

# Turbinas hidráulicas modernas

por

MANUEL ESPINOSA HERRERA

## INTRODUCCION

Nuestro lento pero seguro desarrollo industrial impondrá bien pronto la utilización intensiva de nuestros enormes recursos de energía hidráulica.

Siendo nuestro país formado por una angosta faja que se extiende entre una de las más altas cordilleras y el mar, sus ríos de fuertes pendientes permiten el aprovechamiento de su energía a un costo de instalación moderado; por otra parte siendo la densidad de la población más o menos uniforme y estando las ciudades a pequeña distancia de la cordillera, impone la construcción de líneas de transmisión de pequeña extensión.

Estas condiciones favorables se encuentran contrarrestadas por la falta de un industrialismo intensivo, lo que hace el mercado muy reducido y por la carencia de una legislación apropiada sobre concesiones y servidumbres eléctricas.

Siendo por lo general moderada la rentabilidad de los capitales que se invierten en la construcción de plantas hidro-eléctricas, llegando a veces a tener el carácter de inversiones de rentabilidad futura y desempeñando además las plantas el papel de creadoras del mercado de energía, la carencia de un gran mercado inmediato no es a veces una dificultad insubsanable.

El carácter de creadoras del mercado de energía de las plantas hidro-eléctricas se ha visto en forma evidente en la transformación industrial que han experimentado en Estados Unidos y Europa las regiones que están en condiciones favorables para la explotación de la energía hidráulica. En general, se puede decir que en estas regiones, las más optimistas predicciones han sido superadas en forma tal que, siem-

pre la captación de la energía ha estado atrasada en dos o más años al incremento de la demanda; esto mismo está sucediendo en menor escala en la región central de Chile.

Las causas principales de nuestro tardío desarrollo hidro-eléctrico se encuentran en nuestro deficiente industrialismo y en la falta de una legislación apropiada sobre la materia.

La gran tendencia hacia la inversión de los capitales nacionales en las actividades agrícolas, mineras y bursátiles con el consiguiente descuido del fomento de la industria en unión con la legislación a que está sometida la generación y distribución de la energía eléctrica han producido esta situación.

Hoy día es de impostergable necesidad la dictación de una ley que despoje, a la que rige actualmente, de su carácter de hostilidad para darle el de franco proteccionismo que caracteriza a las leyes vigentes, sobre la materia, en los países extranjeros.

La legislación hidro-eléctrica que se dicte debe imponer la servidumbre de canales de fuerza y obras hidráulicas anexas, de líneas de transmisión y distribución, reglamentar en forma muy cuidadosa las concesiones hidráulicas considerando los intereses de la agricultura, evitando que estas concesiones sean otorgadas a personas o instituciones que no las solicitan sino con fines especulativos. Es necesario que nuestra legislación extirpe en su nacimiento esa fauna que ya está desarrollándose entre nosotros y que tanto perjuicio produjo en Francia para el desarrollo hidro-eléctrico y que los franceses llamaron en forma despectiva "Barreurs". Esta legislación debe además evitar los monopolios de la producción de la energía, permitiendo y aún favoreciendo la libre competencia que trae como consecuencia inmediata el bajo costo de la energía con el consiguiente desarrollo industrial. La legislación hidro-eléctrica no debe olvidar en ningún momento el postulado elemental que dice "La energía barata es la base fundamental del desarrollo industrial"

#### EVOLUCIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Con el fin de hacer una exposición clara del estado actual de las turbinas hidráulicas, es conveniente hacer una breve exposición sobre las diversas fases de su evolución.

Las turbinas hidráulicas principiaron a usarse a mediados del siglo pasado y fueron un perfeccionamiento de las ruedas hidráulicas que se usaban desde los tiempos más remotos.

La turbina primitiva fué generalmente de eje vertical, de una sola mariposa, colocada usualmente en un canal abierto, siendo con respecto a la circulación del agua en la mariposa, centrífuga, axial o centrípeta.

Después de 1850 principiaron a construirse las turbinas bajo principios teóricos que desarrollaron Fourneyron y Jonval en Europa y Howd, Swain y Francis en América.

Como tipo característico de las turbinas de esta época se puede citar la turbina Gegin Jonval, construída por I. P. Morris & Cía en 1860 para la Fairmount Water Works de Filadelfia. Esta turbina era de eje vertical, una sola mariposa y tubo de succión simétrico al eje.

Con la iniciación del desenvolvimiento eléctrico las turbinas experimentaron un sorprendente progreso. Con el objeto de aplicarlas al movimiento de los generadores eléctricos se hace necesario aumentar su potencia y velocidad, adoptándose el sistema de instalar varias mariposas en un solo eje, llegándose a construir unidades con tres mariposas en un eje vertical y hasta ocho en un eje horizontal.

Las exigencias del consumo imponen bien pronto una cuidadosa regularización de la producción de la energía eléctrica, lo que exige la introducción de los álabes de dirección y un regulador para cada mariposa, accesorios que complican en forma desmesurada tanto la construcción como la explotación de las turbinas.

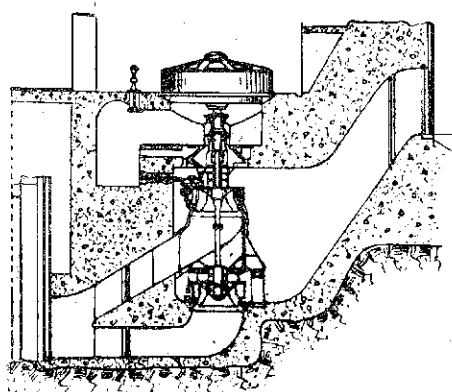
Estas complicaciones unidas al incremento de la potencia de las unidades que exigía el aumento de la demanda de la energía, obliga volver a la simplicidad en el diseño de las turbinas.

Los perfeccionamientos ejecutados en estos últimos años, que serán de los que nos preocuparemos preferentemente, se pueden ver a grandes rasgos en las unidades instaladas sucesivamente en la planta hidro-eléctrica de Holtwood en el río Susquehanna en Estados Unidos. En esta central se han hecho tres instalaciones sucesivas adoptando los modelos más perfeccionados que se podían obtener en la fecha de cada instalación.

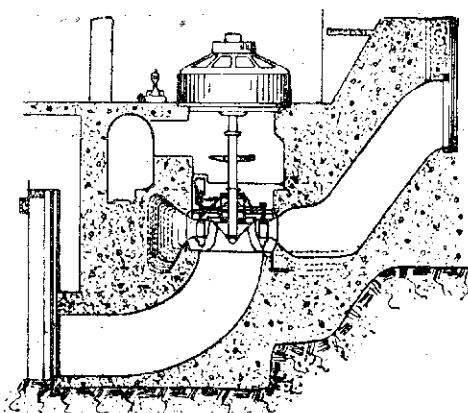
Las figuras 1, 2 y 3 muestran una sección de las unidades instaladas en 1907, 1914 y 1923.

Las primeras turbinas, fig. 1, son de eje vertical, mariposa doble, 13 500 H.P., 16,15 m. de caída y 94 R.P.M. Las mariposas descargan en un tubo de succión curvo, que a causa de su pronunciada curvatura es ineficiente para recuperar la energía de la descarga de la mariposa.

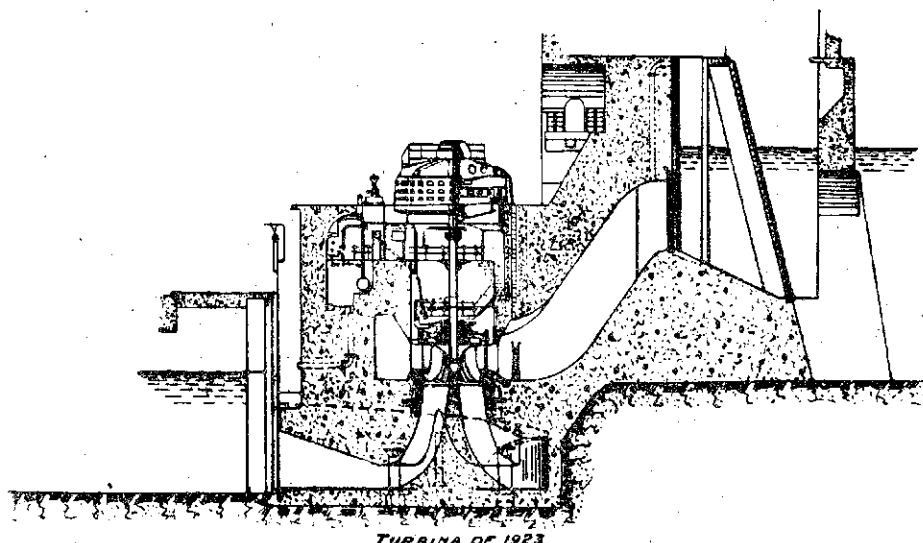
La unidad instalada en 1914 (fig. 2) es de eje vertical, una mariposa, 16 500 HP. 19.20 m. de caída y 94 R.P.M. La caja de la turbina es del tipo de voluta espiral.



TURBINA DE 1907



TURBINA DE 1914



TURBINA DE 1923

TURBINAS DE LA PLANTA DE HOLTWOOD E. U. N. A

Figuras 1, 2 y 3.

y el tubo de succión del tipo curvo, con una curvatura menos pronunciada que en el de la unidad de 1907.

Otro de los perfeccionamientos introducidos en esta unidad es que todos los aparatos de maniobra a excepción de los álabes guías, están colocados al aire libre, lo que permite su lubricación, inspección y reparación, lo que no se podía conseguir en el tipo anterior porque se encontraban sumergidos.

La fig. 3 es una sección a través de una de las dos unidades instaladas en 1923. Estas unidades son de eje vertical, una mariposa, 20 000 H.P., 18.90 m. de caída y 94,7 R.P.M. La mariposa es del tipo Francis de una velocidad específica 375.6 y

el tubo de succión del tipo Moody de expansión; como en el tipo anterior todos los accesorios se encuentran al aire libre en una cámara especial que permite fácilmente su inspección y lubricación.

La fig. 4 muestra las curvas de eficiencia de estos tres tipos de unidades. Estas curvas son una demostración gráfica del perfeccionamiento obtenido en la construcción de las turbinas para bajas caídas en los últimos 15 años.

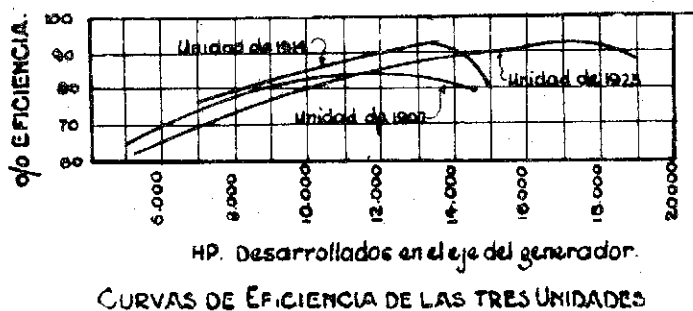


Fig. 4.

Las unidades de 1914 muestran un incremento de  $8\frac{1}{2}$  % de eficiencia en comparación con las de 1907; si se compara las curvas de las unidades de 1914 y 1923, se notará muy poco incremento de la eficiencia, pero no hay que olvidar que las dos últimas unidades son de mayor velocidad específica y capacidad.

La enorme demanda de energía de la vida moderna ha traído como consecuencia la unificación de la producción en grandes centrales de donde se le transmite a enormes distancias para suplir las más variadas necesidades del consumo.

La construcción de las grandes centrales hidro-eléctricas ha impuesto a las turbinas hidráulicas las siguientes características:

- Unidades de alta potencia
- Unidades de alta velocidad
- Unidades de gran eficiencia
- Seguridad de funcionamiento continuo, y
- Durabilidad o larga vida de las unidades.

Estas exigencias han hecho variar el arte de los constructores de turbinas, imponiéndoles un estudio cuidadoso para diseñar las turbinas apropiadas a cada caso particular.

Siendo generalmente el costo de instalación de una planta hidro-eléctrica relativamente alto, se puede reducir el costo por caballo instalando unidades de alta potencia; a grandes unidades corresponde menor costo de instalación y explotación.

En Europa y Estados Unidos hasta hace pocos años la instalación de grandes unidades era impracticable debido a la independencia de cada central hidro-eléctrica; cada central debía servir varias líneas de transmisión independientes con fuertes variaciones de la carga, lo que exigía la instalación de un gran número de unidades pequeñas, llegando a instalarse hasta 20 unidades en una sola planta. Estas condiciones de aislamiento hoy día se han alterado y las centrales que sirven una región se encuentran interconectadas eléctricamente, lo que disminuye la exigencia de las unidades de emergencia, y por la variedad de los consumidores que utilizan la energía, se han mejorado notablemente las curvas de consumo.

La alta velocidad de funcionamiento es un factor importante en las unidades de gran potencia, pues a mayor velocidad corresponden turbinas y generadores de menor tamaño y en consecuencia menor costo; este factor es de particular importancia en el diseño de las turbinas de bajas caídas, pues simplifica notablemente la mariposa. Varios años atrás en las plantas de caídas bajas para obtener una velocidad razonable era necesario instalar varias mariposas en un solo eje; esto se consigue hoy día con una sola mariposa de alta velocidad específica.

Siendo la producción total de una planta la medida directa de su rentabilidad y estando esta producción en razón directa con la eficiencia de las unidades, se ve fácilmente la conveniencia de instalar unidades de la mayor eficiencia posible.

La fig. 5 muestra una serie de curvas de eficiencia de las turbinas construídas desde 1900 hasta 1920 y es una demostración gráfica del gran perfeccionamiento que se ha llegado a obtener con estas máquinas hidráulicas. Además del mejoramiento de la eficiencia máxima se puede notar la extensión en que se mantiene alta lo que es muy importante cuando se tiene que trabajar con una parte de la carga.

La seguridad de funcionamiento es también un factor de gran importancia. En las unidades modernas de dispositivos sencillos y sólida construcción, con sus accesorios colocados fuera del agua se ha conseguido una gran seguridad de funcionamiento continuo, siendo corriente hoy día que las unidades instaladas funcionen por el período de un año sin necesidad de paralización.

Debido al alto costo de instalación, la duración o larga vida de las turbinas es un factor de vital importancia. Para conseguir este fin es necesario que su diseño sea sencillo y muy sólido, que las variaciones de la carga sean lo menos bruscas posible, para evitar los cambios de velocidad y presión que producen fatigas altas en el material y que el agua que se usa sea lo más limpia posible. En las plantas de gran caída es necesario evitar que la arena llegue a las turbinas, pues además de producir un desgaste muy rápido en los conductos de agua y en la mariposa baja rápidamente la eficiencia de las unidades.

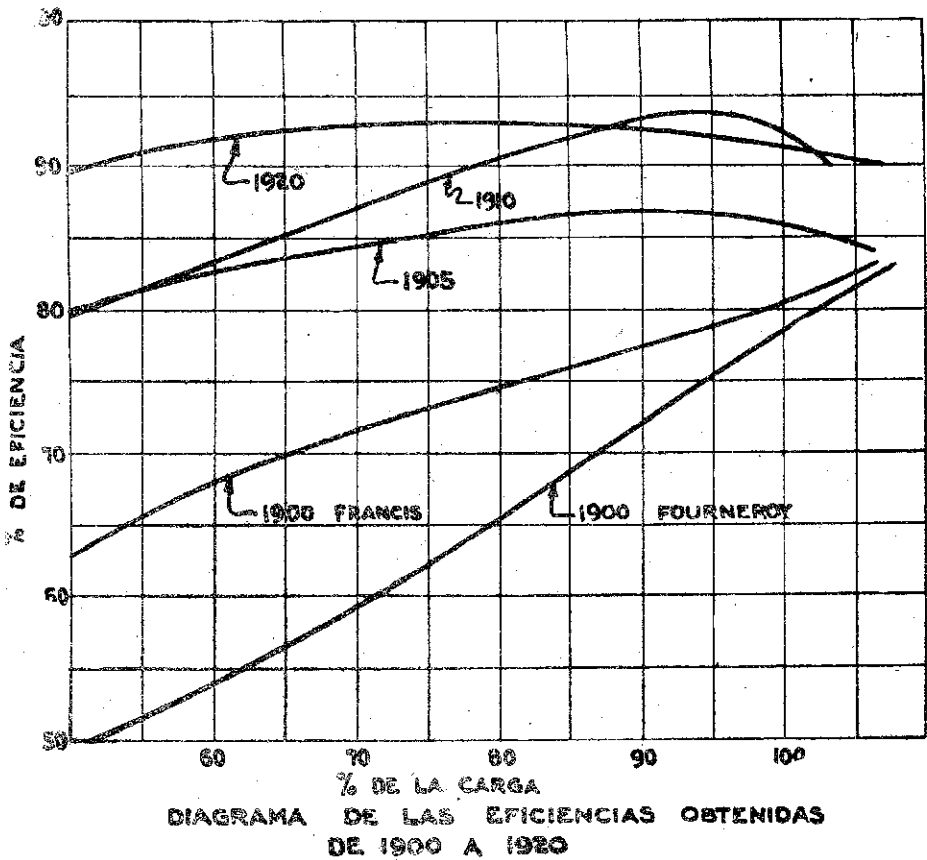


Fig. 5.

## TURBINAS HIDRÁULICAS

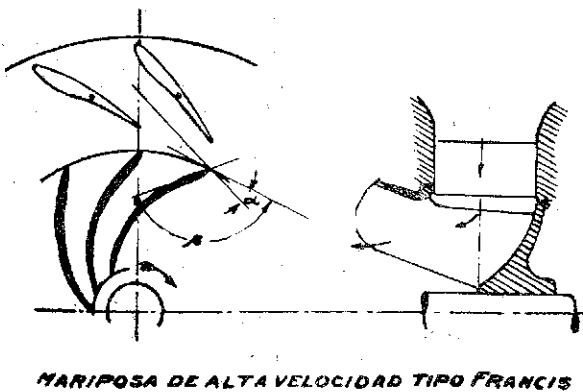
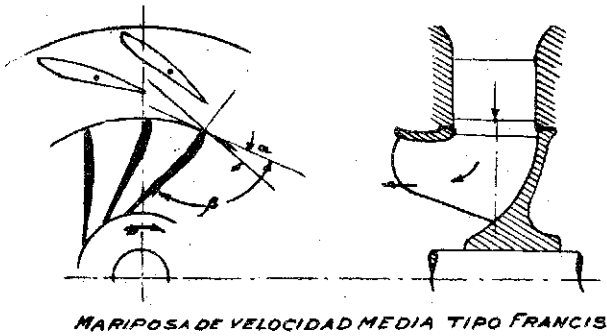
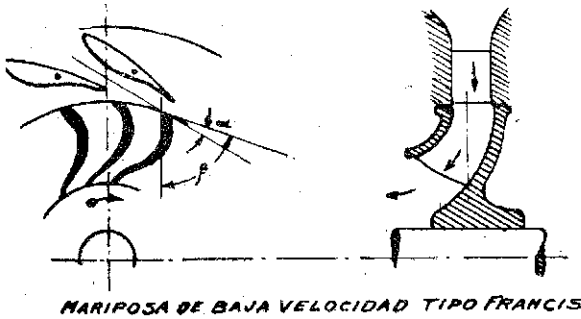
*Turbinas.*—Las turbinas hidráulicas modernas se pueden dividir en dos clases: Turbinas de reacción y ruedas de impulsión.

*Turbinas de reacción.*—Este tipo es una rueda combinada de reacción e impulsión, o sea, de energía potencial y kinética. Esta turbina funciona enteramente llena de agua, actuando todas sus partes como conductos llenos, admitiendo el agua por la periferia de la mariposa a una velocidad menor que la velocidad de descarga libre.

Se caracteriza también por la dirección en que se mueve el agua en la mariposa, radialmente hacia adentro, centrípeta, radialmente hacia fuera, centrífuga, o entrando a la mariposa en dirección centrípeta y abandonándola en dirección axial que constituye la turbina de tipo mixto que es actualmente la más usada.

La velocidad de una turbina de reacción puede variar no solamente por la variación del diámetro de la mariposa, sino también, y en forma muy efectiva, por la variación del ángulo de entrada a los álabes y del ángulo entre la velocidad de entrada y la velocidad de la periferia.

La fig. 6 representa una mariposa de baja velocidad que se usa para grandes



Figuras 6, 7 y 8.



caídas y relativamente poca cantidad de agua. En este tipo de mariposa el ángulo  $\beta$  del álabe es cerca de  $90^\circ$  y el ángulo con que el agua deja los álaves de dirección es pequeño.

La fig. 7 representa una mariposa de velocidad media, en la cual el ángulo  $\beta$  es un poco mayor de  $90^\circ$  y el ángulo  $\alpha$  un poco mayor que en el tipo anterior.

La fig. 8 representa una turbina de alta velocidad que se usa para caídas bajas y grandes gastos. En este tipo el ángulo  $\beta$  es bastante mayor de  $90^\circ$  y el ángulo  $\alpha$  es también mayor que el del caso anterior.

Las turbinas de reacción pueden ser de eje vertical u horizontal.

En la construcción de turbinas de los últimos años se puede decir que se ha abandonado el tipo de eje horizontal para las unidades de gran potencia y solamente se construyen para reemplazar las unidades que quedan fuera de servicio en las plantas que tienen unidades de este tipo.

Las turbinas de eje vertical tienen mayor eficiencia, son más sencillas y de menor costo de construcción y se puede decir que hoy día las turbinas de eje vertical de una sola mariposa son las únicas adoptadas para las unidades de gran potencia.

Los elementos principales de una turbina de reacción los constituyen la caja envolvente, la mariposa y el tubo de succión.

La forma más eficiente de caja envolvente es el de voluta o tipo espiral, con la cual se evitan los cambios bruscos de dirección y velocidad del agua.

Las mariposas son de dos tipos: Francis y tipo propulsor.

El tipo Francis de mariposa se puede subdividir además en mariposa para baja, media y alta caída, dependiendo de la velocidad específica para la cual ha sido diseñada.

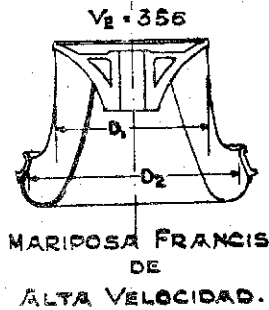
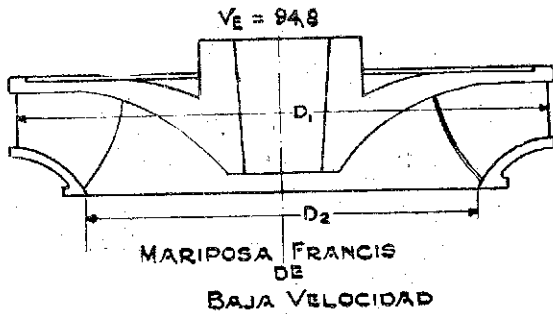
Las figuras 9, 10 y 11 muestran mariposas de estos tipos.

El tipo propulsor (fig. 12) ha sido diseñado para obtener alta velocidad en caídas muy bajas.

La mariposa tipo propulsor tiene en general de 3 a 8 álaves mientras que la mariposa Francis tiene de 14 a 24.

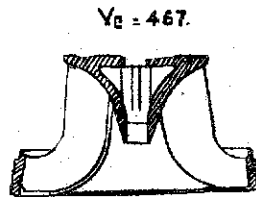
Las mariposas están expuestas a la erosión que es una causa mecánica de destrucción y a la corrosión, que es una causa química. La primera depende de la altura de caída y de la cantidad y naturaleza de las materias granulométricas que arrastra el agua, y la segunda de la composición química del agua, de los defectos de diseño y de la altura total de succión a que está sometida la mariposa.

El tubo de succión tiene por objeto formar un conducto cerrado para que pase el agua desde la mariposa hasta un nivel bajo la superficie del agua de la descarga



Figuras 9, 10

La función principal del tubo de succión es transformar la energía contenida en forma de altura de velocidad, en el agua de la descarga de la mariposa, en energía de altura de presión, en consecuencia, el principio fundamental que debe regir al diseño de un tubo de succión es que el agua lo abandone con la menor velocidad que sea posible.



MARIPOSA FRANCIS  
DE  
MUY ALTA VELOCIDAD.

Fig. 11

Los tubos de succión más usados son el tubo curvo, el tubo tipo expansión de Mody y el tipo cono hidráulico de White.

El agua deja la mariposa girando en la dirección de su rotación, siendo el cen-

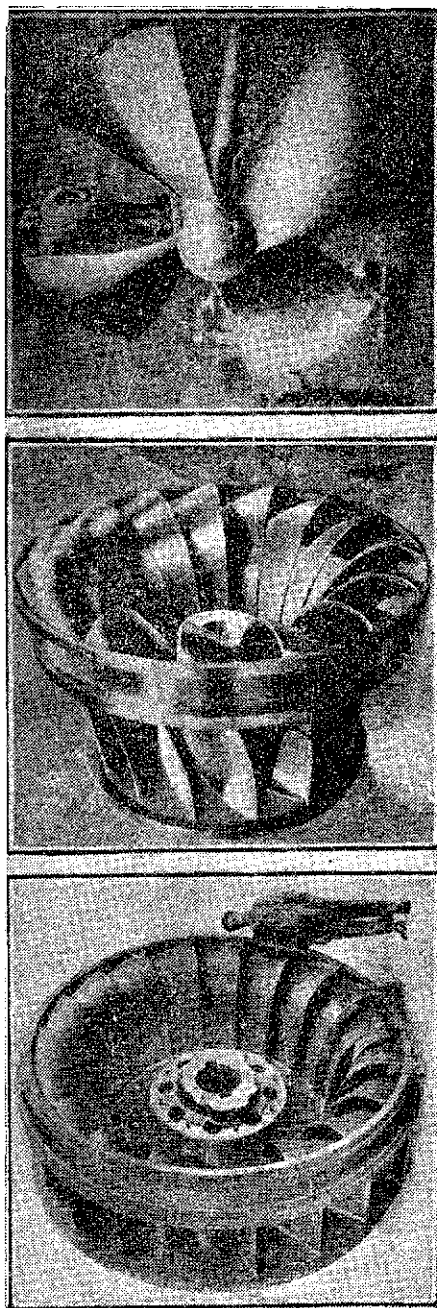


Fig. 12.

tro de giración el eje de la turbina. El vórtice giratorio por su acción giroscópica tiende a quedar en el mismo lugar y no a seguir en la dirección del eje del tubo curvo, lo que unido al cambio de dirección de la componente axial tiende a produ-

cir remolinos. Esto no solamente reduce la sección efectiva del tubo de descarga, sino que además da origen a una corriente en sentido inverso, desde el canal de descarga hacia el tubo de succión, originando serias pérdidas de eficiencia.

En la turbina Francis, la dirección de la corriente es radial a la entrada de la mariposa y axial a su salida, en las turbinas de mariposa tipo propulsor tiene más o menos la misma dirección que en el tipo Francis a la entrada y a la salida, pero moviéndose en una dirección más o menos diagonal hacia el eje de la turbina. Como el agua deja la mariposa con un movimiento giratorio, si se permite que este vórtice se aproxime demasiado al eje da origen a una presión muy baja en esta región, lo que produce vacíos que se llenan de aire que ocasiona remolinos y vibraciones; este inconveniente se evita llevando el cono del tubo de succión hasta la mariposa fig. 3.

En el tubo de succión tipo cono hidráulico se obliga al agua a chocar contra una superficie plana perpendicular al eje de la turbina, obligándola a expandirse en todas direcciones. Por el incremento brusco de la sección se produce una gran reducción de la velocidad, de manera que una gran parte de la velocidad de descarga se recupera en forma de altura de succión en la turbina.

*Turbina de impulsión.*—La turbina de impulsión o tangencial más generalmente conocida con el nombre de rueda Pelton, es una rueda de energía kinética sobre la cual el agua es descargada de una o más boquillas sobre numerosos cangilones que van unidos a la periferia del rotor.

La masa de agua actúa por impulsión sobre los cangilones y los abandona con su velocidad muy reducida, de manera que toda su energía ha sido comunicada al rotor.

Esta turbina puede ser de eje vertical u horizontal, usándose este último dispositivo cuando se adoptan más de dos inyectoros.

La velocidad de una turbina de impulsión de un diámetro dado es variable solamente entre muy pequeños límites, velocidad que es prácticamente determinada por la caída de la planta.

*Velocidad específica.*—Los diversos tipos de mariposas usadas en las turbinas hidráulicas son ventajosamente comparados bajo el punto de vista de su velocidad específica.

Se llama "velocidad específica" de una mariposa al número de revoluciones por minuto, bajo el punto de su eficiencia máxima, que una mariposa homóloga o se-

mejante daría si ella estuviese produciendo un caballo de fuerza funcionando en una caída de un metro.

La velocidad específica tiene una gran importancia, porque las características de los diversos diseños, de la misma velocidad específica, varían relativamente poco.

El mayor anhelo de los fabricantes actualmente es producir una serie de turbinas que cubran todas las velocidades específicas con la mayor eficiencia posible a cada una de ellos.

Las turbinas para pequeñas caídas deben tener la más alta velocidad específica que sea posible, sin sacrificar su eficiencia y demás características que se desean obtener, mientras que las turbinas destinadas a funcionar bajo altas caídas deben tener la más baja velocidad específica sancionada por la práctica para cada caso particular.

Una vez obtenido el diseño más conveniente de turbina para cierta velocidad específica se puede construir una serie de turbinas semejantes que cubran desde la más baja a la más alta potencia por unidad.

Sea:

Q = Gasto

H = Altura de caída

D = Diámetro de la mariposa

Para una turbina dada:

Q varía con  $H^{1/2}$ :

H.P. varía con  $QH$  o sea con  $H^{3/2}$

R.P.M. varía con  $H^{1/2}$ .

Por consiguiente, los caballos producidos bajo la unidad de caída deben ser:

$$HP_1 = \frac{HP}{H^{3/2}}$$

La velocidad bajo esta misma caída

$$RPM_1 = \frac{RPM}{H^{1/2}}$$

Si se toma la caída constante y se asume que todas las dimensiones de la mari-

posa son reducidas proporcionalmente, estas dimensiones deben quedar en una razón fija con el diámetro  $D$ ; así las áreas de las vías de agua a través de la mariposa deben variar con  $D^2$  mientras que la velocidad permanece constante debido a la invariabilidad de la caída.

Por consiguiente, para las turbinas de un diseño homólogo o geoméricamente semejantes operados bajo la misma caída tendremos que:

$Q$  varía con  $D^2$

HP. varían con  $D^2$

RPM. varían con  $\frac{1}{D}$  o  $\frac{-1}{D}$

En consecuencia, las velocidades de una serie de mariposas operadas bajo la misma caída, varían en razón inversa a la raíz cuadrada de sus HP. y por consiguiente, una mariposa de una velocidad R.P.M. y una potencia H.P., su velocidad produciendo un HP debe ser  $R. P. M. \sqrt{H. P.}$  o sea que la velocidad de una mariposa produciendo un H. P. bajo la caída de la unidad es decir su velocidad específica de  $V_e$ .

$$V_e = \frac{N}{H^{1/2}} \sqrt{\frac{HP}{H^{3/2}}} = N \frac{\sqrt{HP}}{H^{5/4}} \quad (1)$$

Siendo  $N$  el número de revoluciones por minuto.

Si se han tomado como base las medidas métricas, para pasar al sistema inglés es necesario dividir el valor dado por la fórmula por 4,45 que resulta de la transformación de  $1m = 3.28$  pies y  $1$  HP. métrico =  $1.014$  HP. inglés.

La expresión (1) de la velocidad específica en función de la potencia es de gran utilidad en el estudio de las turbinas, porque más frecuentemente tenemos que determinar la velocidad de las turbinas cuando por otras consideraciones tenemos ya determinada la potencia y la altura de caída.

En el estudio de las bombas centrífugas es de más útil y fácil aplicación la expresión de la velocidad específica en función del gasto  $Q$ , porque en el problema de las bombas son el gasto y la altura por elevar el agua los factores más frecuentemente conocidos.

$$V_q = N \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2)$$

Las expresiones (1) y (2) derivadas de las mismas relaciones dimensionales son ambas aplicables indistintamente tanto a las bombas como a las turbinas.

La primera es más apropiada para el cálculo de turbinas que se adaptan a nuevas exigencias de caída y potencia, pero tiene el inconveniente de introducir incertidumbre por la aceptación anticipada de la eficiencia cuando se calcula un nuevo tipo de turbina para un gasto y altura de caída dada.

En los cálculos siguientes usaremos la expresión de la velocidad específica en función del gasto, pues además de no introducir el factor incierto de la eficiencia se tiene por otra parte que, si se puede aceptar que la eficiencia sea materialmente diferente que la que se esperaba, el gasto y las velocidades no pueden ser llevados más allá de los valores sancionados por la práctica.

Las turbinas de reacción Francis se construyen para velocidades específicas comprendidas entre 30 y 500, mientras las turbinas tipo propulsor o helicoidal centrípetas se construyen hasta para una velocidad específica de 1 000, mientras que la rueda Pelton se construye para velocidades específicas menores de 25.

#### PÉRDIDAS EN LAS TURBINAS

Las causas que impiden el total aprovechamiento de la energía de una caída en las turbinas son las siguientes:

- 1.a Pérdidas debidas a la velocidad de descarga de la mariposa;
- 2.a Pérdidas debida al frotamiento;
- 3.a Pérdidas por filtración;
- 4.a Pérdidas debidas a los choques y cambios de dirección;
- 5.a Pérdidas debidas a la altura de la mariposa con respecto al nivel del canal de descarga.

1.º *Pérdida por velocidad de descarga.*—El agua al abandonar la mariposa sale con cierta velocidad y dirección, conservando una fracción de la energía de la caída.

Consideremos el flujo de agua en su avance hacia la descarga (fig 13) en el caso de regimen constante, tomemos el espacio anular achurado. Este espacio es llenado en forma continua por el agua que afluye por una superficie cilíndrica exterior de radio  $r_1$  y sale por la superficie interior de radio  $r_2$ . Dada la constancia del flujo en todo punto de este espacio, tanto la velocidad como la presión no deben cambiar con respecto al tiempo y en consecuencia todo el anillo de agua debe estar en equilibrio bajo la acción de fuerzas en equilibrio.

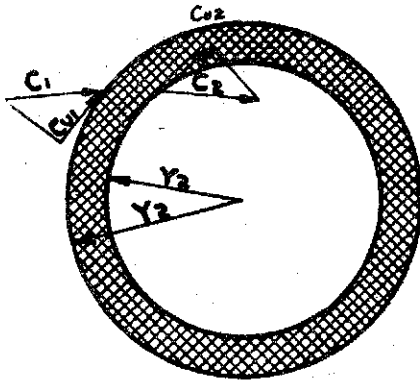
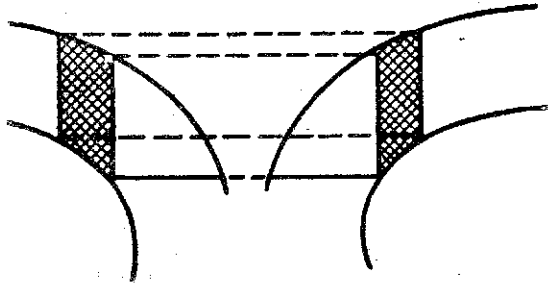


Fig. 13.

Sea:

$c_1$  = velocidad de entrada del agua

$c_{u1}$  = componente tangencial de  $c_1$

$c_2$  = velocidad de salida del agua

$c_{u2}$  = componente tangencial de  $c_2$ .

$W$  = peso del agua que entra al anillo por segundo.

El momento alrededor del eje ejercido sobre el anillo de agua por la corriente de entrada es

$$\frac{Wc_{u1}r_1}{g}$$

De la misma manera el momento debido a la reacción de la corriente que deja el anillo es

$$\frac{Wc_{u2}r_2}{g}$$



Estos dos momentos deben ser iguales y de sentido contrario, de manera que despreciando las pérdidas por fricción en las paredes, tenemos:

$$\frac{Wc_{u1}r_1}{g} = \frac{Wc_{u2}r_2}{g} \text{ o } c_{u1}r_1 = c_{u2}r_2 \quad (3)$$

La relación (3) no es otra cosa que el principio del vórtice de Vinci, que puede ser aplicado a un espacio de revolución libre, ya sea el flujo centrípeto axial o centrífugo. La expresión (3) nos dice que en un flujo libre en un espacio de revolución, la velocidad de giración varía inversamente al radio.

Este principio sugiere un método simple para recuperar la energía kinética de la componente tangencial del flujo de descarga de una mariposa, ya sea de una turbina o de una bomba de impulsión. Por ejemplo, si el flujo es impelido en una dirección centrífuga, la velocidad tangencial deberá disminuir en razón inversa del radio y la altura de velocidad correspondiente disminuirá en proporción al cuadrado del radio, de manera que es solamente necesario alejar el agua a una distancia moderada del eje para convertir una gran proporción de la altura de velocidad tangencial en altura de presión.

Este principio es aplicado en el tubo de succión tipo expansión de Moody.

En las instalaciones de baja caída se usan mariposas de alta velocidad, siendo, en consecuencia, alta la velocidad en la descarga de la mariposa.

La fig. 14 muestra los valores medios de la velocidad axial y tangencial de un gran número de mariposas tipo Francis. Estas velocidades que son tomadas en la parte superior del tubo de succión, son expresadas como altura de velocidad y dibujadas como porcentaje de la caída total para las diferentes velocidades específicas.

La velocidad axial es representada por la curva A y la tangencial por la curva B.

Para las turbinas de alta velocidad específica, estas dos velocidades son de importancia. Así para la mariposa de velocidad específica 360 que ya ha sido considerada, la energía de descarga que debe ser recuperada en el tubo de succión sube a 11% de la caída total para la velocidad axial y a 6% para la velocidad tangencial, y en consecuencia, la energía total que debe ser recuperada en el tubo de succión es representada por la suma de estos dos valores.

Por estas consideraciones, en el diseño de las turbinas de alta velocidad específica es de gran importancia el diseño apropiado del tubo de succión y así en el caso anteriormente considerado, si el tubo de succión no es eficiente, las pérdidas por este capítulo pueden llegar a 17% de la caída total.

Del diagrama se desprende también la poca importancia que tiene la eficiencia del tubo de succión para las turbinas de baja velocidad específica, así para la velocidad específica 90, la componente axial es menos de 2% y la componente tangencial es enteramente despreciable.

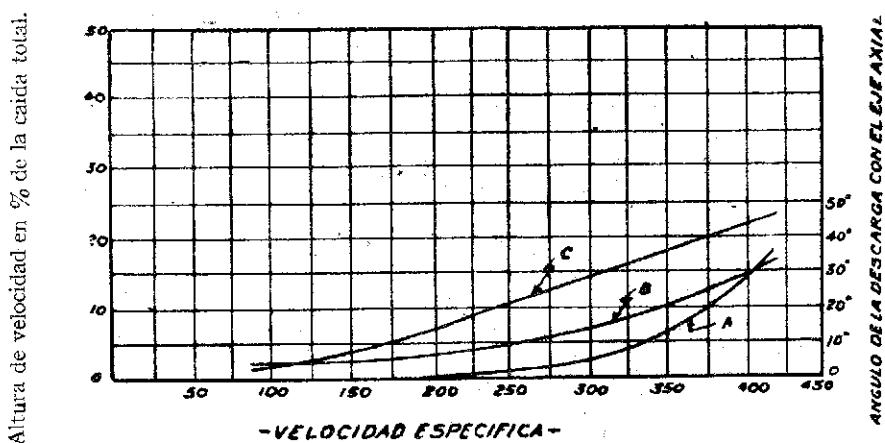


Fig. 14.

El problema que se presenta en el diseño de una turbina de alta velocidad específica es, en consecuencia, el diseño de un tubo de succión de económica construcción y que sea capaz de recuperar el máximo de la energía de la descarga de la mariposa. Un tubo de succión largo y recto con un pequeño ángulo de expansión es posiblemente el tipo más eficiente, pero para las grandes unidades esta solución es poco económica, porque impone una gran excavación.

En los tubos de succión de gran curvatura las pérdidas debidas al cambio de dirección de la corriente adquieren una magnitud de consideración. El agua deja la mariposa girando en la misma dirección de la rotación, siendo el centro del vórtice de giración el eje del tubo de succión; este vórtice debido a su propiedad giroscópica tiende a quedar estacionario y no a seguir la línea de centro del tubo curvo, por lo que en esta clase de tubos de succión se producen torbellinos y remolinos en su región curva, dejando como área efectiva de descarga solamente una parte de su sección y originando una corriente en dirección inversa del agua del canal de descarga.

La fig. 15 muestra tres tipos de tubos de succión, el N.º 3 es el tubo de succión tipo expansión de Moody que es el más racional; como en este tubo todas las secciones son simétricas con respecto al eje vertical, la componente tangencial es reducida

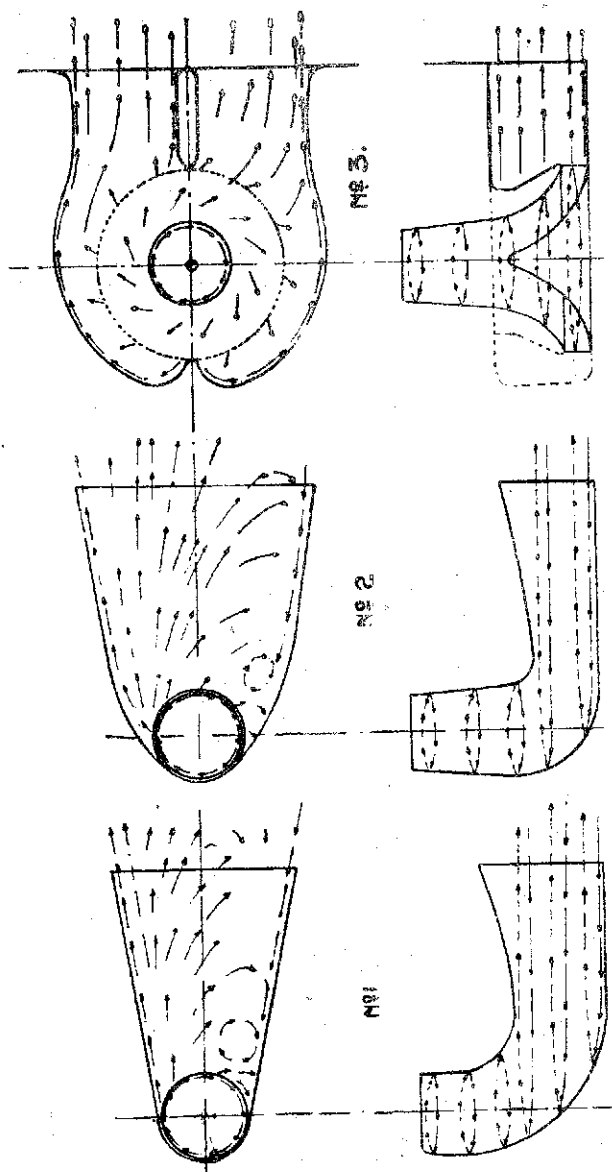


Fig. 15.

a un valor mínimo antes que el agua llegue a la cámara, siendo, en consecuencia, este tubo eficiente para recuperar tanto la componente axial como la tangencial. En los ensayos hechos con diferentes tubos de succión se ha encontrado que el tubo de Moody es 10% más eficiente que el tubo de succión curvo.

La fig. 16 nos permite comparar la eficiencia en la recuperación de la energía de la descarga de los tres tipos diferentes de tubos de succión de las unidades de la planta de Holtwood ya citadas. La curva superior representa la velocidad especí-

fica, en porción del porcentaje de la altura efectiva total, de la altura de la velocidad de descarga. Para las unidades de 1907 esta altura de velocidad llega a  $17\frac{1}{2}$ , para las unidades de 1914 a 30% y para las de 1923 a 45% de la altura de caída total. Con el objeto de evidenciar la importancia relativa de la eficiencia de los tu-

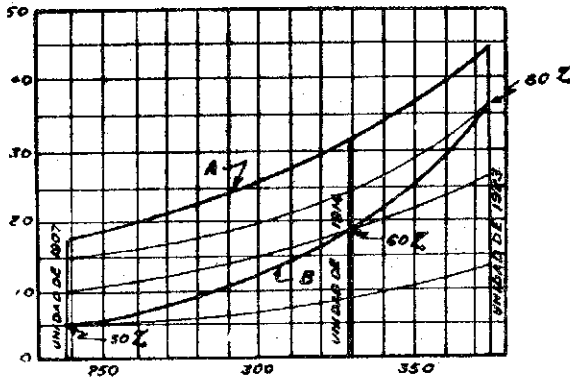


Fig. 16.

bos de succión de los diversos tipos, se ha dibujado una curva a través de los puntos de la eficiencia asumida de los tubos de succión, que muestra la cantidad de energía recuperada por el uso de los diversos tipos de tubos de succión.

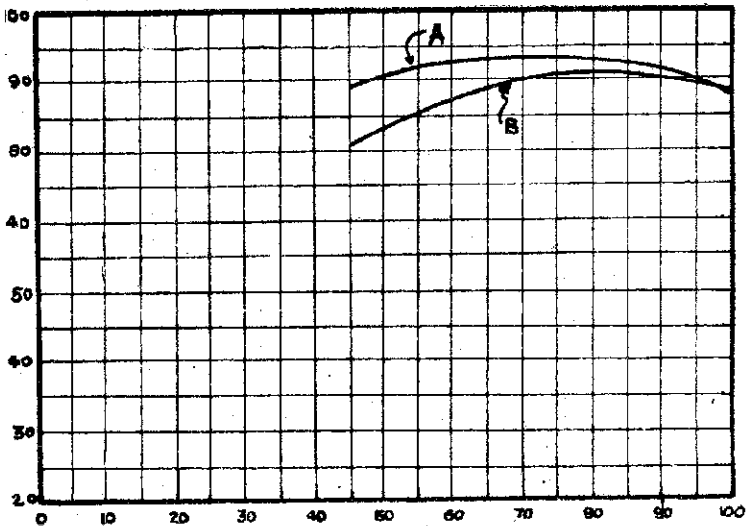


Fig. 17.

La fig. 17 muestra una comparación entre los ensayos hechos en las turbinas de 37 500 HP y 10 000 HP. de "The Niágara Falls Power Company". La turbina de 37 500 HP. es de eje vertical, una sola mariposa, velocidad específica de 160, ajuste de laberinto y tubo de succión tipo expansión de Moody, mientras que la unidad de 10 000 HP. es de eje horizontal, velocidad específica de 120, ajuste de anillo simple y tubo de succión curvo. Se puede notar la mayor eficiencia de la turbina moderna en comparación con la del tipo antiguo, especialmente con una fracción de la carga.

Con el uso de un tubo de succión eficiente para restituir la energía de la componente tangencial como la de la componente axial del flujo de descarga, es posible establecer algunas relaciones simples que analizaremos a continuación.

Bajo este punto de vista podemos considerar la pérdida de descarga de la mariposa como una función que depende sólo de la velocidad de descarga. Si la eficiencia del tubo de succión es  $e_d$  y su coeficiente de pérdida  $f_3$ , la altura de velocidad de descarga perdida será  $f_3 \frac{c_2^2}{2g}$  siendo  $c_2$  la velocidad absoluta de descarga de la mariposa.

*2.º Pérdida por fricción*—En las mariposas de alta velocidad específica, se origina también la pérdida debida a la fricción entre el agua y la mariposa. Esta pérdida de caída debida a la fricción de los álabes de la mariposa puede ser expresada por  $f \frac{w_2^2}{2g}$  en la cual  $w_2$  es la velocidad relativa con la cual los álabes se mueven en el agua.

Por medio de experimentos se ha podido constatar que el agua alrededor de la mariposa rota con la mitad de la velocidad de la mariposa, produciéndose, en consecuencia, una pérdida de fricción entre el agua y las paredes envolventes, y entre el agua y la mariposa. Para conseguir que esta pérdida se reduzca a un mínimo es necesario que las superficies sumergidas de la mariposa y la caja envolvente sean lisas y libres de proyecciones innecesarias.

La pérdida por fricción de un disco que rota en el agua es proporcional a la quinta potencia del diámetro y a la tercera potencia de la velocidad.

Esta pérdida se puede expresar por la fórmula siguiente:

$$HP = KD^5N^3$$

Siendo:

HP = potencia absorbida por la fricción.

D = diámetro de la mariposa.

N = revoluciones por minuto.

K = coeficiente que depende de la superficie.

No se han hecho experimentos para determinar este coeficiente para las mariposas de las turbinas, pero por los ejecutados con discos de bronce se ha encontrado  $K = 0,000\ 000\ 000\ 143$ , para fines comparativos usaremos este valor.

Como un ejemplo podemos considerar la turbina construída para "The Southern California Edison Company". Esta turbina diseñada para 30 000 HP. bajo una caída de 207m. da una velocidad de 428 R.P.M., su velocidad específica es de 95 y el diámetro de la mariposa de 2,13m. La pérdida de fricción del disco dada por la fórmula anterior es de 389 HP, o sea, 1,3% de la potencia total. Como esta pérdida es constante para todas las cargas, llega a ser 2,6% para media carga.

Como un ejemplo de la pérdida de fricción en la mariposa de una turbina de caída baja, tomemos la turbina de 10 000 HP. bajo una caída de 9,10 m. tiene una velocidad de 56 R.P.M., una velocidad específica de 356 y un diámetro medio de 4,10 m. Para esta turbina la pérdida por fricción dada por la fórmula anterior es de 32,5 HP., o sea, 0,32% de la potencia total.

Como se ve, esta pérdida es de mayor importancia en las turbinas de alta caída, especialmente con una parte de la carga.

En vez de hacer una aceptación arbitraria con respecto a la dirección de descarga sobre la cual basar el diseño de las turbinas, es conveniente encontrar las condiciones que hacen mínima la suma de las dos pérdidas anteriores, la pérdida de descarga de la mariposa y la pérdida de fricción, reduciendo el problema a la determinación de las condiciones de eficiencia máxima para una velocidad específica dada o a la determinación de la velocidad específica máxima para una eficiencia dada.

Sea fig. 18 el triángulo de las velocidades de descarga de la mariposa, en que:

$c^2$  = velocidad absoluta de descarga de la mariposa.

$w^2$  = velocidad relativa de descarga de la mariposa.

$u^2$  = velocidad de la mariposa.

$c_m^2$  = componente meridiano de la velocidad de descarga.

$c_{u2}$  = componente tangencial de la velocidad absoluta de descarga que llamaremos tangencial absoluta.

$w_{u2}$  = componente tangencial de la velocidad relativa que llamaremos tangencial relativa.

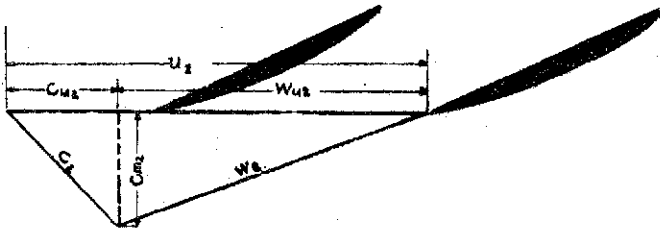


Fig. 18.

Como no nos hemos basado en ningún valor especial de la altura de caída, podemos adoptar un valor "específico" para cada velocidad, usando el artificio de Thomann que es de utilidad en problemas de esta clase; y llamaremos

$$C^2 = \frac{c^2}{\sqrt{2gH}} ; \quad W^2 = \frac{w^2}{\sqrt{2gH}} ; \quad U^2 = \frac{u^2}{\sqrt{2gH}} \text{ etc.}$$

(En el desarrollo omitiremos el sub-índice 2)

La forma del triángulo puede ser fácilmente relacionada con la velocidad específica poniendo

$$U_2 = \frac{\pi D^2 N}{60 \sqrt{2gH}} \quad \text{y} \quad C_{m2} = \frac{Q}{A \sqrt{2gH}}$$

En la cual A es el área libre de la descarga de la mariposa medida normalmente a  $C_{m2}$ , de donde

$$V_q = N \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{60 \sqrt{2gH}}{\pi D^2} U_2 \frac{\sqrt{A C_{m2} \sqrt{2gH}}}{H^{3/4}} = \frac{60 (2g)^{3/4} \sqrt{A}}{\pi D^2} U_2 \sqrt{C_{m2}}$$

de donde  $K V_q = U \sqrt{C_m}$ .

siendo K una constante

$$K = \frac{\pi D^2}{60 (2g)^{3/4} \sqrt{A}}$$

Supongamos que la magnitud de las velocidades absoluta y relativa C y W se mantienen constantes mientras cambiamos su dirección hasta obtener la forma

más ventajosa del triángulo de descarga. En la fig. 19 se han dibujado varios triángulos de descarga con los mismos valores de  $C$  y  $W$ , y por consiguiente con la misma pérdida de caída. Podemos obtener el triángulo que da la más alta velocidad específica, que es proporcional como hemos visto a  $U\sqrt{C_m}$ . Para encontrar la relación que da este valor máximo para una pérdida dada podemos poner

$$KV_q = U\sqrt{C_m} = \left( \sqrt{C^2 - C_m^2} + \sqrt{W^2 - C_m^2} \right) \sqrt{C_m}$$

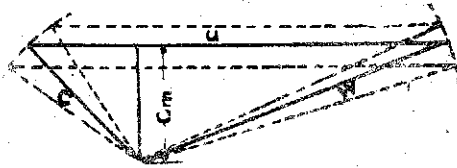


Fig. 19.

Considerando  $C$  y  $W$  como constantes, podemos diferenciar  $KV_q$  con respecto a  $C_m$ , e igualando a cero tenemos:

$$K \frac{dV_q}{dC_m} = \left( \sqrt{C^2 - C_m^2} + \sqrt{W^2 - C_m^2} \right) \frac{1}{2\sqrt{C_m}} - VC_m \left( \frac{C_m}{\sqrt{C^2 - C_m^2}} + \frac{C_m}{\sqrt{W^2 - C_m^2}} \right) = 0$$

simplificando

$$\sqrt{C^2 - C_m^2} + \sqrt{W^2 - C_m^2} = 2C_m^2 \left( \frac{1}{\sqrt{C^2 - C_m^2}} + \frac{1}{\sqrt{W^2 - C_m^2}} \right)$$

y sustituyendo  $C_u$  por  $\sqrt{C^2 - C_m^2}$  y  $W_u$  por  $\sqrt{W^2 - C_m^2}$

tenemos

$$C_u + W_u = 2C_m^2 \left( \frac{1}{C_u} + \frac{1}{W_u} \right) = 2C_m^2 \frac{W_u + C_u}{C_u W_u} = \frac{2C_m^2 U}{C_u W_u} = U$$

lo que nos da  $C_m = \sqrt{\frac{C_u W_u}{2}}$  como la proporción más ventajosa.

O sea que la velocidad meridiana debe ser elegida como 0,707 multiplicado por la media proporcional de las velocidades tangencial, absoluta y relativa.



En los cálculos aplicados a las turbinas como un conjunto, se deben usar las velocidades correspondientes a un punto medio.

Prosiguiendo con el problema y considerando las cantidades de las pérdidas de caída podemos deducir algunas relaciones útiles como sigue:

De la expresión anterior para la velocidad específica vemos que se puede tomar el largo de la base  $U$  del triángulo de descarga y su altura  $C_m$  constantes, pudiendo cambiar su forma, sin cambiar la velocidad específica. Por traslación del vértice paralelamente a la base, podemos obtener una posición que haga la suma de la pérdida de descarga y la pérdida en los álabes un máximo. Llamando  $H_1$  la suma de estas pérdidas, la pérdida de altura expresada como una fracción de la caída efectiva será:

$$h_e = \frac{H_1}{H} = f_2 \frac{W_2^2}{2gH} + f_3 \frac{C_2^2}{2gH} = f_2 W^2 + f_3 C^2$$

Expresando  $h_e$  en función de  $U$ ,  $C_m$  y  $C_u$

$$\begin{aligned} h_e &= f_2 W^2 u + f_3 C^2 u + (f_2 + f_3) C^2 m \\ &= f_2 U^2 + f_2 C^2 u - 2f_2 U C u + f_3 C^2 u + (f_2 + f_3) C^2 m \\ &= f_2 U^2 + (f_2 + f_3) C^2 u - 2f_2 U C u + (f_2 + f_3) C^2 m \end{aligned}$$

Para un valor dado de  $U$  y  $C_m$  podemos buscar el valor de  $C_u$  que haga  $h_e$  un mínimo; despreciando el efecto de la pequeña variación de  $f_2$  debida al cambio de la dirección de  $W$  como de orden superior de pequeñez con respecto a las otras cantidades, tenemos:

$$\frac{d h_e}{d C_u} = 2 (f_2 + f_3) C u - 2 f_2 U = 0$$

de donde

$$C u = \frac{f_2}{f_2 + f_3} U \quad \text{o} \quad f_2 (U - C u) = f_3 C u$$

que nos da

$$f_2 W u = f_3 C u \quad \text{o} \quad \frac{C u}{W u} = \frac{f_2}{f_3}$$

De donde se deduce que para obtener la mayor eficiencia, la componente tangencial absoluta debe ser a la componente tangencial relativa como el coeficiente de pérdida a la fricción es al coeficiente de la pérdida de descarga.

Este resultado muestra que una mariposa para la cual  $f_2$  es grande, como en el caso de las mariposas que tienen una gran superficie de álabes, la mejor condición de funcionamiento es con componente tangencial relativa baja y alta componente tangencial absoluta, lo que en otras palabras significa que una mariposa de esta naturaleza debe descargar el agua con un ángulo de inclinación mayor, con respecto al plano axial, que las mariposas que tienen menos superficie de álabe y bajo valor de  $f_2$ .

Habiendo establecido la relación anterior entre las componentes tangencial, relativa y absoluta de la descarga de la mariposa, podemos seguir nuestra investigación, suponiendo que esta relación se realiza, con el fin de encontrar la mejor relación entre la velocidad meridiana  $C_m$  y la velocidad  $U$  de la mariposa. Expresando la pérdida de caída en términos de  $U$  y  $C_m$  en la expresión

$$h_e = f_2 U^2 + (f_2 + f_3) C_m^2 - 2f_2 U C_m$$

y expresando  $C_u$  en función de  $U$  de acuerdo con el resultado obtenido en la expresión

$$C_u = \frac{f_2}{f_2 + f_3} U$$

tenemos

$$h_e = \frac{f_2 f_3}{f_2 + f_3} U^2 + (f_2 + f_3) C_m^2$$

Sustituyendo

$$U = \frac{K V_q}{\sqrt{C_m}} \quad \text{tenemos } h_e = \frac{f_2 f_3}{f_2 + f_3} \frac{K^2 V_q^2}{C_m} + (f_2 + f_3) C_m^2$$

Para obtener la condición de  $h_e$  mínimo para una  $V_q$  dada podemos diferenciar la última expresión con respecto a  $C_m$ , considerando  $V_q$  constante

$$\frac{d h_e}{d C_m} = - \frac{f_2 f_3}{f_2 + f_3} \frac{K^2 V_q^2}{C_m^2} + 2 (f_2 + f_3) C_m = 0$$

de la cual reemplazando  $\frac{K V_q}{\sqrt{C_m}}$  por  $U$  tenemos;

$$2(f_2 + f_3) C_m = \frac{f_2 f_3}{f_2 + f_3} \frac{K^2 V^2 q}{C^2 m} = \frac{f_2 f_3}{f_2 + f_3} \frac{U^2}{C_m} \quad \text{que nos da}$$

$$\frac{C_m}{U} = \frac{\sqrt{\frac{1}{2} f_2 f_3}}{f_2 + f_3}$$

El mismo resultado se obtiene por la relación

$$C_m = \sqrt{\frac{C_u W_u}{2}} \quad \text{si ponemos}$$

$$C_u = \frac{f_2}{f_2 + f_3} U \quad \text{y} \quad W_u = \frac{f_3}{f_2 + f_3} U$$

Para obtener la pérdida mínima para una velocidad específica dada, podemos relacionar las diversas velocidades de descarga de la mariposa, como se indica en la fig. 20, la cual es geoméricamente similar al diagrama de descarga (fig. 18).

Es decir, que  $C_u$ ,  $W_u$ ,  $C_m$  y  $U$  deben ser a sus lados semejantes como  $f_2$ ,  $f_3$ ,

$$\sqrt{\frac{f_2 f_3}{2}} \quad \text{y} \quad (f_2 + f_3)$$

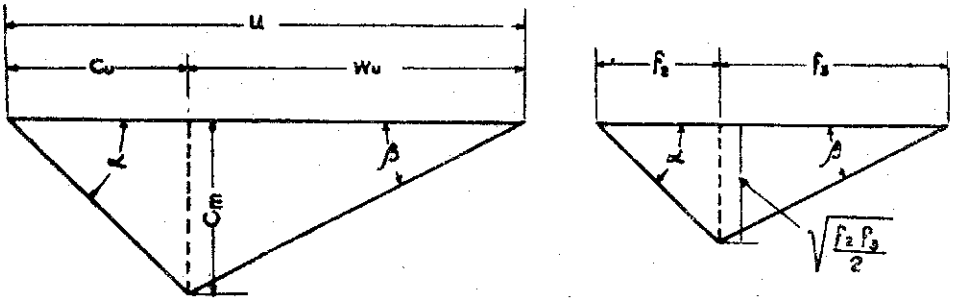


Fig. 20.

Del triángulo anterior se ve que

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \frac{f_3}{f_2}} \quad \text{y} \quad \operatorname{tg} \beta_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \frac{f_2}{f_3}}$$

Por consiguiente, para obtener mariposas de muy alta velocidad específica necesitamos usar pequeños valores de  $\beta_2$  y en consecuencia es necesario obtener pequeños valores de  $f_2$ , evitando usar un ángulo de tangencia muy grande en la descarga de la mariposa. Valores pequeños de  $f_2$  se pueden obtener reduciendo la superficie de los álabes a un mínimo, turbinas tipo propulsor, pero esta reducción puede llevarse hasta cierto límite, pues más allá se origina otra fuente de pérdidas, debido a que una gran cantidad de agua pasa entre los álabes sin actuar efectivamente sobre ellos.

La relación anterior es aplicable tanto a las bombas como a las turbinas y constituye una guía completa para las proporciones que deben guardar entre sí la componente tangencial absoluta, la componente tangencial relativa y la velocidad meridiana en las bombas y turbinas de gran velocidad específica.

Estas dos pérdidas estudiadas, pérdida de descarga y pérdida de fricción, constituyen aproximadamente la pérdida total en las turbinas de alta velocidad específica.

*(Continuará)*