se modifica el valor de c_1 , ya que cambia u/c_1 . Con relación al rendimiento mecánico, cuando el caudal disminuye mucho, también disminuye de forma significativa.

Cuando el caudal de agua con el que opera la turbina Pelton se encuentra por encima del caudal de diseño, $Q > Q^*$, las pérdidas por rozamiento en la tubería forzada y el inyector son superiores, es decir, disminuye el rendimiento de la instalación, η_{iny} , de modo que P_1 y c_1 disminuyen. De acuerdo con la ecuación (6.17), la disminución de c_1 produce una disminución del rendimiento hidráulico. Por otro lado, el rendimiento mecánico es superior, ya que la pérdida mecánica es proporcionalmente inferior.

Con todo esto, el comportamiento del rendimiento frente al caudal para una turbina Pelton se puede describir como relativamente constante en un amplio intervalo de caudales, como se muestra en la Figura 6.7.

Este comportamiento es interesante, sobre todo cuando la turbina se planea colocar en un emplazamiento en el que la variación de demanda de electricidad se espera que sea importante.

6.6. Diseño Básico de una Turbina Pelton

Una turbina para una central hidroeléctrica no se fabrica en serie, sino que se diseña de forma específica para cada aplicación concreta. En ésta, normalmente los datos de que se dispone son: el salto del embalse (H), y el caudal de agua de que se dispone, que se tratará como caudal de diseño (Q^*), o bien la potencia demandada (P_e^*). El objetivo es determinar el tipo de turbina a emplear, el número de inyectores, y las dimensiones del rodete y de la cuchara.

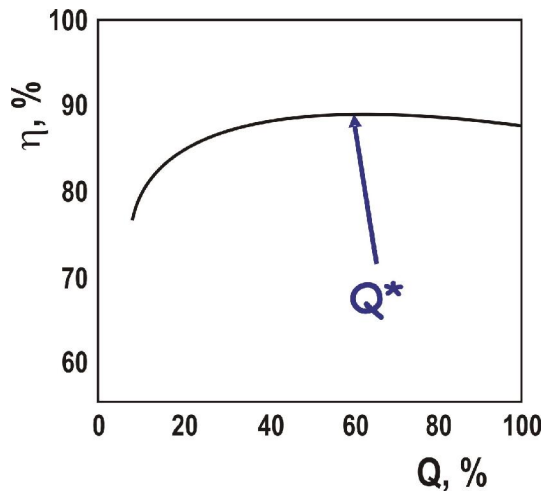


Figura 6.7. Dependencia del rendimiento global de una turbina Pelton con el caudal relativo.

El primer paso es estimar la velocidad específica de la turbina, n_s . Para ello, se requiere conocer P_e . Como buena aproximación, se suele suponer un rendimiento de 0,9 (algo inferior si ya se sabe que se va a colocar una turbina Pelton). De esta forma, de la ecuación (6.31) se puede escribir:

$$P_e^* = \rho \cdot g \cdot Q^* \cdot H^* \cdot 0,9 \quad (6.32)$$

Con este valor (expresado en CV; 1 CV = 735,5 W), se va a la ecuación (4.28) para la velocidad específica:

$$n_s = \frac{n \cdot P_e^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (4.28)$$

y se sustituye, junto con H . Las revoluciones de giro pueden conocerse o no, en función de si está fijado ya el número de pares de polos del alternador. Si lo está, se sustituye (en rpm) en la ecuación (4.28). Si no lo está, se puede estimar a partir del valor de la velocidad específica por inyector. Si el valor de n_s obtenido de la ecuación (4.28) es inferior a 50, se diseñará una turbina Pelton. Alternativamente, si es superior a 75, se diseñará una turbina de reacción, como se verá en el tema siguiente. Entre estos dos valores, podría diseñarse un tipo u otro de turbina según las especificaciones.

Si ya está claro que se va a diseñar una turbina Pelton, el siguiente paso es determinar el número de inyectores que debería tener, siempre con el criterio de máximo rendimiento. Para ello, se define la velocidad específica por inyector (n_{siny}) donde, en la expresión (4.28) se sustituye, en lugar de P_e , la potencia al freno por inyector:

$$n_{\text{Siny}} = \frac{n \cdot \left(\frac{P_e}{n_{\text{iny}}} \right)^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (6.33)$$

El número de inyectores puede estar fijado o no. El criterio de máximo rendimiento establece que n_{Siny} debe estar comprendido entre 10 y 30, y ser idealmente de 20. Acercarse lo máximo posible a este valor ideal permite estimar bien el número de inyectores o bien la velocidad de giro del rodete (no ambos simultáneamente). Evidentemente la velocidad de giro deberá ser sincrónica, según la ecuación (5.1), y el número de inyectores deberá ser un número entero, nunca mayor de 6 (preferiblemente par).

Una vez establecido el número de inyectores, es importante determinar el caudal de agua que debe circular por cada inyector:

$$Q_{\text{iny}} = \frac{Q}{n_{\text{iny}}} \quad (6.34)$$

A partir de aquí, c_1 se determina mediante la ecuación (6.6), con C_1 igual a 0,98 si no se dispone de información adicional, y u viene dado por la ecuación (6.20). Una vez conocido u , la ecuación (6.7) permite determinar el diámetro del rodete (D). En cuanto a las cucharas, sus dimensiones vienen fijadas por el diámetro del chorro, d . Este diámetro de chorro está relacionado con el caudal de agua que circula por inyector:

$$Q_{\text{iny}} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot c_1 \quad (6.35)$$

por lo que ya se dispone de datos para calcularlo. Conviene comprobar en este punto que la relación D/d no se aleja demasiado de 12, para evitar errores.

Una vez que se dispone de d , las dimensiones principales de la cuchara vendrían dadas por (ver la Figura 6.4): anchura de la cuchara, $B \approx 2,5 \cdot d$; altura de la cuchara, $L \approx 2,1 \cdot d$; profundidad de la cuchara, $T \approx 0,85 \cdot d$; distancia entre cucharas en el rodete (en el perímetro), $t \approx 2 \cdot d$. Este último parámetro permite determinar cuántas cucharas se situarán en el rodete (z , que ha de ser un número entero, por tanto el entero más cercano):

$$z = \pi \cdot \frac{D}{t} \quad (6.36)$$