AÑO 24. Nº 1 -2 – MARZO-ABRIL 1937

SIMILITUD DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

(APLICACIONES PRÁCTICAS)

POR EL

Ing. Carlos A. Revol

Profesor en la Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales

CONSIDERACIONES GENERALES

La teoría general de la similitud, tratada amparándose en la mecánica ya sea para el estudio de la dinámica de los fluídos, o en trabajos especiales, se presenta bajo una forma compleja que requiere estudios particulares y en consecuencia la disciplina técnica necesaria para su debida compenetración.

Teniendo este trabajo por objetivo, la aplicación y deducción simplificada para las aplicaciones prácticas de alguna de las leyes o reglas de similitud concernientes al estudio de las variaciones en el régimen de funcionamiento, y clasificación racional de las turbinas, solamente se tendrán en cuenta al establecer las fórmulas y leyes necesarias, los elementos indispensables, con el propósito de obtener una máxima simplificación, y en esta forma, sin mayor esfuerzo quienes conozcan los elementos fundamentales en que reside la teoría hidráulica de las turbinas, podrán apreciar debidamente las grandes ventajas que aporta la teoría de la similitud en la práctica constructiva de las máquinas e instalaciones.

Por otra parte, no obstante el objetivo de este trabajo, cabe hacer notar que el problema de la similitud es de una gran importancia en el estudio experimental de la dinámica de los fluídos;

pues, fuera de la hidráulica aplicada a las turbinas, en la actualidad se utiliza en numerosas investigaciones que tienen por finalidad: el estudio de la resistencia de carenas, las propiedades de las hélices marinas y aéreas, numerosos estudios y experiencias aplicadas a diferentes partes constitutivas de los aviones, el estudio de las propiedades de las turbomáquinas receptrices centrífugas, etc. etc. y en todas estas ciencias técnicas, los ensayos sobre modelos reducidos, gracias al empleo de leyes de similitud, han dado resultados tales, que a ellos se deben principalmente y sin duda alguna, la obtención de los más importantes y notables progresos.

Además, en los problemas de hidráulica aplicada, la similitud presta servicios de inestimable valor, y en la actualidad aun se está lejos, puede decirse, de haber agotado con las investigaciones efectuadas, todas las ventajas que de ella se pueden sacar, sobre todo en el estudio de: pérdidas de carga en los órganos de toma de agua, codos, ramales, cámaras de agua de alimentación de las turbinas de baja caída, etc. etc. Por esto, y atendiendo en particular a los éxitos obtenidos por numerosos constructores de turbomáquinas, la aplicación de leyes de similitud y reglas derivadas, son en la actualidad de uso corriente e indispensables, pues con su empleo es posible pasar por ejemplo, de una turbina existente en funcionamiento en condiciones de rendimiento y características conocidas, a una turbina geométrica y mecánicamente semejante, funcionando en condiciones de caída o salto diferente, con la gran ventaja de poder determinar de antemano las características de la segunda o nueva turbina, si se trata de construirla. Todo esto, sin tener necesidad de efectuar nuevos estudios de carácter hidráulico relativos a sus órganos y elementos componentes; por cuanto se trata de aplicar reglas expeditivas de origen matemático, a una reproducción, puede decirse pantográfica de la primera turbina o turbina tipo.

Por otra parte, es necesario tener presente, a fin de evitar posibles confusiones, que los fenómenos a los que dá origen internamente una turbina, son muy diferentes de los fenómenos que se manifiestan por ejemplo: en una hélice, en una cámara de carga de una turbina de baja caída, o en un ramal de conducto, etc. y es por esta razón, que para las turbomáquinas hidráulicas en general puede emplearse una teoría restringida de similitud, mientras que para el estudio de los otros fenómenos hidráulicos citados, es necesario e indispensable el empleo de una teoría más completa, y en estos casos, si uno se limita, por ejemplo, a dos experiencias realizadas con un "líquido perfecto" en modelos geométricamente semejantes, la teoría general de la similitud conduce a la relación simple conocida en la técnica con el nombre de regla o ley de Froude, la cual puede enunciarse simplemente como sigue:

"Si dos fenómenos hidráulicos se efectúan en medios materiales envolventes geométricamente semejantes, de manera que las velocidades medias del líquido estén entre ellas como las raíces cuadradas de las longitudes homólogas, o que las velocidades relativas con respecto al líquido, de los obstáculos móviles si los hay, estén entre ellas en la misma relación, los dos fenómenos son **hidráulicamente semejantes,** es decir que:

"las velocidades del líquido en dos puntos homólogos cualesquiera, están entre ellas como la raíz cuadrada de la relación de las dimensiones de los modelos"

"las curvas de igual velocidad son semejantes geométricamente en los dos fenómenos"

"las curvas de igual presión son semejantes"

"las presiones por unidad de superficie en dos puntos homólogos están en la relación de las dimensiones lineales de los dos modelos".

Esta ley o regla de Froude es fecunda, y desde hace mucho tiempo se emplea en numerosos ensayos de aplicación en la técnica industrial y en la hidráulica aplicada a las usinas hidroeléctricas, sobre todo, cuando se trata de estudiar cámaras de agua y vertederos sobre modelos reducidos.

Además, cabe hacer notar que la ley de Froude, según las experiencias realizadas por Camichel y Escande, prácticamente se verifica en casi todos los fenómenos hidráulicos; y permite prever mediante ensayos en modelos reducidos:

a) la forma de los remolinos y las superficies de discontinuidad producidas por un obstáculo colocado en una corriente de agua, por un codo brusco en un conducto o ramal, por una derivación o un ramal;

b) la forma de la vena de derrame de un vertedero, con las velocidades y presiones en diversos puntos;

c) la forma de un chorro que sale de un apéndice o de una tobera;

d) los esfuerzos sobre un cuerpo colocado en una corriente de agua;

e) los movimientos del agua en las cámaras de carga abierta de las turbinas de baja caída;

f) los fenómenos que se producen en los tubos de aspiración y de recuperación o difusores de las turbinas, etc.

En consecuencia, cabe admitir que la enunciada ley o regla de Froude, permite resolver experimentalmente en forma expeditiva, económica y segura, un gran número de problemas de hidráulica aplicada, alguno de los cuales no podrían ser abordado ni resueltos siquiera por el análisis matemático; y puede ser utilizada con la mayor confianza; por cuanto está de acuerdo prácticamente con las teorías generales de la hidrodinámica y con los resultados de minuciosas experiencias.

SIMILITUD RESTRINGIDA. —

Con el propósito de concretar en forma simple y objetiva las reglas o leyes de similitud correspondientes o que deben considerarse en el estudio y clasificación de las turbinas, examinaremos los casos que a continuación se plantean, casos estos, que engloban o comprenden todos los que en la práctica se pueden presentar.

(A) — En una turbina en la cual se conocen experimentalmente para una carga manométrica de trabajo dada:

Q — gasto o caudal en la unidad de tiempo.

P — potencia.

R — rendimiento.

H — caída o carga manométrica en el distribuidor.

N — revoluciones por minuto (r. p. m.)

preveer las variaciones de estos elementos para la misma turbina, suponiendo que funcione con una carga manométrica (h).

Variación de la Velocidad de Rotación:

Con la carga (H) la turbina funciona con velocidad tangencial (U) del rotor dada por la expresión general siguiente: fig. 1).

$$U = ck \sqrt{2g} \sqrt{H}$$

y con la carga (h), admitiendo que se mantengan constantes los coeficientes (c) y (k), a fin de que los triángulos de velocidades en los dos casos resulten semejantes, y en consecuencia se mantenga constante el rendimiento, funcionará con la velocidad tangencial (u) del rotor:

$$u = ck \sqrt{2g} \sqrt{h}$$

Dividiendo estas dos expresiones se obtiene:

$$\frac{U}{u} = \sqrt{\frac{H}{h}}$$

Teniendo en cuenta que:

$$U = \frac{\pi D\,N}{60}$$

$$u = \frac{\pi D\,n}{60}$$

resulta:

$$\frac{N}{n} = \sqrt{\frac{H}{h}}$$

de donde, funcionando la turbina con la carga manométrica (h) se tiene:

$$n = N \sqrt{\frac{h}{H}} \quad \text{(r. p. m.)} \qquad (1)$$

y haciendo : h = 1 metro, resulta:

$$n = \frac{N}{\sqrt{H}} = \text{velocidad específica.} \qquad (2)$$

Variación del caudal.

Permaneciendo constante la sección (S) de descarga de la turbina, para las alturas o cargas manométricas (H) y (h) se puede escribir en general:

$$Q = S\,m\,\sqrt{2g}\,\sqrt{H}$$
$$q = S\,m\,\sqrt{2g}\,\sqrt{h}$$

o sea:

$$\frac{Q}{q} = \sqrt{\frac{H}{h}}$$

de donde:

$$q = Q\sqrt{\frac{h}{H}} \qquad (3)$$

Variación del Rendimiento.

Resultando de las consideraciones hechas al establecer la fórmula (1) que los triángulos de velocidades como condición deben resultar semejantes al variar la carga manométrica, como consecuencia de esto, al rendimiento corresponde considerarlo constante, si el funcionamiento de la máquina se encuadra en la mencionada fórmula.

Variación de la Potencia.

Para las alturas (H) y (h) en general se puede encribir:

$$P = R\,Q\,H$$
$$p = R\,q\,h$$

de donde reemplazando se obtiene:

$$P = R\,S\,m\,\sqrt{2g}\,\sqrt{H} \quad H$$
$$p = R\,S\,m\,\sqrt{2g}\,\sqrt{h} \quad h$$

o sea:

$$\frac{P}{p} = \sqrt{\left(\frac{H}{h}\right)^3}$$

de donde:

$$p = P\sqrt{\left(\frac{h}{H}\right)^3} \tag{4}$$

y haciendo: $h = 1$ metro, se tiene:

$$p = \frac{P}{\sqrt{H^3}} = \text{potencia específica.} \tag{5}$$

(B) — En una turbina en la cual se conocen experimentalmente para una carga manométrica de trabajo dada, los elementos mencionados en el caso (A), determinar cuáles serán: las variaciones de velocidad, caudal y potencia, en una turbina geométrica y mecánicamente semejante funcionando con la misma carga manométrica (H).

Un razonamiento simple muestra que: si las velocidades de rotación de dos turbinas están en razón inversa de la relación de similitud (r):

$$N = \frac{n}{r}$$

las velocidades del agua en dos puntos homólogos son iguales.

Esto es riguroso, en lo que concierne a la influencia de las secciones de pasaje que experimentan en las dos turbinas las mismas variaciones relativas en el trayecto del agua.

También es riguroso, en lo concerniente a la influencia de los efectos centrífugos que dependen únicamente del cuadrado de la velocidad tangencial del rotor, que es la misma para las dos máquinas, en dos puntos homólogos; por cuanto la carga manométrica es igual en ambas.

No es rigurosamente exacto, para la influencia de las pérdidas de carga, por cuanto la velocidad del agua, siendo la misma en ambas máquinas, la longitud de los canales es mayor en la turbina grande que en la menor; pero, si se considera por otra parte, que la influencia de las paredes de los canales son relativamente menores para la turbina grande que para la menor, se notará que existen dos variaciones que tienden a compensarse.

En consecuencia, atendiendo a las observaciones que anteceden, prácticamente se puede establecer la relación pertinente, razonando como sigue: Si para generalizar, asimilamos la sección de pasaje del agua en cada turbina, a dos secciones circulares de diámetros (D) y (d) por ejemplo, de superficies (S) y (s) y que ambas trabajen con las cargas manométricas (H) y (h) en el distribuidor, y siendo (r) la relación de similitud:

$$\frac{D}{d} = r$$

se tendrá:

$$\frac{S}{s} = \frac{D^2}{d^2} = r^2$$

y siendo en general:

$$Q = S\,m\,\sqrt{2g}\,\sqrt{H}$$

$$q = s\,m\,\sqrt{2g}\,\sqrt{h}$$

se obtiene la expresión general:

$$r^2 = \frac{Q}{q}\sqrt{\frac{h}{H}} \qquad (6)$$

Si hacemos ahora para el caso propuesto, como corresponde por condición:

$$H = h$$

resulta finalmente:

$$q = \frac{Q}{r^2} \qquad (7)$$

Por otra parte, si se observa que para el caso propuesto las potencias pueden expresarse por:

$$P = Q\,H$$

$$p = q\,h$$

resulta en consecuencia:

$$p = \frac{P}{r^2} \qquad (8)$$

C) — En una turbina en la cual se conocen experimentalmente para una carga manométrica de trabajo dada, los elementos mencionados en el caso (A); determinar cuáles serán las variaciones, del caudal y de la potencia en una segunda turbina geométrica y mecánicamente semejante a la primera, funcionando con una carga manométrica (h).

La fórmula general (6) establece la relación de similitud en función de los caudales y cargas manométricas de trabajo de las máquinas, y en consecuencia, si la turbina dada funciona absorbiendo un caudal igual a (Q) y con una carga manométrica (H); designando por (r) la relación de similitud que existe entre ambas máquinas, se desprende de la mencionada fórmula:

$$q = \frac{Q}{r^2}\sqrt{\frac{h}{H}} \qquad (9)$$

y pudiendo expresarse la potencia por:

$$q\,h = \frac{Q}{r^2}\sqrt{\frac{h}{H}}\,h$$

resulta:

$$p = \frac{P}{r^2} \sqrt{\left(\frac{h}{H}\right)^3} \qquad (10)$$

(D) — En una turbina en la cual se conocen experimentalmente para una carga manométrica de trabapo dada, los elementos mencionados en el caso (A); -determinar el número de revoluciones por minuto que le corresponde a una turbina geométrica y mecánicamente semejante, funcionando con una carga manométrica (h).

Para las cargas (H) y (h) se puede escribir:

$$U = c\, k \sqrt{2g} \sqrt{H} = \frac{\pi\, De\, N}{60}$$

$$u = c\, k \sqrt{2g} \sqrt{h} = \frac{\pi\, de\, n}{60}$$

de donde:

$$\frac{De\, N}{\sqrt{H}} = \frac{de\, n}{\sqrt{h}}$$

y siendo:

$$\frac{De}{de} = r$$

se obtiene finalmente:

$$n = r\, N \sqrt{\frac{h}{H}} \qquad (11)$$

Las relaciones simples que anteceden, deducidas en base a consideraciones restrictivas de similitud, permiten mediante ensayos en modelos reducidos de turbinas, de conocer o determinar a priori y con alto grado de exactitud, las condiciones de funcionamiento de una turbina industrial geométrica y mecánicamente semejante al modelo de ensayo, ó determinar sus características en el caso de que se ensaye en un modelo semejante a una turbina existente, y en consecuencia, en esta forma y con grado máximo de economía, se pueden predeterminar los elementos fundamentales de una máquina, y en particular conocer el trazado más conveniente o de mayor eficiencia de un rotor, que como se sabe es el problema básico y más intrincado que se le presenta al proyectista.

Por otra parte, cabe observar que las bases teóricas de similitud que se han resumido brevemente, no están rigurosamente de acuerdo; pues la ley o regla de Froude, impone como condición de que la similitud hidráulica se aplica con rigor, cuando las velocidades están en la relación de las raíces de las dimensiones de los modelos, lo que implicaría como condición, el ensayo de dos turbinas semejantes, bajo dos cargas manométricas de trabajo que estén en la misma relación de sus dimensiones lineales; pero experimentalmente, se comprueba que se pueden aplicar las leyes de similitud que se han deducido dentro de los límites de precisión que la técnica industrial exige, aun en los casos que la ley de Froude no se cumpla, es decir aunque la relación de las cargas manométricas de trabajo de las turbinas que se comparan no se satisfaga. Sin embargo, no obstante esto, en las turbinas con cámara abierta de baja caída, y de grandes dimensiones, la influencia del oleaje y remolinos puede ser de importancia, y por estas causas se deben emplear prudencialmente las reglas de similitud propuestas, y en general en estos casos especiales, debe tratarse de satisfacer en lo posible las condiciones que impone Froude.

CLASIFICACION RACIONAL DE LAS TURBINAS.—

Las leyes o reglas de similitud expuestas aplicadas a las turbinas, ha dado origen a la noción extremadamente interesante y fecunda referente al llamado **número de vueltas específico.**

Esta noción, deriva así, de la concepción de la función característica de una turbomáquina, debida hace mucho tiempo al ingeniero francés Rateau, y en la técnica actual de las turbinas se llama "número de vueltas específico" de una turbina dada, al número de vueltas por minuto que puede dar una turbina geométrica y mecánicamente semejante, que desarrolla "un caballo de fuerza" con una caída o "carga manométrica de trabajo de un metro".

Del análisis de esta definición, se sacan dos consecuencias, a saber:

a) Dos turbinas geométrica y mecánicamente semejantes tienen igual número de vueltas específico, puesto que serían semejantes a la misma turbina ideal de un caballo de fuerza con carga manométrica de un metro, cuya velocidad por definición es el "número de vueltas específico".

Recíprocamente, dos turbinas que tienen igual número de vueltas específico, son geométrica y mecánicamente semejantes.

b) La expresión de esta velocidad específica resulta también de la definición, por cuanto, si una turbina desarrolla (P) caballos de fuerza con una caída o carga manométrica de trabajo de (H) metros, girando a (N) revoluciones por minuto desarrollará con una caída o carga manométrica de un metro:

$$\frac{P}{\sqrt{H^3}} \text{ caballos.}$$

y girará a razón de:

$$\frac{N}{\sqrt{H}} \text{ revolunciones por minuto}$$

y será:

$\dfrac{P}{\sqrt{H^3}}$ más potente que la turbina ideal o tipo de un caballo, que define el número de vueltas específico, y en consecuencia esta debe ser:

$\sqrt{\dfrac{P}{\sqrt{H^3}}}$ veces de menor potencia, y deberá girar: $\sqrt{\dfrac{N}{\sqrt{H}}}$ más rápido, es decir que su velocidad o "número de vueltas específico" que designaremos por (Ns) resulta en definitiva:

$$Ns = \frac{N}{H}\sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} \text{ (r. p. m.)} \qquad (12)$$

A esta fórmula puede llegarse también, mediante las consideraciones siguientes: para dòs turbinas semejantes que funcionan con la misma carga manométrica o igual caída, y cuyos rotores tengan diámetros (D) y (d) se establece:

$$U = \frac{\pi \, De \, N}{60} = \frac{\pi \, de \, n}{60}$$

de donde:

$$\frac{N}{n} = \frac{de}{De}$$

observando la figura (2) y considerando que por ser semejantes las turbinas, la velocidad (Va) debe ser para ambas igual, se puede establecer sucesivamente:

$$F = K \, De$$
$$f = K \, de$$

y para la sección de pasaje:

$$\frac{\pi F^2}{4} = \frac{\pi K^2 D_e^2}{4}$$

$$\frac{\pi f^2}{4} = \frac{\pi K^2 d_e^2}{4}$$

y para el caudal:

$$Q = \left(\frac{\pi K^2 \; D_e^2}{4}\right) Va$$

$$q = \left(\frac{\pi K^2 \; d_e^2}{4}\right) Va$$

de donde:

$$\frac{De}{de} = \sqrt{\frac{Q}{q}}$$

reemplazando, multiplicando y dividiendo por $\sqrt{H}$, se tiene:

$$\frac{N}{n} = \frac{\sqrt{Q}\ \sqrt{H}}{\sqrt{q}\ \sqrt{h}}$$

de donde:

$$\frac{N}{n} = \frac{\sqrt{P}}{\sqrt{p}}$$

y haciendo: $p = 1$, resulta:

$$N = n \sqrt{P}$$

si en esta fórmula, se reemplazan ahora, (n) y $\sqrt{P}$ por la velocidad específica (2) y por la potencia específica (5) se obtiene la expresión del "número de vueltas específico":

$$Ns = \frac{N}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H^3}}} = \frac{N}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} \qquad (12)$$

Esta noción del número de vueltas específico facilita la clara percepción de las propiedades relativas de los diversos tipos de turbinas cuando se comparan entre sí; pues, en lugar de comparar turbinas que difieren en: potencias, cargas manométricas de trabajo o caídas utilizadas, y velocidades de trabajo, se comparan las turbinas semejantes correspondientes que tienen un caballo de fuerza con un metro de carga o caída manométrica, y que difieren entre ellas en la velocidad o número de vueltas por minuto.

También esta noción, permite definir turbinas tipo, que sirven para determinar las proporciones y propiedades de "familias de turbinas semejantes", por cuanto es suficiente conocer o estudiar un cierto número de turbinas tipo que realicen toda la gama de las velocidades o número de vueltas específicos prácticamente posibles, para poder resolver técnica y expeditivamente cualquier problema que se presente en la práctica, relativo a la construcción o selección de una máquina.

Para facilitar los cálculos en las aplicaciones prácticas, se ha confeccionado el **Abaco** figura (3), el cual permite efectuar de inmediato la determinación del número de vueltas específico de la fórmula (12) y el tipo de máquina que corresponde. Este abaco, puede utilizarse fácilmente sin mayores explicaciones, pues su empleo surge de la simple inspección de las indicaciones en él insertas.

Además, las figuras: (4) (5) (6) (7) (8) y (9) indican las dimensiones principales de "máquinas tipo", de Pelton, Francis y Hélice, que desarrollan **un caballo** bajo una carga manométrica de trabajo de **un metro**.

Las dimensiones principales de las máquinas Francis de las figuras (5) a (8) inclusive, se ha determinado mediante los coeficientes de velocidades periféricas, de máxima eficiencia, siguientes:

para entrada: $$c = \frac{\pi \, De \quad Ns}{266} \qquad (13)$$

para salida: $$s = \frac{\pi \, Ds \quad Ns}{266} \qquad (14)$$

para el distribuidor: $$f = \frac{a}{Ds} \qquad (15)$$

que se desprenden de las curvas construídas con datos experimentales según la figura (10).

Estos coeficientes como veremos más adelante, pueden utilizarse también para determinar directamente las dimensiones principales de una turbina Francis, prescindiendo de las leyes de similitud y en consecuencia de los datos insertos en las figuras (5) a (8) inclusive.

APLICACIONES PRACTICAS. —

Las aplicaciones que siguen referentes a casos prácticos que pueden presentarse ya sea en la construcción o instalación de turbinas, facilitarán sin mayor esfuerzo la debida utilización de los principios y fórmulas simples que se han deducido en base a las restricciones que se han mencionado.

A) — Una rueda Pelton de un chorro, tiene las características siguientes:

H — 200 metros (carga manométrica en el distribuidor o tobera).
Q — 50 litros por segundo.
N — 1500 revoluciones por minuto.
P — 110 caballos de fuerza.

Determinar cuales serán las nuevas características de esta rueda trabajando con una carga manométrica de 120 metros y con la misma abertura de lo tobera de inyección.

Empleando el Abaco — fig. 3 — o la fórmula (12) se obtiene:

$$Ns = 21 \text{ r. p. m.}$$

El rendimiento de esta máquina es:

$$\frac{110 \times 75}{200 \times 50} = 0.825; \qquad 82{,}5\ \%$$

y para que este rendimiento se conserve constante, con la carga manométrica de 120 metros, la velocidad de régimen según la fórmula (1) debe ser:

$$N = 1500 \sqrt{\frac{120}{200}} = 1163 \text{ r. p. m.}$$

Permaneciendo constante la abertura de la tobera de inyección, la máquina con la carga de 120 metros, según la fórmula (3) absorberá:

$$Q = 50 \sqrt{\frac{120}{200}} = 38{,}75 \text{ l. p. s.}$$

y desarrollará una potencia según la fórmula (5) de:

$$P = 110 \sqrt{\frac{120}{200}} = 85{,}25 \text{ caballos.}$$

B) — Una rueda Pelton de las características siguientes:

H — 250 metros (carga manométrica).
Q — 40 l. p. s.
N — 1400 r. p. m.
P — 109 caballos.

debe funcionar a la misma velocidad con una caída o carga manométrica de 150 metros y con el mismo caudal de 40 litros por segundo. Determinar las modificaciones que se deben introducir en la rueda, conservando el mismo rendimiento.

a) Para la carga manométrica de 250 metros empleando el Abaco o la fórmula (12) se obtiene:

$$Ns = 14{,}6 \text{ r. p. m.}$$

correspondiendo según el Abaco una rueda de un solo chorro; resultando el rendimiento de esta máquina de:

$$\frac{109 \times 75}{250 \times 40} = 0{,}82 \; ; \; 82\ \%$$

b) Con carga manométrica de 150 metros, la potencia resulta:

$$\frac{150 \times 40 \times 0{,}82}{75} = 65{,}5 \text{ caballos}$$

y el número de vueltas específico, según el Abaco:

$$Ns = 21{,}5 \text{ r. p. m.}$$

correspondiendo aun emplear según el Abaco una rueda de un solo chorro.

c) El diámetro medio (D) de la rueda para el salto o carga manométrica de 250 metros, puede determinarse tomando los coeficientes siguientes: (de la fig. 4)

$$c = 0{,}45$$
$$m = 0.97$$

con los que se obtiene:

$$V = m \sqrt{2gH} = 0{,}97 \sqrt{19{,}63 \times 250} = 67{,}9 \text{ m. p. s.}$$

$$U = c\,V = 0.45 \times 67{,}9 = 30{,}55 \text{ m. p. s.}$$

y siendo:

$$U = \frac{\pi D N}{60}$$

el diámetro medio resulta de:

$$D = \frac{30{,}55 \times 60}{3{,}14 \times 1400} = 0.416 \text{ m.}$$

El diámetro medio de la rueda con carga manométrica de 150 metros, adoptando los coeficientes siguientes: (de la fig. 4)

$$c = 0.44$$
$$m = 0.97$$

resulta de:

$$d = \frac{60 \times 0{,}44 \times 0{,}97 \sqrt{19{,}63 \times 150}}{3{,}14 \times 1400} = 0{,}316 \text{ m.}$$

Estos diámetros pueden también calcularse aproximadamente utilizando los datos de la figura (4) y empleando la fórmula de similitud (10); por cuanto, para una rueda tipo de potencia P igual a 1 caballo, con carga manométrica H de 1 metro, esta fórmula se reduce a la siguiente:

$$r = \sqrt{\frac{\sqrt{h^3}}{p}}$$

que aplicada a la carga de 250 metros dá:

$$r = \sqrt{\frac{\sqrt{250^3}}{109}} = 6 \quad \text{(relación de similitud)}$$

Tomando ahora, una rueda tipo, de número de vueltas específico 16 (fig. 4) (que es el más próximo al número 14,6) a la que le corresponde un diámetro medio igual a 2,37 metros, se obtiene el diámetro medio siguiente:

$$\frac{2.37}{6} = 0{,}393 \text{ m.}$$

en lugar de 0,416 antes calculado.

d) Para determinar el diámetro del chorro de inyección que corresponde a cada máquina, puede procederse como sigue:

1) Llamando (D) al diámetro medio de la rueda y (d) al diámetro del chorro, y admitiendo:

$$P = 11\ Q\ D \text{ (para } R = 0.82)$$

$$Q = \frac{\pi\ d^2}{4}\ m\ \sqrt{2gH} \quad (m = 0.97)$$

$$U = c\ \sqrt{2gH} = \frac{\pi\, D\, N}{60}$$

y si se reemplaza P, Q, y N por sus valores en la expresión del número de vueltas específico (12) se obtiene:

$$d = \frac{Ns\ D}{220} \qquad (13)$$

Si consideramos, por ejemplo, la rueda que funciona con carga manométrica de 150 metros, se obtiene:

$$d = \frac{21{,}5 \times 0{,}316}{220} = 0{,}0309 \text{ m.}$$

o sea un diámetro para el chorro de inyección de 30,9 milímetros, al que le corresponde una sección de 7,5 centímetros cuadrados.

2) Si en la fórmula de similitud (6) se consideran iguales los caudales, se reduce a la siguiente:

$$r = \sqrt{\frac{h}{H}}$$

que da la relación de similitud de las secciones de los chorros, como sigue:

$$r = \sqrt{\frac{250}{150}} = 1{,}29$$

Atendiendo a esta relación, el diámetro que corresponde al chorro que acciona la rueda con carga manométrica de 250 metros, resulta de:

$$\frac{30{,}9}{\sqrt{1{,}29}} = 27{,}2 \text{ m.m.}$$

C) Se trata de construir una rueda Pelton que trabajará en las condiciones siguientes:

H — 70 m. (carga manométrica en la tobera de inyección).
N — 250 r. p. m.
Q — 1500 l. p. s.
R — 82 %.

y deseando comprobar previamente el rendimiento del 82 % garantido al adquirente, se desean efectuar ensayos en un modelo reducido con relación de similitud r = 15 y con una carga manométrica de 4,20 en la tobera de inyección.

1) Máquina Industrial:

Asignándole a ésta el rendimiento garantido del 82 % se tiene:

$$P = \frac{1500 \times 70 \times 0{,}82}{75} = 1150 \text{ caballos}$$

de donde empleando el Abaco (fig. 3), o la fórmula (12) se obtiene:

$$Ns = 42 \text{ r. p. m.}$$

característica que corresponde según el mismo Abaco, a una rueda Pelton de **tres chorros,** o sea a un número de vueltas específico por chorro igual a:

$$Ns = \frac{42}{\sqrt{3}} = 24{,}3 \text{ r. p. m.}$$

Las dimensiones principales de la máquina se pueden determinar, adoptando los coeficientes siguientes: (fig. 4)

$$m = 0{,}97$$
$$c = 0{,}44$$

de donde:

$$U = 0{,}97 \times 0{,}44 \times 4{,}43 \sqrt{70} = 16{,}2 \text{ m. p. s.}$$

resultando el diámetro medio:

$$D = 1{,}25 \text{ m.}$$

El caudal por chorro debe ser:

$$\frac{1500}{3} = 500 \text{ l. p. s.}$$

y la sección de cada chorro:

$$\frac{0{,}500}{0{,}97 \times 4{,}43 \times 70} = 0{,}014 \text{ m}^2$$

correspondiéndole 134 milímetros de diámetro a cada uno.

2) **Modelo de ensayo:**

Llamando D al diámetro medio de la máquina industrial, y (d) al diámetro medio del modelo, se tiene:

$$d = \frac{1250}{15} = 83{,}3 \text{ milímetros.}$$

Para que el modelo dé igual rendimiento que la máquina industrial, debe girar según la fórmula (11) con la velocidad siguiente:

$$n = 15 \times 250 \sqrt{\frac{4{,}2}{70}} = 920 \text{ r. p. m.}$$

y debe absorber un caudal, aplicando la fórmula (9) de:

$$q = \frac{1500}{15^2} \sqrt{\frac{4{,}2}{70}} = 1{,}63 \text{ l. p. s.}$$

y desarrollará la potencia siguiente:

$$p = \frac{1{,}63 \times 4{,}2 \times 0{,}82}{75} = 0{,}0749 \text{ caballos}$$

o sean: $\frac{7{,}49}{100}$ caballos.

Las toberas de inyección del modelo deben producir cada una:

$$\frac{7{,}49}{3 \times 100} = \frac{2{,}497}{100} \text{ caballos}$$

y el diámetro de los chorros que deben accionar el modelo, deducido del diámetro de los chorros de la máquina industrial, debe ser de:

$$\frac{134}{15} = 8{,}93 \text{ milímetros.}$$

Finalmente, si se introducen en la fórmula del número de vueltas específico, la velocidad de rotación que debe tener el modelo según el cálculo que antecede, la potencia, y la altura de trabajo o carga manométrica, se obtiene:

$$Ns = \frac{920}{4{,}2} \sqrt{\frac{2{,}497}{100 \sqrt{4{,}2}}} = 24{,}1 \text{ r. p. m.}$$

velocidad prácticamente igual, a la que debe tener por chorro la máquina industrial que se trata de construir.

D) Determinar las dimensiones y características principales de una turbina Francis de 15000 caballos, que trabaje con una carga manométrica de 55 metros en el distribuidor y 250 revoluciones por minuto. (Caso de las turbinas de Eguzon).

a) Empleando el Abaco (fig. 3) o la fórmula (12) se obtiene:

$$Ns = 204 \text{ r. p. m.}$$

Para satisfacer esta condición se debe construir una máquina de las características de la figura (6).

b) De la fórmula (10) de similitud se obtiene:

$$r = \sqrt{\frac{P}{p} \sqrt{\left(\frac{h}{H}\right)^3}}$$

y haciendo en esta fórmula:

$$p = 1 \text{ caballo}$$

$$h = 1 \text{ metro}$$

y reemplazando, se obtiene la relación (r) de similitud siguiente:

$$r = \sqrt{\frac{15000}{\sqrt{55}}} = 6{,}06$$

c) Según las dimensiones indicadas en la máquina tipo, de la figura (6), y conforme a la relación de similitud calculada, resultan las dimensiones principales siguientes para la turbina de que se trata:

diámetro exterior del Rotor

De $=$ 315 $\times$ 6,06 $=$ 1909 milímetros o sea redondeando: 1, 91 m.

altura del Distribuidor

a $=$ 84 $\times$ 6,06 $=$ 509 milímetros o sea redondeando: 0,51 m.

Atendiendo a estas dimensiones, la superficie periférica de entrada del agua en el rotor, resulta de:

$$3{,}14 \times 1{,}909 \times 0.509 = 3{,}054 \text{ m}^2.$$

d) Admitiendo un rendimiento del 82 %; el caudal que necesita esta turbina para desarrollar 15000 HP. será de:

$$Q = \frac{75 \times 15000}{55 \times 0{,}82} = 25000 \text{ litros p. s.}$$

y la componente radial o meridiana de este caudal, tendrá muy aproximadamente una velocidad de:

$$Vr = \frac{25}{3{,}054 \times 0{,}9} = 9{,}10 \text{ m. p. s.}$$

e) La velocidad tangencial del rotor, resulta:

$$U = \frac{3{,}14 \times 1{,}91 \times 250}{60} = 25 \text{ m. p. s.}$$

f) La velocidad absoluta de descarga en el empalme con el tubo de aspiración es de:

$$Va = \frac{25}{0,785 \times 1,91^2} = 8,72 \text{ m. p. s.}$$

esta velocidad corresponde a una altura de:

$$h = \frac{v^2}{2g} = 3,88 \text{ m.}$$

cantidad que representa un porcentaje de pérdida de la carga manométrica disponible, siguiente:

$$\frac{3.88}{55} = 0.0705 \;;\; 7,05\ \%$$

y que atendiendo al rendimiento del 82 % asignado a la máquina, obliga a colocarle un tubo aspirante y difusor.

g) Para esta turbina según la curva G de la figura 10, es conveniente odoptar un grado de reacción: (Ns = 204) —

$$G = 1 - \frac{V^2}{2g\ H} = 0,43$$

de donde, la velocidad absoluta de entrada al rotor, resulta:

$$V = 4,43 \sqrt{H\ (1 - G)} = 24,8 \text{ m. p. s.}$$

y la presión o energía potencial residual de la carga manométrica disponible, a la entrada al rotor queda reducida a:

$$G\ .\ H = 0,43 \times 55 = 23,65 \text{ metros.}$$

Con estos datos, y teniendo en cuenta que:

$U = 25$ m. p. s. (velocidad tangencial del rotor)

$Vr = 9,1$ m. p. s. (componente meridiana) gráficamente, según la figura 11, se han determinado los elementos siguientes:

$w = 9,2$ m. p. s. (velocidad relativa de entrada al rotor)

$$c = \frac{U}{\sqrt{2gH}} = 0,76$$ (relación de la velocidad tangencial del rotor a la velocidad máxima que puede generar la carga manométrica de trabajo; resultando en este caso, prácticamente igual al coeficiente (c) de la curva (c) de la figura 10).

$e = 100^{\circ}$ — ángulo del primer elemento de los alabes del rotor.

$i = 22^{\circ}$ — Angulo de inyección del distribuidor.

Supongamos ahora que antes de construir esta máquina de 15000 caballos de fuerza, y a los efectos de comprobar el rendimiento del 82 % que se le ha asignado, y obtener la curva del rendimiento en función de los diferentes grados de abertura del distribuidor, se desee experimentar sobre un modelo reducido, adoptando por ejemplo, una relación de similitud $r = 5$ bajo una carga manométrica en el distribuidor de 4.00 metros.

En estas condiciones, para que el modelo dé un rendimiento máximo, debe girar de acuerdo a la fórmula (12) con la velocidad siguiente:

$$n = 5 \times 250 \sqrt{\frac{4}{55}} = 337 \text{ r. p. m}$$

debiendo consumir según la fórmula (9) el caudal siguiente:

$$q = \frac{25000}{25} \sqrt{\frac{4}{55}} = 270 \text{ l. p. s.}$$

Las dimensiones del modelo reducido, según la relación de similitud calculada, serán las siguientes:

diámetro exterior del rotor

$$de = \frac{1910}{5} = 382 \text{ milímetros}$$

altura del distribuidor

$$a = \frac{510}{5} = 102 \text{ milímetros}$$

Este modelo para satisfacer las condiciones impuestas a la máquina industrial que se trata de construir, debe producir sobre el eje, girando a razón de 337 r. p. m., una potencia no menor de:

$$p = \frac{270 \times 4 \times 0{,}82}{75} = 11{,}8 \text{ HP.}$$

A los efectos de una comprobación, si empleamos la fórmula (10) de similitud, se obtiene:

$$r = \sqrt{\frac{15000}{11{,}80}\sqrt{\left(\frac{4}{55}\right)}} = 5$$

es decir, igual relación de similitud que la deducida anteriormente.

E) Determinar las dimensiones y características de una turbina que debe trabajar con una carga manométrica en el distribuidor de 18,9 metros, acoplada a un alternador de seis polos, con una frecuencia de 25 períodos p. s., y de una potencia de 700 kilovatios sobre los bornes.

Atendiendo a estos datos, sucesivamente se obtiene:

a) velocidad de rotación del grupo:

$$n = \frac{120 \times 25}{6} = 500 \text{ r. p. m.}$$

b) potencia del alternador:

$$700 \times 1{,}36 = 952 \text{ caballos.}$$

c) potencia mínima de la turbina:

$$\frac{952}{0{,}92} = 1035 \text{ caballos.}$$

d) cantidad de agua necesaria para la turbina: (R = 82 %)

$$\frac{1035 \times 75}{18{,}9 \times 0.82} = 5000 \text{ litros p. s.}$$

e) rendimiento total:

$$0{,}82 \times 0{,}92 = 0{,}755 \; ; \; 75{,}5 \,\%$$

f) número de vueltas específico y dimensiones principales:

$$\text{(fórm. 12):} \qquad Ns = \frac{500}{18{,}9} \sqrt{\frac{1035}{\sqrt{18{,}9}}} = 408 \text{ r. p. m.}$$

para este número de vueltas específico corresponde adoptar el tipo de máquina de la figura (8), y empleando las fórmulas de similitud correspondientes sucesivamente se obtiene:

1) Relación de similitud entre la máquina real y la indicada en la figura (8):

$$r = \sqrt{\frac{1035}{\sqrt{18{,}9}}} = 3{,}55$$

2) Diámetro máximo del rotor y altura del distribuidor de la máquina industrial:

$$Ds = 265 \times 3{,}55 = 941 \text{ milímetros}$$

$$a = 100 \times 3{,}55 = 355 \text{ milímetros}$$

3) Velocidad de descarga y velocidad tangencial máxima de la máquina industrial:

$$Va = \frac{5}{0.785 \times 0.941} = 7{,}2 \text{ m. p. s.}$$

$$U = \frac{3,14 \times 0.941 \times 500}{60} = 24,7 \text{ m. p. s.}$$

La velocidad de descarga calculada, representa una altura de 2,80 metros, que significa un porcentaje de pérdida en el caso de que la máquina no tuviera tubo aspirante y difusor, del:

$$\frac{2,8}{18,90} = 0,148 \ ; \ 14,8 \%$$

g) Si previamente à la construcción de esta máquina se efectúan ensayos, por ejemplo, en un modelo que desarrolle la centésima parte de la potencia, y funcionando con una carga manométrica de 10 metros, la relación de similitud que debe eristir entre la máquina real y el modelo, debe ser:

$$r = \sqrt{\frac{1035}{10,85} \sqrt{\left(\frac{10}{18,9}\right)^3}} = 6,21$$

es decir que el rotor del modelo debe tener un diámetro máximo de:

$$\frac{941}{6,21} = 151 \text{ milímetros.}$$

y el distribuidor una altura de:

$$\frac{355}{6,21} = 57 \text{ milímetros.}$$

La velocidad de rotación de acuerdo a la fórmula (11) debe ser de:

$$n = 6,21 \times 500 \sqrt{\frac{10}{18,9}} = 2263 \text{ r. p. m.}$$

y el caudal o consumo de agua, resulta de:

$$q = \frac{5000}{38,56} \sqrt{\frac{10}{18,9}} = 94,3 \text{ litros p.s.}$$

F) En el aprovechamiento de un salto se dispone de una carga manométrica de trabajo en el distribuidor del motor hidráulico, de 200 metros, y de un caudal de 3000 litros por segundo; asignándole al motor hidráulico un rendimiento del 80 % con una velocidad de sincronismo de 500 r. p. m., determinar el tipo y dimensiones de la máquina a instalar.

Con los datos que anteceden sucesivamente se obtiene:

$$P = 6400 \text{ caballos.}$$

$$Ns = 53,25 \text{ r. p. m.}$$

Soluciones posibles:

Del examen de los resultados que se obtienen aplicando el Abaco fig. 3, se desprende que en este caso se pueden utilizar:

a) Una turbina Francis.

b) Una rueda Pelton de 4 chorros.

La primera solución es relativamente más conveniente, pues el valor de (Ns) no alcanza un límite forzado como el de la Pelton, y en consecuencia la máquina Francis resultará menos voluminosa y menos complicada; pero tendría el inconveniente que con cargas reducidas o bajas, el rendimiento es menor. Por otra parte, si la carga manométrica con que se cuenta, se ha calculado en base al nivel medio del socaz de descarga, según sean sus características o régimen de variación, es posible la imposición definitiva de la Francis; y en este caso el cálculo de sus dimensiones principales puede efectuarse utilizando los coeficientes dados por las curvas de la figura (10), procediendo como sigue:

Según las curvas, para Ns = 53 r. p. m. se tiene:

$$c = 0.66$$
$$s = 0.40$$
$$f = 0.056$$

y considerando que:

$$\sqrt{2gH} = \sqrt{3926} = 62{,}66 \text{ metros p. s.}$$

sucesivamente se obtiene:

$$
\begin{aligned}
U &= 0.66 \times 62{,}66 = 41{,}34 \text{ m. p. s.} \\
De &= 60 \times 41{,}34 : 3{,}14 \times 500 = 1{,}579 \text{ metros.} \\
Us &= 0.40 \times 62{,}66 = 25.06 \text{ m. p. s.} \\
Ds &= 60 \times 25{,}06 : 3{,}14 \times 500 = 0.955 \text{ metros.} \\
a &= 0.056 \times 0.955 = 0.054 \text{ metros.}
\end{aligned}
$$

La velocidad media de descarga resulta:

$$Vs = 3.00 : 0.785 \times 0.955 = 4{,}20 \text{ m. p. s.}$$

velocidad que representa una altura de 90 céntimetros, es decir que si la máquina funcionara con tubo de aspiración ''sin difusión o recuperación de energía cinética'', la descarga representaría una pérdida máxima de:

$$0.9 : 200 = 0.0045 \ ; \ 0{,}45 \%$$

Si antes de construir esta máquina se efectuaran ensayos en un modelo que desarrollara **un caballo** con una carga manométrica de trabajo de **un metro** y con velocidad específica de 53,25 r. p. m. sus dimensiones según las fórmulas (13) (14) y (15) deben ser:

$$
\begin{aligned}
De &= 266 \times 0.66 : 3{,}14 \times 53{,}25 = 1.050 \text{ metros} \\
Ds &= 266 \times 0.40 : 3{,}14 \times 53{,}25 = 0.647 \quad \text{,,} \\
a &= 0.647 \times 0.056 = 0.0357 \text{ metros.}
\end{aligned}
$$

y de acuerdo a estas dimensiones con respecto a las calculadas para la máquina real, se obtiene la relación de similitud siguiente:

de las curvas experimentales de rendimiento de las turbinas y de las variaciones de altura o carga manométrica disponibles en los embalses.

En efecto, para que el rendimiento de una turbina permanezca constante, es menester que contemporáneamente con la variación de la caída o carga manométrica de trabajo, se haga variar la velocidad de rotación; pero esta velocidad de rotación es impuesta puede decirse en todos los casos, y con la condición de "constante", máxime si se trata de grupos electrógenos.

Debido a esta condición, si la carga manométrica varía en aumento o disminución, con respecto a la carga manométrica que ha servido de base para establecer o instalar la turbina, el "rendimiento disminuye".

Por otra parte, si se tiene en cuenta que las velocidades de rotación deben ser proporcionales a las raíces de las caídas o cargas manométricas (fórmula 1) se desprende: (figura 12).

1) Que si la carga manométrica aumenta de (n) % manteniendo constante la velocidad, esto se traduce en una disminución de velocidad de $(\frac{1}{2}\,n)\,\%$; por cuanto se debería aumentar la velocidad en relación $\sqrt{(1 + n)}$ para tener el mismo rendimiento, y como esto no es posible hacer, se traduce en una reducción de velocidad en la reación:

$$\frac{1}{\sqrt{(1 + n)}}$$

o sea aproximadamente: $(\frac{1}{2}\,n)\,\%$.

2) Inversamente, si la caída o carga manométrica decrece de $(n)\,\%$ manteniendo constante la velocidad, esto se traduce en un aumento de velocidad de: $(\frac{1}{2}\,n)\,\%$.

Los resultados de ensayos sobre modelos reducidos, permiten deducir: los caudales, potencias y rendimientos, en función de las variaciones de la carga manométrica, y en consecuencia estos resultados permiten conocer los correspondientes a la máquina industrial.

LIMITE DE EMPLEO DE LAS TURBINAS DE (Ns) ELEVADO.

De la observación de las máquinas **tipo** de las figuras (5) a (9), fácilmente se nota que a medida que (Ns) crece, las máquinas son de menor tamaño, giran a mayor velocidad, y en consecuencia serían de menor costo; permitiendo además aparentemente esto, en el caso de los grupos electrógenos, realizar también una economía en el alternador a acoplar.

Atendiendo a esta observación, podría preguntarse uno: ¿por qué motivo se emplean en la actualidad máquinas con bajo número (Ns)?; y ¿por qué no se usan exclusivamente máquinas de gran número de vueltas específico?

Sin entrar a analizar integralmente la cuestión, pueden tenerse en cuenta entre los causales, lo siguiente:

a) El aumento de velocidad de una turbina no trae siempre aparejada una reducción de costo del alternador; y tan es así, que un alternado, por ejemplo de 5000 caballos a 1000 revoluciones por minuto, es más caro que otro de igual potencia que funcione con 600 r. p. m.

b) El aumento de velocidad, o el empleo de máquinas de elevado número de vueltas específico, tiene en la práctica un límite de empleo por las razones que emergen del caso que a continuación se trata.

Supongamos que se desea utilizar una turbina hélice (fig. 9) con número de vueltas específico igual a 800 revoluciones por minuto, en un lugar, por ejemplo, de una rueda Pelton que desarrolle unos 3000 caballos con una carga manométrica de 1000 metros. (Rueda de Ch. Keller).

En estas condiciones, la turbina tipo (fig. 9) con la carga manométrica de 1000 metros, desarrollará: (fórmula 4)

$$P = 1 \times \sqrt{1000^3} = 31700 \text{ caballos}$$

y girará a razón de: (fórmula 1)

$$N = 800 \sqrt{1000} = 25360 \text{ revoluciones p. m.}$$

Desprendiéndose de esto, que la máquina tipo será:

10,56 veces más potente que la rueda Pelton.

$\sqrt{10,56} = 3,25$ veces de mayores dimensiones que la necesaria o correspondiente.

y que la turbina hélice de que se trata, que se caracteriza por tener un diámetro máximo de empalme con el tubo de aspiración de 220 milímetros, para que desarrolle 3000 caballos solamente, deberá tener un diámetro de:

$$220 : 3,25 = 68 \text{ milímetros}$$

y deberá girar a la fantástica velocidad de:

$$25360 \times 3,25 = 82420 \text{ r. p. m.}$$

En estas condiciones se tendría una máquina de 3000 caballos, cuyo rotor sería minúsculo, lo que a primera vista resulta seductor, por cuanto dada la magnitud de la máquina, es de imaginarse para ella un precio o costo mínimo; pero resulta, que para conseguir la realización de semejante máquina es menester previamente disponer de los materiales adecuados, y de generadores aptos para funcionar con tan elevada velocidad!

En realidad, el impedimento físico para la realización de esta máquina, puede considerarse hoy que no reside en los obstáculos mencionados, sino en las propiedades de carácter hidráulico de la máquina misma. En efecto, el caudal o consumo de agua de esta turbina, siendo en números redondos de unos 280 litros por segundo, y siendo el diámetro de descarga en el empalme con el tubo de aspiración de 68 milímetros; la velocidad absoluta de evacuación, resulta de unos 77 metros por segundo! es decir, que poseería una energía cinética equivalente a:

$$\frac{77^2}{19,63} = 302 \text{ metros}$$

cantidad ésta que representa un porcentaje mínimo de inevitable pérdida de energía, aunque la turbina tenga difusor de:

$$\frac{302 - 10.33}{1000} = 0.29 \ ; \ 29\ \%$$

Teniendo en cuenta este porcentaje de pérdida inevitable, y admitiendo un rendimiento hidráulico entre rotor y distribuidor del 82 %, las pérdidas totales resultan:

$$(100 - 82) + 29 = 47\ \%$$

es decir, que el rendimiento definitivo sería del 53 % o sea casi un 40 % menor que el que podría obtenerse instalando una máquina adecuada.

Este ejemplo, pone de manifiesto una condición importante que limita de hecho el empleo de las turbinas de elevado número de vueltas específico; pues estas máquinas, se caracterizan por la propiedad que tienen de evacuar con gran **pérdida provisoria;** pérdida ésta que se recupera en gran parte mediante el llamado tubo difusor.

Finalmente, sin con los tipos de máquinas indicados en las figuras (4) a (9) se efectúan cálculos similares al tratado, y si atiende a las condiciones de funcionamiento hidráulico de las mismas sin profundizar siquiera la teoría de las turbomáquinas, se podrá formular la regla general siguiente: "para cada tipo de turbina o rueda, existe una altura límite práctica de empleo; o inversamente, para cada salto o carga manométrica de trabajo. corresponde un número de vueltas específico máximun admisible".

Ahora entrando en el campo experimental de las turbinas, se encuentra que para cada valor de (Ns) a causa de la energía residual de descarga del rotor, (pérdida provisoria) hay una altura límite o frontera, que no se debe pasar, e inversamente para una carga manométrica dada, existe un valor de (Ns) límite que se debe observar.

En la actualidad los constructores de máquinas, tienen muy en cuenta estos límites; por cuanto, debido a la inobservancia de los mismos pueden producirse fenómenos de cavitación, los que en algunos casos perturban seriamente el funcionamiento de las instalaciones.

Estos límites de (Ns) o de la carga manométrica (H), Oesterlen los ha interpretado gráficamente según la figura (13), que obresvándola se nota, por ejemplo, que a partir de (Ns) igual a 500 hasta 1000, y desde (H) igual a trece metros más o menos como máximun, corresponde instalar turbinas hélice o Kaplan; mientras que una turbina con (Ns) igual a 300, por ejemplo, debe trabajar con una carga manométrica máxima de 40 metros.

En Estados Unidos de N. A. la curva límite o frontera que generalmente se emplea, está regida por la fórmula estadística siguiente:

$$Ns \leq \frac{6850}{H + 10} + 84 \quad \text{(unidades métricas)} \qquad (18)$$

$$Ns \leq \frac{5050}{H + 32} + 19 \quad \text{(unidades inglesas)} \qquad (19)$$

Esta fórmula práctica es debida a: Luschinger y Forrest-Nagler.

APROXIMACION DE LAS LEYES DE SIMILITUD.—

Las restricciones de carácter hidrodinámico admitidas con el fin de deducir en forma simple las reglas y fórmulas de similitud que anteceden, y que se han utilizado en las aplicaciones prácticas, conducen a resultados en los ensayos que se efectúan en los laboratorios hidrotécnicos, sobre modelos, que no coinciden con los resultados que se obtienen en las máquinas industriales geométricamente semejantes; pues el rendimiento volumétrico y el rendimiento orgánico correspondientes a los modelos de ensayo, son siempre más bajos; y por estas causas principalmente, el rendimiento de las máquinas industriales construídas en base a un determinado modelo debe resultar forzosamente más elevado.

Por otra parte, cabe advertir que prácticamente no es posible para la corrección de los resultados obtenidos sobre modelos, la utilización de una fórmula de origen puramente matemático; y es por esta razón que se está obligado a utilizar las obtenidas en base a la experimentación.

Entre las numerosas fórmulas que existen para este objeto, la más simple y práctica es la de origen americano siguiente:

$$Ri = 1 - \frac{(1 - Rm)}{\sqrt[4]{r}}$$

en la cual:

Ri = rendimiento de la máquina industrial.

Rm = rendimiento obtenido con el modelo.

r = relación de similitud (mayor que 1).

La utilización de esta fórmula es simple: supóngase que en el modelo correspondiente al ejemplo (D) se haya obtenido:

$$Rm = 0.74$$

Aplicando la fórmula americana resulta:

$$Ri = 1 - \frac{1 - 0.74}{\sqrt[4]{5}} = 0{,}827$$

o sea, que la turbina industrial que se construya pantográficamente tomando como base el modelo, dará un rendimiento aproximado del 82,7 %.

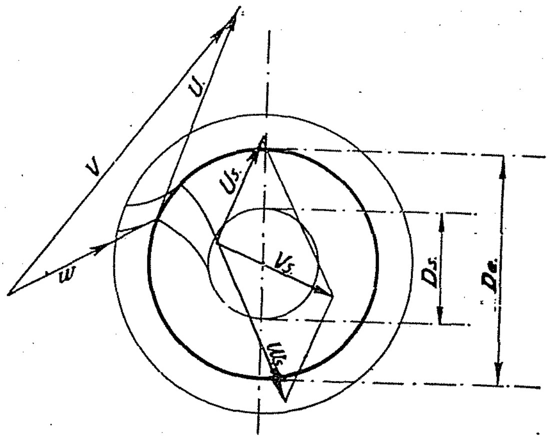


fig. 1

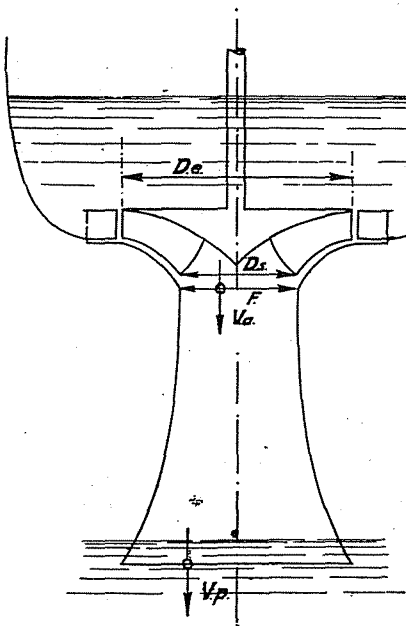


fig. 2.

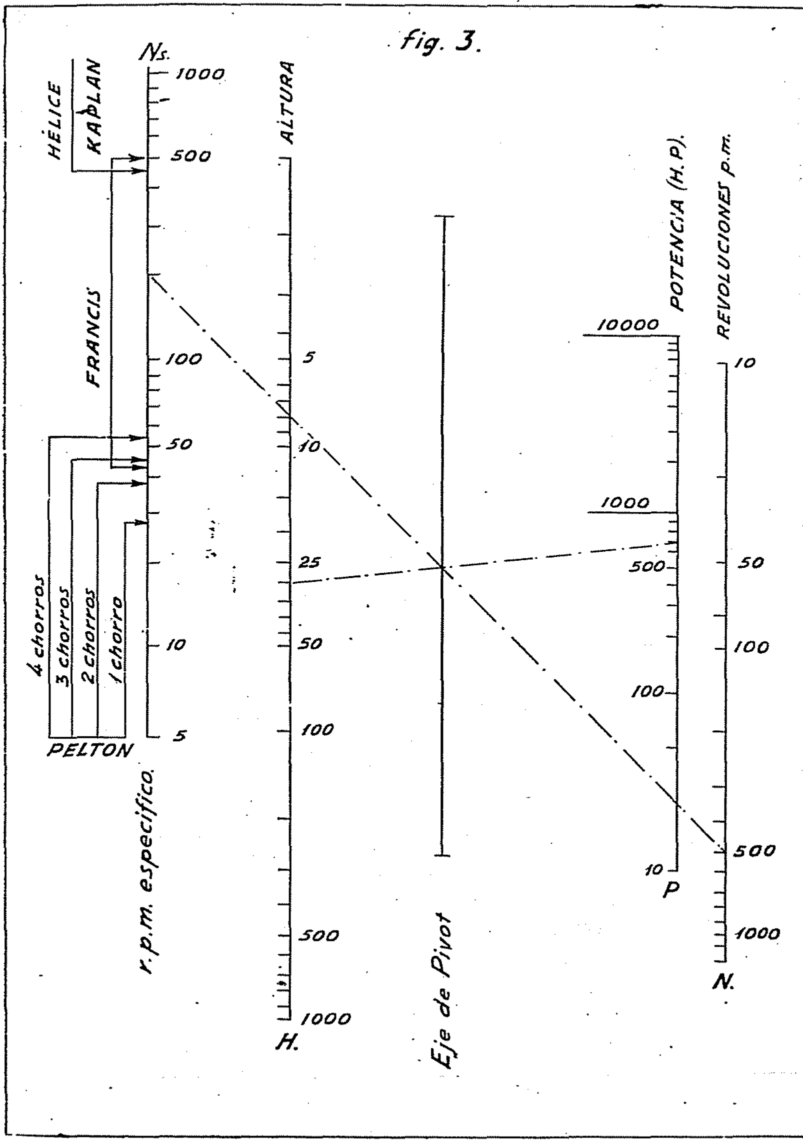
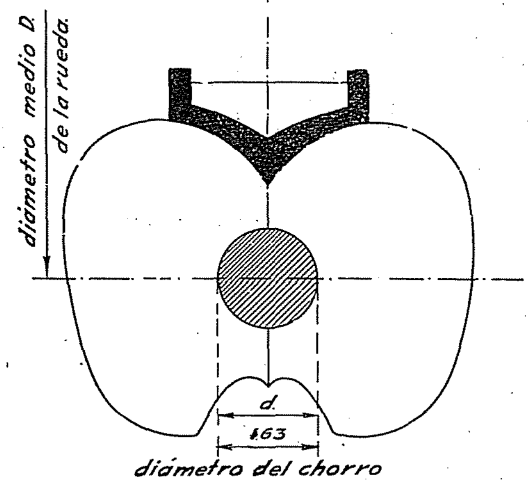

Ns.
HÉLICE
KAPLAN
FRANCIS
4 chorros
3 chorros
2 chorros
1 chorro
PELTON
r.p.m. especifico.
1000
500
100
50
10
5
ALTURA
5
10
25
50
100
500
1000
H.
Eje de Pivot
POTENCIA (H.P).
10000
1000
500
100
10
P
REVOLUCIONES p.m.
10
50
100
500
1000
N.

fig. 3.

fig. 4.



D	Ns.	C
20.6	2	0.49
10.2	4	0.48
5.0	8	0.47
2.37	16	0.45
1,42	26	0.44
1.16	30	0.42

$m = 0.97$

$V = 097\sqrt{2gH}$

$= 4.3$ m.p.s.

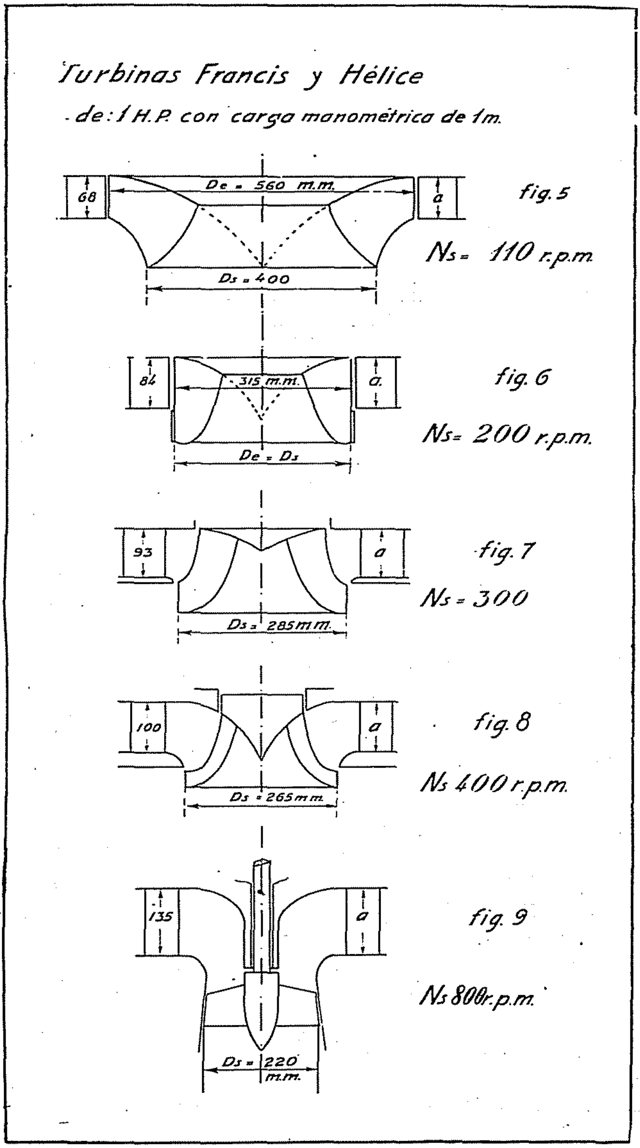
$Q = 93$ l.p.s.

$d. = 163$ m.m.

RUEDA PELTON:

POTENCIA = 1 caballo

CARGA MANOMÉTRICA 1 metro


Turbinas Francis y Hélice
de: 1 H.P. con carga manométrica de 1m.
De = 560 m.m.
68
a
Ds = 400
fig. 5
Ns = 110 r.p.m.
84
315 m.m.
a.
De = Ds
fig. 6
Ns = 200 r.p.m.
93
a
Ds = 285 m.m.
fig. 7
Ns = 300
100
a
Ds = 265 m.m.
fig. 8
Ns 400 r.p.m.
135
a
Ds = 220 m.m.
fig. 9
Ns 800 r.p.m.

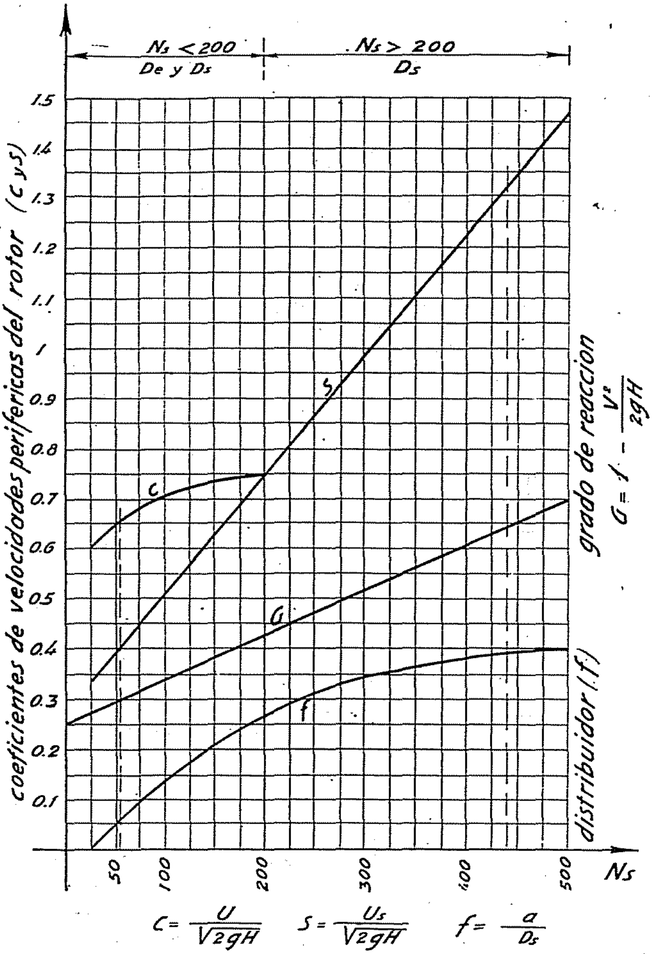
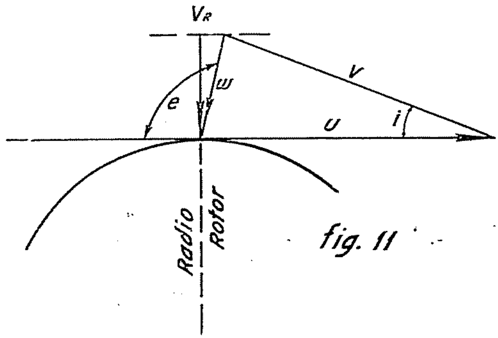
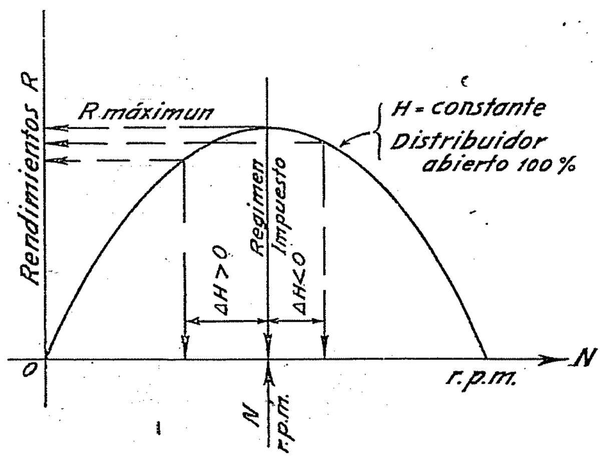

Ns < 200
De y Ds
Ns > 200
Ds
coeficientes de velocidades perifericas del rotor (C y S)
1.5
1.4
1.3
1.2
1.1
1
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
C
S
G
f
50
100
200
300
400
500
Ns
grado de reaccion
G = 1 - V²/2gH
distribuidor (f)
C = U/√2gH
S = Us/√2gH
f = a/Ds

fig. 10



V_R
V
ω
e
U
i
Radio
Rotor

fig. 11



Rendimientos R
R máximun
H = constante
Distribuidor
abierto 100 %
Regimen
Impuesto
ΔH > 0
ΔH < 0
0
r.p.m.
N
N
r.p.m.

fig. 12

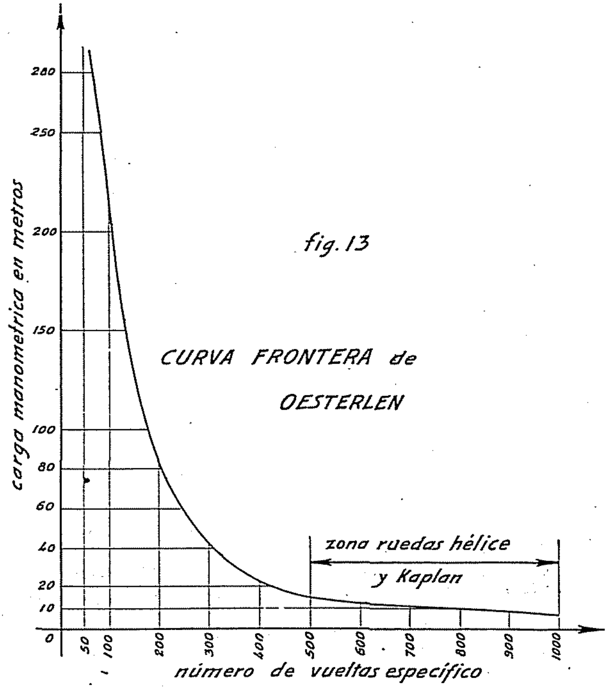

carga manometrica en metros
280
250
200
150
100
80
60
40
20
10
0
CURVA FRONTERA de
OESTERLEN
zona ruedas hélice
y Kaplan
50
100
200
300
400
500
600
700
800
900
1000
número de vueltas específico

fig. 13

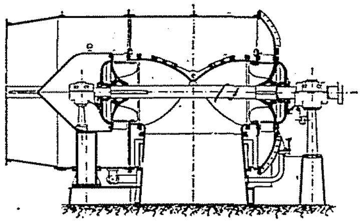


fig. 14