



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**DEPARTAMENTO DE MECÁNICA APLICADA**  
**LABORATORIO DE MAQUINAS HIDRÁULICAS (L.A.M.HI.)**



# **TURBINAS PELTON**

**Ing. Ariel R. Marchegiani**

Septiembre de 2004

## Turbinas Hidráulicas de Acción – Turbinas Pelton

En las turbinas de acción se convierte previamente la energía de presión del fluido en energía cinética, creando un chorro libre en la atmósfera. Este chorro se hace incidir sobre los álabes de un rotor, que gira asimismo en el seno de la atmósfera, desviando el chorro, apareciendo por ello un par sobre él que se utiliza para extraer la energía.

La turbina de chorro libre fue inventada alrededor de 1880 por Lester Pelton [1], quien después le dio su nombre. Por lo tanto, la materialización más común de este tipo de máquinas es la turbina *Pelton*. En la figura 1 se muestra el esquema de una de ellas. Son máquinas robustas y simples, capaces de un buen rendimiento.

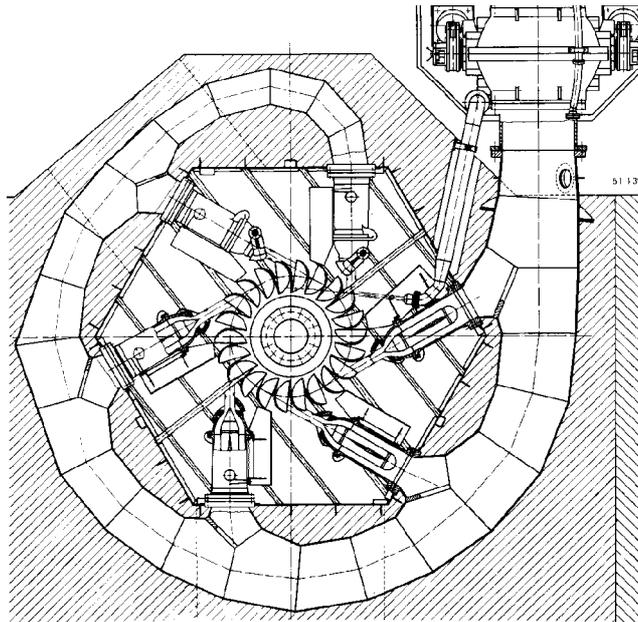


Figura 1

El chorro se crea por medio de una tobera estacionaria convergente cónica, denominada *inyector*. Este inyector va dotado de una espiga central axilsimétrica capaz de moverse axialmente, la cual controla el área de paso. En la figura se puede apreciar, estando actuada cada una de ellas por una palanca. Se utiliza para variar la carga de la turbina. El inyector hace incidir la corriente tangencialmente al rotor, ocurriendo la deflexión del chorro sin concurrencia de una variación global de radio significativa y en media en un plano paralelo al eje del rotor y conteniendo al eje del inyector.

Con el objeto de aumentar la potencia de una misma turbina, con un determinado salto hidráulico, se añaden mas inyectores repartidos en la periferia, pudiendo llegar a 6 en turbinas de gran tamaño (figura 1). Un número excesivo de inyectores ocasiona una pérdida de rendimiento por interferir mutuamente sus flujos, tanto al ser deflectados como al caer el agua.

El rotor está constituido por un disco que soporta unas cucharas con doble cavidad, periódicamente dispuestas en su periferia, (figura 2). La mejora más significativa hecha por Pelton fue introducir las cucharas dobles simétricas. Mediante un nervio central rígido están diseñadas para deflectar hacia ambos lados del disco el chorro con las mínimas pérdidas

posibles, tal y como indican las figuras 3 y 4, y con la simetría resultante evitar fuerzas laterales sobre el disco, aunque ocurre también una deflexión en el plano del disco.



figura 2

Estas cucharas están rebajadas en su extremo más externo al objeto de evitar interferir con la cuchara que recibe el chorro plenamente. Debido a la periódica entrada y salida en carga de las cucharas su resistencia a la fatiga es importante y el par ejercido sobre el eje oscila periódicamente una pequeña cantidad. El rotor puede ser de eje horizontal o vertical. Las verticales no suelen disponer de mas de 2 inyectores.

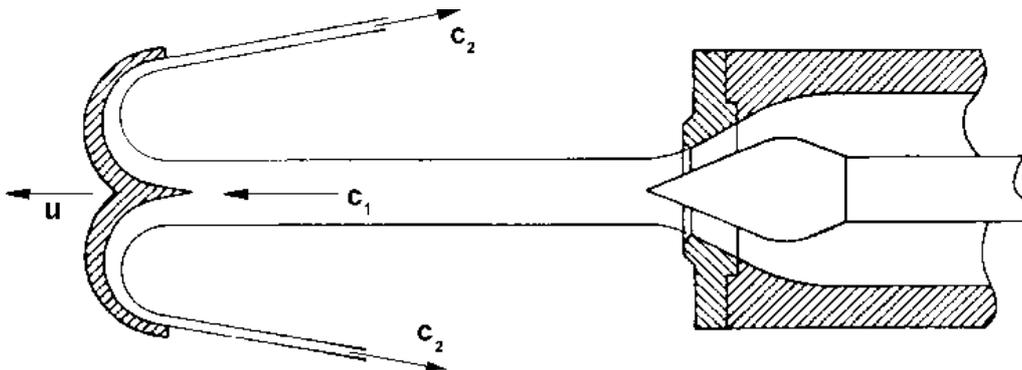


Figura 3



figura 4

En las grandes instalaciones hidroeléctricas este tipo de turbinas solo es considerada para alturas mayores a 150 metros. Para aplicaciones en micro hidroenergía puede ser usada para saltos mucho menores. Por ejemplo una turbina Pelton que gira a una alta velocidad de rotación puede ser usada para generar 1 Kw con alturas inferiores a 20 metros. Para potencias más grandes la velocidad de rotación disminuye y el rotor se hace muy grande.

El principio de la turbina Pelton es convertir la energía cinética del chorro de agua en velocidad de rotación de la rueda o rotor. A fin de que esto se haga con la máxima eficiencia el agua debe abandonar las cucharas con una pequeña cantidad de energía cinética remanente.

Debido al gradiente favorable de presión el flujo será laminar y muy aproximadamente ideal e incompresible, por lo que la fórmula de *Bernoulli* aplicada entre la tubería de llegada en la cual existe una altura neta  $H_n$  y la sección de salida a la atmósfera ( $P = 0$ ) (figura 5) nos permite predecir la velocidad de salida  $c_0$ :

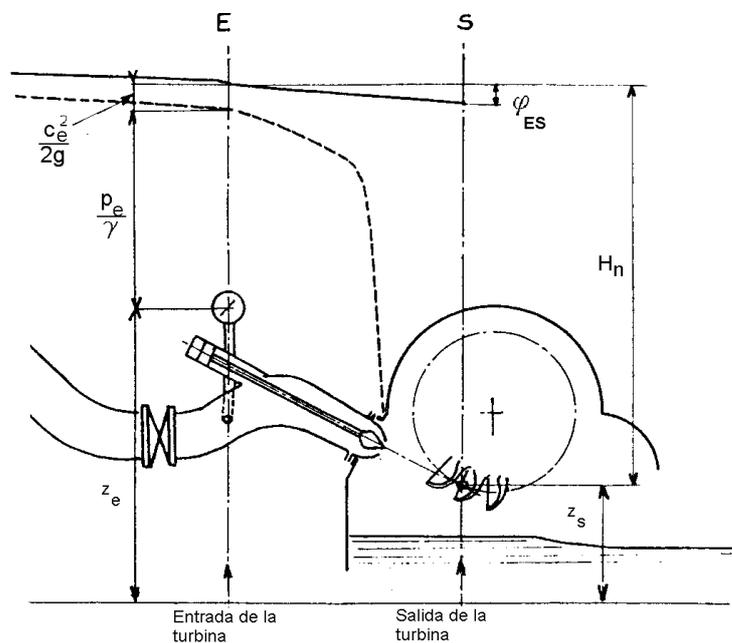


figura 5

En la salida del inyector

$$H_i = \frac{c_0^2}{2g} + 0 \Rightarrow c_0 = \sqrt{2gH_i} \quad (1)$$

En la tubería antes del inyector

$$H_n = \frac{c_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\gamma} \quad (2)$$

donde  $p_e$ ,  $\gamma$ ,  $g$  y  $c_e$  son respectivamente la presión estática manométrica, el peso específico, la aceleración de la gravedad y la velocidad media en la tubería, justo antes del inyector.

Debido a la ineludible disipación en las capas límite de las paredes del inyector la velocidad real media obtenida en el chorro  $c_0$  resulta inferior, lo que se suele tener en cuenta a través de un *rendimiento de la tobera*  $k_c$  (denominado asimismo *coeficiente de flujo* o *coeficiente del inyector*):

$$c_0 = k_c \cdot \sqrt{2g \cdot H_n} \quad (3)$$

Este rendimiento es generalmente muy próximo a la unidad, pues el diseño se realiza para obtener un chorro sólido y con las menores pérdidas a cualquier grado de apertura, salvo con aperturas muy pequeñas, debido a la elevada relación perímetro a sección de paso resultante a la salida. La figura 6 muestra un ejemplo.

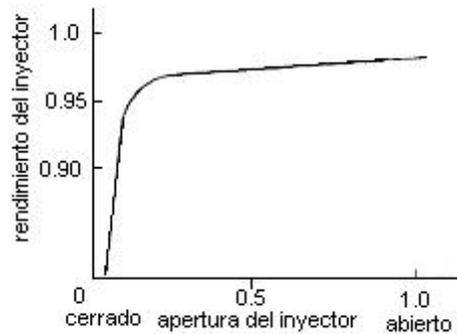


figura 6

El agua pegará en las cucharas de la rueda Pelton y una fuerza  $F$  se ejercerá sobre ellos. Esta fuerza  $F$  producirá un momento en la rueda que multiplicado por la velocidad angular de la rueda se traducirá en la potencia mecánica en el eje de la turbina. el agua saldrá de los alabes con una velocidad  $c_2$ . Para desalojar el agua perderemos la caída libre de la misma, entre el eje del chorro y el nivel aguas abajo ( $z_s$ , figura 5).

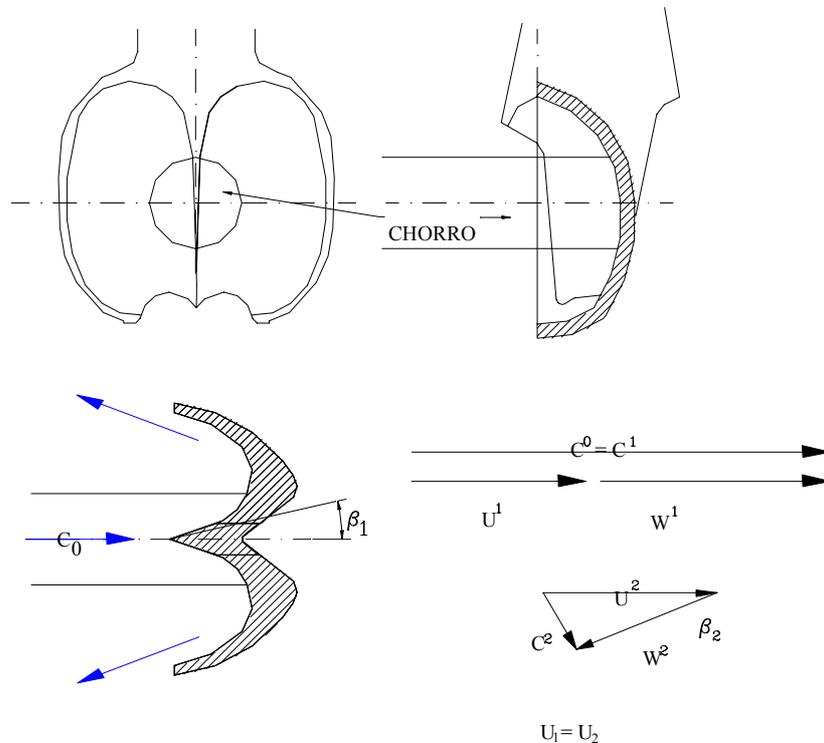


figura 7

La fuerza ejercida en la cuchara dependerá de la velocidad de esta con respecto al agua (figura 7) y las direcciones de entrada y salida del agua.

$$F = \frac{\gamma Q}{g} (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (4)$$

si  $c_1=c_2$ ,  $\alpha_1=0^\circ$ ,  $\alpha_2=180^\circ$

$$F = \frac{\gamma Q c_1}{g} (1 - (-1)) = 2 \frac{\gamma Q c_1}{g} \quad \text{y si } Q = c \cdot A \quad (5)$$

$$F = 2 \frac{\gamma A c_1^2}{g} = k_c^2 \left( 2 \frac{\gamma}{g} A \cdot 2gH_n \right) \quad (6)$$

Es decir, si el inyector no tuviese pérdidas y  $k_c^2=1$ , la fuerza ejercida sería igual a cuatro veces la fuerza estática ejercida en el área A.

La fuerza será máxima en ese caso cuando la cuchara esté en reposo,  $u_2=0$  y  $\alpha_2=180^\circ$ , es decir la turbina no se mueve. La fuerza valdrá cero cuando la cuchara tenga la misma velocidad que el agua,  $c_1=u$ . Habrá una relación  $c_1/u$  para la cual tengamos la máxima transmisión de potencia.

Si el agua se desvía  $180^\circ$  tendremos:

$$F = 2\gamma \frac{Q}{g} (c_1 - u) \quad (7)$$

La potencia transmitida será:

$$P = 2\gamma \frac{Q}{g} (c_1 - u)u = 2\gamma \frac{Q}{g} (c_1 \cdot u - u^2) \quad (8)$$

derivando la potencia con respecto a u para hallar un máximo se tiene:

$$\frac{dP}{du} = 2\gamma \frac{Q}{g} (c_1 - 2u) \quad \text{y} \quad (9)$$

$$\frac{d^2 P}{du^2} = -4\gamma \frac{Q}{g} \quad (10)$$

Por lo tanto la relación  $u = \frac{c_1}{2}$  obtenida de la ecuación (9) nos dará un máximo.

Curvas de potencia, cupla, rendimiento a altura variable

Si se trabaja como se hizo arriba sin hacer ninguna consideración sobre los ángulos y las velocidades, y utilizando el concepto de coeficientes de velocidad ( $k_{c0}$ ,  $k_u$ ) ya vistos en este curso, se llega a las siguientes expresiones del Momento y del Rendimiento

$$M = \gamma Q \sqrt{\frac{H}{2g}} D (k_{c0} - k_u) (1 + \cos \beta_2) \quad (11)$$

$$\eta_h = \frac{k_{c0}^2 (1 + m \cdot \cos \beta_2)}{2} \quad (12)$$

Estas expresiones pueden llevarse a un gráfico en función de  $k_u$  con lo que se obtiene lo siguiente (figura 8):

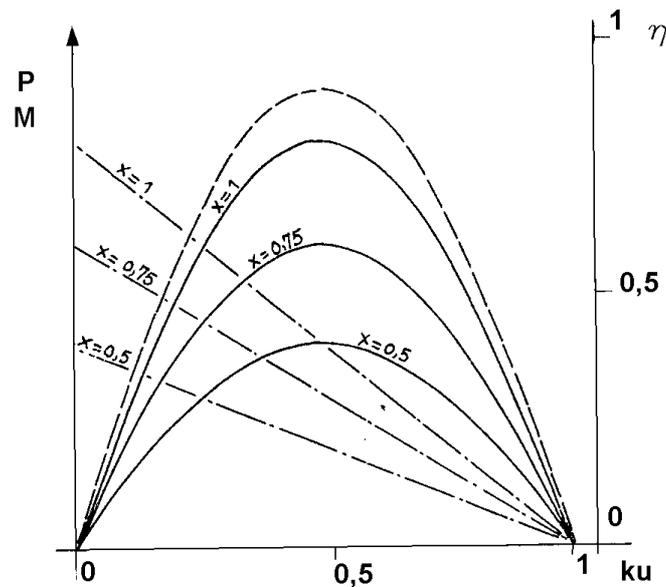


figura 8

En esta figura las líneas de trazo y puntos corresponden al momento, las líneas continuas corresponden a la potencia y la línea de trazos corresponde al rendimiento hidráulico. La  $x$  representa la apertura relativa del distribuidor.

De las expresiones anteriores pueden extraerse las siguientes consecuencias:

El rendimiento hidráulico, con la máquina actuando con grado de admisión y altura de suministro constantes tiene una dependencia parabólica si los coeficientes son constantes.

Coincide el punto de máximo rendimiento (eficiencia) con el de máxima potencia, es decir con el punto de máxima productividad, lo cual es conveniente económicamente. Los resultados de los ensayos muestran que la velocidad óptima, que corresponde al mejor rendimiento son obtenidos para  $0.41 < k_u < 0.5$ .

El rendimiento es nulo a máquina parada, así como a una velocidad a la que se anule el par útil, pues la energía extraída del chorro se invierte exclusivamente en las pérdidas mecánicas.

La altura hidráulica disponible en un salto es prácticamente fija pues aunque el nivel en el azud pueda cambiar, estas turbinas resultan aplicables a casos en que la altura hidráulica total es grande, por lo tanto generalmente bastante mayor que aquella. De ello resulta una velocidad de inyección prácticamente constante y como el régimen de giro de los alternadores

es fijo, el diámetro de la turbina queda determinado, si se desea actuar en las proximidades del óptimo (salvo que se cambie el número de polos de la máquina eléctrica).

En estas condiciones la carga se regula con el grado de apertura, lo que ocasiona un cambio en  $m$  sin alterar substancialmente el parámetro de velocidad, actuando la máquina en condiciones de mayor rendimiento posible. Estas turbinas son valoradas especialmente por su cualidad de operar con elevados rendimientos a cargas parciales.

La necesidad de velocidades de giro moderadas de los generadores hace que estas turbinas en pequeños tamaños se puedan adaptar tanto a grandes como a pequeños saltos, cambiando simplemente su diámetro, pues no aparecen problemas estructurales por la fuerza centrífuga, aunque éste sea grande.

En grandes tamaños, la necesidad de velocidades moderadas de los alternadores hace que aparezca el problema de que el aumento correspondiente de tamaño de las cucharas puede ser tal que con un salto pequeño interfieran demasiado entre sí por resultar el diámetro exiguo. La solución radica en agregar inyectores, aunque para saltos lo suficientemente pequeños resulta más adecuado pasar a turbinas de reacción. Ello es debido a la capacidad limitada de potencia de las turbinas *Pelton* con saltos bajos en comparación con las otras, por su admisión parcial.

Las turbinas *Pelton* tienen la capacidad de operar con grandes alturas, lo que resulta dificultoso con turbinas *Kaplan* o *Francis* por la aparición de la cavitación. Típicamente se usan en aplicaciones medias y grandes con saltos hidráulicos a partir de 90 m. En aplicaciones pequeñas y muy pequeñas se emplean con saltos menores.

Grado de reacción de las turbinas *Pelton*.

Según la teoría de las turbomáquinas, se puede relacionar la cupla en el eje de una turbina con el salto o altura rotórica (altura útil), arribando a la ecuación de Euler para turbomáquinas, de la cual una de sus formas es la siguiente:

$$g \cdot H_r = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (13)$$

El primer término de esta ecuación representa la variación de energía cinética que se produce en el fluido entre la entrada y la salida de la máquina; el segundo término representa el cambio de presión debido a la variación de la fuerza centrífuga entre la entrada y la salida de la misma; el tercer término, finalmente, traduce el cambio de presión debido a la variación de la velocidad relativa del fluido entre la entrada y la salida. Por lo tanto el primer término es energía cinética y los otros dos energía de presión, es decir:

$$g \cdot H_r = g \cdot (H_{din} + H_{est.}) \quad (14)$$

El cambio energético está formado por un término que podemos llamar dinámico y un término representativo del trabajo de las fuerzas de presión, que denominaremos estático. El grado de reacción es la relación entre la energía estática que se transforma dentro del rotor y la energía total, o sea:

$$G_r = \frac{H_{est.}}{H_{tot.}} \quad (15)$$

En las turbinas de "acción" el grado de reacción es igual a cero, es decir que se puede demostrar que  $p_1 = p_2$ , o sea que el escurrimiento a través del rotor es a presión constante. En definitiva en este caso, a la entrada y salida del rodete reina la presión atmosférica.

Características constructivas y dimensionamiento.

Las dimensiones de la rueda, así como la de las cucharas y del inyector, dependen fuertemente del diámetro del chorro que sirve como parámetro de diseño. La figura 7 da los diagramas de velocidades. La velocidad de entrada  $c_1$  es, de acuerdo al principio del rotor de impulso, "muy aproximada a la velocidad de calda libre bajo el salto  $H$ ":

$$c_1 = k_c \cdot \sqrt{2g \cdot H_n}$$

El diámetro del chorro resulta entonces:

$$d = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot c_1}$$

donde  $Q$  es el caudal por chorro. La velocidad  $u$  de rotación del círculo tangente al eje del chorro resulta algo menor que  $1/2 c_1$ . Se toma:

$$u = 0.43 \text{ a } 0.47 \sqrt{2g \cdot H_n}$$

El valor  $u = 0,43$ , corresponde a las ruedas de número específico más bajo y  $u = 0,47$  a las de número específico más elevado.

Los límites extremos de la relación  $d/D$ , se sitúan respectivamente entre  $1/80$  y  $1/6$  y en los dos casos el funcionamiento es defectuoso. En el primero, el agua recorre un camino relativamente muy largo antes de entrar en contacto con la cuchara y en el segundo el escurrimiento dentro de la cuchara es muy deficiente. Por relaciones de similitud se puede sacar que, aproximadamente:

$$n_s = 70 \cdot (d/D)$$

Para números específicos mayores de 10, se prefiere usar, o bien 2 o más inyectores por rueda o bien dos ruedas acopladas a un solo árbol y a un mismo generador.

La primera disposición se presta para montajes a eje horizontal o vertical. La segunda sólo se utiliza para montajes a eje horizontal.

En principio, el tipo de montaje de una o dos ruedas a eje horizontal con una sola tobera por rueda, debería ser el más eficiente, porque el agua puede llegar a la rueda en forma prácticamente rectilínea y no existe el problema de la evacuación del agua de la parte superior de las cucharas, que se presenta en los montajes a eje vertical. Sin embargo, son cada vez más comunes las Pelton de gran potencia con eje vertical y cuatro, cinco o seis inyectores. El cuidadoso estudio sobre modelos reducidos de cada caso particular, ha permitido obtener diseños de este tipo de elevado rendimiento.

Las dimensiones relativas y las características geométricas del inyector pueden darse como promedio estadístico (ver ref. [6]) de un gran número de construcciones. Para que la aguja pueda ser accionada, si el servomotor es exterior, es preciso que el vástago de accionamiento penetre en la tobera a través de un codo, con la consiguiente complicación hidráulica. Por

ello, si la máquina es suficiente mente grande, se prefiere actualmente colocar el servomotor dentro mismo de la tubería, con lo que se consigue una entrada rectilínea.

En cuanto a las cucharas, antiguamente se las montaba abulonadas individualmente a una rueda central. Se suponía así facilitar el reemplazo de la o las cucharas que se averiaban. Ocurre, sin embargo, que las causas casi únicas de avería son las provenientes de la erosión, por la acción del material sólido que puede transportar el agua o por la cavitación, y por lo tanto la destrucción de las cucharas es siempre simultánea. Por ello se adopta actualmente el sistema de fundición de la rueda en una sola pieza con sus cucharas. Cuando el tamaño de la rueda hace difícil la fundición, se divide la pieza en varios sectores que luego se abulonnan a una llanta central (figura 9).

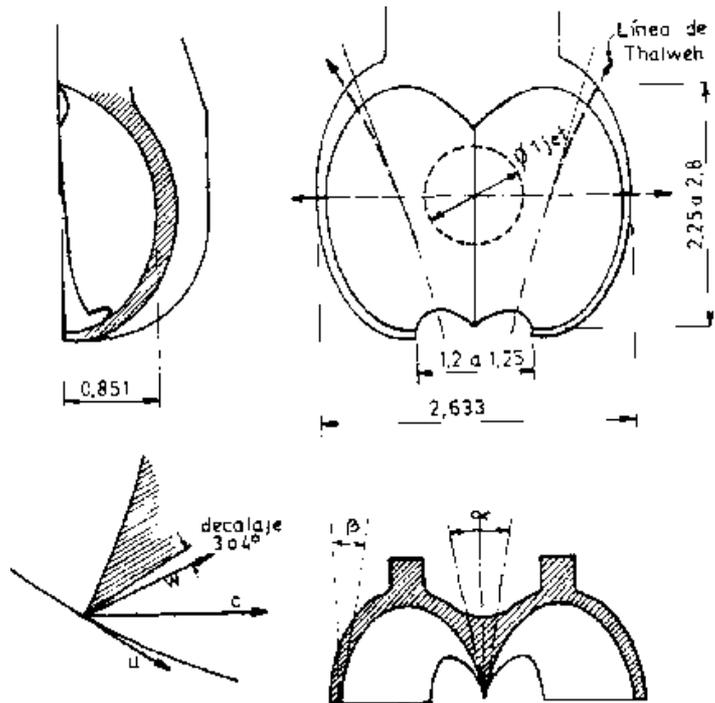


Figura 9

En el diseño del inyector deben procurarse dos objetivos:

- a) el chorro debe ser "sólido", uniforme y libre de espuma superficial con cualquier grado de abertura del inyector.
- b) el sistema de cambio de caudal debe poseer la sensibilidad necesaria para una buena regulación.

La forma y pulido adecuados de la tobera impiden la formación de remolinos y vórtices que originan la dispersión del chorro. Por ello se trata de mantener baja la velocidad de llegada. La convergencia suave de la tobera es favorable para evitar remolinos, pero en cambio, por la mayor longitud, aumenta la resistencia superficial. Por otra parte, una tobera suavemente convergente, permite a la aguja una carrera larga, conveniente para una buena regulación.

Dos objetivos deben también llenarse en el diseño de las cucharas:

a) El paso entre cucharas debe ser tal que toda el agua que sale del inyector pueda ser interceptada y desviada.

b) La forma de la cuchara debe ser tal que:

b1) el chorro entre en la cuchara suavemente y sin choques, desde el instante en que el extremo de su cuchilla corta el chorro hasta aquél en que la última partícula es desviada;

b2) cada partícula de agua correrá sobre la superficie de la cuchara sin cambios bruscos de dirección;

b3) la deflexión relativa debe ser tan cercana a los 180° como sea posible, permitiendo solamente la velocidad lateral necesaria para llevar el fluido fuera de la rueda;

b4) la velocidad de salida debe ser tan pequeña como sea posible, para obtener el máximo aprovechamiento de la energía disponible.

Las paletas difieren sólo en detalles en cuanto a diseño de una fábrica a otra y las semejanzas son tales que las principales dimensiones pueden darse como promedios en relación al diámetro del chorro (figura 9).

Teóricamente, el ángulo de entrada debe ser cero; en la práctica, el ángulo de la cuchilla varía entre 15° y 30°. El ángulo  $\beta$  del borde de salida, varía a su vez entre 4° y 7° (figura 9).

#### Paso Máximo

La determinación del paso máximo se efectúa trazando las trayectorias relativas de tres puntos característicos de una misma sección transversal del chorro y éstos son: la partícula del filete superior, la que se encuentra en correspondencia con el eje del chorro, y la partícula del filete inferior. Para hallar esas trayectorias, el movimiento absoluto, que es una traslación en la dirección del chorro, se le debe restar el movimiento de arrastre que es una rotación alrededor del eje de la rueda. Comenzando por la partícula correspondiente al eje del chorro, y tomando como origen de los tiempos el instante en que dicha partícula pasa por el diámetro normal al eje del chorro, la posición inicial de la partícula será A (figura 10).

Pasados los intervalos de tiempo  $\Delta t$ ,  $2\Delta t$ ,  $3\Delta t$ ... desde el instante inicial la partícula habrá tenido desplazamientos absolutos  $AA_1 = c_1 \Delta t$ ;  $AA_2 = c_1 \cdot 2\Delta t$ ;  $AA_3 = c_1 \cdot 3\Delta t$ ... y habrá pasado a las posiciones  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ , ... Durante esos mismos intervalos la rueda habrá girado en los siguientes ángulos, contados desde su posición inicial:  $\Phi_1 = \omega \cdot \Delta t$ ,  $\Phi_2 = \omega \cdot 2 \cdot \Delta t$ , luego para hallar las posiciones relativas de las partículas consideradas se las hará girar (alrededor del centro O) en sentido contrario a la rotación en los ángulos  $\Delta\Phi_1$ ,  $\Delta\Phi_2$ ,  $\Delta\Phi_3$  ... (pues se deben restar los movimientos de arrastre) y así se obtendrán los puntos  $A_1'$ ,  $A_2'$ ,  $A_3'$ ..., de la trayectoria relativa buscada.

Para prolongar esas trayectorias hacia la izquierda deberían tomarse intervalos de tiempo  $-\Delta t$ ,  $-2\Delta t$ ,  $-3\Delta t$ ... lo que daría desplazamientos absolutos  $-c_1 \Delta t$ ;  $-c_1 \cdot 2\Delta t$ ;  $-c_1 \cdot 3\Delta t$ ..., y rotaciones de arrastre  $-\Delta\Phi_1$ ,  $-\Delta\Phi_2$ ,  $-\Delta\Phi_3$ ... pero ello no es necesario pues la curva resultante es simétrica a la ya trazada con respecto al diámetro que pasa por el punto A.

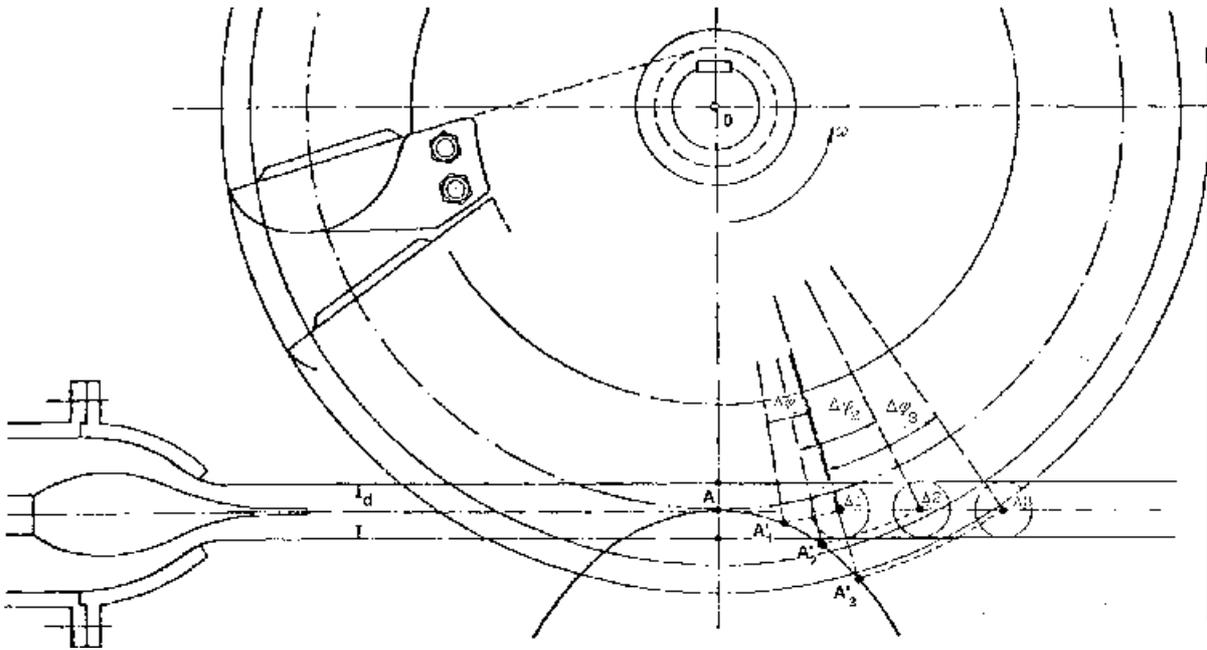


figura 10

Para dibujar las trayectorias relativas de las partículas S e I de los filetes superior o inferior puede repetirse el proceso señalado o el que se indica a continuación, que resulta más cómodo. Con  $d$ , diámetro del chorro, las partículas S e I distan  $d/2$  de A en cualquier instante, que se considere, vale decir en cualquier posición de la trayectoria absoluta. Sean (figura 11)  $S_M$  e  $I_M$  las posiciones absolutas de esas partículas que corresponden a la posición  $A_M$  de la partícula que recorre el eje del chorro.

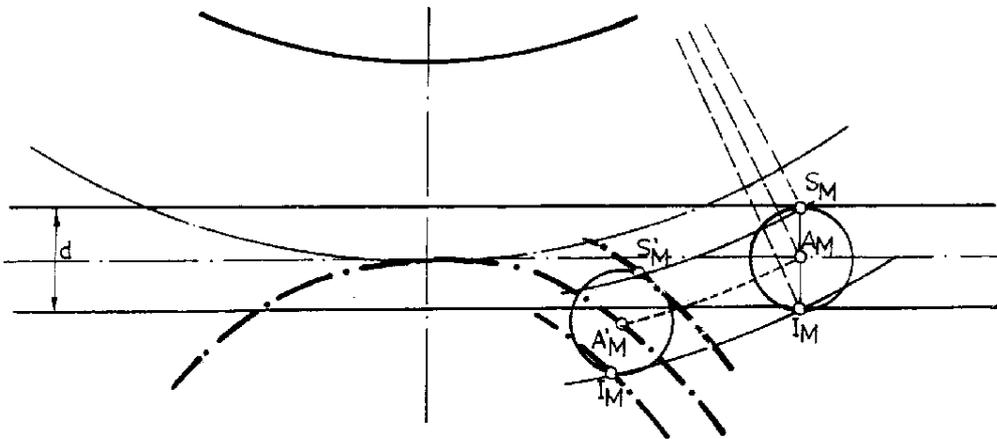


figura 11

En las trayectorias relativas,  $S_M$  e  $I_M$  también distarán  $d/2$  de  $A_M$  luego estarán sobre una circunferencia de radio  $d/2$  y centro en  $A_M'$ . Y como para hallar las trayectorias relativas se debe restar una rotación alrededor de O los puntos  $S_M'$  e  $I_M'$  deberán estar también sobre las circunferencias trazadas con centro en O y que pasen respectivamente por  $S_M$  e  $I_M$ . Cada una de estas circunferencias da dos intersecciones con la de radio  $d/2$ , y de éstas son válidas la primera para  $S_M'$  y la segunda para  $I_M'$  (figura 9). Repitiendo la construcción para otras posiciones de  $A_M$  se completan las trayectorias buscadas con las que se podrá determinar la distancia máxima admisible entre dos paletas sucesivas, es decir, el paso máximo, el cual se

obtiene simplemente con la intersección de la trayectoria del filete inferior con la circunferencia de las puntas de las cuchillas (figura 12).

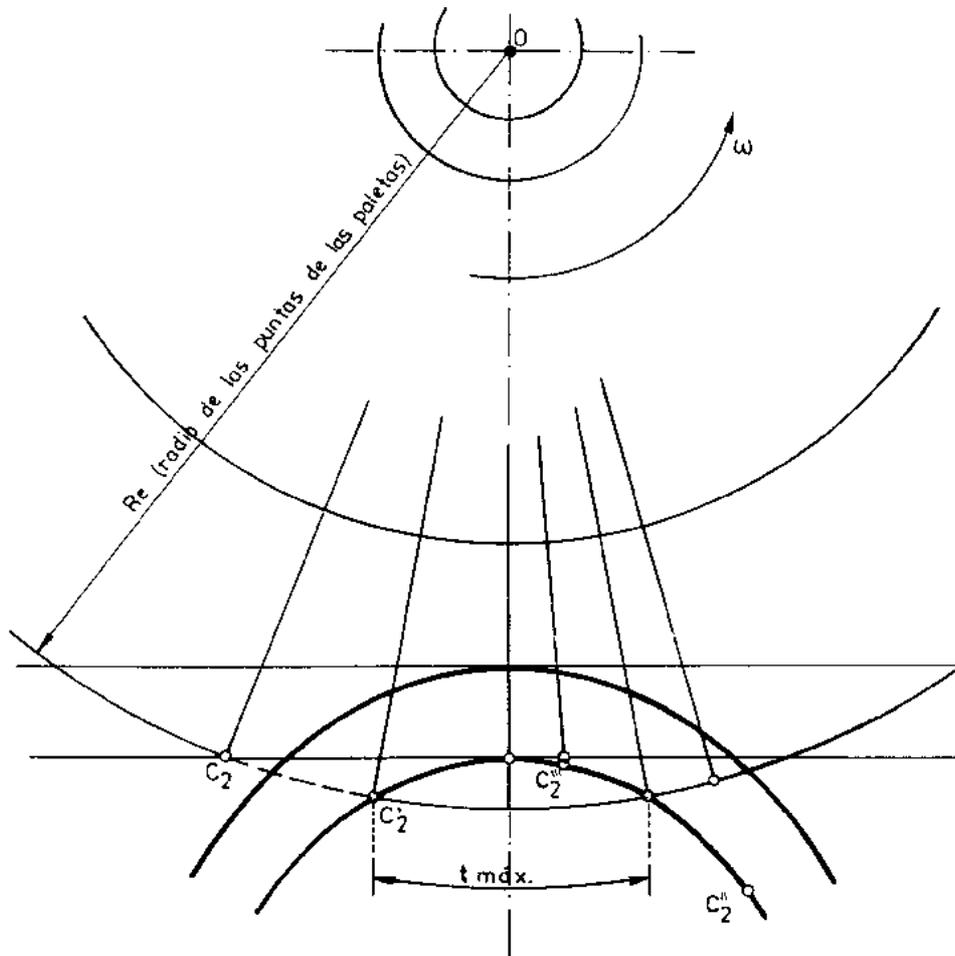


figura 12

En la práctica el paso máximo deberá ser alrededor del 80 % del así determinado, para permitir la acción de impulso; además, por supuesto, el número de paletas resultante deberá ser entero. Existe también una condición de paso mínimo: la distancia entre paletas debe ser suficiente como para permitir que el agua que abandona la paleta no choque con el dorso de la siguiente (figura 13). Para ello debe ser:

$$t > \frac{a}{\text{sen } \beta} + S_u$$

El valor del espesor del chorro  $a$ , no puede calcularse analíticamente. Empíricamente se estima como valor medio:

$$a = 0,12 d$$

La cuchilla, o intersección de las caras internas de la cuchara, no es radial, sino inclinada con respecto al chorro, tanto más cuando mayor sea el número específico. Es lógico admitir que esta cuchilla sea perpendicular a la dirección de la velocidad relativa,  $w_1$ , cuando el centro de gravedad del trozo de chorro destinado a la cuchara considerada, se encuentre en contacto con aquella.

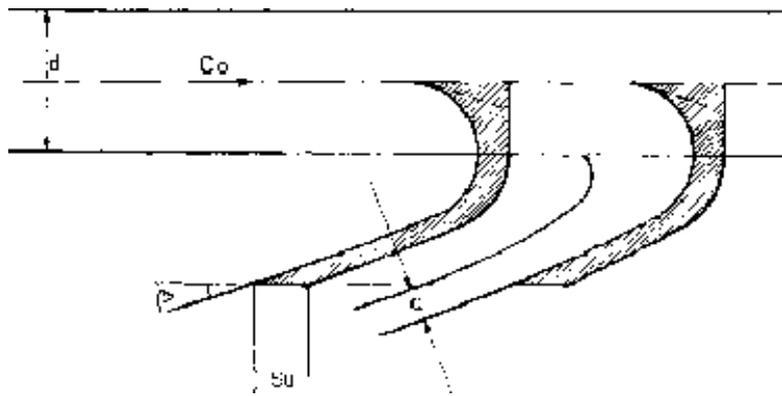


figura 13

La cuña cilíndrica que contiene el agua que va a alimentar la cuchara es: AA<sub>1</sub>B<sub>1</sub>B (Fig.14).

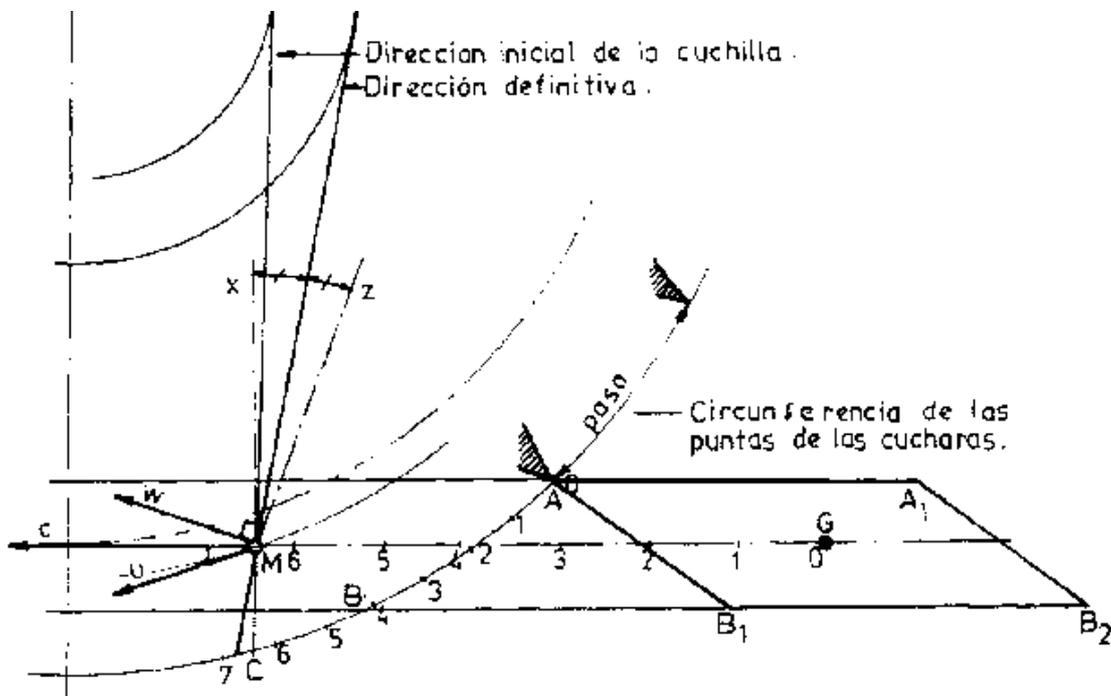


figura 14

AA<sub>1</sub>= paso sobre la circunferencia de las Puntas x.(c<sub>1</sub>/u<sub>p</sub>)

BB<sub>1</sub> = AB.(c<sub>1</sub>/u<sub>p</sub>)

(El subíndice p, indica los valores correspondientes a la circunferencia de las puntas de las cucharas).

El contacto entre el centro de gravedad del trozo de chorro y la cuchilla, se Produce en M, tal que:

$$\frac{MG}{AC} = \frac{c_1}{u_p}$$

La determinación del encuentro se hace por tanteos; se da una dirección plausible a la cuchilla y se busca en diversos instantes las posiciones respectivas de esta arista y del centro de gravedad de la cuña cilíndrica; en el tiempo cero, la cuchilla está en A y el centro de gravedad en G.

En M, la cuchilla MT debe ser perpendicular a la dirección de  $w_0$  en ese punto.

En realidad esta dirección es frecuentemente demasiado acostada y la dirección de la cuchilla se elige en el interior del ángulo XMZ, con MZ normal a la dirección del chorro. Se puede tomar la bisectriz, Figura 15.

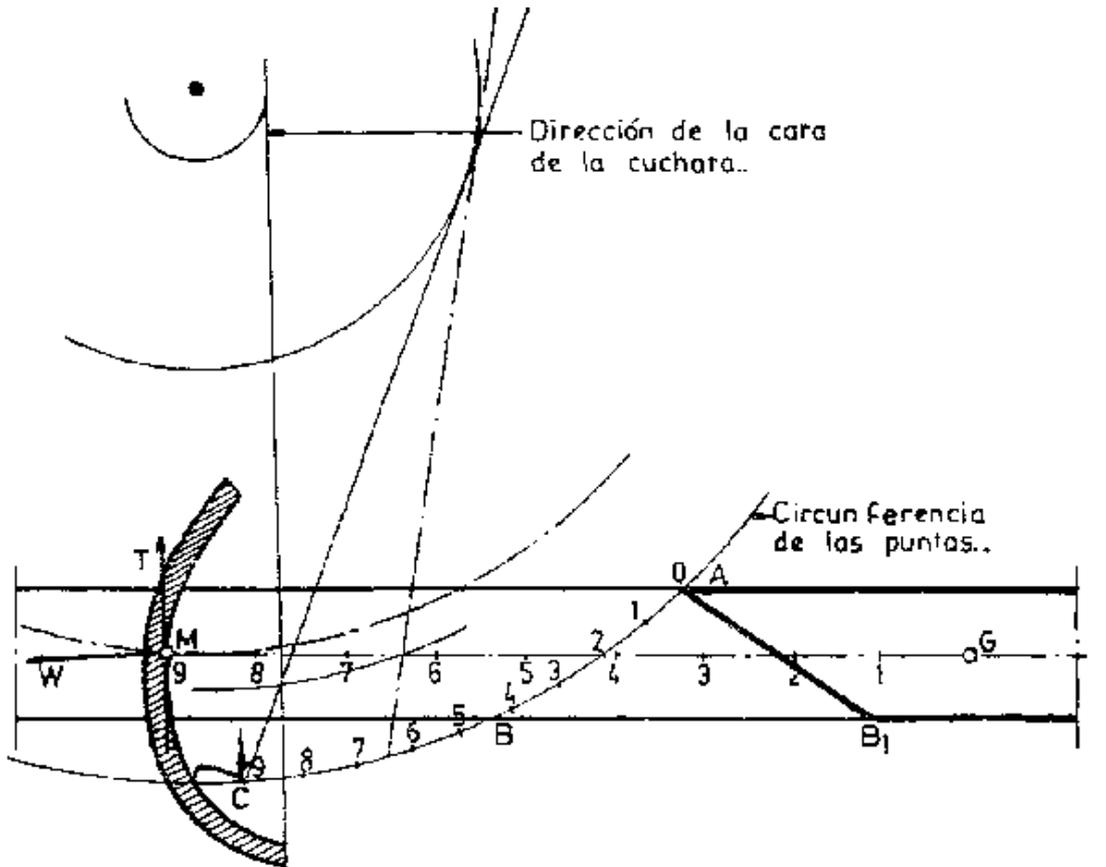


figura 15

Es asimismo lógico admitir que la cara de entrada de la cuchara sea perpendicular a la dirección de  $w$  cuando el centro de gravedad de G de la masa de agua destinada a la cuchara, llegue al fondo de esta, siendo el plano tangente al fondo paralelo a la cara de entrada. Esta posición se determina igualmente por tanteos dándose a priori la dirección de la cara y la profundidad de la cuchara. En el punto de encuentro:

$$\frac{MG}{AC} = \frac{c_1}{u_p}$$

y la dirección de la cara debe ser perpendicular a  $w$  en este punto.

## Tendencias en el diseño de turbinas Pelton

(Del artículo: "Modern Trends in Selecting and Designing Pelton Turbines" - Por F. de Siervo y A. Lugaresi Water Power & Dam Construction December 1978)

Este artículo presenta los resultados de una investigación extensa estadística hecha en más de 90 turbinas de Pelton fabricadas en todo el mundo y concluye una investigación sobre las turbinas hidráulicas convencionales, de las cuales, la primera parte fue hecha para turbinas Francis y la segunda parte para turbinas Kaplan, y fueron publicados respectivamente en los números de agosto de 1976 y de diciembre 1977 esta publicación.

Se pone énfasis en turbinas Pelton de tipo vertical de varios inyectores debido a su predominio en grandes potencias, las máquinas horizontales se consideran solamente para las dimensiones de la velocidad específica y de la rueda principal. Los datos recogidos demuestran una tendencia hacia el uso de máquinas con capacidades de 300 MW, o más, y con diámetros de la rueda hasta cerca de 5.5 metros. Las curvas fueron dibujadas por el procedimiento simple de regresión.

### Criterios generales de selección

Se adopta la misma constante característica usada para las turbinas de Francis y de Kaplan para las turbinas de Pelton:

$$ns_P = \frac{n \cdot (P)^{1/2}}{(H_n)^{5/4}} \quad (1)$$

donde P es la potencia de la turbina.

La turbina de impulso de Pelton se diferencia considerablemente de las turbinas de reacción Francis y Kaplan consideradas en los artículos anteriores, siendo una máquina de admisión parcial en la cual la energía hidráulica es transmitida a la rueda por un número discreto de los inyectores independientes unos de otros. Por lo tanto, las características hidrodinámicas principales de la turbina tienen que ser referidas solamente a un inyector. La velocidad específica  $ns_P$  referente a un inyector queda:

$$ns_{P_j} = \frac{n \cdot \left(\frac{P}{i}\right)^{1/2}}{(H_n)^{5/4}} \quad (2)$$

y la relación estadística

$$ns_{P_j} = ns_{P_j}(H_n) \quad (3)$$

se busca entre la velocidad específica de un chorro y la altura del diseño. Los datos disponibles se han dividido en dos grupos, dependiendo del año del diseño de las turbinas.

Esto da las dos curvas de regresión indicadas en el lado izquierdo de la figura 16, y tienen las siguientes expresiones:

$$1960-1964 \quad ns_{P_j} = 78.63(H_n)^{-0.243}$$

$$1965-1977 \quad ns_{P_j} = 85.49(H_n)^{-0.243}$$

Los coeficientes de correlación y las desviaciones estándar están respectivamente:

$$r = 0.50 \quad s = 2.75, \quad r = 0.70 \quad s = 1.65$$

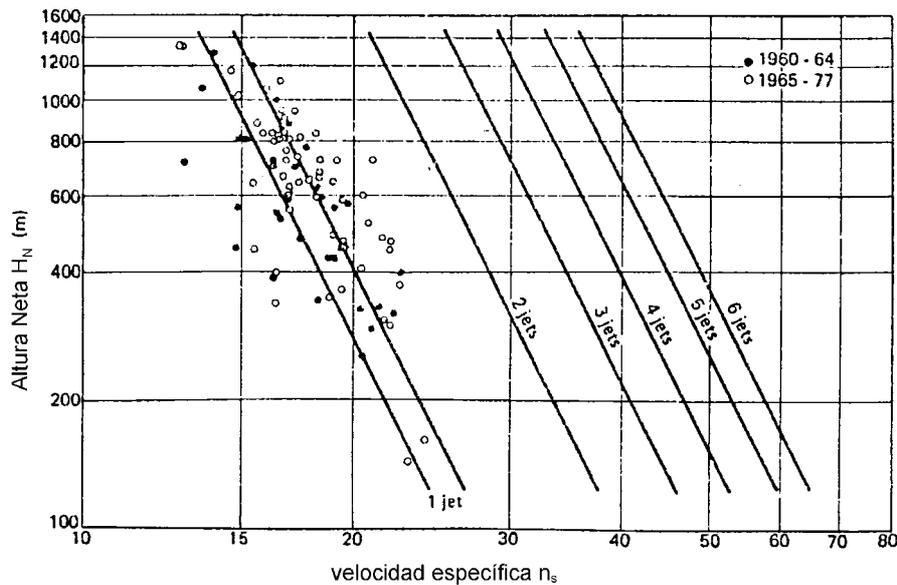


figura 16

Éstos demuestran un alto grado de agrupamiento de los datos relacionados con la función de interpolación elegida. La tendencia a aumentar el  $ns_{P_j}$  para una altura dada es evidente entre los dos períodos indicados.

Vale mencionar que una reducción visible de las dimensiones totales de las turbinas Pelton ha sido alcanzada recientemente aumentando el número de los inyectores. El lado derecho de figura 1 muestra los valores de  $ns_P$  en función de  $H_n$  para las turbinas con hasta 6 inyectores.

Los valores de  $ns$  más bajos son una consecuencia de la admisión parcial de la máquina. Las investigaciones se realizan apuntando a aumentar la velocidad específica,  $ns$  de las turbinas de Pelton; la solución propuesta considera el instalar de dos ruedas en el mismo eje vertical con los inyectores alimentados por solamente una distribuidor espiral.

Las consideraciones económicas conducen a la opción del  $ns$  más alto posible para una altura dada que corresponde a una turbina del seis-inyectores, para reducir al mínimo dimensiones y costos de equipo electromecánico y de trabajos civiles. Por otra parte las limitaciones a esta opción se pueden imponer por factores de diseño mecánicos tales como la velocidad periférica máxima permitida del rotor del generador o del tamaño mínimo factible de la turbina de Pelton.

Una vez que el valor de  $n_s$  se decide de la figura 16 o de la expresión equivalente, la mejor velocidad de rotación es determinada por la Ecuación (1); la velocidad de rotación de la turbina coincidirá con una de las velocidades síncronas más cercanas a la ideal. Para grandes turbinas de bajo salto la tendencia será elegir la velocidad más alta para reducir dimensiones y costos mientras que para las máquinas de gran salto la opción se puede influenciar por la misma consideración de diseño según lo indicado antes, La velocidad de rotación síncrona seleccionada entonces determinará el  $n_s$  real, valor que se utilizará para trabajar en los diagramas subsecuentes.

Otra constante altamente característica se utiliza comúnmente para las turbinas de Pelton, es el cociente  $D_j/D_2$ , del diámetro del chorro al diámetro primitivo de la rueda.

Proposiciones desarrolladas más adelante en este artículo demuestran que esta constante virtualmente determina las características geométricas principales de la máquina.  $D_j/D_2$  se relaciona terminantemente con la velocidad específica por chorro,  $n_{spj}$ . Esto puede ser demostrado fácilmente introduciendo las relaciones siguientes:

➤ coeficiente periférico de la velocidad:

$$k_u = \frac{\pi D_2 n}{60 \sqrt{2gH_n}} \quad (5)$$

ecuación de la Potencia:

$$P = 9,81 \cdot \eta \cdot H_n \cdot Q = 9,81 \cdot \eta \cdot H_n \cdot i \cdot \left( \frac{\pi \cdot D_j}{4} \right) \cdot \phi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (6)$$

donde  $\Phi$  representa el rendimiento del inyector definido como el cociente de la velocidad real a la velocidad ideal del chorro.

Substituyendo las ecuaciones (5) y (6) en la ecuación (2) se obtiene:

$$n_{s_{p_j}} = 494,2 \cdot k_u \cdot \left( \frac{D_j}{D_2} \right) \cdot \sqrt{\eta \cdot \phi} \quad (7)$$

y, si se asumen los valores de 0.89 y 0.976 para  $\eta$  y  $\Phi$  respectivamente, que se consideran representantes de un amplio número de casos verdaderos, uno obtiene:

$$n_{s_{p_j}} = 460,6 \cdot k_u \cdot \left( \frac{D_j}{D_2} \right) \quad (8)$$

En vista de las variaciones limitadas de  $K$ , que serán detallados más adelante encendido, la relación entre el  $n_j$  y  $D_j/D$ , es evidente.

La elevación de la turbina sobre el nivel aguas abajo es determinada por la necesidad para evitar cualquier interferencia entre la rueda y la superficie agitada del agua dentro del

armazón de turbina, durante la operación normal y durante los transitorios. Se introduce entonces el parámetro  $H_s$ , siendo la distancia entre la línea central de la rueda y el nivel máximo del agua dentro de la cubierta en condiciones constantes.

Según la literatura, el valor de  $H_s$  depende básicamente de la descarga total  $Q$  de la turbina, y aumenta con él. Por otra parte los datos examinados demuestran que para una descarga dada  $Q$ , el valor de  $H_s$  aumenta con la altura neta  $H_n$  de la máquina. En vista de lo expuesto, la mejor correlación de los datos examinados ha sido encontrada trazando  $H_s$  contra el cociente de  $Q$  a  $n_s$ , según lo indicado en la figura 17.

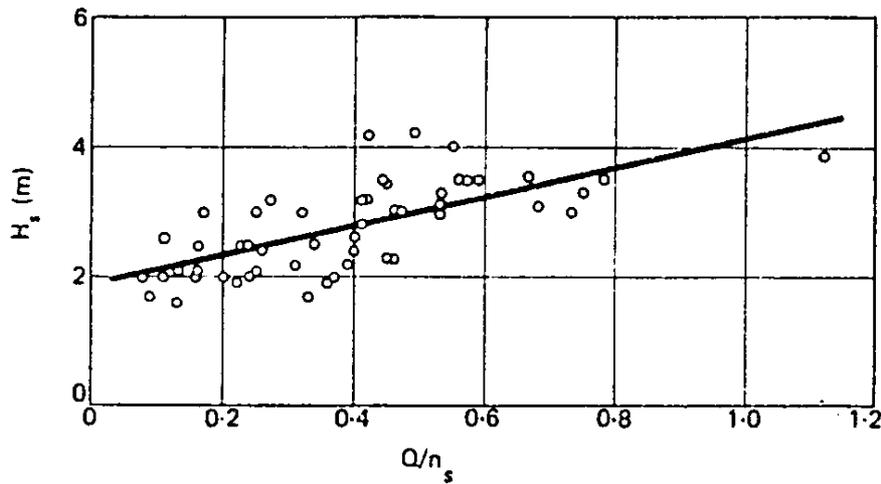


figura 17

La función de interpolación es:

$$H_s = 1,87 + 2,24 \cdot \left( \frac{Q}{ns_{P_j}} \right) \quad (9)$$

donde

$$r = 0.67, \text{ y } s = 0.52$$

La dispersión considerable de los datos mostrados en la figura 17 se relaciona con varios factores, entre los cuales los más importantes son:

- Los niveles de instalación de la turbina impuestos por el dueño;
- Variaciones del nivel del agua durante transitorios, particularmente en el caso de canales largos aguas abajo; y,
- Diversas soluciones para la aireación de la cubierta.

El coeficiente de embalamiento  $n_f/n$ , es el cociente de la velocidad de rotación en el embalamiento a la velocidad nominal, que es necesario para definir el diseño del generador eléctrico, se expresa en función de  $ns_{P_j}$ , en la figura 18. No se indica ninguna función de interpolación debido a la dispersión muy alta de los datos recogidos. Diversas opciones de la variable independiente se han comprobado sin la mejora de los resultados. El origen más probable de esta dispersión se debe atribuir a la variación considerable de la velocidad de rotación en el embalamiento con el número de chorros en operación. Las variaciones y los efectos principales de la ventilación amplifican la dispersión. La figura 18 demuestra que más

de 50 por ciento de los datos examinados están confinados dentro de la gama 1.76 a 1.84, que se puede considerar satisfactorio para la valoración preliminar.

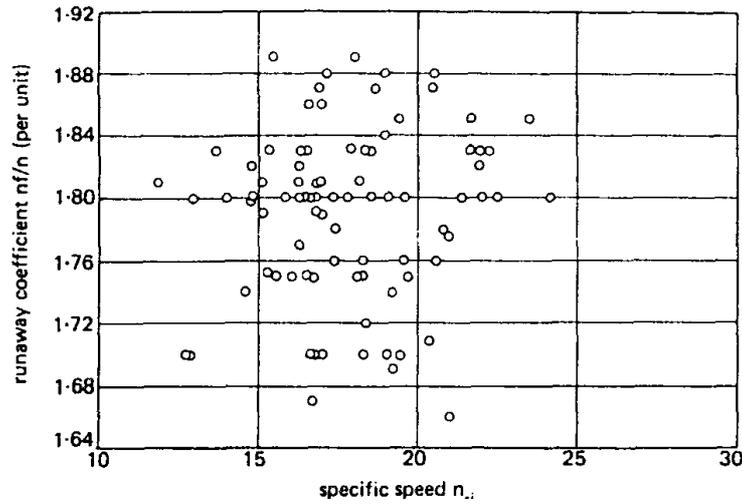


figura 18

**Dimensiones de la rueda**

Las dimensiones principales del rotor son determinadas por el coeficiente periférico  $K_u$  de la velocidad definido ya en Eq. (5).

La función  $k_u = k_u(ns_{pj})$ , calculado correlacionando los datos disponibles, es

$$k_u = 0,5445 - 0,0039 \cdot ns_{pj} \tag{10}$$

con

$$r = 0.63. \text{ y } s = 0.009$$

La curva correspondiente se indica en fig. 19. La dispersión de los datos examinados para la curva de interpolación es principalmente debido al diverso diseño hidráulico de las cucharas adoptado por los varios fabricantes y el número total de cucharas seleccionadas para cada caso.

Una vez que el valor de  $k_u$  y la velocidad de rotación  $n$  se establecen, es posible calcular el valor de  $D_2$  de Ecuación (5).  $D_2$  se puede también calcular usando el parámetro  $D_j/D_2$ .

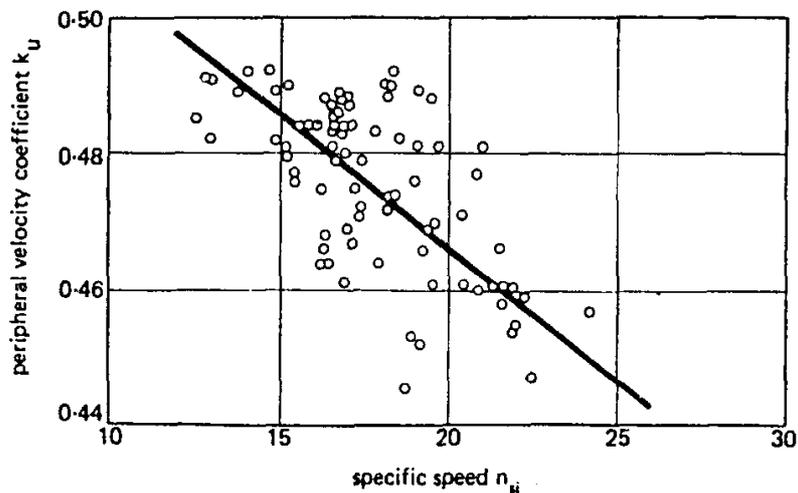


figura 19

La figura 20 muestra la curva  $D_j/D_2 = (D_j/D_2(ns_{Pj}))$  mientras que la interpolación de la ecuación es:

$$\frac{D_j}{D_2} = \frac{ns_{Pj}}{250,74 - 1,796 \cdot ns_{Pj}} \quad (11)$$

donde

$$r = 0.97. \text{ y } s = 0.003$$

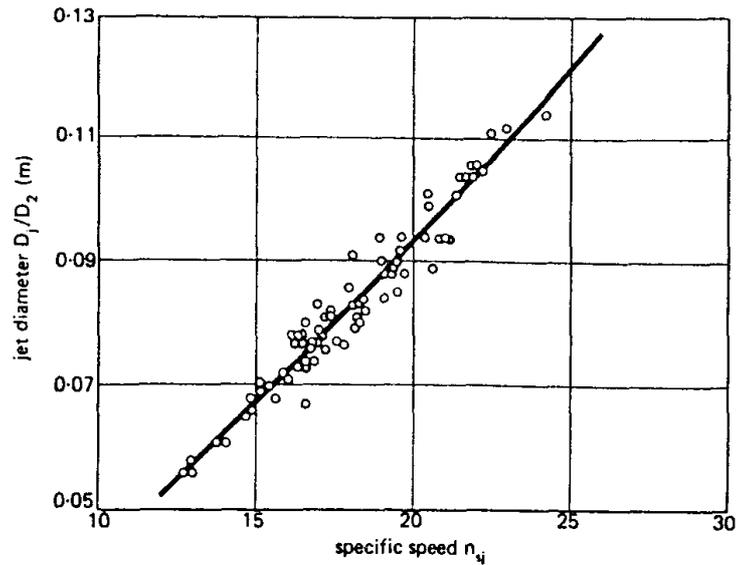


figura 20

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Shortridge R., "Lester Pelton and His Water Wheel", pp 22-26, Hydro Review, October 1989.
- [2] C. Mattaix, "TURBOMAQUINAS \ HIDRAULICAS"; Ed. ICAI; Madrid, 1975.
- [3] Reyes Aguirre M., "Curso de Máquinas Hidráulicas", Facultad de Ingeniería U.N.A.M., (Mexico, 1965).
- [4] L. Vivier, "TURBINES HYDRAULIQUES ET LEUR REGULATION"; Editions Albin Mitchel; Paris, 1966.
- [5] Markus Eisenring "MICRO PELTON TURBINES", MHPG Series Harnessing Water Power on a Small Scale, Vol. 9 SKAT, 1991, St. Gallen, Switzerland.
- [6] Maquinas Hidraulicas (Tomo I), Camilo Rodriguez, C.E.I.L.P., La Plata, 1979.
- [7] Albert Schlag, "HIDRAULICA", p.p. 184-185, Editorial Limusa, Mexico, 1977.