



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001



CA 275 CURSO DE MINIHIDRÁULICA

TEMA: 1

LA EXPERIMENTACIÓN EN MECÁNICA DE FLUIDOS

COORDINADOR: M. en I. ARTURO NAVA MASTACHE

DEL 22 AL 26 DE NOVIEMBRE DE 2004

PALACIO DE MINERÍA





7. *La experimentación en Mecánica de Fluidos*

7.1. INTRODUCCION

El desarrollo de las máquinas calculadoras y ordenadores permite hoy día la resolución matemática de muchos problemas de Mecánica de Fluidos que hace algunos años eran inabordables. Sin embargo, son todavía muchos los problemas que solo pueden atacarse experimentalmente.

Las *variables* que pueden intervenir en un problema cualquiera de mecánica de fluidos se pueden reducir a ocho: la fuerza F , la longitud L , la velocidad v , la densidad ρ , la viscosidad dinámica η , la aceleración de la gravedad g , la velocidad del sonido c y la tensión superficial σ .

Supongamos que se trata, por ejemplo, de construir una serie nueva e importante de bombas centrífugas. Se necesitan ensayos experimentales en que se introduzcan y comprueben variantes de diseño (diámetro del rodete, forma de los álabes o paletas, etc.). Para ello se podría proceder así:

- a) construir un prototipo del mismo tamaño y
- b) considerar una de las variables, por ejemplo el rendimiento como variable dependiente, función de las restantes variables que intervienen en el fenómeno. Los resultados obtenidos en el banco de pruebas se podrían representar mediante curvas. Una función de una variable se puede representar por una curva. Una función de dos variables se puede representar por un ábaco o familia de curvas, una curva para cada valor de la tercera variable. Una función de tres variables se puede representar por una serie de ábacos; un ábaco por cada valor de la cuarta variable, y así sucesivamente.

Este procedimiento prácticamente resulta irrealizable, porque

En cuanto a la condición a: Si la máquina o estructura hidráulica es grande (por ejemplo, turbina hidráulica de 100.000 kW, presa de una central hidroeléctrica, etc.) sería antieconómico y muchas veces irrealizable construir un prototipo a escala 1/1, realizar las modificaciones requeridas por la experimentación, etc.; a causa de los gastos de energía, personal, instalaciones, etc.

En cuanto a la condición b: Si para cada curva se necesitan 10 puntos experimentales, cada ábaco ha de tener 10 curvas, y se han de hacer 10 ábacos, la representación experimental de un fenómeno con 3 variables independientes requeriría 1.000 puntos experimentales. Ahora bien, el coste de la obtención de

un solo punto experimental puede muchas veces ser muy elevado. Si las variables independientes son más de 3, el problema se complica en progresión geométrica.

En la práctica la *condición a* se sustituye por la siguiente:

1 — No se ensaya un *prototipo* a escala 1/1, sino un *modelo* reducido a escala 1/10 ó 1/100, por ejemplo.

La *condición b* se sustituye por la siguiente:

2 — Se reduce el número de variables. Como veremos en la investigación experimental de un fenómeno en Mecánica de Fluidos se puede reducir el número de variables en la mayor parte de los casos a una variable dependiente y a otra independiente. Así por ejemplo, el coeficiente λ de pérdida de carga en una tubería lisa se verá más adelante (Secs. 9.4.1, 9.4.2 y 9.4.3) que prácticamente es función sólo del número de Reynolds Re , aunque Re a su vez es una función de varias variables:

$$Re = \frac{v D \rho}{\eta} \quad (7-1)$$

Este número adimensional Re , así como los otros números adimensionales que estudiaremos en este capítulo, nos ayuda a profundizar en el fenómeno que nos ocupa. En efecto, el coeficiente de pérdida de carga depende de la velocidad del fluido v y de la viscosidad η , pero con valores distintos de la velocidad y de la viscosidad, el coeficiente λ será constante si Re es constante. Es la relación adimensional de las cuatro variables de la Ec. (7-1) la que determina a fin de cuentas este fenómeno.

La *nueva condición 1* plantea el siguiente problema: ¿Cómo predecir el comportamiento del prototipo a partir de los resultados obtenidos experimentalmente en un modelo a escala? Resuelto este problema queda abierto el camino a la experimentación con modelos.

La *nueva condición 2* plantea el problema de la reducción del número de variables. En primer lugar las ocho enumeradas al comienzo de esta sección se han logrado reducir de una vez para siempre a cinco variables o *números adimensionales*, que son

— El número de Euler, $Eu = \frac{v}{\sqrt{2 \Delta p / \rho}}$

— El número de Reynolds, $Re = \frac{v L \rho}{\eta}$

— El número de Froude, $Fr = \frac{v}{\sqrt{Lg}}$

— El número de Mach, $Ma = \frac{v}{c}$

— El número de Weber, $We = \frac{v}{\sqrt{\sigma / \rho L}}$

De esta manera, en el caso general el estudio de un fenómeno consistiría en la investigación experimental de la función

$$\boxed{Eu = f(Fr, Re, Ma, We)} \quad (7-2)$$

Además, antes de abordar experimentalmente un problema mediante ensayos con un modelo reducido, se hace un estudio previo para determinar de las cinco fuerzas enumeradas en la Sec. 5.4, a saber, fuerzas debidas al gradiente de presiones, a la gravedad, a la viscosidad, a la elasticidad y a la sección superficial, cuál es aquella de la que fundamentalmente depende el problema concreto. Entonces:

- a) Si sólo interviene la fuerza debida al *gradiente de presiones* el número de Euler, Eu , será automáticamente igual en el prototipo que en el modelo.
- b) Si además de la fuerza debida al *gradiente de presiones* interviene solo la *gravedad*, la Ec. (7-2) se reducirá a

$$Eu = f(Fr) \quad (7-3)$$

y se harán los ensayos de manera que *los números de Froude*, Fr , sean iguales en el modelo y en el prototipo, y solo entonces serán iguales también *los números de Euler*, Eu .

- c) Si además de la fuerza debida al *gradiente de presiones* interviene solo la *viscosidad*, la Ec. (7-2) se reducirá a

$$Eu = f(Re) \quad (7-4)$$

y se harán los ensayos de manera que *los números de Reynolds*, Re , sean iguales en el modelo y en el prototipo, y solo entonces serán iguales también *los números de Euler*, Eu .

- d) Si además de la fuerza debida al *gradiente de presiones* interviene solo la *elasticidad*, la Ec. (7-2) se reducirá a

$$Eu = f(Ma) \quad (7-5)$$

y se harán los ensayos de manera que *los números de Mach*, Ma , sean iguales en el modelo y en el prototipo, y solo entonces serán iguales también *los números de Euler*, Eu .

- e) Si además de la fuerza debida al *gradiente de presiones* interviene solo la *tensión superficial*, la Ec. (7-2) se reduce a

$$Eu = f(We) \quad (7-6)$$

y se harán los ensayos de manera que *los números de Weber*, We , sean iguales en el modelo y en el prototipo, y solo entonces serán iguales también *los números de Euler*, Eu .

Nota. En realidad en todo fenómeno intervienen las 5 fuerzas enumeradas. Las Ecs. (7-3) a (7-6) entre dos variables son meras simplificaciones. Su aplicación implica una deformación del problema. Más aún, hay fenómenos cuyo

estudio no puede reducirse a la investigación experimental de una ecuación de dos variables, como el de la resistencia de los barcos, que se estudiará en la Sec. 13.4. Para que Eu sea igual en el modelo y el prototipo debería ser, según la Ec. (7-2), Fr , Re , Ma , We igual en el modelo y el prototipo y eso prácticamente sería imposible salvo que se utilizase una escala 1/1 (véase pág. 178) con lo que el ensayo con modelo reducido sería imposible.

Esta síntesis de la *teoría de modelos* se estudia con más detalle en las secciones siguientes.

7.2. SEMEJANZA DE MODELOS

El ensayo con modelos reducidos no es exclusivo de la Mecánica de Fluidos; pero en ella se ha empleado más que en ninguna otra rama de la ingeniería. En particular se construyen y experimentan modelos de:

- *Ríos y puertos*. El coste elevadísimo de estas obras hidráulicas hace que en los países industrializados, tanto las agencias estatales como las privadas posean laboratorios especiales consagrados al estudio de estos problemas (véanse las Figs. 7-1 y 7-2).
- *Estructuras hidráulicas*. Se ensaya, por ejemplo, una central o presa completa, o parte de ella (destruidores de energía, aliviaderos de presa, etc.). La escala suele ser muy pequeña, 1/50, y aún menor.

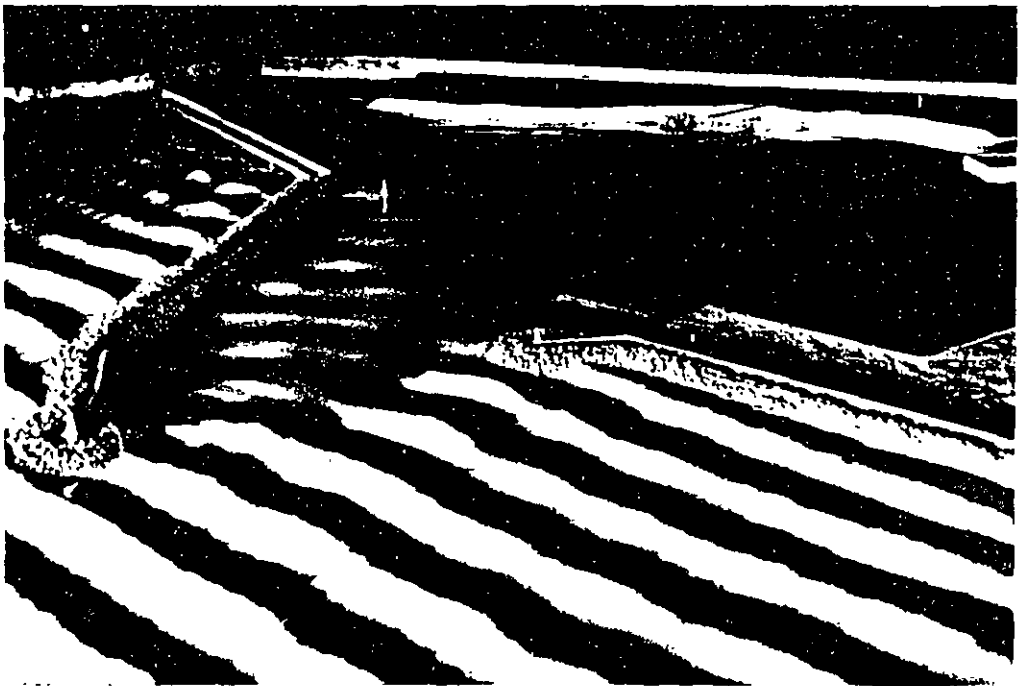


FIG. 7-1. Estudio con *modelo reducido* del amortiguamiento del oleaje del puerto de Zonguldak (Turquía) en el laboratorio hidráulico de Grenoble, Francia (firma Neyrpic). Estos laboratorios son los mayores de Europa, ocupan una extensión de 60.000 m². La reserva de agua para los ensayos es de 15.000 m³ y la circulación sobre los modelos está asegurada por 36 grupos motobombas que suman una potencia de más de 2.200 kW. (Por cortesía de SOGREAH.)



FIG. 7-2. En el modelo del aliviadero de presa construido y ensayado en St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory, de la Universidad de Minnesota, U.S.A., las líneas de corriente se hacen visibles por los trazos que las partículas de confeti con que se espolvoreó la superficie del agua dejaron en la placa fotográfica en un segundo de exposición. Así se obtiene experimentalmente tanto la magnitud como la dirección de la velocidad. (Por cortesía de University of Minnesota.)

- *Máquinas hidráulicas.* Las bombas de gran potencia y sobre todo las turbinas hidráulicas se experimentan con modelos reducidos en los laboratorios de las grandes empresas constructoras de las mismas (ESCHER WYSS, SULZER, VOITH, NEYRPIC, etc. Véanse las Figuras 7-3 y 7-4.
- *Barcos.* La resistencia de los barcos se experimenta con maquetas a escala en los canales de ensayos hidrodinámicos, en los que el agua está en reposo y el barco es arrastrado con un carro de tracción eléctrica o hidráulica, equipado con balanza para medir la resistencia. La Fig. 7-5 se refiere al Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo para estos estudios.
- *Aeronáutica.* El progreso espectacular de la aviación, espoleado por las dos últimas guerras mundiales, que ha multiplicado por 40 la velocidad máxima de vuelo, ha sido posible gracias a los ensayos con modelos reducidos en los túneles de viento. En la sección de ensayo de un túnel de viento se somete un modelo a escala del perfil de ala, o del avión completo que se quiere estudiar, a una corriente de aire producida por un ventilador o un compresor. El avión suele estar fijo y el aire en movimiento; pero el movimiento relativo es el mismo que en la realidad (aire fijo y avión en movimiento). Las fuerzas de empuje ascensional y arrastre o más exactamente las tres fuerzas y tres momentos según los tres ejes que actúan sobre el modelo se miden con balanzas especiales. Se estudia también la interacción

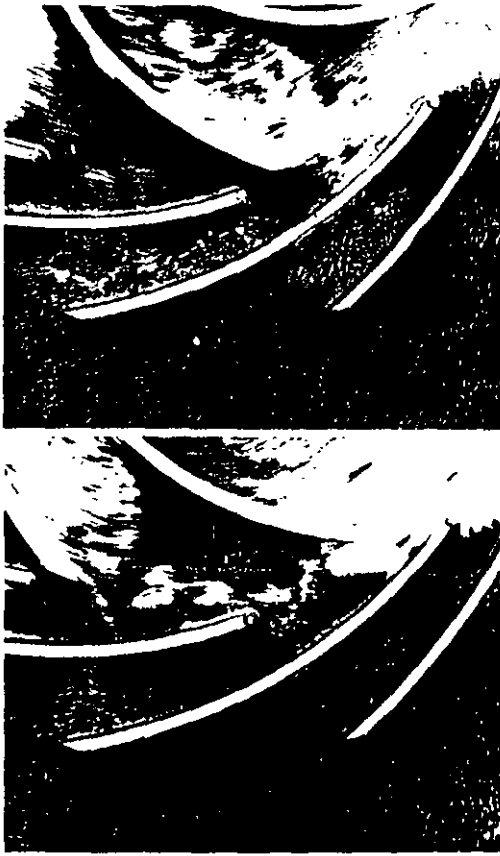


FIG. 7-3. La figura corresponde a la visualización del flujo conseguido espolvoreando en el agua polvo de aluminio en la corona directriz de una bomba centrífuga en los laboratorios de la firma KSB de Alemania.

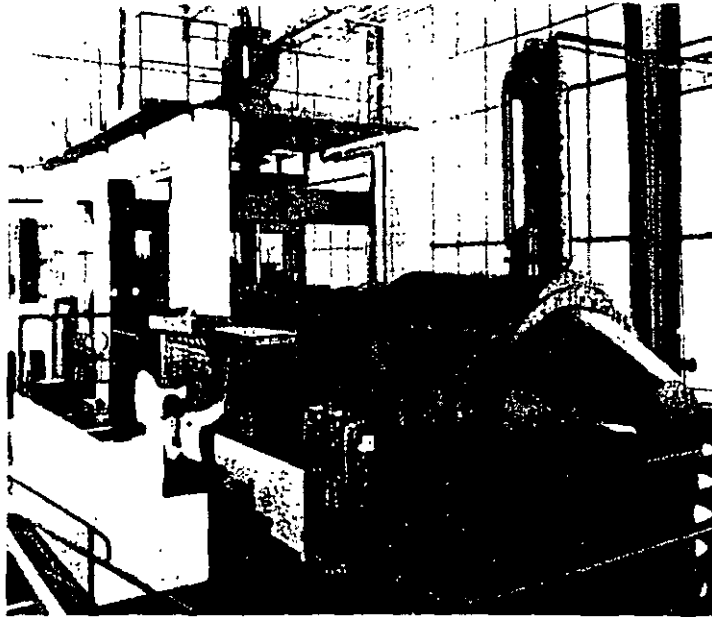


FIG. 7-4. Una de las dos grandes estaciones de ensayo de modelos de máquinas hidráulicas en circuito cerrado con recogida y procesado de datos centralizada y automatizada del laboratorio de la firma «Brunnenmühle» de la firma Voith de Alemania.

entre las fuerzas aerodinámicas y las deformaciones elásticas de la estructura, las vibraciones de las alas, etc. En la Fig. 7-6 se representa el modelo del Republic S-105, cazabombardero, en uno de los túneles de viento del Laboratorio de Langley del Nasa. Esta organización aeronáutica-espacial de Estados Unidos posee una red de túneles de viento por todo el país. En los túneles supersónicos e hipersónicos se ensayan modelos con velocidades de aire hasta 30 veces la velocidad del sonido y aún más. Los *programas espaciales* de Estados Unidos y de la U. R. S. S. hubieran sido imposibles sin la experimentación con modelos reducidos en los túneles de viento.



FIG. 7-5. Canal de ensayos de maquetas de barcos del Pardo, Madrid, de dimensiones $320 \cdot 12,50 \cdot 6,50$. Hasta julio de 1969 se ensayaron en este canal 1.357 modelos de carena, 1.319 modelos de propulsor y se hicieron 4.752 ensayos, con más de 23.000 km recorridos por el carro remolcador. (Por cortesía del Ministerio de Marina. Canal de Experiencias Hidrodinámicas.)

7.3. TEORIA DE MODELOS

El problema formulado anteriormente (pág. 162): «¿cómo predecir el comportamiento del prototipo a partir de los resultados obtenidos experimentalmente en un modelo a escala?» se resuelve así:

1 — *El modelo ha de ser geoméricamente semejante al prototipo.*

Es evidente que si no se cumple esta condición la comparación de resultados entre el modelo y el prototipo es imposible (1).

En adelante designaremos con el subíndice p las magnitudes del prototipo y con el subíndice m las del modelo.

Por tanto las longitudes L , superficies A , y volúmenes τ homólogos del prototipo y del modelo han de verificar las siguientes relaciones:

$$\frac{L_p}{L_m} = \lambda \quad ; \quad \frac{A_p}{A_m} = \lambda^2 \quad ; \quad \frac{\tau_p}{\tau_m} = \lambda^3 \quad (7-7)$$

donde λ — escala del prototipo con relación al modelo.

2 — *El modelo ha de ser dinamicamente semejante al prototipo.*

Para que los fenómenos en el modelo y en el prototipo sean comparables no basta que los modelos de estructuras o máquinas hidráulicas sean geoméricamente semejantes a los prototipos, sino que también los flujos, o sea las líneas de corriente, han de ser semejantes. Para ello es necesario que las velocidades, aceleraciones, fuerzas, etc., se hallen también en relaciones bien determinadas, que es preciso estudiar en las cinco secciones siguientes. Estas relaciones, como veremos, se deducen de la igualdad de los números de Euler, o de los de Froude, Reynolds, etc., según los casos.

7.4. SEMEJANZA DINAMICA Y GRADIENTE DE PRESIONES: NUMERO DE EULER

Supongamos que se trata de determinar experimentalmente las fuerzas a que estará sometido el pilar de un puente cuya sección transversal tendrá la forma de la Fig. 7-7. Se hará el estudio investigando un modelo reducido a escala 1/40, por ejemplo. En primera aproximación:

— La corriente tendrá lugar en planos horizontales (corriente bidimensional). Las partículas de fluido no se acelerarán verticalmente. La fuerza de la gravedad no tendrá influjo alguno sobre este tipo de corriente.

(1) A veces los modelos de ríos y puertos se hacen distorsionados, porque al ser la escala del modelo con relación al prototipo pequeña, la profundidad del modelo resultaría tan pequeña que se originarían fenómenos de tensión superficial que complicarían el experimento.

- Tanto las fuerzas debidas a la viscosidad como las restantes fuerzas enumeradas en la Sec. 5.4 se estima serán de escasa importancia y podrán despreciarse.
- Las únicas fuerzas que actuarán sobre el pilar serán, pues, las debidas al gradiente de presiones.
- En el infinito la corriente es uniforme, y además en todos los puntos del infinito (o puntos suficientemente alejados del pilar) la velocidad es la misma e igual a v_0 .
- La ecuación de Bernoulli se cumplirá no solo entre dos puntos situados en la misma línea de corriente (en virtud de que la viscosidad es nula), sino entre dos puntos cualesquiera del fluido, porque supondremos que todas las partículas de fluido transportan la misma energía (*movimiento irrotacional*, véase la Sec. 5.8.1).

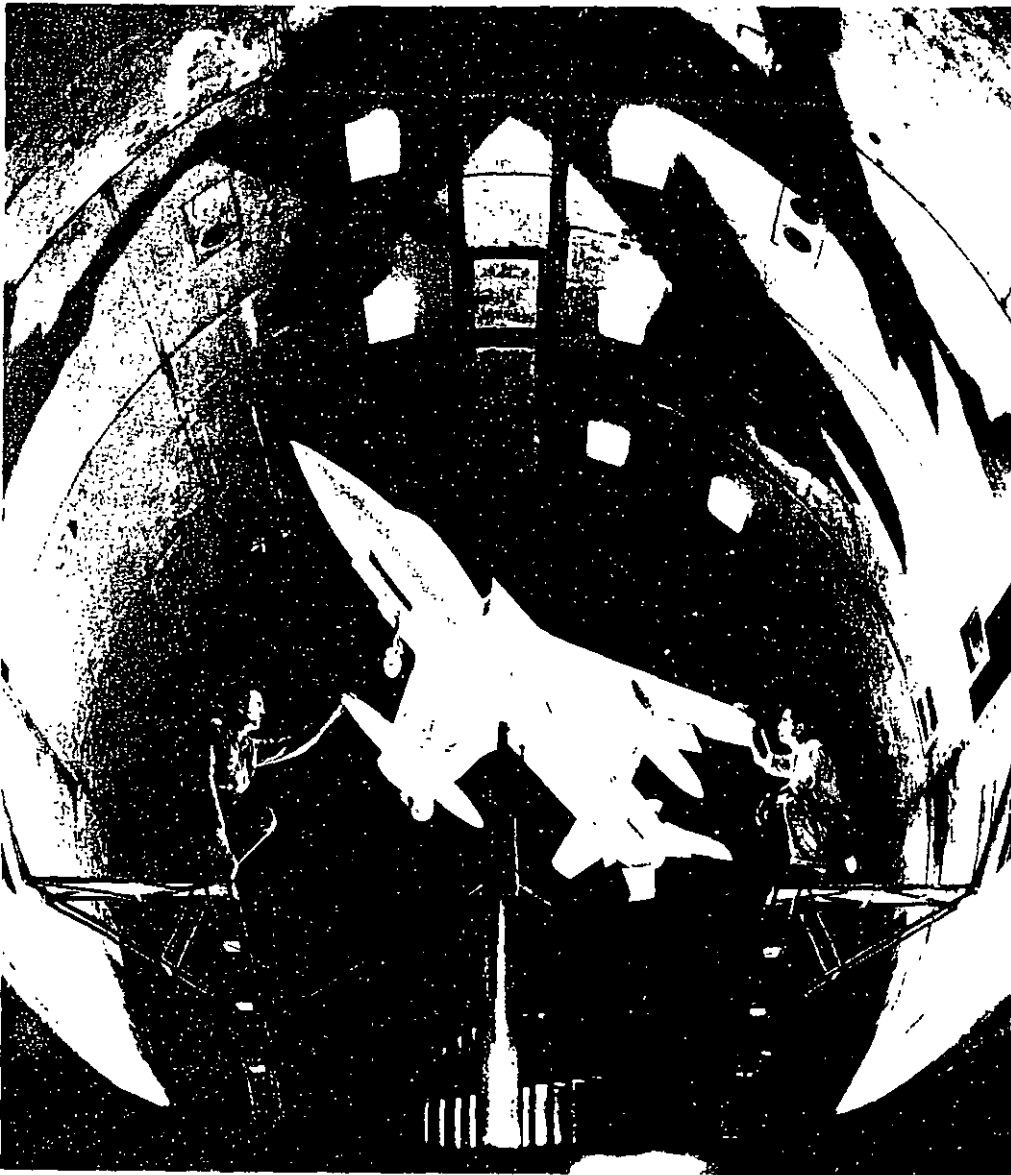


FIG. 7-6. En los laboratorios de Langley Field, Virginia, los principales de la NASA, se encuentra entre otros el túnel aerodinámico de la figura en que se está montando un modelo del caza-bombardero Republic F-105. (Por cortesía de la N.A.S.A.)

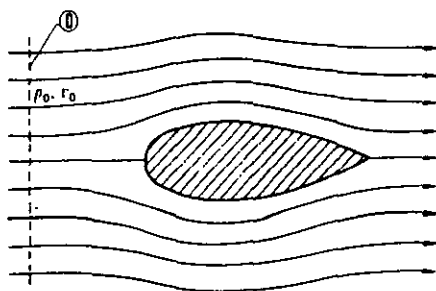


FIG. 7-7. Líneas de corriente en torno al pilar de un puente en un plano horizontal. En primera aproximación puede suponerse el fluido ideal e irrotacional. Entonces basta la semejanza geométrica entre el modelo y el prototipo para que los números de Euler sean iguales en puntos homólogos en el modelo y en el prototipo.

Si en la Fig. 7-7 el plano del dibujo es horizontal, escribiendo la ecuación de Bernoulli entre dos puntos de este plano: un punto O situado suficientemente alejado del pilar y otro punto genérico cualquiera, aunque no estén en la misma línea de corriente, se tendrá:

$$p - p_0 = \frac{\rho}{2} (v_0^2 - v^2)$$

por ser $z = z_0$. Llamando $p - p_0 = \Delta p$:

$$\frac{\Delta p}{\rho v_0^2 / 2} = 1 - \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 \quad (7-8)$$

En la Fig. 7-7 se han trazado las líneas de corriente, cuyo conjunto se llama *configuración o mapa de corriente*. Matemáticamente se demuestra (2) que en el fluido ideal e irrotacional que estamos considerando esta configuración de corriente no depende más que de la geometría del contorno (el pilar en nuestro caso), pero no del tamaño (escala). Es decir, que las configuraciones de corriente del modelo y del prototipo serán también geoméricamente semejantes (semejanza dinámica). Por tanto, según la Ec. (7-8) en puntos homólogos el segundo miembro es igual en el modelo que en el prototipo, luego también el primer miembro será igual en puntos homólogos en el modelo y en el prototipo.

Ahora bien, si

$$\frac{\Delta p}{\rho v_0^2 / 2} = C$$

siendo $\sqrt{1/\text{constante}} = \text{constante}$, se tendrá que en puntos homólogos

$$\frac{v_0}{\sqrt{2 \Delta p / \rho}} = C \quad (7-9)$$

El primer miembro de (7-9) es el *número de Euler*, Eu :

$$Eu = \frac{v}{\sqrt{2 \Delta p / \rho}} \quad (7-10)$$

donde v — velocidad característica (en nuestro caso $v = v_0$).

(2) Véase, por ejemplo, Milne-Thomson, obra citada.

El número de Euler puede considerarse como el cociente entre una fuerza de inercia característica y una fuerza debida al gradiente de presiones.

En efecto, la fuerza de inercia es igual a una masa multiplicada por una aceleración. La masa es igual a la densidad ρ multiplicada por el volumen que a su vez es proporcional al cubo de una cierta longitud característica L^3 . La masa es, pues, proporcional a ρL^3 . La aceleración es proporcional a una cierta velocidad característica v dividida por un tiempo, o sea proporcional a v/t . El tiempo a su vez es proporcional a la longitud característica L dividida por la velocidad v . Luego la aceleración es proporcional a v^2/L y la fuerza de inercia es proporcional a $\frac{\rho L^3 v^2}{L}$, o sea

$$\text{fuerza de inercia} \sim \rho L^2 v^2 \tag{7-11}$$

Por otra parte la fuerza debida al gradiente de presiones es proporcional a $\Delta p L^2$. Luego

$$\frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza gradiente presiones}} \sim \frac{\rho L^2 v^2}{\Delta p L^2} = \frac{v^2}{\Delta p / \rho}$$

que es el cuadrado de Eu salvo una constante.

El número de Euler es el parámetro adimensional de semejanza en los problemas en que sólo actúan las fuerzas debidas al gradiente de presiones.

Si el modelo es geoméricamente semejante al prototipo y no interviene más fuerza que la debida al gradiente de presiones automáticamente el número de Euler en puntos homólogos es igual en el modelo y en el prototipo.

En el ensayo del modelo del pilar del puente de la Fig. 7-7, se construiría un modelo a escala, por ejemplo, $\lambda = 10/1$. Se introduciría en un canal de vidrio, donde por medio de una bomba se haría circular un caudal Q de agua cualquiera, obteniéndose una cierta velocidad $v_{om} = 2$ m/s, por ejemplo. En el modelo, que podría ser de plástico, se podrían tomar medidas de presión en todo el contorno. La presión en el punto homólogo del prototipo se determinaría por la ecuación:

$$Eu_p = Eu_m$$

o sea [Ec. (7-10)]:

$$\frac{v_{op}}{\sqrt{2 \Delta p_p / \rho_p}} = \frac{v_{om}}{\sqrt{2 \Delta p_m / \rho_m}}$$

El ensayo podría hacerse también con aire en un túnel de viento, en cuyo caso

$$\rho_p = \rho_{H_2O}$$

$$\rho_m = \rho_{aire}$$

En nuestro caso, sin embargo:

$$\rho_m = \rho_p$$

y finalmente

$$\Delta p_p = \frac{v_p^2}{v_{om}^2} \Delta p_m$$

Esta ecuación aplicada punto por punto permitiría, por ejemplo, hallar la distribución de presiones en el pilar del puente aún no construido, a base de los ensayos del modelo, donde se obtendría experimentalmente Δp_m en cada punto.

7.5. SEMEJANZA DINAMICA CON PREDOMINIO DE LA GRAVEDAD: NUMERO DE FROUDE

Siempre que exista una superficie libre como, por ejemplo, en el desagüe por orificios, tubos y vertederos (Cap. 14), la gravedad juega un papel primordial. En este tipo de problemas la semejanza geométrica entre el modelo y el prototipo será condición necesaria pero no suficiente para que en puntos homólogos los números de Euler sean iguales.

Hallemos el cociente entre la fuerza de inercia [Ec. (7-11)] y la fuerza de la gravedad:

$$\frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza de la gravedad}} = \frac{\rho L^2 v^2}{\rho L^3 g} = \frac{v^2}{Lg}$$

Si $\frac{v^2}{Lg}$ es constante también su raíz cuadrada $\frac{v}{\sqrt{Lg}}$ lo será.

Esta última relación adimensional se conoce con el nombre de *número de Froude*:

$$\boxed{Fr = \frac{v}{\sqrt{Lg}}} \quad (7-12)$$

Para que en este caso los ensayos del modelo y del prototipo sean dinámicamente semejantes es menester que en puntos homólogos $\frac{v}{\sqrt{Lg}}$, o sea el número de Froude, sea idéntico.

El número de Froude es el parámetro adimensional de semejanza en los problemas con predominio de la gravedad.

Cuanto mayor es el número de Froude mayor es la importancia de la gravedad, y viceversa.

En los problemas con predominio de la gravedad se verifica aproximadamente la Ec. (7-3):

$$Eu = f(Fr)$$

y por tanto sólo y cuando los números de Froude sean iguales los números de Euler también lo serán.

Como la aceleración de la gravedad suele ser igual en el modelo que en el prototipo, al igualar los números de Froude en el modelo y en el prototipo, se puede utilizar la relación más sencilla para el número de Froude $\frac{v}{\sqrt{L}}$, que obviamente ya no es adimensional.

Fórmulas de paso

Las relaciones que sirven para predecir, a partir de las velocidades, caudales, etc., medidas en el modelo, los valores correspondientes en el prototipo se deducen igualando los números de Froude en el modelo y en el prototipo

$$\frac{v_m}{\sqrt{L_m}} = \frac{v_p}{\sqrt{L_p}}$$

De manera análoga se obtendrán las fórmulas de paso en los problemas con predominio de la viscosidad (igualando los números de Reynolds — Sec. 7.6), etc.

1 — Escala de velocidades

$$\frac{v_p^2}{v_m^2} = \frac{L_p}{L_m} = \lambda,$$

donde λ — escala del prototipo con relación al modelo.

Luego

$$\frac{v_p}{v_m} = \sqrt{\lambda} \quad (7-13)$$

(escala de velocidades, según la ley de Froude)

2 — Escala de caudales

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{A_p v_p}{A_m v_m} = \lambda^2 \sqrt{\lambda};$$

luego

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \lambda^2 \sqrt{\lambda} \quad (7-14)$$

(escala de caudales, según la ley de Froude)

3 — *Escala de tiempos*

Puesto que

$$T_p = L_p/v_p \quad \text{y} \quad T_m = L_m/v_m$$

(el tiempo dimensionalmente es $\frac{\text{espacio}}{\text{velocidad}}$)

se tiene

$$\frac{T_p}{T_m} = \frac{L_p}{L_m} \cdot \frac{v_m}{v_p} = \frac{\lambda}{\sqrt{\lambda}} = \sqrt{\lambda},$$

en virtud de (7-13).

Luego

$$\frac{T_p}{T_m} = \sqrt{\lambda} \quad (7-15)$$

(escala de tiempos, según la ley de Froude)

4 — *Escala de fuerzas*

$$F_p = gL_p^3 \quad F_m = gL_m^3$$

suponiendo que los ensayos se hacen en el mismo fluido y por tanto $\rho_p = \rho_m$.
Por consiguiente

$$\frac{F_p}{F_m} = \frac{gL_p^3}{gL_m^3} = \lambda^3;$$

luego

$$\frac{F_p}{F_m} = F_m \lambda^3 \quad (7-16)$$

(escala de fuerzas, según la ley de Froude)

(Véanse problemas 7-1 y 7-2.)

7.6. SEMEJANZA DINAMICA CON PREDOMINIO DE LA VISCOSIDAD: NUMERO DE REYNOLDS

En los ensayos aerodinámicos realizados en los túneles de viento y en otra multitud de problemas la fuerza predominante, además de la debida al gradiente de presiones, es la fuerza debida a la viscosidad.

De la ecuación de Newton [Éc. (2-7)] se deduce que la fuerza de la viscosidad es proporcional a ηvL . Por lo cual la relación de la fuerza de inercia a la fuerza de la viscosidad será:

$$\frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza de la viscosidad}} \sim \frac{\rho L^2 v^2}{\eta v L} = \frac{\rho L v}{\eta} = \frac{L v}{\nu}$$

en virtud de la Ec. (2-10).

Esta relación adimensional se conoce con el nombre de *número de Reynolds*, Re

$$\boxed{\text{Re} = \frac{\rho L v}{\eta} = \frac{L v}{\nu}} \quad (7-17)$$

Para que en este caso los ensayos del modelo y del prototipo sean dinámicamente semejantes es menester que el número de Reynolds sea idéntico en ambos.

El número de Reynolds mide la importancia relativa de cada una de las variables que intervienen en un fenómeno en que la fuerza predominante es la viscosidad, es decir la ρ, η, v, L . Cuanto mayor es el número de Reynolds menos importancia tiene la fuerza de viscosidad en el fenómeno, y viceversa. No es la viscosidad dinámica η el parámetro decisivo, sino $\text{Re} = \frac{\rho L v}{\eta}$.

Si en el ensayo con el modelo la fuerza de viscosidad ha de tener la misma importancia que tendrá en el prototipo, los números de Reynolds en el modelo y en el prototipo habrán de ser iguales:

$$\text{Re}_m = \text{Re}_p$$

El número de Reynolds es el parámetro adimensional de semejanza en los problemas con predominio de la viscosidad.

Cuanto mayor es el número de Reynolds menor es la importancia de la viscosidad, y viceversa.

En los problemas con predominio de la viscosidad se verifica aproximadamente la Ec. (7-4):

$$\boxed{\text{Eu} = f(\text{Re})}$$

y por tanto sólo y cuando los números de Reynolds sean iguales los números de Euler también lo serán.

Supongamos que se utiliza el mismo fluido en el modelo y en el prototipo, es decir, $\nu_m = \nu_p$. La relación de velocidades según la ley de Froude será: [Ec. (7-13)]:

$$v_p/v_m = \sqrt{\lambda} \quad (7-18)$$

y según la ley de Reynolds, siendo $\text{Re}_p = \text{Re}_m$ y por tanto $v_p L_p = v_m L_m$ será:

$$\frac{v_p}{v_m} = \frac{L_m}{L_p} = \frac{1}{\lambda} \quad (7-19)$$

Es imposible cumplir ambas condiciones simultáneamente, excepto para el caso $\lambda = 1$. Por lo cual si en el problema predomina la fuerza de la gravedad sobre la viscosidad se ensayará el modelo según la ley de Froude [Ec. (7-18)]. Entonces los resultados vendrán un tanto desfigurados por el incumplimiento de la ley de Reynolds. Si, por el contrario, en el problema predomina la viscosidad sobre la gravedad se adoptará la ley de Reynolds [Ec. (7-19)]. Entonces los resultados vendrán un tanto desfigurados por el incumplimiento de la ley de Froude.

Si en un problema tanto la fuerza de la gravedad como la viscosidad tienen importancia, como en el problema de la resistencia de un barco, se procede como se explica en la Sec. 13.4.

Como la densidad del aire es mucho menor que la densidad del agua en los ensayos con aire las fuerzas de inercia serán más débiles, con lo que las de la viscosidad se harán *relativamente* más importantes. Así el aire se comportará como un líquido *relativamente* más viscoso que el agua. En los túneles de viento los ensayos se hacen según la ley de Reynolds, en cambio en los ensayos de máquinas hidráulicas suele desprejarse la viscosidad porque la ley expresada en la Ec. (7-18) daría para el modelo una velocidad irrealizable o una altura de salto excesiva y se prescinde de la semejanza dinámica, es decir, se supone que si hay semejanza geométrica hay también semejanza dinámica. De los ensayos de máquinas hidráulicas trataremos extensamente en el Cap. 25, que se ha de considerar como un complemento de este capítulo (3)

(Véanse problemas 7-3 y 7-4.)

7.7. SEMEJANZA DINAMICA CON PREDOMINIO DE LA ELASTICIDAD: NUMERO DE MACH

Estudemos ahora el caso en que la fuerza preponderante es la elasticidad.

Dimensionalmente la fuerza de elasticidad es proporcional al módulo de elasticidad de volumen E (véase Sec. 2.3) que es un esfuerzo y al área sobre la cual actúa dicha fuerza, o sea es proporcional a EL^2 . Por tanto la relación de la fuerza de inercia a la fuerza de elasticidad será:

$$\frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza de elasticidad}} \sim \frac{\rho L^2 v^2}{EL^2} = \frac{\rho v^2}{E}$$

También en este caso en vez de $\frac{\rho v^2}{E}$ se suele utilizar su raíz cuadrada $\frac{v}{\sqrt{E/\rho}}$. Ahora bien, según enseña la Física, $\sqrt{E/\rho} = c$ es la velocidad del sonido, o lo que es lo mismo la velocidad de la propagación de la onda elástica en el medio de que se trate.

La velocidad del sonido en el agua es 1.400 m/s y en el aire, 330 m/s. En los líquidos la velocidad del sonido varía solo ligeramente con la temperatura y la presión, mientras que en los gases sucede lo contrario.

(3) Sin embargo, aún en este caso, la semejanza geométrica ha de existir no sólo en el modelo mismo, sino en la configuración de la corriente (*semejanza cinemática*).

Esta relación adimensional $\frac{v}{\sqrt{E/\rho}} = \frac{v}{c}$ se conoce con el nombre de *número de Mach*, Ma .

$$\boxed{Ma = \frac{v}{c}} \quad (7-20)$$

El número de Mach es el parámetro adimensional de semejanza en los problemas con predominio de la elasticidad.

Cuanto mayor es el número de Mach mayor es la importancia de la elasticidad, y viceversa.

Si $Ma < 1$ la corriente se llama *subsónica*; si $Ma = 1$, *transónica* y si $Ma > 1$, *supersónica*.

En los problemas con predominio de la elasticidad se verifica aproximadamente la Ec. (7-5):

$$\boxed{Eu = f(Ma)}$$

y por tanto sólo y cuando los números de Mach sean iguales los números de Euler también lo serán.

Las velocidades supersónicas se alcanzan ya hace tiempo en los aviones militares, en los proyectiles balísticos, en las naves espaciales, y en la aviación comercial (avión Concorde).

Los problemas en que el número de *Mach* tiene importancia son aquellos en que la compresibilidad tiene importancia: como en este curso (pág. 31) se considera prácticamente sólo el fluido incompresible, el número de Mach no será mencionado más en el texto.

(Véase problema 7-5.)

7.8. SEMEJANZA DINAMICA CON PREDOMINIO DE LA TENSION SUPERFICIAL: NUMERO DE WEBER

La tensión superficial σ (véase Sec. 2.5) es una fuerza superficial por unidad de longitud. Las dimensiones de σ son por tanto $[F]/[L]$. Por consiguiente la fuerza debida a la tensión superficial será σL . Escribamos la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de la tensión superficial:

$$\frac{\text{fuerza de inercia}}{\text{fuerza debida a la tensión superficial}} \sim \frac{\rho L^2 v^2}{\sigma L} = \frac{\rho L v^2}{\sigma}$$

También aquí se utiliza la raíz cuadrada de $\frac{\rho L v^2}{\sigma}$, o sea $\frac{v}{\sqrt{\sigma/\rho L}}$. Esta relación adimensional se conoce con el nombre de *número de Weber*, We :

$$We = \frac{v}{\sqrt{\sigma/\rho L}} \quad (7-21)$$

El número de Weber es el parámetro adimensional de semejanza en los problemas con predominio de la tensión superficial.

Cuanto menor sea el número de Weber mayor es la importancia de la tensión superficial, y viceversa.

En los problemas con predominio de la tensión superficial se verifica aproximadamente la Ec. (7-6):

$$Eu = f(We)$$

y por tanto sólo y cuando los números de Weber sean iguales los números de Euler también lo serán.

La fuerza debida a la tensión superficial suele ser de ordinario muy pequeña.

En la técnica esta fuerza entra en juego en las industrias relacionadas con la pulverización y atomización (formación de gotas, «sprays») que constituye una rama importante de la ingeniería química. Nosotros no volveremos a mencionar el número de Weber en nuestro texto.

Nota final

Para perfecta semejanza dinámica se deberían cumplir simultáneamente las cinco ecuaciones siguientes:

$$\begin{aligned} Eu_m &= Eu_p \\ Fr_m &= Fr_p \\ Re_m &= Re_p \\ Ma_m &= Ma_p \\ We_m &= We_p \end{aligned} \quad (7-22)$$

El cumplimiento simultáneo de estas cinco ecuaciones es imposible en el ensayo de modelos reducidos, porque estas ecuaciones prácticamente sólo pueden cumplirse si la escala es 1/1 (véase pág. 176). Por eso de ordinario se escoge de las Ecs. (7-22) una sola, la que más se ajuste al fenómeno.

Así por ejemplo en el ensayo de un perfil de ala de avión en un túnel aerodinámico se ve inmediatamente que las fuerzas de tensión superficial son despreciables; si el aire se supone incompresible las fuerzas elásticas tampoco existen. La fuerza de la gravedad no altera la configuración de la corriente. Lo importante

en este problema particular es mantener los números de Reynolds iguales en el modelo y en el prototipo [tercera Ec. (7-22)]. Si esto se cumple las configuraciones de corriente en el modelo y en el prototipo serán semejantes.

PROBLEMAS

7-1. Determinar las dimensiones principales del modelo del tubo de aspiración de una turbina hidráulica (véase pág. 473), cuyas dimensiones reales son las siguientes:

Diámetro del rodete de la turbina, $D_1 = 840$ mm;

diámetro del tubo de aspiración a la entrada, $D_2 = 1.170$ mm;

longitud de la parte cónica del tubo de aspiración, $l_c = 2.500$ mm;

diámetro de salida del tubo de aspiración, $D_3 = 1.740$ mm;

longitud total del tubo de aspiración, $L = 3.500$ mm. El caudal de la turbina, $Q = 970$ l/s. El modelo se construirá a la escala, $\lambda = 5$. Calcular el caudal de la turbina modelo y la velocidad de salida en el tubo de aspiración de la turbina modelo, para que el ensayo se realice con semejanza dinámica.

Dimensiones del modelo:

$$D_m = \frac{D_p}{\lambda} = \frac{840}{5} = 168 \text{ mm}$$

$$D_{2m} = \frac{D_{2p}}{\lambda} = \frac{1170}{5} = 234 \text{ mm}$$

$$l_{cm} = \frac{l_{cp}}{\lambda} = \frac{2500}{5} = 500 \text{ mm}$$

$$D_{3m} = \frac{D_{3p}}{\lambda} = \frac{1740}{5} = 348 \text{ mm}$$

$$L_m = \frac{L_p}{\lambda} = \frac{3500}{5} = 700 \text{ mm}$$

Si se construye el modelo a escala con las dimensiones que acabamos de deducir se dará semejanza geométrica. Para que se dé semejanza dinámica, en un problema como éste con predominio de la gravedad, se ha de verificar que el número de Froude sea igual en el modelo y en el prototipo.

Esto, según la Ec. (7-14) equivale a ensayar el modelo con un caudal

$$\begin{aligned} Q_m &= Q_p \lambda^{-5/2} = 970 \cdot 5^{-5/2} \\ &= 17,352 \text{ l/s} \end{aligned}$$

La velocidad de salida del tubo de aspiración en el modelo será:

$$\begin{aligned} v_m &= \frac{Q_m}{A_m} = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot 0,348^2} \\ &= 0,182 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Supuesto que el modelo se ensaya con el caudal Q_m hallado, los datos obtenidos en el ensayo del modelo se trasladarán al prototipo, mediante fórmulas como las (7-13) a (7-16) u otras deducidas de manera semejante, según la variable de que se trate.

7-2. Se trata de ensayar el modelo de un barco de 180 m de largo que ha de navegar a 46 km/h. El modelo tendrá 3 m de longitud.

a) ¿A qué velocidad deberá marchar el modelo para que se conserve constante el número de Froude?

b) ¿Cuál es el valor del número de Froude?

En nuestro caso:

$$L_p = 180 \text{ m}$$

$$v_p = \frac{46.000}{3.600} = 12,78 \text{ m/s}$$

$$L_m = 3 \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{L_p}{L_m} = \frac{180}{3} = 60$$

a) En virtud de la Ec. (7-13)

$$v_m = \frac{v_p}{\sqrt{\lambda}} = \frac{v_p}{\sqrt{60}} = 1,650 \text{ m/s}$$

b) En virtud de la Ec. (7-12), tendremos:

$$Fr_m = Fr_p = \frac{v_p}{\sqrt{L_p g}} = \frac{12,78}{\sqrt{180 \cdot 9,81}} = 0,3041$$

7-3. Un modelo de avión a escala $\lambda = 20$ se ha de ensayar en un túnel de viento cerrado a la misma velocidad que el prototipo. También será igual la temperatura del aire. El prototipo volará a una altura en que la presión barométrica media será de 500 Torr.

Calcular la presión del aire en el túnel de viento de manera que se conserve el mismo número de Reynolds en el modelo y en el prototipo, para que exista semejanza dinámica.

Según la Ec. (7-17), y siendo Re igual en el modelo y en el prototipo, se verificará:

$$\frac{v_m L_m \rho_m}{\eta_m} = \frac{v_p L_p \rho_p}{\eta_p}$$

Si $\nu = C$ puede suponerse (véase pág. 25) $\eta_m = \eta_p$. Además $v_m = v_p$; luego

$$L_m \rho_m = L_p \rho_p$$

y

$$\rho_m = \frac{L_p}{L_m} \rho_p = 20 \rho_p \quad (1)$$

En el aire se cumple con suficiente aproximación la ecuación de los gases perfectos [Ec. (20-3)]:

$$\rho = \frac{p}{R_a T}$$

donde $R_a = C$; si además $T = C$, se tendrá $\rho = Cp$, y según la Ec. (1)

$$p_m = \frac{\rho_m}{\rho_p} p_p = 20 p_p$$

obteniéndose finalmente

$$\begin{aligned} p_m &= 20 \cdot 500 = 10.000 \text{ Torr} = 10 \cdot 13.600 \cdot 9,81 \text{ Pa} = \\ &= 13,3416 \cdot 10^5 \text{ Pa} = \\ &= 13,3416 \text{ bar} \end{aligned}$$

7-4. Para determinar las fuerzas que se ejercen sobre una chimenea por la presión dinámica del aire a 100 km/h se construye un modelo a escala $\lambda = 15$ y se ensaya en un túnel de viento cerrado, en que el aire se mantiene a una densidad 5 veces mayor que la normal. La temperatura en el ensayo y en la realidad puede suponerse igual.

Calcular el momento de flexión correspondiente en el prototipo, si se mide este momento en el modelo y tiene un valor de $25 \text{ m} \cdot \text{N}$.

Si se ha escogido la velocidad del viento en el ensayo del modelo de manera que se conserve la semejanza dinámica, es decir

$$Re_m = Re_p$$

Luego siendo la temperatura igual en el modelo y en el prototipo será prácticamente $\eta = C$ (véase pág. 25). Luego

$$v_m \rho_m L_m = v_p \rho_p L_p$$

y

$$v_m = \frac{\rho_p}{\rho_m} \cdot \frac{L_p}{L_m} v_p = \frac{15}{5} v_p$$

$$\frac{v_m}{v_p} = 3 \tag{2}$$

Además, según la Ec. (7-4), siendo $Re_m = Re_p$:

$$Eu_m = Eu_p$$

En nuestro caso:

$$L_p = 15 L_m$$

$$v_p = 100 \text{ km/h}$$

$$\rho_m = 5 \rho_p$$

$$M_m = 25 \text{ m} \cdot \text{N}$$

De la Ec. (7-4) y de la Ec. (7-10) se deduce que

$$\frac{\rho_m v_m^2}{\Delta p_m} = \frac{\rho_p v_p^2}{\Delta p_p}$$

Ahora bien

$$F \sim \Delta p L^2$$

Luego

$$\frac{F_p}{F_m} = \frac{\Delta p_p L_p^2}{\Delta p_m L_m^2} = \frac{\rho_p v_p^2 L_p^2}{\rho_m v_m^2 L_m^2} \tag{3}$$

Además

$$\frac{M_p}{M_m} = \frac{F_p L_p}{F_m L_m} = \frac{\rho_p v_p^2 L_p^3}{\rho_m v_m^2 L_m^3} =$$

$$= \frac{1}{5} \frac{1}{9} 15^3 = 75$$

y finalmente

$$M_p = 25 \cdot 75 = 1.875 \text{ m} \cdot \text{N}$$

7.5. Un avión ha de volar a una altura en que la presión absoluta del aire es de 530 Torr y la temperatura 15°C (cociente de valores específicos, $\gamma = 1.4$; constante de gas del aire, $R_0 = 286.9 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$).

¿A qué velocidad el número de Mach será 0.8 y cuál será en este caso la presión de estancamiento?

Según la Ec. (7-20)

$$\text{Ma} = \frac{v}{c}$$

La velocidad del sonido, c en las condiciones del problema, se obtiene por la fórmula siguiente de Física:

$$c = \sqrt{\gamma R_a T}$$

donde $T = 15 + 273 = 288$ K. Por tanto

$$c = \sqrt{1,4 \cdot 286,9 \cdot 288} = 340,115 \text{ m/s}$$

Ahora bien

$$\text{Ma} = 0,8 = \frac{v}{c} = \frac{v}{340,1}$$

y

$$v = 0,8 \cdot \text{Ma} = 272,092 \text{ m/s}$$

La presión de estancamiento se deducirá de

$$p_t = p_{amb} + \rho \frac{v^2}{2}$$

donde p_{amb} = presión barométrica = $0,530 \cdot 13.600 \cdot 9,81 = 70.710$ Pa

Además, según la ecuación de los gases perfectos [véase Ec. (20-3)],

$$\rho = \frac{p}{R_a T} = \frac{p_{amb}}{286,9 \cdot 288,15} = 0,855 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

y, finalmente,

$$p_t = 102.372 \text{ Pa} = 1,02372 \text{ bar}$$

7-6. Calcular el número de Reynolds para una corriente de agua en una tubería de 200 mm de diámetro a 20° C y a una velocidad de 4 m/s.

Calcular el número de Reynolds para el aire que fluye en una tubería de 200 mm de diámetro a una presión de 10 bar, una temperatura de 50° C y una velocidad de 4 m/s.

7-7. Calcular para una corriente de agua a 20° C el número de Reynolds en los tres casos siguientes: a) tubería capilar de 6 mm de diámetro con velocidad de 10 cm/s; b) tubería de 200 mm con velocidad de 1 m/s; c) tubería de 2 m de diámetro con velocidad de 2 m/s.

7-8. Por una tubería de 150 mm de diámetro circula un caudal másico de aire, $G = 100$ kg/min. ¿Cuáles son los números de Mach en dos secciones de la tubería, en que las presiones medias son de 6 bar y 0,5 bar, respectivamente, siendo la temperatura en ambas secciones igual a 25° C?



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001



CA 275 CURSO DE MINIHIDRÁULICA

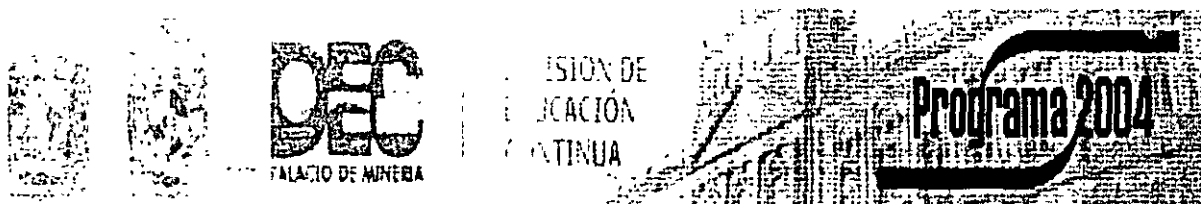
TEMA: 2

**SOBREPRESIONES Y DEPRESIONES PELIGROSAS
EN ESTRUCTURAS Y MAQUINAS HIDRÁULICAS:
GOLPE DE ARIETE Y CAVITACIÓN**

COORDINADOR: M. en I. ARTURO NAVA MASTACHE

DEL 22 AL 26 DE NOVIEMBRE DE 2004

PALACIO DE MINERÍA



8. Resistencia de los fluidos en general

8.1. INTRODUCCION

Cuando un cuerpo sólido se mueve en un fluido, por ejemplo, un avión en el aire, se originan unas fuerzas que no tienen lugar cuando una nave espacial se mueve en el vacío. La resultante de estas fuerzas en la dirección normal al movimiento es el empuje ascensional, y de ella se tratará en el Cap. 17. La resultante de las mismas fuerzas en la dirección del movimiento es el arrastre o *resistencia*. El origen de esta fuerza es la viscosidad; aunque también la resultante de las fuerzas debidas a las presiones normales puede a veces dar origen a una resistencia que se llama *resistencia de presión*.

Mientras que en los capítulos 5 y 6 nos hemos ocupado preferentemente del fluido ideal ($\eta = 0$) en los capítulos 8 al 14 en que estudiaremos la resistencia nos ocuparemos del fluido real ($\eta \neq 0$).

Por el principio de acción y reacción el cuerpo ejerce sobre el fluido una fuerza igual y de sentido contrario a la que el fluido ejerce sobre el sólido. Es decir, el fenómeno de la resistencia que un sólido experimenta al moverse en un fluido es fundamentalmente igual al de la resistencia que un fluido experimenta al moverse en el interior de un sólido, como una tubería.

Así los siguientes fenómenos de trascendental interés en la ingeniería, aunque aparentemente tan dispares, están sometidos a las mismas leyes, y se han de estudiar conjuntamente:

- a) Pérdidas de energía en conducciones cerradas o *tuberías* (Caps. 9, 11 y 12) producidas por el rozamiento del fluido con las paredes de la tubería y de las partículas de fluido entre sí.
- b) El flujo de conducciones abiertas o *canales* está sometido a idéntico tipo de resistencia (Cap. 10).
- c) El arrastre de un avión que exige un consumo de energía para mantenerlo a velocidad constante es análogo, como hemos dicho, a los dos casos anteriores (corriente alrededor de un contorno —avión— y corriente en el interior de un contorno —tubería, canal—). En efecto, aunque en la práctica el avión se mueve y el aire está en reposo, sumando al sistema aire + avión una velocidad igual y de sentido contrario a la velocidad del avión, este queda en reposo y el aire se mueve sobre él. (Véase pág. 91.)
- d) La navegación submarina constituye un caso análogo al anterior, con las diferencias producidas por ser el fluido distinto —agua— y las velocidades más pequeñas.

La importancia del tema se desprende de que las cuestiones *a)* y *b)* ocupan un puesto primordial en la *ingeniería hidráulica*, *c)* es el problema básico de la *aerodinámica*, y *d)* ocupa un puesto primordial en la *ingeniería naval*.

8.2. PARADOJA DE D'ALEMBERT

Si un cilindro circular se mueve con velocidad constante v_∞ de derecha a izquierda en un fluido en reposo, dinámicamente nada varía, como ya hemos dicho, si sumando al fluido y al cilindro una velocidad igual y de sentido contrario el cilindro queda en reposo y el fluido se mueve de izquierda a derecha con velocidad v_∞ , caso representado en la Fig. 8-1. Suponemos que el fluido es ideal (energía constante en todos los puntos de una misma línea de corriente), e irrotacional (energía constante en todos los puntos aunque no estén en la misma línea de corriente; véase pág. 107). Por tanto la Fig. 8-1 representa el

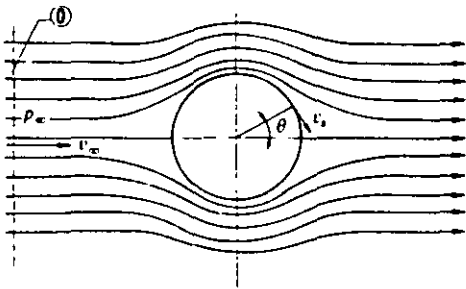


FIG. 8-1. Líneas de corriente en un movimiento uniforme en el infinito de un fluido ideal alrededor de un cilindro circular. La configuración de corriente es simétrica con respecto a los ejes paralelo y perpendicular a la corriente, que pasan por el centro del círculo.

caso del cilindro circular en corriente uniforme (1) en el infinito (2) de un fluido ideal e irrotacional. Un cálculo matemático, que omitimos, permite hallar las ecuaciones de las líneas de corriente, que se han trazado en la figura. Del cálculo omitido se deduce que la velocidad en cada punto de la superficie del cilindro v_s (véase figura) es:

$$v_s = 2v_\infty \operatorname{sen} \theta \quad (8-1)$$

donde v_s — velocidad del fluido en un punto de la superficie del cilindro;
 v_∞ — velocidad de la corriente imperturbada, o velocidad en el infinito;
 θ — ángulo que fija la posición del punto en el cilindro (véase Fig. 8-2).

Si suponemos que la gravedad no juega papel alguno (plano del dibujo horizontal; o bien si el fluido es un gas), aplicando la ecuación de Bernoulli en la

(1) Se trata de un caso particular de la corriente uniforme definida en la página 89, en la cual la velocidad en el infinito no varía ni a lo largo de una línea de corriente ni en una sección transversal a la misma.

(2) La expresión «en el infinito» quiere decir prácticamente, suficientemente antes del contorno (cilindro en este caso). Alrededor del cilindro la corriente evidentemente deja de ser uniforme.

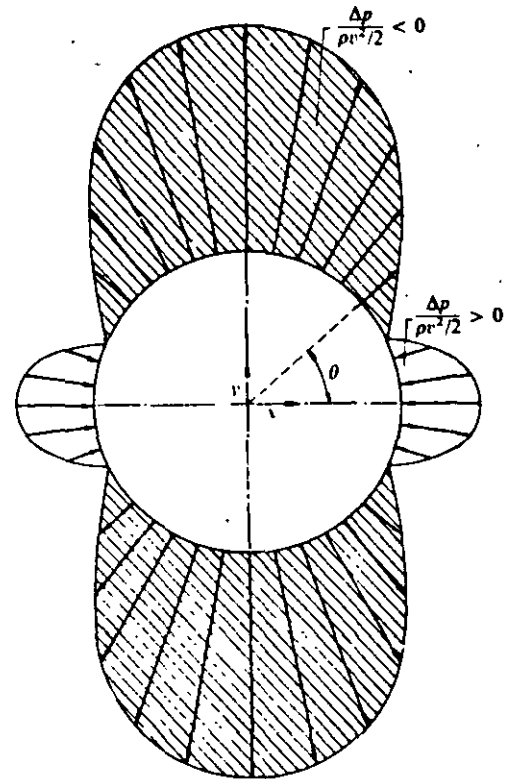


FIG. 8-2. El diagrama polar de presiones en el movimiento descrito en la Fig. 8-1 sirve para visualizar la paradoja de D'Alembert. Por la simetría del dibujo, la resultante de todas las fuerzas debidas a la presión según el eje horizontal (= arrastre) es nula.

forma [Ec. (5-40)] entre un punto en la sección O (corriente imperturbada) y un punto cualquiera s del cilindro, tendremos:

$$p_{\infty} + \frac{\rho v_{\infty}^2}{2} = p_s + \frac{\rho v_s^2}{2}$$

de donde

$$p_s = p_{\infty} + \frac{\rho}{2} (v_{\infty}^2 - v_s^2) = p_{\infty} + \frac{\rho v_{\infty}^2}{2} (1 - 4 \sin^2 \theta) \quad (8-2)$$

habiendo empleado en el último miembro la Ec. (8-1), y finalmente

$$\frac{p_s - p_{\infty}}{\rho v_{\infty}^2 / 2} = \frac{\Delta p}{\rho v_{\infty}^2 / 2} = 1 - 4 \sin^2 \theta \quad (3) \quad (8-3)$$

Las fuerzas debidas a la presión son normales al cilindro. Los valores de $\frac{\Delta p}{\rho v_{\infty}^2 / 2}$ tomados de la Ec. (8-3) se han llevado a escala normalmente al cilindro en la Fig. 8-2, en la que se ha tomado la superficie del cilindro como línea en la cual $\frac{\Delta p}{\rho v_{\infty}^2 / 2} = 0$. La simetría de la Fig. 8-2 nos dice que:

(3) ... El primer miembro de esta ecuación es igual a $\frac{1}{Eu^2}$, donde Eu — número de Euler [Ec. (7-10)].

El segundo miembro de la Ec. (8-3) depende sólo de la geometría del contorno (cilindro), pero no de la escala. Luego el número de Euler es constante en puntos homólogos en dos cilindros de distinto tamaño, lo que confirma lo dicho en la Sec. 7.4.

- la resultante de todas las fuerzas que el fluido ejerce sobre el cilindro en la dirección normal al movimiento (*empuje ascensional*) es nula;
- la resultante de todas las fuerzas en la dirección del movimiento (*arrastre*) es nula.

Un cilindro se movería en un fluido ideal sin experimentar resistencia alguna.

Ahora bien, fluido ideal es aquel cuya viscosidad $\eta = 0$. Pero nos encontramos con el hecho paradójico de que el agua y el aire (fluidos los más interesantes en la técnica) siendo muy poco viscosos ofrecen a un cilindro en movimiento una gran resistencia. Este hecho se conoce con el nombre de *paradoja de D'Alembert*.

La explicación de esta paradoja nos conduce lógicamente a dos conceptos de primordial importancia en Mecánica de Fluidos: *la capa límite y el desprendimiento de la capa límite*.

La explicación de la paradoja de D'Alembert se resume en los dos puntos siguientes. En el agua, en el aire y en cualquier fluido muy poco viscoso:

- a) Aun en el caso en que *macroscópicamente* la configuración de la corriente fuera la de la Fig. 8-1, que se repite en la Fig. 8-3 a, *microscópicamente* en las inmediaciones de un punto cualquiera del cilindro, A, reina la distribución de velocidades que se representa en la Fig. 8.3 b.

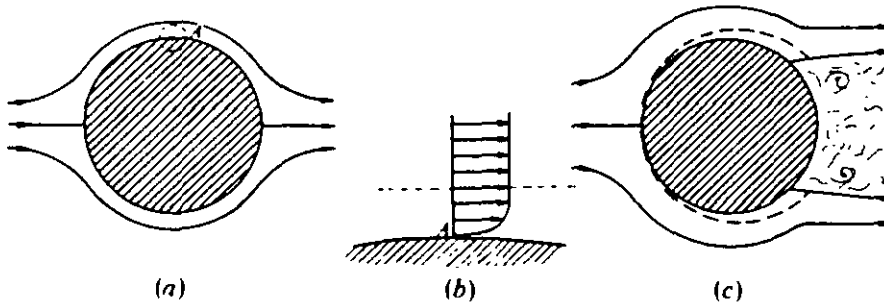


FIG. 8-3. *Cilindro circular en corriente real uniforme en el infinito. En (a) la corriente se adhiere al cilindro. macroscópicamente la configuración de la corriente es la misma del fluido ideal. En (b) la observación microscópica del punto A (círculo de puntos) revela la existencia de la capa límite. En (c) se ha producido el desprendimiento de la capa límite.*

Es decir, la capa de fluido contigua al cilindro se adhiere al mismo por su viscosidad (véase pág. 22); a consecuencia de lo cual la velocidad del fluido junto al cilindro mismo se reduce a 0. Esta velocidad aumenta rapidísimamente, hasta que pasada una *película de fluido (capa límite, Sec. 8.3)* la velocidad v , es la que corresponde a las líneas de corriente de la Fig. 8-1 u 8-3 a. Por tanto en la ecuación de Newton [Ec. (2-8)],

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy}$$

η es muy pequeña (la viscosidad del aire y agua son muy pequeñas); pero $\frac{dv}{dy}$ es grande (todo el aumento de velocidad tiene lugar en una película de

fluido muy fina — la capa límite) y por tanto el esfuerzo cortante y la resistencia (esfuerzo cortante \times superficie) es muy grande. Esta resistencia se llama *resistencia de superficie* (Sec. 8.3).

Ahora bien, en la práctica la configuración de la corriente de la Fig. 8-3 *a* no suele realizarse, excepto el caso de una velocidad v_∞ muy pequeña, porque:

- b) el cilindro, aerodinámicamente hablando, tiene una forma roma y las líneas de corriente se separan como se indica en la Fig. 8-3 *c* (*desprendimiento de la capa límite*: Sec. 8.8) creándose corriente abajo del cilindro remolinos que originan una depresión, con lo cual en el caso de que el fluido estuviera en reposo y el cilindro se moviera de derecha a izquierda este experimentaría una resistencia que se llama *resistencia de forma*.

8.3. CAPA LIMITE: RESISTENCIA DE SUPERFICIE

La teoría de la *capa límite* ideada al comienzo de este siglo por Prandtl ha revolucionado la aeronáutica y toda la Mecánica de Fluidos, hasta el punto de que se considera a Prandtl como fundador de la Mecánica de Fluidos moderna. (Véase pág. 4, núm. 22.)

Esta teoría encuentra aplicación precisamente en los fluidos poco viscosos como el aire y el agua, y por tanto es una teoría fundamental en aeronáutica y en ingeniería naval.

La Fig. 8-4 *a* representa un cuerpo sólido sumergido en una corriente de fluido, por ejemplo, un perfil de ala de avión en una corriente de aire. Estudiemos la distribución de velocidades a lo largo de la normal a la superficie en un punto *A*. Aproximando un tubo de Prandtl muy cerca del punto *A*, se mide una velocidad v . «Macroscópicamente» v es la velocidad del fluido en el punto *A*. Sin embargo, sabemos que a causa de la viscosidad, la velocidad del fluido en el punto *A* es 0 (véase pág. 22). Una observación «microscópica», representada en la Fig. 8-4 *b*, nos revela según los casos, una de las distribuciones de velocidades siguientes, en una película muy fina (la *capa límite*):

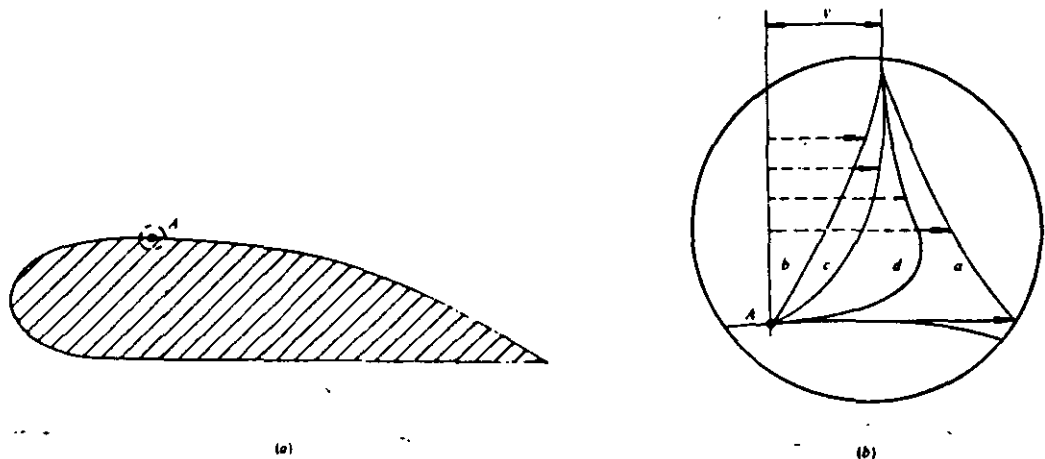


FIG. 8-4. (a) Perfil de ala de avión sumergido en una corriente de aire. (b) Observación *microscópica* del punto *A*. En este entorno infinitesimal del punto *A* se sienten los efectos de la *capa límite*.

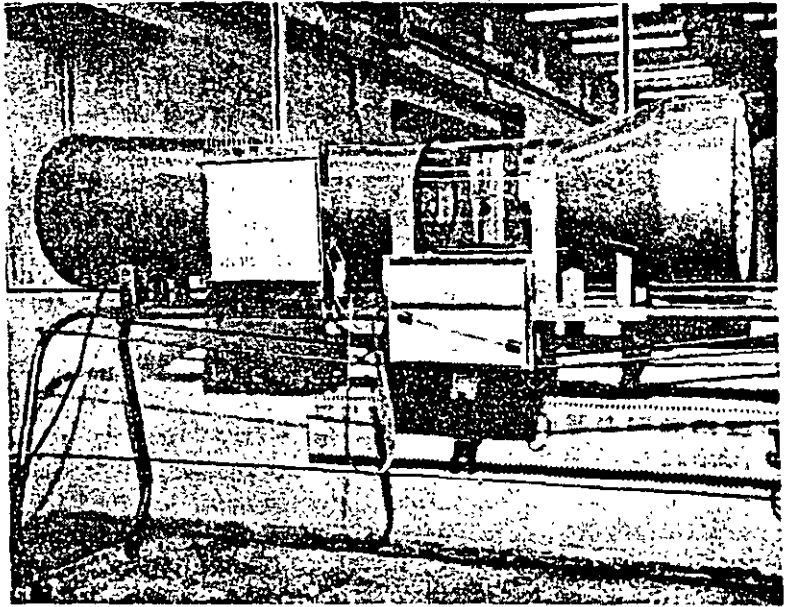
- si el fluido fuera ideal la teoría hidrodinámica que en este curso no abordamos nos da una distribución de velocidades como la de la curva *a*.
- si los efectos de la viscosidad son muy apreciables (número de Reynolds bajo, Sec. 8.6), la distribución de velocidades es parabólica y se representa en la curva *b*.
- si los efectos de la viscosidad son muy poco apreciables (número de Reynolds alto), la distribución de velocidades es logarítmica y se representa por la curva *d*. La curva *c* representa un caso intermedio.
- La curva *d* solo diverge de la curva ideal *a* en una película muy fina (es decir, en un entorno de radio muy pequeño (de unas centésimas de mm, por ejemplo) en la normal al contorno en un punto cualquiera *A*, como en la Fig. 8-4 *a*, que agrandando puede verse en la Fig. 8-4 *b*) Esta película se denomina *la capa limite*. El aire y el agua realizan con frecuencia curvas del tipo *d*.

Esta *capa limite*:

- escapó a la observación experimental antes de Prandtl por no disponerse de instrumentos de medida de velocidad suficientemente precisos;
- tiene un espesor muy pequeño, del orden de micras o mm, según los casos;
- en ella se hacen sentir intensamente los efectos de la viscosidad y rozamiento, aunque η sea pequeño, porque el gradiente de velocidades es grande [Ec. (2-8)].
La resistencia a la deformación (véase nota, pág. 23 y Fig. 2-3) debida a la viscosidad tiene lugar en todo el seno del fluido real; pero si la viscosidad η es pequeña solo tiene importancia en una *película fina* —*capa limite*— y le llamaremos *rozamiento pelicular* o simplemente *rozamiento de superficie*.
- fuera de esta película prácticamente infinitesimal, un líquido poco viscoso, como el aire y el agua, se comporta como un fluido ideal;
- fuera de la capa limite se pueden aplicar todos los métodos matemáticos (ecuaciones de Euler) y experimentales (líneas de corrientes y redes de corriente) que permiten trazar las líneas de corriente alrededor de un contorno y obtener la distribución de presiones en las cercanías de las paredes sólidas del cuerpo;
- en las ecuaciones de Navier-Stokes [Ec. (5-36)] los términos en que interviene la viscosidad son muy importantes en la capa limite y despreciables fuera de la misma:
 - suponiendo que el espesor de la capa limite es infinitesimal se simplifican las ecuaciones de Navier-Stokes. Anteriormente a Prandtl estas ecuaciones habían podido integrarse en muy pocos casos [por ejemplo, en la deducción de la ecuación de Poiseuille, Ec. (9-16)].
- Utilizando el reparto de velocidades y de presiones por la teoría del fluido ideal en las proximidades de la pared se puede determinar la evolución del fluido en la capa limite y los esfuerzos ejercidos sobre esta pared, ya que la presión se transmite a través de la capa limite sin cambiar de dirección, de manera que sigue siendo normal a la superficie del cuerpo y sin cambiar tampoco de valor, lo cual permite el cálculo de estas presiones.

El impacto del descubrimiento de la capa limite ha sido y continúa siendo grande. En nuestros días el progreso de las máquinas calculadoras ha permitido resolver ecuaciones antes prácticamente insolubles o solubles con gran laboriosidad. Así ya en el año 1964 en los laboratorios de Langley, pertenecientes a la NASA, se predecía el diagrama polar de un ala de avión —curva del coe-

FIG. 8-5. Pequeño túnel sub-sónico Aerolab del Laboratorio de Ensayo de Máquinas de Fluido del I.C.A.I. En él puede variarse y medirse la velocidad del aire, así como el empuje ascensional y arrastre. En la foto se ensaya con variación y medición del ángulo de ataque un perfil de ala de avión provisto de 22 tomas piezométricas que se conectan al *multimanómetro* de la figura.



ficiente de arrastre/coeficiente de empuje con una exactitud del 3 por 100. Esto constituyó una revolución en aerodinámica, porque además la salida de la calculadora se introduce en un aparato inscriptor que automáticamente traza la geometría del perfil, o bien se introduce en una perforadora de cinta, la cual alimenta a una máquina-herramienta controlada numéricamente para producir el modelo que se ha de ensayar en el túnel de viento en pocas horas en contraposición de días y meses que se requieren sin estos métodos.

En el pequeño túnel aerodinámico de la Fig. 8-5, del Laboratorio de Dinámica de Fluidos integrado en el Laboratorio de Ensayos de Máquinas del I.C.A.I., puede estudiarse la distribución de velocidades en la capa límite con el montaje de la Fig. 8-6.

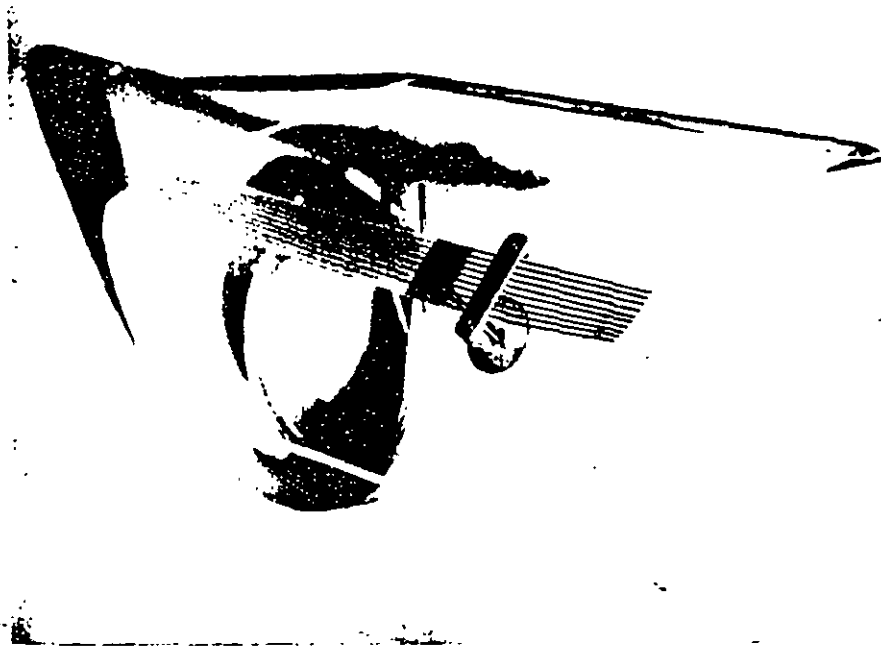


FIG. 8-6. Mediante esta placa plana de plástico se estudia en el túnel aerodinámico de la Fig. 8-5 la capa límite laminar y turbulenta. El modelo está provisto de 10 tubos de Pitot convenientemente distribuidos por la placa.

8.4. REGIMEN LAMINAR Y TURBULENTO

En la Sec. 5.1 se dividieron los regímenes de corriente en permanentes y variables, y tanto unos como otros en uniformes y no uniformes. Todos ellos, como ya dijimos, se refieren por decirlo así a la corriente observada *macroscópicamente*. La clasificación de los regímenes de corriente en *régimen laminar y turbulento* se refiere a la corriente estudiada *microscópicamente*. Como esta clasificación es fundamental en el estudio del fluido real, de ella nos vamos a ocupar más detenidamente.

Consideremos en primer lugar la corriente de un fluido muy viscoso, por ejemplo, aceite lubricante, a pequeña velocidad, por una tubería de pequeño diámetro y de sección constante en régimen permanente: este movimiento, permanente y uniforme, es un movimiento *laminar*.

Consideremos en segundo lugar la corriente de un fluido poco viscoso, por ejemplo agua, a gran velocidad, por una tubería de gran diámetro y de sección constante: este movimiento, permanente y uniforme, es un movimiento *turbulento*.

La instrumentación moderna, por ejemplo, el anemómetro de aire caliente, permite hacer un estudio *microscópico* de ambos regímenes.

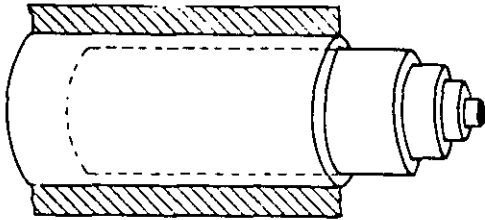


FIG. 8-7. *Flujo laminar* en una tubería circular. El fluido se desplaza ordenadamente en capas anulares concéntricas que deslizan unas sobre otras con velocidad decreciente desde el eje (velocidad máxima) hasta la pared de la tubería (velocidad cero): Este tipo de movimiento se ha denominado a veces movimiento telescópico.

El movimiento en *régimen laminar* es ordenado, estratificado: el fluido se mueve como clasificado en capas que no se mezclan entre sí. Así en el primer ejemplo (aceite a pequeña velocidad) el fluido no se desplaza como un cilindro, que desliza en el interior de la tubería estacionaria de sección circular, sino, como se representa en la Fig. 8-7, en forma de tubos concéntricos cilíndricos que deslizan unos con relación a los otros como los tubos de un telescopio. El tubo exterior de fluido queda adherido siempre a la tubería, su velocidad es cero. La velocidad de desplazamiento del filamento interior de sección circular infinitesimal es máxima.

El movimiento en *régimen turbulento* es caótico. Así en el segundo ejemplo (agua a gran velocidad) las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias de las partículas se entrecruzan formando pequeños remolinos aperiódicos.

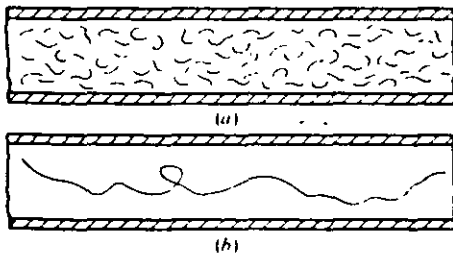


FIG. 8-8. El *flujo turbulento* es un movimiento desordenado: (a) segmentos de trayectorias de diversas partículas en un mismo espacio de tiempo; (b) trayectoria de una sola partícula.

La Fig. 8-8 *a* y *b* es una representación del régimen turbulento, la Fig. 8-8 *a* representa pequeños trozos de trayectoria de muchas partículas correspondientes a un mismo espacio breve de tiempo, y la Fig. 8-8 *b* representa la trayectoria de una sola partícula durante un periodo más largo de tiempo. Como se ve la velocidad fluctúa continuamente en cada punto. La velocidad en cada punto tiene tres componentes v_x , v_y , v_z que hoy día con instrumentación delicada es posible registrar en función del tiempo. Uno de estos *taquigramas* es el representado en la Fig. 8-9. \bar{v}_x es la velocidad cuadrática media de la componente v_x en el intervalo de tiempo del taquigrama.

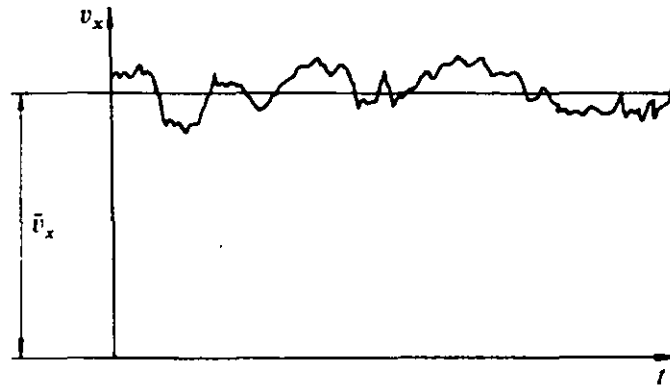


FIG. 8-9. Componente v_x de la velocidad de una partícula en función del tiempo en *movimiento turbulento*. \bar{v}_x representa la velocidad media según el eje x en un cierto intervalo de tiempo.

No es menester que haya remolinos observables macroscópicamente para que se dé movimiento turbulento. Macroscópicamente el movimiento puede ser suave y uniforme.

Es evidente que la disipación de energía es mucho más intensa en el movimiento turbulento que en el movimiento laminar. Existirá también un esfuerzo cortante, que no vendrá ya regido por la ley de Newton [Ec. (2-8)] propia del régimen laminar. No obstante, definiendo un esfuerzo cortante medio, debido a la turbulencia, se enuncia la ley siguiente análoga a la Ec. (2-8) y propia del régimen turbulento:

$$\bar{\tau} = \eta_r \frac{d\bar{v}}{dy} \quad (8-4)$$

donde $\bar{\tau}$ — esfuerzo cortante medio

η_r — viscosidad llamada de «remolino» (análoga a la viscosidad «molecular» η)

\bar{v} — valor medio temporal de la velocidad en un punto cualquiera.

La *distribución de velocidades en régimen laminar en una tubería de sección*

circular es *parabólica* y se representa en la Fig. 8-10. La ecuación de esta parábola es la Ec. (9-10), que se deducirá en la Sec. 9.4.1.

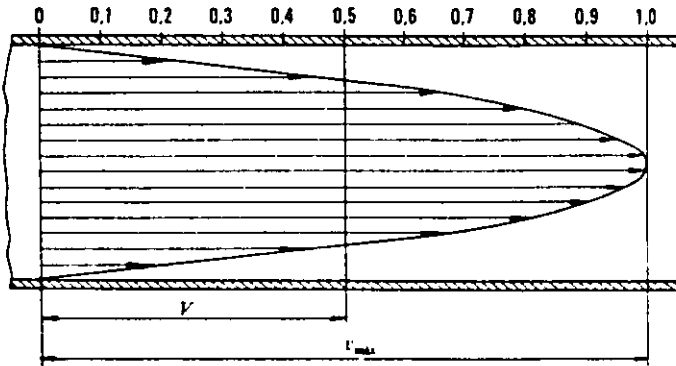


FIG. 8-10. Distribución parabólica de velocidades en *régimen laminar*. La ecuación de la parábola es la Ec. (9-10), que se deduce más adelante. \bar{v} es la velocidad media = $\frac{v_{\max}}{2}$ [Ec. (9-15)].

La *distribución de velocidades en régimen turbulento* en una tubería de sección circular es *logarítmica* y se representa en la Fig. 8-11, en la curva de la derecha. Como se ve la velocidad en toda la sección transversal es mucho más uniforme que en el régimen laminar (Fig. 8-10). Sin embargo, las velocidades que en la curva de la derecha de la Fig. 8-11 se representan son las velocidades medias temporales, \bar{v} . En la curva de la izquierda de la Fig. 8-11 se representa la distribución de velocidades *en un instante determinado*, que es totalmente irregular como corresponde al régimen turbulento.

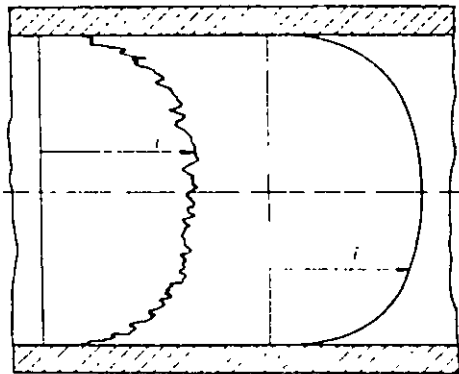


FIG. 8-11. Distribución de velocidades en *régimen turbulento*. Curva de la izquierda: distribución instantánea; curva de la derecha: distribución media temporal. Esta última es una curva logarítmica.

Una aplicación interesante de estos dos regímenes de corriente es el *amplificador de modo de flujo* de la Fig. 8-12 utilizado en la *Fluidica*. El nombre se debe a su principio de funcionamiento que es precisamente el tránsito de régimen laminar a turbulento en determinadas condiciones. Cuando la velocidad del chorro que sale de la tobera está por debajo del valor del dintel requerido para flujo laminar (Fig. 8-12 a, véase además Sec. 8.7) tiene lugar una corriente laminar entre la tobera y el receptor. Si la velocidad es demasiado elevada o si se introduce (véase Fig. 8-12 b) una perturbación (esto último es precisamente lo que sucede en el amplificador que describimos en que el *chorro de control* perturba el fluido principal) se verificará el tránsito de corriente laminar a turbulenta.

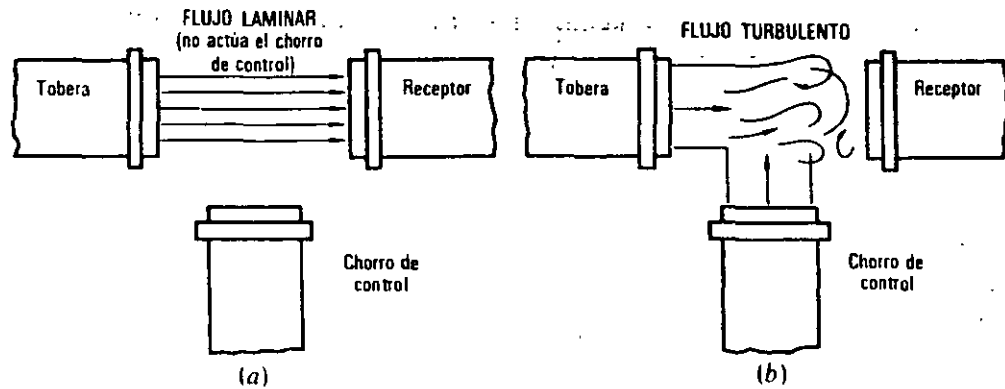


FIG. 8-12. El *amplificador de modo de flujo* utilizado en fluidica se basa en el tránsito de régimen laminar a turbulento.

8.5. CAPA LIMITE LAMINAR Y TURBULENTA

La Fig. 8-13 representa una placa fija con borde de ataque afilado sumergida en una corriente uniforme en el infinito, cuya velocidad en el infinito es v_∞ constante y paralela a la placa. El fluido en contacto con la placa por adherencia queda fijo, y las capas sucesivas sufren un frenado. A medida que la corriente avanza por la placa, más capas de fluido quedan afectadas por este frenado.

El espesor δ de la capa limite dibujado en la figura (véase en ella la curva «*frontera de la capa limite*») suele definirse convencionalmente como la distancia desde la superficie al punto en que su velocidad difiere de la velocidad correspondiente al fluido ideal en un 1 por 100. La figura indica dónde tiene lugar la transición, es decir, donde el flujo laminar se empieza a hacer inestable y comienza a desarrollarse la turbulencia en el interior de la capa limite. La figura indica también dónde la capa limite se hace francamente turbulenta, aumentando más y más corriente abajo el espesor de la misma.

Las conclusiones de este estudio son universales y su importancia estriba en que, como ya hemos dicho, en esta capa limite tienen lugar exclusivamente los fenómenos de la viscosidad en los fluidos poco viscosos (aire y agua).

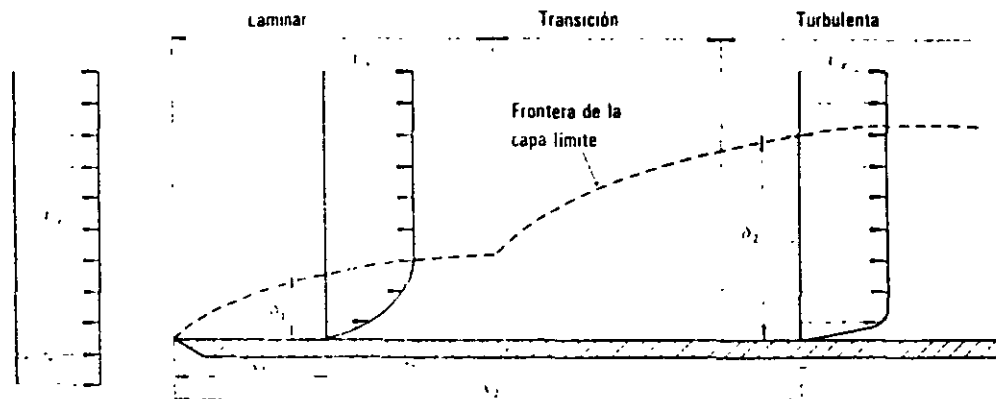


FIG. 8-13. Espesor creciente δ de la *capa limite* alrededor de una placa plana de borde de ataque afilado sumergida en una corriente uniforme en el infinito. A la distancia x_1 , por ejemplo, la corriente es laminar y a la distancia x_2 , turbulenta.

8.6. EL NUMERO DE REYNOLDS: PARAMETRO ADIMENSIONAL DE RESISTENCIA

Vimos en la Sec. 7.6, que el número de Reynolds era el parámetro adimensional de la semejanza en los problemas con predominio de la viscosidad. Vimos también que el número de Reynolds, cociente de una fuerza de inercia por una fuerza de viscosidad mide el influjo relativo de esta última: un número de Reynolds grande implica un influjo de la viscosidad pequeño y viceversa. Jugando en los fenómenos de resistencia un papel decisivo el que la corriente sea laminar o turbulenta, también jugará un papel decisivo en ello el número de Reynolds. Con números de Reynolds pequeños la corriente es laminar; con números de Reynolds grandes la corriente es turbulenta.

En el ejemplo de la placa estudiado en la Sec. 8.5 el tránsito de régimen laminar a turbulento, fenómeno que depende de la viscosidad y que influye grandemente en la resistencia de la placa, se verifica también para un número de Reynolds determinado. En este caso el número de Reynolds se definiría así:

$$\text{Re} = \frac{v_{\infty} x}{\nu} \quad (8-5)$$

donde x — distancia desde el borde de ataque de la placa
 v_{∞} — velocidad de la corriente imperturbada, o velocidad en el infinito.

También será función del número de Reynolds el espesor δ de la capa límite, es decir, expresando este espesor en forma adimensional, δ/x se tendrá

$$\delta/x = f(\text{Re}) \quad (8-6)$$

Este influjo decisivo del número de Reynolds, que predice el análisis dimensional, lo veremos confirmado en la deducción de la ecuación de Poiseuille [Ec. (9-16)] que nos conducirá a la Ec. (9-18), a saber

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$

válida, como veremos, solamente para régimen laminar, que expresa que el coeficiente λ de pérdida de carga en una tubería es función del número de Reynolds. (Para los límites de la validez de esta ecuación, véase la Sec. 9.4.1.)

8.7. NUMERO CRITICO DE REYNOLDS

Reynolds, físico inglés de finales del siglo pasado, llevó a cabo una serie de experimentos con el sencillo aparato que se esquematiza en la Fig. 8-14. Un tubo de cristal con su boca abocinada termina en una válvula. En el tubo entra agua desde un recipiente en reposo a una velocidad controlada por dicha válvula. El pequeño depósito contiene un colorante fuerte, por ejemplo anilina,

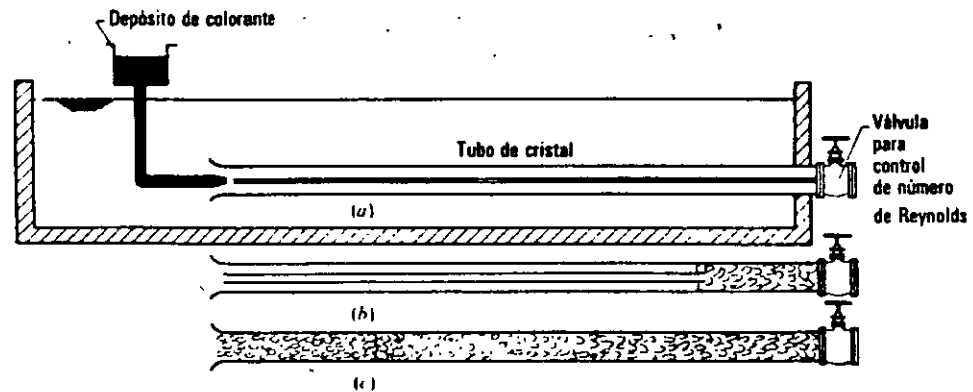


FIG. 8-14. *Experimento de Reynolds*: el colorante en (a) no se mezcla con el agua, porque el régimen es laminar y sólo se colorea en el eje del tubo un filamento de corriente; en (b) la turbulencia incipiente colorea parcialmente el tubo aguas arriba de la válvula; en (c) la corriente es declaradamente turbulenta y el colorante colorea todo el tubo de cristal.

que se inyecta a la entrada del tubo de vidrio por un tubito terminado en una boquilla. El número de Reynolds en la corriente del tubo de vidrio

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (8-7)$$

donde D — diámetro de la tubería, que en este caso permanece constante
 ν — viscosidad cinemática del agua, también constante

aumenta de una manera continua al abrir la válvula; en efecto, al abrir entonces aumenta el caudal y con él aumenta v , y por tanto el número de Reynolds.

Se abre poco a poco la válvula y se observa la corriente:

- al principio el hilo de corriente visible por el colorante es prácticamente una línea recta: *corriente laminar* (Fig. 8-14 a);
- luego, con la válvula suficientemente abierta se empiezan a formar remolinos aguas abajo junto a la válvula, mezclándose allí el colorante con el agua: *comienzo de turbulencia* (Fig. 8-14 b);
- finalmente los remolinos se propagan por todo el tubo, intensificándose la mezcla del colorante y quedando todo el tubo coloreado: *corriente turbulenta* (Fig. 8-14 c).

Reynolds observó:

- cuando el número de Reynolds, $Re > 12.000$ la corriente era necesariamente turbulenta: 12.000 sería el *número crítico de Reynolds superior*; pero tomando precauciones delicadas de laboratorio (eliminación de transmisibilidad de vibraciones al aparato) posteriormente se ha conseguido corriente laminar con número $Re = 40.000$. No es posible probar la imposibilidad de conseguir corriente laminar con números de Reynolds aún más elevados. *El número crítico de Reynolds superior es, pues, indeterminado.*

— cuando el número de Reynolds $Re \leq 2.000$ la corriente era necesariamente laminar. Es decir, si se producía alguna perturbación la turbulencia inicial quedaba en seguida amortiguada por la viscosidad y no se desarrollaba jamás un flujo turbulento: $Re = 2.000$ es el *número crítico inferior de Reynolds*. En la práctica siempre existen perturbaciones que hacen que por encima de este número la corriente difícilmente es ya totalmente laminar.

El experimento se puede repetir con otros fluidos: aceite, alcohol, etc. (v variable) y con diversos diámetros de tubería (D variable): Reynolds experimentó con tuberías de diversos diámetros. Todo lo cual demuestra que no es un cierto valor de la viscosidad v o de la velocidad v lo que condiciona el tránsito de régimen laminar a turbulento, sino un cierto valor de la relación $vD/v = Re$.

Para un determinado diámetro de tubería la velocidad que hace crítico el número de Reynolds se llama *velocidad crítica*. En los conductos de agua industriales la velocidad media es superior a la velocidad crítica y el régimen de corriente suele ser siempre turbulento. Este régimen se presenta en la técnica con mucha más frecuencia que el régimen laminar. Este último se produce, por ejemplo, en las tuberías de engrase a presión.

Es lógico que en la capa límite turbulenta se forme una subcapa laminar porque la velocidad del fluido en contacto con el contorno es 0 (véase pág. 187), y por tanto el número de Reynolds crece desde 0 formando dicha subcapa laminar, allí donde Re es todavía suficientemente pequeño.

8.8. DESPRENDIMIENTO DE LA CAPA LÍMITE: RESISTENCIA DE FORMA

La noción de *capa límite*, expuesta en la Sec. 8.3, condujo al concepto de *resistencia de superficie*. El fenómeno de *desprendimiento de la capa límite* que expondremos a continuación conducirá al concepto de *resistencia de forma*.

En la Fig. 8-13 se ve que el espesor de la capa límite aumenta (véase en la figura «frontera de la capa límite») con la distancia a partir del borde de ataque de la *placa*, lo que se explica por la deceleración que sufre el fluido a causa del esfuerzo cortante (viscosidad).

Si tenemos un conducto de sección variable como el de la figura del problema 5-12, y hacemos que el flujo vaya de izquierda a derecha, con lo que se trataría de un *conducto convergente*, la aceleración del flujo compensa la deceleración que sufre por el esfuerzo cortante, y se opone al aumento de espesor de la capa límite.

Si, por el contrario, hacemos que el flujo vaya de derecha a izquierda, con lo que se trataría de un *conducto divergente*, la presión aumenta en la dirección de la corriente y el gradiente de presiones se opone al movimiento y tiende a retardar el flujo, con lo que se suma este efecto con el efecto decelerador producido por el esfuerzo cortante. Entonces la capa límite *se separa* del contorno.

La explicación de este fenómeno, que se conoce con el nombre de *desprendimiento de la capa límite* o simplemente *desprendimiento*, se hace en la Fig. 8-15. El flujo en las proximidades del contorno se va continuamente decelerando a causa de la viscosidad hasta que en el punto *A* la velocidad sería cero. La forma

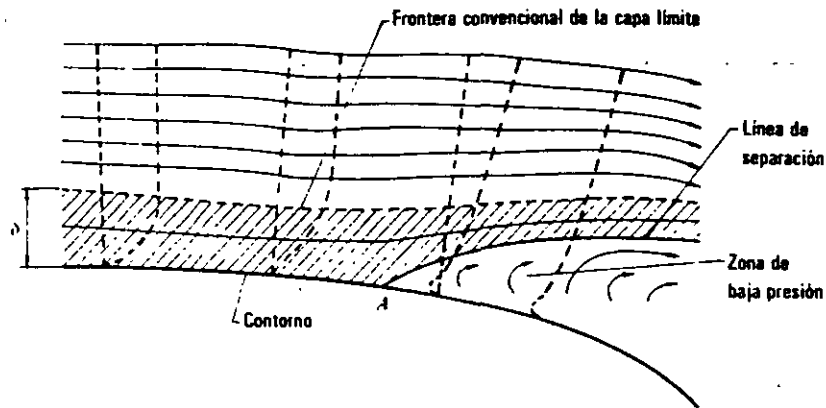


FIG. 8-15. Separación de la capa límite.

del contorno exigiría aún una disminución mayor de la velocidad, porque allí el contorno diverge; pero como esto es imposible el flujo se separa del contorno al mismo tiempo que se produce un contraflujo producido por el gradiente de presiones adverso. Aguas abajo de la línea de desprendimiento se crea una zona de baja presión.

Aguas arriba la presión será más alta que aguas abajo. El cuerpo sumergido en el fluido experimentará una fuerza F_p debida a este gradiente de presiones dirigida de izquierda a derecha.

En la Fig. 8-15 el cuerpo (contorno) está fijo, y el fluido se mueve de izquierda a derecha. Si ahora el fluido queda fijo y el cuerpo se mueve de derecha a izquierda la fuerza F_p se opondrá al movimiento, será una resistencia, que se denomina *resistencia de forma*, por depender de la forma del cuerpo.

Resistencia de forma es la producida por un gradiente de presiones adverso que se origina al desprenderse la capa límite y que depende en gran manera de la forma del contorno.

Por tanto, la *resistencia de superficie* está causada directamente por la viscosidad; la *resistencia de forma* directamente por el gradiente de presiones; pero indirectamente por la viscosidad, que junto con la forma adversa del contorno producen el desprendimiento de la capa límite.

Estos dos tipos de resistencia se presentan continuamente en la técnica, como se verá en los problemas de *resistencia de superficie* que se estudian en los Caps. 9, 10 y en los de *resistencia de forma* que se estudian en el Cap. 11. Con frecuencia los dos tipos de rozamiento se presentan simultáneamente, como se verá en los Caps. 12, 13 y 14. El proyectista de una máquina hidráulica sabe que si aumenta la longitud de los álabes del rodete de una turbina, por ejemplo, aumenta la superficie mojada, y con ello aumenta el *rozamiento de superficie* y disminuye el rendimiento hidráulico η_h . Si por el contrario se acortan excesivamente los álabes, el agua al no ser bien guiada se *desprende* de las paredes, y aumenta el *rozamiento de forma* y vuelve a disminuir η_h . El proyectista seleccionará aquella forma de los álabes en que la suma de ambos rozamientos sea mínima.

8.9. RESISTENCIA DE FORMA: CONTORNOS ROMOS Y CONTORNOS BIEN FUSELADOS

He aquí algunos ejemplos:

- 1 — El *contorno bien fuselado* de la Fig. 8-16 a, en que se han dibujado también las líneas de corriente correspondientes al *fluido ideal*, evita en el *fluido real* (Fig. 8-16 b) el fenómeno de desprendimiento, y por tanto la *resistencia de forma*, reduciéndose la resistencia a la *resistencia de superficie* en la *capa límite*.

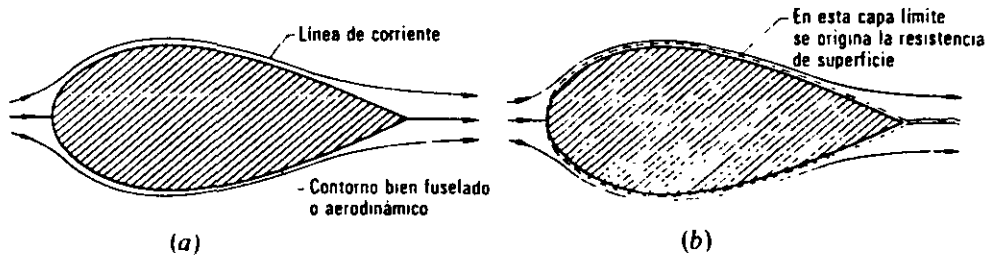


FIG. 8-16. En este *contorno simétrico bien fuselado* la resistencia es nula en el fluido ideal (a); y queda circunscrita a la resistencia en la capa límite en el fluido viscoso (b).

- 2 — La Fig. 8-17 representa un fluido en movimiento sobre un contorno angular (*forma roma*). La Fig. 8-17 a corresponde al fluido ideal y la Fig. 8-17 b, al fluido real. En el punto A la velocidad se haría teóricamente infinita; como esto es físicamente imposible, en el fluido real (Fig. 8-17 b) la corriente se desprende. Ni la capa límite ni el desprendimiento, por tanto, existen en el fluido ideal (Fig. 8-17 a). En el punto A de la Fig. 8-15 se iniciaba un *desprendimiento* porque físicamente es imposible que la velocidad en valor absoluto sea menor que cero. Aquí se inicia el *desprendimiento*, porque la velocidad físicamente tampoco puede ser infinita.

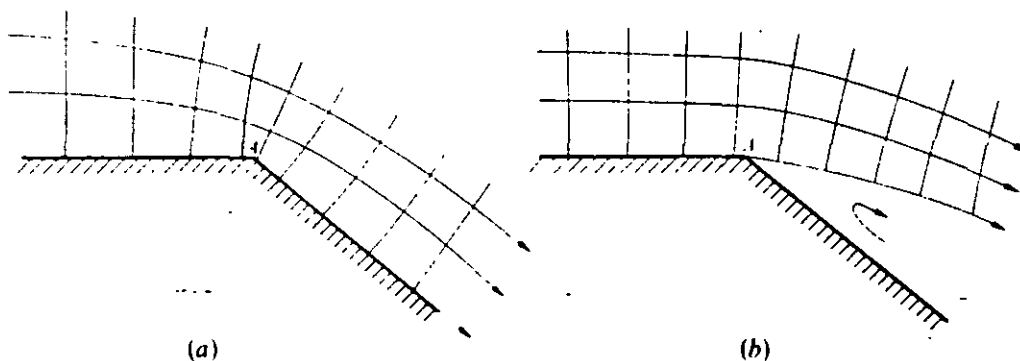


FIG. 8-17. En un *contorno angular* el fluido ideal sigue perfectamente la forma del contorno (a); mientras que el fluido real se desprende del mismo (b).



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA
"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001**



CA 275 CURSO DE MINIHIDRÁULICA

TEMA: 3

TURBOMAQUINAS HIDRÁULICAS: GENERALIDADES

COORDINADOR: M. en I. ARTURO NAVA MASTACHE

DEL 22 AL 26 DE NOVIEMBRE DE 2004

PALACIO DE MINERÍA



La Fig. 15-1 representa una tubería de longitud L , espesor δ y diámetro interior D por la que circula agua proveniente de un embalse y que termina en su extremo derecho en una válvula. Si se cierra ésta rápidamente, en virtud del principio de conservación de la energía, al disminuir la energía cinética, ésta se va transformando en un trabajo de compresión del fluido que llena la tubería y en el trabajo necesario para dilatar esta última: se ha producido una sobrepresión, o un *golpe de ariete positivo*.

Por el contrario, al abrir rápidamente una válvula se puede producir una depresión, o *golpe de ariete negativo*.

El estudio de este fenómeno nos hará ver de qué factores depende para poderlo aminorar, para calcular las sobrepresiones que se preveen en la instalación a fin de seleccionar el espesor de la tubería para resistir a esta sobrepresión, etc.

15.1.2. Explicación del fenómeno

Aunque es físicamente imposible cerrar una válvula instantáneamente, el estudio inicial del caso de cierre instantáneo ayuda al estudio de los casos reales.

Al cerrarse por completo instantáneamente la válvula de la Fig. 15-1, si dividimos imaginariamente todo el fluido que llena la tubería en rodajas, como la 1, 2, 3 y 4 indicadas en la figura, se quedará primero en reposo la rodaja 1 y a continuación la 2, 3, 4, etc., necesitando un cierto tiempo. Es decir, en la válvula se ha originado una onda de presión que se propaga con velocidad c , la cual en el instante considerado tiene dirección contraria a la velocidad v del fluido: se ha creado una onda elástica, o sea una onda de presión que se propaga por la tubería, se refleja en el embalse, vuelve a la válvula, de nuevo al embalse, y así sucesivamente; originando sobrepresiones y depresiones en la tubería, la cual se dilata o contrae al paso de la onda. Siendo c la velocidad de la onda y L la longitud de la tubería, el tiempo que tarda la onda en recorrer una vez la distancia entre la válvula y el embalse es $t_0 = L/c$. Al cabo de un tiempo $T = 4 t_0 = 4 L/c$ el ciclo se repite.

Consideremos en la Fig. 15-2 la serie de los acontecimientos en la tubería durante un periodo $T = 4 L/c$.

- 1.º *No hay perturbación.* Régimen permanente. El líquido en la tubería se desplaza con velocidad v del embalse a la válvula. Diámetro de la tubería normal.
- 2.º *Tiempo 0.* La válvula se cierra *instantáneamente*. La velocidad del líquido se anula a partir de la válvula, no instantáneamente, en toda la tubería.
- 3.º *Tiempo $t_0/2 = \frac{1}{2} \frac{L}{c}$.* La onda de presión se ha propagado hacia el embalse con celeridad c y el frente de onda ha llegado a la mitad de la tubería. Mitad derecha de la tubería dilatada por la sobrepresión. Mitad izquierda, diámetro normal. En esta mitad izquierda el agua sigue circulando con velocidad v hacia la válvula. En la mitad derecha, $v = 0$.
- 4.º *Tiempo $t_0 = L/c$.* La onda de presión ha llegado al embalse. En toda la tubería el líquido está en reposo, $v = 0$, pero no en equilibrio.

Toda la tubería está dilatada. Como un resorte que se expande, el agua en la tubería comienza a moverse con velocidad v , pero dirigida en sentido contrario al de la Fig. 15-2, 1. El líquido empieza a ponerse en movimiento comenzando, por decirlo así, por las rodajas contiguas al estanque.

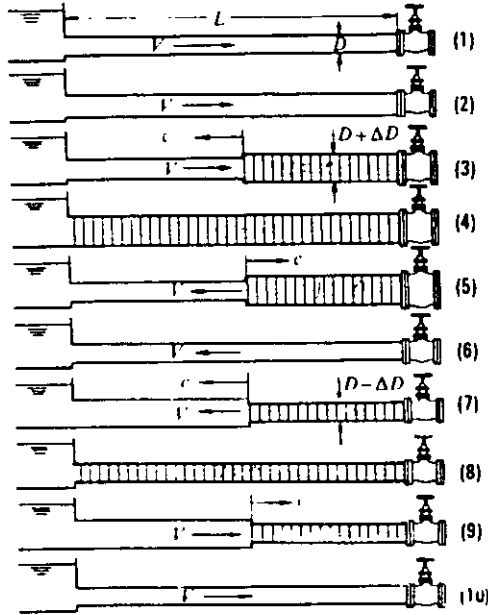


FIG. 15-2. Cierre instantáneo de una válvula al final de una tubería que sale de un depósito: 1.º No hay perturbación; 2.º tiempo 0 en que la válvula queda totalmente cerrada; 3.º tiempo $\frac{L/2}{c}$; 4.º tiempo $\frac{L}{c}$; 5.º tiempo $\frac{3/2L}{c}$; 6.º tiempo $\frac{2L}{c}$; 7.º tiempo $\frac{5/2L}{c}$; 8.º tiempo $\frac{3L}{c}$; 9.º tiempo $\frac{7/2L}{c}$; 10.º tiempo $\frac{4L}{c} = T$ (período).

- 5.º Tiempo $3/2 t_0 = 3/2 \frac{L}{c}$. La mitad izquierda de la tubería se ha contraído a su diámetro normal. La onda sigue propagándose hacia la derecha con velocidad c . En la mitad izquierda de la tubería el fluido circula con la velocidad v , hacia el embalse.
- 6.º Tiempo $2 t_0 = \frac{2L}{c}$. Diámetro de toda la tubería normal. Todo el fluido de la tubería en movimiento desde la válvula hacia el embalse con velocidad v ; o sea en dirección contraria a la de las Figs. 15-2, 1, 2 y 3. No hay sobrepresión en ninguna parte de la tubería; pero por la inercia la presión continúa disminuyendo, la onda elástica se sigue propagando, ahora con depresión desde la válvula hacia el embalse con la velocidad c : el diámetro de la tubería irá disminuyendo por debajo de su diámetro normal.
- 7.º Tiempo $5/2 t_0 = \frac{5}{2} \frac{L}{c}$. La depresión ha alcanzado la mitad de la tubería. La mitad derecha de la tubería contiene agua en reposo y a una presión por debajo de la normal. El diámetro de la tubería en esta mitad es inferior al normal.
- 8.º Tiempo $3 t_0 = 3 \frac{L}{c}$. El agua en toda la tubería está en reposo; pero no en equilibrio, y el agua inicia su movimiento desde el embalse a la válvula con velocidad v dirigida hacia la derecha. La depresión reina en toda la tubería. El diámetro de toda la tubería es inferior al normal.

- 9.º *Tiempo* $7/2 t_0 = \frac{7}{2} \frac{L}{c}$. En la mitad izquierda de la tubería el fluido está en movimiento con velocidad v hacia la válvula. En la mitad derecha el líquido continúa en reposo y en depresión. El diámetro de la parte izquierda es normal. El de la mitad derecha menor que el normal; c y v tienen el mismo sentido.
- 10.º *Tiempo* $4 t_0 = 4 \frac{L}{c}$. Diámetro de la tubería normal. Todo el fluido en movimiento con velocidad v hacia la válvula. Todo igual que en el tiempo 0. Luego el periodo de este movimiento es:

$$T = 4 t_0 = 4 L/c \quad (15-1)$$

Teóricamente este movimiento oscilatorio continuaría indefinidamente.

Prácticamente la deformación de la tubería y la viscosidad del líquido disipa energía y las oscilaciones se amortiguan.

15.1.3. Fórmulas de la presión máxima o sobrepresión

El estudio del golpe de ariete fue hecho en primer lugar por Joukowski, mientras que la solución completa del problema fue dada por Allievi.

El cálculo de la sobrepresión depende del tiempo de cierre t_c de la válvula. El cierre puede ser:

- *Instantáneo*: $t_c \doteq 0$. Caso teórico, físicamente imposible; pero muy interesante porque explica la esencia del fenómeno.
- *Rápido*: $0 < t_c < 2 t_0 = 2 \frac{L}{c} = T/2$. La presión máxima es la misma que en el cierre instantáneo; aunque la curva de presiones en la tubería en función del tiempo sea distinta. En el cierre rápido una onda de presión no tiene tiempo de ir al estanque, reflejarse y volver a la válvula, antes de que termine medio ciclo.
- *Lento*: $t_c > 2 t_0 = 2 \frac{L}{c} = T/2$. La presión máxima es menor que en los dos casos precedentes, porque la depresión de la onda elástica llega a la válvula antes de que se complete el medio ciclo e impide el aumento ulterior de la presión.

Este último caso es el más frecuente en la práctica. En este libro nos limitaremos a estudiar dos fórmulas fundamentales referentes al primero y último caso.

15.1.3.1. Presión máxima en cierre total o parcial instantáneo de la válvula en una tubería elástica

Supongamos (Fig. 15.1) que el cierre de la válvula es *instantáneo*. El fluido se decelera, lo que da lugar a una fuerza de inercia, F_i , siendo

$$F_i = -m \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (15-2)$$

donde Δt no es el tiempo de cierre de la válvula (por hipótesis $t_c = 0$); sino el tiempo finito que ha transcurrido para que una cierta masa $m = \rho l A$ de fluido que ocupa una longitud finita de tubería l reduzca su velocidad un cierto valor finito Δv .

En el *cierre total*
$$\Delta v = -v \quad (15-3)$$

En el *cierre parcial*
$$\Delta v = v - v' \quad (15-4)$$

donde v' — velocidad final del fluido.

Llevando los valores (15-3) y (15-4) a la Ec. (15-2), tendremos:

En el *cierre total*

$$F_i = \rho l A \frac{v}{\Delta t} \quad (15-5)$$

En el *cierre parcial*

$$F_i = \rho l A \frac{(v - v')}{\Delta t} \quad (15-6)$$

donde l — longitud recorrida por la onda elástica a partir de la válvula en el tiempo Δt (véase Fig. 15-1).

Por otra parte la sobrepresión será

$$\Delta p = F_i / A \quad (15-7)$$

siendo, evidentemente,

$$c = l / \Delta t \quad (15-8)$$

la velocidad de propagación o celeridad de la onda. Llevando, por tanto, los valores (15-7) y (15-8) a las Ecs. (15-5) y (15-6) obtendremos finalmente la

FORMULA DE JOUKOWSKI

$$\Delta p = \rho c v \quad c = \frac{c \cdot v}{c} \quad (15-9)$$

(sobrepresión en cierre instantáneo total de la válvula)

$$\Delta p = \rho c (v - v') \quad (15-10)$$

(sobrepresión en cierre instantáneo parcial de la válvula)

Joukowski, además, descubrió la fórmula siguiente, que permite calcular c , la cual por simplificar aducimos sin demostración:

FORMULA DE JOUKOWSKI PARA LA CELERIDAD DE LA ONDA DE PRESION EN UNA TUBERIA

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 D}{E \delta}}} \quad (15-11)$$

donde c — celeridad onda elástica del fluido en la tubería, m/s, *SI*
 E_0 — módulo de elasticidad de volumen del fluido, N/m², *SI*
 ρ — densidad del fluido, kg/m³, *SI*
 D — diámetro de la tubería, m, *SI*
 E — módulo de elasticidad del material de la tubería
 δ — espesor de la tubería, m, *SI*.

El numerador de la Ec. (15-11), como se demuestra en Física, es la celeridad de la onda elástica en el fluido. En el agua

$$c_0 = \sqrt{\frac{E_0}{\rho}} = 1.425 \text{ m/s} \quad (15-12)$$

(celeridad onda elástica en agua)

Tomando como valor medio del módulo de Young para el acero usado en la construcción de tuberías forzadas (o tuberías a presión de las centrales hidroeléctricas, donde puede producirse el golpe de ariete) un valor de 2.5×10^{11} N/m², *SI*, y llevando este valor, así como el de la Ec. (15-12) a la Ec. (15-11), tendremos la fórmula aproximada:

$$c = \frac{10.000}{\sqrt{50 + 0.5D/\delta}} \text{ (m/s)} \quad (15-13)$$

(agua, tubería corriente de acero, *SI*)

(Véase problema 15-1.)

15.1.3.2. Presión máxima en cierre lento uniforme total de una válvula en una tubería rígida

En el cierre lento supondremos en primera aproximación para simplificar que la tubería es rígida, o sea indeformable, y que el cierre de la válvula es uniforme.

Consideremos la fuerza de inercia debida a la deceleración del fluido que circula por una tubería de sección A , longitud L con velocidad v en el tiempo de cierre de la válvula t_c :

$$F_i = -m \frac{dv}{dt} = -\rho AL \frac{dv}{dt}$$

y análogamente al caso anterior (Sec. 15.3.1) $\Delta p = F_i/A$ y

$$\Delta p = -\rho L \frac{dv}{dt}$$

pero

$$\frac{dv}{dt} = \frac{0 - v}{t_c} = -\frac{v}{t_c} \quad (\text{movimiento uniforme})$$

luego

$$\boxed{\Delta p = \frac{\rho L v}{t_c}} \quad (15-14)$$

(tubería rígida, cierre lento y uniforme)

Modificando esta fórmula con un coeficiente k comprendido entre 1 y 2 (normalmente inferior a 1,5) para tener en cuenta el efecto de la elasticidad de la tubería, no incluido en la Ec. (15-14), tendremos la fórmula de la

SOBREPRESION EN CIERRE LENTO DE UNA VALVULA

$$\boxed{\Delta p = k \frac{\rho L v}{t_c}} \quad (15-15)$$

(tubería elástica, cierre lento, $k = 1$ a 2)

De la Ec. (15-15) se deducen las siguientes consecuencias prácticas: el peligro del golpe de ariete de una instalación es tanto mayor:

- cuanto mayor sea la longitud de la tubería (por ejemplo la tubería forzada de la turbina al embalse);
- cuanto mayor sea la velocidad del líquido en la tubería;
- cuanto más rápido sea el cierre de la válvula (por ejemplo, el cierre demasiado rápido del inyector de una turbina Pelton puede producir *el golpe de ariete*. Véase Sec. 22.11.2).

15.2. CAVITACION

15.2.1. La depresión, causa de la cavitación

La *cavitación* es un fenómeno que se produce siempre que la presión en algún punto o zona de la corriente de un líquido desciende por debajo de un cierto valor

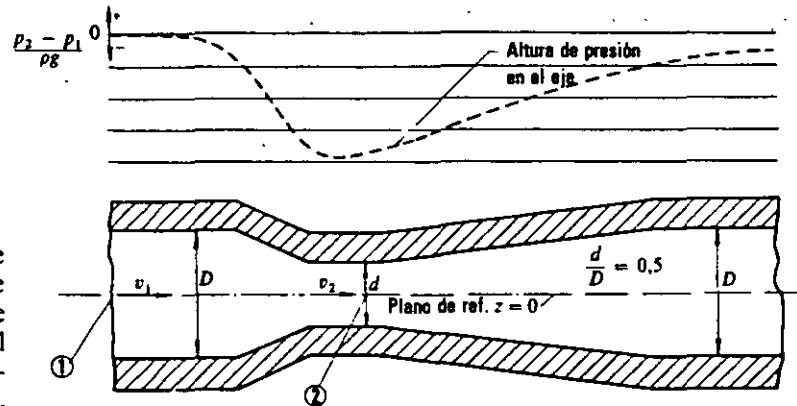


FIG. 15-3. En la garganta de un Venturi, sección 2, puede producirse la *cavitación*, lo que causaría un rápido deterioro del instrumento de medida. La presión es mínima en esta sección.

mínimo admisible. El fenómeno puede producirse lo mismo en estructuras hidráulicas estáticas (tuberías, Venturis, etc.) que en máquinas hidráulicas (bombas, hélices, turbinas). Por los efectos destructivos que en las estructuras y máquinas hidráulicas mal proyectadas o mal instaladas produce la *cavitación* es preciso estudiar este fenómeno, para conocer sus causas y controlarlo. (Los constructores de bombas hidráulicas, por ejemplo, reciben con frecuencia reclamaciones y encargos de reposición o reparación de rodets averiados por esta causa.)

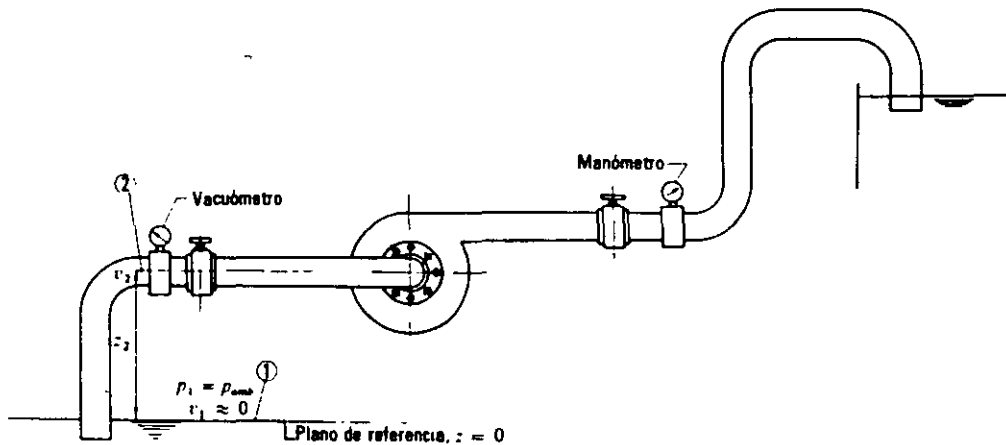


FIG. 15-4. Una altura z_2 demasiado grande, una longitud excesiva de la tubería de aspiración o pérdidas secundarias elevadas en la misma, pueden producir en el interior de la bomba a la entrada del rodete el fenómeno de *cavitación* con la destrucción rápida del rodete, que es el órgano más caro de la misma.

Las Figs. 15-3, 15-4 y 15-5 representan tres ejemplos escogidos entre los más importantes donde puede producirse la *cavitación*: en la garganta de un Venturi, a la entrada del rodete de una bomba centrífuga y a la salida del rodete de una turbina hidráulica de reacción.

Escribamos la ecuación de Bernoulli entre los puntos 1 y 2 de cualquiera de las Figs. 15-3 ó 15-4. Resulta más cómodo en el fenómeno que estudiamos considerar presiones absolutas. Por tanto,

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - H_{r,1-2} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad (15-16)$$

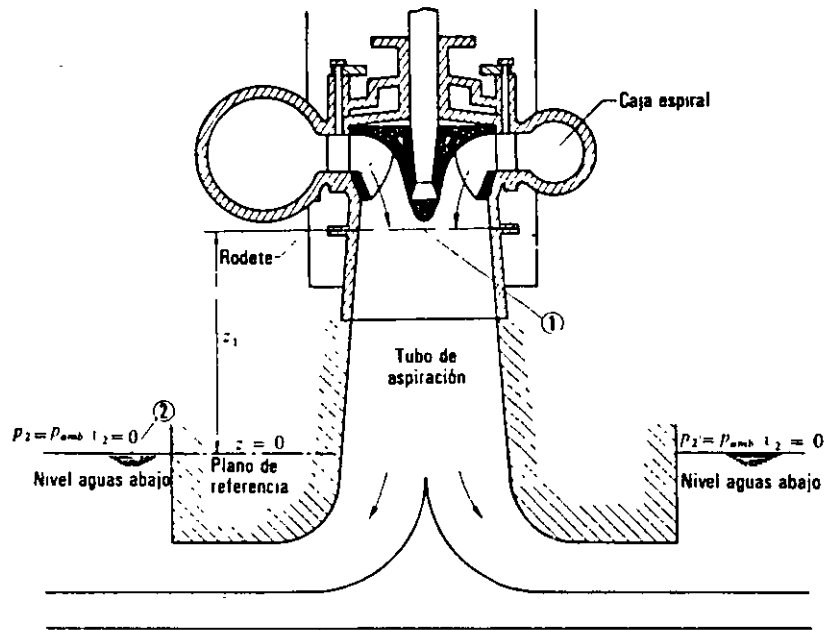


FIG. 15-5. En una turbina de reacción (véase Sec. 22.5) el tubo de aspiración, que es el de evacuación de la turbina, produce una depresión a la salida del rodete que hay que controlar para que no se origine en dicho lugar el fenómeno de *cavitación*.

donde p_1, p_2 — presiones absolutas en los puntos 1 y 2
 H_{r1-2} — pérdida de altura entre los puntos 1 y 2
 z_1, z_2 — cotas de los puntos 1 y 2, tomando como plano de referencia el plano horizontal que se indica en cada figura

De la Ec. (15-16) se deduce en las dos primeras figuras ($p_1 = p_{amb} =$ presión barométrica):

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{amb}}{\rho g} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} - z_2 - H_{r1-2} \quad (15-17)$$

[Venturi, bomba centrífuga (Figs. 15-3 y 15-4)]

Según la Ec. (15-17) la presión p_2 es menor que la p_{amb} , ya que los tres términos últimos en dicha ecuación son negativos (el z_2 puede ser nulo, como en la Fig. 15-3). Asimismo, en la tercera figura (Fig. 15-5) ($p_2 = p_{amb}$; $z_2 = 0$; $\frac{v_2^2}{2g} = 0$) se tiene:

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_{amb}}{\rho g} - z_1 - \frac{v_1^2}{2g} - H_{r1-2} \quad (15-18)$$

[Turbina hidráulica (Fig. 15-5)]

La presión p_2 en la Ec. (15-17) o la p_1 en la Ec. (15-18):

- *teóricamente* puede bajar solo hasta el 0 absoluto; porque la presión absoluta no puede ser nunca negativa (véase Sec. 3.1, cuarta propiedad).
- *prácticamente* existe un límite inferior de la presión mayor que 0 que es el siguiente:

$$p \geq p_s \quad (15-19)$$

donde p_s — presión de saturación del vapor a la temperatura en que se encuentre el fluido.

En efecto, la Termodinámica enseña que un líquido entra en ebullición a una presión determinada, llamada *presión de saturación*, p_s , que depende de la temperatura, la cual temperatura correlativamente se llama *temperatura de saturación*, t_s , para dicha presión (véase Sec. 2.6). Así, por ejemplo, el agua a 100° C entra en ebullición, si la presión es $(p_s)_{100^\circ} = 1.0133$ bar; pero a 25° C puede también hervir. Para ello, según la tabla 15-1, basta que la presión absoluta baje hasta el valor $(p_s)_{25^\circ} = 0.03166$ bar. Los valores de p_s en función de la temperatura se encuentran en las tablas de vapor del líquido en cuestión. A continuación se aduce la tabla del agua, con la presión p_s de saturación para cada temperatura.

TABLA 15-1
PRESION DE SATURACION p_s DEL VAPOR DE AGUA A DIVERSAS TEMPERATURAS, t_s

t_s (°C)	p_s (bar)	t_s (°C)	p_s (bar)
0.00	0.006108	31	0.04491
0.01	0.006112	32	0.04753
1	0.006566	33	0.05029
2	0.007055	34	0.05318
3	0.007575	35	0.05622
4	0.008129	36	0.05940
5	0.008718	37	0.06274
6	0.009345	38	0.06624
7	0.010012	39	0.06991
8	0.010720	40	0.07375
9	0.011472	41	0.07777
10	0.012270	42	0.08198
11	0.013116	43	0.08639
12	0.014014	44	0.09100
13	0.014965	45	0.09582
14	0.015973	46	0.10086
15	0.017039	47	0.10612
16	0.018168	48	0.11162
17	0.019362	49	0.11736
18	0.02062	50	0.12335
19	0.02196	51	0.12961
20	0.02337	52	0.13613
21	0.02485	53	0.14293
22	0.02642	54	0.15002
23	0.02808	55	0.15741
24	0.02982	56	0.16511
25	0.03166	57	0.17313
26	0.03360	58	0.18147
27	0.03564	59	0.19016
28	0.03778	60	0.19920
29	0.04004	61	0.2086
30	0.04241	62	0.2184

(Continúa)

TABLA 15-1 (continuación)

PRESION DE SATURACION p_s DEL VAPOR DE AGUA A DIVERSAS TEMPERATURAS, t_s

t_s (°C)	p_s (bar)	t_s (°C)	p_s (bar)
63	0,2286	85	0,5780
64	0,2391	86	0,6011
65	0,2501	87	0,6249
66	0,2615	88	0,6495
67	0,2733	89	0,6749
68	0,2856	90	0,7011
69	0,2984	91	0,7281
70	0,3116	92	0,7561
71	0,3253	93	0,7849
72	0,3396	94	0,8146
73	0,3543	95	0,8453
74	0,3696	96	0,8769
75	0,3855	97	0,9094
76	0,4019	98	0,9430
77	0,4189	99	0,9776
78	0,4365	100	1,0133
79	0,4547	101	1,0500
80	0,4736	102	1,0878
81	0,4931	103	1,1267
82	0,5133	104	1,1668
83	0,5342	105	1,2080
84	0,5557		

En el Apéndice II pueden verse las curvas de saturación de líquidos diversos y en la tabla 4-1, pág. 52, la tabla de saturación del mercurio.

El comienzo de la *ebullición* del líquido es también el comienzo del fenómeno de la *cavitación* que se describe en la sección siguiente.

Por tanto de las Ecs. (15-17) y (15-18) se desprende que la presión p_2 o respectivamente p_1 será tanto menor y el *peligro de la cavitación tanto mayor*:

- *cuanto menor sea p_{amb} , o sea la presión barométrica del lugar;*
- *cuanto mayor sea la altura de velocidad creada en la zona de depresión.*
(En la Fig. 15-3 a, cuanto el diámetro d de la garganta del Venturi sea menor, y por tanto la velocidad en la garganta v_2 sea mayor);
- *cuanto mayor sea z_2 o respectivamente z_1 .* (En las Figs. (15-4) y (15-5),
- *cuanto más se eleve la bomba o la turbina con relación al nivel inferior;*
- *cuanto mayores en el caso de la Fig. 15-4 o menores en el caso de la Fig. 15-5 sean las pérdidas, H_{r1-2} .*

Así, por ejemplo, según la tabla 15-1, si las condiciones de la instalación representada en la Fig. 15-4, son tales que la presión en la sección 2 alcanza el valor absoluto de 0,10 bar y se bombea agua fría el agua no hervirá y la bomba funcionará normalmente; pero si se bombea agua caliente a 50° C el agua entrará en ebullición y se producirá el fenómeno de cavitación. El fluido bombeado es ahora una emulsión de líquido y vapor, el caudal másico se reduce

y se reduce también rápidamente el rendimiento de la máquina. Como la presión sigue bajando en el interior de la bomba, o sea aguas abajo del punto 2 la bomba entra en cavitación aun para presiones más altas en la sección 2, como se verá más adelante al estudiar la cavitación en bombas (véase Sec. 19.12.1).

15.2.2. Descripción de la cavitación

Según se ha dicho en la sección anterior, cuando la corriente en un punto de una estructura o de una máquina alcanza una presión inferior a la presión de saturación de vapor, el líquido se evapora y se originan en el interior del líquido «cavidades» de vapor, de ahí el nombre de *cavitación*. Estas cavidades o burbujas de vapor arrastradas por la corriente llegan a zonas en que reina una presión muy elevada, y allí se produce una condensación violenta del vapor. Esta condensación del vapor a su vez produce una elevación local de la presión que puede sobrepasar los 1.000 bar. En el interior del fluido existen, pues, zonas en que reina un gradiente fuerte de presiones que aceleran las burbujas y producen un impacto en el contorno (Venturi, bomba, turbina, etc.).

La hélice de un barco trabajando tres o cuatro meses en condiciones malas de cavitación queda totalmente inutilizada. Un solo viaje trasatlántico era a veces suficiente para destrozar una hélice cuando aún no se había aprendido a luchar contra la cavitación.

El rodete de una bomba centrífuga que ha funcionado con cavitación presenta un aspecto esponjoso, como carcomido o corroído. Asimismo, se da el caso



FIG. 15-6. (a) Parte baja del túnel de cavitación del Pardo. La cámara de observación de este túnel tiene las siguientes dimensiones: 4,7 · 0,9 · 0,9 m. Altura entre ejes de las ramas horizontales, 7 m. Profundidad del absorbedor de burbujas, 13,6 m. Longitud máxima entre ejes de las ramas horizontales, 12 m.

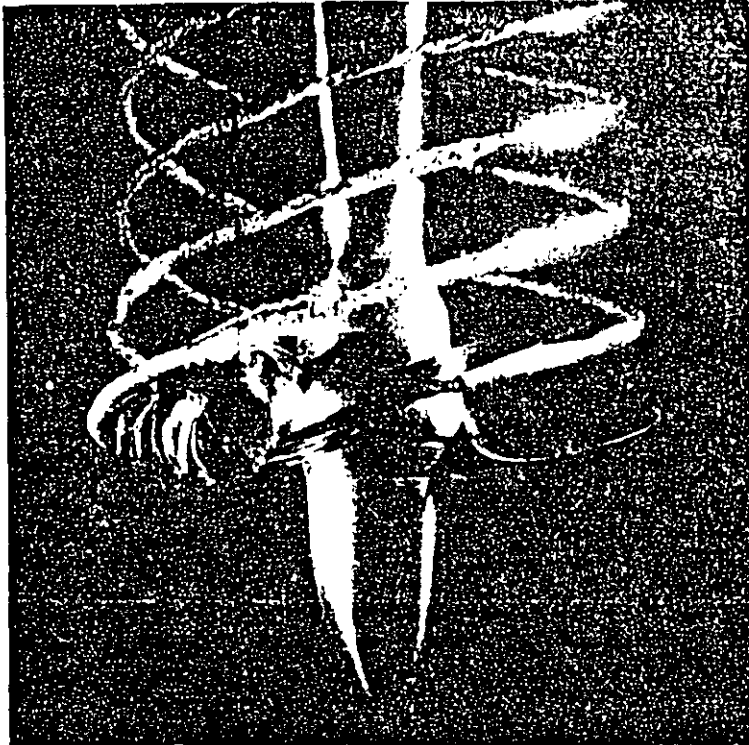


FIG. 15-7. *Fotografía estroboscópica de una hélice en la cual se está produciendo la cavitación, tomada en el túnel de cavitación del Pardo (véase Figura 15-6).*

de que un álabe de una turbina de espesor de 25 mm queda totalmente horadado y erosionado por la cavitación en un solo año.

Antiguamente se creyó que la cavitación no era más que una corrosión química producida por la liberación de aire y de oxígeno disuelto en el líquido a bajas presiones. *Actualmente* se sabe que la cavitación es debida *principalmente* a la acción mecánica de impactos rápidos, a manera de explosiones, de las partículas de líquido, aunque no se descarta la posibilidad de acción química corrosiva, cuya naturaleza no se ha llegado aún a dilucidar por completo.

Estos impactos son además periódicos, es decir, se produce un fenómeno vibratorio que aumenta la *erosión* del material *por fatiga*. A estas vibraciones hay que referir la explicación del fallo de algunas piezas, por ejemplo, de los pernos de sujeción de los cojinetes de los generadores en las centrales hidroeléctricas cuando se está produciendo la cavitación.

15.2.3. Control de la cavitación

Los principales fabricantes de estructuras y máquinas hidráulicas, por ejemplo de turbinas, poseen en sus laboratorios equipo para estudiar este fenómeno. El *estroboscopia* presta grandes servicios para el estudio de la cavitación. La Fig. 15-6 representa el *túnel de cavitación* del Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo, Madrid, y la Fig. 15-7. es una foto tomada en dicho túnel de una hélice en la cual se está produciendo la cavitación.

El control de la cavitación es doble:

- *Diseñar contra la cavitación*, es decir, diseñar tanto la máquina como la instalación de la misma para que no se produzca este fenómeno.

— Utilizar materiales resistentes a la cavitación, si se tolera en el diseño que en algún caso se presente este fenómeno.

En las turbinas hidráulicas, por ejemplo, se han obtenido buenos resultados con aceros inoxidables (18 por 100 de cromo y 8 por 100 de níquel), material con el que se reparan también, mediante soldadura, los rodets afectados por la cavitación.

La importancia excepcional de los dos fenómenos, *golpe de ariete y cavitación*, estudiados en este capítulo, obliga a volver a tratar de ellos, particularizados a las bombas (Sec. 19.12) y a las turbinas hidráulicas (Sec. 22.11).

PROBLEMAS

15-1. Al final de una tubería de acero ($E = 2 \cdot 10^7 \text{ N/cm}^2$) de diámetro interior $D = 600 \text{ mm}$, y de espesor $\delta = 10 \text{ mm}$, se encuentra una válvula. La velocidad del agua en la tubería es $v = 2,50 \text{ m/s}$. La válvula se cierra instantáneamente.

Calcular:

- a) la velocidad de propagación de la onda de presión;
- b) la sobrepresión producida por el golpe de ariete.

Módulo de elasticidad de volumen del agua, $E_0 = 2,03 \cdot 10^5 \text{ N/cm}^2$.

En el cierre instantáneo de la válvula la sobrepresión Δp viene dada por la Ec. (15-9), donde la velocidad de propagación de la onda de presión, c , viene dada a su vez por la fórmula de Joukowski (15-11):

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 D}{E \delta}}} = \frac{\sqrt{\frac{2,03 \cdot 10^9}{1.000}}}{\sqrt{1 + \frac{2,03 \cdot 10^5 \cdot 0,6}{2 \cdot 10^7 \cdot 0,01}}} = 1.112 \text{ m/s}$$

El numerador podría haberse escrito directamente, poniendo el valor 1.425 para el agua de la Ec. (15-12).

La Ec. (15-13) nos hubiera dado solo un valor aproximado porque esta ecuación supone un valor de E algo distinto.

La sopresión será:

$$\Delta p = \rho c v = 1.000 \cdot 1.112 \cdot 2,5 = 2.78 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 278 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

15-2. Una bomba centrifuga aspira agua de un depósito por una tubería de 100 m de longitud y 200 m de diámetro. El eje de la bomba se encuentra 4 m por encima del nivel del agua en el depósito. La bomba impulsa por una tubería de 100 mm de diámetro y 1.000 m de longitud a otro depósito, cuyo nivel se encuentra 50 m por encima del nivel del depósito de aspiración. El coeficiente λ de pérdidas primarias de las dos tuberías es de 0,025. Todas las pérdidas secundarias (incluso la debida a la entrada del agua en el depósito de impulsión) se han tenido en cuenta en el cómputo la longitud de la tubería, que ha de interpretarse como longitud equivalente (véase Sec. 11-5). La temperatura del agua es de 10° C y la presión atmosférica 1 bar.

Calcular:

- a) potencia que la bomba debe comunicar a la corriente para bombear un caudal de 8 l/s;
- b) máximo caudal que puede bombearse con esta instalación;
- c) máximo caudal que puede bombearse con la instalación anterior, pero sustituyendo la tubería de aspiración por otra de 100 mm.

a)

Escribamos la ecuación de Bernoulli entre 1 y 2:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{c_1^2}{2g} - H_{r1-2} + H_B = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{c_2^2}{2g}$$

Haciendo

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} = 0 \quad \frac{c_1^2}{2g} \simeq 0 \quad \frac{c_2^2}{2g} \simeq 0$$

se tiene

$$H_B = z_2 - z_1 + H_{r1-2}$$

$$H_{r1-2} = \lambda \left(\frac{L_a}{D_a} \cdot \frac{v_a^2}{2g} + \frac{L_i}{D_i} \cdot \frac{v_i^2}{2g} \right)$$

$$v_a = v_i \left(\frac{D_i}{D_a} \right)^2 \cdot \frac{v_a^2}{2g} = \frac{v_i^2}{2g} \left(\frac{D_i}{D_a} \right)^4 = \frac{1}{16} \cdot \frac{v_i^2}{2g}$$

$$H_{r1-2} = \lambda \frac{v_i^2}{2g} \left(\frac{L_a}{D_a} \cdot \frac{1}{16} + \frac{L_i}{D_i} \right) = 0,025 \left(\frac{100}{0,200} \cdot \frac{1}{16} + \frac{1,000}{0,100} \right) \frac{v_i^2}{2g} =$$

$$= 250,781 \frac{v_i^2}{2g}$$

$$v_i = \frac{4Q}{\pi D_i^2} \cdot \frac{v_i^2}{2g} = \frac{16Q^2}{2g \pi^2 \cdot D_i^4} = \frac{16 \cdot 0,008^2}{2 \cdot 9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,1^4} = 0,0529 \text{ m}$$

$$H_{r1-2} = 250,78 \cdot 0,0529 = 13,262 \text{ m}$$

$$H_B = 50 + 13,262 = 63,262 \text{ m}$$

$$P = Q \rho g H_B \cdot 10^{-3} = 0,008 \cdot 1,000 \cdot 9,81 \cdot 63,26 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 4,965 \text{ kW}$$

b)

Calculemos la presión absoluta a la entrada de la bomba, p_E , escribiendo la ecuación de Bernoulli entre 1 y E en presiones absolutas

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{c_1^2}{2g} - H_{r1-E} = \frac{p_E}{\rho g} + z_E + \frac{c_E^2}{2g}$$

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{10^5}{1,000 \cdot 9,81} = 10,194 \text{ m} \quad \frac{c_1^2}{2g} = 0$$

$$z_E - z_1 = 4 \text{ m}$$

$$H_{r1-E} = \lambda \frac{L_a}{d_a} \frac{c_E^2}{2g}$$

$$c_E = \frac{4Q}{\pi d_a^2} \left\| \frac{c_E^2}{2g} = \frac{16Q^2}{2g \pi^2 d_a^4} = 51,642 Q^2 \right.$$

$$H_{r1-E} = \frac{0,025 \cdot 100 \cdot 51,64}{0,200} Q^2 = 645,522 Q^2$$

$$\frac{p_E}{\rho g} = 10,19 - 4 - 645,522 Q^2 - 51,642 Q^2$$

$$= 6,194 - 697,164 Q^2$$

Para $t = 10^\circ \text{C}$, según tabla 15-1, $p_s = 0,012270 \text{ bar}$

El caudal máximo es el que hará $\left(\frac{p_E}{\rho g}\right)_{\min} = \frac{p_s}{\rho g}$

$$\frac{p_s}{\rho g} = \frac{0,012270 \cdot 10^5}{1.000 \cdot 9,81} = 0,1251 \text{ m}$$

Se tiene, pues:

$$Q_{\max} = \sqrt{\frac{6,194 - 0,1251}{697,164}} = 0,0933 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

c) Si la tubería de aspiración es de 100 mm se tiene:

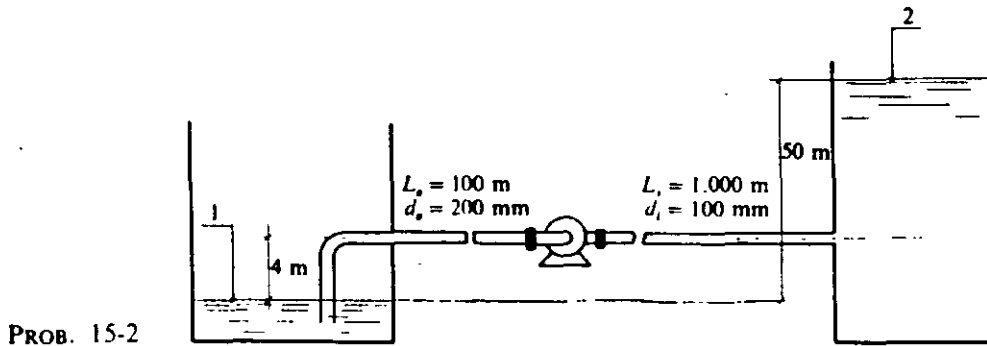
$$\frac{c_E^2}{2g} = \frac{16}{2g \pi^2 0,1^4} Q^2 = 826,269 Q^2$$

$$H_{r1-E} = \frac{0,025 \cdot 100 \cdot 826,269}{0,1} Q^2 = 20.656,7 Q^2$$

$$0,1251 = 6,19 - 21.483 Q_{\max}^2$$

$$Q_{\max} = \sqrt{\frac{6,19 - 0,1251}{21.483}} = 0,0168 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Se observa el enorme influjo que tiene sobre la cavitación a la entrada de una bomba el diámetro de la tubería de aspiración.



15-3. Al cerrar instantáneamente una válvula instalada al final de una tubería de acero de 50 mm de diámetro y 8 mm de espesor, que conduce agua, se mide una sobrepresión de 10 bar.

Calcular aproximadamente el caudal.

15-4. Por un conducto de ventilación de sección cuadrada de $1/2 \text{ m}^2$ circula un caudal de aire de $15 \text{ m}^3/\text{s}$. Se cierra bruscamente el conducto por un panel obturador. Para la celeridad de la onda elástica en el aire tómesese el valor $c = 335 \text{ m/s}$ y para la densidad del aire $\rho = 1,29 \text{ kg/m}^3$.

Calcular la fuerza ejercida por el aire sobre el panel.

15-5. Un sifón está instalado en un lugar en que la presión es 710 Torr y la temperatura 20°C y su punto más alto se encuentra 6 m por encima del nivel del depósito de aspiración. La pérdida de carga entre este depósito y el punto más alto es de 100 mbar y entre el punto más alto y la salida del sifón es de 200 mbar.

Calcular la distancia en vertical máxima entre el nivel del agua en el tanque y la salida del sifón suponiendo que en el sifón esté a punto de iniciarse la cavitación.

15-6. La presión de saturación del agua que circula por una tubería de 150 mm de diámetro a la temperatura del ensayo es 20 mbar. En la tubería hay un Venturi de eje horizontal cuyos diámetros máximo y mínimo son 150 y 75 mm respectivamente. En la sección de entrada del Venturi reina siempre una presión absoluta de 3,5 bar.

Calcular el caudal máximo que puede circular por la tubería sin que se produzca la cavitación. Despreciense las pérdidas en el Venturi.

15-7. En la hélice propulsora de un submarino hay un punto en que la velocidad relativa del agua con respecto a las paletas de la hélice es máxima e igual a 3 veces la velocidad del submarino. La presión de saturación del agua del mar a la temperatura de la misma es 0,0011 bar y la presión barométrica 760 Torr.

Calcular:

- La velocidad del submarino cuando se inicia la cavitación en la hélice, si el punto mencionado anteriormente se encuentra 5 m por debajo de la superficie;
- lo mismo cuando dicho punto se encuentre a 10 m de profundidad.

15-8. Un sifón formado por tubería de hierro galvanizado de 300 mm tiene una longitud total de 1.500 m. Funciona a una presión barométrica de 760 Torr y trasvasa agua de un depósito a la atmósfera. El caudal es 500 m³/h y la temperatura del agua 20° C. La longitud de la tubería desde el depósito al punto más alto del sifón es 250 m. (No se tengan en cuenta las pérdidas en el codo del sifón ni la contracción del chorro a la salida del sifón.)

Calcular:

- La cota máxima permisible del punto más elevado del sifón con relación al nivel del agua en el depósito;
- la distancia vertical desde el nivel del agua en el depósito hasta la salida del sifón.

15-9. Por una tubería forzada de 2 m de diámetro y 1/2 km de longitud en una central hidroeléctrica circula un caudal de 15 m³/s.

Calcular el tiempo mínimo requerido para el cierre lento de la válvula de mariposa situada al final de la tubería forzada sin que la presión suba por encima de los 6 bar.



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001



CA 275 CURSO DE MINIHIDRÁULICA

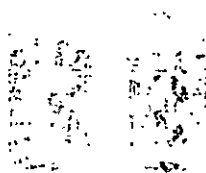
TEMA: 4

CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

COORDINADOR: M. en I. ARTURO NAVA MASTACHE

DEL 22 AL 26 DE NOVIEMBRE DE 2004

PALACIO DE MINERÍA



DIVISIÓN DE
EDUCACIÓN
CONTINUA

Programa 2004

16. Teorema del impulso en Mecánica de Fluidos

16.1. INTRODUCCION

El teorema del impulso o de la cantidad de movimiento junto con la ecuación de continuidad (Sec. 5.3) y el teorema de Bernoulli (Cap. 5) son las tres ecuaciones básicas en la resolución de problemas de Mecánica de Fluidos.

Sea una partícula de fluido de masa m sometida a una fuerza F durante un intervalo de tiempo $t_2 - t_1$. Según la 2.^a ley de Newton:

$$\bar{F} = m \frac{d\bar{v}}{dt} \quad (16-1)$$

Multiplicando los dos miembros de la Ec. (16-1) por dt e integrando tendremos:

$$\int_{t_1}^{t_2} \bar{F} dt = \int_{v_1}^{v_2} m d\bar{v}$$

y siendo m constante

$$\int_{t_1}^{t_2} \bar{F} dt = m(\bar{v}_2 - \bar{v}_1) \quad (16-2)$$

(impulso sobre una partícula de fluido)

donde $\int_{t_1}^{t_2} \bar{F} dt$ — impulso de la fuerza \bar{F} que en general variará con el tiempo en el intervalo $t_2 - t_1$
 $m\bar{v}$ — cantidad de movimiento de la partícula.

La Ec. (16-2) es el teorema del impulso aplicado a una partícula de fluido.

El llamado *teorema del impulso en mecánica de fluidos* se obtiene

- integrando entre dos secciones de un tubo de corriente
- expresando la ecuación en función del caudal, Q y de la densidad, ρ .

En casos particulares se puede conocer la fuerza, y el teorema del impulso nos sirve para calcular la variación de la cantidad de movimiento. En otros casos se puede conocer esta variación y el mismo teorema nos permite calcular la fuerza.

Entre las aplicaciones de este teorema citaremos dos muy importantes:

- en él se basa el cálculo de la fuerza que el fluido ejerce sobre un conducto en un cambio de dirección (codo, por ejemplo) necesaria para el cálculo de los anclajes de una tubería forzada;
- este teorema es el fundamento para la deducción de la ecuación de Euler, *ecuación fundamental de las turbomáquinas* (véanse Secs. 18.3 y 18-5).

16.2. DEDUCCION DEL TEOREMA DEL IMPULSO O DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

Sea el tubo de corriente de la Fig. 16-1 *a*. Consideremos aislada la porción del fluido comprendida entre las *secciones de control* 1 y 2 normales a la corriente. Sean \bar{v}_1, \bar{v}_2 las *velocidades de una partícula* en las secciones 1 y 2. El fluido ha cambiado su cantidad de movimiento al variar la sección del tubo, así como al

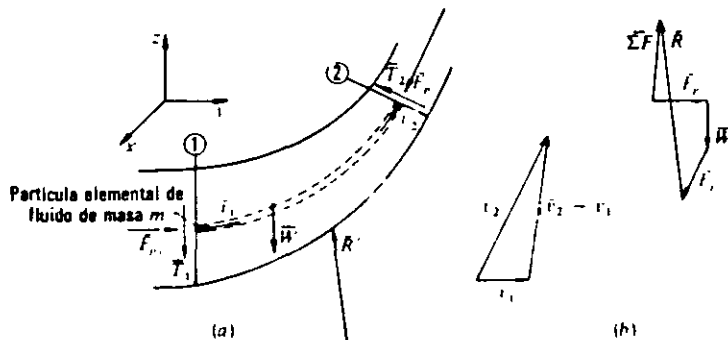


FIG. 16-1. Deducción del *teorema del impulso*. Se aísla el trozo de tubo de corriente comprendido entre las secciones 1 y 2 y se aplica la segunda ley de Newton, integrando primeramente a lo largo del filamento de corriente dibujado en la figura y luego integrando todos los filamentos de corriente comprendidos en el tubo.

variar la dirección de \bar{v} , luego ha estado sometido a una fuerza. Se trata de averiguar la relación que existe entre esta fuerza y la variación de la cantidad de movimiento. Las fuerzas que actúan sobre la masa *aislada* de fluido están dibujadas en la Fig. 16-1. Estas fuerzas son:

- Las *fuerzas normales de presión*: \bar{F}_{p_1} ejercida por el fluido eliminado a la izquierda de la sección 1 y \bar{F}_{p_2} a la derecha de la sección 2, sobre la masa aislada.
- Las *fuerzas tangenciales* \bar{T}_1 y \bar{T}_2 en estas mismas secciones debidas a la viscosidad. Estas fuerzas que se han dibujado en la Fig. 16-1 *a* pueden despreciarse, por lo cual se han omitido en el diagrama de fuerzas de la Fig. 16-1 *b*.
- La *resultante* R' de todas las fuerzas normales y tangenciales ejercidas por las paredes laterales del tubo o por el fluido circundante (según se trate de un tubo material o de un tubo de fluido aislado en el interior del resto del fluido).
- La *fuerza de la gravedad* \bar{W} , que es la fuerza de atracción de la tierra sobre el fluido aislado.

En este tubo de corriente aislado aislemos a su vez un filamento de corriente (dibujado con trazos en la figura), y consideremos en este filamento un elemento diferencial de longitud infinitesimal o partícula de fluido de masa m , indicada en la figura.

En la demostración seguiremos los pasos siguientes:

- 1.º Aplicar, como en la deducción de la Ec. (16-2), la 2.ª ley de Newton a una *partícula*.
 - 2.º Integrar incluyendo todas las partículas de un mismo *filamento de corriente*.
 - 3.º Integrar incluyendo todos los filamentos del *tubo de corriente*.
- 1.º La segunda ley de Newton expresada vectorialmente dice

$$\bar{F} = m \frac{d\bar{v}}{dt}$$

que es equivalente a las tres ecuaciones cartesianas siguientes:

$$F_x = m \frac{dv_x}{dt}$$

$$F_y = m \frac{dv_y}{dt}$$

$$F_z = m \frac{dv_z}{dt}$$

Deduciremos sólo la ecuación según el eje x , ya que las otras dos se deducirán de la misma manera.

Para una partícula

$$dF_x = m \frac{dv_x}{dt} = \rho dQ dt \frac{dv_x}{dt} = \rho dQ dv_x$$

donde dF_x — resultante según el eje x de todas las fuerzas que actúan sobre la partícula

m — masa de la partícula que en realidad es infinitesimal, ya que $m = \rho d\tau$ (donde $d\tau$ — volumen de la partícula) =

= $\rho dQ dt$, porque por definición $dQ = \frac{d\tau}{dt}$ (donde dQ — caudal volumétrico que circula por el filamento).

Por tanto,

$$dF_x = \rho dQ dv_x \quad (16-3)$$

- 2.º Integrando la Ec. (16-3) a lo largo de todo el *filamento de corriente* desde la sección 1 a la 2, y utilizando las hipótesis ordinarias en este

libro: $\rho = C$ (fluido incompresible) y $dQ = C$ (movimiento permanente [véase Ec. (5-7)], se tendrá:

$$\int_1^2 dF_x = \rho dQ \int_1^2 dv_x = \rho dQ(v_{x_2} - v_{x_1})$$

donde $\int dF_x$ — resultante según el eje x de todas las fuerzas que actúan sobre todas las partículas del filamento.

- 3.º Integrando de nuevo sobre todo el *tubo de corriente*, o lo que es lo mismo, sobre todos los filamentos de corriente comprendidos entre las secciones 1 y 2, tendremos:

TEOREMA DEL IMPULSO O DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

$$F_x = \rho \int (v_{x_2} dQ - v_{x_1} dQ) \quad (16-4)$$

donde F_x — resultante de todas las *fuerzas exteriores* a la masa de fluido aislada enumeradas al principio y dibujadas en la Fig. 16-1. Las *fuerzas interiores*, o sea las que unas partículas de la masa aislada ejercen sobre otras de la misma masa aislada, por la 3.ª ley de Newton (principio de acción y reacción) son iguales dos a dos y de signo contrario y se reducen a 0.

En innumerables problemas prácticos que presenta la técnica el teorema de la cantidad de movimiento no se utiliza en la forma (16-4), sino en una forma simplificada, de una manera análoga a las formas simplificadas de la ecuación de continuidad [Ec. (5-9)] y del teorema de Bernoulli [Ec. (5-35)].

En efecto, si suponemos que las secciones 1 y 2 son zonas de régimen uniforme v_{x_1} será constante en la sección 1 y v_{x_2} será constante en la sección 2. En la práctica se escogen las secciones de control de manera que se cumpla lo más aproximadamente posible esta condición. Entonces para todas las partículas en la sección 1

$$v_{x_1} = \text{cte}$$

y para todas las de la sección 2

$$v_{x_2} = \text{cte}$$

Entonces el segundo miembro de la Ec. (16-4) se podrá integrar, obteniéndose finalmente para los tres ejes coordenados:

**EXPRESION PRACTICA DEL TEOREMA DE LA CANTIDAD
DE MOVIMIENTO**

$$\begin{array}{l} F_x = \rho Q (v_{x_2} - v_{x_1}) \\ F_y = \rho Q (v_{y_2} - v_{y_1}) \\ F_z = \rho Q (v_{z_2} - v_{z_1}) \end{array} \quad (16-5)$$

(régimen uniforme en las secciones 1 y 2)

o vectorialmente

$$\bar{F} = \rho Q \Delta \bar{v} \quad (16-6)$$

donde $\bar{F}(F_x, F_y, F_z)$ — resultante de todas las fuerzas exteriores que se ejercen sobre el fluido aislado (limitado por el tubo de corriente y dos secciones de control convenientemente escogidas). Esta resultante incluye también las fuerzas de viscosidad que las paredes del tubo ejercen sobre el fluido aislado.

$\bar{v}(v_x, v_y, v_z)$ — velocidad media de la corriente en la sección respectiva.

La ecuación de la cantidad de movimiento [Ec. (16-6)] en contraposición a la ecuación de Bernoulli [Ec. (5-35)] es aplicable también al fluido real.

16.3. APLICACIONES

Dejando para la Sec. 18.3 la aplicación del teorema de la cantidad de movimiento a la deducción de la ecuación fundamental de las turbomáquinas, estudiaremos en las tres secciones sucesivas otras tantas aplicaciones de este teorema.

16.3.1. Fuerza sobre un codo

El fluido, al cambiar en un codo su cantidad de movimiento, está sometido a un sistema de fuerzas cuya resultante viene dada por la Ec. (16-6). Según la 3.^a ley de Newton (o principio de acción y reacción) el fluido reacciona contra el conducto con una fuerza igual y de sentido contrario. El cálculo previo de esta última fuerza (reacción) es necesario, por ejemplo, para el proyecto de los anclajes de la tubería forzada que conduce el agua desde el embalse a las turbinas en una estación hidroeléctrica. La Fig. 16-2 representa una tal tubería forzada. El agua cambia su cantidad de movimiento en 1 y 2, precisamente donde se han situado los anclajes.

(Véanse problemas 16-1 y 16-2.)

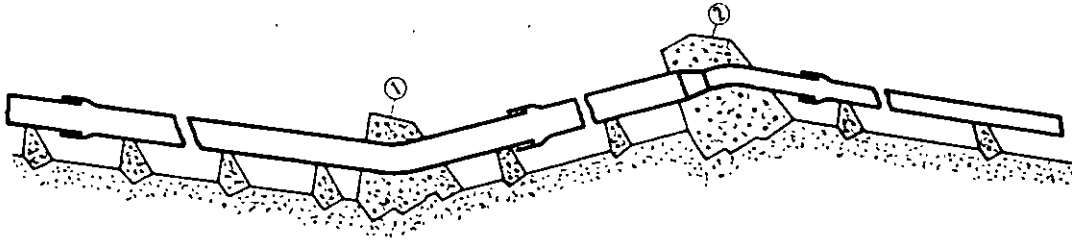


FIG. 16-2. *Tubería forzada.* En los puntos 1 y 2 el agua cambia su cantidad de movimiento y surge una fuerza reacción a la representada por la Ec. (16-6) que hay que compensar con el anclaje.

16.3.2. Fuerza sobre un álabe y potencia de una turbina de acción

La Ec. (16-6) explica el funcionamiento de una turbina de acción (véase Sec. 22.4). En el rodete de una turbina de acción los *álaves*, que tienen forma de *cucharas*, se fijan en su periferia (véase Fig. 22-5). El agua al incidir en uno de estos álaves con una velocidad, por ejemplo, de 100 m/s, como en la Fig. 16-3, es desviada, variando así su cantidad de movimiento. El agua ha estado sometida a una fuerza que viene dada por la Ec. (16-6). El álabe experimenta una fuerza \vec{F} igual y de sentido contrario a la expresada por la misma ecuación.

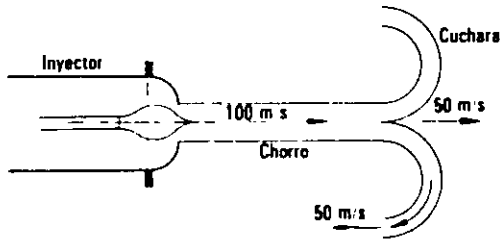


FIG. 16-3. El chorro de agua que sale del inyector varía su cantidad de movimiento al chocar con la cuchara. La fuerza que el chorro ejerce sobre la cuchara es la reacción de la fuerza expresada por la Ec. (16-6).

- Si el rodete está fijo (puesta en marcha del grupo) esta fuerza multiplicada por el radio del rodete es la contribución de dicho álabe al par de arranque.
- Si el rodete gira, el álabe tendrá una velocidad u (50 m/s en el caso de la Fig. 16-3); la misma fuerza multiplicada por u será la contribución de dicho álabe a la potencia del rodete:

$$P = Fu \quad \text{W, SI} \quad (16-7)$$

Estudiemos con más detención los siguientes casos:

- 1.º Un solo álabe fijo
- 2.º Un solo álabe en movimiento
- 3.º Un rodete que consta de muchos álaves.

- 1.º *Un solo álabe fijo.* (Véase la Fig. 16-4.) El chorro incide en el álabe con la velocidad \bar{c}_1 . Despreciando el rozamiento $c_2 = c_1$. La fuerza que el fluido ejerce sobre el álabe es la reacción, o sea igual y de sentido contrario a la

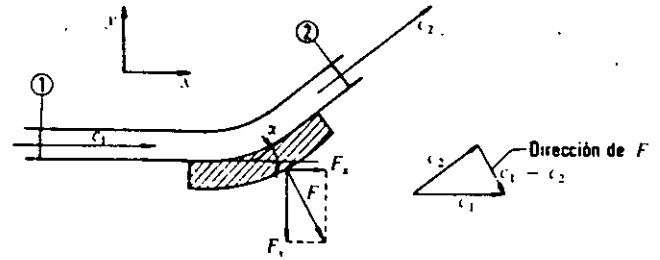


FIG. 16-4. Fuerza \bar{F} ejercida por un chorro desviado por un álabe fijo.

de la Ec. (16-6). Llamando a las componentes de la fuerza sobre el álabe F_x y F_y y observando que

$$\begin{aligned} c_{1x} &= c_1, & c_{2x} &= c_2 \cos \alpha \\ c_{1y} &= 0, & c_{2y} &= c_2 \operatorname{sen} \alpha \end{aligned}$$

tendremos

$$\begin{aligned} F_x &= Q \rho (c_1 - c_2 \cos \alpha) \\ F_y &= -Q \rho c_2 \operatorname{sen} \alpha \end{aligned} \tag{16-8}$$

Suponemos que la desviación del chorro según un eje z normal al plano x, y es nula.

2.º *Un solo álabe en movimiento.* (Véase la Fig. 16-5.) El álabe se mueve con movimiento de traslación y velocidad \bar{u} en la misma dirección que \bar{c}_1 , que es la velocidad del chorro antes del álabe. La velocidad relativa del agua con

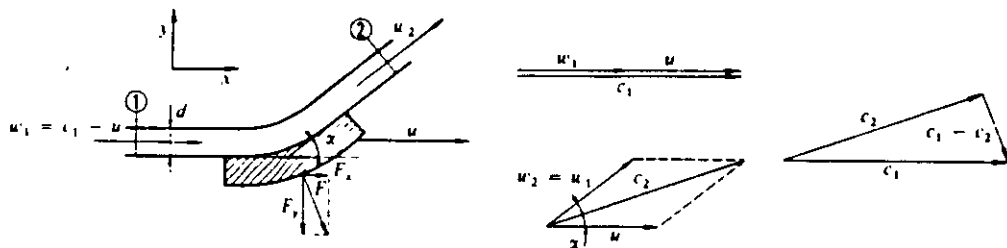


FIG. 16-5 Fuerza sobre un álabe en movimiento. El chorro antes de incidir en el álabe (sección 1) tiene la velocidad \bar{c}_1 ; el álabe se mueve con la velocidad \bar{u} ; w_1 es la velocidad del chorro con relación al álabe. Al no haber rozamiento, $w_2 = w_1$. La velocidad absoluta del chorro en la sección 2 es \bar{c}_2 , que se obtiene como se indica en la figura.

respecto al álabe (véase la Sec. 18.4) a la entrada será $\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}$. Despreciando el rozamiento la velocidad a la salida \bar{w}_2 será igual a \bar{w}_1 en módulo; pero formará un ángulo α con \bar{u} . En la Ec. (16-6) pueden tomarse tanto las velocidades absolutas como las relativas porque, en nuestro caso.

$$\bar{c}_2 - \bar{c}_1 = (\bar{w}_2 + \bar{u}) - (\bar{w}_1 + \bar{u}) = \bar{w}_2 - \bar{w}_1$$

Por tanto, llamando F_x y F_y , como en el caso anterior, a las fuerzas que el

fluido ejerce sobre el álabe, iguales y de sentido contrario a las expresadas por las Ecs. (16-5), considerando además velocidades relativas y teniendo en cuenta que

$$\begin{aligned}w_{1x} &= c_1 - u, & w_{2x} &= (c_1 - u) \cos \alpha \\w_{1y} &= 0, & w_{2y} &= (c_1 - u) \sin \alpha\end{aligned}$$

y considerando también que el caudal que llega al rodete en este caso no es el caudal Q del chorro, ya que el álabe en este caso se mueve con velocidad u , con lo que el chorro se alarga cada vez más y el caudal que hay que sustituir en la Ec. (16-6) será

$$\frac{\pi d^2}{4} (c_1 - u)$$

donde d — diámetro del chorro

tendremos

$$\begin{aligned}F_x &= \pi \frac{d^2}{4} \rho (c_1 - u)^2 (1 - \cos \alpha) \\F_y &= -\pi \frac{d^2}{4} \rho (c_1 - u)^2 \sin \alpha\end{aligned}\tag{16-9}$$

3.º *Un rodete.* Al aplicar las Ecs. (16-9) a un rodete, que consta de una serie de álabes dotados de la misma velocidad u se aprovecha ya el caudal total del chorro que sale del inyector o caudal total Q de la turbina, y en este caso se tendrá:

$$\begin{aligned}F_x &= Q \rho (c_1 - u)(1 - \cos \alpha) \\F_y &= -Q \rho (c_1 - u) \sin \alpha\end{aligned}\tag{16-10}$$

Como el álabe no se desplaza en la dirección y , la fuerza F_y no realiza trabajo. La potencia teórica de la turbina será, según las Ecs. (16-7) y 1.ª Ec. (16-10):

$$P = Q \rho (c_1 - u)(1 - \cos \alpha) u\tag{16-11}$$

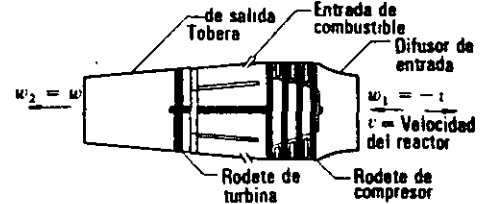
(potencia teórica de una turbina de acción)

(Véase problema 16-3.)

16.3.3. Propulsión a chorro

El *turborreactor* de la Fig. 16-6 se desplaza hacia la derecha con velocidad v . El turborreactor acelera al aire creando un chorro en dirección contraria al

Fig. 16-6. El *turborreactor* es un motor que es a la vez propulsor: consta de difusor de entrada, compresor, cámara de combustión en la que se inyecta el combustible, turbina y tobera de escape. El cálculo de la fuerza de la propulsión se basa también en el teorema de la cantidad de movimiento.



vuelo, cuya velocidad relativa con relación al avión es w . Esta aceleración requiere una fuerza que el turborreactor ejerce sobre el fluido [1.ª Ec. (16-5), tomando como eje x el eje del turborreactor] cuya reacción igual y de sentido contrario es el empuje o fuerza propulsiva del avión. Para deducir el valor del empuje sumemos como otras veces al conjunto aire-reactor una velocidad igual y de sentido contrario a la velocidad del avión. El problema dinámico no se ha alterado. El avión queda entonces en reposo. El aire entra ahora en el difusor del reactor con una velocidad relativa con respecto al reactor $w_1 = -v$, y sale de la tobera de escape con una velocidad relativa con respecto al reactor $w_2 = w$. Llamando $G = Q\rho$ al caudal másico del aire que circula por el avión (1) y E al empuje, y aplicando la 1.ª Ec. (16-5), tendremos:

$$E = G (w_2 - w_1)$$

y finalmente

$$E = G (w - v) \quad (16-12)$$

donde w — velocidad del chorro con relación al turborreactor
 v — velocidad del turborreactor.

PROBLEMAS

16-1. Un codo horizontal de 60° reductor de 300 a 150 mm deja pasar un caudal de agua de 1.800 l/min. La presión relativa en la tubería de 300 mm es de 2 bar.

Calcular la fuerza a que está sometida la brida de la figura. ¿Varía esta fuerza si el flujo va en dirección contraria, manteniéndose la misma presión en la tubería de 300 mm y despreciándose las pérdidas?

Primer caso: flujo de izquierda a derecha (véase figura, flechas de línea continua)

(1) El caudal másico no es constante porque en la cámara de combustión el aire se mezcla con los productos de combustión; pero siendo la relación combustible/aire muy pequeña se puede suponer $G \approx C$.

Calculemos la presión en la sección 2. La ecuación de Bernoulli, siendo $z_1 = z_2$, $\Delta p_r = 0$, aplicada entre las secciones 1 y 2, es la siguiente [Ec. (5-40)]:

$$p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2}$$

siendo

$$Q = \frac{1,8}{60} = 0,03 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi D_1^2} = \frac{4 \cdot 0,003}{\pi \cdot 0,3^2} = 0,4244 \text{ m/s}$$

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi D_2^2} = \frac{4 \cdot 0,03}{\pi \cdot 0,15^2} = 1,6977 \text{ m/s}$$

y, por tanto,

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 - \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) = 2 \cdot 10^5 - \frac{1.000}{2} (v_2^2 - v_1^2) = \\ &= 198.649 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \end{aligned}$$

Según el teorema de la cantidad de movimiento [Ec. (16-6)], la resultante \vec{F} de todas las fuerzas que actúan sobre el fluido, y que le obligan a variar la cantidad de movimiento será

$$\vec{F} = Q \rho (v_2 - v_1)$$

y tendrá como componentes

$$\begin{aligned} F_x &= Q \rho (v_{2x} - v_{1x}) = 0,03 \cdot 1.000 (v_{2x} \cdot 0,95 - v_{1x}) = \\ &= 12,7324 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_y &= 0,03 \cdot 1.000 (-\cos 30^\circ v_{2y} - 0) = \\ &= -44,1063 \text{ N} \end{aligned}$$

Llamemos \vec{R} (R'_x , R'_y) a la fuerza que el codo ejerce sobre el fluido. Con esta notación se tendrá:

$$\begin{aligned} F_x &= p_1 A_1 - p_1 A_2 \cos 60^\circ + R'_x \\ F_y &= p_1 A_2 \cos 30^\circ + R'_y \end{aligned}$$

Por tanto

$$R'_x = F_x - 2 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,3^2}{4} + p_2 \pi \cdot \frac{0,150^2}{4} \cos 60^\circ = -12,369 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} R'_y &= F_y - p_2 \pi \cdot \frac{0,150^2}{4} \cdot \cos 30^\circ = \\ &= -3,084 \text{ N} \end{aligned}$$

La fuerza \vec{R} que buscamos es la que el fluido ejerce sobre el codo y por tanto sobre la brida y será igual a $-\vec{R}'$ y sus componentes serán, por consiguiente,

$$R_x = 12,369 \text{ N}$$

$$R_y = 3,084 \text{ N}$$

luego

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 12,747 \text{ N (tracción)}$$

$$\theta = \text{arc tg } \frac{R_y}{R_x} = 14^\circ$$

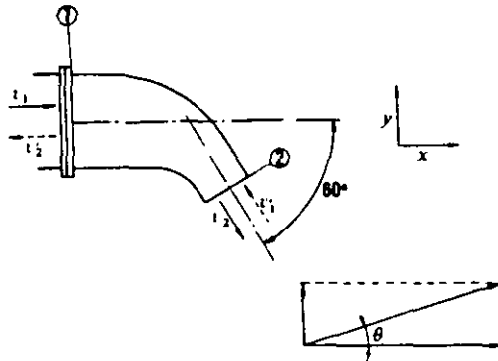
Segundo caso: flujo de derecha a izquierda (véase figura, línea de puntos)

Designando con \bar{F}' y \bar{v}' los valores de la fuerza total y velocidades en este segundo caso, se tendrá vectorialmente:

$$\begin{aligned}\bar{F}' &= Q\rho(v_2' - v_1') = Q\rho[-v_1 - (-v_2)] \\ &= Q\rho(v_2 - v_1) = \bar{F}\end{aligned}$$

Como, además, las fuerzas debidas a las presiones no varían ni en módulo ni en dirección, en un caso y en otro, las fuerzas \bar{R} serán también idénticas.

Esto facilita el cálculo de los anclajes de las tuberías forzadas en las centrales de bombeo. En dichas tuberías el flujo tiene sentidos opuestos cuando se está turbinando y cuando se está bombeando. (Véase Sec. 21.4.1 y Fig. 21-3.)



PROB. 16-1

16-2. Calcular la fuerza a que está sometido el codo horizontal de la figura, si por él circula agua con un caudal de 3.000 l/min, la presión a la salida es la presión atmosférica y la pérdida de carga se desprecia como en el problema anterior.

Siguiendo el mismo procedimiento que en el problema anterior, y utilizando la misma nomenclatura, tendremos:

$$p_1 = \rho \frac{v_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2}$$

pero

$$p_2 = 0 \quad \text{luego}$$

$$p_1 = \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) \quad (1)$$

Además

$$Q = \frac{3}{60} = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi D_1^2} = \frac{4 \cdot 0,05}{\pi \cdot 0,2^2} = 1,592 \text{ m/s}$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot 0,05}{\pi \cdot 0,1^2} = 6,366 \text{ m/s}$$

Sustituyendo estos valores en la Ec. (1) tendremos:

$$p_1 = \frac{1.000}{2} (v_2^2 - v_1^2) = 18.998 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Ahora bien

$$F_x = Q\rho(t_{2x} - t_{1x}) = 0,05 \cdot 1.000 (t_2 \cos 45^\circ - t_1) = 145,50 \text{ N}$$

$$F_y = Q\rho(t_{2y} - t_{1y}) = 0,05 \cdot 1.000 (t_2 \cos 45^\circ - 0) = -225,08 \text{ N}$$

$$F_x = p_1 A_1 + R'_x \quad R'_x = F_x - p_1 \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = -451,33 \text{ N}$$

$$F_y = R'_y \quad R'_y = -225,08 \text{ N}$$

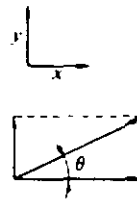
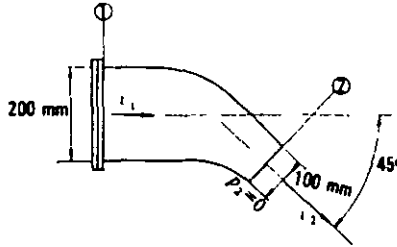
y finalmente

$$R_x = 451,33 \text{ N}$$

$$R_y = 225,08 \text{ N}$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 504,34 \text{ N}$$

$$\theta = \text{arc tg} \frac{R_y}{R_x} = 26,5^\circ$$



PROB. 16-2

16-3. Un chorro de agua de 50 mm de diámetro y 20 m/s de velocidad choca con un álabe en forma de cuchara, que es una semiesfera de radio 180 mm, fija a una rueda. El eje del chorro coincide con el eje de la cuchara. Desprécese la fricción en la cuchara.

Calcular:

- la fuerza ejercida por el chorro sobre la cuchara, cuando está fija;
- cuando se mueve en la misma dirección del chorro con velocidad de 8 m/s,
- sobre una serie de cucharas fijas a la misma rueda, que pasan por delante del chorro moviéndose con velocidad de 8 m/s,
- la potencia comunicada al álabe por el chorro en este último caso;
- el rendimiento.

- La fuerza ejercida por el chorro es la reacción de la fuerza expresada por la Ec. (16-6). Por tanto

$$F_x = Q\rho(c_{1x} - c_{2x})$$

$$c_{1x} = 20 \text{ m/s} \quad c_{2x} = -20 \text{ m/s} \quad Q = \frac{20 \cdot \pi \cdot 0,050^2}{4} = 0,03927 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$F_x = 1.000 \cdot 0,03927 \cdot 40 = 1.570,8 \text{ N}$$

- En virtud de la 1.ª Ec. (16-9):

$$F_x = \frac{\pi d^2}{4} \rho (c_1 - u)^2 (1 - \cos \alpha)$$

$$c_1 = 20 \text{ m/s} \quad ; \quad u = 8 \text{ m/s} \quad ; \quad \cos \alpha = \cos \pi = -1$$

$$F_x = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 1.000 (20 - 8)^2 \cdot 2 = 565,5 \text{ N}$$

c) En virtud de la 1.ª Ec. (16-10):

$$F_x = Q\rho(c_1 - u) \cdot 2 = 0,03927 \cdot 1.000 \cdot 12 \cdot 2 = 942,5 \text{ N}$$

d) En virtud de la Ec. (16-11):

$$P = Q\rho(c_1 - u)(1 - \cos \alpha) \cdot u = 942,5 \cdot u = 942,5 \cdot 8 = 7.540 \text{ W} = 7,540 \text{ kW}$$

e)

$$\eta = \frac{\text{potencia útil}}{\text{potencia chorro}} = \frac{P}{P_c}$$

$$P_c = \frac{c_1^2}{2} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right) Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) = Q\rho \frac{c_1^2}{2} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = Q\rho \frac{c_1^2}{2} \text{ W}$$

$$P_c = 0,03927 \cdot 1.000 \cdot \frac{20^2}{2} = 7.854 \text{ W} = 7,854 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{7.540}{7.854} 100 = 96\%$$

Comprobación. Queda por aprovechar la potencia del chorro a la salida del álabe, a saber

$$\frac{c_2^2}{2} Q\rho$$

pero

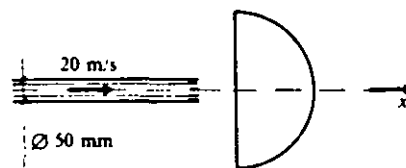
$$\tilde{c}_2 = \tilde{w}_2 + \tilde{u} \quad ; \quad w_2 = 20 - 8 = 12 \text{ m/s} \quad ; \quad c_2 = 12 - 8 = 4 \text{ m/s}$$

$$c_2^2/2 Q\rho = \frac{0,03927 \cdot 16}{2} \cdot 1.000 = 314 \text{ W}$$

$$7,54 + 0,314 = 7,854$$

(potencia total del chorro a la entrada)

PROB. 16-3



16-4. Un chorro de agua de 50 mm de diámetro choca contra una placa fija normal al eje del chorro; la velocidad del chorro es 40 m/s.

Calcular la fuerza que el chorro ejerce sobre la placa.

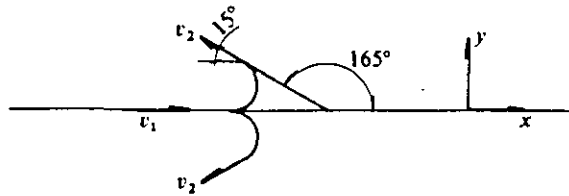
16-5. Un chorro de agua, cuyo caudal es 45.000 l/h choca contra una placa fija perpendicular a él, ejerciendo sobre ella una fuerza de 100 N.

Calcular la velocidad del agua.

16-6. Un chorro de agua de 12.5 mm de diámetro incide en una cucharu inmóvil tangencialmente como se ve en la figura y es desviado por la misma 165° ; el caudal del chorro es de 1,52 l/s; mediante una balanza especial se midió una fuerza de 33 N en la dirección del chorro.

Calcular:

- relación de la fuerza en la dirección del chorro a la teórica,
- relación de velocidades a la salida y a la entrada de la placa.



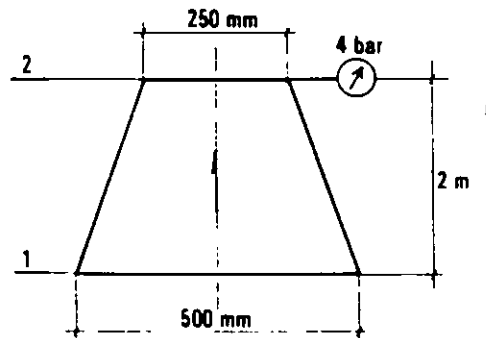
PROB. 16-6

16-7. Un chorro de agua de 50 mm de diámetro al chocar contra una placa fija inclinada 30° con relación al eje del chorro ejerce sobre ella, si se desprecia el rozamiento, una fuerza de 2.000 N.

Calcular el caudal.

16-8. La tobera cónica de eje vertical de la figura de 2 m de longitud realiza una contracción de 500 a 200 mm.

Calcular, sin tener en cuenta las pérdidas, la fuerza vertical que actúa cuando por la tubería circula un caudal ascendente de 14.000 l/min y un manómetro conectado a la tubería de 250 mm marca una presión de 4 bar.



PROB. 16-8

16-9. Un chorro de agua de 100 mm de diámetro, en el que la velocidad media es de 10 m/s, choca contra una placa plana, que se mantiene normal al eje del chorro.

Calcular, despreciando el rozamiento:

- la fuerza normal a la placa ejercida por el chorro, si la placa se mueve en la misma dirección del chorro con una velocidad de 5 m/s;
- la fuerza normal a la placa ejercida por el chorro, si en vez de una placa hubiera una serie de placas dispuestas de manera que cada una pasase sucesivamente en frente del chorro en la misma posición, moviéndose siempre con velocidad de 5 m/s.

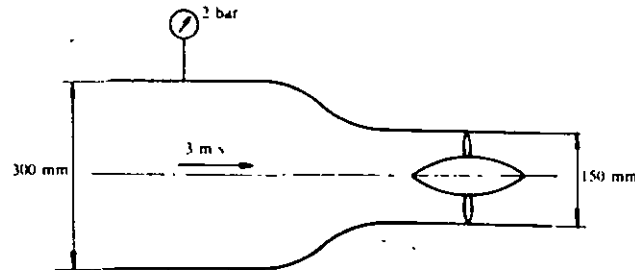
16-10. Una tubería horizontal de 200 mm de diámetro termina en una tobera, que produce un chorro de agua de 70 mm de diámetro. El chorro descarga en la atmósfera. En la tubería la presión es de 8 bar y la velocidad media 2 m/s.

Calcular la fuerza axial que se ejerce sobre la tobera.

16-11. La velocidad del agua en un chorro de 50 mm de diámetro es de 40 m/s. El chorro entra tangencialmente en una placa curva, que se mueve en la dirección del chorro con una velocidad de 20 m/s. La placa desvía al chorro un ángulo de 120° . Despréciase el rozamiento en la placa y el influjo de la gravedad.

Calcular la fuerza ejercida por el chorro sobre la placa en la dirección del movimiento.

16-12. El esquema de la figura representa una turbina, que absorbe una potencia hidráulica de 5 kW. Calcular la fuerza total ejercida por el agua sobre la turbina y sobre la contracción de secciones circulares y eje horizontal.



PROB. 16-12

16-13. Un chorro de agua cuya velocidad es de 50 m/s incide en un álabe que se mueve a una velocidad igual a la mitad del chorro. La dirección del chorro a la entrada forma un ángulo de 30° con la dirección del movimiento del álabe a la entrada y la velocidad relativa del chorro a la salida forma con la misma dirección del álabe un ángulo de 170° . Desprecíense las pérdidas.

Calcular:

- el ángulo que debería tener el álabe a la entrada para que el chorro entrase sin choque, es decir, tangencialmente;
- la velocidad absoluta del agua a la salida del álabe;
- el trabajo específico ejercido sobre el álabe.

16-14. Un chorro de agua de 50 mm de diámetro con un caudal de 200 l/s incide tangencialmente en un álabe curvado experimentando una desviación en el mismo de 170° . El álabe se mueve en la dirección del chorro con una velocidad de 40 m/s. Desprecíese el rozamiento.

Calcular:

- la fuerza que el chorro ejerce sobre el álabe;
- potencia desarrollada por el álabe;
- rendimiento del sistema.

16-15. Una tubería recta horizontal de fundición asfaltada de 1 m de diámetro y 500 m de longitud transporta agua a 20°C y a una velocidad de 2 m/s.

Calcular la fuerza que el agua ejerce sobre la tubería.

17. Empuje ascensional

17.1. INTRODUCCION

Cuando un cuerpo cualquiera se mueve en un fluido real experimenta una resistencia al movimiento, que se llama fuerza de *arrastre*. Esta fuerza fue estudiada en la Sec. 13.3. Existen otros casos en que, además de la fuerza de arrastre paralela al movimiento y de sentido contrario, adquiere un papel importante otra fuerza perpendicular a la dirección del movimiento que se llama *empuje ascensional*. Es decir, la resultante de las fuerzas que el fluido ejerce sobre el cuerpo que se mueve en un fluido tiene en general una componente normal a la dirección del movimiento que es el *empuje ascensional* y otra en la misma dirección del movimiento, pero de sentido opuesto, que es la resistencia o *arrastre*.

La fuerza del empuje ascensional es esencial en la transmisión de energía de las turbomáquinas (bombas, ventiladores y turbinas) y en un avión es causa de su sustentación, en contra de la fuerza de la gravedad.

Estudiaremos el empuje ascensional en

- un *cilindro circular*, cuerpo de geometría sencilla, que permite un cálculo fácil del empuje ascensional teórico;
- un *perfil de ala de avión*, cuerpo de geometría «bien fuselada» que se diseña para un empuje ascensional grande con un arrastre mínimo.

Recordemos una vez más que *mecánicamente* el problema es el mismo si el cuerpo se mueve en un fluido en reposo, o el fluido se mueve sobre un cuerpo en reposo: siempre que la velocidad del fluido en el segundo caso sea constante en el infinito (prácticamente a una distancia suficientemente alejada del cuerpo) e igual y de sentido contrario a la velocidad del cuerpo en el primer caso.

17.2. EMPUJE ASCENSIONAL EN UN CILINDRO CIRCULAR

En un cilindro circular es fácil obtener el empuje ascensional, si se supone un *fluido ideal e irrotacional* (Sec. 2.7, nota 1), por el procedimiento siguiente:

- 1.º Buscar la *distribución de velocidades*.
- 2.º Buscar la *distribución de presiones*, utilizando la ecuación de Bernoulli.
- 3.º Integrar para obtener el *empuje ascensional*.

17.2.1. Cilindro circular en corriente ideal, irrotacional y uniforme

Este caso fue ya estudiado en la Sec. 8.2. Resumiendo:

1.º *Distribución de velocidades en el cilindro*

1.º Ec. (8-1): $v_s = 2v_\infty \text{ sen } \theta$
 Fig. 8-1: líneas de corriente

2.º *Distribución de presiones en el cilindro*

Ec. (8-2): $p_s = p_\infty + \frac{\rho}{2} v_\infty^2 - \frac{\rho}{2} v_s^2$

3.º *Empuje ascensional*

El empuje ascensional de un cilindro en corriente uniforme de un fluido ideal e irrotacional es nulo, según demuestra gráficamente la Fig. 8-2.

El arrastre también es nulo: paradoja de D'Alembert.

17.2.2. Cilindro circular en corriente irrotacional y uniforme de un fluido ideal con circulación: fórmula del empuje ascensional

1.º *Distribución de velocidades en el cilindro.*

El cilindro está sometido ahora simultáneamente a dos tipos de corriente (es decir, a una corriente que es la suma de ambas): a una corriente *uniforme* (en el infinito las líneas de corriente son, por tanto, paralelas y equidistantes) y a una circulación. En esta última:

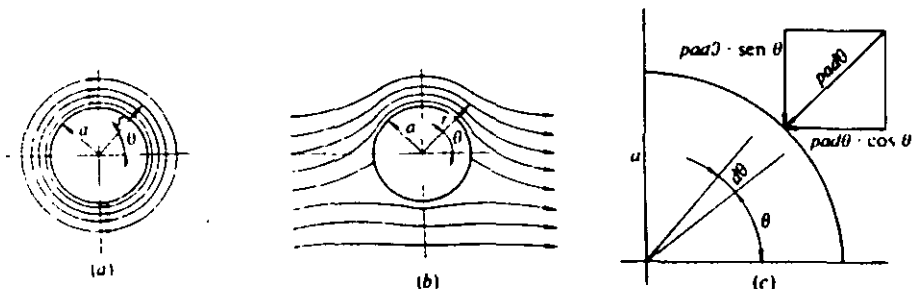


FIG. 17-1. (a) Cilindro circular en una corriente circular en la cual la velocidad del fluido en un punto es inversamente proporcional a la distancia del punto al centro; (b) en corriente uniforme con circulación; (c) fuerza elemental debida a la presión sobre un elemento infinitesimal de superficie en el cilindro.

-- Las líneas de corriente son círculos concéntricos con el cilindro, como puede verse en la Fig. 17-1. Se ha escogido como sentido de la circulación el de las agujas del reloj. Así y solo así, si el sentido de la corriente uniforme es como en las Figs. 8-1 y 17-1 b, de izquierda a derecha se obtendrá un empuje ascensional positivo.

— La velocidad en cada punto del fluido es inversamente proporcional a su distancia r al centro del cilindro

$$v = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (17-1)$$

donde Γ — constante llamada circulación. Al fluir entre cada dos líneas de corriente consecutivas el mismo caudal las circunferencias van aumentando de radio y distanciándose cada vez más en la Fig. 17-1 *a*. Esta configuración de corriente se denomina *torbellino potencial o irrotacional*.

La velocidad en un punto del cilindro *debida al movimiento uniforme* será según la Ec. (8-1)

$$(v_s)_u = 2v_\infty \sin \theta \quad (17-2)$$

(velocidad en un punto del cilindro, corriente uniforme)

La velocidad en un punto del cilindro *debida a la circulación* será, según la Ec. (17-1)

$$(v_s)_c = \frac{\Gamma}{2\pi a} \quad (17-3)$$

(velocidad en un punto del cilindro, corriente de circulación)

donde a — radio del cilindro.

La velocidad en un punto del cilindro *debida a los dos movimientos superpuestos* será, según las Ecs. (17-2) y (17-3)

$$v_s = 2v_\infty \sin \theta + \frac{\Gamma}{2\pi a} \quad (17-4)$$

(velocidad en un punto del cilindro, corriente uniforme + torbellino potencial)

2.º Distribución de presiones en el cilindro.

De la comparación de la Fig. 8-1 y 17.1 *b* se deduce que en este caso en comparación con el primero (corriente uniforme) la velocidad en la parte superior del cilindro aumenta (velocidad de la circulación igual sentido que velocidad del movimiento uniforme) mientras que en la parte inferior del cilindro disminuye (velocidad de la circulación sentido contrario a la velocidad del movimiento uniforme).

En la Fig. 17-1 *b* están dibujadas las líneas de corriente para este caso. Comparando esta figura con la Fig. 8-1 se ve que subsiste la simetría según el eje y , y por tanto

La fuerza de arrastre es igual a cero.

Pero se ha perdido la simetría según el eje x , y por tanto
La fuerza del empuje ascensional no es igual a cero.

En efecto, al aumento de velocidad en la parte superior del cilindro corresponderá según la ecuación de Bernoulli una depresión, mientras que a la disminución de velocidad en la parte inferior corresponderá una sobrepresión: el resultado es un empuje hacia arriba o *empuje ascensional*.

El empuje ascensional puede fácilmente calcularse utilizando la Ec. (17-4) junto con la ecuación de Bernoulli.

El *empuje ascensional* A , según la Fig. 17-1 c, será:

$$A = -b \int_0^{2\pi} p a \sin \theta d\theta \quad (17-5)$$

donde b — altura del cilindro (normal al plano de la Fig. 17-1 c)
 p — presión en un punto del cilindro de coordenadas polares (a, θ) .

La ecuación de Bernoulli aplicada entre un punto en el infinito y un punto en el cilindro es la Ec. (8-2) repetida en la pág. 345, donde v , viene dada por la Ec. (17-4). Por tanto la presión p en un punto cualquiera del cilindro será:

$$p = p_\infty + \frac{\rho v_\infty^2}{2} - \frac{\rho}{2} \left(2v_\infty \sin \theta + \frac{\Gamma}{2\pi a} \right)^2 \quad (17-6)$$

3.º *Empuje ascensional.*

Sustituyendo la Ec. (17-6) en (17-5), e integrando, se obtiene la

FORMULA DEL EMPUJE ASCENSIONAL

$$A = b \Gamma \rho v_\infty \quad (17-7)$$

17.2.3. Cilindro circular en corriente real uniforme

La corriente ideal estudiada en la sección anterior se puede duplicar experimentalmente con cierta aproximación en un fluido real: en un túnel aerodinámico se instala un cilindro de manera que pueda medirse el empuje ascensional y el arrastre en una balanza. Previamente se hace girar el cilindro mediante un motor.

La *corriente uniforme* es producida por el ventilador del túnel y la viscosidad misma del aire produce una especie de circulación análoga a la considerada en la sección anterior. En efecto, las capas contiguas al cilindro giran a la velocidad de éste, y las demás con una velocidad que disminuye con la distancia, según una ley análoga a la expresada por la Ec. (17-1).

Experimentalmente se comprueba que en un cilindro en corriente real uniforme con circulación el arrastre no es nulo. Este arrastre es debido a la resistencia de superficie y de forma (el cilindro con su forma *roma* provoca el desprendimiento de la capa límite, véase Fig. 8-3 c).

17.3. EMPUJE ASCENSIONAL EN UN PERFIL DE ALA DE AVION: FORMULA DE KUTTA-JOUKOWSKI

La fórmula (17-7) del empuje ascensional de un cilindro fue deducida por Kutta-Joukowski, para un *perfil de ala de avión*, como el de la Fig. 13-1, donde la circulación Γ en el caso general viene dada por la ecuación siguiente:

$$\Gamma = v_{\infty} \pi l k \sin \alpha$$

Por tanto,

FORMULA DE KUTTA-JOUKOWSKI

$$A = b \Gamma \rho v_{\infty}$$

siendo

$$\Gamma = v_{\infty} \pi l k \sin \alpha$$

(17-8)

donde A — empuje ascensional

b — luz del perfil (Fig. 13-1)

Γ — circulación

l — cuerda del perfil (o sea cuerda geométrica de la *línea media*) (véase Fig. 13-1)

α — ángulo de ataque. En esta fórmula el ángulo de ataque se mide con relación a la línea neutra, o sea a la recta paralela a v_{∞} que pasa por el borde de salida del perfil para un ángulo de ataque tal que $A = 0$.

k — coeficiente que idealmente solo depende de la geometría del perfil.

Sustituyendo en (17-8) el valor de Γ en el de A tendremos:

$$A = \frac{\rho}{2} v_{\infty}^2 S 2 \pi k \sin \alpha$$

donde $S = lb$ (cuerda \times luz) — superficie proyectada del perfil

o bien

$$A = S \frac{\rho}{2} v_{\infty}^2 c_a$$

(17-9)

donde $c_a = 2 \pi k \sin \alpha$ — *coeficiente de empuje ascensional* o *coeficiente de sustentación*, que idealmente solo depende de la forma del perfil y del ángulo de ataque.

La fórmula de Kutta-Joukowski [Ec. (17-8)] exige una circulación para que exista empuje ascensional. En un avión en vuelo se crea un empuje ascensional, luego hay *circulación*. Por otra parte las alas no giran como el experimento del cilindro en el túnel aerodinámico descrito en la Sec. 17.1.3. Se pregunta, pues, cómo se sustenta un avión, o cuál es el origen de la circulación.

Origen de la circulación

En un *perfil de ala de avión*, como el de la Fig. 17-2, cuando se inicia el vuelo se distinguen tres tiempos. Para estudiar el fenómeno supondremos como otras veces que el perfil está en reposo:

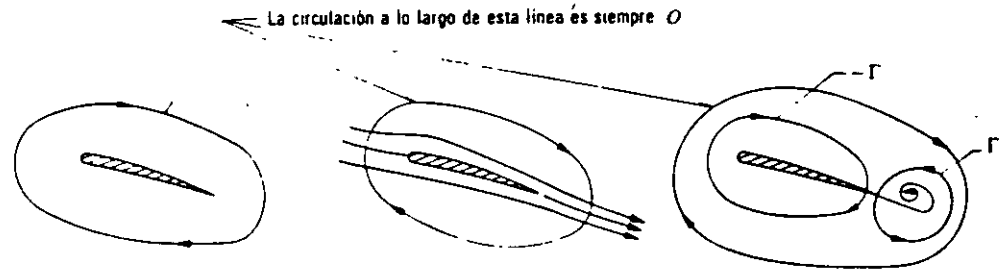


FIG. 17-2. Explicación del origen de la circulación que causa la sustentación en un perfil de ala. (a) no hay circulación; (b) no hay torbellino en el borde de salida; (c) circulación Γ y contracirculación $-\Gamma$. Esta última sumada a la corriente uniforme produce la sustentación.

Tiempo 0 (Fig. 17-2 a). El fluido también está en reposo $v_\infty = 0$, $\Gamma = 0$: no hay circulación.

Tiempo 1 (Fig. 17-2 b). El fluido se mueve con movimiento uniforme y velocidad en el infinito v_∞ . Primeros instantes del movimiento. La circulación sigue siendo igual a cero.

Tiempo 2 (Fig. 17-2 c). En un fluido real la viscosidad origina en el borde de salida la separación (Sec. 8.8) y ésta un torbellino denominado *torbellino inicial* con circulación Γ no igual a cero. Ahora bien, según un teorema debido a Thomson, en este caso, la circulación a lo largo de una curva cerrada en el fluido no cambia con el tiempo si el observador se mueve con el fluido (1). Es decir, la circulación a lo largo de la curva dibujada en la figura tiene que seguir siendo igual a cero, lo cual exige que se cree una contracirculación, $-\Gamma$, alrededor del perfil.

Tiempo 3 El torbellino inicial es llevado corriente abajo, quedando alrededor del ala establecida la circulación.

(1) Este teorema se cumple en un fluido ideal e irrotacional.

La teoría que acabamos de exponer fue propuesta por Prandtl. La visualización de las líneas de corriente ha permitido fotografiar la corriente con el torbellino inicial y su alejamiento del perfil y comprobar experimentalmente esta teoría de Prandtl de la sustentación.

La Ec. (17-9) define el coeficiente de empuje ascensional, c_a y tiene la misma forma que la (13-6) deducida en la Sec. 13.3, que define el coeficiente de arrastre, c_w . Son dos ecuaciones de excepcional importancia en la experimentación en túneles aerodinámicos con modelos reducidos como el de la Fig. 7-7:

$$\begin{aligned} A &= \frac{\rho}{2} v_{\infty}^2 S c_a \\ W &= \frac{\rho}{2} v_{\infty}^2 S c_w \end{aligned} \quad (17-10)$$

Si el número de Reynolds permanece constante en el modelo y en el prototipo, tanto c_a como c_w son independientes del tamaño, y solo dependen de la geometría del perfil y del ángulo de ataque. Los perfiles aerodinámicos se utilizan no solo en el ala de avión, sino también en las hélices propulsoras de avión y barco y en las turbomáquinas (bombas, ventiladores y turbinas) axiales. El comportamiento de un perfil se conoce cuando se obtienen analítica o experimentalmente c_a y c_w para dicho perfil y diversos ángulos de ataque.

Para ello A y W se miden con una balanza, v_{∞} , se mide con un tubo de Prandtl, por ejemplo; se calcula la ρ del aire por la ecuación de los gases perfectos en la forma $\rho = \frac{p}{R_a T}$, midiendo p y T . Finalmente, se calculan c_a y c_w mediante las Ecs. (17-10).

17.4. EMPUJE ASCENSIONAL Y PROPULSION POR HELICE: RENDIMIENTO DE LA PROPULSION

La *hélice* se diferencia del ala de un avión en el tipo de movimiento que es de rotación y traslación en la hélice y únicamente de traslación en el avión. Sin embargo, en la hélice de la Fig. 17-4 un corte por un cilindro de radio cualquiera r coaxial con el eje de la hélice nos dará un perfil aerodinámico como el de la Fig. 17-13. Todos los puntos del perfil, por estar situados a un mismo radio r tienen la misma velocidad u en el movimiento de rotación. Una composición de movimientos permitirá reducir para su estudio el problema aparentemente distinto de la hélice y del ala de avión a uno mismo: perfil bañado por una corriente con velocidad en el infinito v_{∞} . Este método se utiliza en el estudio de las hélices propulsoras de aviones y barcos y en las hélices o paletas de las máquinas axiales: bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas y molinos de viento. En el perfil de una hélice (obtenido mediante el corte cilíndrico ya mencionado), Fig. 17-3, que supondremos tiene una luz (dimensión normal al plano del dibujo) Δb , la resultante de las fuerzas que el fluido ejerce sobre el álabe, $\Delta \bar{R}$, tendrá una componente en la dirección del movimiento y opuesta a él, el arrastre, ΔW , y una componente en la dirección perpendicular al movimiento

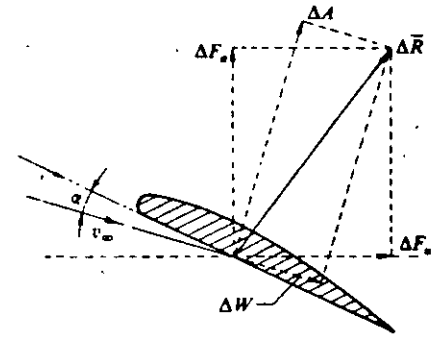


FIG. 17-3. La hélice tiene un perfil aerodinámico. Sobre un elemento de luz infinitesimal (perpendicular al plano del dibujo) el fluido ejerce una fuerza resultante $\Delta\bar{R}$, que puede descomponerse en ΔA e ΔW o bien en ΔF_a e ΔF_t .

que es el empuje ascensional, ΔA . Sin embargo, en el estudio de una hélice interesa más descomponer la fuerza total $\Delta\bar{R}$ en la dirección del eje de la hélice (o de la máquina) y en la dirección tangencial, resultando las dos fuerzas ΔF_a e ΔF_t , la primera en la dirección axial y la segunda en la tangencial. Lo dicho constituye el fundamento de la *teoría aerodinámica de la hélice*. En esta teoría:

- ΔF_a produce el empuje.
- Puesto que el par multiplicado por la velocidad angular es la potencia requerida para accionar la hélice, una buena hélice de avión o de barco, de bomba, ventilador o compresor se diseñará en una forma tal que tenga el empuje máximo para un par mínimo.
- Por el contrario, la hélice de una turbina o de un molino de viento se diseñará para que produzca un par máximo con un empuje mínimo. En este caso para la misma dirección de la velocidad v_∞ de la figura, tanto el empuje como el par en la turbina o molino de viento deben tener direcciones opuestas a las marcadas en la figura.
- El arrastre ΔW se opone a la rotación y por tanto supone una pérdida, tanto en las máquinas generadoras: bomba, compresor, ventilador, hélice de avión o barco, como en las máquinas motoras: turbinas hidráulicas y turbinas de aire (molinos de viento).
- El empuje total y el par total de la hélice se obtienen integrando a lo largo de la hélice (en toda la luz b de la misma).

Un desarrollo ulterior de la *teoría aerodinámica de la hélice* excede los límites de esta obra. Sin embargo, una teoría simplificada basada en el *teorema de la cantidad de movimiento* deducido en el capítulo anterior [Ec. (16-6)] permite deducir fácilmente las fórmulas para el empuje, potencia propulsiva y rendimiento de la propulsión de una hélice.

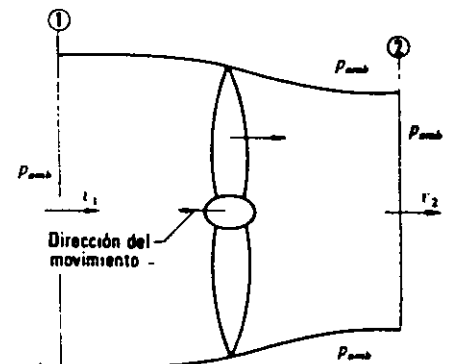


FIG. 17-4. La teoría elemental de la *propulsión de una hélice* es una aplicación interesante del teorema del impulso.

Sea (Fig. 17-4) una hélice de avión o barco moviéndose en un fluido (aire, agua) con velocidad v de derecha a izquierda, o bien (caso representado en la figura) una hélice que no se traslada a través de la cual circula el fluido de izquierda a derecha con velocidad media v_1 antes de la hélice y v_2 después de la hélice en la llamada *estela de deslizamiento*. Esta se ha dibujado en la figura como un tubo de corriente que se estrecha después de la hélice. Siendo $v_2 > v_1$ según la Ec. 16-6 el fluido ha estado sometido a una fuerza hacia la derecha, y por tanto como reacción surge la

FUERZA PROPULSIVA DE LA HELICE

$$F = Q \rho (v_2 - v_1) \quad (17-11)$$

dirigida hacia la izquierda.

Si el fluido fuera ideal esta fuerza sería el empuje. La *potencia de accionamiento* de la hélice, si el fluido fuera ideal sería igual al aumento de la energía cinética que experimentaría el fluido en la unidad de tiempo. El aumento de energía cinética será

$$\Delta E = \frac{1}{2} m (v_2^2 - v_1^2)$$

y por tanto la

POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DE LA HELICE

$$P_a = Q \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) \quad \text{W, SI} \quad (17-12)$$

De esta potencia solo una parte contribuye al empuje y se llama *potencia propulsiva*. El empuje [Ec. (17-11)] multiplicado por la velocidad de la hélice en el caso real (fluido en reposo, hélice en movimiento), que es v_1 será la

POTENCIA PROPULSIVA DE LA HELICE

$$P_p = Q \rho (v_2 - v_1) v_1 \quad (17-13)$$

El cociente

$$\frac{P_p}{P_a} = \frac{(v_2 - v_1) v_1}{1/2(v_2^2 - v_1^2)}$$

después de simplificado nos dará el

RENDIMIENTO DE LA PROPULSION

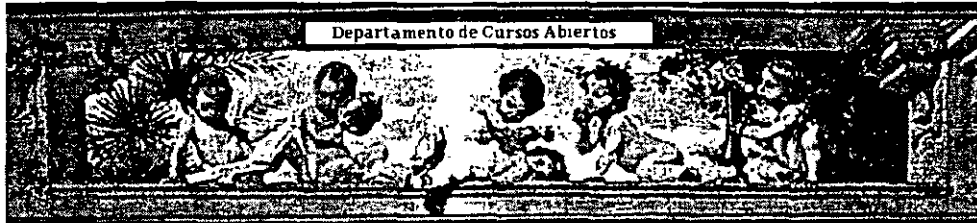
$$\eta_p = \frac{2v_1}{v_2 + v_1} \quad (17-14)$$

MAQUINAS HIDRAULICAS



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001



CA 275 CURSO DE MINIHIDRÁULICA

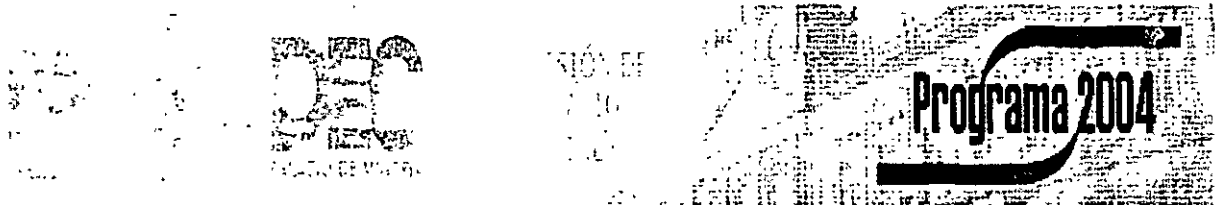
TEMA: 5

TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS: TURBINAS

COORDINADOR: M. en I. ARTURO NAVA MASTACHE

DEL 22 AL 26 DE NOVIEMBRE DE 2004

PALACIO DE MINERÍA



18. Turbomáquinas hidráulicas: Generalidades

18.1. DEFINICION DE MAQUINA HIDRAULICA

Una máquina es un transformador de energía.

Una máquina *absorbe* energía de una clase y *restituye* energía de otra clase (un motor eléctrico, por ejemplo, *absorbe* energía eléctrica y *restituye* energía mecánica) o de la misma clase pero transformada (una grúa o un torno, por ejemplo, *absorben* y *restituyen* energía mecánica).

Las máquinas se clasifican en grupos: máquinas de fluido, máquinas -herramientas, máquinas eléctricas, etc.

Las máquinas hidráulicas pertenecen a un grupo muy importante de máquinas que se llaman *máquinas de fluido*. Aunque rara es la máquina en que no intervienen uno o varios fluidos como refrigerantes, lubricantes, etc.; eso solo no es suficiente para incluir dicha máquina en el grupo de máquinas de fluido.

Máquinas de fluido son aquellas máquinas en que el fluido, o bien proporciona la energía que absorbe la máquina (por ejemplo, el agua que se suministra a una turbina posee una energía preferentemente de presión, proveniente de la energía geodésica que poseía en el embalse y que a su vez la turbina transforma en energía mecánica) o bien aquellas en que el fluido es el receptor de energía, al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida.

En toda máquina de fluido hay un intercambio entre energía de fluido y energía mecánica (por ejemplo, el agua sale de una bomba con más presión que la que tenía a la entrada de la misma, porque la bomba ha restituido al agua la energía absorbida en el eje).

Las máquinas de fluido revisten infinidad de formas y encuentran un sin fin de aplicaciones en la técnica.

Basta ver que dentro de este grupo se hallan comprendidas máquinas tan diversas como la diminuta fresa neumática de un dentista, que gira a 500.000 rpm, y la gigantesca turbina de vapor de 1.200 MW; o como la bomba de membrana para combustible de un automóvil y un cohete de combustible líquido.

Las máquinas de fluido se clasifican en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas.

Etimológicamente *máquina hidráulica* es una máquina de fluido en que el fluido es agua y no obstante la turbina de vapor funciona con agua y no

es una máquina hidráulica, sino una máquina térmica. Por el contrario, a pesar de que un ventilador no bombea agua, sino aire, el ventilador es una máquina hidráulica. Las bombas que bombean líquidos distintos del agua (gasolina, ácidos, etc.) también son máquinas hidráulicas. Aunque el líquido bombeado esté caliente la máquina no es una máquina térmica, sino que seguirá siendo hidráulica. Aunque el nombre de máquina hidráulica, según lo dicho, no sea apropiado, la clasificación misma de las máquinas de fluido en máquinas hidráulicas y térmicas es rigurosa y científica.

Máquina hidráulica es aquella en que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que $\rho = \text{cte}$.

Máquina térmica es aquella en que el fluido en su paso a través de la máquina varía sensiblemente de densidad y volumen específico, el cual en el diseño y estudio de la máquina ya no puede suponerse constante.

La compresibilidad e incompresibilidad del fluido que se traduce en la variación o invariancia de la densidad o volumen específico es fundamental en el diseño de una máquina.

Todo cuerpo sólido, líquido o gas es compresible (véase Sec. 2.3). Sin embargo, el *diseño de una bomba*, por ejemplo, se hace suponiendo que el líquido bombeado es incompresible o de densidad constante: la bomba es, pues, una *máquina hidráulica*.

El *diseño de un turborreactor*, por el contrario, no puede hacerse sin tener en cuenta la variación del volumen específico del aire a través de la máquina: el turborreactor, pues, es una *máquina térmica*.

En un *compresor* el fluido es un gas y un gas es muy compresible, y, por tanto, su volumen específico varía grandemente. Sin embargo, si el incremento de presión es pequeño (inferior a 100 mbar) el diseño del compresor llevado a cabo con la hipótesis de que el volumen específico del gas es constante resulta con frecuencia satisfactorio. En este caso la máquina se llama *ventilador*: el ventilador, pues, es una máquina hidráulica. No obstante, si la relación de compresión es grande (superior a 100 mbar), no puede despreciarse la variación del volumen específico del gas a través de la máquina. En este caso la máquina se llama *compresor*: el compresor, pues, es una máquina térmica (1).

En este libro de *Mecánica de Fluidos* debemos estudiar también las *máquinas de fluido*; pero según la hipótesis establecida al principio del libro (Sec. 2.7), solo estudiaremos las *máquinas hidráulicas*; y no las *máquinas térmicas*, cuyo estudio pertenece a la *Termodinámica*.

(1) La línea divisoria de los 100 mbar entre los ventiladores y compresores es convencional y oscila entre amplios límites según los constructores de estas máquinas.

18.2. CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS HIDRAULICAS

Para clasificar las máquinas hidráulicas se atiende al órgano principal de la máquina, o sea al órgano en que se intercambia la energía mecánica en energía de fluido o viceversa. Este órgano, según los casos, se llama rodete (Fig. 19-13), émbolo (Fig. 26-4), etc.

Ahora bien, la clasificación de las máquinas hidráulicas en rotativas y alternativas, según que el órgano intercambiador de energía esté provisto de movimiento de rotación o de movimiento alternativo tiene la ventaja de ser muy clara; pero suele preferirse la siguiente, que considera dos grupos también. Esta clasificación tiene la ventaja de que no se basa en algo accidental, como es el tipo de movimiento del émbolo o rodete, sino en el *principio fundamental de funcionamiento*, que es distinto en los dos grupos.

Las máquinas hidráulicas se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

En las *máquinas de desplazamiento positivo*, también llamadas *máquinas volumétricas*, el órgano intercambiador de energía cede energía al fluido o el fluido a él *en forma de energía de presión* creada por la variación de volumen. Los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido no juegan papel esencial alguno.

En las *turbomáquinas*, denominadas también máquinas de corriente, los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido juegan un papel esencial.

Al primer grupo pertenece la clase importante de las máquinas alternativas o de émbolo; pero éstas no son ni mucho menos las únicas (véase Cap. 27). Así como en las *turbomáquinas* el órgano transmisor de la energía (rodete) se mueve siempre con movimiento rotativo, en las *máquinas de desplazamiento positivo* el órgano transmisor de la energía puede moverse tanto con movimiento alternativo como con movimiento rotativo. Al grupo de máquinas de desplazamiento positivo pertenece la clase importantísima de las máquinas empleadas en las transmisiones y controles hidráulicos y neumáticos (Cap. 28).

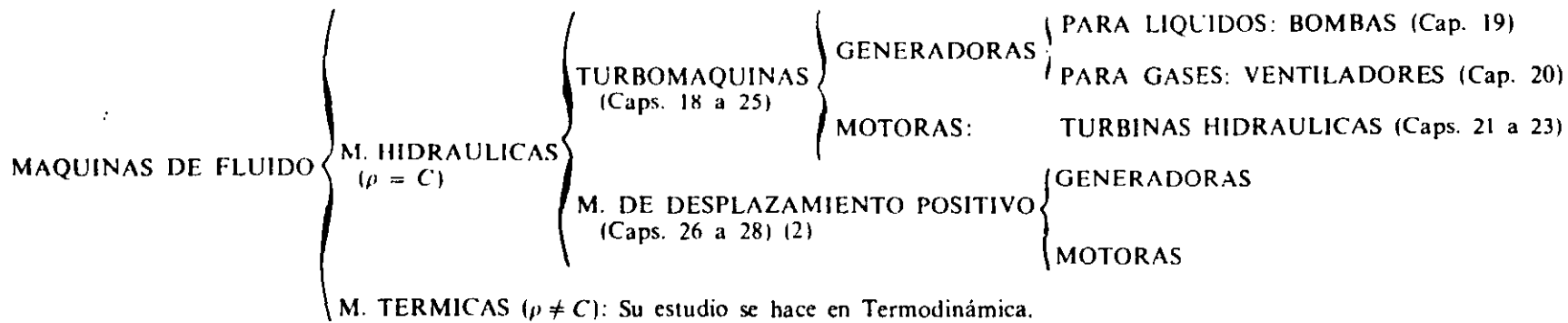
El principio de funcionamiento de las máquinas de desplazamiento positivo es el principio de desplazamiento positivo que se estudiará en la Sec. 27.1. El principio de funcionamiento de las turbomáquinas es la ecuación de Euler, que se estudia en la sección siguiente.

A estos dos grupos se puede añadir un tercer grupo de máquinas hidráulicas, en que se intercambia energía en forma de energía potencial (elevadores de canchales, tornillo de Arquímedes, ruedas hidráulicas). Estas máquinas se denominan *máquinas gravimétricas*; pero de ellas no nos ocuparemos en el presente libro, porque su estudio no presenta desde el punto de vista hidráulico mayor dificultad.

Las turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo se subdividen en motoras y generadoras. Las primeras *absorben* energía del fluido y *restituyen* energía mecánica; mientras que las segundas *absorben* energía mecánica y *restituyen* energía al fluido.

El cuadro siguiente resume lo dicho sobre la clasificación de las máquinas de fluido en las dos secciones precedentes.

CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS DE FLUIDO



(2) Las M. de desplazamiento positivo son reversibles en general.

18.3. ECUACION FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMAQUINAS O ECUACION DE EULER: PRIMERA FORMA

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas, tanto de las turbomáquinas hidráulicas, que se estudian en este libro, como de las turbomáquinas térmicas. Constituye, pues, la ecuación básica tanto para el estudio de las bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas (turbomáquinas hidráulicas), como para el estudio de los turbocompresores, turbinas de vapor y turbinas de gas (turbomáquinas térmicas). Es la ecuación que expresa la energía intercambiada en el rodete de todas estas máquinas.

18.3.1. Planos de representación de una turbomáquina

Los dos planos de representación de una turbomáquina son el *plano o corte meridional* y el *plano o corte transversal*. Estos planos para una bomba radial (véase Sec. 18.7) se representan en la Fig. 18-1

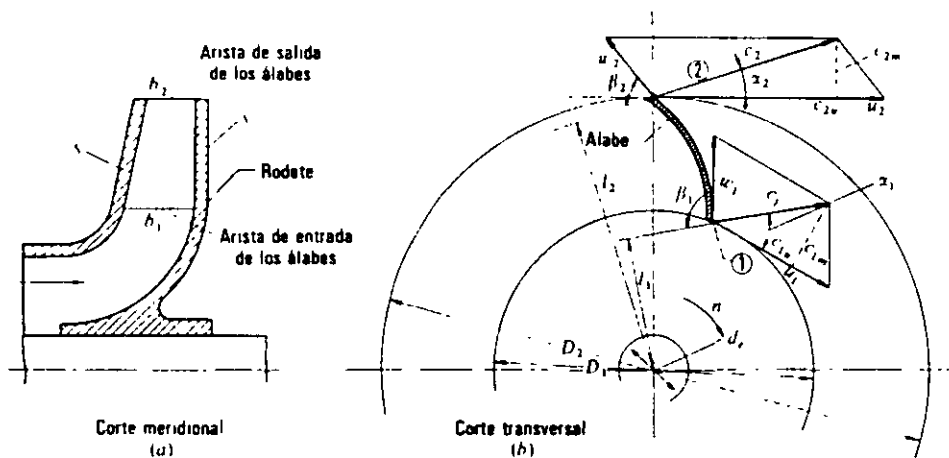


FIG. 18-1 Rodete de una bomba centrífuga. (a) corte meridional. (b) corte transversal. En este último se han dibujado los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida. En la deducción de la ecuación de Euler se supone que todas las partículas de fluido que entran en los álabes sufren una misma desviación. (Método unidimensional de estudio.)

En la Fig. 18-1 a se representa el corte por un plano que contiene el eje de la máquina, que se llama *corte meridional*, porque en él se representan en su verdadera forma las meridianas de las superficies de revolución de la máquina, como son las superficies anterior y posterior del rodete (s y s' en la figura). En este corte se ven también las aristas de entrada y de salida de los álabes, los cuales imparten (bomba) o absorben (turbina) energía del fluido. Estas aristas de entrada y salida en nuestro caso son paralelas al eje de la máquina. Los anchos del rodete a la entrada h_1 y a la salida h_2 de los álabes se acotan también en este plano.

En la Fig. 18-1 b se representa el *corte transversal* por un plano perpendicular al eje. En el corte transversal de una bomba radial se ve el álabe del rodete en su verdadera forma: el álabe es una superficie cilíndrica con generatrices paralelas al eje de la máquina. Los *diámetros de entrada y salida* de los álabes D_1 y D_2 se acotan también en este plano, así como el diámetro del eje, d_e .

18.3.2. Deducción de la ecuación de Euler

Esta deducción se hará con relación a la misma Fig. 18-1, que representa, como ya hemos dicho, el rodete de una bomba centrífuga (o de un ventilador centrífugo que esencialmente sólo se diferencia de una bomba en que el fluido bombeado no es líquido, sino gas: véase Sec. 20.3); pero todo el razonamiento y por tanto la fórmula de Euler deducida mediante él, será válido para todas las turbomáquinas.

Supondremos que la bomba funciona en régimen permanente y que al girar crea una depresión en el rodete penetrando el fluido en el interior de la bomba. Sea c_1 la *velocidad absoluta* de una partícula de fluido a la entrada de un álabe (punto 1 en la figura). El rodete accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad n , rpm. En el punto 1 el rodete tiene una *velocidad periférica* $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$. Con relación al álabe el fluido se mueve con una velocidad w_1 , llamada *velocidad relativa a la entrada*. Las tres velocidades c_1 , u_1 y w_1 están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo, por la ecuación vectorial:

$$\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}_1 \quad (18-1)$$

Suponemos que el álabe (o su tangente) tiene la dirección del vector \bar{w}_1 , con lo que la partícula entra sin choque en el álabe (3). La partícula guiada por el álabe sale del rodete con una *velocidad relativa a la salida* \bar{w}_2 , que será tangente al álabe en el punto 2. En el punto 2 el álabe tiene la velocidad periférica u_2 . La misma composición de velocidades de la Ec. (18-1) nos proporciona la *velocidad absoluta a la salida*, \bar{c}_2 :

$$\bar{c}_2 = \bar{w}_2 + \bar{u}_2 \quad (18-2)$$

La partícula de fluido ha sufrido, pues, en su paso por el rodete un cambio de velocidad de \bar{c}_1 a \bar{c}_2 .

Del *teorema de la cantidad de movimiento* (Sec. 16.2) se deduce el *teorema del momento cinético* o del momento de la cantidad de movimiento. En efecto, la Ec. (16-6), aplicada al hilo de corriente a que pertenece la partícula de fluido considerada, será:

$$d\bar{F} = dQ\rho(\bar{c}_2 - \bar{c}_1) \quad (18-3)$$

Tomando momentos en la Ec. (18-3) con relación al eje de la máquina tendremos:

$$dM = dQ\rho(l_2 c_2 - l_1 c_1) \quad (18-4)$$

que es el *teorema del momento cinético*.

(3) En la práctica esto sucede cuando la bomba funciona en su *punto nominal* o punto para el cual la bomba ha sido diseñada. Si la velocidad de giro es mayor o menor que la velocidad nominal u_1 es mayor o menor y se produce un choque a la entrada y disminución del rendimiento en la bomba real.

donde dM — momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que el rodete ha ejercido sobre las partículas que integran el filamento de corriente considerado para hacerle variar su momento cinético;

dQ — caudal del filamento;

l_2, l_1 — brazos de momento de los vectores c_2 y c_1 respectivamente (véase Fig. 18-1 b).

Suponemos ahora que todas las partículas de fluido entran en el rodete a un diámetro D_1 con la misma velocidad c_1 , y salen a un diámetro D_2 con la misma velocidad c_2 . Esto equivale a suponer que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, lo cual a su vez implica que el número de álabes es infinito para que el rodete guíe al fluido perfectamente. Aplicando esta hipótesis llamada *teoría unidimensional*, o *teoría del número infinito de álabes*, al hacer la integral de la Ec. (18-4) el paréntesis del segundo miembro será constante, obteniéndose finalmente

$$M = Q\rho(l_2c_2 - l_1c_1)$$

donde M — momento total comunicado al fluido o momento hidráulico;

Q — caudal total de la bomba;

pero, de la Fig. 18-1 b, se deduce fácilmente que

$$l_1 = r_1 \cos \alpha_1 \quad y \quad l_2 = r_2 \cos \alpha_2$$

luego

$$M = Q\rho(r_2c_2 \cos \alpha_2 - r_1c_1 \cos \alpha_1) \quad (18-5)$$

Este momento multiplicado por ω será igual a la potencia que el rodete comunica al fluido (4). Por tanto,

$$P_u = M\omega = Q\rho\omega(r_2c_2 \cos \alpha_2 - r_1c_1 \cos \alpha_1) \quad W, SI \quad (18-6)$$

donde $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ — velocidad angular del rodete, rad/s.

Por otra parte, si llamamos Y_u a la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido, en nuestro caso la energía específica que el rodete de la bomba comunica al fluido, y G al caudal másico que atraviesa el rodete, se tendrá en el SI:

$$P_u (W) = G \left(\frac{kg}{s} \right) Y_u \left(\frac{J}{kg} \right) = Q \left(\frac{m^3}{s} \right) \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) g \left(\frac{m}{s^2} \right) H_u (m) \quad (18-7)$$

(4) La potencia que el motor de accionamiento comunica al eje (potencia de accionamiento) es mayor porque éste debe vencer las pérdidas mecánicas.

donde H_u — altura equivalente a la energía intercambiada en el fluido:

$$Y_u \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) = Y_u \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right) = H_u (\text{m}) g \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

Igualando las dos expresiones de la potencia de las Ecs. (18-6) y (18-7) se tiene

$$Q \rho Y_u = Q \rho \omega (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (18-8)$$

Pero

$$\begin{aligned} r_1 \omega &= u_1 & r_2 \omega &= u_2 \\ c_1 \cos \alpha_1 &= c_{1u} & c_2 \cos \alpha_2 &= c_{2u} \end{aligned}$$

donde c_{1u} , c_{2u} — proyecciones de c_1 y c_2 sobre u_1 , u_2 , o *componentes periféricas de las velocidades absolutas* a la entrada y a la salida de los álabes.

Sustituyendo estos valores en la Ec. (18-8), y simplificando, se obtiene la *ecuación de Euler*:

$$Y_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (18-9)$$

(*Ecuación de Euler: bombas, ventiladores y turbocompresores*)

Las bombas, ventiladores y compresores (estos últimos son máquinas térmicas) son máquinas generadoras: *el rodete imparte energía al fluido*. La Ec. (18-5) expresa el momento comunicado al fluido y la Ec. (18-6) la potencia comunicada al fluido, y por tanto el valor de Y_u en la Ec. (18-9) es la energía específica comunicada al fluido, que se expresa en $\frac{\text{J}}{\text{kg}}$ o equivalentemente en $\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$ en el *SI*.

Sin embargo en el rodete existen dos pares iguales y de sentido contrario: el par comunicado al fluido y el par de reacción que el fluido ejerce sobre el rodete. *Las turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas* (estas dos últimas son máquinas térmicas) son máquinas motoras: *el fluido imparte energía al rodete*. Por eso al tratar de deducir la ecuación de Euler para las máquinas motoras se procedería análogamente; pero escribiendo el momento que el fluido ejerce sobre el rodete, con lo que el segundo miembro de la Ec. (18-5) tendría los signos cambiados y lo mismo los segundos miembros de las Ecs. (18-6) y (18-9).

Y_u ya no será la energía específica que *da* la máquina al fluido, sino la que *absorbe* la máquina.

Por tanto:

$$Y_u = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$$

(*Ecuación de Euler: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas*)

Sin embargo en ambos casos Y_u será la energía específica *intercambiada* entre el rodete y el fluido. Por tanto, para todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas, tanto motoras como generadoras, se tendrá:

PRIMERA FORMA DE LA ECUACION DE EULER
(Expresión energética)

$$Y_u = \pm (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \quad (18-10)$$

(Ecuación de Euler, primera forma: bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + máquinas motoras y signo - máquinas generadoras, unidades $\frac{m^2}{s^2}$ SI)

En las turbomáquinas hidráulicas se prefiere utilizar la ecuación de Euler en forma de altura, y así lo haremos nosotros; de la misma manera que hemos utilizado en hidrodinámica la ecuación de Bernoulli en la forma de la Ec. (5-35) con preferencia a la expresión energética de la Ec. (5-31). En las máquinas hidráulicas la altura es una variable de gran significado físico: altura bruta de un salto de agua, altura neta de una turbina hidráulica, altura de elevación de una bomba, etc. (5).

De la variable Y se pasa a la variable H por la ecuación:

$$Y \left(\frac{m^2}{s^2} \right) = g \left(\frac{m}{s^2} \right) H \text{ (m)} \quad (18-11)$$

Por tanto, dividiendo los dos términos de la Ec. (18-10) por g se tendrá:

PRIMERA FORMA DE LA ECUACION DE EULER
(Expresión en alturas)

$$H_u = \pm \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g} \quad (18-12)$$

(Ecuación de Euler, primera forma: bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + máquinas motoras y signo - máquinas generadoras; unidades m, SI)

Notas a la ecuación de Euler

- 1.^a) Así como la ecuación de Bernoulli es la *ecuación fundamental de la hidrodinámica*, la ecuación de Euler es la *ecuación fundamental de las turbomáquinas*.
- 2.^a) La altura H_u de la Ec. (18-12) en las turbomáquinas hidráulicas se denomina también *altura hidráulica*.
- 3.^a) En la Fig. 18-1, empleada para deducir la ecuación de Euler, tanto el vector \vec{c}_1 como el \vec{c}_2 se encuentran en el plano del dibujo (plano transversal. Como veremos en la Sec. 18.7 esto solo sucede en las

(5) En las turbomáquinas térmicas la variable altura carece de significado físico importante y se prefiere utilizar la ecuación de Euler en la forma de la Ec. (18-10). Véase C. Mataix, *Termodinámica térmica y máquinas térmicas*, Ediciones I.C.A.I., Madrid 1978.

máquinas radiales. En general, en una turbomáquina la velocidad en cada punto puede tener tres componentes, según los ejes r , u y a , que tienen la dirección del radio en dicho punto, la tangente y el eje de la máquina.

Sin embargo, al plantear la ecuación del momento cinético se llegaría a la misma Ec. (18-5), porque el momento de la componente axial c_a con relación al eje es nulo por ser paralela a él y el momento de la componente según el eje r c_r , también, porque su dirección corta al eje, quedando solo el momento de c_u , igual a $c_{1u} r_1$ y $c_{2u} r_2$ a la entrada y salida, respectivamente.

- 4.^a) $Y_u(H_u)$ representa, como se comprenderá mejor después de estudiadas las Secs. 19.10 (bombas) y 22.8 (turbinas):
- en las *bombas, ventiladores y compresores* (turbomáquinas generadoras): la energía (altura) teórica comunicada al fluido;
 - en las *turbinas hidráulicas, de vapor y de gas* (turbomáquinas motoras): la energía (altura) útil aprovechada por el rodete;
 - en *todas las turbomáquinas*: la energía (altura) intercambiada en el rodete.
- 5.^a) En el diseño de las turbomáquinas a la altura expresada por la Ec. (18-12) en la hipótesis de la teoría unidimensional o número infinito de álabes se denomina $H_{u\infty}$ y a la altura intercambiada en un rodete con número finito de álabes se denomina H_u . En las turbinas hidráulicas ambas alturas son prácticamente iguales, no así en las bombas. Sin embargo, con la definición que daremos de rendimiento hidráulico no será preciso hacer esta distinción, lo que contribuirá a la simplificación de nuestro estudio.

18.4. TRIANGULOS DE VELOCIDADES: NOTACION INTERNACIONAL

Las ecuaciones vectoriales (18-1) y (18-2):

$$\begin{aligned}\bar{c}_1 &= \bar{u}_1 + \bar{w}_1 \\ \bar{c}_2 &= \bar{u}_2 + \bar{w}_2\end{aligned}$$

se representan mediante dos triángulos, que se llaman *triángulo de entrada* y *triángulo de salida*, respectivamente.

En estos triángulos se utiliza en la Fig. 18-2, la notación que llamamos internacional por ser la más utilizada en casi todos los países (Alemania, Estados Unidos, Francia, Rusia, España, etc.). En dichos triángulos

- u_1 — *velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada;*
- c_1 — *velocidad absoluta del fluido a la entrada;*
- w_1 — *velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe);*
- c_{1m} — *componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada;*

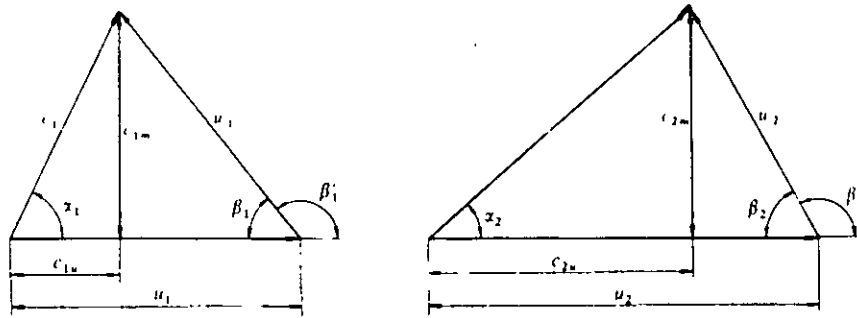


FIG. 18-2. Triángulos de velocidad de entrada y salida de los álabes de un rodete de una bomba o ventilador con la notación internacional para ángulos, velocidades y componentes de velocidades, corrientemente empleada en el estudio de todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas.

- c_{1u} — componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada;
- α_1 — ángulo que forman las dos velocidades c_1 y u_1 ;
- β_1 — ángulo que forma w_1 con $(-u_1)$. Nótese que el ángulo que forma w_1 con $+u_1$ es el β'_1 suplementario del β_1 ;

y lo mismo en el triángulo de salida, sustituyendo el subíndice 1 por el 2.

18.5. SEGUNDA FORMA DE LA ECUACION DE EULER

Del triángulo de entrada se deduce trigonómicamente que

$$\begin{aligned} w_1^2 &= u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_{1u} \\ u_1c_{1u} &= 1/2(u_1^2 + c_1^2 - w_1^2) \end{aligned} \tag{18-13}$$

Asimismo, del triángulo de salida se deduce que

$$u_2c_{2u} = 1/2(u_2^2 + c_2^2 - w_2^2) \tag{18-14}$$

Llevando a la ecuación de Euler (18-10) los valores de u_1c_{1u} y u_2c_{2u} de las Ecs. (18-13) y (18-14) y ordenando los términos, tendremos:

SEGUNDA FORMA DE LA ECUACION DE EULER (Expresión energética)

$$Y_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right) \tag{18-15}$$

(Signo + : máquinas motoras: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas;
signo - : máquinas generadoras: bombas, ventiladores y compresores; unidades: $\frac{m^2}{s^2}$, SI)

Asimismo dividiendo por g ambos miembros de la Ec. (18-15), tendremos:

SEGUNDA FORMA DE LA ECUACION DE EULER
(Expresión en alturas)

$$H_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \quad (18-16)$$

(Signo + : máquinas motoras: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas;
signo - : máquinas generadoras: bombas, ventiladores y compresores; unidades: m, SI)

Escribiendo la ecuación de Bernoulli entre la entrada y salida del rodete —puntos 1 y 2—, sin tener en cuenta las pérdidas en el mismo, se tendrá:

$$H_u = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + z_1 - z_2 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

Por otra parte, según la ecuación de Euler:

$$H_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

Igualando las dos expresiones de H_u se tendrá:

$$= \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

El término $\pm \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ es evidentemente la altura dinámica que da el fluido al rodete (turbinas hidráulicas) o el rodete al fluido (bombas y ventiladores). Por tanto, los dos primeros términos del segundo miembro de (18-16) serán la altura de presión del rodete. Es decir:

ALTURA DE PRESION DEL RODETE

$$H_p = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right) = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right) \quad (18-17)$$

(Signo + : turbinas, signo - : bombas)

ALTURA DINAMICA DEL RODETE

$$H_d = \pm \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \quad (18-18)$$

(Signo + : turbinas; signo - : bombas)

18.6. GRADO DE REACCION

El *grado de reacción* de una turbomáquina se refiere al modo cómo trabaja el rodete. Así, por ejemplo, en una bomba se debe distinguir la *altura de presión que da la bomba* y la *altura de presión que da el rodete de la bomba*, H_p . La primera normalmente es mayor que H_p porque la bomba tiene además de un rodete un *sistema difusor*, que se estudiará en la Sec. 19.7 y que transforma la energía dinámica que da el rodete, H_d en energía de presión, que sumada a la energía de presión del rodete constituye la energía de presión que da toda la bomba. Análogamente sucede en una turbina. Por tanto:

GRADO DE REACCION TEORICO

$$\sigma = \frac{H_p}{H_u} \quad (18-19)$$

es decir, el cociente de la altura que da (bomba) o absorbe (turbina) *el rodete* en forma de presión por la *altura total* que da (bomba) o que absorbe (turbina) *el rodete* (el denominador es la altura de Euler, H_u , en ambos casos).

Siendo H_u siempre positivo:

- Si $H_p < 0$, el grado de reacción es negativo;
- Si $H_p = 0$, el grado de reacción es 0;
- Si $0 < H_p < H_u$ el grado está comprendido entre 0 y 1, que es el caso normal;
- Si $H_p > H_u$, el grado de reacción es mayor que 1.

Las máquinas en que el grado de reacción es igual a cero se llaman de acción. Todas las bombas son de reacción; las bombas de acción no suelen construirse. Las turbinas de acción constituyen la clase importante de las turbinas Pelton, que se estudiará en la Sec. 22.4. Si el rodete da (bomba) o absorbe (turbina) la mitad de su energía en forma de presión y la otra mitad en energía dinámica, el grado de reacción es igual a 1/2. (Es muy frecuente construir las turbinas de vapor y las turbinas de gas con grado de reacción igual a 1/2.)

18.7. CLASIFICACION DE LAS TURBOMAQUINAS SEGUN LA DIRECCION DEL FLUJO EN EL RODETE

En las Figs. 18-3 *a, b, c* se representa con línea continua y una flecha la trayectoria de una partícula que atraviesa el rodete en los tres casos siguientes:

- En la Fig. 18-3 *a* se representa la trayectoria de una partícula en una *máquina radial*.
- En la Fig. 18-3 *b*, lo mismo en una *máquina axial*.

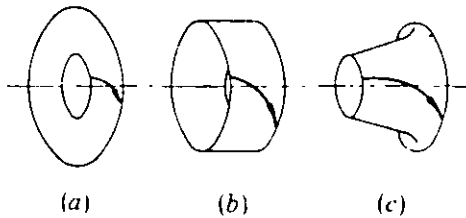


FIG. 18-3. Trayectoria de una partícula de fluido en el rodete de una máquina: (a) radial; (b) axial; (c) semi-axial (radio-axial o de flujo mixto).

— En la Fig. 18-3 c, lo mismo en una *máquina radioaxial*, llamada también de *flujo mixto*, o *semi-axial*.

En cualquier punto de la trayectoria de una partícula se pueden dibujar tres ejes: r , u , a , dirigidos según el radio, la tangente y el eje de la máquina:

- En la *máquina radial* la velocidad en ningún punto (del rodete) tiene componente axial (según el eje a); solo tiene dos componentes: tangencial y radial.
- En la *máquina axial* la velocidad en ningún punto tiene componente radial (según el eje r); sólo tiene dos componentes: axial y periférica. En las máquinas axiales $u_1 = u_2$. El efecto de la fuerza centrífuga es nula. *Una bomba axial no es una bomba centrífuga.*
- En la *máquina radio-axial* la velocidad tiene las tres componentes según los tres ejes.

En ninguna máquina falta la componente periférica, c_u , cuya variación a su paso por la máquina, según la ecuación de Euler, es esencial en la transmisión de la energía.

- Las *turbinas hidráulicas Pelton* (Sec. 22.4) constituyen una clase especial, porque en ellas el flujo es meramente tangencial.
- Las turbinas de vapor de las centrales térmicas modernas son máquinas axiales.
- Las turbinas hidráulicas son rara vez radiales. Las turbinas hidráulicas más frecuentes son las turbinas Francis (Sec. 22.5), que son máquinas radio-axiales.

La bomba radial es una máquina muy frecuente; pero son también frecuentes las bombas axiales y semi-axiales.

19. *Turbomáquinas hidráulicas:* *Bombas rotodinámicas*

19.1. DEFINICION Y CLASIFICACION DE LAS BOMBAS

Bomba es una máquina que absorbe *energía mecánica* y restituye al líquido que la atraviesa *energía hidráulica*.

Las bombas se emplean para impulsar toda clase de líquidos (agua, aceites de lubricación, combustibles, ácidos; líquidos alimenticios: cerveza, leche, etc.; estas últimas constituyen el grupo importante de las *bombas sanitarias*). También se emplean las bombas para bombear líquidos espesos con sólidos en suspensión, como pastas de papel, melazas, fangos, desperdicios, etc.

Las bombas se clasifican en:

- 1) *Bombas rotodinámicas*. Todas y solo las bombas que son *turbomáquinas* pertenecen a este grupo, del cual nos ocuparemos en el presente capítulo.
 - Estas son siempre rotativas. *Su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler*; y su órgano transmisor de energía se llama rodete.
 - Se llaman *rotodinámicas* porque su movimiento es rotativo y la dinámica de la corriente juega un papel esencial en la transmisión de la energía (véase Sec. 18.2).
- 2) *Bombas de desplazamiento positivo*. A este grupo pertenecen no solo las bombas alternativas, sino las rotativas llamadas *rotoestáticas* porque son rotativas, pero en ellas la dinámica de la corriente no juega un papel esencial en la transmisión de la energía. *Su funcionamiento se basa en el principio de desplazamiento positivo* (Sec. 26.2). De estas bombas nos ocuparemos en los Caps. 26 a 28.

19.2. CLASIFICACION DE LAS BOMBAS ROTODINAMICAS

- *Según la dirección del flujo*: bombas de flujo radial, de flujo axial y de flujo radioaxial (véase Sec. 18.7).
- *Según la posición del eje*: bombas de eje horizontal, de eje vertical y de eje inclinado.
- *Según la presión engendrada*: bombas de baja presión, de media presión y de alta presión.

- Según el número de flujos en la bomba: de simple aspiración o de un flujo y de doble aspiración, o de dos flujos.
- Según el número de rodetes: de un escalonamiento o de varios escalonamientos.

19.3. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS

En la Fig. 19-1 se representa una *bomba radial de eje horizontal* en la cual pueden verse los elementos siguientes:

- *Rodete* (1), que gira solidario con el eje de la máquina y consta de un cierto número de álabes que imparten energía al fluido en forma de energía cinética y energía de presión.
- *Corona directriz* (2) o corona de álabes fijos, que recoge el líquido del rodete y transforma la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión, ya que la sección de paso aumenta en esta corona en la dirección del flujo. Esta corona directriz no existe en todas las bombas; porque encarece su construcción; aunque hace a la bomba más eficiente.

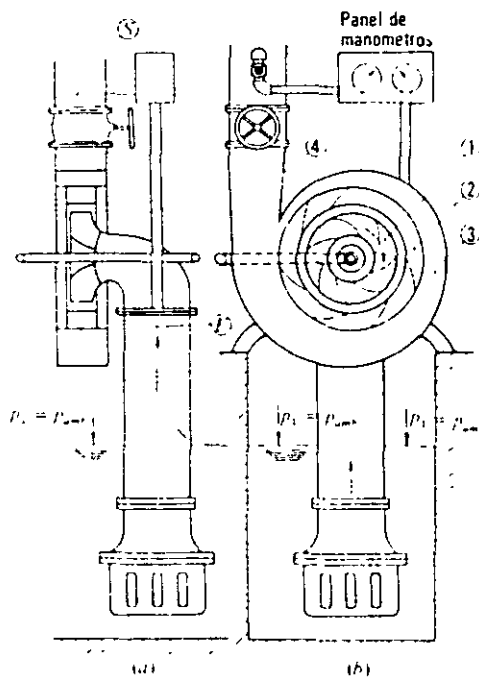


FIG. 19-1 Elementos constitutivos de una bomba centrífuga.

- *Caja espiral* (3), que transforma también la energía dinámica en energía de presión, y recoge además con pérdidas mínimas de energía el fluido que sale del rodete, conduciéndolo hasta la tubería de salida o tubería de impulsión.
- *Tubo difusor troncocónico* (4), que realiza una tercera etapa de difusión o sea de transformación de energía dinámica en energía de presión.

19.4. ¿DONDE EMPIEZA Y DONDE TERMINA LA MAQUINA?: SECCIONES DE ENTRADA *E* Y DE SALIDA *S*

Norma: La sección de entrada de una bomba se toma antes de la brida de conexión del tubo de aspiración, sección *E* (Fig. 19-1 a). La sección de salida se toma después de la brida de conexión del tubo de impulsión, sección *S* (Fig. 19-1 a). La bomba empieza en la sección *E* y termina en la sección *S*. Todas las pérdidas de energía que tienen lugar entre las secciones *E* y *S* son imputables a la bomba y disminuyen el rendimiento de la bomba; pero las pérdidas que tienen lugar antes de la sección *E* (en el tubo de aspiración) y después de la sección *S* (en el tubo de impulsión) son imputables a la instalación y disminuyen el rendimiento de la instalación (no el de la bomba).

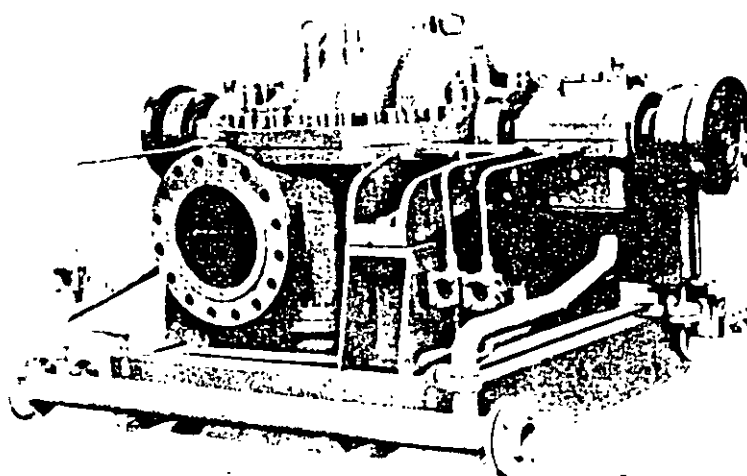
En la explotación de las máquinas pueden surgir pleitos entre la casa explotadora y la constructora sobre mal funcionamiento, bajo rendimiento e incumplimiento de garantías (1). El constructor es responsable de cuanto sucede entre las secciones *E* y *S* y el instalador de cuanto sucede antes y después de dichas secciones.

19.5. TIPOS CONSTRUCTIVOS

He aquí algunos más interesantes:

- 1) *Bomba de carcasa seccionada.* La Fig. 19-2 representa una de estas bombas construida por la casa Sulzer. Esta bomba está dividida por un plano axial horizontal. Las tuberías de aspiración y descarga, así como el conducto de conexión entre el primero y segundo escalonamiento se encuentran en la parte inferior de la carcasa. El acceso al interior

FIG 19-2. Bomba centrífuga de eje horizontal, tipo HZM de dos escalonamientos con carcasa seccionada horizontalmente, construida por la casa Sulzer de Suiza, para procesos a presiones elevadas de la industria petroquímica, química, etc. Caudales hasta 1.200 metros cúbicos/hora, alturas útiles entre 200-600 m con presiones de servicio hasta 100 bar y temperaturas de -20°C a $+130^{\circ}\text{C}$.



(1) Las bombas modernas de cierta potencia y elevado precio (bombas de alimentación de calderas de las centrales térmicas) suelen venderse con un contrato de garantía, que implica una penalidad a satisfacer por la casa constructora en caso de incumplimiento de la garantía.

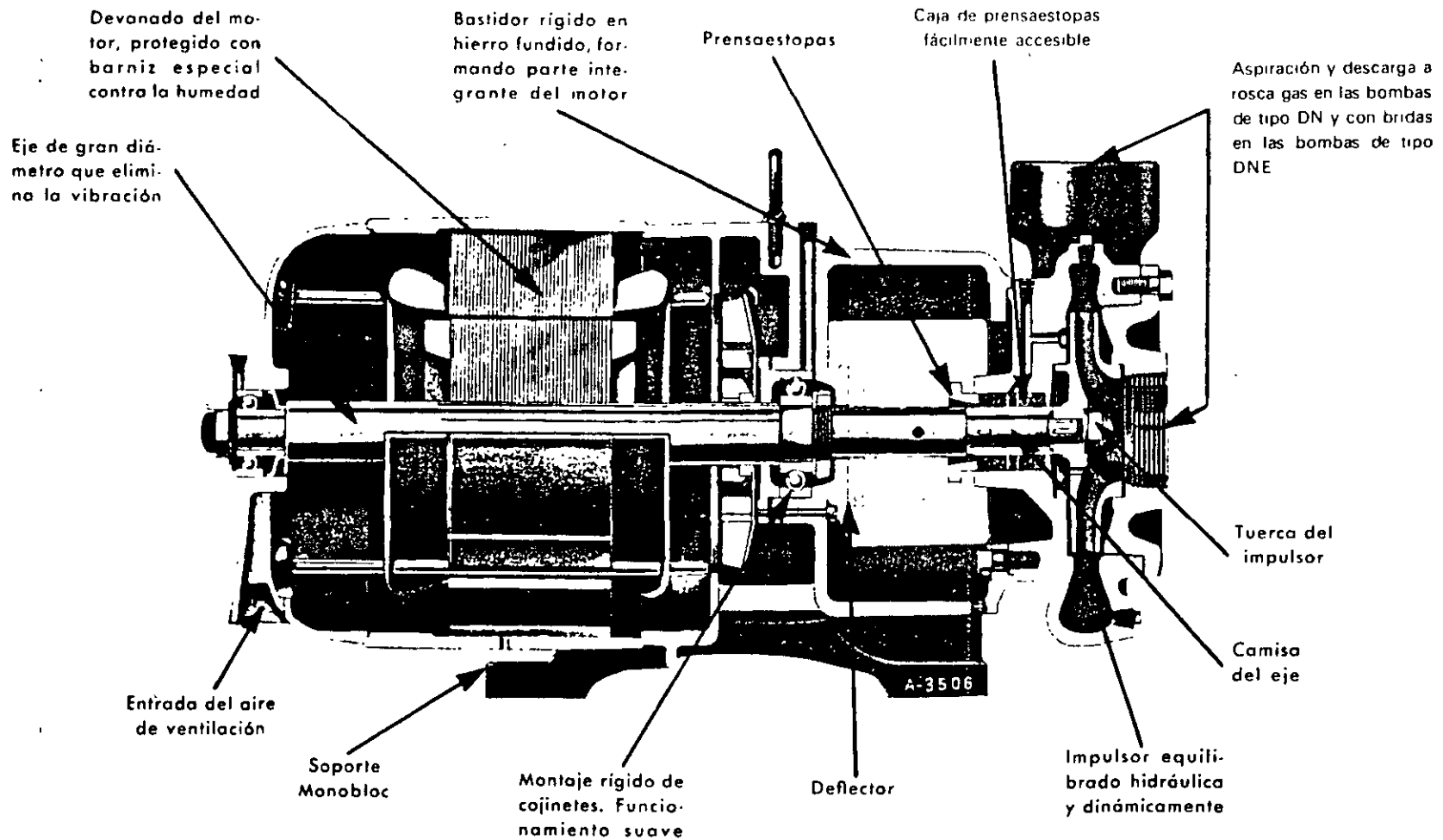


FIG. 19-3. Corte axial de una bomba monobloc Worthington mostrando sus características más importantes. (Por cortesía de WORTHINGTON.)

de la bomba para su inspección se consigue desmontando la mitad superior de la carcasa, sin tocar para nada las tuberías de aspiración y descarga, ni los manómetros, ni alterar el alineamiento de la bomba. Por esta razón las bombas de cámara seccionada han tenido en los últimos años mucha aceptación.

- 2) *Bomba monobloc*, como la construida también por la casa Worthington y representada en la Fig. 19-3. Si la anterior es muy popular por su accesibilidad, ésta también lo es en grupos pequeños por formar un grupo compacto con un solo apoyo para el motor eléctrico y la bomba, la cual está instalada en voladizo, como se ve en la figura.
- 3) *Bomba de doble aspiración* como la construida por la misma casa y representada en la Fig. 19-4 (véase Sec. 19.6). Esta bomba es semiaxial o de flujo mixto y resulta adecuada para grandes caudales, lo que se consigue gracias a la doble aspiración sin aumentar mucho las dimensiones de la máquina.
- 4) *Bomba axial*. La de la Fig. 19-5 es una bomba de riego y está construida por la casa Escher Wyss para Egipto. Suministra un caudal de unos 6.000 l/s. El rodete tiene forma de hélice y es adecuada para grandes caudales y pequeñas alturas de elevación.

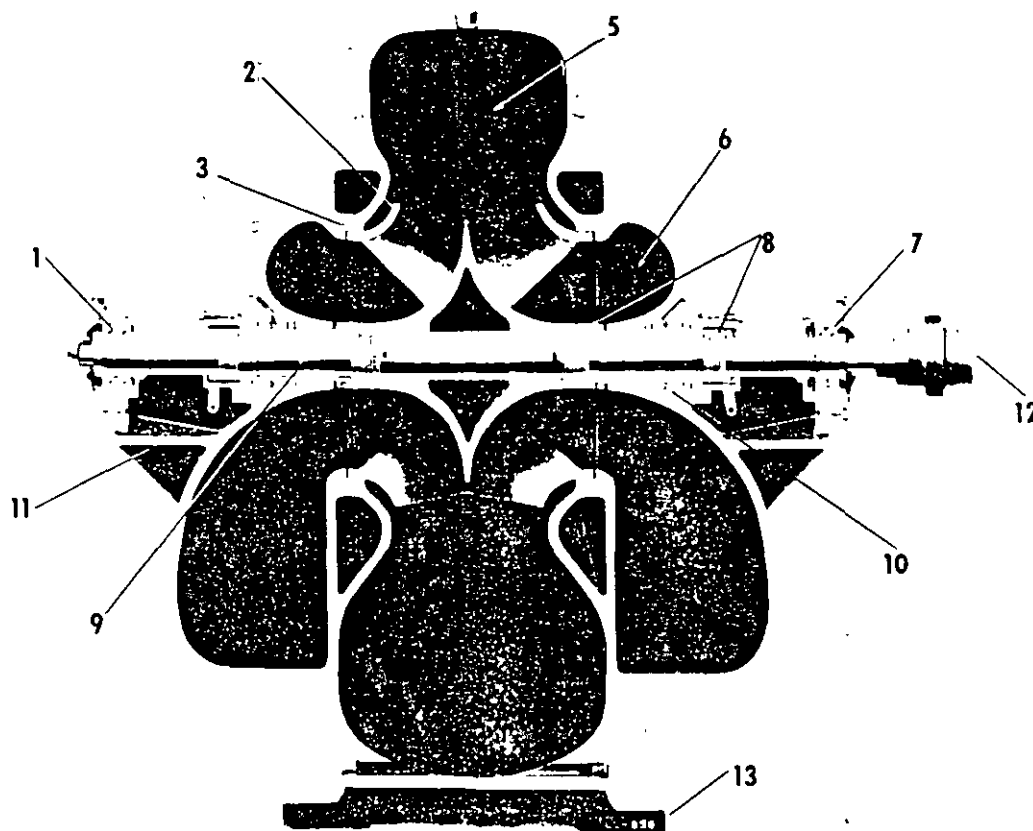


FIG. 19-4 Corte axial de una *bomba centrífuga de doble aspiración* tipo LC de la casa Worthington. 1. Cojinete de empuje de bolas. 2. Rodete de bronce de doble aspiración, tipo cerrado. 3. Anillo de desgaste sujeto a la carcasa. 5. Carcasa de hierro fundido. 6. Voluta de aspiración. 7. Cojinete de bolas. 8. Tuerca de cierre. 9. Eje de acero protegido con camisa de bronce a lo largo de la caja del prensaestopas. 10. Cierre hidráulico. 11. Soporte del cojinete fundido en una sola pieza con la carcasa. 12. Acoplamiento flexible. 13. Base rígida fundida con la parte inferior de la carcasa. (Por cortesía de WORTHINGTON.)

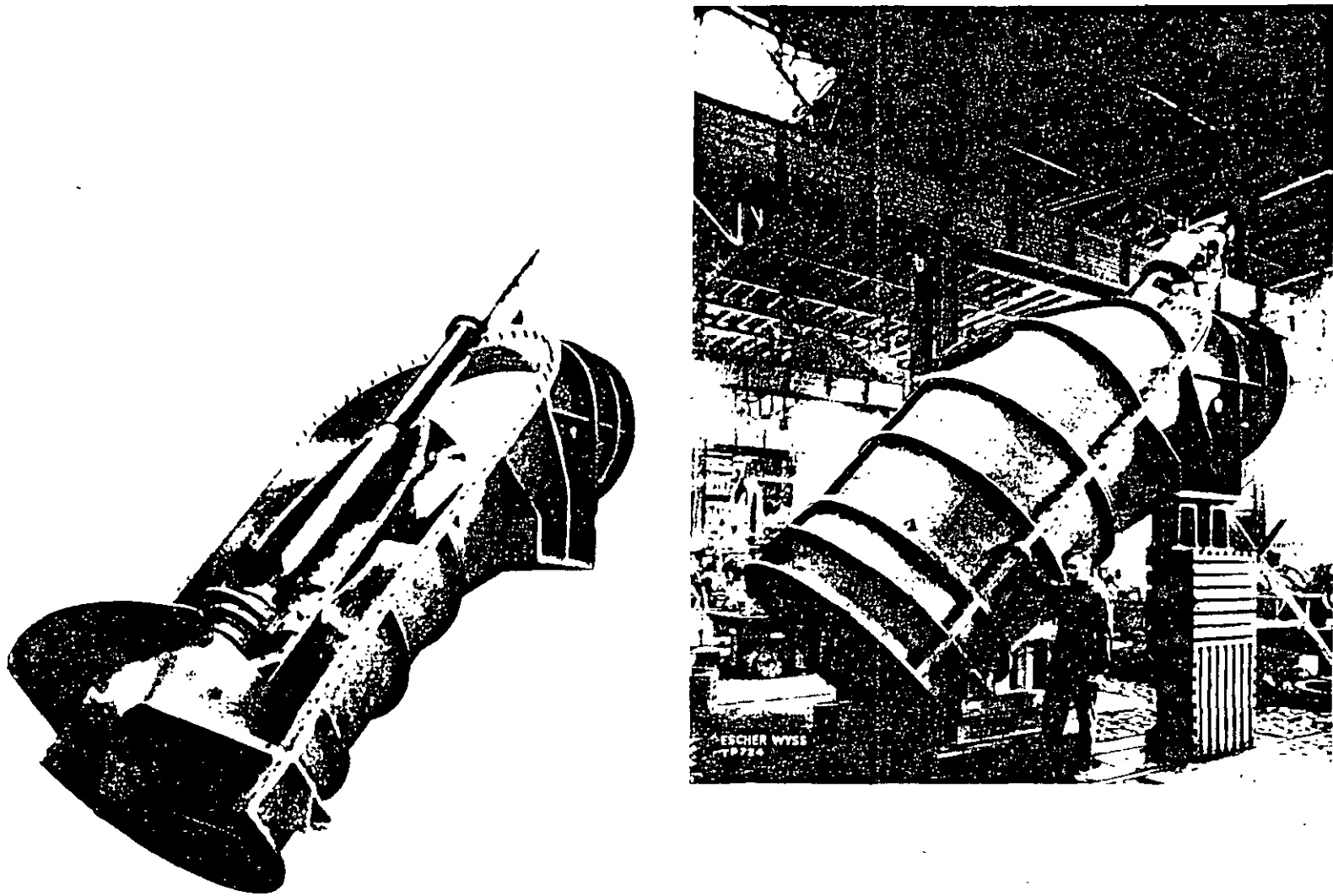


FIG. 19-5. Aspecto interior y exterior de una *bomba hélice* de riego construida para Egipto por la firma Escher Wyss, Suiza. Los álabes del rodete son orientables; pero para cambiar su orientación es preciso parar la máquina. El caudal oscila entre 7.000 y 5.000 l/s.

- 5) *Bomba horizontal de múltiples escalonamientos.* La bomba de múltiples escalonamientos de la Fig. 19-6, construida por la casa KSB de Alemania es en contraste con las dos anteriores más adecuada para pequeños caudales y grandes alturas efectivas. Las bombas de alimentación de calderas se construyen para presiones por encima de 300 bar. En este campo de aplicación las bombas rotodinámicas han desplazado moderadamente casi por completo a las bombas de émbolo.

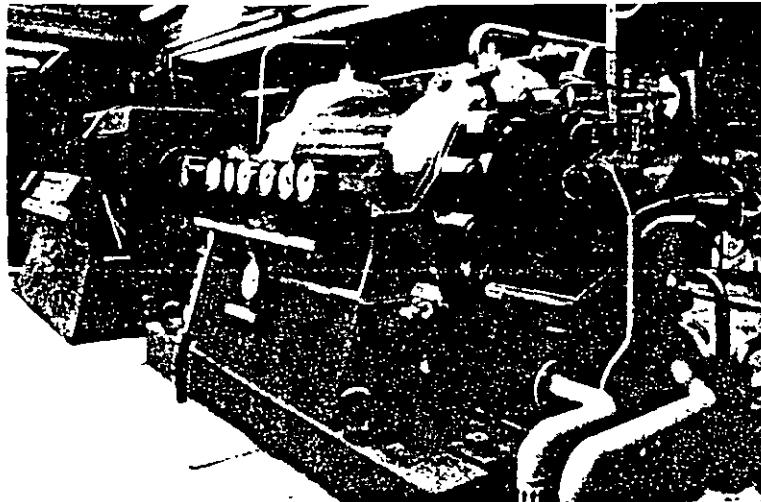


FIG. 19-6. *Bomba de alimentación de caldera de vapor a media carga, construida por la firma KSB de Alemania para el grupo II de 500 MW de la central de Moorburg, cerca de Hamburgo.*

- 6) *Bombas verticales de múltiples escalonamientos.* La Fig. 19-7 representa una de estas bombas. Está construida por la casa Weise und Monski, Alemania, que las ofrece para caudales hasta de 400 m³/h y presiones superiores a los 300 bar.
- 7) *Bombas de pozo profundo.* Son análogas a las anteriores y se instalan en el interior del pozo, y a veces sumergidas. El motor eléctrico de accionamiento se instala fuera del pozo, pudiendo tener el eje varios metros de longitud, con apoyos de trecho en trecho en cojinetes intermedios.
- 8) *Grupo moto-bomba sumergible.* Estos grupos, como el de la Fig. 19-8 de la casa alemana Pleuger, gracias a los modernos progresos en la técnica de los aislamientos, se instalan totalmente sumergidos, sin excluir el motor eléctrico. Estas bombas permiten la extracción de agua sin la construcción del pozo ancho convencional, pues basta una perforación de diámetro suficiente para introducir la bomba.
- 9) *Pequeños grupos de bombeo con motor de gasolina o Diesel.* Estos grupos son autónomos y, por tanto, muy prácticos en granjas, etc. La Fig. 19-9 representa una bomba DIA accionada por motor industrial Volkswagen, para caudales hasta de 2.400 l/min y alturas efectivas hasta 50 m.

Citemos, para terminar, dos campos de progreso de las bombas rotodinámicas: el campo de las grandes velocidades de rotación y el de las grandes potencias.

El progreso en el campo de las grandes velocidades de rotación puede verse en la Fig. 9-10, en la que se comparan los rotores de dos bombas construidas por la casa Worthington, que giran a 3.465 rpm y 9.000 rpm, respectivamente,

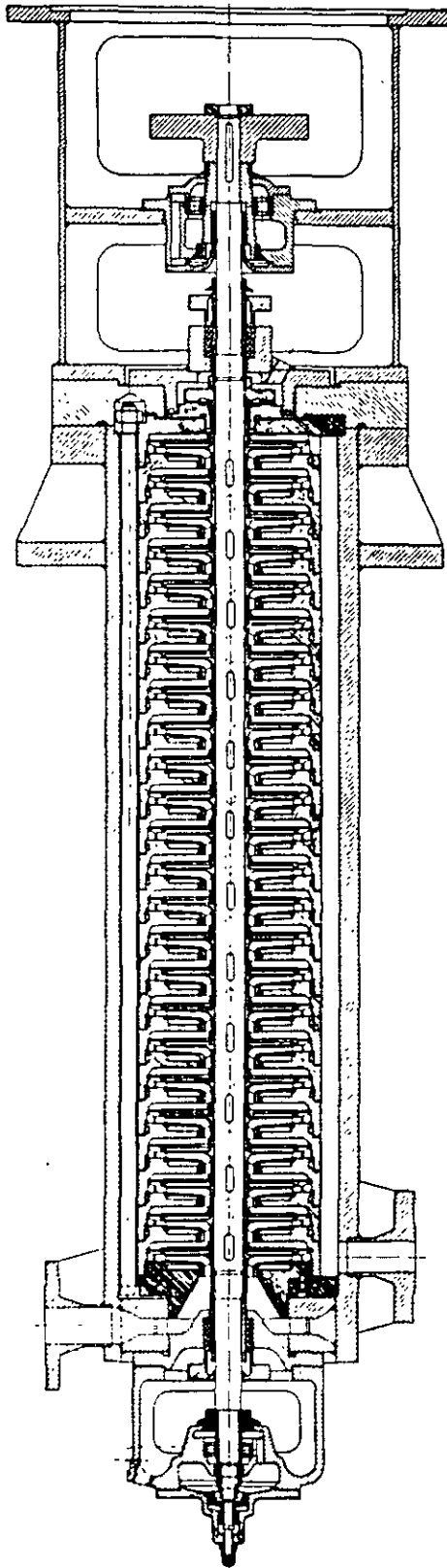


FIG. 19-7. Corte de una bomba vertical de múltiples escalonamientos construida por la firma Weise und Monski, Alemania.

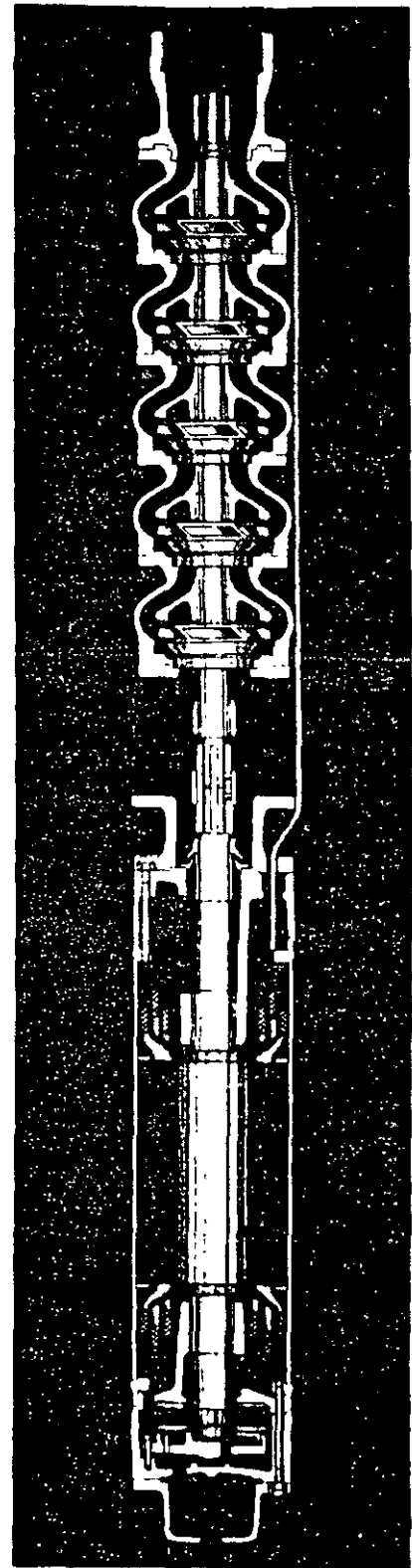


FIG. 19-8. Bomba sumergible de la firma Ritz alemana. En estas bombas tanto el motor eléctrico (parte inferior) como la bomba (parte superior) se instalan totalmente sumergidos en un pozo que puede tener una sección transversal muy pequeña, con considerable ahorro de obra civil.

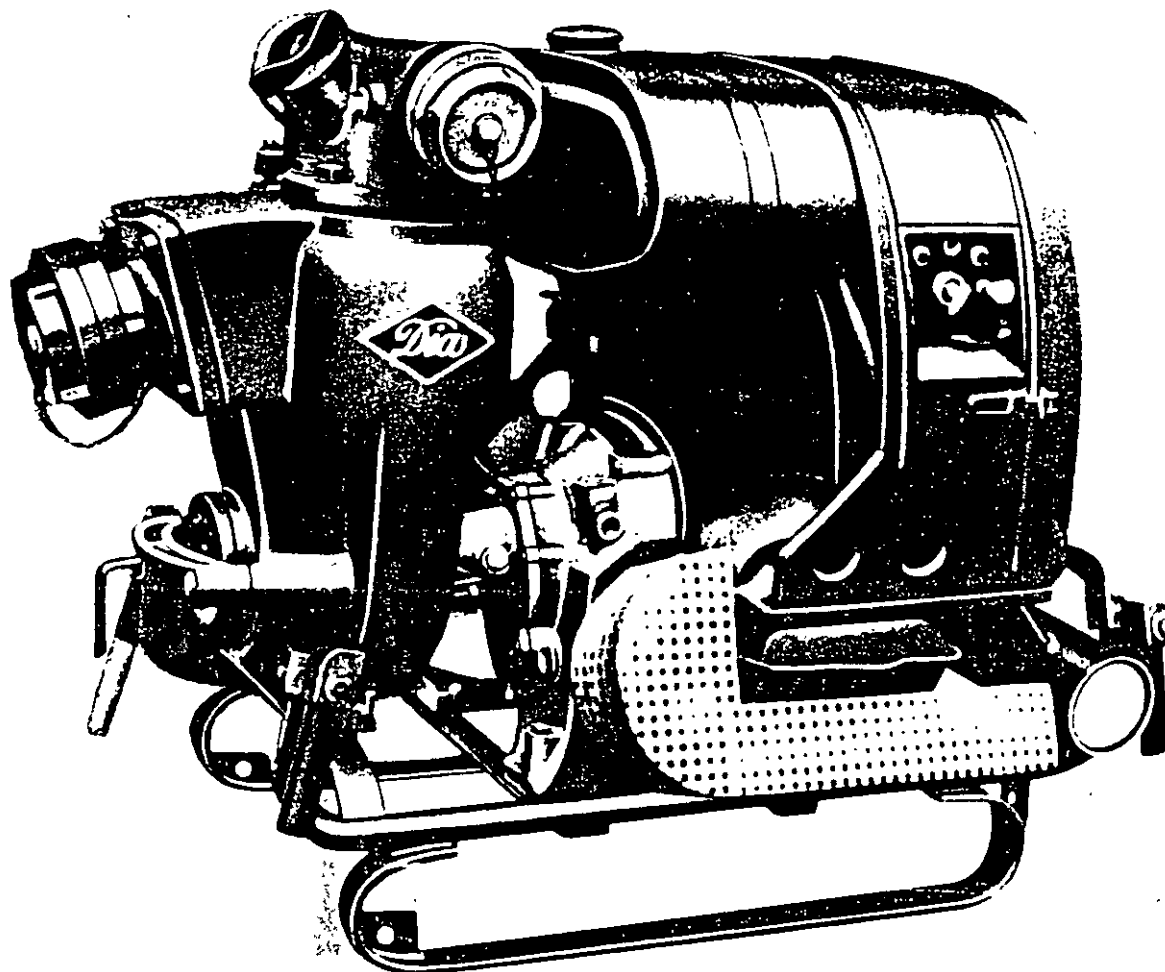


FIG. 19-9. Pequeño grupo transportable de bomba DIA construido por Hammelrath und Schwenzer, Alemania, con motor de accionamiento industrial Volkswagen.

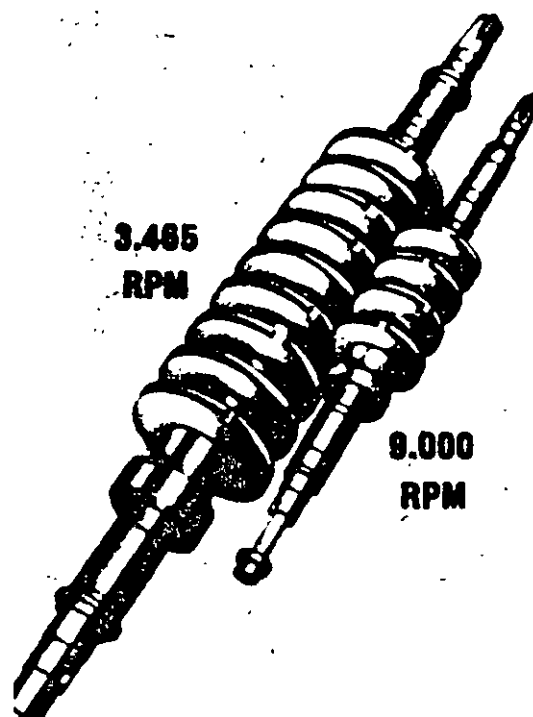


FIG. 19-10. Comparación de rotores de dos bombas de alimentación de calderas de la firma Worthington, U.S.A., para el mismo caudal y altura útil. El rpm elevado permite reducir las dimensiones y el número de rodetes.

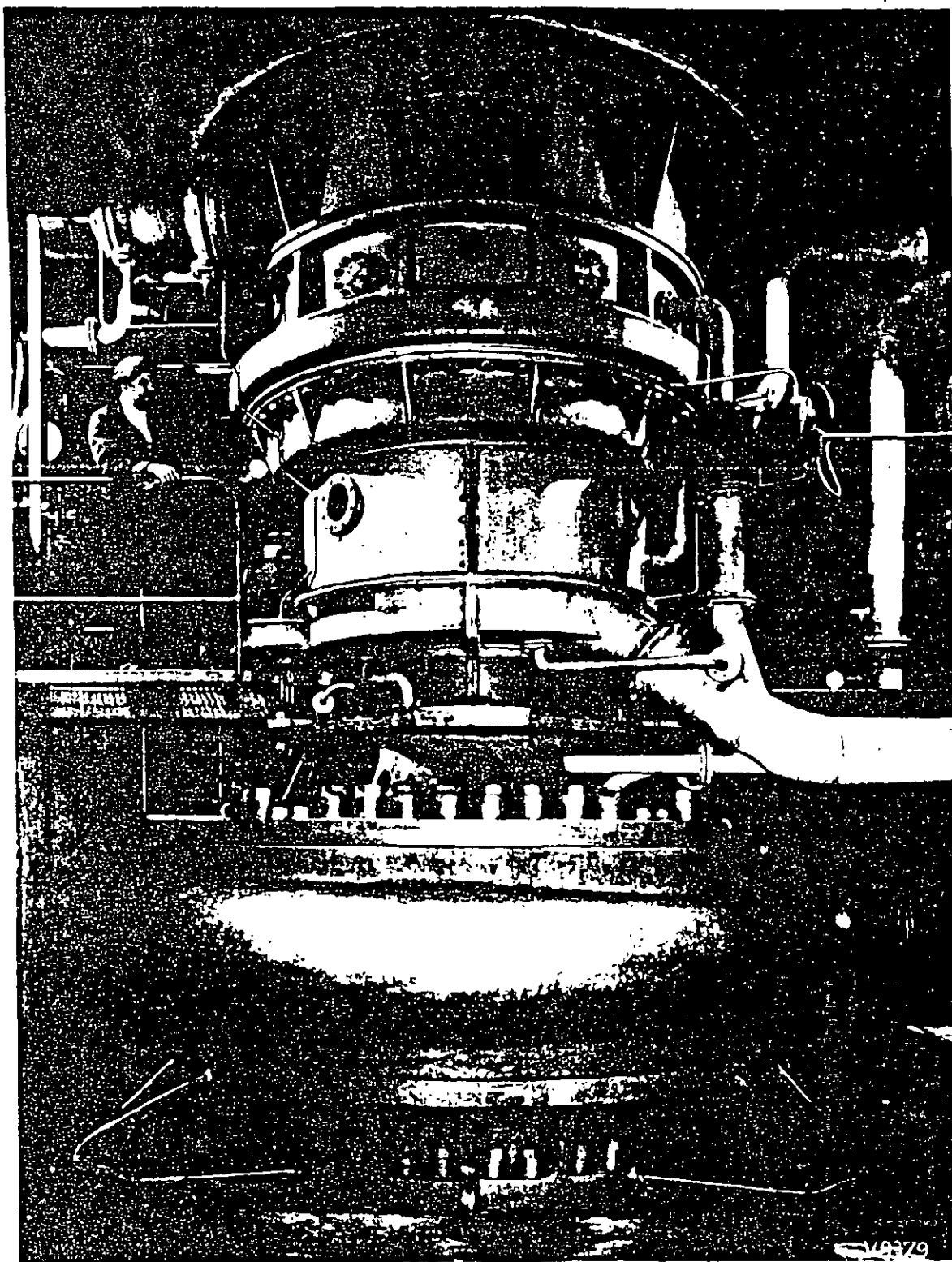


FIG. 19-11. Bomba de 5 escalonamientos (parte inferior de la figura) para la central de bombeo del Lunersee construida por la firma Voith, Alemania. El grupo tiene un convertidor de par para sincronización y un acoplamiento por engranajes (parte superior). Hecha la sincronización y verificando el acoplamiento, es drenado el convertidor de par, quedando así éste fuera de servicio. (Por cortesía de J. M. Voith GmbH)

ambas para el mismo caudal y la misma presión. La disminución del diámetro del rodete y del número de escalonamientos en el último caso es espectacular en esta figura. Se utilizan como *bombas de alimentación de calderas*.

El progreso en el campo de las grandes potencias puede verse en las bombas destinadas a las centrales hidroeléctricas denominadas *centrales de acumulación por bombeo* (véase Sec. 21.4.1). En estas centrales que se multiplican en la actualidad en muchos países, entre otros España, se utiliza con frecuencia una máquina reversible que sirve de turbina y de bomba; pero otras veces se utilizan dos máquinas distintas, una turbina y una bomba. La Fig. 19-11 representa este último caso. La bomba tiene cinco escalonamientos. El grupo incorpora también un *convertidor de par hidrodinámico* (véase Sec. 24.3) para el arranque de la bomba hasta la velocidad de sincronismo. Está instalado en la central de bombeo de Lünensee. Su potencia asciende a 28.000 kW.

19.6. EL RODETE: CLASIFICACION DE LAS BOMBAS POR EL NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES

El rodete reviste formas muy variadas y aun caprichosas, cuando la aplicación particular lo requiere. El rodete de la Fig. 19-12 es de tipo semicerrado y solo tiene dos álabes para evitar obstrucciones por las materias fibrosas y sólidos en suspensión que arrastra la corriente. Tipos análogos de rodetes se emplean para bombear pasta de papel, para achique de aguas sucias, etc. Análogos son los rodetes de las bombas de que están provistos algunos barcos pesqueros modernos que bombean desde la red hasta la cubierta el agua del mar con los peces, los cuales atraviesan vivos el rodete de la bomba.

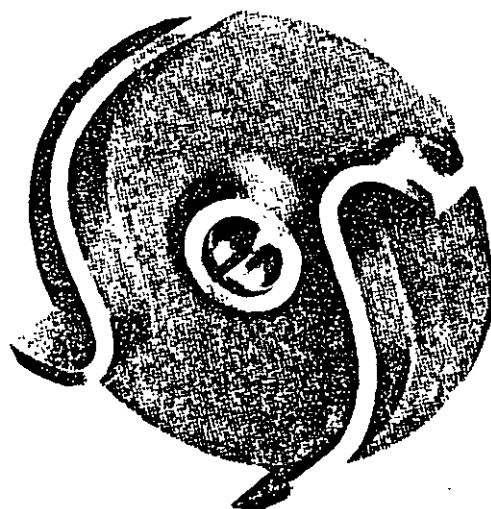


FIG. 19-12 Rodete semiabierto de una bomba radial de dos álabes en forma de «S» construida por la casa Sulzer de Suiza, empleada para el bombeo de líquidos con elevado contenido de aire y gas, así como de materias fibrosas y sólidas en suspensión. La ejecución abierta de los álabes permite una cómoda limpieza

Los rodetes se clasifican en cuatro tipos según la forma de sujeción de los álabes. Estos cuatro tipos se representan en la Fig. 19-13 y son:

- a) *Rodete cerrado de simple aspiración*: las caras anterior y posterior forman una caja; entre ambas caras se fijan los álabes.
- b) *Rodete cerrado de doble aspiración*.

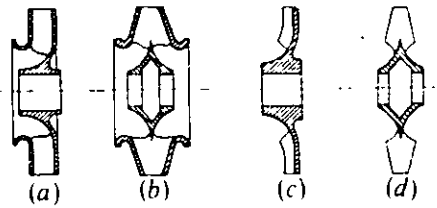


FIG. 19-13. Tipos de rodetes: (a) rodete cerrado de simple aspiración; (b) rodete cerrado de doble aspiración; (c) rodete semiabierto de simple aspiración; (d) rodete abierto de doble aspiración.

- c) *Rodete semiabierto de simple aspiración*: sin la cara anterior, los álabes se fijan solo en la cara posterior.
- d) *Rodete abierto de doble aspiración sin cara anterior ni posterior*: los álabes se fijan en el núcleo o cubo de rodete.

Si la bomba tiene varios escalonamientos, de manera que el caudal recogido a la salida de un rodete se dirige al siguiente (rodetes en serie) el montaje que representa la bomba de la Fig. 19-14 *b*, de cuatro escalonamientos, es preferible al de la Fig. 19-14 *a*, porque el empuje axial que se crea a causa de la distribución de presiones sobre el rodete que actúa sobre el eje de la máquina, cuyo equilibrio constituye un problema, se elimina en este diseño, ya que los empujes axiales de cada rodete se anulan dos a dos.

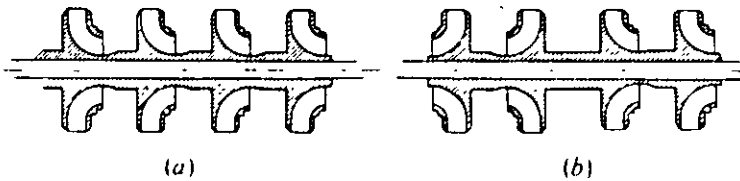


FIG. 19-14. En (a) los empujes axiales se suman, mientras que en (b) se eliminan dos a dos.

- El *rodete* de una bomba rotodinámica se ha de proyectar de manera que para la Q y H requeridas se obtenga el óptimo rendimiento. En la práctica, los Q y H necesarios varían entre amplios límites, y dentro de ellos puede requerirse cualquier combinación Q y H con diferentes valores de n , buscando siempre el óptimo rendimiento. La consecuencia de esto es la siguiente:

El rodete de las bombas rotodinámicas va cambiando insensiblemente de forma para adaptarse a las diferentes condiciones de servicio.

Así, los rodetes de la Fig. 19-15 se van poco a poco adaptando a caudales mayores y alturas efectivas más pequeñas. Las Figs. (a) a (e) están dibujadas a la misma escala y todas requerirían la misma potencia.

- En la Fig. 19-15 *a* el flujo es totalmente *radial*, y la diferencia de diámetros de entrada, D_1 y salida, D_2 es máxima.
- En las Figs. 19-15 *b* a *d* el flujo es cada vez más *axial*.
- En la Fig. 19-15 *d* se representa un rodete claramente *semiaxial* o rodete de flujo mixto.
- En la Fig. 19-15 *e* el flujo es totalmente *axial*.

Cada uno de los cinco rodetes de la figura representa una familia de rodetes geoméricamente semejantes. El tamaño se ajustará a la potencia. Así el

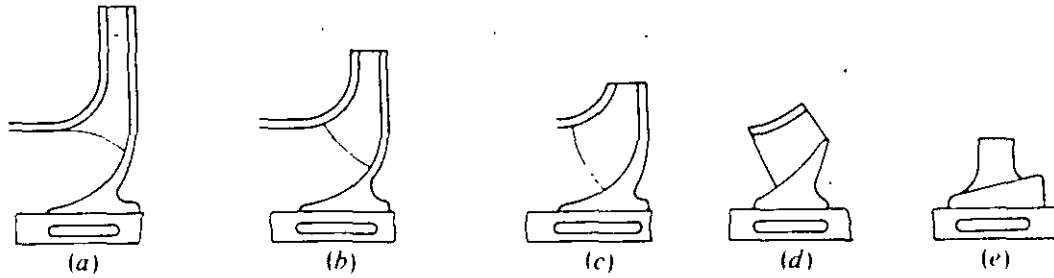


FIG 19-15. El rodete de una bomba rotodinámica se adapta a las exigencias de Q , H y n . De (a) a (e) las bombas se adaptan a caudales relativamente mayores y a alturas efectivas menores. Los números específicos de revoluciones son: (a) $n_s = 40$ a 80 : rodete marcadamente radial (lento); (b) $n_s = 80$ a 140 ; (c) $n_s = 140$ a 300 , (d) $n_s = 300$ a 600 : rodete semiaxial o de flujo mixto; (e) $n_s = 600$ a 1.800 : rodete axial (rápido).

tipo e podría construirse para 1 kW o para 10.000 kW. Naturalmente se han seleccionado unos pocos tipos solamente. Entre cada dos tipos consecutivos podrían haberse intercalado otros muchos. Es decir, todas las bombas rotodinámicas pueden someterse a esta clasificación.

Cada rodete corresponde a un valor de un parámetro de excepcional interés en las turbomáquinas hidráulicas, n_s o número específico de revoluciones, que se estudiará en las Secs. 25.2 y 25.3. Allí se demostrará que todas las bombas (o turbinas) geoméricamente semejantes tienen el mismo n_s , independientemente del tamaño. Por tanto:

La clasificación más precisa de las bombas rotodinámicas es una clasificación numérica, asignando a toda la familia de bombas geoméricamente semejantes un número, a saber, el NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES.

Ese número se definirá en la Sec. 25.2 así:

$$n_s = n P^{1/2} H^{-5/4} \tag{19-1}$$

En las bombas este número oscila entre 35 y 1.800 aproximadamente, expresado en las unidades que se dicen a continuación.

El número específico de revoluciones, n_s , no es adimensional. Las unidades de n_s que se utilizan en la práctica son muy variadas. En el *SI* se debería expresar n en rps, P en W y H en m. Sin embargo, hasta el momento presente, en los países del sistema métrico las unidades más frecuentemente utilizadas para expresar n_s son: n en rpm, P en CV (no en W o kW) y H en m. En este libro hemos creído conveniente seguir utilizando estas últimas unidades, a fin de que los valores numéricos coincidan con los más usuales en la técnica. Ahora bien [Ec. (19-17)]:

$$\begin{aligned} P &= Q\rho g H \text{ (W)} = \\ &= Q\rho H \left(\frac{\text{kp}}{\text{s}} \right) = \\ &= \frac{Q\rho H}{75} \text{ (CV)} \end{aligned}$$

(expresando Q , ρ , H en el SI, P viene expresado en esta fórmula en CV).

El número específico de revoluciones de una bomba se suele computar suponiendo que el fluido es agua, con lo cual:

$$n_s = n P^{1/2} H^{-5/4} = n \left(\frac{Q \rho H}{75} \right)^{1/2} H^{-5/4}$$

$$n_s = 3.65n Q^{1/2} H^{-3/4} \quad (19-2)$$

ya que

$$\sqrt{\frac{1.000}{7.5}} = 3.65$$

19.7. EL SISTEMA DIFUSOR

El sistema difusor de una bomba, como se vio en la Fig. 19-1, consta de tres elementos:

- Corona directriz
- Caja espiral
- Cono difusor.

No siempre existen los tres elementos: en la Fig. 19-16 *a* solo existe la caja espiral; en la Fig. 19-16 *b* existe la caja espiral y el cono difusor; en la Fig. 19-16 *c*, así como en las bombas de alta calidad, existen los tres elementos

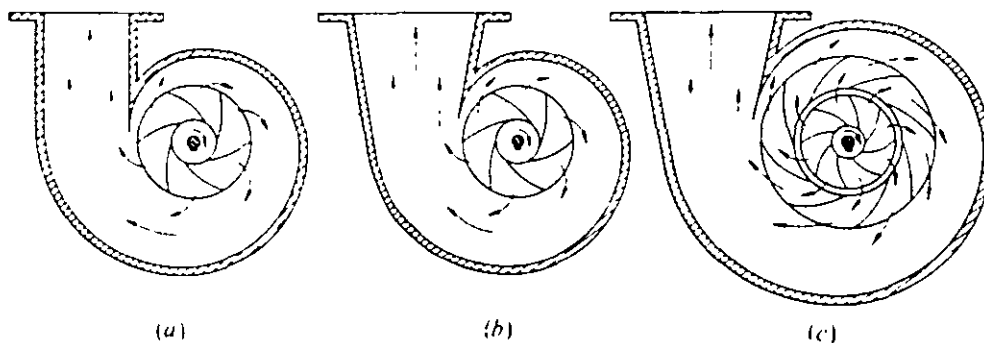


FIG. 19-16 El sistema difusor de una bomba puede ser más o menos completo: (a) bomba con solo caja espiral, (b) bomba con caja espiral y cono difusor, (c) bomba con caja espiral, corona directriz y cono difusor.

El papel de estos tres elementos es el mismo: transformar la energía dinámica que da el rodete en energía de presión con el mínimo posible de pérdidas. El nombre de *caja espiral* se deriva de una construcción especial de la misma que consiste en una caja formada por dos planos paralelos y cerrada por una superficie cilíndrica cuya directriz es una espiral logarítmica. En este caso las secciones por planos axiales serían rectángulos de área creciente como corresponde a la difusión que se pretende. La Fig. 9-17 representa otras secciones de *cajas espirales o volutas* más frecuentes.



FIG. 19-17. Secciones de volutas de uso más frecuente.

19.8. CEBADO DE LA BOMBA

Las bombas rotodinámicas no son autocebantes. Las bombas de émbolo y en general todas las de desplazamiento positivo, sí.

Explicación: El fundamento de la explicación de esta diferencia de comportamiento es que en las primeras el principio de funcionamiento es la *ecuación de Euler*, y en las segundas el *principio de desplazamiento positivo*.

En efecto, las bombas rotodinámicas funcionando a un n determinado, proporcionan una altura H máxima, que con frecuencia no siempre coincide con el punto para el cual $Q = 0$. Esta altura, según la ecuación de Euler, no depende de la densidad del fluido. Así, por ejemplo, una bomba de agua que da una altura máxima de 100 m dará esa misma altura si está llena de aire o llena de agua. Ahora bien:

- Si la bomba está llena de aire (*bomba descebada*) el incremento de presión creada por la bomba, suponiendo en el aire la densidad normal $\rho_{\text{aire}} \cong 1,29 \text{ kg/m}^3$, será

$$\Delta p = \rho_{\text{aire}} \cdot g \cdot H = 1,29 \cdot 9,81 \cdot 100 = 1.265,5 \text{ Pa}$$

equivalente a una columna de agua de $\frac{1.265,5}{1.000 \cdot 9,81} = 0,129 \text{ m}$ que sería

la altura máxima a que subiría el agua por la tubería de aspiración.

- Si la bomba está llena de agua (*bomba cebada*) el incremento de presiones creado por la bomba será:

$$\Delta p = \rho_{\text{agua}} \cdot g \cdot H = 1.000 \cdot 9,81 \cdot 100 = 981.000 \text{ Pa}$$

equivalente a una columna de agua de $\frac{981.000}{1.000 \cdot 9,81} = 100 \text{ m}$ y la bomba ya podrá aspirar.

En la Fig. 19-18 puede verse la tubería de cebado, que tomando agua de la ciudad llena el tubo de aspiración y el cuerpo de la bomba, lo que constituye el procedimiento normal de cebado de la bomba.

Los seis esquemas más utilizados en el cebado de las bombas pueden verse en la Fig. 19-30.

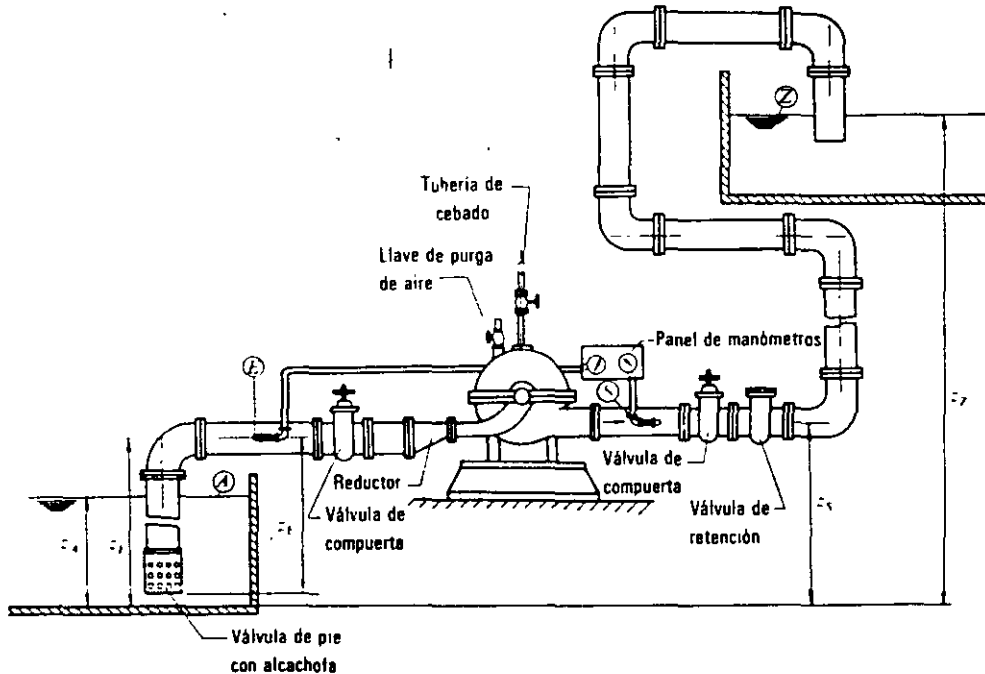


FIG. 19-18. *Instalación de una bomba centrífuga.* La bomba centrífuga requiere cebado. Este puede hacerse llenando la bomba y la tubería de aspiración con agua de la calle por la tubería de cebado indicada en la figura o bien conectando esta tubería de vacío que extrae el aire de la bomba, encargándose la presión atmosférica de que la bomba se llene de líquido. Por la llave de purga del aire, indicada en la figura, que se abre durante el cebado, se elimina el aire que llenaba la bomba.

19.9. INSTALACION DE UNA BOMBA

La Fig. 19-18 representa una instalación de bombeo destinada a elevar agua desde un pozo de aspiración hasta un depósito elevado. En esta instalación pueden verse:

- *La alcachofa y válvula de pie* (véase también Fig. 19-19 a): La primera evita la entrada de suciedades (ramas, hierbas, papeles, etc.) que pueden obstruir la bomba, y la segunda hace posible, reteniendo el líquido, el cebado de la bomba. Ambos elementos originan una importante pérdida de carga. Si fuera preciso evitar esta pérdida para que no se produzca cavitación (Sec. 19.12.1) no se instalan estos elementos. Entonces el cebado se hace mediante una bomba de vacío que elimina el aire de la tubería de aspiración y del cuerpo de la bomba con lo que al crearse un vacío la presión atmosférica eleva el agua hasta el interior de la bomba (véase Fig. 19-30).
- *Las dos válvulas de compuerta en la aspiración y en la impulsión:* a veces no se instala la primera; pero de la segunda no se prescinde nunca porque sirve para la regulación del caudal de la bomba.
- *La válvula de retención en la impulsión:* impide el retroceso del fluido, cuando la bomba se para. Es imprescindible si la tubería de impulsión es muy larga o se encuentra a gran presión.

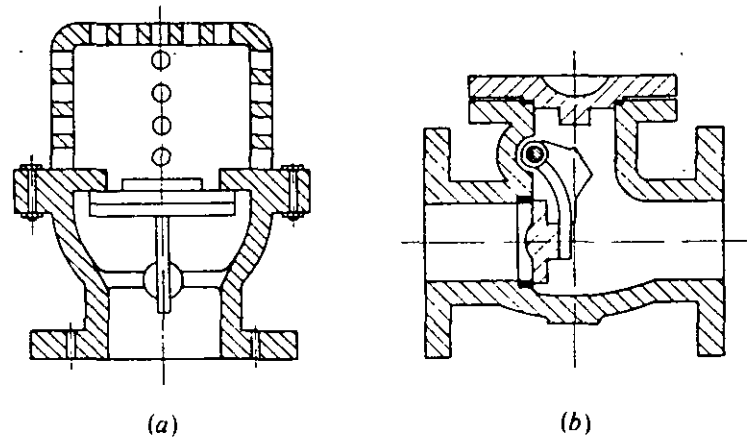


FIG. 19-19. (a) Válvula de pie con alachofa; (b) válvula de retención.

- *El reductor en la aspiración.* Para mejorar la aspiración de la bomba y evitar la cavitación (véase Sec. 19.12.1) se aumenta a veces el diámetro de la tubería de aspiración. La reducción se hace con un accesorio como el de la figura para evitar la formación de bolsas de aire en la parte superior.

Las válvulas de pie y de retención mencionadas tienen formas como las representadas en la Fig. 19-19.

Para el estudio de la bomba y de la instalación es importante considerar las secciones siguientes que se han indicado en la misma Fig. 19-18:

- Sección *A*: nivel superior del agua en el pozo de aspiración.
- Sección *Z*: nivel superior del agua en el depósito de impulsión.
- Sección *E*: entrada a la bomba.
- Sección *S*: salida de la bomba.

Una instalación consta de una serie de metros de tubería y de accesorios (codos, contracciones, etc.); en los tramos rectos hay pérdidas *primarias* (Cap. 9) y en los accesorios pérdidas *secundarias* (Cap. 11). El conjunto de estas pérdidas constituye las pérdidas exteriores a la bomba, H_{r-ext} . Además se originan pérdidas de superficie y de forma en el interior de la bomba, H_{r-int} .

La altura teórica que da la bomba es la expresada por la ecuación siguiente (véase Ec. 18-12):

ECUACION DE EULER DE LAS BOMBAS

$$H_u = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad (19-3)$$

donde los puntos 1 y 2 se refieren a la entrada y salida del rodete.

H_u es la altura que el rodete imparte al fluido. Si no hubiera pérdidas en el interior de la bomba, H_u sería también el aumento de altura que experimentaría el fluido entre la entrada y salida de la bomba (secciones *E* y *S*). Sin embargo, en el interior de la bomba (entre las secciones *E* y *S*, por tanto) se producen,

como ya hemos dicho, pérdidas hidráulicas H_{r-int} , que se estudiarán en la Sec. 19.11.1.1.

19.10. ALTURA UTIL O EFECTIVA DE UNA BOMBA

Altura útil o altura efectiva H que da la bomba es la altura que imparte el rodete o la altura teórica, H_u , menos las pérdidas en el interior de la bomba, H_{r-int} :

$$H = H_u - H_{r-int} \quad (2) \quad (19-4)$$

19.10.1. Primera expresión de la altura útil y de la energía útil

Escribamos la ecuación de Bernoulli entre las Secs. E y S (Fig. 19-18):

$$\frac{p_E}{\rho g} + z_E + \frac{v_E^2}{2g} + H = \frac{p_S}{\rho g} + z_S + \frac{v_S^2}{2g} \quad (3)$$

Despejando H tendremos:

$$H = \left(\frac{p_S}{\rho g} + z_S + \frac{v_S^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_E}{\rho g} + z_E + \frac{v_E^2}{2g} \right) \quad (19-5)$$

el primer paréntesis es la altura total del fluido a la salida y el segundo la altura total del mismo a la entrada. Luego:

Altura útil es la diferencia de alturas totales entre la salida y la entrada de la bomba. Esta diferencia es el incremento de altura útil comunicada por la bomba al fluido.

Reordenando los términos de la Ec. (19-5) tendremos:

PRIMERA EXPRESION DE LA ALTURA UTIL (4)

$$H = \frac{p_S - p_E}{\rho g} + z_S - z_E + \frac{v_S^2 - v_E^2}{2g} \quad (19-6)$$

(2) H_{r-int} no es solamente la pérdida debida a la fricción, sino también la originada porque la bomba con numero finito de álabes proporciona menos altura teórica que la H_u expresada por la ecuación de Euler [Ec. (19-3)].

(3) Esta ecuación podría también escribirse poniendo en vez de H , $H_u - H_{r-int}$, porque entre las secciones E y S hay una energía comunicada, H_u y unas pérdidas H_{r-int} ; pero como según la Ec. (19-4) $H = H_u - H_{r-int}$, las dos expresiones son equivalentes.

(4) A la altura útil de una bomba se la llama frecuentemente *altura manométrica*; pero esta expresión debe evitarse, porque es incorrecta: altura manométrica sería la altura indicada por los manómetros que es $(p_S - p_E)/\rho g$ que no coincide con la altura útil de la Ec. (19-6). El nombre de *altura manométrica* se debe a que los manómetros graduados frecuentemente en m de columna de agua, dan directamente el término $\frac{p_S - p_E}{\rho g}$, que es el término principal de la altura efectiva; pero esto tampoco es cierto si el liquido bombeado no es agua.

Por tanto:

Altura útil es igual al incremento de altura de presión que experimenta el fluido en la bomba + el incremento de altura geodésica + el incremento de altura dinámica (5)

La bomba incrementa la altura total que tiene la corriente a la entrada de la misma en un valor que es igual a la altura útil; o equivalentemente aumenta la energía específica de la bomba en un valor que es igual a la energía útil. Para pasar de la altura útil a la energía útil basta aplicar la Ec. (18-11):

PRIMERA EXPRESION DE LA ENERGIA UTIL

$$Y = \frac{p_S - p_E}{\rho} + (z_S - z_E)g + \frac{v_S^2 - v_E^2}{2} \quad (19-7)$$

La energía útil es igual al incremento de energía de presión que experimenta el fluido en la bomba + el incremento de energía geodésica + el incremento de energía dinámica (5).

Notas a la primera expresión de la altura útil [Ec. (19-6)]:

- El término $z_S - z_E$ suele ser o muy pequeño o incluso igual a 0 en las bombas de eje vertical.
- El término $\frac{v_S^2 - v_E^2}{2g}$ suele ser también muy pequeño o igual a 0: positivo, aunque pequeño si el diámetro de la tubería de aspiración se hace mayor que el de la tubería de impulsión, para evitar la cavitación (véase Sec. 19.12.1); igual a 0, si $D_S = D_E$.

Luego exactamente algunas veces y muy aproximadamente en la mayoría de los casos:

$$H = \frac{p_S - p_E}{\rho g} = M_S + M_E \quad (19-8)$$

$$\left(\frac{v_S^2 - v_E^2}{2g} \approx 0; z_S - z_E \approx 0, \text{ bomba en aspiración} \right)$$

donde M_S — lectura del manómetro a la salida; el signo + suma de los valores absolutos de las lecturas; porque la presión a la entrada suele ser negativa: vacuómetro;

M_E — lectura del manómetro a la entrada.

(5) A la altura y energía (específica) útil se la denomina también *altura o energía entre bridas* y equivale en las bombas o generadores hidráulicos a la tensión entre bornes de un alternador o generador eléctrico.

- La fórmula (19-8) es muy sencilla y suele dar una buena aproximación del valor de H .
- No se debe utilizar sin ver si se cumplen al menos con aproximación las hipótesis en que se funda. Si, por ejemplo, la bomba no está instalada en aspiración, sino *en carga* (eje de la bomba en cota inferior al nivel del depósito de aspiración) el manómetro a la entrada marcará una presión positiva y en la fórmula anterior figurará el signo $-$ en vez del $+$.

Como en las instalaciones normales no suele existir vacuómetro a la entrada, conviene advertir que *la altura útil H no es igual a la lectura del manómetro* [véase nota (5) en pág. 387].

La altura útil para las condiciones óptimas de servicio de la bomba debe figurar, junto con el caudal Q y el número de revoluciones n en la *placa de características de la máquina*.

La *primera expresión de H* , deducida en esta sección [Ec. (19-6)], *mira a la bomba misma* y sirve para calcular H en una bomba en funcionamiento, leyendo M_E y M_S , y midiendo el caudal para calcular las velocidades. La *segunda expresión de H* , que deduciremos en la sección siguiente [Ec. (19-12)], *mira a la instalación* y sirve para calcular H , estudiando el proyecto mismo de instalación, con miras a encargar la bomba más adecuada para la instalación que se proyecta, ya que para calcular H no se requiere que la bomba esté funcionando.

19.10.2. Segunda expresión de la altura útil y de la energía útil

Escribamos la ecuación de Bernoulli entre las Secciones A y Z de la Fig. 19-18 (recuérdese que al deducir la primera expresión de la altura manométrica escribimos la misma ecuación; pero entre las secciones E y S):

$$\frac{p_A}{\rho g} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} - H_{r-ext} + H = \frac{p_Z}{\rho g} + z_Z + \frac{v_Z^2}{2g} \quad (19-9)$$

donde H_{r-ext} — pérdidas exteriores a la bomba.

En el caso de la Fig. 19-18 $p_A = p_Z = 0$; pero si el depósito de aspiración o impulsión no están a la presión atmosférica, esto no se cumple.

Si, como sucede de ordinario, las áreas del pozo de aspiración y del depósito de impulsión son suficientemente grandes para que $\frac{v_A^2}{2g}$ y $\frac{v_Z^2}{2g}$ puedan despreciarse, tendremos:

$$\frac{p_A}{\rho g} + 0 + z_A - H_{r-ext} + H = \frac{p_Z}{\rho g} + z_Z + 0$$

y

$$H = \frac{p_Z - p_A}{\rho g} + z_Z - z_A + H_{r-ext} \quad (19-10)$$

Por otra parte

$$H_{r-ext} = H_{ra} + H_{ri} + \frac{v_i^2}{2g} \quad (19-11)$$

donde H_{r-ext} — pérdida total exterior a la bomba;

H_{ra} — pérdida en la aspiración (o sea entre los puntos A y E);

H_{ri} — pérdida en la tubería de impulsión;

$\frac{v_i^2}{2g}$ — pérdida secundaria en el desagüe en el depósito (véase Sec. 11.3.1:

coeficiente $\zeta = 1$). Esta pérdida podría considerarse incluida en el término H_{ri} ; pero como suele olvidarse es costumbre explicitarla en una fórmula de uso frecuente en instaladores, que no siempre poseen suficiente formación técnica. De esta manera H_{ri} son las pérdidas por fricción en la tubería misma y $\frac{v_i^2}{2g}$ (donde v_i — velocidad final en la tubería de impulsión) la pérdida en la entrada del fluido en el depósito de impulsión, siendo $H_{ri} + v_i^2/2g$ las pérdidas entre los puntos S y Z .

Llevando el valor de H_{r-ext} de la Ec. (19-11) a la Ec. (19-10) se obtiene finalmente:

SEGUNDA EXPRESION DE LA ALTURA UTIL

$$H = \frac{p_z - p_A}{\rho g} + z_z - z_A + H_{ra} + H_{ri} + \frac{v_i^2}{2g} \quad (19-12)$$

Aplicando de nuevo la Ec. (18-11), se tiene:

SEGUNDA EXPRESION DE LA ENERGIA UTIL

$$Y = \frac{p_z - p_A}{\rho} + (z_z - z_A) g + g(H_{ra} + H_{ri}) + \frac{v_i^2}{2} \quad (19-13)$$

Notas a la segunda expresión de la altura útil [Ec. (19-12)]:

— Para aplicar la Ec. (19-12):

- a) es necesario conocer el caudal (porque las pérdidas son función de él), así como las características de la instalación (metros de tubería, material de la misma y accesorios);
- b) no es necesario conocer las lecturas del manómetro y del vacuómetro. Es decir, hay que mirar a la instalación, no a la bomba.

- Con mucha frecuencia el pozo de aspiración y el depósito de impulsión están abiertos a la atmósfera (como en la Fig. 19-18), entonces $\frac{p_z - p_A}{\rho g} = 0$.
- Al hacer el pedido de una bomba se ha de especificar a la casa suministradora el caudal y la altura efectiva. Un ingeniero no debe encargarse de una bomba sin haber estudiado minuciosamente el esquema de la instalación y aplicado la Ec. (19-12), previa fijación del caudal que se ha de garantizar.
- En muchas instalaciones de bombeo realizadas se ha comprobado que el rendimiento de la instalación es a veces menos de la mitad del que se hubiera obtenido si la bomba se hubiera elegido adecuadamente y la instalación se hubiera realizado mejor.

19.11. PERDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

19.11.1. Pérdidas

Todas las pérdidas en la bomba (entre las secciones *E* y *S*: Fig. 19-18) se pueden clasificar en tres grupos:

- *Pérdidas hidráulicas.*
- *Pérdidas volumétricas.*
- *Pérdidas mecánicas.*

19.11.1.1. Pérdidas hidráulicas

Las *pérdidas hidráulicas* disminuyen la *energía específica útil* que la bomba comunica al fluido y consiguientemente la *altura útil*. Son de dos clases: *pérdidas de superficie* y *pérdidas de forma* (Secs. 8.3 y 8.8): las *pérdidas de superficie* se producen por el rozamiento del fluido con las paredes de la bomba (rodete, corona directriz...) o de las partículas del fluido entre sí; las *pérdidas de forma* se producen por el *desprendimiento de la capa límite* (Sec. 8.8) en los cambios de dirección y en toda forma difícil al flujo, en particular a la entrada del rodete si la tangente del álabe no coincide con la dirección de la velocidad relativa a la entrada, o a la salida del rodete si la tangente del álabe de la corona directriz no coincide exactamente con la velocidad absoluta a la salida. Las pérdidas hidráulicas se originan, pues:

- Entre el punto *E* (Fig. 19-18) y la entrada del rodete.
- En el rodete.
- En la corona directriz, si existe.
- En la caja espiral.
- Desde la salida de la caja espiral hasta la salida de la bomba, o punto *S*.

19.11.1.2. Pérdidas volumétricas

Estas pérdidas, que se denominan también *pérdidas intersticiales*, son pérdidas de caudal y se dividen en dos clases: *pérdidas exteriores* q_e y *pérdidas inte-*

plicación de estas pérdidas es la siguiente: a la salida del rodete de una bomba o de un ventilador hay más presión que a la entrada. Luego parte del fluido en vez de seguir a la caja espiral retrocederá, por el conducto que forma el juego del rodete con la carcasa, a la entrada del rodete, para volver a ser impulsado por la bomba. Este caudal, llamado *caudal de cortocircuito*, absorbe energía del rodete.

Para reducir las pérdidas q_i se construye en el lugar marcado con un círculo de puntos en la Fig. 19-20 un laberinto que aumenta fuertemente las pérdidas hidráulicas disminuyendo consiguientemente el caudal q_i .

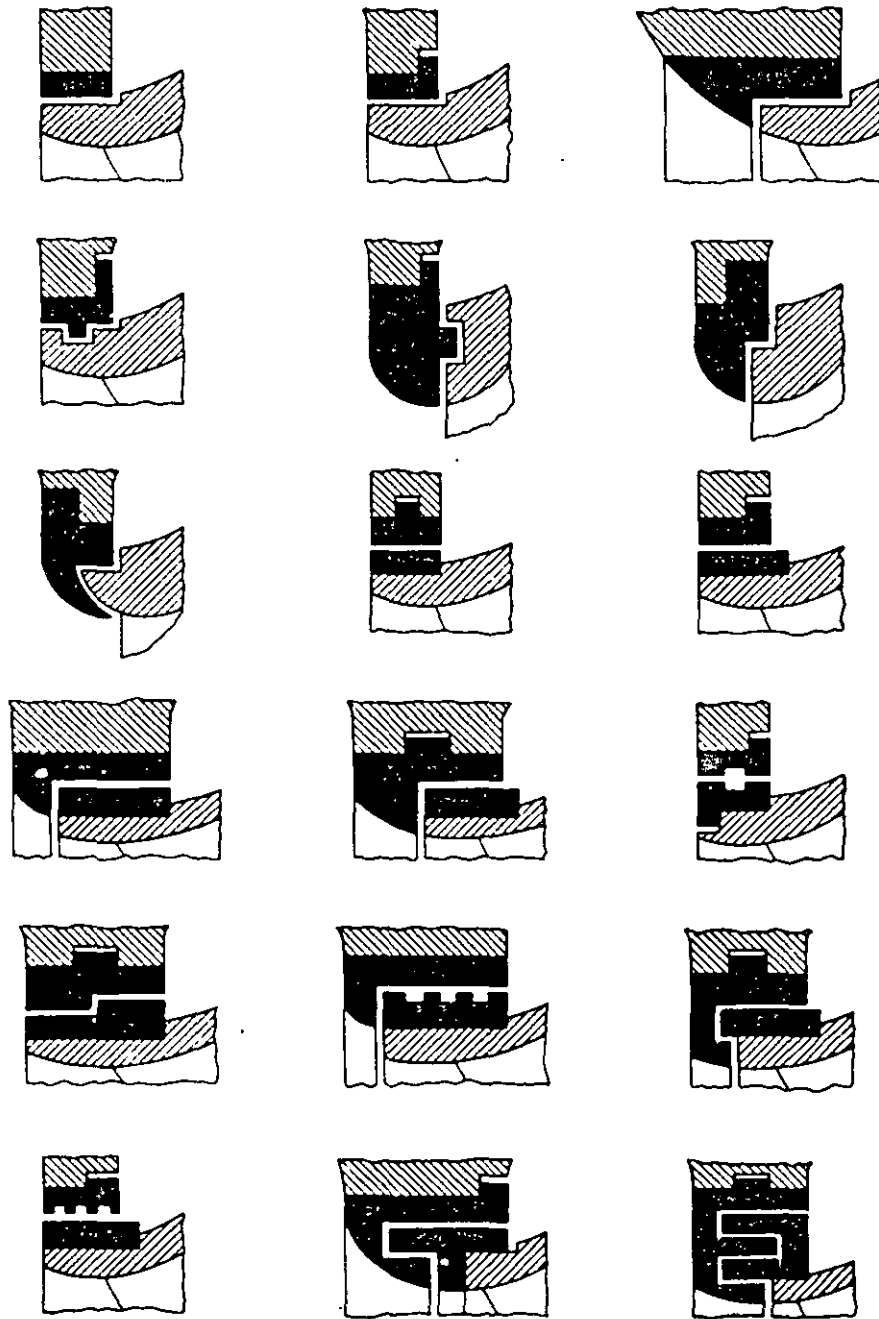


FIG. 19-22. Formas diversas de *cierres laberínticos*. Estos cierres se construyen en el lugar designado con un círculo de puntos en la Fig. 19-20. Con ellos se reduce el caudal q_i . Se instalan también en los ventiladores y turbinas hidráulicas en los lugares donde se pueden producir las pérdidas q_i .

En la Fig. 19-22 pueden verse dieciocho soluciones para este laberinto, que constituyen sólo una selección entre la multitud de formas que suelen emplearse.

19.11.1.3. Pérdidas mecánicas

Las pérdidas mecánicas incluyen las pérdidas por

- rozamiento del prensaestopas con el eje de la máquina;
- rozamiento del eje con los cojinetes;
- accionamiento de auxiliares (bomba de engranajes para lubricación, cuentarrevoluciones, etc.);

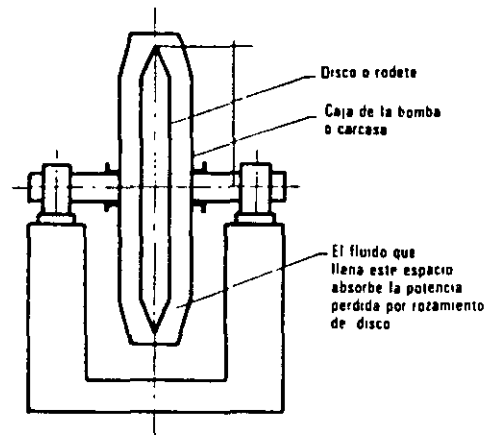


FIG. 19-23. El rodete esquemáticamente es un disco que gira en el interior de una caja en la que no hay vacío. El fluido que llena esta caja absorbe la potencia perdida por rozamiento de disco.

- *rozamiento de disco*. Se llama así el rozamiento de la pared exterior del rodete con la atmósfera de fluido que le rodea. Es decir, el rodete de una bomba en esquema, como puede verse en la Fig. 19-23, es un disco o mejor una caja en cuyo interior circula el fluido; pero en el exterior, o sea en el juego entre el rodete y la carcasa, inevitablemente penetra también el fluido: el disco no gira, pues, en el vacío, sino en una atmósfera viscosa donde se produce un rozamiento que incluimos en las pérdidas mecánicas y se denomina *pérdida por rozamiento de disco*.

En la Fig. 19-24 se han señalado los lugares en que tienen lugar las diferentes pérdidas mecánicas.

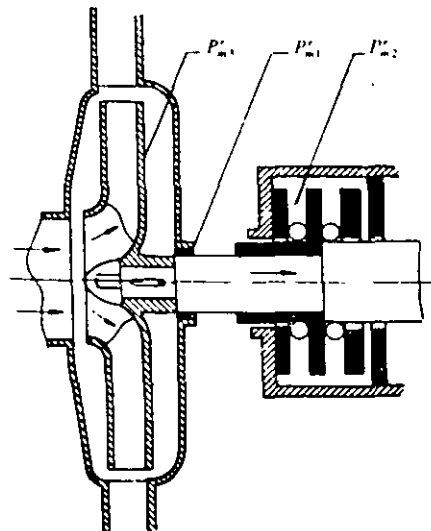


FIG. 19-24. Esquema de bomba radial con cojinete de bolas para contrarrestar el empuje axial. Se han indicado los lugares donde tienen lugar las pérdidas de potencia mecánica P'_{m1} , P'_{m2} y P'_{m3} (prensaestopas, cojinetes y disco, respectivamente).

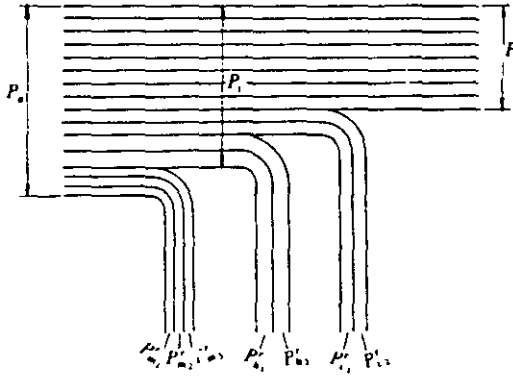


FIG. 19-25. Esquema de potencias en una bomba (o ventilador). La potencia comunicada a la bomba es P_a ; por rozamientos mecánicos se pierden las potencias P_{m1} , P_{m2} y P_{m3} (véase Fig. 19-24); por rozamientos hidráulicos se pierden las potencias P_{h1} y P_{h2} ; por fugas de caudal se pierden las potencias P_{v1} , P_{v2} y el incremento de potencia que experimenta el fluido en la máquina es P .

19.11.2. Potencias y rendimientos

En el gráfico de potencias de la Fig. 19-25 se utiliza la nomenclatura siguiente:

- P_a — *potencia de accionamiento* = potencia absorbida = potencia al freno = potencia en el eje. Los cuatro nombres se utilizan en la práctica. Así, en un grupo moto-bomba (motor eléctrico-bomba) P_a no es la potencia absorbida de la red, sino la potencia libre en el eje (potencia absorbida de la red multiplicada por el rendimiento del motor eléctrico).
- P_i — *potencia interna*: potencia suministrada al rodete, igual a la potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas.
- P — *potencia útil*: incremento de potencia que experimenta el fluido en la bomba.

En el mismo gráfico se representan además los equivalentes en potencia de las pérdidas siguientes:

- P_h^r — *pérdidas hidráulicas*: P_{h1}^r — pérdidas por rozamiento de superficie; P_{h2}^r — pérdidas por rozamiento de forma.
- P_v^r — *pérdidas volumétricas*: P_{v1}^r — pérdidas por caudal al exterior; P_{v2}^r — pérdidas por cortocircuito.
- P_m^r — *pérdidas mecánicas*: P_{m1}^r — pérdidas por rozamiento en el prensaestopas; P_{m2}^r — pérdidas por rozamiento en los cojinetes y accionamiento de auxiliares; P_{m3}^r — pérdidas por rozamiento de disco.

Potencia de accionamiento, P_a

Es la potencia en el eje de la bomba o potencia mecánica que la bomba absorbe. Esta potencia según la mecánica tiene la siguiente expresión:

$$P_a = M\omega = \frac{2\pi}{60} nM \quad \text{W, SI} \quad (19-14)$$

o también

$$P_a = 0.1047 nM \quad \text{W, SI} \\ [n(\text{rpm}), M(m \cdot N)]$$

expresión muy útil en los ensayos de bombas realizados en los bancos de prueba (véanse Figs. 25-5 y 25-6), donde se mide n con un cuentarrevoluciones y M con un torsiómetro o midiendo el par de reacción con un motor de accionamiento basculante.

Potencia interna, P_i

Es la potencia total transmitida al fluido, o sea la potencia de accionamiento, descontando las pérdidas mecánicas:

$$P_i = P_a - P'_m \quad (19-15)$$

Es fácil hallar una expresión hidráulica de P_i en función de las pérdidas llamadas internas, que son las pérdidas hidráulicas y las pérdidas volumétricas. En efecto, el rodete entrega al fluido una energía específica equivalente a una altura $H_u = H + H_{r-int}$ [Ec. (19-4)] y esta altura la entrega al caudal bombeado por el rodete, que es $Q + q_e + q_i$. Luego:

$$\begin{aligned} P_i &= (Q + q_e + q_i) \rho g (H + H_{r-int}) = \\ &= (Q + q_e + q_i) \rho g H_u \end{aligned} \quad (19-16)$$

Potencia útil, P

Es la potencia de accionamiento descontando todas las pérdidas de la bomba o equivalentemente la potencia interna descontando todas y sólo las pérdidas internas (hidráulicas y volumétricas). Luego:

$$\begin{aligned} P &= P_a - P'_m - P'_i - P'_h = \\ &= P_i - P'_i - P'_h \end{aligned}$$

La potencia útil por otra parte será la invertida en impulsar el caudal útil Q a la altura útil H . Luego

$$P = Q \rho g H \quad (19-17)$$

Rendimiento hidráulico, η_h

Tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas de altura total, H_{r-int} (6) en la bomba. Como, según la Ec. (19-4), $H = H_u - H_{r-int}$, el valor de η_h es:

$$\eta_h = H/H_u \quad (19-18)$$

(6) Nótese que H_{r-int} son las pérdidas de altura total hidráulica expresadas en m. SI, mientras que P'_h son las mismas pérdidas hidráulicas expresadas en W. SI, de manera que

$$P'_h = Q \rho g H_{r-int}$$

y análogamente q_e, q_i son las pérdidas volumétricas en m^3/s . SI; mientras que P'_i son las mismas pérdidas expresadas en W. SI.

Rendimiento volumétrico, η_v

Tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas volumétricas, y su valor es:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_e + q_i} \quad (19-19)$$

donde Q — caudal útil o caudal efectivo impulsado por la bomba;
 $Q + q_e + q_i$ — caudal teórico o caudal bombeado por el rodete (véase Fig. 19-20).

Rendimiento interno, η_i

Tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas internas, o sea las hidráulicas y volumétricas y engloba ambos rendimientos hidráulico y volumétrico

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} \quad (19-20)$$

Ahora bien, según la Ec. (19-16)

$$P_i = (Q + q_e + q_i) \rho g H_u = \frac{Q \rho g H}{\eta_h \eta_v}$$

y teniendo en cuenta la Ec. (19-17) se tendrá:

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} = \frac{Q \rho g H \eta_h \eta_v}{Q \rho g H}$$

y finalmente:

$$\eta_i = \eta_h \eta_v \quad (19-21)$$

Rendimiento mecánico, η_m

Tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas mecánicas, y su valor (véase Figura 19-25) es:

$$\eta_m = P_i / P_a \quad (19-22)$$

Rendimiento total, η_{tot}

Tiene en cuenta todas las pérdidas en la bomba, y su valor (véase la Fig. 19-25) es:

$$\eta_{tot} = \frac{P}{P_a} \quad (19-23)$$

Relación entre los rendimientos

Teniendo en cuenta las Ecs. (19-20), (19-21), (19-22) y (19-23) se tendrá:

$$\eta_{tot} = \frac{P}{P_a} = \frac{P}{P_i} \frac{P_i}{P_a} = \eta_i \eta_m = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (19-24)$$

Por tanto

$$\eta_{tot} = \eta_i \eta_m = \eta_h \eta_v \eta_m$$

El rendimiento total de una bomba es el producto del rendimiento interno por el rendimiento mecánico, o también el producto de los tres rendimientos: hidráulico, volumétrico y mecánico.

Es útil ahora expresar la potencia de accionamiento en función de Q y de H [expresión hidráulica de la potencia de accionamiento, en contraposición a la expresión mecánica de la Ec. (19-14)]:

$$P_a = \frac{Q \rho g H}{\eta_i \eta_m} = \frac{Q \rho g H}{\eta_v \eta_h \eta_m} = \frac{Q \rho g H}{\eta_{tot}} \quad (19-25)$$

Asimismo la potencia interna en función de los rendimientos hidráulico y volumétrico se expresa, como ya hemos visto, así:

$$P_i = \frac{Q \rho g H}{\eta_v \eta_h} \quad (19-26)$$

19.12. CAVITACION Y GOLPE DE ARIETE DE UNA BOMBA

19.12.1. Cavitación

En la técnica son innumerables los problemas hidrodinámicos relacionados con la cavitación, fenómeno que fue ya estudiado en la Sec. 15.2. Hasta en la circulación sanguínea se puede producir la cavitación, la cual puede conducir a enfermedades del corazón y de las arterias. En la sección presente se estudia este fenómeno en las bombas rotodinámicas y en la Sec. 22.11.1 en las turbinas hidráulicas, por ser su conocimiento de excepcional importancia para el diseño, instalación y explotación de las máquinas hidráulicas, incluso de las hélices propulsoras de los barcos y las transmisiones hidrodinámicas, aunque nuestro estudio de la cavitación se limitará a las bombas y turbinas.

La cavitación en las bombas (y en las turbinas) produce dos efectos perjudiciales: disminución del rendimiento y erosión. La aparición de la cavitación en las bombas está íntimamente relacionada *a)* con el tipo de bomba (en general el peligro de cavitación es tanto mayor cuanto mayor es el número específico de revoluciones, n_s , que se deducirá más adelante en la Sec. 25.2); *b)* con la

instalación de la bomba (la altura de suspensión de la bomba, H_s , o cota del eje de la bomba sobre el nivel del líquido en el depósito de aspiración, debe ser escogida cuidadosamente para evitar la cavitación); c) con las condiciones de servicio de la bomba (el caudal de la bomba nunca debe exceder el máximo permisible para que no se produzca la cavitación).

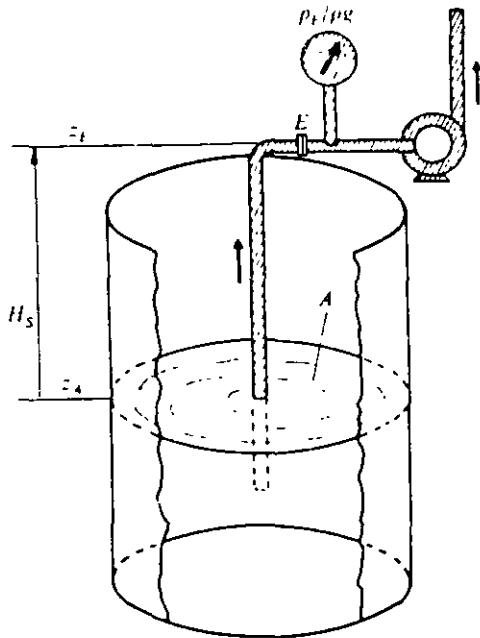


FIG. 19-26. Determinación de la altura de aspiración de una bomba.

El NPSH necesario y la altura de suspensión o aspiración, H_s , de una bomba

Refiriéndonos a la Fig. 19-26, A es el nivel del líquido en el depósito de aspiración, en el cual puede reinar la presión atmosférica, una sobrepresión o una depresión y E la entrada de la bomba. Se llama (véase figura) altura de suspensión o altura de aspiración al valor $H_s = z_E - z_A$ (cota de la entrada de la bomba sobre el nivel del depósito de aspiración). $H_s > 0$ si el eje de la bomba está más elevado que el nivel del líquido (*bomba en aspiración*, caso de la figura); $H_s < 0$ si la entrada de la bomba está más baja que dicho nivel (*bomba en carga*). En todas las fórmulas de esta sección todas las presiones se tomarán absolutas.

La altura total a la entrada de la bomba referida a la cota z_E será:

$$H_E = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{c_E^2}{2g} \quad (19-27)$$

En el interior de la bomba hasta que el líquido llegue al rodete que le comunica un incremento de altura, H_E disminuirá a causa de las pérdidas; si además la corriente se acelera localmente y/o aumenta la altura geodésica, la presión p_E disminuirá. Como esta presión debe mantenerse igual o mayor que la presión de saturación del líquido a la temperatura de bombeo para que no se produzca la cavitación (véase la Sec. 15.2), la altura total en la aspiración disponible H_{Ed} será:

$$H_{Ed} = \frac{p_E - p_s}{\rho g} + \frac{c_E^2}{2g} \quad (19-28)$$

Por otra parte aplicando la ecuación generalizada de Bernoulli entre A y E (Fig. 19-26), despreciando, como siempre, la energía cinética en el pozo de aspiración ($c_A^2/2g \approx 0$), se tiene:

$$\frac{p_A}{\rho g} + z_A - H_{r,A-E} = \frac{p_E}{\rho g} + z_E + \frac{c_E^2}{2g}$$

pero $z_E - z_A = H$, (véase Fig. 19-26); luego:

$$\frac{p_A}{\rho g} - H_s - H_{r,A-E} = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{c_E^2}{2g} \quad (19-29)$$

De las Ecs. (19-28) y (19-29) resulta otra expresión para la altura de aspiración disponible:

$$H_{Ed} = \frac{p_A - p_s}{\rho g} - H_s - H_{r,A-E} \quad (19-30)$$

La *altura de aspiración disponible* H_{Ed} se denomina en los países de habla inglesa el *NPSH disponible* (NPSH -- Net Positive Suction Head), expresión que se ha generalizado mucho en la técnica en otros muchos países.

Para evitar la cavitación se ha de verificar que:

$$H_{Ed} \geq \Delta h$$

donde Δh es un parámetro de excepcional importancia en el estudio de la cavitación de las turbomáquinas hidráulicas que se denomina *caída de altura de presión en el interior de la bomba*. Esta caída de presión, cuyas causas fueron aducidas en el texto que sigue a la Ec. (19-27), depende del tipo de bomba y de su construcción. La cavitación se iniciará, pues, siempre que la H_{Ed} alcance el valor mínimo:

$$H_{Ed \text{ min}} = \Delta h$$

que es la *altura de aspiración necesaria* y se denomina también el $NPSH_{necesaria}$. Según las Ecs. (19-28) y (19-30) se tienen las dos expresiones siguientes:

$$NPSH_{necesaria} = \Delta h = H_{Ed \text{ min}} = \left(\frac{p_A - p_s}{\rho g} - H_s - H_{r,A-E} \right)_{\text{min}} \quad (19-31)$$

$$NPSH_{necesaria} = \Delta h = H_{Ed \text{ min}} = \left(\frac{p_E - p_s}{\rho g} + \frac{c_E^2}{2g} \right)_{\text{min}} \quad (19-32)$$

Δh varía con el punto de funcionamiento de la bomba. Generalmente interesa el Δh correspondiente al *caudal nominal* de la bomba, o caudal para el cual la bomba funciona con $\eta_{tot\ max}$.

Aunque la evaluación teórica de Δh es hoy por hoy imposible, Δh puede calcularse experimentalmente con ayuda de la Ec. (19-31) o (19-32).

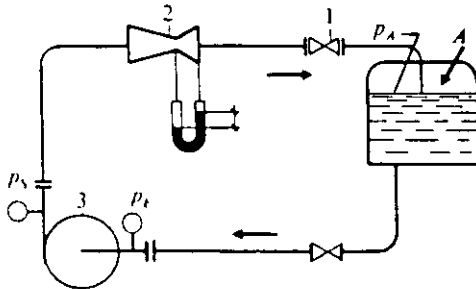


FIG. 19-27. Esquema de banco de cavitación de bombas.

En la Fig. 19-27 se aduce el esquema simplificado de una instalación que permite evaluar todos los términos del segundo miembro de la Ec. (19-31) y calcular $\Delta h = H_{Ed\ min}$. En 3 se instala la bomba que se desea experimentar. El banco debe estar instrumentado con todos los aparatos necesarios para calcular en cualquier punto de funcionamiento, Q , H , n , P_o , de donde se calcula η_{tot} , alguno de los cuales se ha incluido en el esquema: el Venturi 2 para medir el caudal y los manómetros para medir p_s y p_E y calcular H . El ensayo se repite para una serie de puntos de funcionamiento caracterizados por un caudal Q y un número de revoluciones n . En la Fig. 19-28 se aduce el resultado de uno de estos ensayos (ensayo elemental) de cavitación: en el ensayo elemental se fija Q , H y se varía H_{Ed} [véase Ec. (19-30)], variando la presión en el depósito p_A mediante una bomba de vacío. Al disminuir H_{Ed} mediante la disminución de p_A no varía H porque la presión en todo el sistema disminuye en el mismo incremento, ya que se trata de un sistema cerrado y el caudal Q no varía, ya que no varía la posición de la válvula de impulsión 1 ni el número de revoluciones n . Sin embargo, para un cierto valor de H_{Ed} se produce el ruido y trepidación, signo del comienzo de la cavitación; pero aún Q , H y η_{tot} se mantienen prácticamente constantes. Si se sigue disminuyendo H_{Ed} aumenta el ruido y

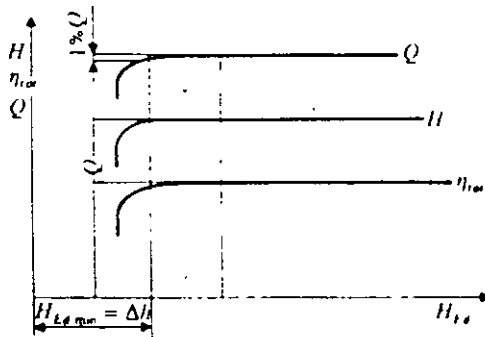


FIG. 19-28. Curvas características de la cavitación de una bomba.

Q , H y η_{tot} disminuyen (véase Fig. 19-28) y una disminución ulterior de H_{Ed} conduce a la interrupción total de la corriente. Cuando la cavitación está plenamente desarrollada el ruido se hace menos intenso. A fin de convenir en algo que determine exactamente la cavitación, se ha establecido que $H_{Ed\ min}$ será

aquel (véase figura) para el cual el caudal Q disminuye en un 1% de su valor inicial. Recordemos:

$$H_{Ed\ min} = \Delta h = NPSH_{necesaria}$$

En la Fig. 22-23 puede verse un banco de cavitación moderno de baja presión de la firma Escher-Wyss cuya descripción se encuentra al pie de la figura. Dicho banco está destinado a ensayos de cavitación con modelos de turbinas hidráulicas y bombas/turbinas reversibles para las modernas instalaciones de acumulación por bombeo. La instrumentación de estos bancos es cada vez más precisa y automatizada (véase Fig. 22-24).

Coefficiente de cavitación, σ

Los ensayos de cavitación tanto de las bombas como de las turbinas hidráulicas se llevan a cabo en modelos a escala reducida (véanse los Caps. 7 y 25).

La semejanza dinámica en estos ensayos queda garantizada si se hace en el modelo y en el prototipo igual el coeficiente de cavitación σ , o coeficiente de Thoma, que se define así:

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H} \quad (19-33)$$

donde Δh se ha de tomar de la Ec. (19-31) ó (19-32).

Se ha comprobado experimentalmente que Δh en las bombas geométricamente semejantes es proporcional a H , lo cual equivale a decir que el coeficiente σ es el mismo para toda la serie de bombas geométricamente semejantes entre sí.

El Δh depende de la forma geométrica de la bomba, sobre todo de la forma de la boca de entrada del rodete y de la curvatura del álabe.

Como vamos a ver a continuación en la instalación de una bomba, a fin de determinar la altura H_s (véase la Fig. 19-26) es preciso conocer Δh . El valor de Δh , o equivalentemente el valor de σ , suele ser suministrado por el constructor de la bomba, que a su vez lo ha obtenido experimentalmente mediante un ensayo de cavitación análogo al anteriormente descrito.

La Fig. 19-29 construida por el Hydraulic Institute de U.S.A. nos puede servir para una evaluación de σ .

Por otra parte, Stepanoff sugiere el empleo de la siguiente fórmula (7) para una estimación aproximada de σ :

$$\sigma = 2,14 \cdot 10^{-4} n_s^{4/3} \quad (19-34)$$

donde n_s — número específico de revoluciones (véase la Sec. 25.2), que viene dado por la ecuación:

$$n_s = 3,65 \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

(7) Otras fórmulas y curvas sugeridas por otros autores dan resultados un tanto diferentes, lo que indica que este tipo de ecuaciones sólo puede servir para un tanteo preliminar.

donde n , Q y H son las características nominales de la bomba (o características para η_{tot} máximo) expresadas en rpm, m^3/s y m, respectivamente.

Altura de aspiración máxima de la bomba

El valor que hace mínimo el segundo miembro de la Ec. (19-31) para unos mismos valores de p_A , p_s y $H_{r,A-E}$ es el que hace máximo a H_s . Despejando, pues, este valor máximo de la Ec. (19-31) se tiene:

$$H_{s,max} = \frac{p_A - p_s}{\rho g} - H_{r,A-E} - \Delta h \quad (19-35)$$

- donde p_A — presión absoluta en el nivel superior del depósito de aspiración;
- p_s — presión de saturación del vapor del líquido bombeado para la temperatura de bombeo (para el agua, véase tabla 15-1, pág. 321);
- $H_{r,A-E}$ — pérdida de carga en la tubería de aspiración;
- Δh — caída de altura de presión en el interior de la bomba, cuyo valor suministra el fabricante y que puede estimarse por la Fig. 19-29 o por la Ec. (19-34).

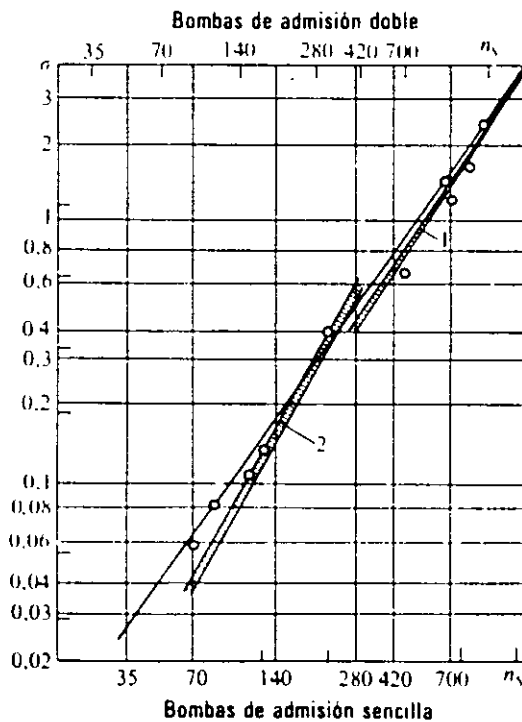


FIG. 19-29. Coeficiente de cavitación σ de las bombas en función de n_s ; 1, bombas de admisión sencilla; 2, bombas de admisión doble.

De la Ec. (19-35) se deduce que la altura de aspiración máxima, H_s , o distancia en vertical desde el nivel del depósito al eje de la bomba, será tanto menor o equivalentemente el peligro de cavitación será tanto mayor cuanto:

- *la presión barométrica sea menor* en el lugar de la instalación, si el depósito de aspiración está abierto a la atmósfera;
- *la presión en el depósito de aspiración sea menor*, si éste no está abierto a la atmósfera;
- *la temperatura del líquido bombeado sea menor*. Los líquidos calientes exigen una altura de aspiración más pequeña (peligro de cavitación en las bombas de alimentación de calderas de las centrales termoeléctricas con precalentamiento del agua de alimentación).
Así, por ejemplo (véase la tabla 15-1 de la pág. 321), el agua a 15° C hierve a una presión absoluta de 0,017039 bar; pero a la temperatura de 80° C dicha presión asciende a 0,4736 bar, lo que significa, según la Ec. (19-35) una disminución notable de $H_{s,max}$.
- *las pérdidas en la tubería de aspiración, $H_{r,A-E}$ sean mayores*. Por tanto, si hay peligro de cavitación se realizará la tubería de aspiración con diámetro grande, sin incluir más de un codo y si esto no basta no se instalará alcachofa, ni válvula de pie: el cebado se hará en este último caso con bomba de vacío o con eyector (véase Fig. 19-30, esquemas *d* y *e*).
- *el caudal sea mayor*. En efecto, al aumentar el caudal aumentan los términos $H_{r,A-E}$ e Δh en la Ec. (19-35). Por esta razón, si se inicia la cavitación y se reduce el caudal, cerrando parcialmente la válvula de impulsión, la cavitación cesará.

19.12.2. Golpe de ariete

La sobrepresión que origina el *golpe de ariete* estudiado de una manera general en la Sección 15.1 no puede producirse *en el arranque* de una bomba porque la presión producida por la bomba no puede exceder el valor máximo que indica su curva característica, curva $H - Q$ (véanse Secs. 19.8 y 25.5.1). *En la parada* de una bomba se ha de tener la precaución de cerrar antes la válvula de impulsión. Si esto se hace a mano, el cierre es lento, la columna de líquido que llena la tubería se decelera gradualmente, y el golpe de ariete no se produce.

El golpe de ariete puede producirse

- si se para el motor de la bomba sin cerrar previamente la válvula de impulsión;
- si hay un corte imprevisto de corriente, en el funcionamiento de la bomba.

Los medios empleados para reducir el golpe de ariete son:

- *cerrar lentamente la válvula de impulsión;*
- *escoger el diámetro de la tubería de impulsión grande*, para que la velocidad en la tubería sea pequeña;
- *instalar la bomba con un volante* que en caso de corte de la corriente reduzca lentamente la velocidad del motor y por consiguiente la velocidad del agua en la tubería;
- *inyectar aire con un compresor* para producir un muelle elástico durante la sobrepresión;
- *utilizar uno de los esquemas de la Fig. 19-31 a, b, c.*

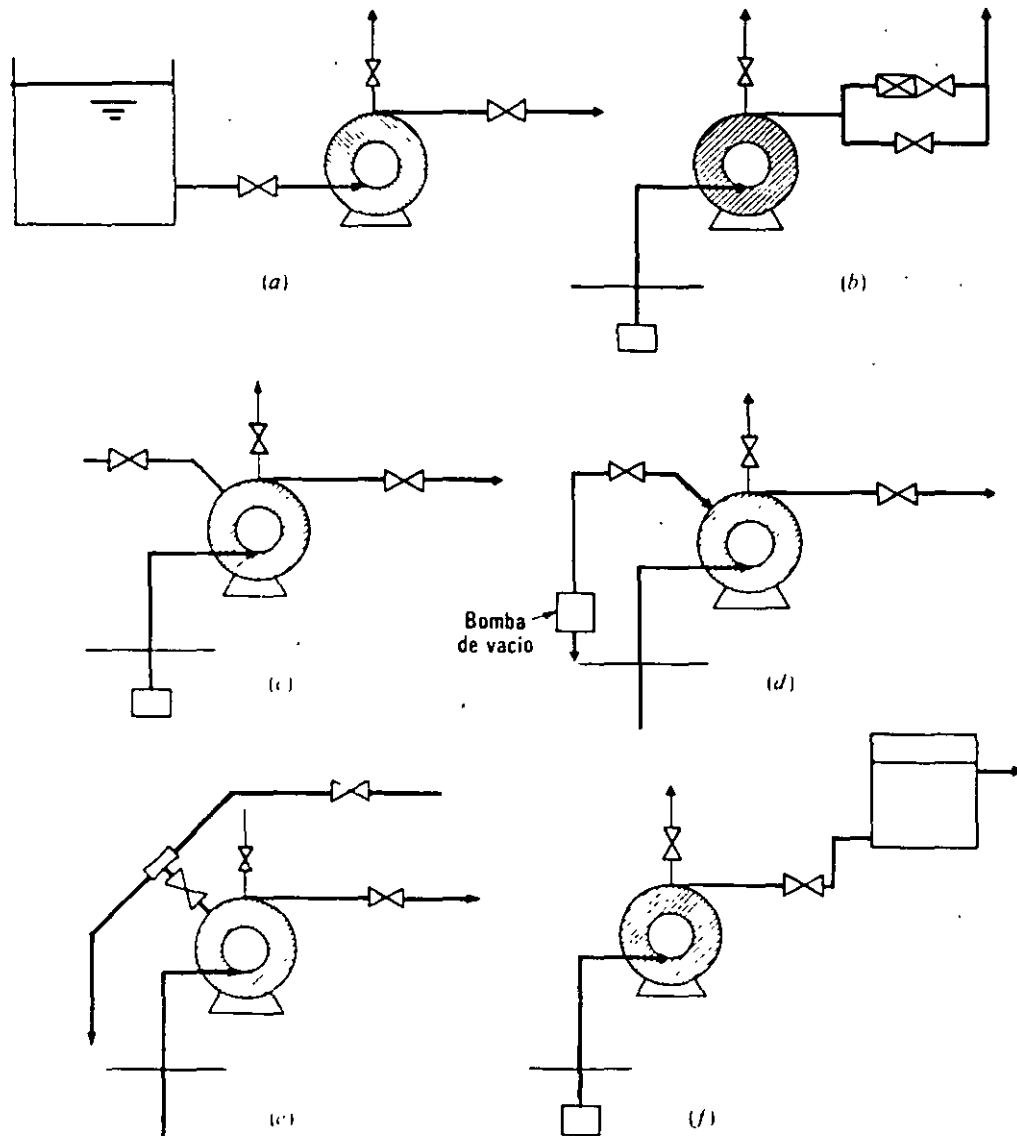


FIG. 19-30. Seis esquemas utilizados en el cebado de las bombas rotodinámicas: (a) la bomba se ceba abriendo la válvula dispuesta en la línea de aspiración (este esquema exige que la bomba esté instalada en carga, eje de la bomba por debajo del nivel del depósito de aspiración), (b) en la tubería de impulsión en paralelo con la válvula de impulsión y de retención se dispone la válvula de cebado, gracias a la válvula de retención, la tubería retiene el líquido cuando la bomba se para; (c) la válvula situada a la izquierda es la válvula de cebado y la pequeña válvula dispuesta verticalmente es un grifo de purga que deja escapar el agua durante el cebado; los esquemas (b), (c) y (f) precisan una válvula de pie; (d) cebado con bomba de vacío; (e) cebado con eyector; los esquemas (d) y (e) al eliminar la válvula de pie disminuyen el riesgo de cavitación (véase la Sec. 19.12.1); (f) depósito intercalado en la tubería de impulsión que retiene el líquido necesario para el cebado.

19.13. ALGUNAS TENDENCIAS ACTUALES EN LA CONSTRUCCION DE LAS BOMBAS ROTODINAMICAS

1. *Materiales plásticos.* Un mismo diseño se realiza frecuentemente con gran variedad de materiales, según el líquido bombeado y según las condiciones de servicio. En los últimos años se han introducido más y más los materiales plásticos de tres maneras distintas:

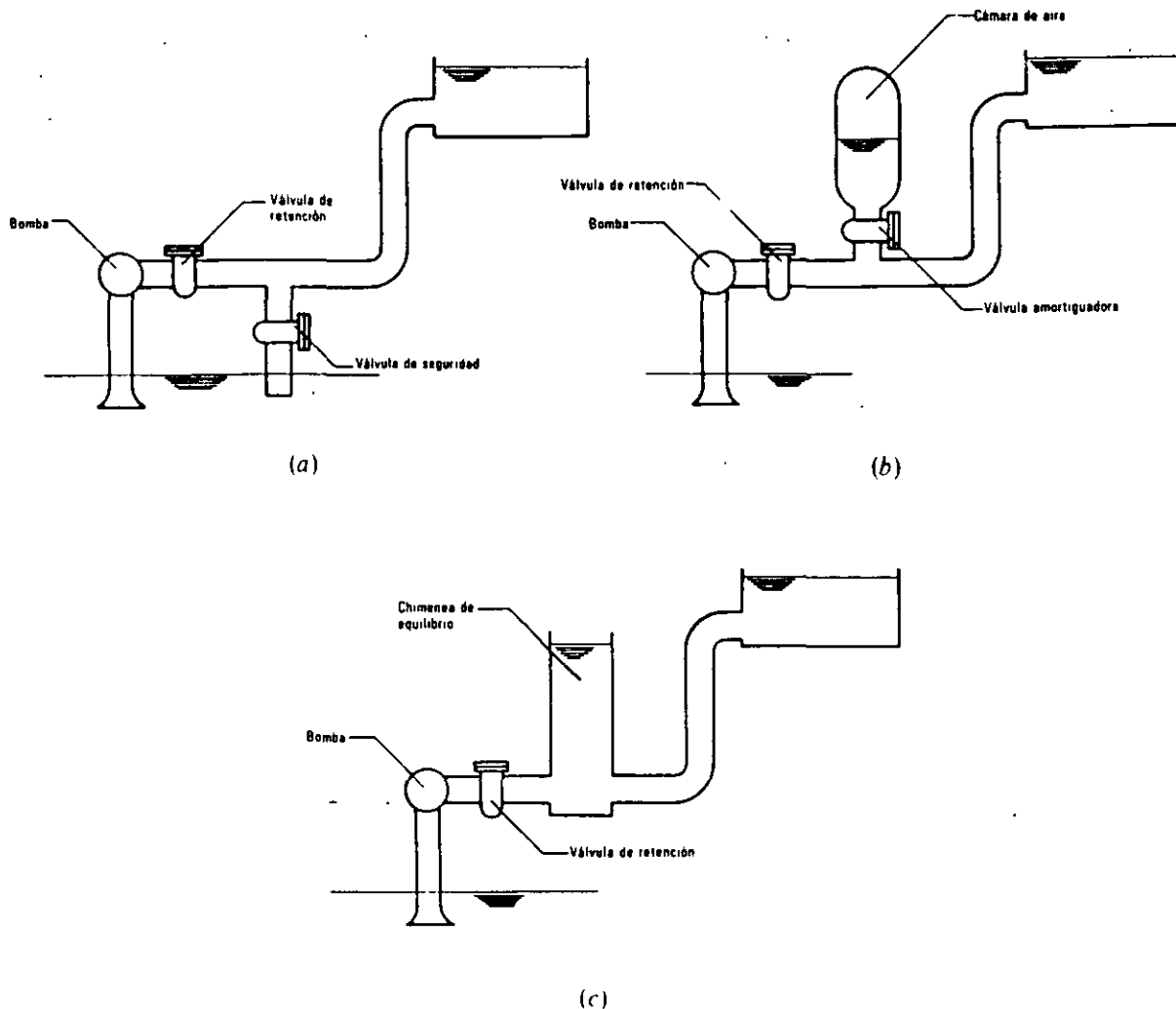


FIG. 19-31. Tres métodos para control del golpe de ariete en una bomba: (a) By-pass a través de válvula de seguridad; (b) cámara de aire con válvula amortiguadora; (c) chimenea de equilibrio.

- a) gran variedad de *capas protectoras* sobre el material metálico básico:
- b) *piezas de plástico especiales* en una bomba básicamente de metal (poliviniliduro, polipropileno y gran variedad de plásticos con nombres comerciales: Teflon, Nylon, Hypalon, Kynar, Nordel, Viton, etc.:
- c) *bombas totalmente de plástico* (para bombeo, por ejemplo de HF, HCl, H_2SO_4 , $FeCl_3$ y H_3PO_4 a elevadas temperaturas) (8).

2. *Bombas de procesos.* La producción industrial aumenta, con lo cual aumenta la velocidad de rotación y el tamaño de las bombas. Tal sucede, por ejemplo, en el proceso de fabricación del papel, en el que además antiguamente se utilizaban bombas con rodetes de fundición o de bronce y hoy de *acero inoxidable*.

3. *Bombas sanitarias.* La industria alimenticia moderna utiliza una gran variedad de estas bombas con caudales desde algunos ml/h hasta varios m^3/min ,

(8) Véase E. Margus, *Pumps achieve new levels of dependability with introduction of engineered plastics*, en «Pumps, Pompes, Pumpen», julio (1975), 805-809.

para bombear líquidos con viscosidad pequeña como el agua o grande, para bombear semisólidos o líquidos con sólidos en suspensión como cebolla, almendras, fruta, etc. En estas bombas «sanitarias» se exige un grado de higiene elevado y se utilizan materiales tales como aceros inoxidable, plásticos, etc., que permiten el uso de detergentes fuertes altamente corrosivos (9).

4. *Bombas de alimentación de calderas.* En el decenio 1969-1979, debido al aumento creciente de las potencias unitarias de las centrales térmicas con combustible fósil y nuclear (grupos hasta 1.200-1.300 MW), se ha desarrollado la investigación en la construcción de bombas de gran potencia más que en el decenio 1959-1969 en que la situación estuvo un tanto estacionaria (10). Para los grupos de turbinas de vapor de alrededor de 700 MW las bombas de alimentación tienen potencias de accionamiento de 22 a 30 MW; presiones de 230 a 360 bar; caudales máscicos, que ascienden a 2.300 t/h; temperaturas del agua, entre 160 y 180°, y número de revoluciones de 4.000 a 6.000 rpm. Innumerables investigaciones para resolver los problemas de cavitación, cierres, etc., han sido necesarias para desarrollar estas bombas, que suelen tener de 4 a 5 escalonamientos, con incremento de presión por escalonamiento de 80 bar.

La mayor bomba de alimentación construida hasta el presente (1979) pertenece a una turbina de vapor de 1.200 MW y tiene una $P_a = 52.000$ kW.

5. *Bombas de centrales nucleares.* Al comienzo se utilizaron en las centrales nucleares bombas convencionales de alimentación de calderas de 2 ó 3 escalonamientos. Hoy se utilizan bombas de un solo escalonamiento y de doble flujo, en las que las alturas efectivas oscilan entre los 600-800 m, los caudales máscicos entre los 2.000-4.000 t/h y el número de revoluciones alrededor de 5.000 rpm.

(9) Véase J. A. Soper. *Pumps for the food and beverage industry*, en «Pumps, Pompes, Pumpen», abril (1975), 677-682».

(10) Los campos de aplicación característicos de las bombas de gran potencia son el campo de las bombas de alimentación de calderas y el campo de las bombas de las centrales de acumulación por bombeo, de las que trataremos más adelante. Las potencias en juego en este último caso pueden superar los 200 MW.

PROBLEMAS

19-1. Una bomba de agua que proporciona un caudal de $1.200 \text{ m}^3/\text{h}$ tiene una tubería de aspiración de 400 mm y una de impulsión de 375 mm . El vacuómetro conectado en la tubería de aspiración situado 80 mm por debajo del eje de la máquina marca una depresión de 2 m de columna de agua y el manómetro situado 500 mm por encima del eje de la bomba marca una sobrepresión de 12 m columna de agua.

Calcular la altura útil que da la bomba.

Con los datos del problema, tratándose de una bomba que está funcionando, es inmediato el cálculo de la altura útil por la Ec. (19-6):

$$H = \frac{p_s - p_E}{\rho g} + z_s - z_E + \frac{v_s^2 - v_E^2}{2g} \quad (1)$$

$$Q = \frac{1.200}{3.600} = 0.3333 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_s = \frac{4Q}{\pi D_s^2} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot 0.375^2} = 3.0180 \text{ m/s}$$

$$\frac{v_s^2}{2g} = \frac{v_s^2}{2 \cdot 9.81} = 0.4643 \text{ m}$$

$$v_E = \frac{4Q}{\pi D_E^2} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot 0.400^2} = 2.6526 \text{ m/s}$$

$$\frac{v_E^2}{2g} = 0.3586 \text{ m}$$

Sustituyendo las alturas dinámicas obtenidas, así como los otros datos del problema en la Ec. (1), tenemos:

$$H = (12 + 2) + (0.5 + 0.08) + \frac{v_s^2 - v_E^2}{2g} = 14.686 \text{ m}$$

El primer paréntesis en el segundo miembro es la *altura de presión* que da la bomba; el segundo paréntesis, la *altura geodésica*, y el tercero la *altura dinámica*.

Se ve en este ejemplo [véase Ec. (19-8)] que

$$H \approx \frac{p_s - p_E}{\rho g} = M_s + M_E = 14 \text{ m}$$

ya que los dos últimos paréntesis suelen ser pequeños, como en este caso, o nulos.

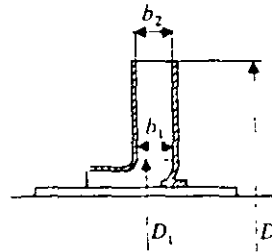
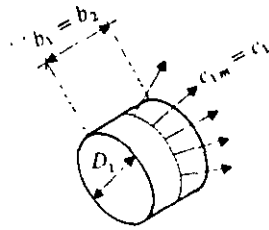
19-2 Una bomba centrífuga, en que no se consideran las pérdidas ni se tiene en cuenta el estrechamiento del flujo producido por el espesor de los álabes, tiene las siguientes dimensiones: $D_1 = 75 \text{ mm}$; $D_2 = 300 \text{ mm}$, $b_1 = b_2 = 50 \text{ mm}$, $\beta_1 = 45^\circ$; $\beta_2 = 60^\circ$. La entrada en los álabes es radial (caso ordinario en las bombas centrífugas). La bomba gira a 500 rpm . El fluido bombeado es agua.

Calcular

- el caudal;
- la altura que da la bomba,
- el par transmitido por el rodete al fluido;
- la potencia de accionamiento.

a) El caudal de una bomba en régimen permanente es el mismo en cualquier sección de la bomba [ecuación de continuidad; véase Ec. (5-9)]. La sección de entrada en los álabes del rodete es (véase figura adjunta) la superficie lateral de un cilindro, si no se tiene en cuenta el espesor de los álabes, y la velocidad normal a dicha sección es la componente radial $c_{1m} = c_1$ (entrada de la corriente radial). Es decir,

$$Q = \pi b_1 D_1 c_{1m} \quad (2)$$



PROB. 19-2, 1

El espesor de los álabes se tendrían en cuenta por medio de un coeficiente de obstrucción a la entrada $\tau_1 < 1$, de manera que:

$$Q = \tau_1 \pi b_1 D_1 c_{1m}$$

En nuestro caso $\tau_1 = 1$.
Asimismo a la salida:

$$Q = \tau_2 \pi b_2 D_2 c_{2m}$$

Si los álabes son afilados a la salida (caso normal):

$$\tau_2 = 1$$

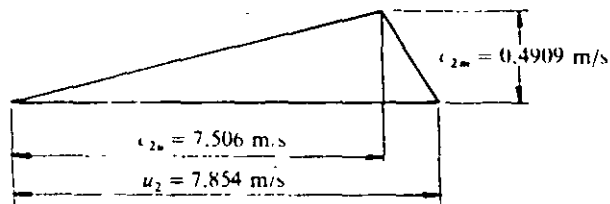
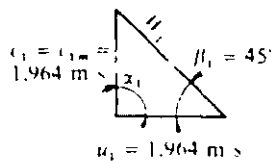
Triángulo de velocidades a la entrada (véase figura):

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0.075 \cdot 500}{60} = 1,964 \text{ m/s}$$

$$c_{1m} = c_1 = u_1 \operatorname{tg} 45^\circ = u_1 = 1,964 \text{ m/s}$$

Sustituyendo en la Ec. (2)

$$Q = \pi \cdot 0.50 \cdot 0.075 \cdot c_{1m} = 0,0231 \text{ m}^3/\text{s} \\ = 23,11 \text{ l/s}$$



PROB. 19-2, 2

b) Si no hay pérdidas

$$H_{r-int} = 0$$

y según las Ecs (19-4) y 19-3)

$$H = H_u = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

ya que $c_{1u} = 0$ (entrada en los álabes radial).

Triángulo de velocidades a la salida:

$$Q = \pi b_2 D_2 c_{2m} = \pi b_1 D_1 c_{1m} \quad (\tau_2 = 1)$$

y

$$c_{2m} = \frac{h_1 D_1}{h_2 D_2} c_{1m} = \frac{50 \cdot 75}{50 \cdot 300} \cdot c_{1m} = 0,4909 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \frac{D_2}{D_1} u_1 = \frac{300}{75} \cdot u_1 = 7,854 \text{ m/s}$$

Además

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} 60^\circ} = 7,506 \text{ m/s}$$

luego

$$H_u = H = \frac{u_2 c_{2u}}{9,81} =$$

$$= 6,061 \text{ m}$$

c) El par transmitido por el rodete al fluido viene dado por la Ec. (18-5):

$$M = Q\rho(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) = Q \cdot 1.000 \cdot 0,15 \cdot c_{2u} = 26,268 \text{ m} \cdot \text{N}$$

d) De la Ec. (19-25), siendo

$$\eta_i = \eta_h = \eta_m = 1$$

se deduce que

$$P_a = P = Q\rho g H = Q \cdot 1.000 \cdot 9,81 \cdot H =$$

$$= 1,375,4 \text{ W} =$$

$$= 1,3754 \text{ kW}$$

19-3. Entre el pozo de aspiración y el depósito de impulsión de una bomba de agua hay un desnivel de 20 m. La tubería de aspiración es de 300 mm de diámetro y de 6 m de longitud. Está provista de el-cachofa, válvula de pie y de un codo de 90°. La tubería de impulsión es de 250 mm de diámetro y de 140 m de longitud. Las tuberías de aspiración e impulsión son de hierro galvanizado. La tubería de im-pulsión tiene una válvula de compuerta y dos codos de 90°. El caudal bombeado es de 4.800 l/min. El rendimiento hidráulico de la bomba = 70%. El rendimiento volumétrico = 1 y el rendimiento mecá-nico = 85%. Todos los codos de las tuberías tienen una relación $\frac{r}{D} = 0,25$.

Calcular la potencia en el eje del motor eléctrico de accionamiento de esta bomba.

Según la Ec. (19-25):

$$P_a = \frac{Q\rho g H}{\eta_h \eta_v \eta_m} = \frac{1.000 \cdot 9,81 \cdot QH}{0,7 \cdot 1 \cdot 0,85} = 16,487 QH \quad (3)$$

$$Q = \frac{4,8}{60} = 0,08 \text{ m}^3/\text{s}$$

Designaremos con subíndice *a* los valores correspondientes a la aspiración, y con subíndice *i* los correspondientes a la impulsión.

$$v_a = \frac{4Q}{\pi d_a^2} = \frac{4 \cdot 0,08}{\pi \cdot 0,300^2} = 1,132 \text{ m/s}$$

$$v_i = \frac{4Q}{\pi d_i^2} = \frac{4 \cdot 0,08}{\pi \cdot 0,250^2} = 1,630 \text{ m/s}$$

La velocidad de aspiración en las bombas se mantiene con frecuencia más baja que la de impulsión para evitar la cavitación (véase Sec. 19.12.1).

$$\frac{v_a^2}{2g} = 0,065 \text{ m}$$

$$\frac{v_i^2}{2g} = 0,135 \text{ m}$$

Para obtener H en este problema se ha de recurrir a la *segunda expresión* de la altura útil [Ec. (19-12)] en vez de la primera, como en el problema 19-1.

$$H = z_z - z_A + H_{ra} + H_{ri} + \frac{v_i^2}{2g} \quad (4)$$

$$\frac{v_i^2}{2g} = \frac{v_a^2}{2g} \quad z_z - z_A = 20 \text{ m}$$

Cálculo de las pérdidas en la tubería de aspiración, H_{ra}

$$H_{ra} = \left(\zeta'_a + \zeta''_a + \lambda_a \frac{L_a}{d_a} \right) \frac{v_a^2}{2g} \quad (5)$$

donde $\zeta'_a = 3.7$ (alcachofa y válvula de pie)

$$\zeta''_a = 0.4 \left(\text{codo } 90^\circ, \frac{r}{D} = 0.25 \right)$$

$$Re_a = \frac{v_a d_a}{\nu} = \frac{v_a \cdot 0.300}{1.007 \cdot 10^{-6}} = 3.372 \cdot 10^5$$

(ν_{H_2O} a $20^\circ \text{ C} = 1.007 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)

$$\frac{k}{d_a} = \frac{17 \cdot 10^{-5}}{0.300} = 0.000567$$

(k para hierro galvanizado $= 17 \cdot 10^{-5} \text{ m}$).

Con los valores de Re_a y $\frac{k}{d_a}$ se lee en el diagrama de Moody (véase Apéndice)

$$\lambda_a = 0.01844$$

Sustituyendo los diversos valores en la Ec. (5) tendremos:

$$\begin{aligned} H_{ra} &= \left(3.7 + 0.4 + 0.01844 \frac{6}{0.300} \right) \frac{v_a^2}{2g} = \\ &= 0.292 \text{ m} \end{aligned}$$

Cálculo de las pérdidas en la tubería de impulsión, H_{ri}

$$H_{ri} = \left(\zeta'_i + 2\zeta''_i + \lambda_i \frac{L_i}{d_i} \right) \frac{v_i^2}{2g} \quad (6)$$

donde $\zeta'_i = 0.2$ (válvula compuerta abierta)

$$\zeta''_i = 0.4 \left(\text{codo } 90^\circ, \frac{r}{D} = 0.25 \right)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{v_1 d_1}{\nu} = \frac{v_1 \cdot 0,250}{1,007 \cdot 10^{-6}} = 4,046 \cdot 10^5$$

$$\frac{k}{d_1} = \frac{17 \cdot 10^{-5}}{0,250} = 0,000680$$

En el mismo diagrama de Moody se lee

$$\lambda_1 = 0,01887$$

Sustituyendo los diversos valores en la Ec. (6) tendremos:

$$H_{r1} = \left(0,2 + 2 \cdot 0,4 + 0,01887 \frac{140}{0,250} \right) \frac{v_1^2}{2g} = 1,566 \text{ m}$$

Sustituyendo en la Ec. (4) se obtiene:

$$H = 21,993 \text{ m}$$

Finalmente la potencia en el eje del motor eléctrico de accionamiento será [Ec. (19-25)]

$$P_o = \frac{Q \cdot 1.000 \cdot 9,81 \cdot H}{0,7 \cdot 1 \cdot 0,85} =$$

$$= 29,009 \cdot 10^3 \text{ W} =$$

$$= 29,009 \text{ kW}$$

19-4. Una bomba centrífuga radial de agua está diseñada para girar a 1.450 rpm y para entrada radial en los álabes del rodete. El caudal en el punto nominal (rendimiento óptimo) es 160.000 l/h. De esta bomba se conocen las siguientes características geométricas: relación de diámetros de salida y entrada de los álabes: $D_2/D_1 = 2$. Diámetro exterior del rodete $D_2 = 300 \text{ mm}$. Ancho a la salida del rodete: $b_2 = 20 \text{ mm}$. Angulo de los álabes a la salida: $\beta_2 = 45^\circ$. Se sabe además que para el punto de óptimo rendimiento:

rendimiento hidráulico, 80%;
 rendimiento volumétrico, 90%;
 rendimiento mecánico, 85%.

Se despreciará el espesor de los álabes. La bomba se ha diseñado para que la componente radial de la velocidad absoluta sea constante a la entrada y salida de los álabes. Las tuberías de aspiración e impulsión de la bomba son iguales y los ejes de las bridas de entrada y salida de la bomba se hayan a la misma cota. El manómetro conectado a la entrada de la bomba marca una presión absoluta de 305 Torr cuando el caudal es el arriba indicado.

Calcular:

- ángulo de entrada en los álabes; velocidades u_2 y u_1 , velocidad c_2 ; componente radial de la velocidad absoluta a la entrada y salida de los álabes; ángulo de los álabes a la entrada de la corona directriz de que está provista la bomba;
- altura de Euler y altura útil;
- potencia interna de la bomba;
- potencia de accionamiento;
- alturas de presión y dinámica del rodete y grado de reacción de la bomba;
- presión absoluta del agua a la salida de la bomba.

- El caudal de la bomba es

$$Q = \frac{160}{3.600} = 0,0444 \text{ m}^3/\text{s}$$

Según lo dicho en la Sec. 19.11.2, en la Fig. 19-20 se ve que el caudal bombeado por el rodete es [Ec. (19-19)]:

$$Q + q_e + q_i = \frac{Q}{\eta_c}$$

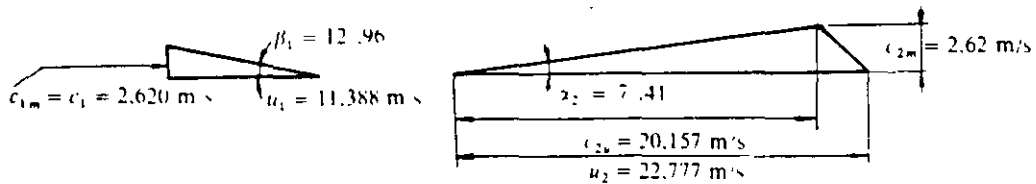
Además

$$c_1 = c_{1m} = c_{2m} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \eta_c} = \frac{Q}{\pi \cdot 0,3 \cdot 0,02 \cdot 0,9} = 2,62 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,3 \cdot 1.450}{60} = 22,777 \text{ m/s}$$

$$u_1 = \frac{D_1}{D_2} u_2 = 11,388 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = \text{arc tg } \frac{c_{1m}}{u_1} = 12^\circ,96$$



PROB. 19-4

Además como en el problema anterior

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\text{tg } \beta_2} = u_2 - c_{2m} = 20,157 \text{ m/s}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2} = 20,326 \text{ m/s}$$

En el triángulo de velocidad de salida (véase figura)

$$\alpha_2 = \text{arc tg } \frac{c_{2m}}{c_{2u}} = 7^\circ,41$$

(para que no haya choque a la entrada de la corona directriz el álabe directriz deberá estar construido con este ángulo α_2 a la entrada de la misma).

b) La altura de Euler o altura teórica se deduce de la Ec. (19-3), haciendo $u_1 c_{1u} = 0$ (entrada radial, según enunciado del problema). Es decir:

$$H_u = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = 46,799 \text{ m}$$

La altura útil, en virtud de la Ec. (19-18), será:

$$H = \eta_h H_u = 0,8 \cdot H_u = 37,439 \text{ m}$$

c) Según la Ec. (19-16)

$$\begin{aligned} P_i &= (Q + q_e + q_i)(H + H_{r-im}) \rho g \\ &= \frac{Q \rho g \cdot H}{\eta_c \eta_h} = \frac{Q \cdot 1.000 \cdot 9,81 \cdot H}{0,9 \cdot 0,8} = 22,671 \cdot 10^3 \text{ W} = \\ &= 22,671 \text{ kW} \end{aligned}$$

d) Según la Ec. (19-22) la potencia de accionamiento será:

$$P_a = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{P_i}{0.85} \\ = 26.672 \text{ kW}$$

e) Altura dinámica del rodete [Ec. (18-18)]:

$$H_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \\ = 20.708 \text{ m}$$

Altura de presión del rodete Según lo dicho en la Sec. 18.5:

$$H_p = H_u - H_d = 26.091 \text{ m}$$

Grado de reacción de la bomba [Ec. (18-19)]:

$$\sigma = \frac{H_p}{H_u} \cdot 100 = 55.75\%$$

f) La presión absoluta a la entrada de la bomba, teniendo en cuenta el enunciado del problema, será:

$$p_t = 0.305 \cdot 13.600 \cdot 9.81 = 40.692 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Ahora bien, siendo $\frac{v_3^2 - v_2^2}{2g} = 0$, por ser las tuberías de aspiración e impulsión de igual diámetro y $z_3 - z_2 = 0$, por estar los puntos S y E a la misma cota, en virtud de la Ec. (19-6):

$$H = \frac{p_s - p_t}{\rho g}$$

y

$$p_s = p_t + \rho g H = 407.972 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 4.07972 \text{ bar}$$

19-5. Una bomba funcionando a 2.520 rpm y suministrando un caudal de 16 l/s proporciona una altura útil de 26 m. De sus curvas características (véase Fig. 25-2) se deduce que en dicho punto de funcionamiento el rendimiento total de la bomba es 81%.

Determinar la potencia de accionamiento de la bomba en estas condiciones.

$$P_a = \frac{Q \rho g H}{\eta_{tot}} = \frac{0.016 \cdot 1.000 \cdot 9.81 \cdot 26}{0.81} = 5.038 \cdot 10^3 \text{ W} = 5.038 \text{ kW}$$

19-6. Una bomba centrífuga de agua tiene las siguientes características: $D_1 = 150 \text{ mm}$; $D_2 = 450 \text{ mm}$, $b_1 = 40 \text{ mm}$; $b_2 = 20 \text{ mm}$, $\beta_1 = 10^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $n = 1.500 \text{ rpm}$. Entrada en los álabes radial, $\eta_h = 88\%$; $\eta_{tot} = 82\%$; despreciese el espesor de los álabes; $\eta_i = 1$.

Calcular:

- caudal;
- altura teórica o altura de Euler;
- potencia hidráulica comunicada por el rodete al fluido;
- altura útil;
- altura hidráulica perdida en la bomba;
- potencia de accionamiento de la bomba.

$$\begin{aligned}
 a) \quad Q &= \pi b_1 D_1 c_{1m} \\
 c_{1m} &= u_1 \operatorname{tg} 10^\circ \quad (\tau_1 = 1) \\
 u_1 &= \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0.15 \cdot 1.500}{60} = 11.781 \text{ m/s} \\
 c_{1m} &= u_1 \operatorname{tg} 10^\circ = 2.077 \text{ m/s} \\
 Q &= \pi \cdot 0.04 \cdot 0.15 \cdot c_{1m} = \\
 &= 0.0392 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 b) \quad H_u &= \frac{u_2 c_{2u}}{g} \text{ (entrada en los álabes radial)} \\
 u_2 &= \frac{D_2}{D_1} u_1 = \frac{450}{150} \cdot u_1 = 35.43 \text{ m/s} \\
 c_{2u} &= u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} 30^\circ}
 \end{aligned}$$

Por la ecuación de continuidad:

$$c_{2m} = \frac{b_1 D_1}{b_2 D_2} c_{1m} = \frac{40 \cdot 150}{20 \cdot 450} c_{1m} = 1.385 \text{ m/s}$$

$$c_{2u} = 32.944 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$H_u = 118.690 \text{ m}$$

c) La potencia hidráulica comunicada por el rodete al fluido es la potencia interna:

$$\begin{aligned}
 P_i &= Q \rho g H_u = Q \cdot 1.000 \cdot 9.81 \cdot H_u = \\
 &= 45.591 \cdot 10^3 \text{ W} = 45.591 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

d) La altura útil es:

$$\begin{aligned}
 H &= \eta_h H_u = 0.88 H_u \\
 &= 104.447 \text{ m}
 \end{aligned}$$

e) La altura hidráulica perdida en la bomba, según la Ec. (19-4), es:

$$\begin{aligned}
 H_{r-im} &= H_u - H = \\
 &= 14.243 \text{ m}
 \end{aligned}$$

f) La potencia de accionamiento de la bomba [Ecs. (19-23) y (19-17), será:

$$\begin{aligned}
 P_o &= \frac{P}{\eta_{tot}} = \frac{Q \cdot 1.000 \cdot 9.81 \cdot H}{0.82} = \\
 &= 48.927 \cdot 10^3 \text{ W} = 48.927 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

19-7. En una instalación de bomba centrífuga de agua la altura desde el pozo de aspiración hasta el eje de la bomba es de 4 m y desde el eje de la bomba hasta el nivel superior del depósito de impulsión 56 m. Las tuberías de aspiración e impulsión son de 150 mm. La pérdida de carga en la tubería de aspiración asciende a 2 m y en la tubería de impulsión (sin incluir las pérdidas a la salida de la misma y entrada en el depósito) a 7 m. Las dimensiones del rodete son: $D_2 = 400 \text{ mm}$; $b_2 = 25 \text{ mm}$; $\beta_2 = 30^\circ$. La bomba gira a 1.450 rpm. La entrada en los álabes es radial. El rendimiento hidráulico es 82%. Despreciese el influjo del espesor de los álabes.

Calcular:

- caudal;
- la presión del agua junto a la brida de aspiración;
- la presión del agua junto a la brida de la tubería de impulsión.

La velocidad periférica del rodete a la salida es:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 1.450}{60} = 30,369 \text{ m/s}$$

Por la ecuación de continuidad el caudal es el mismo a la salida del rodete y en la tubería; llamando v_t a la velocidad del agua en la tubería, tendremos:

$$Q = \pi D_2 b_2 c_{2m} = \frac{\pi d_t^2}{4} v_t$$

$$c_{2m} = \frac{d_t^2}{D_2 b_2} \cdot \frac{1}{4} v_t = \frac{0,150^2}{0,4 \cdot 0,025 \cdot 4} v_t$$

$$= 0,563 v_t$$

Por el triángulo de velocidades a la salida:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} =$$

$$= 30,369 - 0,974 v_t$$

La altura teórica (o altura de Euler) será:

$$H_u = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{2m}}{g \operatorname{tg} \beta_2} =$$

$$= 94,0122 - 3,016 v_t$$

La altura útil por una parte será:

$$H = H_u \eta_h = H_u \cdot 0,82 = 77,090 - 2,473 v_t \quad (7)$$

Por otra parte [segunda expresión de la altura útil. Ec. (19-12)]:

$$H = z_7 - z_A + H_{ra} + H_{ri} + \frac{v_t^2}{2g} = 60 + 2 + 7 + \frac{v_t^2}{2g}$$

$$= 69 + \frac{v_t^2}{2g} \quad (8)$$

donde v_t - velocidad del agua en la tubería.

Igualando las dos expresiones para la altura útil. Ecs. (7) y (8) se obtiene:

$$v_t^2 + 48,524 v_t - 158,723 = 0$$

Resolviendo tenemos

$$v_t = 3,076 \text{ m/s}$$

y

$$\frac{v_t^2}{2g} = 0,482 \text{ m}$$

(se observará a continuación que este término influye muy poco en la altura útil).

Sustituyendo en (8), obtenemos:

$$\begin{aligned} H &= 69 + \frac{v_r^2}{2g} = \\ &= 69,482 \text{ m} \end{aligned}$$

a) El caudal será:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\pi d_i^2}{4} v_i \\ &= 0,0544 \text{ m}^3/\text{s} = 55,4 \text{ l/s} \end{aligned}$$

b) Aplicando la ecuación de Bernoulli entre el pozo de aspiración (punto A) y la entrada de la bomba (punto S):

$$\frac{p_A}{\rho g} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} - H_{ra} = \frac{p_S}{\rho g} + z_S + \frac{v_S^2}{2g}$$

es decir,

$$0 + 0 + 0 - 2 = \frac{p_S}{\rho g} + 4 + \frac{v_S^2}{2g}$$

y

$$\begin{aligned} \frac{p_S}{\rho g} &= -6,482 \text{ m} \\ p_S &= -63,591 \text{ Pa} = \\ &= -0,63591 \text{ bar} \end{aligned}$$

c) Apliquemos la ecuación de Bernoulli entre las secciones S y el nivel superior del depósito de impulsión Z

$$\begin{aligned} \frac{p_S}{\rho g} + z_S + \frac{v_S^2}{2g} - H_{rs} - \frac{v_Z^2}{2g} &= 0 + 0 + z_Z \\ \frac{p_S}{\rho g} &= 56 + 7 = 63 \quad \text{ya que } v_S = v_i \end{aligned}$$

El mismo resultado se obtiene aplicando la misma ecuación de Bernoulli entre el pozo de aspiración (punto A) y la salida de la bomba (punto S)

$$\frac{p_A}{\rho g} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} - H_{ra} + H = \frac{p_S}{\rho g} + z_S + \frac{v_S^2}{2g}$$

pero $v_S = v_i$, y suponiendo $z_S = z_i$, tendremos:

$$0 + 0 + 0 - 2 + 69,482 = \frac{p_S}{\rho g} + 4 + 0,482$$

$$\begin{aligned} \frac{p_S}{\rho g} &= -2 + 69,482 - 4 - 0,482 = \\ &= 63 \text{ m} \end{aligned}$$

$$p_S = 63 \cdot 1.000 \cdot 9,81 = 618.030 \text{ Pa} = 6,18030 \text{ bar} \quad (*)$$

(*) Véase esta nota de pie de página en la página siguiente.

19-8. En la tubería de aspiración de 150 mm de una bomba centrífuga de agua hay los siguientes elementos: un codo de 90°, cuya pérdida de carga equivale a la de 10 m de tubería recta y otro codo de 90°, cuya pérdida de carga equivale a la de 5 m de tubería recta. La pérdida de carga en la alcachofa y válvula de pie es el triple de la altura de velocidad en la tubería de aspiración. La longitud total de los trozos de tubería recta es 8 m. El agua tiene una temperatura de 50° C y el caudal de la bomba es 2.500 l/min. La presión absoluta en la brida de aspiración de la bomba ha de mantenerse 100 mbar por encima de la presión de saturación del vapor. La tubería es de fundición asfaltada. La presión barométrica es 750 Torr.

Estimar la altura máxima permisible del eje de la bomba por encima del nivel de agua en el depósito de aspiración.

En la tabla 15-1 (pág. 321) se lee:

$$p_s \text{ (a } t = 50^\circ \text{ C)} = 0,12335 \text{ bar}$$

$$\rho_{H_2O} (50^\circ \text{ C}) = 988,20 \text{ kg/m}^3$$

$$p_{E \text{ min}} = 0,12335 + 0,100 = 0,22335 \text{ bar}$$

$$p_{amb} = 750 \text{ Torr} = 750 \cdot 13,6 \cdot 9,81 = 1,0006 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$Q = \frac{2,5}{60} = 0,04167 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$c_E = \frac{4Q}{\pi d_E^2} = \frac{4 \cdot 0,04167}{\pi \cdot 0,150^2} = 2,358 \text{ m/s} \quad \frac{c_E^2}{2g} = \frac{2,358^2}{2 \cdot 9,81} = 0,283 \text{ m}$$

Ecuación de Bernoulli entre A y E (en presiones absolutas)

$$\frac{1,0006 \cdot 10^5}{988,20 \cdot 9,81} + 0 + 0 - 3 \cdot 0,283 - \lambda \left(\frac{10 + 5 + 8}{0,150} \cdot 0,283 \right) =$$

$$= \frac{0,22335 \cdot 10^5}{988,20 \cdot 9,81} + H_s + 0,283 \quad H_s = 6,8856 - 43,3933\lambda$$

$$\frac{\lambda}{d} = \frac{0,1}{150} = 0,00066667 \quad \text{Re} = \frac{cd}{\nu} = \frac{2,358 \cdot 0,150}{0,556 \cdot 10^{-6}} =$$

$$= 636 \text{ 151}$$

En el diagrama de Moody se lee: $\lambda = 0,0185$

$$H_s = 6,8856 - 43,3933 \cdot 0,0185 = 6,0828 \text{ m}$$

(*) Como comprobación se puede ahora calcular la altura útil H [Ec. (19-6)]:

$$H = \frac{p_s - p_E}{\rho g} + z_s - z_E + \frac{v_s^2 - v_E^2}{2g}$$

haciendo

$$v_s = v_E \quad \text{y} \quad z_s = z_E$$

se obtiene

$$H = \frac{p_s - p_E}{\rho g} = 63 - (-6,482) = 69,482 \text{ m}$$

que coincide con el valor anteriormente hallado.

Otro procedimiento más sencillo, pero menos directo para resolver este problema sería calcular primero las preguntas a) y b); luego calcular H , escribir la Ec. (8) y calcular v , y el caudal.

19-9. Se bombea gasolina desde un tanque hasta un depósito nodriza situado 50 m por encima del tanque con un caudal de 80 l/min. Densidad relativa = 0,84. Viscosidad dinámica = $0,8 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$. La longitud total de la tubería de aspiración y de impulsión y longitud equivalente es de 70 m. La tubería es de acero soldado oxidado de 75 mm. Desprecíense las pérdidas secundarias.

Calcular la potencia en el eje del motor eléctrico si el rendimiento total de la bomba es de 50%.

19-10. Un manómetro conectado a la entrada de una bomba centrífuga indica una altura de presión de 5,5 m por debajo de la presión atmosférica. En este instante la bomba proporciona un caudal de 4.000 l/min. La tubería de aspiración es de 150 mm de diámetro y 15 m de longitud y está provista de válvula de pie y alcachofa y un codo. La pérdida en el codo es equivalente a $8 \cdot 10^{-2} \text{ m}$. El coeficiente de pérdida de carga de la tubería es $\lambda = 0,025$.

Calcular la cota del punto en que está conectado el vacuómetro.

19-11. En una bomba que trabaja con agua fría el manómetro de impulsión situado 10 m por encima del eje de la bomba marca una altura de presión de 80 m c. a. El vacuómetro situado 50 cm por debajo del eje de la bomba marca una presión relativa de 200 Torr. Por la diferencia de diámetros entre las tuberías de aspiración e impulsión se crea una altura dinámica de 1/2 m.

Calcular la altura útil de la bomba.

19-12. Una bomba centrífuga, cuyo coeficiente de cavitación $\sigma = 0,11$, desarrolla una altura útil de 90 m. La presión barométrica es 1 bar. La presión de saturación del líquido bombeado ($\delta = 1,4$) para la temperatura de funcionamiento es 0,030 bar. Las pérdidas en la tubería de aspiración ascienden a 1,5 m.

Calcular la altura máxima permisible a que puede colocarse la bomba con respecto al nivel del agua en el depósito de aspiración.

19-13. En una bomba centrífuga de agua las tuberías de aspiración y de impulsión son de 300 mm de diámetro. La tubería de aspiración tiene 10 m de longitud y la de impulsión 150 m de longitud. Ambas tuberías son de hierro galvanizado. En la tubería de aspiración hay una válvula de pie y un codo en la tubería de impulsión una válvula de compuerta. El caudal bombeado es de 6.000 l/min y la diferencia de niveles entre el pozo de aspiración y el depósito de impulsión es de 10 m. El rendimiento de la bomba es 65%.

Calcular la potencia de accionamiento.

19-14. Una bomba centrífuga proporciona un caudal de agua de 1.000 l/min a 1.000 rpm. Diámetro del rodete, 600 mm. Ancho a la salida, 10 mm. Entre las bridas de entrada y salida crea la bomba una diferencia de presión de 3 bar $z_5 - z_6 = 1 \text{ m}$, $d_6 = d_5$; rendimiento manométrico 70%. Entrada en el rodete radial.

Calcular a) potencia útil, b) altura efectiva, c) β_2 .

19-15. Una bomba centrífuga de agua proporciona una altura útil de 22 m a una velocidad de 1.200 rpm. $D_1 = 180 \text{ mm}$, $D_2 = 300 \text{ mm}$. Entrada en los álabes del rodete radial; c_m constante en todo el rodete; $c_{2u} = 25 \text{ m/s}$. Las pérdidas hidráulicas en la bomba son iguales a $0,027 c_2^2 \text{ m}$ (c_2 en m/s).

Calcular.

a) el rendimiento hidráulico;

b) los ángulos de los álabes a la entrada y a la salida, β_1 y β_2 .

19-16. Una bomba centrífuga provista de corona directriz tiene una altura geométrica de aspiración de 2 m y de impulsión de 14 m referidas al eje de la bomba. La velocidad del agua en la tubería de impulsión es 2 m/s y c_m es constante en todo el rodete e igual a 3 m/s; $\beta_2 = 60^\circ$. Se despreciarán las pérdidas en el interior y fuera de la bomba. La entrada en los álabes es radial.

Calcular

a) velocidad periférica a la salida del rodete;

b) altura de presión a la salida del rodete;

c) altura de velocidad a la salida del rodete;

d) ángulo que deberá haber a la entrada de los álabes directrices.

19-17. Una bomba centrífuga que proporciona un caudal de 25 m³/h sirve para elevar agua a una altura de 25 m. La resistencia total de la tubería de aspiración y de impulsión es 6 m. El rendimiento total de la bomba es 0,7 y el rendimiento del motor eléctrico de accionamiento es 0,95.

Calcular la potencia absorbida de la red.

19-18. Una bomba centrífuga, cuyo rendimiento total es 60%, bombea 2.000 l/min de aceite creando un incremento de presión efectiva de 2 bar.

Calcular la potencia de accionamiento.

19-19. El eje de una bomba centrífuga está situado 2 m por encima del nivel del agua en el pozo de aspiración y 40,6 m por debajo del nivel del pozo de impulsión. Las pérdidas en las tuberías de aspiración e impulsión (incluyendo en esta última la pérdida en el desagüe en el depósito) son 1 y 7,4 m, respectivamente. Diámetro del rodete, 300 mm y ancho a la salida del rodete, 18 mm. La bomba gira a 1.700 rpm. Entrada del agua en el rodete radial. Angulo de salida de los álabes, 32°; $\eta_h = 77\%$; $\eta_m = 72\%$.

Calcular:

- potencia de accionamiento;
- caudal;
- altura efectiva.

19-20. Entre las bridas de entrada y salida de una bomba se coloca un manómetro en U de mercurio. De él se ha extraído el aire de manera que al funcionar el resto del tubo manométrico se encuentra lleno de agua. La bomba da un caudal de agua de 300 m³/h. La tubería de aspiración es de 250 mm y la de impulsión de 200 mm. El eje de la bomba es horizontal. Entre los ejes de la tubería en las tomas manométricas de aspiración e impulsión hay un desnivel de 35 cm. El manómetro indica un incremento de altura de mercurio de 20 cm (más elevada en la rama unida al tubo de aspiración).

Calcular la potencia útil que da la bomba.

19-21. Una bomba centrífuga de agua suministra un caudal de 50 m³/h. La presión a la salida de la bomba es 2,6 bar. El vacuómetro de aspiración indica una depresión de 250 Torr. Las diferencias de cotas entre los ejes de las secciones, donde se conectan las tomas manométricas, es de 0,6 m. Los diámetros de las tuberías de aspiración e impulsión son iguales. El rendimiento total de la bomba es 62%.

Calcular la potencia de accionamiento de esta bomba.

19-22. Una bomba se emplea para impulsar agua a 10° C entre dos depósitos abiertos, cuyo desnivel es de 20 m. Las tuberías de aspiración y de impulsión, cuyas longitudes son de 4 y 25 m respectivamente, son de fundición de 300 y 250 mm respectivamente. Las pérdidas secundarias pueden despreciarse. El caudal bombeado es de 800 m³/h; $\eta_{tot} = 75\%$.

Calcular:

- la altura efectiva de la bomba;
- potencia de accionamiento.

19-23. Una bomba centrífuga gira a 750 rpm. El desnivel geodésico entre los depósitos de aspiración e impulsión, abiertos a la atmósfera, junto con todas las pérdidas de carga exteriores a la bomba asciende a 15 m. El ángulo $\beta_2 = 45^\circ$. La velocidad media del agua en las tuberías, así como la velocidad meridional en el interior de la bomba, se mantiene constante e igual a 2 m/s. La entrada de la corriente en los álabes es radial. El rendimiento manométrico de la bomba es 75%. Ancho del rodete a la salida 15 mm.

Calcular:

- diámetro exterior del rodete;
- altura dinámica del rodete que se ha de transformar en altura de presión en la caja espiral;
- si el diámetro del rodete a la entrada es 0,4 el diámetro del rodete a la salida, calcular el caudal y el ancho del rodete a la entrada;
- β_1 ;
- rendimiento de la bomba, si $\eta_m = 0,9$ y $\eta_i = 1$.

19-24. Una bomba centrífuga de agua tiene las siguientes características. $D_1 = 100$ mm; $D_2/D_1 = 2$; $b_1 = 20$ mm, $\beta_1 = 15^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $n = 1.500$ rpm. Las tomas de presión en la aspiración e impulsión tienen el mismo diámetro. El manómetro de aspiración marca una altura de presión relativa de -4 m c. a. El rendimiento total de la bomba es 65%; $\eta_m = 96\%$; $\eta_i = 0,9$. Supóngase la entrada en los álabes radial.

Calcular:

- triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete (los tres lados y los dos ángulos característicos);
- el caudal (supóngase rendimiento volumétrico igual a 1);
- la potencia en el eje de la bomba;
- la presión en bar del manómetro de impulsión.

19-25. El rodete de una bomba centrífuga de gasolina ($\delta = 0,7$) de 3 escalonamientos tiene un diámetro exterior de 370 mm y un ancho a la salida de 20 mm; $\beta_2 = 45^\circ$. Por el espesor de los álabes se reduce un 8% el área circunferencial a la salida; $\eta = 85\%$; $\eta_m = 80\%$.

Calcular.

- altura efectiva cuando la bomba gira a 900 rpm, suministrando un caudal másico de 3.500 kg/min;
- potencia de accionamiento en estas condiciones.

19-26. En este problema se despreciarán las pérdidas. Una bomba centrífuga de agua tiene las siguientes características: $n = 500$ rpm. $D_1 = 100$ mm. $D_2 = 400$ mm. Área útil del rodete a la entrada = 200 cm². Área útil del rodete a la salida = 500 cm². $\beta_1 = 45^\circ$; $\beta_2 = 60^\circ$. Entrada en los álabes del rodete radial.

Calcular w_1 , w_2 , y la potencia de la bomba.

19-27. Una bomba de agua da un caudal de 7.500 l/min. Aspira en carga de un depósito abierto por una tubería de 200 mm estando el eje de la bomba 5 m por debajo del nivel de agua en el depósito. Desprecie las pérdidas en la bomba y en las tuberías. La potencia de la bomba es de 5,4 kW.

Calcular:

- la lectura de un manómetro situado en la brida de aspiración 5 m por debajo del nivel del depósito;
- la lectura de otro manómetro situado en la tubería de impulsión 20 m por encima del nivel de agua en el depósito.

19-28. En este problema se despreciarán las pérdidas. Una bomba centrífuga que produce un caudal de agua de 300 m³/h tiene las siguientes características: $D_1 = 150$ mm; $D_2/D_1 = 3$; $b_1 = 40$ mm; $b_2/b_1 = \frac{1}{2}$; $\beta_1 = 60^\circ$; $\beta_2 = 40^\circ$. Entrada radial.

Calcular

- rpm;
- altura de la bomba;
- par;
- potencia;
- incremento de presión que se produce en el rodete.

19-29. Una bomba centrífuga de agua que gira a 1.000 rpm tiene las siguientes dimensiones: $D_1 = 180$ mm. $D_2/D_1 = 2$; $b_1 = 30$ mm. $b_2 = 20$ mm; $\beta_1 = 20^\circ$; $\beta_2 = 30^\circ$. Entrada en los álabes radial; $\eta_h = 81\%$; $\eta_m = 95\%$; $\eta_{motor\ el\ ec\ t.} = 0,85$; las bridas de entrada y salida se encuentran a la misma cota; diámetro de la tubería de entrada 220 mm; idem de la tubería de salida 200 mm. El desnivel entre el depósito de aspiración abierto a la atmósfera y la brida de aspiración asciende a 1,2 m.

Calcular.

- los triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete (c , u , w , c_u , c_m , α) a la entrada y salida;
- caudal de la bomba;
- altura de Euler;
- altura de presión a la entrada de la bomba;
- energía eléctrica consumida en 6 horas de funcionamiento de la bomba;
- altura de presión a la salida de la bomba.

19-30. Una bomba centrífuga, que aspira directamente de la atmósfera ($p_{amb} = 740$ Torr) da un caudal $Q = 555$ l/s a una altura efectiva $H = 13,5$ m, girando a 730 rpm. El $NPSH_{necesario}$ es 3,33 m; la temperatura del agua es 20° C; las pérdidas en el tubo de aspiración ascienden a 0,54 m.

Calcular

- altura geodésica máxima de aspiración de esta bomba,
- número específico de revoluciones.

19-31. Una bomba centrífuga bombea gasolina de densidad relativa 0,7 a razón de 200 m³/h. Un manómetro diferencial mide una diferencia de presiones entre la entrada y salida de la bomba de 4,5 bar. El rendimiento total de la bomba es 60%. Las tuberías de aspiración e impulsión tienen el mismo diámetro y los ejes de las secciones en que está conectado el manómetro tienen la misma cota.

Calcular

- la altura útil de la bomba;
- la potencia de accionamiento.

19-32. Una bomba centrífuga de agua gira a 1.490 rpm y absorbe una potencia de 300 kW; $d_2 = 500$ mm; $b_2 = 25$ mm; $\beta_2 = 45^\circ$. La entrada en los álabes es radial. El rendimiento total se supondrá igual a 1. Calcular el caudal de la bomba.

19-33. El eje de una bomba centrífuga de agua se encuentra 3.5 m por encima del nivel del pozo de aspiración. La altura efectiva que da la bomba para caudal 0 es 21.4 m. Se abre la válvula de impulsión sin cebar la bomba.

Estimar la altura a que se elevará el agua en la tubería de aspiración.

19-34. En este problema se despreciarán las pérdidas. Una bomba centrífuga de agua cuyo diámetro exterior es de 200 cm y su velocidad periférica a la salida del rodete es 10 m/s da un caudal de 3.000 l/min. La entrada en los álabes es radial. $\eta_m = 92\%$; $c_{2m} = 1.5$ m/s; $\beta_2 = 30^\circ$

Calcular el momento motor del grupo.

19-35. Una bomba centrífuga proporciona una altura útil de 40 m con un rendimiento hidráulico de 80%. Las tuberías de aspiración e impulsión son de 150 mm. $d_2 = 350$ mm; $b_2 = 25$ mm; $\beta_2 = 25^\circ$; $n = 1.400$ rpm. Pérdida de carga en las tuberías de aspiración e impulsión (incluyendo las pérdidas secundarias) = 10 m.

Calcular:

- el caudal de la bomba,
- la diferencia de cotas entre los niveles de los depósitos de aspiración e impulsión, si ambos están abiertos a la atmósfera.

19-36. Una bomba centrífuga, cuyo rodete tiene 300 mm de diámetro gira a una velocidad de 1.490 rpm, $\beta_2 = 30^\circ$, $c_{2m} = 2$ m/s. La entrada en los álabes es radial.

Calcular.

- el triángulo de velocidades de salida de la bomba;
- la altura teórica de Euler.

19-37. Una bomba centrífuga, en la que se despreciarán las pérdidas, tiene las siguientes dimensiones $d_1 = 100$ mm, $d_2 = 300$ mm, $b_1 = 50$ mm; $b_2 = 20$ mm. La bomba da un caudal de agua de 175 m³/h y una altura efectiva de 12 m a 1.000 rpm.

Calcular

- la forma de los álabes, o sea β_1 y β_2 ;
- la potencia de accionamiento.

19-38. Una bomba centrífuga bombea un caudal de salmuera ($\delta = 1.19$) de 190 m³/h. Un manómetro diferencial colocado entre las tuberías de aspiración e impulsión marca 4.5 bar. La tubería de aspiración es de 150 mm y la de impulsión de 125 mm. La diferencia de cotas entre los ejes de las dos secciones a que están conectadas las tomas manométricas es de 1 m.

Calcular:

- la altura efectiva de la bomba;
- la potencia de accionamiento si el rendimiento total de la bomba es de 60%.

19-39. Calcular la altura teórica desarrollada por una bomba centrífuga de la que se conocen los datos siguientes: $c_1 = 4.0$ m/s; $d_1 = 150$ mm, $\alpha_1 = 75^\circ$, $n = 1.450$ rpm, $c_2 = 24$ m/s; $d_2 = 350$ mm; $\alpha_2 = 12^\circ$.

19-40. Una bomba centrífuga suministra un caudal de agua $Q = 100$ m³/h. Los diámetros de las tuberías de aspiración e impulsión son de 150 mm y el desnivel entre los depósitos de aspiración e impulsión abiertos a la atmósfera, es de 32 m. La potencia en el eje de la bomba es 14.0 kW. El coeficiente total de pérdidas (Sec. 11.4), $\zeta_1 = 10.5$.

Calcular el rendimiento total de la bomba.

19-41. Calcular las dos características principales de un rodete (diámetro exterior y ángulo de los álabes a la salida del rodete), si girando a 1.500 rpm, desarrolla una altura manométrica de 23 m, proporcionando un caudal de 13.500 l/min. Supóngase, a) $\eta_h = 75\%$, b) pérdida total en la bomba = $0.033c_2^2$ m (c_2 en m/s); c) área total para el flujo a la salida del rodete = $1.2 D_2^2$; d) entrada radial de la corriente en el rodete.

19-42. En este problema se despreciarán las pérdidas. Una bomba centrífuga tiene las siguientes características: $\beta_2 = 30^\circ$; $d_2 = 250$ mm; $d_1 = 100$ mm; $c_{1m} = c_{2m} = 1,5$ m/s; $n = 1.000$ rpm. La entrada en los álabes del rodete es radial.

Calcular:

- β_1 ;
- altura que da la bomba;
- altura de velocidad del agua a la salida del rodete.

19-43 Una bomba centrífuga para alimentación de una caldera de vapor, que desarrolla una altura efectiva de 80 m bombea agua a 90° C desde el depósito de aspiración, abierto a la atmósfera, hasta la caldera. La pérdida de carga en la tubería de aspiración es de 0,5 m. La presión barométrica es de 725 Torr. El caudal de la bomba es $0,25$ m³/s. El diámetro de la tubería de aspiración es de 400 mm. El coeficiente de cavitación de la bomba $\sigma = 0,10$.

- ¿a qué altura geodésica máxima se podrá colocar esta bomba?;
- esquema de la instalación con indicación de la cota del eje de la bomba con respecto al nivel superior del pozo.
- Si la presión de la caldera es 8,2 bar y el eje de la bomba se encuentra 6 m por debajo del nivel del agua en la caldera, ¿cuáles son las pérdidas totales en la impulsión de la bomba?

19-44. Una bomba centrífuga tiene las siguientes características: $d_2 = 250$ mm; $d_1 = 150$ mm; $b_1 = 15$ mm; $\beta_2 = 45^\circ$; $c_m =$ constante en todo el rodete; caudal 1.500 l/min; $n = 1.000$ rpm.

Calcular:

- ángulo de los álabes del rodete a la entrada;
- ángulo de los álabes de la corona directriz a la entrada.

19-45. Un grupo moto-bomba de agua tiene las siguientes características: caudal 2.000 m³/h; diámetros de las tuberías de aspiración e impulsión iguales; entre los ejes de las tuberías de aspiración e impulsión hay un desnivel de 1 m, presión en la impulsión 15 bar; temperatura del agua bombeada 60 °C, depresión en la aspiración 200 mbar; rendimiento global del grupo 68%; rendimiento total de la bomba 80%.

Calcular:

- potencia absorbida de la red,
- potencia de accionamiento de la bomba.

20. *Turbomáquinas hidráulicas: Ventiladores*

20.1. DEFINICION DE LOS VENTILADORES

Un ventilador esencialmente es una bomba de gas en vez de líquido. Por tanto:

Ventilador es una turbomáquina hidráulica generadora para gases.

Los líquidos son poco compresibles y los gases muy compresibles. La compresibilidad puede o no afectar al diseño de la máquina y repercutir o no en la aplicabilidad de las fórmulas desarrolladas en el Capítulo 19 para las bombas a los ventiladores, según que la variación de la densidad, y por tanto de volumen específico, sea o no importante. Si el gas puede considerarse prácticamente incompresible a su paso por la máquina, la teoría y funcionamiento de la *bomba de gas* será idéntica a la de la *bomba de líquido* estudiada en el capítulo anterior. Esto sucede cuando el *incremento de presiones* Δp (= presión a la salida - presión a la entrada en la máquina) es pequeña.

Si el gas no puede considerarse incompresible, las fórmulas desarrolladas en el capítulo anterior para las bombas no serán aplicables a los ventiladores. Si el gas puede considerarse incompresible, la máquina se llama *ventilador* y si el gas ha de considerarse compresible, la máquina se llama *turbocompresor*.

La línea de separación entre el ventilador y compresor es convencional. Antiguamente se decía que si $\Delta p \leq 1.000$ mm de columna de agua, el efecto de la compresibilidad podría despreciarse y la máquina era un ventilador. Este límite sigue siendo válido para los ventiladores industriales de poca calidad, en que no se busca un rendimiento grande, sino un precio reducido; pero al crecer las potencias de los ventiladores con el desarrollo de las técnicas de ventilación, refrigeración y aire acondicionado, en los ventiladores de calidad dicho límite hay que establecerlo más bajo. *Convencionalmente* podemos establecer:

Máquinas de poca calidad: $\Delta p \leq 100$ mbar, ventilador
 $\Delta p > 100$ mbar, turbocompresor

Máquinas de alta calidad: $\Delta p \leq 30$ mbar, ventilador
 $\Delta p > 30$ mbar, turbocompresor

Ventilador es la turbomáquina que absorbe energía mecánica y restituye energía a un gas, comunicándole un incremento de presión tal que el influjo de la compresibilidad puede despreciarse.

Compresor es la turbomáquina, análoga a la anterior, pero que comunica al gas un incremento de presión tal que el influjo de la compresibilidad no puede despreciarse. En resumen:

- En el cálculo y funcionamiento del *ventilador* el gas se supone incompresible.
- En el cálculo y funcionamiento del *compresor* el gas se supone compresible.
- El ventilador es una *máquina hidráulica*.
- El compresor es una *máquina térmica*.
- El ventilador nunca se refrigera porque al ser la compresión pequeña (teóricamente despreciable), el gas no se calienta.
- El compresor con mucha frecuencia es refrigerado.

Para ventilación de las salas de trabajo y reuniones, así como de minas, túneles y barcos; para exhaustación de humos, aire con alto contenido de polvo, etc.; para el secado en procesos industriales; para la refrigeración y acondicionamiento de aire, etc., se necesitan grandes caudales de aire; pero con frecuencia las presiones son relativamente pequeñas. Por tanto, las máquinas para este tipo de servicio muchas veces *se calculan como ventiladores* (máquinas hidráulicas) *sin tener en cuenta la compresibilidad* del gas y por tanto sin tener en cuenta la variación de densidad y volumen específico. Por el contrario, en las acerías y altos hornos se requieren presiones mucho mayores, de 2 a 4 bar, para vencer la resistencia al flujo a través de las conducciones, toberas, etc. Por tanto, las máquinas para este tipo de servicio *se calculan como compresores* (máquinas térmicas), *teniendo en cuenta la compresibilidad* del gas, y por tanto teniendo en cuenta la variación de densidad y volumen específico.

20.2. CLASIFICACION DE LOS VENTILADORES

20.2.1. Clasificación según la presión total desarrollada

(La presión total desarrollada se definirá más adelante en la Sec. 20.3.)

- *Ventiladores de baja presión*: presión total desarrollada inferior a 10 mbar.
- *de media presión* presión total desarrollada superior a 10 e inferior a 30 mbar.
- *de alta presión*: presión total desarrollada superior a 30 e inferior a 100 mbar. (En estos últimos el efecto de la compresibilidad ya es apreciable.) Esta clasificación es meramente convencional.

20.2.2. Clasificación según la dirección del flujo

(Véase Sec. 18.7.)

- *Ventiladores centrifugos* (1): Los ventiladores centrifugos se adaptan a los tres tipos mencionados en la Sec. 20.2.1 de baja, media y alta presión. Los de baja presión a veces son de tipo Sirocco o de tambor.

La Fig. 20-1 representa un *ventilador centrifugo Sirocco* de baja presión (5 mbar) con rodete *de tipo de tambor*, construido por la casa Sulzer, para $Q = 8.000 \text{ m}^3/\text{h}$, $n = 720 \text{ rpm}$; $D_2 = 500 \text{ mm}$. En este ventilador: los álabes están curvados hacia adelante ($\beta_2 > 90^\circ$); la *embocadura de entrada* es una tobera de perfil aerodinámico para reducir las pérdidas; la sección transversal de la *caja espiral*, construida de chapa reforzada con angulares, es rectangular; el rodete está instalado en voladizo. Carece de prensaestopas porque la presión es baja.

La Fig. 20-2 representa un *ventilador centrifugo* de alta presión (70 mbar) construido también por la casa Sulzer, para $Q = 16.000 \text{ m}^3/\text{h}$, $n = 2.950 \text{ rpm}$; $D_2 = 700 \text{ mm}$. En este ventilador: los álabes están curvados hacia atrás ($\beta_2 < 90^\circ$); la *caja espiral* es de fundición; el rodete también está instalado en voladizo. Tiene prensaestopas, porque las presiones son más elevadas.

- *Ventiladores axiales*: La Fig. 20-3 representa un *ventilador axial* construido por la casa Siemens para ventilación de minas, con motor eléctrico refrigerado por aire, $n = 2.900 \text{ rpm}$. Su rendimiento es elevado, 80 %, gracias a que los ocho álabes de que consta su rodete de siluminio antideflagrante están diseñados como *perfil de ala de avión*.

20.3. INFLUJO DE LA VARIACION DE LA DENSIDAD DEL GAS EN EL COMPORTAMIENTO DE LOS VENTILADORES

No siendo el ventilador más que una bomba de gas, *todas las fórmulas desarrolladas en el Cap. 19 para las bombas son también aplicables a los ventiladores*.

Hay, sin embargo, una excepción: el fenómeno de la cavitación, estudiado en la Sec. 19.2.1, ya que dicho fenómeno se produce al entrar el líquido en ebullición y es exclusivo, por tanto, de los líquidos.

La densidad del aire y la de cualquier gas varía mucho con la presión, aunque luego no varíe sensiblemente en su paso por el ventilador y la temperatura, no así la de los líquidos; tanto la presión que da un ventilador como la potencia de accionamiento del mismo son influenciadas grandemente por las variaciones de densidad en el aire o gas impulsado.

Un ensayo de un ventilador es inadmisiblesi no se conoce la densidad del gas con la cual se ha verificado el ensayo, o no se ha reducido el ensayo mediante las leyes de semejanza a las condiciones normales (véase Sec. 25.4).

Afortunadamente, el aire y prácticamente todos los gases impulsados por los ventiladores obedecen con suficiente aproximación para los problemas

(1) Los ventiladores centrifugos abarcan los dos tipos radiales y semiaxiales descritos en la Sec. 18.7.

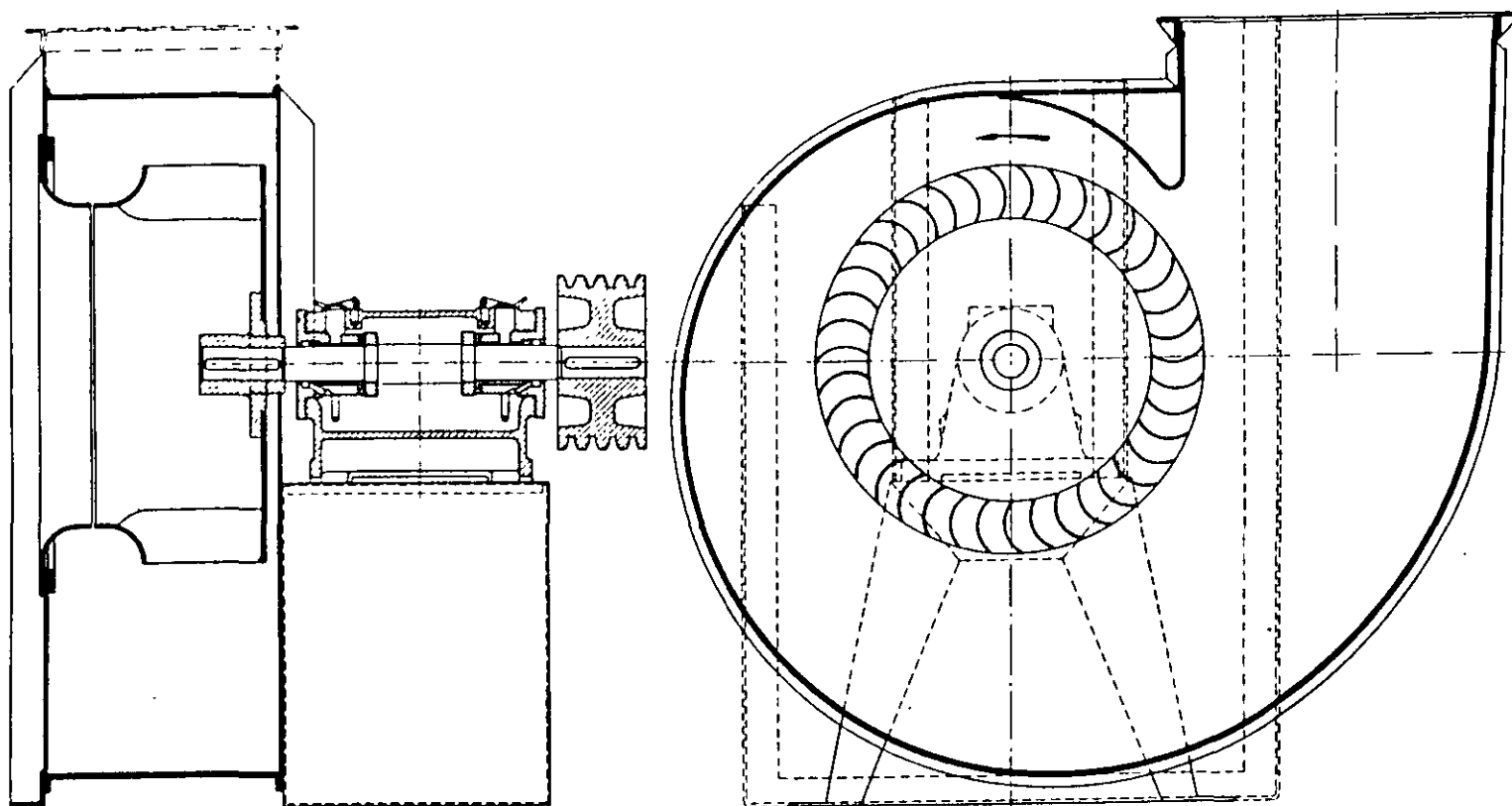


FIG. 20-1. Ventilador de baja presión de rodete de tambor de 500 mm de diámetro construido por la casa Sulzer para 8.000 m³/h. 720 rpm y 5 mbar de presión.

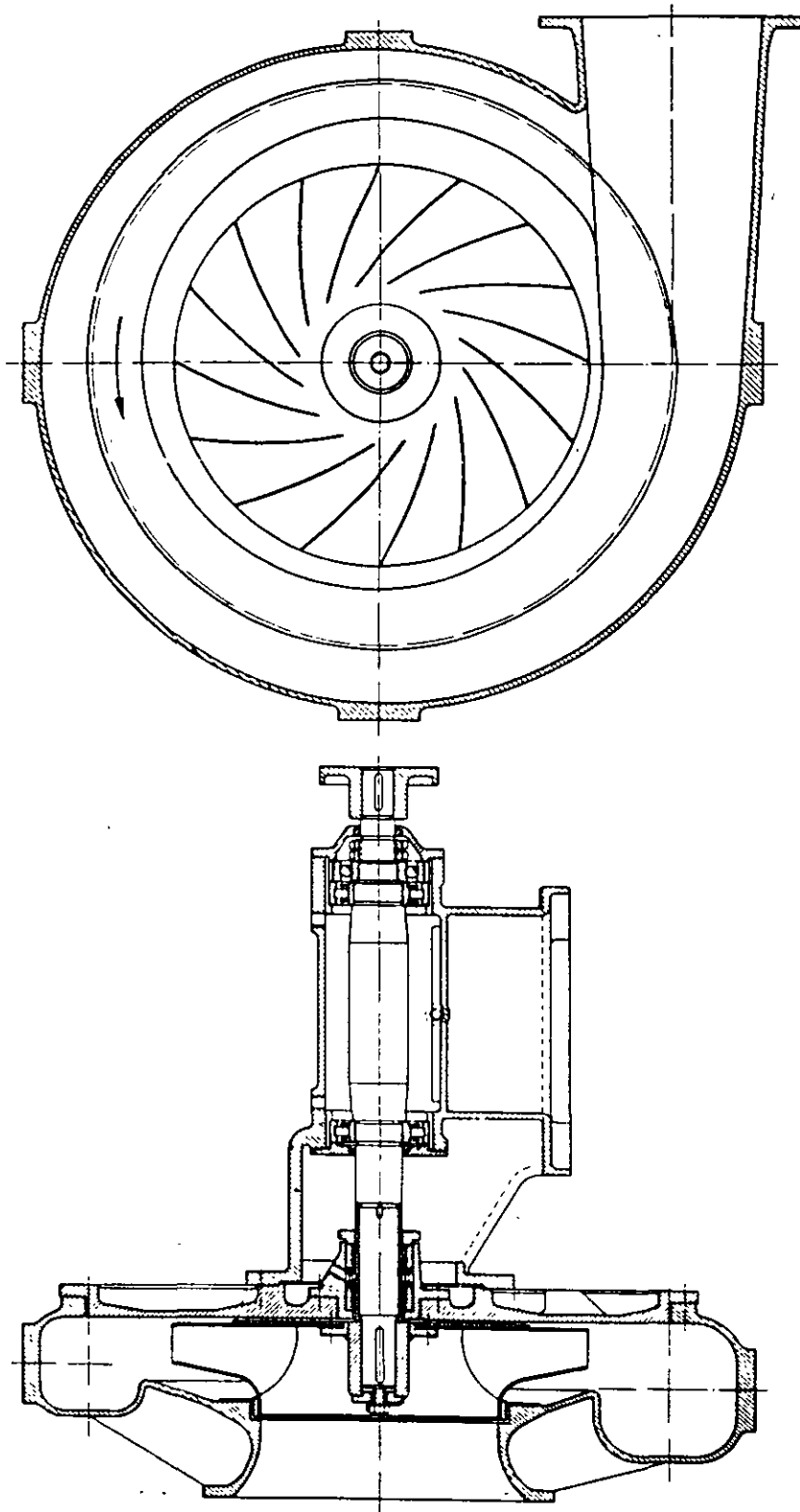


Fig. 20-2. Ventilador de alta presión construido por la casa Sulzer para 2.950 rpm con un caudal de 16.000 m³ h y una presión de 70 mbar con un diámetro exterior del rodete de 700 mm.

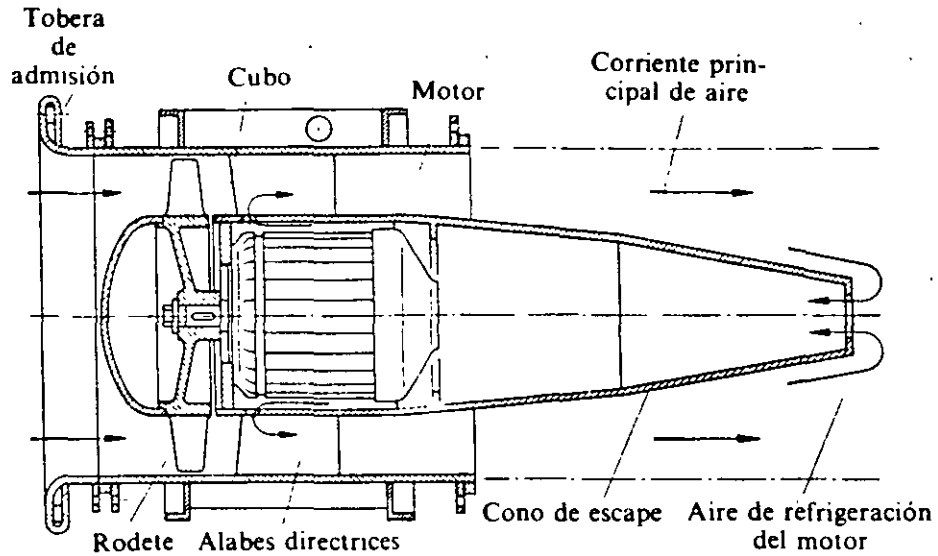


FIG. 20-3. Ventilador axial de aire construido por la casa Siemens para ventilación de minas para 2.900 rpm y elevado rendimiento (80 %).

prácticos a la ecuación de los gases perfectos. Esta ecuación sencilla permite determinar la densidad del gas en cada problema, a partir de la presión y de la temperatura. En efecto:

de
$$pv = R_a T \quad (20-1)$$

se deduce

$$\frac{p}{\rho} = R_a T$$

y

$$\rho = \frac{p}{R_a T} \quad (20-2)$$

donde p — presión absoluta, $\frac{N}{m^2}$, *SI*.

R_a — constante particular del gas, $\frac{J}{kg \cdot K}$, *SI*.

T — temperatura absoluta, K, *SI* (2).

(2) La densidad del aire se calcula en la sala donde se realiza el ensayo, leyendo la presión en un barómetro, que marca exactamente la presión en el lugar y día del ensayo y asimismo la temperatura. Pero, insistimos una vez más, en el ventilador mismo la densidad prácticamente no varía.

Para el aire

$$R_a = 286,9 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Por tanto, si el ventilador aspira y/o impulsa de una atmósfera a la presión barométrica p_{amb} y temperatura absoluta T_{amb} se tendrá:

$$\rho = \frac{p_{amb}}{286,9 T_{amb}} \quad (20-3)$$

Por el contrario, una bomba es prácticamente insensible a la variación de la densidad con la presión barométrica y mucho menos sensible que el ventilador a la variación de la densidad con la temperatura.

El *estado normal* de un gas es el estado termodinámico que corresponde a una presión de 760 Torr y a una temperatura de 0° C. Aplicando la Ec. (20-3), la densidad normal del aire será:

$$\rho_n = \frac{0,760 \cdot 13.600 \cdot 9,81}{286,9 \cdot 273,15} = 1,294 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

20.4. FORMULAS DE LOS VENTILADORES

Aunque, como ya hemos dicho, todas las fórmulas de las bombas aducidas en el Cap. 19 son aplicables a los ventiladores, en la práctica en lugar de dichas fórmulas se emplean otras que sólo se diferencian de aquéllas en que en lugar de venir expresadas en alturas vienen expresadas en presiones. Por tanto, para pasar de las fórmulas del Cap. 19 para las bombas a las fórmulas de los ventiladores basta tener en cuenta que para una altura cualquiera h se verifica:

$$h = \frac{p}{\rho g}$$

Con ayuda de esta ecuación es inmediata la construcción de la Tabla 20-1, que sigue.

TABLA 20-1
FORMULAS DE LAS BOMBAS Y DE LOS VENTILADORES

N.º de la ecuación	Bombas (aplicables también a los ventiladores)	Ventiladores (utilizadas corrientemente con preferencia a las de la columna de la izquierda)	N.º de la ecuación
(19-3)	$H_u = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$	Δp_u (presión periférica, presión de Euler o presión teórica) = = $\rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})$ (1)	(20-4)
(18-16)	$H_u = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$	$\Delta p_u = \rho \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right)$	(20-5)
(18-18)	$H_p = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$	Δp_{eR} (presión estática del rodete) = = $\frac{\rho}{2} [(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)]$	(20-6)
—	$H_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$	Δp_{dR} (presión dinámica del rodete) = $\frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_1^2)$	(20-7)
(18-30)	$\epsilon = \frac{H_p}{H_u}$	ϵ = (grado de reacción) $\frac{\Delta p_{eR}}{\Delta p_u}$	(20-8)
(19-4)	$H = H_u - H_{r-im}$	Δp_{tot} (presión total útil del ventilador) = $\Delta p_u - \Delta p_{r-im}$	(20-9)
(19-6)	$H = \frac{p_s - p_t}{\rho g} + z_s - z_t + \frac{v_s^2 - v_t^2}{2g}$	$\Delta p_{tot} = p_s - p_t$ (incremento de presión estática) + $\frac{\rho}{2} (v_s^2 - v_t^2)$ (incremento de presión dinámica; el término $\rho g(z_s - z_t)$ se desprecia: véase la Sec. 5.15).	(20-10)
(19-12)	$H = \frac{p_z - p_A}{\rho g} + z_z - z_A + H_{ra} + H_{ri} + \frac{v_i^2}{2g}$	$\Delta p_{tot} = p_z - p_A + \Delta p_{ra} + \Delta p_{ri}$ (2)	(20-11)
(19-18)	$\eta_h = \frac{H}{H_u}$	$\eta_h = \frac{\Delta p_{tot}}{\Delta p_u}$	(20-12)
(19-16)	$P_r = (Q + q_r + q_i) H_u \rho g$	$P_r = (Q + q_r + q_i) \Delta p_u$	(20-13)
(19-17)	$P = Q \rho g H$	$P = Q \Delta p_{tot}$	(20-14)
(19-25)	$P_a = \frac{Q H \rho g}{\eta_i \eta_h \eta_m}$	$P_a = \frac{Q \Delta p_{tot}}{\eta_i \eta_h \eta_m}$	(20-15)

(1) Basta multiplicar ambos miembros de la ecuación correspondiente de las bombas por ρg y análogamente se procede en la deducción de las restantes fórmulas.

(2) El término $\rho \frac{v_i^2}{2}$ se incluye en Δp_{ri} .

Nota final. Las Ecs. (19-17), (19-18), (19-19), (19-24) y (19-26) no experimentan variación alguna en los ventiladores.

PROBLEMAS

20-1. ¿Qué volumen ocupan 6.000 kg de aire a la temperatura $t = 15^\circ$ y presión barométrica $p_{amb} = 735$ Torr?

Llamando m a la masa total del gas, y multiplicando los dos miembros de la Ec. (20-3) por m tendremos:

$$V = \frac{R_a T_{amb} m}{p_{amb}}$$

donde V — volumen total ocupado por el gas.

Ahora bien, en nuestro caso:

$$\begin{aligned} m &= 6\,000 \text{ kg} \\ T_{amb} &= 273.15 + 15 = 288.15 \text{ K} \\ p_{amb} &= 0.735 \cdot 13.600 \cdot 9.81 = 98.061 \text{ Pa} \end{aligned}$$

luego

$$\begin{aligned} V &= \frac{286.9 \cdot 288.15 \cdot 600}{p_{amb}} = \\ &= 5.058 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

20-2. En este problema no se consideran las pérdidas. Un ventilador centrífugo tiene paletas rectas y un ancho constante en el rodete de 600 mm. Gira a 500 rpm. Da un caudal de aire ($\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$) de $300 \text{ m}^3/\text{min}$. La entrada de la velocidad absoluta en los álambes es radial. $D_2 = 650 \text{ mm}$; $D_1 = 600 \text{ mm}$.

Calcular:

- los ángulos β_1 y β_2 ;
- la presión producida por el ventilador;
- la potencia del ventilador.

Este problema, como cualquier otro sobre ventiladores, puede ser resuelto según la Tabla 20-1, utilizando bien las fórmulas de las bombas, bien la de los ventiladores. Como ejemplo de esta «solución dual» daremos ambos métodos en este problema. Muchas de las fórmulas son únicas para bombas y ventiladores

- Ángulos β_1 y β_2

El triángulo de entrada es recto (entrada radial, $c_{2u} = 0$):

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0.6 \cdot 500}{60} = 15.08 \text{ m/s}$$

$$Q = \pi D_1 b_1 c_{1m} \quad (\text{despreciando el influjo del espesor de los álambes y de las pérdidas volumétricas})$$

$$Q = \frac{300}{60} = 5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$c_{1m} = c_1 = \frac{5}{\pi \cdot 0.6 \cdot 0.6} = 4.421 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \arctg \frac{c_1}{u_1} = \\ &= 15.72 \end{aligned}$$

En el triángulo de velocidades de salida

$$u_2 = \frac{D_2}{D_1} u_1 = 17.017 \text{ m/s}$$

Es fácil ver que siendo las paletas del ventilador rectas,

$$\frac{R_2}{\cos \beta_1} = \frac{R_1}{\cos \beta_2} \quad \cos \beta_2 = \frac{R_1}{R_2} \cos \beta_1 = \frac{300}{325} \cos 15^\circ,72$$

$$= 0,8886$$

$$\beta_2 = 27^\circ,31$$

b) Presión producida por el ventilador

Por la ecuación de continuidad

$$Q = \pi D_1 b_1 c_{1m} = \pi D_2 b_2 c_{2m}$$

$$c_{2m} = \frac{D_1 b_1}{D_2 b_2} c_{1m} = \frac{600 \cdot 600}{650 \cdot 600} \cdot 4,421 = 4,081 \text{ m/s}$$

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} = 17,017 - \frac{4,081}{\operatorname{tg} 27^\circ,31} =$$

$$= 9,111 \text{ m/s}$$

como bomba

como ventilador

$$[\text{Ec. (19-3)}] \quad H = H_u = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

$$[\text{Ec. (20-4)}] \quad \Delta p_{tot} = \Delta p_u = \rho u_2 c_{2u}$$

ya que $u_1 c_{1u} = 0$

$$H = \frac{17,017 \cdot 9,111}{9,81} =$$

$$= 15,805 \text{ m columna de aire}$$

$$(\Delta p_{tot} = 15,805 \cdot 1,2 \cdot 9,81 =$$

$$= 186 \text{ Pa})$$

$$\Delta p_{tot} = 1,2 \cdot 17,017 \cdot 9,111 =$$

$$= 186 \text{ Pa}$$

c) Potencia

$$[\text{Ec. (19-25)}] \quad P_u = P = Q \rho g H$$

$$P_u = 5 \cdot 1,2 \cdot 9,81 \cdot 15,805 =$$

$$= 930 \text{ W}$$

$$[\text{Ec. (20-15)}] \quad P_u = P = Q \Delta p_{tot}$$

$$P_u = 5 \cdot 186 = 930 \text{ W}$$

20-3. Un ventilador centrífugo de aire ($\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$) tiene las siguientes dimensiones: $D_2 = 1/2 \text{ m}$; ancho del rodete constante e igual a 75 mm. El caudal suministrado es de $3 \text{ m}^3/\text{s}$; la velocidad 900 rpm. Un manómetro diferencial inclinado mide una presión de 3.5 mbar entre la entrada y la salida del ventilador. La presión dinámica producida por el ventilador es despreciable. La potencia en el eje de la máquina es 1.84 kW. El rendimiento mecánico es 93%. La entrada en el rodete es radial. Se despreciará el espesor de los álabes y no se tendrán en cuenta las pérdidas volumétricas.

Calcular:

- Rendimiento hidráulico;
- Rendimiento total;
- Pérdida de presión en el ventilador;
- Angulo que forman los álabes a la salida.

a) Según la Ec. (20-12), el rendimiento hidráulico será:

$$\eta_h = \frac{\Delta p_{tot}}{\Delta p_u}$$

Siendo la presión dinámica del ventilador despreciable, tendremos, según la Ec. (20-10):

$$\Delta p_{tot} = p_s - p_k = 350 \frac{N}{m^2}$$

Por otra parte, siendo P_a la potencia de accionamiento, o potencia en el eje [Ec. (20-15)]:

$$P_a = \frac{Q \Delta p_u}{\eta_m}$$

$$\Delta p_u = \frac{1,84 \cdot 10^3 \cdot 0,93}{3} = 570,4 \frac{N}{m^2}$$

Sustituyendo los valores de Δp_{tot} e Δp_u en la Ec. (20-12) tendremos:

$$\eta_h = \frac{350}{570,4} \cdot 100 = 61,36 \%$$

b) Siendo $\eta_v = 1$, de la Ec. (19-24) se deduce:

$$\eta_{tot} = \eta_h \eta_v \eta_m = \eta_h \cdot 0,93 =$$

$$= 0,571 \quad \text{ó} \quad 57,1 \%$$

c) Según la Ec. (20-9):

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_u - \Delta p_{r-int}$$

Luego

$$\Delta p_{r-int} = \Delta p_u - \Delta p_{tot} =$$

$$= 570,4 - 350 = 220,4 \frac{N}{m^2}$$

d) En el triángulo de salida (Fig. 18-2) se verifica:

$$\beta_2 = \arctg \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}} \quad (1)$$

De la ecuación

$$Q = \pi D_2 b_2 c_{2m}$$

se deduce

$$c_{2m} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2} = \frac{3}{\pi \cdot 0,5 \cdot 0,075}$$

$$= 25,46 \text{ m/s}$$

Además

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,5 \cdot 900}{60}$$

$$= 23,56 \text{ m/s}$$

Finalmente de la Ec. (20-4) se deduce

$$c_{2u} = \frac{\Delta p_u}{\rho u_2} = \frac{570,4}{1,2 \cdot u_2} =$$

$$= 20,174 \text{ m/s}$$

Y sustituyendo los valores hallados en la Ec. (1) tendremos:

$$\beta_2 = 82^\circ,42$$

20-4. Un ventilador aspira de una habitación grande que se encuentra a una temperatura de 20°C y a una presión de 725 Torr. El aire es impulsado a través de un conducto rectangular de $1/4 \text{ m}^2$. A la salida del ventilador un manómetro de agua marca una presión equivalente de 75 mm c.a. y un tubo de Prandtl marca una presión equivalente de 88 mm c.a.

Calcular

- La presión estática, dinámica y total reales del ventilador.
- Velocidad del aire en el conducto de salida;
- Caudal de aire que proporciona el ventilador;
- Potencia suministrada por el ventilador al aire.

Calculemos la densidad del aire en las condiciones de la entrada, que se supondrá constante en todo el ventilador (hipótesis de incompresibilidad). Basta aplicar la Ec. (20-3):

$$\rho = \frac{p_{amb}}{286,9 T_{amb}}$$

$$\text{donde } p_{amb} = 0,725 \cdot 13.600 \cdot 9,81 = 96.727 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$T_{amb} = 20 + 273,15 = 293,15 \text{ K}$$

con lo cual

$$\rho = \frac{p_{amb}}{286,9 \cdot 293,15} =$$

$$= 1,150 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

a) La presión estática será:

$$\Delta p_s = p_s - p_t = p_s - 0 = 0,075 \cdot 1.000 \cdot 9,81 = 735,75 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

La presión dinámica será:

$$\Delta p_d = \frac{\rho}{2} (v_s^2 - v_i^2) = \frac{\rho v_s^2}{2} = 0,068 \cdot 1.000 \cdot 9,81 =$$

$$= 863,28 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

La presión total será:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_s + \Delta p_d = 1.599 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

b) Siendo

$$\rho \frac{v_s^2}{2} = \Delta p_d$$

se tendrá

$$v_s = \sqrt{\frac{2 \Delta p_d}{\rho}} = 38,746 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c) \quad Q = A_s v_s = 0,25 \cdot v_s = 9,687 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

d) La potencia suministrada por el ventilador al aire es la potencia útil, que en virtud de la Ec. (20-14) es:

$$\begin{aligned} P &= Q \Delta p_{tot} = \\ &= 15,489 \cdot 10^3 \text{ W} = 15,489 \text{ kW} \end{aligned}$$

20-5. La potencia en el eje de un ventilador es 15 kW. El área transversal del conducto de entrada es 1,5 m². A la entrada misma del ventilador hay una depresión de 2,5 mbar. El conducto de impulsión es de 0,5 m² de superficie, y la presión estática a la salida del ventilador es de 7,5 mbar. El caudal del ventilador es 540 m³/min. Tómese para la densidad del aire $\rho = 1,29 \text{ kg/m}^3$.

Calcular.

- Presión total producida por el ventilador;
- Potencia comunicada al aire por el ventilador.
- Rendimiento total del ventilador.

$$a) \quad \Delta p_{tot} = \Delta p_e + \Delta p_d \quad (2)$$

$$\Delta p_e = p_s - p_t = 7,5 - (-2,5) = 10 \text{ mbar}$$

$$\Delta p_d = \frac{\rho}{2} (v_s^2 - v_t^2) \quad (3)$$

$$Q = \frac{540}{60} = 9 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{9}{0,5} = 18 \text{ m/s}$$

$$v_t = \frac{Q}{A_t} = \frac{9}{1,5} = 6 \text{ m/s}$$

Sustituyendo los valores de v_s y v_t hallados en la Ec. (3) tenemos

$$\begin{aligned} \Delta p_d &= \frac{1,29}{2} (18^2 - 6^2) \\ &= 185,76 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 1,8576 \text{ mbar} \end{aligned}$$

Por tanto, la presión total, según la Ec. (2), será

$$\begin{aligned} \Delta p_{tot} &= 10 + 1,8576 = \\ &= 11,8576 \text{ mbar} \end{aligned}$$

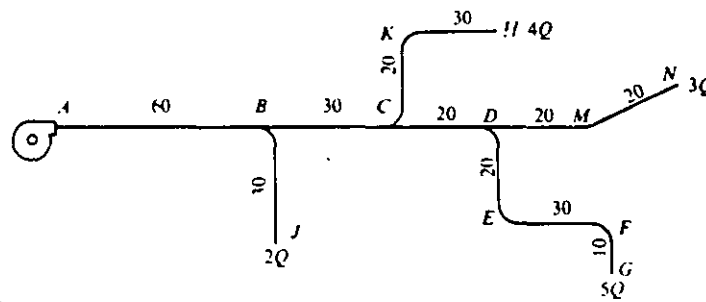
b) Aplicaremos la Ec. (20-14).

$$\begin{aligned} P &= Q \Delta p_{tot} = \\ &= 9 \cdot 11,8576 = \\ &= 10,672 \cdot 10^3 \text{ W} = \\ &= 10,672 \text{ kW} \end{aligned}$$

c) Aplicaremos la Ec. (19-23):

$$\eta_{1a} = \frac{P}{P_o} = \frac{10,672}{15} = 0,7115$$

20-6. Se trata de escoger el ventilador para alimentación de la red de la figura, donde se han indicado en m las longitudes de los diferentes tramos. Para todas las tuberías tómesese el coeficiente $\lambda = 0,03$. La red lleva tres «T» en los puntos B, C y D. Tómesese para estas «T» $\zeta = 0,7$. Para los dos codos E y F se tomará el coeficiente $\zeta = 0,2$. El caudal es $Q = 1,000 \text{ m}^3/\text{h}$. Determinar la presión total que debe tener el ventilador así como los diámetros de los diferentes tramos ($\rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg/m}^3$).



PROB. 20-6

Para determinar los diámetros escogeremos una velocidad conveniente en los conductos, por ejemplo, $c = 10 \text{ m/s}$:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot c \quad d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot c}} = \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot c}} \cdot \sqrt{Q} = \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot 10}} \cdot \sqrt{Q} = 0,3568 \sqrt{Q}$$

$$d = 0,3568 \sqrt{Q}$$

— Tramo A-B

$$Q_{A-B} = 14 \cdot Q = 14 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{h} = 3,889 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$d_{A-B} = 0,3568 \sqrt{3,889} = 0,703 \text{ m}$$

$$d_{A-B} = 0,703 \text{ m}$$

— Tramo B-J

$$Q_{B-J} = 2Q = 2 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{h} = 0,556 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$d_{B-J} = 0,3568 \sqrt{0,556} = 0,2659 \text{ m}$$

$$d_{B-J} = 0,2659 \text{ m}$$

— Tramo B-C

$$Q_{B-C} = 12Q = 12 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{h} = 3,333 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$d_{B-C} = 0,3568 \sqrt{3,333} = 0,651 \text{ m}$$

$$d_{B-C} = 0,651 \text{ m}$$

— Tramo C-H

$$Q_{C-H} = 4Q = 4 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{h} = 1,111 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$d_{C-H} = 0,3568 \sqrt{1,111} = 0,376 \text{ m}$$

$$d_{C-H} = 0,376 \text{ m}$$

— Tramo C-D

$$Q_{C-D} = 8Q = 8 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{h} = 2,222 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$d_{C-D} = 0,3568 \sqrt{2,222} = 0,5318 \text{ m}$$

$$d_{C-D} = 0,5318 \text{ m}$$

— Tramo D-G

$$Q_{D-G} = 5Q = 5 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{h} = 1,389 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$d_{D-G} = 0,3568 \sqrt{1,389} = 0,4205 \text{ m}$$

$$d_{D-G} = 0,4205 \text{ m}$$

— Tramo D-N

$$Q_{D-N} = 3Q = 3 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{h} = 0,833 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$d_{D-N} = 0,3568 \sqrt{0,833} = 0,325 \text{ m}$$

$$d_{D-N} = 0,325 \text{ m}$$

La presión total del ventilador será la necesaria para vencer las pérdidas por el conducto en que éstas sean máximas, a saber por el conducto A-G.

$$H_{r, A-G} = \left[\lambda \left(\frac{L_{A-B}}{d_{A-B}} + \frac{L_{B-C}}{d_{B-C}} + \frac{L_{C-D}}{d_{C-D}} + \frac{L_{D-G}}{d_{D-G}} \right) + 2 \zeta_{\text{codos}} + 3 \zeta_1 + 1 \right] \frac{c^2}{2g} =$$

$$= \left[0,03 \left(\frac{60}{0,703} + \frac{30}{0,651} + \frac{20}{0,5318} + \frac{60}{0,4205} \right) + 0,4 + 2,1 + 1 \right] \frac{10^2}{2 \cdot 9,81} = 65,504 \text{ m}$$

$$\Delta p_{\text{tot}} = 65,504 \cdot 1,29 \cdot 9,81 = 828,95 \text{ Pa}$$

Calculado Δp_{tot} , se pueden recalculan los diámetros de las diversas ramas o bien se pueden mantener los mismos diámetros; pero instalando en los puntos B, C y D válvulas de estrangulamiento que permitan reduciendo la presión convenientemente conseguir la distribución de caudales que se busca, según los datos del problema.

20-7. La presión estática de un ventilador equivale a 20 mm c.a. y la presión dinámica a 5 mm c.a.

Calcular la presión total producida por el ventilador.

20-8. Un ventilador centrífugo impulsa aire de la atmósfera a razón de 240 m³/min, a través de una salida rectangular de chapa, cuyas dimensiones son 800 × 400 mm. El ventilador gira a 750 rpm. El diámetro de entrada del rodete es 500 mm y el de salida 800 mm. El aire entra radialmente en el rodete a 15 m/s. $\beta_2 = 70^\circ$. $b_2 = 100$ mm. En la caja espiral se consigue un aumento de presión equivalente al 30 % de altura de velocidad a la salida del rodete, en el cual las pérdidas ascienden a un 25 % de la misma altura de velocidad. Densidad del aire 1,2 kg/m³, $\eta_i = 1$; $\eta_m = 0,92$. Despréciense el influjo del espesor de los álabes. (Despréciense las pérdidas en la embocadura e inclúyanse las pérdidas desde la salida del rodete hasta la salida del ventilador en las pérdidas en la caja espiral.)

Calcular.

- rendimiento hidráulico del ventilador;
- potencia de accionamiento;
- presión estática en mbar a la salida del ventilador.

20-9. En un túnel de viento de circuito cerrado la corriente de aire necesaria para los ensayos de los modelos se hace por medio de un ventilador que da un caudal de 50 m³/s ($\rho = 1,2$ kg/m³). La pérdida de carga en el túnel aerodinámico asciende a 2.000 Pa. El rendimiento total del ventilador es 70 %.

Calcular la potencia de accionamiento del ventilador.

20-10. Calcular el caudal de un ventilador que ha de producir 10 renovaciones de aire a la hora en una planta industrial que mide 50 × 20 × 8 m.

20-11. Un ventilador impulsa aire a través de un conducto de sección circular de 250 mm de diámetro, en el que se ha instalado un orificio de 150 mm de diámetro concéntrico con la tubería para medir el caudal. Un manómetro diferencial conectado antes y después del diafragma indica una caída de presión de 8 mbar. El diafragma tiene un coeficiente de caudal $C_q = 0.65$.

Calcular el caudal del ventilador.

20-12. La presión estática a la entrada de un ventilador es 0.5 mbar por debajo de la presión atmosférica y la presión dinámica 0.4 mbar. A la salida del ventilador la presión estática vale 10 mbar, la dinámica 0.8 mbar.

Calcular la presión total del ventilador.

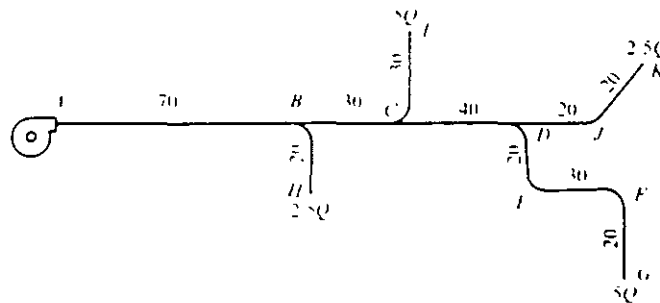
20-13. En aplicaciones tales como aulas de Universidad se estima un consumo de 30 m^3 de aire por persona y hora.

Calcular el caudal de un ventilador que ha de renovar el aire de una sala de 30 alumnos.

20-14. Un exhaustor aspira de una habitación $6 \text{ m}^3/\text{s}$ de aire. La habitación se encuentra a 30° C y la presión barométrica es de 740 Torr. El conducto de impulsión del exhaustor es rectangular y de 1 m^2 de sección. Al comienzo de él se mide una presión estática de 10 mbar. El rendimiento total del ventilador es 65% .

Calcular la potencia en el eje del ventilador.

20-15. En la red de la figura determinar la presión total que debe tener el ventilador que la alimenta y los diámetros de los diferentes tramos. En la figura se han indicado las longitudes de los tramos en m. $Q = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$. Los codos y red como en el problema 20-6



PROB. 20-15

20-16. Un ventilador en condiciones normales genera una presión estática de 20 mbar y una presión dinámica de 2 mbar. La potencia de accionamiento es de 75 kW. El rendimiento total del ventilador es 0.75.

Calcular el caudal del ventilador.

20-17. Un ventilador para tiro forzado tiene que trabajar contra una presión estática de 8 mbar. La velocidad de los gases calientes a la salida y entrada del ventilador puede suponerse igual. El caudal es de $5 \text{ m}^3/\text{s}$. El rendimiento total del ventilador es 65% .

Calcular la potencia de accionamiento.

20-18. Para renovar el aire de una habitación se instala un exhaustor en una tubería corta de 600 mm de diámetro de sección circular en orificio practicado en la pared. El ventilador proporciona un caudal de $140 \text{ m}^3/\text{min}$. El rendimiento total del ventilador es 50% ; $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$.

Calcular:

- potencia que hay que prever en el motor eléctrico de accionamiento;
- ahorro de potencia que se obtendría si se abocinase la entrada en el conducto.

20-19. Un exhaustor tiene una pérdida en la embocadura equivalente a 10 m c.a. El caudal del ventilador es de $3 \text{ m}^3/\text{s}$. La aspiración al fin de la contracción de la embocadura, así como la impulsión, tiene 1 m^2 de sección. Un manómetro conectado en la brida de salida del ventilador y abierto por el otro extremo a la atmósfera marca un desnivel de 100 mm c.a. La máquina aspira de una sala, en la que la presión barométrica es de 740 Torr y la temperatura 30°C y expulsa a través de un conducto a la atmósfera.

Calcular

- la presión total del ventilador;
- la potencia que hay que suministrar al eje del ventilador si el rendimiento global de éste es de 60% ;
- la velocidad del aire en el tubo de aspiración después de la embocadura;
- la presión en el mismo punto.

20-20. Un ventilador centrifugo tiene las siguientes características: ancho del rodete constante e igual a 150 cm, $D_2 = 150 \text{ cm}$. El ventilador girando a 300 rpm suministra un caudal de $2.000 \text{ m}^3/\text{min}$, $\beta_2 = 30^\circ$; entrada radial, rendimiento total del ventilador 60% ; rendimiento mecánico 88% ; rendimiento volumétrico = 1.

Calcular

- la presión total del ventilador,
- la potencia en el eje del ventilador.

20-21. Un ventilador produce una presión estática (incremento) equivalente a 400 mm c.a. y un caudal de $1.000 \text{ m}^3/\text{min}$ en condiciones normales. La salida del ventilador tiene una superficie de 8.500 cm^2 . El rendimiento total del ventilador es 0,65.

Calcular la potencia de accionamiento.

20-22. Un ventilador está instalado en un conducto circular de 1,2 m de diámetro, donde rema una velocidad producida por el ventilador de 10 m/s . El rendimiento del ventilador es 60% . La entrada y salida del ventilador es a la presión atmosférica: temperatura y presión atmosféricas 30°C y 710 Torr.

Calcular la potencia en el eje del ventilador.

20-23. Un soplante de un hogar tiene que trabajar contra una presión estática de 8 mbar. El hogar necesita 15 kg de aire ($\rho = 1,29 \text{ kg/m}^3$) por cada kg de carbón quemado y se queman 40 toneladas de carbón por hora. El rendimiento total del ventilador es 65% . La velocidad del aire impulsado es 10 m/s .

Calcular la potencia necesaria en el motor eléctrico para accionamiento de este ventilador.

20-24. Un ventilador que aspira directamente de la atmósfera desarrolla una presión estática de 5 mbar. La tubería de impulsión es de 150 mm. El rendimiento del ventilador es el 75% . El caudal es de $750 \text{ m}^3/\text{h}$. El ventilador está instalado en un conducto circular de 250 mm.

Calcular.

- potencia en el eje,
- presión en la tubería de aspiración, en la que se despreciarán las pérdidas.

21. Centrales hidroeléctricas

21.1. SALTOS NATURALES: POTENCIAL HIDROELECTRICO

Como se vio en la Sec. 10.1, si 1 y 2 en la Fig. 10-2 son dos puntos de un río situados en las cotas z_1 y z_2 , siendo $z_1 - z_2 = \Delta z$ el desnivel entre ambas, el río fluye por su cauce natural con una velocidad tal que según la rugosidad del mismo (guijarros, hierbas, meandros) las pérdidas hidráulicas, que son proporcionales al cuadrado de la velocidad, son tales que se cumple la ecuación

$$H_r = \Delta z \quad (21-1)$$

Se llama *salto natural* o *altura bruta*, H_b , al desnivel entre la estación 1 y 2 de un río

$$H_b = z_1 - z_2 = \Delta z \quad (21-2)$$

El río desde su fuente hasta su desembocadura pierde energía potencial geodésica, la cual se gasta íntegramente en vencer los rozamientos.

Explotar un salto de altura bruta, $H_b = \Delta z$, es reducir a un mínimo la altura perdida [véase la Ec. (21-1)] a fin de aprovechar la altura de salto así recuperada (1) en una o varias turbinas hidráulicas. Para ello existen dos métodos principales:

Primer método: interceptación de la corriente con un dique o presa (véase Fig. 22-14).

La presa eleva el nivel del río, con lo cual disminuyen la velocidad media de la corriente y las pérdidas. Las centrales hidroeléctricas de este tipo se denominan *centrales de agua fluyente* (véase Sec. 21.4).

Segundo método: desviación de la corriente (Fig. 21-2).

Para desviar el curso natural de la corriente se intercepta el río con un dique y se construye un canal y/o conducto cerrado (tubería forzada), que lleva el agua a la central (conducto de llegada) y otro conducto que devuelve el agua al río, después de haber accionado las turbinas (conducto de salida).

(1) Esta altura remanente de salto después de descontar las inevitables pérdidas, se denominará más adelante *altura o salto neto* (Sec. 22.8)



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001



CA 275 CURSO DE MINIHIDRÁULICA

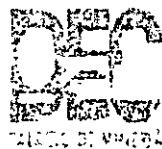
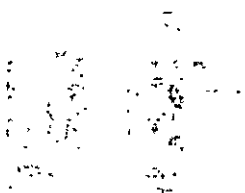
TEMA: 6

OTRAS FUENTES DE ENERGÍA: ENERGÍA EÓLICA, ENERGÍA MAREOMOTRIZ Y ENERGÍA DE LAS OLAS

COORDINADOR: M. en I. ARTURO NAVA MASTACHE

DEL 22 AL 26 DE NOVIEMBRE DE 2004

PALACIO DE MINERÍA



DIVISIÓN DE
EDUCACIÓN
CONTINUA



La Tabla 21-1 muestra los quince ríos más importantes del mundo clasificados según el caudal medio en la desembocadura y según la longitud total de su curso.

TABLA 21-1
LOS QUINCE RIOS MAS IMPORTANTES DEL MUNDO

N.º de orden	Río	Caudal medio en la desembocadura (m ³ /s)	N.º de orden	Río	Longitud (km)
1	Amazonas.....	185.000	1	Amazonas.....	7.025
2	Zaire.....	42.000	2	Nilo.....	6.607
3	Yangtsé.....	35.000	3	Ob.....	5.150
4	Orinoco.....	31.000	4	Yangtsé.....	4.989
5	Brahmapoutra.....	19.000	5	Zaire.....	4.667
6	Mississippi.....	18.000	6	Amor.....	4.667
7	Yenisséi.....	17.000	7	Mackenzie.....	4.600
8	Paraná.....	16.000	8	Léna.....	4.506
9	Mékong.....	15.500	9	Yenisséi.....	4.506
10	Léna.....	15.500	10	Hwang-Ho (Río Amarillo) ...	4.345
11	Gange.....	14.000	11	Mississippi.....	4.200
12	Irrawadi.....	13.000	12	Níger.....	4.184
13	Ob.....	12.500	13	Mékong.....	4.023
14	Si-Kiang (Río Occidental)...	12.000	14	Sant Laurent...	3.800
15	Amor.....	11.000	15	Volga.....	3.701

El potencial hidroeléctrico mundial está sólo parcialmente explotado. Este potencial ha sido estimado con frecuencia. Puede distinguirse entre *potencial hidroeléctrico bruto* (estimación a base del salto bruto H_b), *potencial hidroeléctrico técnico* o técnicamente explotable, obtenido del anterior descontando las pérdidas hidráulicas previsibles en su explotación (estimación a base del salto neto H) y *potencial hidroeléctrico económico*, o económicamente explotable en las condiciones actuales. Las Conferencias Mundiales de la Energía celebradas hasta el presente han hecho diversas valoraciones (2) de este potencial, así como otros muchos autores. No es de extrañar que exista una gran discrepancia en los datos, provenientes de fuentes diversas, a causa de la deficiencia de la información y de la indeterminación misma de los criterios seguidos.

En el año 1972, Schavelev hizo la estimación que muestra la Tabla 21-2 y en 1969, el Informénergo de la U.R.S.S. publicó la Tabla 21-3 (pág. 442).

Al concluir el año 1974 había en el mundo en servicio o en construcción 63 centrales hidroeléctricas de una potencia superior a 1.000 MW (3), de las cuales 16 en la U.R.S.S., 12 en Estados Unidos, 12 en Canadá, 10 en Brasil, etc. Las 10 más importantes (el asterisco indica en construcción en el año 1978; la cifra entre paréntesis corresponde a la potencia total que se prevé instalar) figuran en la Tabla 21-4 (pág. 443).

(2) Véase Claudio Mataix, *Turbomáquinas Hidráulicas*, Ediciones I.C.A.I., Madrid, 1975, 1.371 págs. Sec 6.2.

(3) La mayor central hidroeléctrica española, Aldeadávila, tiene una potencia instalada de 900 MW.

TABLA 21-2

POTENCIAL HIDROELECTRICO BRUTO MEDIO MUNDIAL

Continente o país	Potencia media (GW) (*)	Energía media anual (GW · h)	% en relación con el total del mundo	kW/km ² de superficie terrestre
Europa.....	240	2.100	6.4	25
Asia.....	1.340	11.750	35.7	30
Africa.....	700	6.150	18.7	23
Norteamérica.....	700	6.150	18.7	34
América del Sur.....	600	5.250	16.0	33
Australia.....	170	1.500	4.5	19
U.R.S.S.....	450	3.900	11.7	19
Total del mundo.....	3.750	32.900	100.0	28

(*) 1 GW = 1 Gigawatio = 10⁹ W = 10⁶ kW = 10³ MW.

TABLA 21-3

POTENCIAL HIDROELECTRICO TECNICO EN EL MUNDO Y SU UTILIZACION

País	Potencial hidroeléctrico técnico TW · h (*)	Grado de utilización en 1966 %	Producción de energía eléctrica en 1969			kW · h per cápita
			Total TW · h	Producción hidroeléctrica		
				TW · h	%	
U.R.S.S.	2.106	4.4	545	92	17.0	2.310
U.S.A.	648	32.2	1.320	210	15.8	6.680
Canadá.....	218	61.0	161	133	83.0	8.086
Japón.....	130	61.5	215	80	37.2	2.150
Noruega.....	105	46.0	49	48	99.5	13.020
Suecia.....	85	55.0	51	47	90.0	6.500
Francia.....	76	71.0	111	54	48.5	2.245
Italia.....	60	74.0	90	44	49.4	1.698
Alemania Federal.....	25	68.0	175	17	9.7	3.020

(*) 1 TW · h = 1 Terawatio · hora = 10¹² W · h.

Instalaciones notables

Instalaciones, que en un tiempo fueron excepcionales, han quedado ya superadas. Así sucede con las centrales del Tennessee en U.S.A. y la de Bratsk en la U.R.S.S., pioneras de las grandes centrales gigantes modernas. Las centrales del Tennessee son en total 9, con una potencia total instalada de 1.960 MW. Bratsk (18 grupos de 225 MW), símbolo de la potencia rusa, victoria del hombre sobre la naturaleza, vitrina de la Siberia soviética, actualmente es sólo la tercera en el mundo por la potencia instalada después de la Krasnoyarsk (12 grupos de 500 MW, U.R.S.S.) y Churchill Falls (11 grupos de 475 MW, U.S.A.) y pronto será la novena, después de Itaipu, Guri, Sayan Suchensk, Grand Coulee, Krasnoyarsk, LG 2, Churchill Falls y Ust Ilim. Bratsk sigue siendo el mayor lago artificial del mundo por el volumen de agua embalsada (169 km³).

TABLA 21-4
 LAS DIEZ CENTRALES MUNDIALES DE MAYOR
 POTENCIA INSTALADA

N° de orden	Central	Potencia (MW)
1	Itaipu (río Paraná)	12.870 (21.500)
2	Guri* (Venezuela).	6.525
3	Gran Coulee* (U.S.A.).	6.480 (10.230)
4	Sayan Suchensk* (U.R.S.S.).	6.360
5	Krasnoyarsk (U.R.S.S.).	6.000
6	LG2* (río La Grande).	5.328
7	Churchill Falls (U.S.A.).	5.225
8	Ust Ilm* (río Angara)	4.050 (4.500)
9	Bogoutchany* (río Angara).	4.000
10	Paulo Alfonso (Brasil).	3.675 (6.650)

Instalaciones en Brasil

El Brasil desarrolla rápidamente su enorme potencial hidroeléctrico. Actualmente (1979) se hayan en servicio, ampliación o construcción las siguientes centrales de más de 1.000 MW: Itaipu (río Paraná, 12.600 MW), Tucuruí (3.960 MW), Paulo Alfonso IV (2.462 MW), Itapauca (río São Francisco, 2.430 MW), Santiago (1.998 MW), Foz de Areia (1.955 MW), Itumbiara (2.080 MW) y São Simão (2.680 MW).

La longitud total del río Paraná (4) es comparable con la del Volga, aunque algo menor, pero su caudal medio en la desembocadura (16.000 m³/s) es el doble que el del Volga. La potencia equipable del Paraná se estima en 73.000 MW, con una productividad anual prevista de 300 TWh. Se prevé que la productividad en 1985 será superior a los 200 TWh con 40 centrales en servicio.

En la central de Itaipu, gracias al enorme caudal medio de 9.000 m³/s, se alcanzará entre 1985 y 1990 una productividad anual récord de 1985. Será entonces la primera central del mundo por su productividad anual y su potencia instalada (12.870 MW).

Central de Grand Coulee (río Columbia, U.S.A.)

En esta central, que es en la actualidad (1978) la central de mayor potencia instalada en el mundo (6.480 MW), están instalados los grupos hidroeléctricos de mayor potencia (700 MW). La potencia final instalada en esta gigantesca central será de 10.230 MW.

Central de Inga (río Zaire, en el Zaire)

El Zaire es el segundo río en el mundo por su caudal medio en la desembocadura (42.000 m³/s) después del Amazonas (185.000 m³/s). El Inga es el punto del globo, gracias a sus rápidos, en que se halla concentrado el mayor potencial hidroeléctrico del mundo: 370 TWh anuales (5) que se disipan anualmente casi en su totalidad en estos saltos. En la actualidad hay poco más de 1.000 MW instalados.

La energía eléctrica aumenta en todos los países. En muchos aumenta también la energía hidroeléctrica; pero en general la relación entre la última y la primera disminuye, como muestra la Tabla 21-5, que se refiere al año 1974, si se compara con la Tabla 21-3, de cinco años antes.

(4) El río Paraná atraviesa primero la parte meridional del Brasil, después hace frontera entre el Brasil y Paraguay y por último entre la Argentina y Paraguay.

(5) Esta cifra deja muy atrás al Itaipu y al proyecto chino (240 TWh anuales) de Timpa-Yortong en el río Brahmapoutra.

TABLA 21-5

**PORCENTAJE DE ENERGIA HIDRAULICA Y ELECTRICA TOTAL EN EL AÑO 1974
POR ORDEN DECRECIENTE**

<i>País</i>	<i>H/E%</i>	<i>País</i>	<i>H/E%</i>
Noruega	99.9	Méjico	41
Zaire	96	Venezuela	40
Brasil	95	España	38
Rodesia del Sur	90	India	36
Nueva Zelanda	84	Perú	32
Suiza	77	Francia	31
Suecia	76	China	30
Canadá	75	Italia	26
Colombia	75	Turquía	25
Portugal	74	Australia	19
Austria	66	Japón	18
Chile	65	Rumanía	17
Egipto	63	Argentina	17
Corea del Norte	62	U.S.A.	15
Paquistán	52	U.R.S.S.	13
Yugoslavia	52	Checoslovaquia	7
Finlandia	47	República Federal Alemana	6
Irán	44	Reino Unido	1.7

No todos los países muestran la misma tendencia. Así, por ejemplo, en Argentina que en el año 1970 tenía un porcentaje $H/E \cdot 100 = 9$; este porcentaje ascendía a 17 en 1974, a 20 en 1976 y se espera que llegue al 73% en el año 2000.

En general, en todos los países existe actualmente la tendencia de explotar al máximo los recursos hidráulicos, incluso con microcentrales, o bien empleando unidades estandarizadas, automatizadas, ampliando centrales ya existentes e instalando turbinas en presas previamente construidas para otros fines (riego, regulación de caudal, etc.).

China tiene inmensos recursos hidroeléctricos entre los que se cuentan las centrales en proyecto de Yang-tsé-Kiang, de 20.000 MW y la de Bramapoutre, de 5.000 MW (6) con un salto esta última de 2.400 m.

Rusia está intensificando el desarrollo de su enorme potencial energético en los últimos años. Citemos las grandes centrales en los ríos Volga, Kama, Dnieper, Sulaka, Irtish, Angara, Yenisséi, etc. He aquí algunos ejemplos: Central del Volga de Lenin, 2.300 MW; del Volga «Congreso XXII», 2.530 MW; Bratskaja, en el Angara, 4.500 MW; Krasnojarskaja, en el Yenisséi, 6.000 MW. Actualmente se construyen en los Talleres Metalúrgicos de Leningrado 10 turbinas de 650 MW (máximo 735 MW) cada una para la central de Sayano-Sushenk, en el río Yenisséi, 6.300 mW, etc. En el Volga, el primer río europeo por su longitud (3.700 km) y su caudal, hay instaladas nueve centrales, que actualmente pueden desarrollar una potencia de 7.100 MW y que se prevé serán ampliadas hasta 10.270 MW.

Los datos publicados por el Ministerio de Investigación y Tecnología de la República Federal Alemana (7) en 1975 cifran el potencial hidroeléctrico mundial en unos $2,9 \cdot 10^6$ MW. A este potencial hay que añadir, según la misma fuente, otros 64.000 MW que podrían aprovecharse en las centrales mareomotrices (véase la Sec. 23.2).

(6) Esta central tendría una potencia instalada 55 veces mayor que la central española de Aldeadávila de 900.000 kW, que fue en un tiempo la de mayor potencia de la Europa Occidental, hoy superada por la de Vianden.

(7) Bundesministerium für Forschung und Technologie, *Auf dem Wege zu neuen Energiesystemen*, Teil I, Bonn 1975, pág. 32.

Los seis países de mayor potencial equipable en el mundo se muestran en la Tabla 21-6 siguiente (8).

TABLA 21-6
PAISES DE MAYOR POTENCIAL EQUIPABLE

N.º de orden	País	Potencial equipable (TW · h anuales)	Potencial equipable en 1974 (TW · h anuales)	% del potencial equipable
1	China	1.320	35	2.65
2	U.R.S.S.....	1.095	132	12.05
3	U.S.A.....	701,5	304	43.62
4	Zaire.....	660	3.850	0.58
5	Canadá.....	535,2	210	39.23
6	Brasil.....	519,3	66,96	12.89

Energía hidroeléctrica en España

La Tabla 21-7 muestra algunos datos pertenecientes a las últimas estadísticas españolas publicadas por la Jefatura de Servicios Eléctricos de Obras Públicas (9).

TABLA 21-7
POTENCIA INSTALADA Y PRODUCCION DE ENERGIA ELECTRICA
EN LAS CENTRALES ESPAÑOLAS EN 1970 (10)

Cuenca	N.º de ríos	N.º de centrales	Producción en 1970 kW · h	Potencia instalada kW	Horas de utilización
Norte	314	630	7.704.795.035	3.050.319	2.526
Ebro	155	439	7.692.218.464	2.621.569	2.934
Duero	57	186	5.706.611.622	2.106.831	2.709
Júcar	26	96	1.583.606.382	416.385	3.803
Tajo	52	152	2.980.385.310	1.876.953	1.588
Guadalquivir	49	99	826.612.325	369.205	2.239
Guadiana	7	25	506.252.076	165.085	3.067
Pirineo Oriental	41	246	481.186.346	211.406	2.276
Sur	23	36	259.702.817	84.113	3.088
Segura	11	47	199.192.320	75.455	2.640
Canarias	5	5	7.712.443	1.933	3.990
Baleares	2	2	0	114	0

(8) Resumen de la tabla VI.7 de la «Enquête sur les ressources énergétiques». En dicha tabla España ocupa el lugar 26 con un potencial equipable de 65 TWh anuales y un potencial equipado de 30,7 TW · h anuales, que constituyen el 45,48 %.

(9) M.O.P., Jefatura S.E.O.P., *Estadística sobre embalses y producción de energía hidroeléctrica en 1970 y años anteriores y tracción eléctrica en 1970 y años anteriores y tracción eléctrica en 1973*, 488 págs.

(10) Libro citado, pág. 306.

TABLA 21-8

*EVOLUCION DEL PORCENTAJE DE
ENERGIA HIDROELECTRICA ESPAÑOLA
EN RELACION CON LA PRODUCCION
TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA DURANTE
LOS AÑOS 1939-1970 (*)*

Año	<i>Porcentaje de producción hidroeléctrica en relación con la total</i>
1939	91,42
1940	92,71
1941	94,06
1942	91,59
1943	91,00
1944	85,09
1945	76,56
1946	84,93
1947	87,13
1948	84,77
1949	71,53
1950	73,45
1951	83,89
1952	83,01
1953	77,36
1954	72,56
1955	76,33
1956	81,84
1957	66,62
1958	69,23
1959	82,51
1960	83,76
1961	76,40
1962	70,03
1963	81,68
1964	69,89
1965	62,06
1966	72,34
1967	55,72
1968	53,25
1969	58,90
1970	49,48
<i>Media 1939-1970</i>	68,24

(*) Libro citado, pág. 432.

El Duero es el río más importante de la península Ibérica, con un caudal medio en la desembocadura de $600 \text{ m}^3/\text{s}$, superior al del Ebro y al del Tago. La potencia instalada en el Duero hasta el momento presente es la siguiente:

— en el Duero español.	1.140 MW
— en la parte adjudicada a España del Duero internacional (frontera entre España y Portugal).	2.200 »
— en el Duero portugués	1.600 »
— en la parte adjudicada a Portugal del Duero Internacional.	2.150 »
Potencia total instalada en el Duero.	4.350 MW

TABLA 21-9

CUADRO RESUMEN DEL POTENCIAL HIDROELECTRICO ESPAÑOL ESTUDIADO
EN 31-XII-1970 (*)

Centrales hidroeléctricas	Potencia kW	% sobre la potencia total prevista	Producción en año medio GWh · h	% sobre la producción total prevista
En explotación en 31-XII-1970..	10 975.358	40,63	33.804,1	53,72
Con concesión otorgada.	5.623.284	20,80	11.236,3	17,85
Suma	16.598.642	61,43	45.040,4	71,57
Con concesión en trámite.	4.468.130	16,57	7.765,6	12,35
Suma	21 066.772	78,00	52.805,0	83,92
Otros estudios	5.940.274	22,00	10.116,3	16,08
Total	27 007.046	100,0	62.921,3	100,00

(*) Libro citado, pág. 455.

En España, como en la mayor parte de los países desarrollados o en vías de desarrollo, la demanda creciente de energía eléctrica se ha cubierto en estos últimos años principalmente con un aumento creciente de la energía termoeléctrica clásica o de combustible fósil y en los últimos con energía termoeléctrica con combustible nuclear. Recientemente se ha despertado un interés nuevo en nuestro país por explotar al máximo el potencial hidroeléctrico aún no explotado (11).

En Europa se está llegando ya a una saturación en la explotación de los recursos hidráulicos, excepto en los siguientes países: Noruega, España, Portugal, Austria, Checoslovaquia, Hungría, Yugoslavia, Grecia y Turquía, sobre todo en la U.R.S.S.; pero en general los grandes recursos hidráulicos mundiales se encuentran en los países menos desarrollados.

Al final del año 1978 la potencia total instalada en España era de 28.198.270 kW, distribuidos del modo siguiente: 47,89%, centrales hidroeléctricas; 48,14%, centrales termoeléctricas clásicas, y 3,97%, termoeléctricas nucleares.

21.2. EXPLOTACION DE LOS SALTOS NATURALES: CAUDAL INSTALADO

Una vez adquiridos los derechos de explotación de un salto natural, cuya altura bruta es H_b , se hace un estudio detenido del caudal máximo del río que han de absorber las turbinas. Este caudal no puede ser ni el caudal máximo, o caudal de crecida del río en un año lluvioso, ni el caudal mínimo de un año seco.

En el primer caso estarían las turbinas sobredimensionadas y durante largos periodos un tanto por ciento grande del capital invertido en las mismas improductivo.

En el segundo caso estarían las turbinas infradimensionadas y un tanto por ciento grande de la energía del salto quedaría sin explotar.

(11) He aquí algunos datos, que reflejan el interés que recientemente se ha despertado en España por incrementar la potencia hidroeléctrica instalada: ampliación de la central de Villarino con dos grupos más de 135 MW cada uno, hasta totalizar 810 MW, instalación del tercer grupo de 75 MW en la central de Conso en el río Camba; proyecto de la central de Mucla de Cortes, de 4 x 110 MW, y central de Gabriel y Galán, con un grupo reversible de 110 MW y 2 grupos de 20 MW cada uno.

Los datos necesarios para este estudio se han de recoger a lo largo de muchos años, cuantos más mejor, en los diferentes meses del año, y en todos los emplazamientos previsibles de centrales (el caudal de un río varía naturalmente de un lugar a otro por las aportaciones de los afluentes). La insuficiencia de datos, recogidos por los equipos destacados en todos los cauces fluviales del país, hace prácticamente imposible una previsión acertada.

La Fig. 21-1 representa una curva *hidrógrafa anual* típica. Con las mediciones de caudal realizadas se construyen las *hidrógrafas* de los lugares en que se prevean aprovechamientos hidroeléctricos. En ella se toman como abscisas los meses del año y como ordenadas los caudales. Este ejemplo particular corresponde a un lugar en que los caudales son máximos en los meses de junio y julio, mientras que en los meses de diciembre, enero, febrero y marzo son mínimos. Este tipo de hidrógrafa es característica de los ríos con *régimen de nieves* (alimentados por fuentes comprendidas entre los 1.000 y 2.000 m, o con *régimen glacial* (alimentados con fuentes de más de 2.000 m de altura). Las estaciones de los ríos con *régimen fluvial* (alimentados por fuentes de 500 a 1.000 m) se caracterizan, por el contrario, por tener caudales fuertes en invierno y débiles en verano.

Un estudio energético y económico de varias hidrógrafas correspondientes a diferentes años secos, normales o húmedos en una misma estación fluvial, o mejor de la *hidrógrafa media* construida con los caudales medios en 15 ó 20 años (cuantos más años mejor), conduce finalmente a la selección del *caudal instalado* que se ha representado con una raya horizontal en la figura.

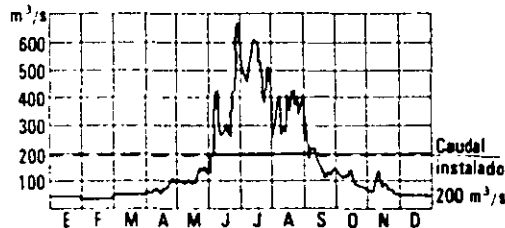


FIG. 21-1. Hidrógrafa anual en una estación hidráulica. En el eje de abscisas se han indicado los meses del año. El *caudal instalado*, en este caso de $200 \text{ m}^3/\text{s}$, se determina haciendo un estudio energético y económico global de la explotación. En los meses de enero a mayo y septiembre a diciembre en este caso las turbinas no funcionarían a plena potencia (testiaje).

Caudal instalado es el caudal total que absorberán todas las turbinas de la futura central en su carga nominal.

En los meses secos la central no funcionará a plena potencia y en los meses muy lluviosos la central aprovechará toda la energía disponible.

Si la altura del salto oscila se hará también un estudio de dicha oscilación antes de fijar la altura neta (véase Sec. 22.8) para la cual se han de diseñar las turbinas.

21.3. CENTRALES HIDROELECTRICAS

Cada *central hidroeléctrica* constituye un proyecto distinto de los demás. La central se ha de adaptar a la configuración del terreno y a las características que ofrece el salto en la naturaleza. Porque la naturaleza no ofrece simplemente una potencia hidráulica bruta, por ejemplo, de 100.000 kW, sino que esta misma potencia en veinte sitios distintos del globo la ofrece en configuraciones de terreno

distintas y con caudales y saltos brutos distintos: por ejemplo (potencia bruta $\simeq QH \cdot 10$): $Q = 10 \text{ m}^3/\text{s}$ y $H_b = 1.000 \text{ m}$; $Q = 50 \text{ m}^3/\text{s}$ y $H_b = 200 \text{ m}$; $Q = 100 \text{ m}^3/\text{s}$ y $H_b = 100 \text{ m}$, etc. Por tanto, ni las centrales, ni las turbinas de estos veinte lugares pueden ser iguales.

Es interesante ver en cambio lo que sucede en una *central térmica*. Estas pueden desplazarse donde más convenga, puede multiplicarse un proyecto idéntico; por ejemplo, en veinte centrales, todas ellas de idéntica potencia, por ejemplo, 100.000 kW. En las veinte centrales las turbinas pueden ser idénticas. En efecto, en las centrales térmicas, la naturaleza ofrece el combustible (carbón, fuel, etc.); pero el *salto térmico* se crea en la caldera en las condiciones de *caudal* y *salto entálpico* (el salto entálpico equivale al salto hidráulico en las centrales hidráulicas), que se estimen más convenientes.

El *coste absoluto* de una central hidroeléctrica orientativamente podría en algunos casos repartirse así: 55 por 100, la presa; 20 por 100, el equipo o maquinaria; 15 por 100, el terreno, y 10 por 100, las estructuras de la central; pero estos porcentajes pueden oscilar muchísimo, según el tipo de instalación.

Como el *coste absoluto* de una central depende de la potencia, para comparar costes se atiende al *coste por kW instalado*. Este disminuye al aumentar la potencia instalada en la central. Así *orientativamente* podemos decir que si el coste por kW en una central grande es 1, en una central pequeña será 3 y en una central muy pequeña, 6.

Es interesante también comparar el coste por kW instalado en una central hidroeléctrica con el de una central térmica de igual potencia. En general el *coste de instalación* es mayor: aunque la oscilación es grande, pudiendo ser igual el coste por kW instalado en una central hidroeléctrica y valer hasta tres veces más que el de una central térmica; pero el *coste de funcionamiento* es siempre mucho menor en una central hidráulica (se ahorra el precio del combustible).

Para acelerar el ritmo de la electrificación de un país en desarrollo las centrales térmicas tienen dos ventajas: menor inversión de capital inicial, porque el precio por kW instalado es menor, y posibilidad de multiplicar el mismo proyecto de central y de turbina, fabricando, por ejemplo, 50 turbinas exactamente iguales de 300.000 kW. Por el contrario:

Las turbinas hidráulicas no pueden fabricarse en serie porque en la naturaleza no se dan prácticamente dos saltos iguales.

21.4. CLASIFICACIÓN DE LAS CENTRALES

21.4.1. Según el tipo de embalse

Las centrales se clasifican en:

1.º *Centrales de agua fluyente*

No tienen embalse propiamente tal. El agua o se utiliza en las turbinas o se derrama por el aliviadero de la central. Son las más frecuentes y entre ellas se cuentan las centrales de más potencia. Son centrales de llanura. Se caracterizan por gran caudal y poca altura. La central se instala en el curso

mismo del río o en un canal desviado, como puede verse en la Fig. 22-14, después de interceptar el mismo por un dique de contención. Se pueden subclasificar en centrales con reserva, diaria o semanal (la reserva no supone propiamente un embalse) o sin reserva. En las primeras se ensancha algo el curso del río para una cierta acumulación de agua.

2.º Centrales con embalse

La Fig. 21-2 es un esquema de una de estas centrales con presa, canal de derivación, que aprovecha un meandro del cauce natural del río, tubería forzada (o tubería en la cual el agua se encuentra bajo presión) y central.

El canal se construye con poca pendiente y gran sección transversal para disminuir las pérdidas y aprovechar al máximo la energía, que perdería en el lecho natural tortuoso del río. [Véase Ec. 21-1].]

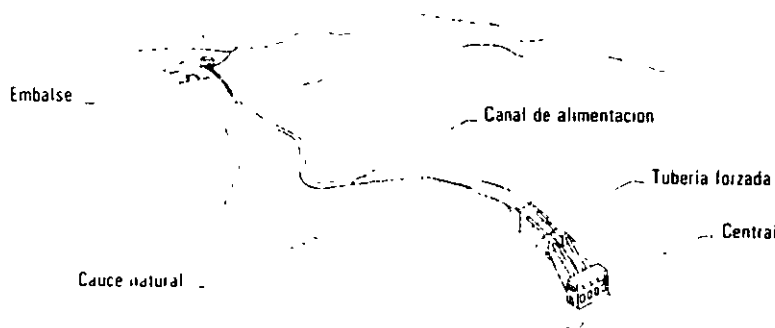


FIG. 21-2 Central con embalse, canal de alimentación y tubería forzada.

El embalse tiene por objeto regular las aportaciones del caudal de los ríos. Los embalses pueden ser destinados por su capacidad de acumulación a regulación mensual, anual o hiperanual. La acertada selección económica de la capacidad de un embalse depende de un gran número de factores y en particular del coste de la obra, que depende en primer lugar de la configuración natural del terreno.

En una estadística de las grandes presas europeas en servicio en el año 1974, España figura en primer lugar con 573 presas, de las cuales el 42% son utilizadas en conexión con centrales hidroeléctricas (11 bis).

En relación con los embalses españoles es interesante la siguiente Tabla 21-10 (12).

3.º Centrales de acumulación por bombeo

El principio básico de una *central de acumulación por bombeo* es el siguiente: en los períodos de poca demanda de energía, por ejemplo, en las horas nocturnas, se utiliza energía sobrante de la red, proveniente de otras centrales conectadas eléctricamente con la central de bombeo, para bombear agua del nivel de aguas abajo al nivel de aguas arriba.

(11 bis) En el Congreso de las Grandes Presas, celebrado en Madrid en el año 1973, un representante de China comunicó que entre los años 1940 a 1972 China puso en servicio 13.517 presas de más de 15 m de altura. Según esta comunicación, China contaría con la mitad de las presas existentes en el mundo.

(12) Libro citado, tabla VII-3-5, pág 446.

TABLA 21-10

CENTRALES ESPAÑOLAS ALIMENTADAS POR EMBALSES CON CAPACIDAD SUFICIENTE PARA ASEGURAR EL CAUDAL A PLENA CARGA DE MODO CONTINUO DURANTE EL TIEMPO QUE SE INDICA Y COMPARACION CON EL TOTAL HIDROELECTRICO NACIONAL (1970)

Grupo	Intervalo	N.º de centrales	Producción		Potencia		Horas de utilización
			Total del grupo (kW h)	% del total	Total del grupo (kW)	% del total	
1	Más de 2.160 horas (90 días)...	28	1.055.610.853	3,77	989.427	9,01	1.057
2	Entre 2 160 horas (90 días) y 720 horas (30 días).....	39	5.848.940.433	20,93	2.843.053	25,89	2.057
3	Entre 720 horas (30 días) y 360 horas (15 días).....	19	2.345.489.155	8,39	960.321	8,75	2.442
4	Entre 360 horas (15 días) y 160 horas (7 días).....	14	2.142.788.460	7,67	679.208	6,19	3.155
5	Menos de 168 horas (centrales de agua fluyente).....	1.863	16.555.446.239	59,24	5.507.359	50,16	3.006
	<i>Total hidroeléctrico nacional...</i>	1.963	27.948.275.140	100,00	10.979.368	100,00	2.546

Dos hechos han contribuido a la proliferación actual de este tipo de centrales: la interconexión de todas las centrales de una misma nación en una red nacional única y el desarrollo espectacular de las centrales térmicas convencionales y nucleares conectadas a la misma red. La economía de la explotación de las centrales térmicas de ambos tipos exige gran regularidad de marcha reduciendo a un mínimo las paradas y arranque de los grupos. De ahí que en los períodos de bajo consumo hay un excedente de energía considerable. La acumulación en un embalse superior constituye el mejor método conocido hasta el presente para acumular dicha energía sobrante. Las centrales de acumulación por bombeo funcionan entre dos embalses superior e inferior, acumulando energía con el bombeo y produciendo energía con la turbinación.

En algunos casos, las centrales de acumulación (13) por bombeo constituyen un buen negocio de compra y venta porque en ellas se compra energía barata nocturna, que se acumula en el embalse superior y se vende energía cara diurna o energía de punta obtenida en la turbinación.

Las centrales de acumulación por bombeo se han construido en multitud de variantes, que pueden reducirse a las seis siguientes:

- 1.^a Centrales separadas para bombeo y generación.
- 2.^a Centrales con *grupos cuaternarios*: en la misma central, grupos motor-bomba exclusivamente para bombeo y grupos turbina-generador exclusivamente para generación.

(13) En Estados Unidos se estudia la posibilidad de centrales de acumulación empleando un *embalse superior* en el nivel del suelo y un embalse subterráneo, que podría estar a 1.200 m de profundidad.

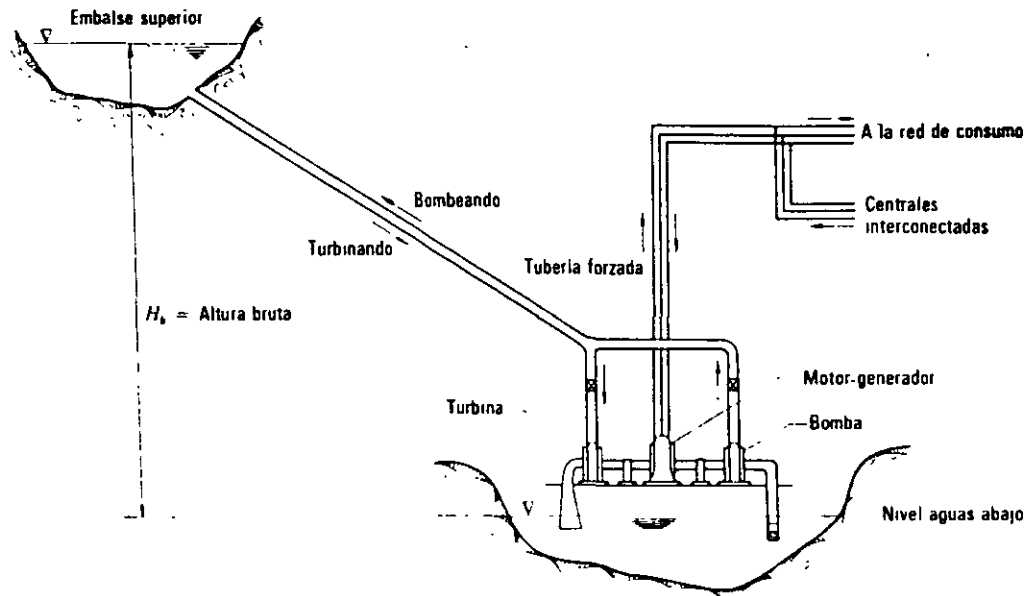


FIG. 2-3. Esquema de una *central de bombeo con grupo ternario*: con una sola máquina eléctrica (motor/alternador síncrono), dos hidráulicas (bomba y turbina) y tubería forzada única para el caudal ascendente y descendente.

3.^a Centrales con *grupos ternarios*. Cada grupo se compone de tres máquinas: bomba, motor-alternador síncrono y turbina. La máquina eléctrica es, pues, una máquina reversible; pero las máquinas hidráulicas son dos distintas. En la Fig. 21-3 puede verse un esquema de este tipo de central con grupos ternarios.

4.^a Centrales con *grupos binarios*. Cada grupo se compone de dos máquinas solamente: una máquina eléctrica: motor-alternador síncrono y una máquina hidráulica: bomba-turbina reversible.

5.^a Centrales mixtas de grupos ternarios y convencionales: grupos bomba-motor/alternador-turbina y grupos turbina-alternador.

6.^a Centrales mixtas de grupos binarios y convencionales: grupos motor/alternador-bomba/turbina y grupos turbina-alternador.

En el pasado, los grupos binarios se emplearon sobre todo en Norteamérica, donde fueron desarrollados, y los grupos ternarios en Europa. En la actualidad, los grupos binarios, que han superado el inconveniente que tenía la máquina hidráulica reversible de su bajo rendimiento al funcionar como turbina, se emplean en todo el mundo más frecuentemente que los ternarios, por el ahorro en la inversión que supone el empleo de una máquina costosa menos.

En la máquina hidráulica reversible del ciclo binario existen en la actualidad cinco variantes:

1.^a) *Bomba-turbina Kaplan* de eje horizontal, vertical o inclinado, sobre todo del tipo bulbo. La turbina Kaplan sólo es aplicable para saltos de altura moderada; siendo por el contrario en general la acumulación de la energía tanto más económica cuanto mayor sea el desnivel geodésico entre los estanques superior e inferior. El rendimiento en el bombeo y turbinación es elevado, gracias a la orientación de los álabes.

2.^a) *Bomba-turbina Dériaz*, que viene a ser una turbina Francis de álabes del rodete orientables.

3.^a) *Bomba-turbina tipo Francis* de álabes del rodete fijos.

4.^a) *Bomba-turbina de dos velocidades*. Así, por ejemplo, los ocho grupos reversibles de la Central de San Luis, U.S.A., funcionan a 120 rpm como bomba y a 150 rpm como turbina. Para ellos el motor-generador eléctrico único es de polos conmutables.

5.^a) *Bomba-turbina isogiro*. Estos grupos isogiro, desarrollados por la firma Charmilles de Suiza, deberán estudiarse en las obras especializadas (14).

En la Tabla 21-11 pueden verse las características de algunas centrales extranjeras de acumulación por bombeo equipadas con grupos binarios.

La Tabla 21-12 reúne las características de las centrales de acumulación por bombeo españolas, que entraron en servicio hasta el año 1970.

La central española de acumulación por bombeo de más potencia es la *central de Villarino*, que ha sido ampliada después de la fecha de confección de la Tabla 21-12 a 6 grupos totalizando una potencia instalada de $6 \times 135 = 810$ MW, con un caudal nominal en turbinación de $38,75 \text{ m}^3/\text{s}$ y en bombeo de $28 \text{ m}^3/\text{s}$. El embalse superior hiperanual de 2.648 Hm^3 de volumen total está creado por la *presa de la Almendra*, de tipo bóveda, de 197 m de altura, la presa más alta construida hasta el presente en España. Desde este embalse una galería a presión de 15 km de longitud, prolongada por las tuberías forzadas, conduce el agua a las seis bombas-turbinas reversibles alojadas en una central subterránea. La galería de desagüe conduce el agua al embalse del salto de Aldeadávila en el río Duero, el salto de mayor potencia de España. Entre ambos embalses, superior (Almendra) e inferior (Aldeadávila), el desnivel es de 402 m. De esta manera se puede bombear agua del Duero una vez turbinada en la central de Aldeadávila; mientras que el embalse de la Almendra regula también las aportaciones irregulares del Tormes caracterizadas por un gran estiaje.

La central de acumulación por bombeo de mayor potencia de la Europa Occidental es la *central de Vianden*, en Luxemburgo, con un caudal pendular diario de $5,4 \cdot 10^6 \text{ m}^3$. Los grupos I a IX de esta central son ternarios, giran a 428 rpm y totalizan una potencia de 900 MW. Los grupos ternarios constan de turbina Francis, motor/generador y bomba de dos flujos y dos escalonamientos. Desde 1973 funciona el grupo X, con el cual la potencia total instalada en Vianden asciende a 1.130 MW. El grupo X es un grupo binario de eje vertical, que gira a 333 rpm.

4.º *Centrales mareómotrices*

Se estudiarán en la Sec. 23.2.

21.4.2. Según la potencia

Las centrales se clasifican en cuatro grupos, aunque evidentemente los límites de potencia que se indican son convencionales:

1.º *Microcentrales*

Potencia máxima, 99 kW.

2.º *Centrales de pequeña potencia*

Potencia de 100 a 999 kW.

(14) Véase Claudio Mataix, *Turbomáquinas Hidráulicas*, Ediciones I.C.A.I., Madrid 1975, 1.371 págs. (págs. 839-840).

TABLA 21-11

*CARACTERISTICAS DE ALGUNOS GRUPOS BINARIOS EXTRANJEROS
DE ACUMULACION POR BOMBEO*

(En las columnas de P_u y H los primeros números se refieren al funcionamiento como bomba y los segundos al funcionamiento como turbina)

<i>Central</i>	<i>País de instalación</i>	<i>Año</i>	<i>N.º de grupos</i>	<i>Disposición del eje</i>	<i>P_u unitaria (MW)</i>	<i>H (m)</i>	<i>n (rpm)</i>
Taum Sauk	U.S.A	1963	2	V (= vertical)	144 261	231 254	200
Yard Creeks	U.S.A.	1965	3	V	74.5 104.3	222 199	
Cornwall	U.S.A.	1965	8	V	186.5 295	310 350	
Ikehara 2.	Japón	1966	2	V	110 110	132 129.5	150
Cabin Creek	U.S.A	1967	2	V	97 116.3	320 326	
Nagano	Japon	1968	2	V	120 113	111 107.5	150
Brasimone	Italia	1970	2	V	150.3 169.7	385.9 377.7	375
Kisen Yama	Japón	1970	1	V	240.0 240.0	230 220	225
Vranden 10	Luxemburgo	1970	1	V	215.0 196.4	294.7 287.1	333.3
Ludington	Japón	1972	6	V	323.0 343.0	113.6 107.7	112.5
Blenheim Gilboa	Japón	1972	4	V	287.0 300.0	358 339	257
Kastae	Japon	1970	6	V	263.0 261.0	381 328	257

Bomba-turbina con motor-generador de dos velocidades

Hatanagf	Japón	1962	2	V	33.7 45.4	103.2 101.8	200 120/167
San Luis	U.S.A	1965	8	V	28 23.8	88 59.6	120/150 120/150

3.º *Centrales de potencia media*

Potencia de 1.000 a 9.999 kW.

4.º *Centrales de gran potencia*

Potencias superiores a 10.000 kW.

Las microcentrales, que constituyeron un día la solución para proveer económicamente de electricidad granjas, poblados pequeños, etc., y que perdieron interés cuando las redes eléctricas nacionales cubrían prácticamente la geografía del país, vuelven a considerarse en muchas naciones al revalorizarse con la crisis energética aun los más pequeños recursos. Las microcentrales y más generalmente las centrales de pequeña potencia de 50 a 5.000 kW despiertan hoy día crecido interés (15). Algún gobierno favorece la explotación privada de los pequeños recursos hidroeléctricos, comprándose para la red general la energía producida:

1. Entre otras, las casas Drees y Ossberger en Alemania, Neyrpic y otros fabricantes más en Francia y Allis Chalmers en U.S.A., construyen pequeñas turbinas.
2. En el Japón, según un artículo de N. Sasaki y T. Yasuda, la crisis del petróleo de 1973 ha despertado el interés en las pequeñas turbinas (300-10.000 kW), que totalizan una potencia estimada de 10.000 MW, que podrían añadirse a la red nacional.
3. En U.S.A., un reciente artículo de J. D. Lawrence publicado en «Public Power», propugna el aprovechamiento de los pequeños recursos hidroeléctricos, cuyo precio se reduciría con unidades estandarizadas de funcionamiento totalmente automático.
4. En China se obtienen actualmente unos 2.000 MW en un total de 60.000 minicentrales, que oscilan entre 20 a 50 MW (16).
5. En España, de las 1.677 centrales catalogadas en las estadísticas del año 1978 del M.O.P.U., 656 son microcentrales.
6. La Electricité de France explota 147 pequeñas centrales (de 50 a 2.000 kW) y otras 913 son explotadas por particulares. Con la crisis del petróleo de 1973 aumenta el mercado nacional e internacional de las microcentrales, que son más económicas y de mayor duración que las centrales con motor Diesel y no requieren personal tan especializado.

21.4.3. Según la altura de salto

En este lugar, como siempre que no se especifica lo contrario, se entiende por salto la *altura neta*, que suele ser menor que la *altura bruta*, H_b [Ec. (21-2)]. El concepto de *altura neta* juega un papel tan importante en las turbinas como el de *altura útil o efectiva* en las bombas, y se puntualizará en la Sec. 22.8.

La *clasificación de las centrales según la altura de salto* es la más importante porque es el salto neto más que ninguna otra característica el que determina tanto la obra civil (presa, canal de derivación, conducto forzado, central) cuanto el tipo de turbina, así como la velocidad del grupo y el tipo de alternador, como se puede ver en la Tabla 21-13 de *características de las centrales según la altura de salto*.

(15) Véase folleto de la Allis Chalmers, U.S.A., *Standardized hydroelectric generating units*. (Ofrece 10 tamaños estándar de turbinas (turbinas bulbo) para $H \leq 15$ m y P_o de 50 a 5.000 kW).

(16) En China hasta ahora la política hidroeléctrica ha sido desarrollar estos pequeños proyectos construidos y explotados por la comunidad local. En la actualidad se desarrollan dos grandes proyectos hidroeléctricos de ámbito nacional: la central de Gezheuba, de 2,7 GW, en el río Yangtze, y otra en el río Amarillo, de 1,6 GW.

TABLA 21-13

CARACTERISTICAS DE LAS CENTRALES SEGUN LA ALTURA DE SALTO

<i>Característica</i>	<i>Salto de pequeña altura</i>	<i>Salto de mediana altura</i>	<i>Salto de gran altura</i>
Topografía	Terreno llano o ligeramente ondulado	Terreno suavemente ondulado	Terreno montañoso (a veces suavemente ondulado)
Importancia del caudal con respecto a la altura	Grande	Medio	Pequeña
Embalse	Sin embalse o con reserva diaria; presa a través del río; compuertas móviles	Presa y reserva diaria o semanal en el mismo río; compuertas móviles y aliviaderos fijos; a veces embalse	Embalse anual o hiperanual
Llegada de agua a la central	Central de agua fluyente (a veces canal de derivación)	Canal de derivación (a veces central de agua fluyente)	Canal de derivación o túnel y central de pie de presa
Tipo de central	Canal de llegada - sala de máquinas - subestructura	Canal de llegada - tubería forzada - sala de máquinas - subestructura	Chimenea de equilibrio - tubería forzada - sala de máquinas - subestructura
Tipo de turbina	Kaplan, hélice, bulbo, Francis exprés	Francis normal (a veces modernamente también Kaplan)	Francis lenta, Pelton (a veces modernamente también Kaplan)
Tamaño de turbina	Turbinas grandes	Turbinas medianas	Turbinas pequeñas
Eje de la turbina	Corrientemente eje vertical		Corrientemente eje horizontal
Coste de la central kW instalado	Alto	Medio	Bajo

También aquí los límites de saltos que se indican son convencionales.

1.º *Salto de pequeña altura*

Altura neta, $H \leq 14,99$ m.

2.º *Salto de mediana altura*

$15,00 \leq H \leq 49,99$ m.

3.º *Salto de gran altura*

$H \geq 50$ m.

21.4.4. Según la economía de la explotación

Las centrales se clasifican en:

1.º *Centrales independientes*

Alimentan una red individual no conectada a otras centrales.

2.º *Centrales interconectadas*

Alimentan una red común junto con otras centrales hidráulicas, térmicas, convencionales o nucleares. La tendencia moderna, como sucede en España, es crear una red nacional única, con interconexión de todas las centrales, incluso las pequeñas (17).

21.4.5. Según el lugar de instalación

1.º *Centrales de agua fluyente*

La central intercepta el curso del río.

2.º *Centrales de pie de presa*

La central se construye al pie del embalse.

En la Fig. 21-4 puede verse un corte esquemático de la central de Entrepeñas con la tubería forzada que sale del embalse y alimenta la turbina con su tubo de aspiración y el canal de salida.

3.º *Centrales subterráneas*

Se desarrollaron grandemente en Suecia, en la última guerra mundial para protección contra los ataques aéreos; en la actualidad, gracias al desarrollo de la técnica de construcción de túneles, han adquirido un gran auge en el mundo entero y en muchos casos constituyen la solución más económica.

(17) La energía proveniente de una red nacional única es en general más barata que la engendrada en centrales privadas. En los últimos años, con el desarrollo de los *ciclos térmicos* combinados, resulta a veces más económico a una empresa generar su propia corriente

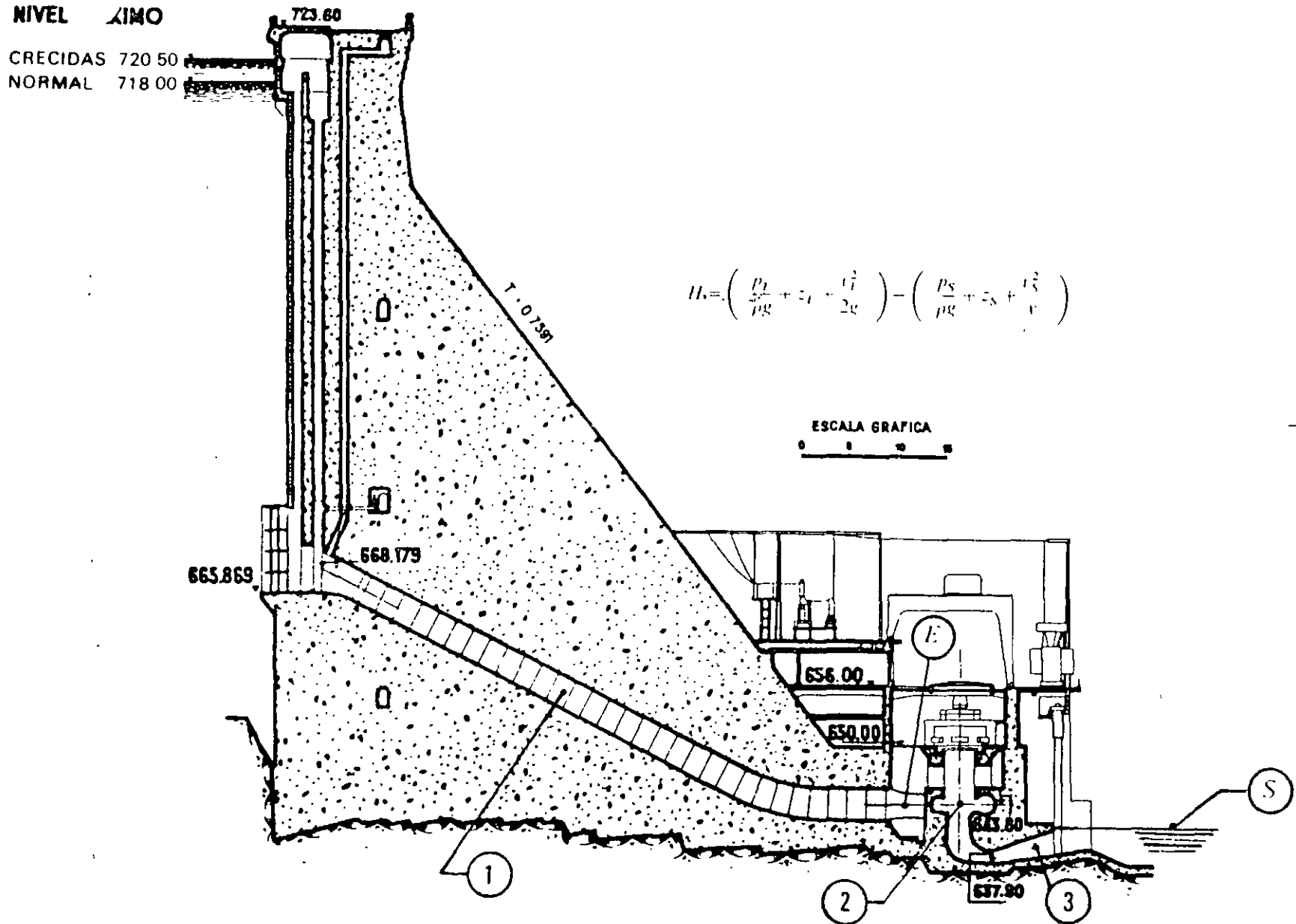


FIG. 21-4. Central de Entrepeñas de la Unión Eléctrica Madrileña. Altura de salto: máxima, 80.00 m; mínima, 37.00 m; esta central está equipada con 2 grupos de 19.500 kW cada uno. (Por cortesía del Ministerio de Obras Públicas.)

22. *Turbomáquinas hidráulicas:* *Turbinas*

22.1. DEFINICION

La turbina hidráulica es una turbomáquina motora, y por tanto esencialmente es una bomba rotodinámica que trabaja a la inversa.

Así como una bomba *absorbe* energía mecánica y *restituye* energía al fluido, una turbina *absorbe* energía del fluido y *restituye* energía mecánica. *Teóricamente*, suministrando energía hidráulica a la máquina, e invirtiendo el flujo, una bomba podría trabajar como turbina. *Prácticamente*, el rendimiento sería muy bajo, y a veces nulo, exceptuando las máquinas especialmente diseñadas para trabajar como bomba y como turbina, como es el caso de la máquina doble bomba-turbina de las centrales de bombeo (Sec. 21.4.1).

22.2. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS

Los elementos constitutivos de una turbina son análogos a los de una bomba; pero dispuestos en orden inverso. (Véase la Fig. 21-4; los números entre paréntesis se refieren a esta figura):

- *Canal de llegada* (lámina libre) o *tubería forzada* (flujo a presión, n. 1). Corresponde a la tubería de impulsión en una bomba. Al final de la tubería forzada se instala una válvula (compuerta, mariposa, etc.), que no aparece en la figura y detrás de la válvula está la entrada en la tubería (sección E en la figura).
- *Caja espiral* (n. 2). Transforma presión en velocidad; en una bomba, velocidad en presión.
- *Distribuidor*. Corresponde a la corona directriz en una bomba; pero en una turbina transforma presión en velocidad y actúa como tobera; en una bomba, por el contrario, actúa como difusor.
- *Rodete*. A las *bombas centrífugas* con flujo en el rodete hacia el exterior corresponde el tipo de *turbinas centrípetas*, con flujo en el rodete hacia el interior.
- *Tubo de aspiración* (n. 3). Corresponde a la tubería de aspiración de una bomba. En una turbina es el órgano de desagüe, pero se llama *tubo de aspiración* porque crea una aspiración o depresión a la salida del rodete; mientras que en las bombas constituye la tubería de admisión, y crea



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001



CA 275 CURSO DE MINIHIDRÁULICA

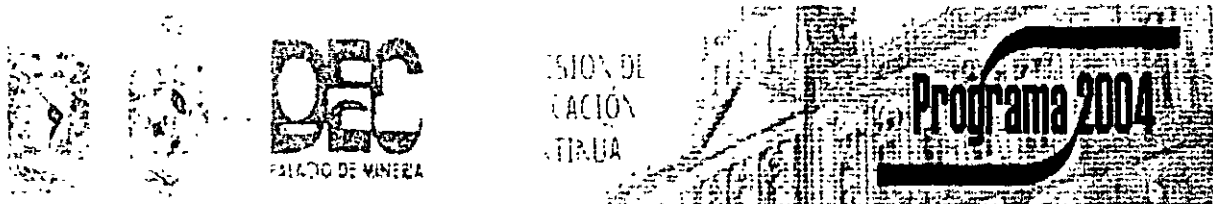
TEMA: 7

TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS: LEYES DE SEMEJANZA Y CURVAS CARACTERÍSTICAS

COORDINADOR: M. en I. ARTURO NAVA MASTACHE

DEL 22 AL 26 DE NOVIEMBRE DE 2004

PALACIO DE MINERÍA



Los molinos de viento se empezaron ya a utilizar en Persia unos 1.000 años antes de J. C. El francés Parent, a comienzos del siglo XVIII, estudió científicamente el ángulo más favorable de posición de las paletas de molino de viento. A mediados del siglo XVIII una teoría más perfecta sobre los molinos de viento fue elaborada por Euler, que descubrió el *teorema fundamental de las turbomáquinas*, aplicable también a ellos. El aire en esta máquina puede considerarse también como incompresible. Así como el ventilador no es más que una bomba de aire, el molino de viento es también una turbina de aire. Las fórmulas de potencias, rendimientos, etc., deducidas en el capítulo anterior, son aplicables a estas máquinas.

El *segundo simposio internacional sobre la energía del viento*, celebrado en Amsterdam en octubre de 1978 (2) (el primero se celebró en Cambridge dos años antes), puso en evidencia un crecido interés mundial en este tipo de energía. Un representante de U.S.A. habló de una explosión en la información en los últimos dos años.

En *Holanda* se construye un rotor de 5 m de diámetro con paletas de plástico reforzadas con fibras de vidrio y posiblemente otro de 25 m. En *Suecia* se preparan prototipos de 2 a 4 MW y se sustituyen las paletas de aluminio por paletas de plástico reforzadas con fibra de carbón. En el estado actual de la técnica el *rendimiento de las plantas eólicas* es aproximadamente el doble del de las plantas de energía solar; mientras que para la misma energía las plantas solares requieren una superficie de terreno de 25 a 30 veces mayor que las eólicas, lo que constituye una gran ventaja de las segundas. En *Estados Unidos*, en North Carolina, se estaba terminando la construcción de la mayor planta eólica del país: potencia 2.000 kW con vientos de 36 a 69 km/h; rotor de 30 m de diámetro con paletas de acero; torre de acero de 43 m de altura. La firma Boeing investiga formas diversas de un rotor de 90 m de diámetro con dos paletas para una central eólica de 2,5 MW.

Según investigaciones llevadas a cabo en el *Japón*, aproximadamente el 10 por 100 del consumo actual de energía podría cubrirse con energía eólica; mientras que según investigaciones holandesas, esa cifra podría teóricamente elevarse hasta el 20 por 100. Para eso, sin embargo, se necesitarían en *Holanda* 5.000 centrales con rotor de 50 m que cubrirían el 20 por 100 de la costa del país, lo cual da una idea del problema del espacio que es, sin embargo, muy inferior al que plantean los paneles solares para proporcionar la misma potencia.

23.2. CENTRALES MAREOMOTRICES Y GRUPOS BULBO

La utilización de la energía del mar se estudia actualmente en tres campos distintos: La energía de las mareas, la energía de las olas y la energía térmica (3). De las dos primeras, únicas que pertenecen a nuestro estudio, trataremos en las dos secciones siguientes.

Central mareomotriz es una central que aprovecha la energía de las mareas.

En 1960 se empezaba en Francia la construcción de *la primera central mareomotriz* del mundo, la central de la Rance, emplazada en el estuario de Saint-

(2) Véase *Internationales Symposium über Windenergiesysteme in Amsterdam, Niederlande, vom. 3. bis 6. Oktober 1978*, en «BWK 31, 1 (1979) 38-40»

(3) En algunos lugares del Caribe por ejemplo hay un salto térmico de 20 K entre la superficie libre del mar y una profundidad de 600 m. Hay un proyecto del O.T.E.C. (Ocean Thermal Energy Conversion) de una central de 100 MW de este tipo que se piensa realizar en 1985.

23. *Otras fuentes de energía: Energía eólica, energía mareomotriz y energía de las olas*

En la producción de energía eléctrica la *energía hidráulica convencional*, que utiliza los saltos naturales de los ríos, representa en los principales países industrializados, salvo excepciones, un tanto por ciento que oscila entre el 4 y el 30. La proporción de la energía hidráulica va además disminuyendo a medida que los recursos naturales se van agotando y la demanda de energía crece incesantemente. En España al finalizar el año 1978, la *potencia hidráulica instalada* representaba todavía un 47,89 % de la potencia instalada total.

La restante energía eléctrica se obtiene en las *centrales térmicas convencionales* o *centrales de combustible fósil* utilizando la energía de los combustibles sólidos, líquidos y gaseosos, y en las *centrales térmicas atómicas* o *centrales de combustible nuclear* utilizando la energía procedente de la *fisión del átomo*. El estudio de unas y otras no pertenece a este libro.

En la actualidad la *crisis energética* ha espolcado la investigación de las llamadas *fuentes alternativas de energía*, entre otras: la energía eólica, solar, mareomotriz, geotérmica, la energía de la *fusión nuclear*, la energía proveniente de otros combustibles secundarios como turbas y maderas, la energía de las olas, etc. De ellas sólo son energías hidráulicas la energía eólica, la energía mareomotriz y la energía de las olas. En el momento actual las *fuentes secundarias de energía* despiertan crecido interés, si no como una alternativa a otras fuentes de energía más copiosas, sí como un complemento valioso de las mismas (1).

23.1. ENERGIA EOLICA

La energía eólica o energía del viento se ha utilizado relativamente poco hasta el presente, tanto por lo variable de la disponibilidad como por el coste específico (coste por kW instalado) relativamente alto de las instalaciones.

(1) Las radiaciones solares que llegan a la tierra tienen una potencia estimada de $178 \cdot 10^9$ MW. El problema consiste en recoger, almacenar y hacer frente a la variación de esta energía y esto de manera que el sistema resulte económico. El desarrollo de la energía solar para calefacción y aire acondicionado es grande, no así para la producción de energía eléctrica. Una central de 1.000 MW exigiría una extensión de terreno mínima (en zona tropical) de 10 km^2 para instalar los paneles solares.

En cuanto al *potencial geotérmico* mundial se estima puede alcanzar los 60.000 MW.

En los mismos combustibles fósiles hay una tendencia a volver a la hulla, hasta el siglo xx el combustible preferido, que luego fue postergado por el uso del petróleo. Las reservas mundiales de hulla se han estimado por encima de 5,5 veces mayores que las del petróleo. Estas reservas se encuentran principalmente en la U.R.S.S. y U.S.A. En Alemania se estima que las reservas de hulla ciertamente explotadas bastan para más de 500 años. (Véase *Bundesministerium für Forschung und Technologie, Auf dem Wege zu neuen Energiesystemen*, Bonn 1975, Teil I, 60 págs.)

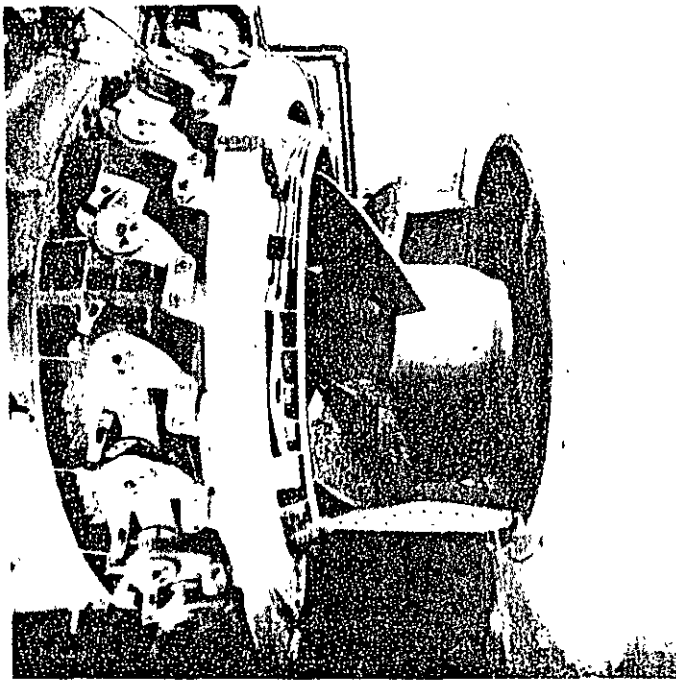


Fig. 23-1. *Turbina bulbo* con distribuidor Fink para la regulación del caudal de la central mareomotriz de la Rance. La central consta de 24 grupos idénticos con una potencia unitaria de 10 MW. La turbina tiene 4 paletas, gira a 93.75 rpm absorbiendo un caudal unitario máximo de 275 m³/s.

En Alemania se ha instalado un grupo bulbo multiplicador [relación 75 (turbina)/750 (alternador) rpm] de 50.000 kW, que representa una gran economía en el alternador al disminuir el número de pares de polos [véase Ec. (22-9)]. Existe actualmente una tendencia a proyectar siempre que sea posible los saltos de poca altura con grupos bulbos con alternador sumergido en sustitución de los antiguos Kaplan verticales, con alternador fuera del agua.

Además de los problemas de estanqueidad originados por estar el alternador sumergido, comunes a todos los grupos bulbos, los destinados a las centrales mareomotrices han presentado problemas que han requerido innumerables investigaciones sobre la *corrosión* producida por el agua del mar con el problema adicional de depósitos de algas, etc., problema ya conocido en la industria naval. Con motivo de la central de Rance se han estudiado más de cien pinturas distintas para revestimientos, haciéndose también un estudio completo de las aleaciones para la construcción de la turbina, que ha conducido, por ejemplo, a la selección para los álabes del rodete de un acero martensítico de 17 por 100 de Cr, 4 por 100 de Ni y 4 por 100 de Cu.

Otras características de la central mareomotriz de la Rance son: *superficie del embalse*: 22 km²; *masa de agua* en movimiento en dos mareas (24 h, 50 m): 720 millones de m³; *volumen útil del embalse*, 184 millones de m³; *caudal de punta*: 15.000 m³/s; *producción anual*, 544 GWh.

Existen en Francia otros muchos proyectos de centrales mareomotrices, entre otros el gran proyecto de Chausey, cuya potencia instalada sería treinta veces mayor que la de Rance. También hay muchos estudios sobre posibles emplazamientos de centrales mareomotrices en diferentes lugares del mundo: Canadá, Inglaterra, India, Méjico, etc., incluyendo España, como el de la bahía de Vigo, con una amplitud máxima de las mareas de 3,50 m. Algunos de estos proyectos junto con otros muchos, vuelven a considerarse de nuevo en la actualidad. Así, por ejemplo, en la bahía de Fundy (Nueva Escocia, Canadá) se vuelven a considerar cuatro proyectos, que oscilan entre 1.150 MW y 4.000 MW. El salto máximo originado por las mareas en estas localidades asciende a 16 m, siendo 10 m el valor medio. De los cuatro proyectos indicados, el de 1.150 MW es el que tiene de momento mayores perspectivas de llevarse a cabo.

Malo, en Bretaña, y en 1966 se ponía en marcha el primer grupo de esta central. Prescindiendo de si la energía de las mareas es producida por la rotación de la tierra o por el calor del sol, y renunciando a todo estudio sobre dinámica de las mareas, nos contentaremos con definir la

Amplitud de la marea = diferencia de nivel entre una marea alta y una marea baja consecutivas; esta amplitud varía según las posiciones relativas de la luna y del sol, y alcanza su valor máximo 4-5 días antes de la luna llena.

Altura unitaria = altura de la marea alta con respecto a un nivel medio, de ciertos días de luna llena, en que el sol y la luna se encuentran a distancia media de la tierra. En Saint-Malo, por ejemplo, es de 5,70 m.

En una central mareomotriz se embalsa el agua cuando la marea está alta y se turбина cuando está baja.

La *oscilación anual* de las mareas de un año a otro no es grande, de manera que la energía disponible de un año a otro es casi constante: no hay, por tanto, años secos y años húmedos.

La *oscilación mensual* (mes lunar: 29 y 1/2 días) es también pequeña y no más que un 5 por 100 de su valor medio: no hay por tanto en las centrales mareomotrices ni invierno ni verano, ni mes seco ni húmedo.

La *oscilación diaria* (de un día a otro) en cambio es muy grande, llegando a valer 8 la relación de la energía disponible en los días de mayor y menor salto. Para atenuar estas variaciones se puede acudir al bombeo. Los grupos bulbo de que hablamos a continuación son reversibles.

Gracias a las investigaciones realizadas en Francia para el desarrollo de la central de la Rance, los problemas técnicos de las centrales mareomotrices pueden considerarse resueltos. No se han instalado hasta el presente más centrales mareomotrices de cierta importancia por el coste excesivo del kW instalado. La crisis de la energía está cambiando el panorama económico de las centrales mareomotrices, que en la actualidad vuelven a considerarse con crecido interés. Así, por ejemplo, se anuncian planes para la construcción de una central mareomotriz de 6.000 MW en Mezenskaya, en la costa ártica de la U.R.S.S., con una longitud de embalse de 58 km (4).

Grupos bulbo

Los *grupos bulbo* son un subproducto muy estimable de las centrales mareomotrices. Desarrollados en Francia se construyen ya en muchos otros países, por su simplicidad de instalación y consiguiente economía en la obra civil. La Fig. 23-1 representa el grupo experimental instalado en Saint-Malo (de características análogas a los de la central de Rance), que estuvo en funcionamiento experimental desde el año 1959 hasta el de 1964. Características: $P_a = 9.000$ kW, $H = 5,5$ m; $n = 88,235$ rpm. Construido en Francia por la casa Neyrpic. Estos grupos bulbo se instalan horizontalmente o con el eje inclinado. El alternador va alojado en un bulbo (de donde el nombre de estos grupos), que reduce las pérdidas hidráulicas.

Las características de las turbinas de la central mareomotriz de la Rance son: veinticuatro grupos de 10.000 kW; $H = 5,75$ m; $n = 93,75$ rpm; diámetro del rodetes = 5.350 mm. (Véase la Fig. 23-1.)

(4) Cf. E. Jeffs (ed.), *Is tidalpower showing signs of revival*, en «Energy Int. 11, 12 (1974)».

24. *Turbomáquinas hidráulicas: Transmisiones hidrodinámicas*

24.1. INTRODUCCION

Para transmitir potencia a corta o larga distancia existen entre otras, además de la solución eléctrica, dos soluciones: la mecánica y la hidráulica. Las dos soluciones han sido empleadas en los barcos.

Un barco movido con turbina de vapor presenta el problema de que la turbina debe girar a gran velocidad; mientras que la hélice a poca velocidad.

- la *transmisión eléctrica* consistiría en hacer que la turbina accionara un generador, cuya potencia por cable se transmitiría al motor que movería la hélice. Este tipo de transmisión es frecuente en las locomotoras diesel.
- la *transmisión mecánica* en este caso consiste en utilizar engranajes helicoidales reductores. Esta solución es la más empleada en los barcos por su mayor sencillez y rendimiento (en otras aplicaciones las transmisiones mecánicas pueden incluir palancas, cadenas, correas, levas, etc.).
- la *transmisión hidráulica* es la que vamos a estudiar en este capítulo.

La transmisión hidráulica consta de:

- *bomba* que comunica la potencia del eje de entrada al fluido;
- *conducto* más o menos largo y complicado por donde circula el fluido transportador de potencia (en las transmisiones hidrodinámicas estudiadas en este capítulo este conducto prácticamente no existe);
- *motor hidráulico* accionado por el fluido, que comunica potencia al eje de salida.

Las transmisiones hidráulicas se dividen en

- *Transmisiones hidrostáticas*: la bomba y el motor son de *desplazamiento positivo*. Estas transmisiones se estudian en el Cap. 28 de este libro.
- *Transmisiones hidrodinámicas*: la bomba y el motor (turbina) son turbomáquinas, y el conjunto de la transmisión es una turbomáquina compuesta. Estas transmisiones se estudian en el presente capítulo. Existen dos tipos distintos de transmisiones hidrodinámicas: *acoplamientos hidrodinámicos* (Sec. 24.2) y *convertidores de par hidrodinámicos* (Sec. 24.3).

Las transmisiones hidrodinámicas fueron ideadas por el alemán Föttinger.

Citemos para terminar tres proyectos gigantescos que podrían algún día realizarse en la U.R.S.S.:

- Central de 5.000 MW en el golfo de Mezensk, con una amplitud media de marea de 5,80 m, área embalsada de 860 km² y longitud del dique de 50 km.
- Central de 10.000 MW en el golfo de Tugursk, con una amplitud media de marea de 5,80 m, área embalsada de 1.140 km² y longitud de dique de 17,4 km.
- Central de 3.500 MW en el golfo de Penzhinsk, con una amplitud media de marea de 6,8 m, área embalsada de 6.720 km² y longitud de dique de 31,6 km.

Las reservas mundiales de energía mareomotriz superan a las de todos los ríos del mundo y superan los 10⁶ MW, pero su explotación es excesivamente costosa.

23.3. LA ENERGIA DE LAS OLAS

Es otra fuente de energía del mar aprovechable. Existen en la actualidad multitud de ideas, prototipos y patentes pero ninguna aplicación práctica importante. En la actualidad se estiman los costes por kW instalado de este tipo de energía ocho veces mayores que en la energía térmica convencional o nuclear. Un esquema reciente que según el inventor reduciría notablemente los costes, consiste en unidades que constan de un globo semiflotante alargado con una quilla de hormigón en su interior. Al pasar las olas comprimen y expansionan alternativamente el aire en los compartimentos internos, originando unos movimientos peristálticos, que bombean aire a través de válvulas y conductos instalados en la quilla. El aire finalmente acciona la turbina de aire acoplada al generador (5). Otro proyecto prometedor consiste en una instalación combinada de desalinización del agua del mar por el principio de la ósmosis invertida y de extracción de energía de las olas, cuya economía se presenta muy atractiva.

PROBLEMAS

23-1. *En este problema se despreciarán las pérdidas. Una turbina de aire tiene un diámetro de 3 m y es accionada por un viento de 50 km/h. La densidad del aire es 1,2 kg/m³.*

Calcular la potencia máxima del aire.

23-2. *La misma turbina del problema anterior atravesada ahora por un caudal de aire de la misma densidad de 160 m³/s. Las presiones medias antes y después de la turbina son 2, 5 y 2 mbar, respectivamente.*

Calcular:

- a) la velocidad del viento;
- b) la fuerza axial que se ejerce sobre la turbina;
- c) la potencia del aire.

(5) Cf. *Ups and downs of wave energy*, en «*Water Power*, 31, 1 (1979)», 54-55. Véase también *Symposium über Meeresenergienutzung* (Simposio sobre la utilización de la energía del mar), en «*BWK*, 31, 2 (1979)», celebrado en septiembre de 1979.

aceite que llena la carcasa, el cual en circuito cerrado entra centrípetamente en la turbina accionando el *eje conducido*. Cuando la transmisión está funcionando, la trayectoria del fluido es una hélice enrollada alrededor de un círculo concéntrico con el eje de rotación del acoplamiento. El rendimiento de estos acoplamientos es muy elevado, pudiendo alcanzar el 98 por 100, ya que la proximidad de la bomba y la turbina elimina las pérdidas de transmisión y las pérdidas por velocidad de salida.

Las ventajas de este embrague fluido son: eliminación de las vibraciones torsionales del motor y del acoplamiento brusco, gracias al deslizamiento. Se fabrican en potencias desde 1 hasta por encima de los 25.000 kW. Se utilizan en autobuses urbanos, camiones, etc., y los de gran potencia en los motores diesel de los barcos (la transmisión de gran potencia de la central de bombeo de la Fig. 19-11 es un convertidor de par).

Según el teorema del momento cinético [Ec. (18-5)], el par de entrada en un acoplamiento hidrodinámico ha de ser igual al par de salida, porque el momento cinético comunicado por la bomba al fluido es igual que el comunicado por el fluido a la turbina. El fluido suele ser aceite mineral de lubricación. Como tiene que haber una diferencia de fuerzas centrífugas en el árbol conductor y en el conducido para que se produzca la circulación, existe siempre necesariamente un deslizamiento; pero a plena velocidad suele ser de 2 por 100 y aún menor.

24.3. CONVERTIDOR DE PAR HIDRODINAMICO

En la Fig. 24-1 b puede verse un esquema de *convertidor de par*. Se diferencia del mero acoplamiento en que no sólo transmite potencia, sino que multiplica el par transmitido disminuyendo la velocidad. Para ello, a las dos coronas móviles, bomba y turbina, se añade una corona fija con álabes, que dirigen el flujo de la turbina de nuevo a la bomba; de manera que el fluido al cambiar de dirección aumenta su momento cinético; este momento cinético sumado al que le imparte la bomba hace que la disminución del momento cinético en la turbina sea mayor que el aumento del momento cinético que experimenta el fluido en la bomba, con lo que el par transmitido es mayor. El convertidor de par de la figura es de un solo escalonamiento. Hay unidades más complicadas de dos o tres escalonamientos con dos o tres rodetes de turbinas en serie.

El convertidor de par es a la vez un reductor de velocidad, en que la relación entre la velocidad del árbol conductor y del árbol conducido se mantiene constante. Una cierta variación de la relación de velocidades se obtiene variando el deslizamiento; pero al aumentar éste, disminuye el rendimiento de la transmisión. Para conservar un rendimiento aceptable se disponen en serie dos o más ruedas, que según el régimen de funcionamiento pueden girar como ruedas locas, girar una permaneciendo la otra fija como miembro de reacción, o bien permanecer las dos fijas.

Las transmisiones automáticas modernas de los coches emplean convertidores de par junto con cajas de engranajes. Así se mejora el rendimiento.

Otras transmisiones como la *Hydramatic*, utilizada en los Cadillac, Olsmobile y otros coches de la General Motors consta de un *acoplamiento hidráulico*, tres sistemas de engranajes planetarios y los controles necesarios para actuar estos sistemas. La unidad tiene además un sistema hidráulico con

Föttinger era un ingeniero eléctrico que en unos astilleros se ocupaba de desarrollar un reductor para las turbinas de vapor de los barcos. La solución eléctrica, que él rechazó, por su excesivo peso, le dio la idea de la segunda máquina mencionada: el *convertidor de par*. Se fabricaron e instalaron muchos en los barcos hasta que fue desterrado de este campo de aplicación por los engranajes helicoidales, más baratos y de mejor rendimiento. En los coches ha encontrado nuevas aplicaciones esta máquina, que se estudia en la Sec. 24.3.

Más aceptación en los barcos tuvo el segundo invento del mismo Föttinger, que estudiaremos primero: el *acoplamiento hidrodinámico*.

El convertidor de par es un reductor de velocidad. El acoplamiento hidráulico, un *embrague fluido*. Los motores diesel gigantes de los barcos presentaban el problema de las vibraciones torsionales, que este acoplamiento vino a solucionar. Desde 1930 el acoplamiento hidráulico se utiliza también mucho en los autobuses urbanos. Este acoplamiento suaviza los tirones originados por las paradas y arranques bruscos y continuos de estos vehículos.

Empezaremos con el estudio de esta última *turbomáquina compuesta*.

24.2. ACOPLAMIENTO HIDRODINAMICO

En la Fig. 24-1 *a* puede verse un esquema de *acoplamiento hidrodinámico*. Consta de una bomba centrífuga y de una turbina centrípeta alojadas en la misma carcasa. Ambas forman como dos medias naranjas. Los álabes de la bomba y de la turbina son *radiales* y rectos. Los álabes radiales son más económicos y tienen la ventaja de su simetría en el giro en ambos sentidos. El *eje conductor* o eje de entrada mueve la bomba, que impulsa radialmente hacia el exterior el

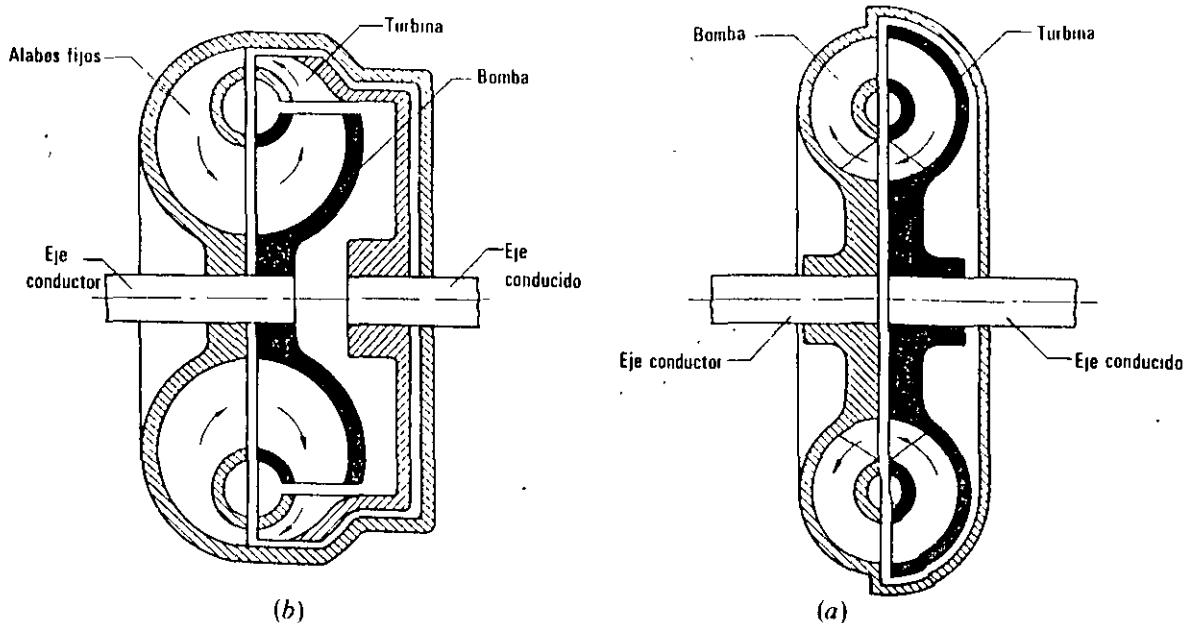


FIG. 24-1. (a) *Acoplamiento hidrodinámico* que consta de dos rodetes móviles, bomba y turbina, y es simplemente un embrague fluido; (b) *convertidor de par hidrodinámico* que consta además de una corona de álabes fijos con la cual se logra la multiplicación del par.

dos bombas, un regulador y válvulas de control y cilindros hidráulicos, formando un circuito compacto, análogo a los que se describirán en la Sec. 28.10.

En la Fig. 24-2 puede verse la transmisión *Fordomatic* de la Ford Motor Company.

La industria hace uso cada vez mayor tanto del acoplamiento fluido como del convertidor de par en las formas más variadas. La transmisión hidráulica de la Fig. 24-3, del Laboratorio de Ensayo de Máquinas de Fluido del I.C.A.I., de 30,5 kW, permite, por ejemplo, en los ensayos de bombas hidráulicas, la variación continua de velocidad mediante la regulación del anillo de aceite en circulación en la turbina. La bomba de circulación, que gira a velocidad constante, introduce aceite del tanque situado en el fondo de esta unidad muy compacta. El aceite es impulsado por la bomba y pasa a la turbina, de donde sale por un tubo extractor desplazable (rebosadero), que sirve precisamente para regular el anillo de aceite. Esta máquina se emplea modernamente en la industria como accionamiento de bombas y ventiladores, así como en centrifugadoras, mezcladoras, cintas transportadoras, maquinaria textil, etc.

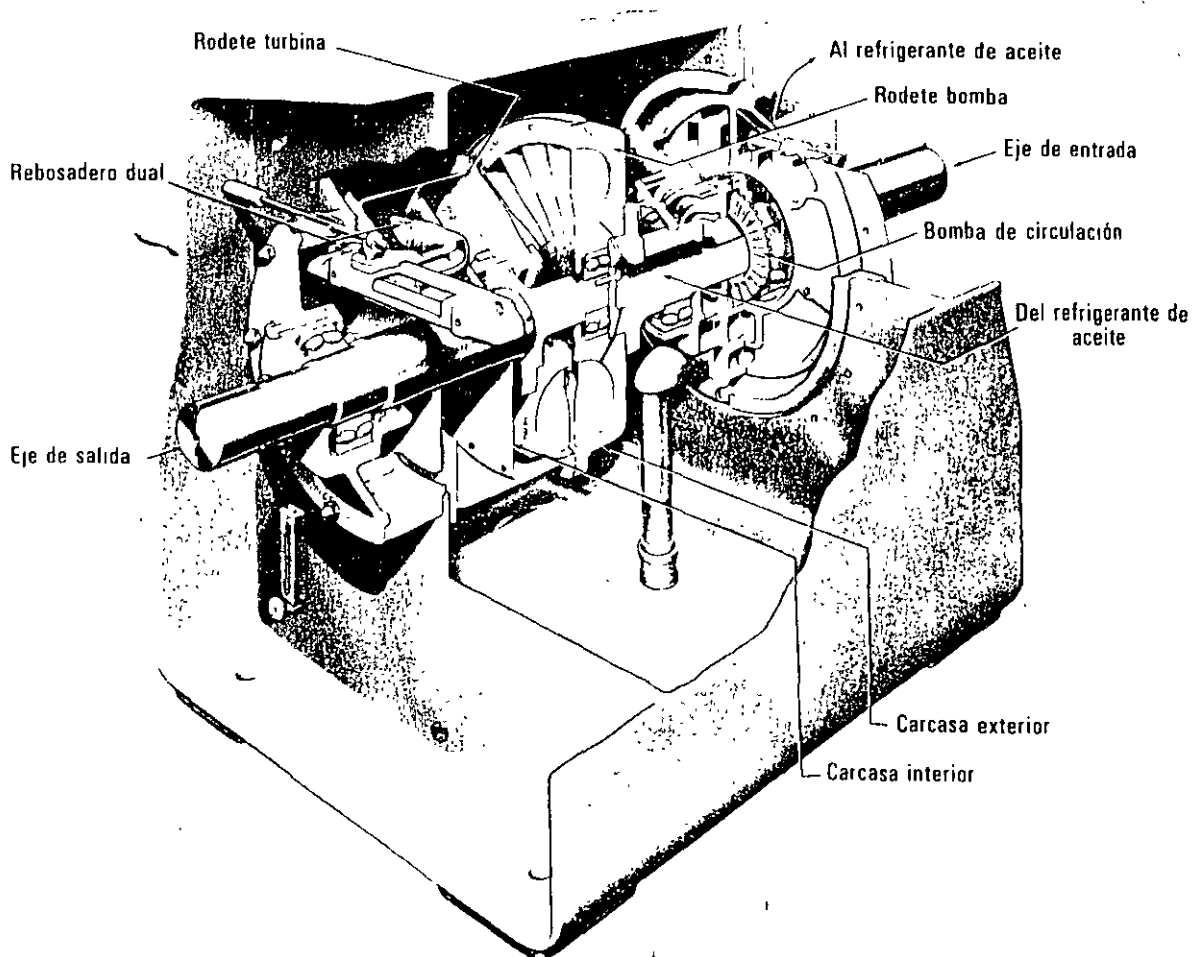


FIG. 24-3. Vista interior de la transmisión hidráulica *American Standard* de 30,5 kW instalada en el Laboratorio de Ensayo de Máquinas de Fluido del I.C.A.I. El control de velocidad pone en posición el rebosadero que regula el vórtice de aceite que se forma en los rodetes de bomba y turbina, regulando así de una manera continua la velocidad de esta última. En los bancos de ensayo de bombas es conveniente disponer de velocidad regulable. (Por cortesía de *American-Standard*.)

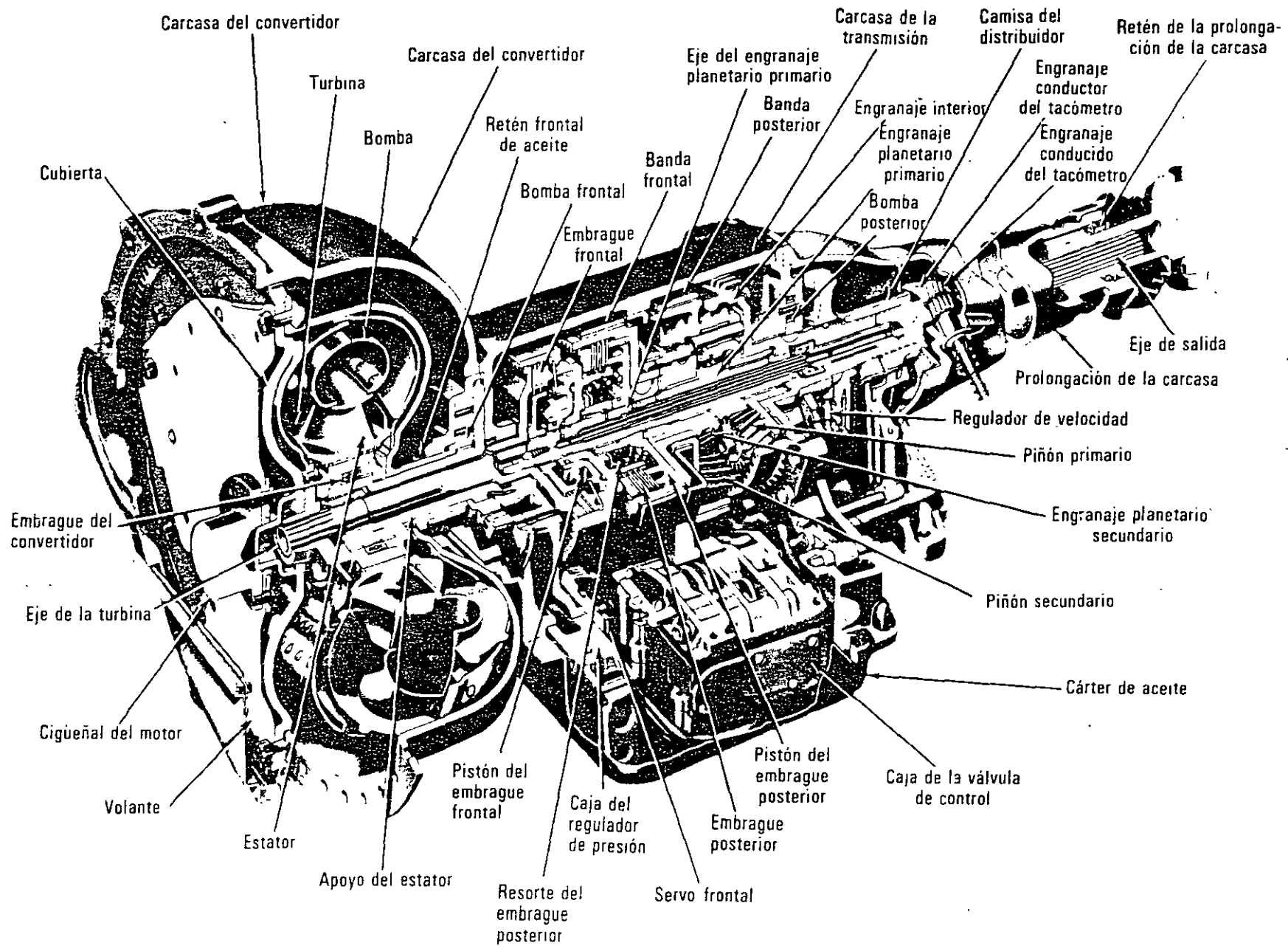


FIG. 24-2. Transmisión hidráulica Fordomatic de la Ford Motor Company. Consiste esencialmente en un convertidor de par hidrodinámico, embragues, bandas y un tren de engranajes planetarios, con un sistema hidráulico que asegura el funcionamiento automático.

25. *Turbomáquinas hidráulicas: Leyes de semejanza y curvas características*

25.1. INTRODUCCION

Este capítulo está íntimamente relacionado con el Cap. 7, ya que trata de la experimentación en una rama de Mecánica de Fluidos: las turbomáquinas hidráulicas.

Los constructores de máquinas hidráulicas que desarrollan nuevos tipos disponen de *laboratorios de ensayo de modelos*. En particular el coste elevado de una turbina hidráulica de gran potencia absorbe los gastos de construcción y experimentación de un modelo cuyo ensayo corrobora o rectifica el diseño.

En los ensayos de máquinas hidráulicas la fuerza preponderante es la viscosidad. Por tanto, según lo estudiado en la Sec. 7.6, el modelo y el prototipo, además de ser geoméricamente semejantes, deberían ensayarse a igual *número de Reynolds* para conservar la semejanza dinámica. En la práctica esto resulta imposible. Así, por ejemplo, si se construye un modelo reducido de una bomba de agua a escala 1/5, siendo 1.000 rpm la velocidad de giro del prototipo, y el ensayo del modelo se hiciera también con agua ($\nu_m = \nu_p$), de la condición de semejanza dinámica:

$$Re_m = Re_p$$

se deduciría que

$$D_m u_m = D_p u_p \quad (25-1)$$

donde se ha tomado como velocidad característica para definir el número de Reynolds la velocidad circunferencial u . Pero

$$u_m = \frac{\pi D_m n_m}{60} \quad u_p = \frac{\pi D_p n_p}{60} \quad (25-2)$$

luego, sustituyendo los valores (25-2) en la Ec. (25-1), tendremos

$$n_m = \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2 n_p \quad n_p = 25.000 \text{ rpm}$$

PROBLEMAS

24-1. Las velocidades de giro de los ejes de entrada y salida de un convertidor de par son 2.500 y 1.000 rpm. Los pares de entrada y salida son 50 y 120 mN, respectivamente.

Calcular:

- a) potencia de entrada;
- b) potencia de salida;
- c) rendimiento del convertidor.

24-2. El par de accionamiento de un acoplamiento hidráulico es de 20 mN girando el motor eléctrico de accionamiento a 1.450 rpm. El deslizamiento es el 5%.

Calcular la potencia disponible en el eje de salida.

24-3. En un acoplamiento hidráulico el eje de entrada gira a 1.000 rpm y el de salida a 990 rpm, transmitiendo el acoplamiento una potencia de 200 kW.

Calcular:

- a) el par en ambos ejes;
- b) rendimiento del acoplamiento.



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001



CA 275 CURSO DE MINIHIDRÁULICA

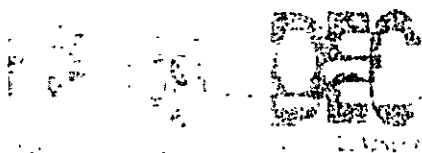
TEMA: 8

REGULACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

COORDINADOR: M. en I. ARTURO NAVA MASTACHE

DEL 22 AL 26 DE NOVIEMBRE DE 2004

PALACIO DE MINERÍA



UNAM
DIVISIÓN DE
EDUCACIÓN
CONTINUA



Los ensayos a velocidades tan elevadas en el laboratorio serían costosos y prácticamente irrealizables.

En los ensayos de turbinas hidráulicas se tropieza con la dificultad de ensayar la turbina modelo bajo el salto requerido por la igualdad de número de Reynolds en el modelo y en el prototipo. De ahí que según la práctica universal:

En los ensayos de máquinas hidráulicas se hace la hipótesis de que la semejanza geométrica implica la semejanza mecánica.

Esto equivale a suponer que la viscosidad no entra en juego y por tanto que los rendimientos del modelo y del prototipo son iguales. Aunque en la realidad no sucede así (en el ejemplo anterior el rendimiento del modelo podría ser del orden del 50 por 100; mientras que el del prototipo del 80 por 100), la hipótesis anterior ha conducido a excelentes resultados, excepto en lo que respecta a predicción de rendimientos. Más aún, utilizando fórmulas empíricas se puede también predecir a base de los rendimientos del modelo obtenidos en el ensayo los rendimientos del prototipo.

En el ensayo de turbinas hidráulicas se ha utilizado la siguiente fórmula con buenos resultados:

$$\eta_{tot} = \eta_m [1 - (1 - \eta'_{tot}/\eta_m)(1/E^{0.314})] \quad (25-3)$$

donde η_{tot} -- rendimiento total del prototipo

η'_{tot} -- rendimiento total del modelo

η_m -- rendimiento mecánico, supuesto igual en el modelo y en el prototipo

E -- escala, prototipo/modelo.

En el ensayo de bombas se ha utilizado la siguiente fórmula con buenos resultados:

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^{\frac{1}{10}} \quad (25-4)$$

que relaciona los rendimientos de una misma bomba (por tanto, escala 1/1), funcionando a número de revoluciones diferente.

Como las leyes que rigen la experimentación con modelos están basadas en la semejanza geométrica, se llaman *leyes de semejanza*. Su utilidad no se limita al ensayo de modelos.

Las leyes de semejanza sirven

- para predecir el comportamiento de una máquina de distinto tamaño; pero *geoméricamente semejante* a otra cuyo comportamiento (caudal, potencia, etc.) se conoce, trabajando en las mismas condiciones (sobre todo en condiciones de óptimo rendimiento) (1);
- para predecir el comportamiento de una misma máquina (la igualdad es

(1) O bien en condiciones de igual rendimiento, por ejemplo, 50 por 100 del rendimiento máximo.

un caso particular de la semejanza), cuando varía alguna de sus características, por ejemplo en una bomba para predecir cómo varía la altura efectiva cuando varía el número de revoluciones, o en una turbina cómo varía el caudal cuando varía la altura neta, etc. (sobre todo también en condiciones de óptimo rendimiento) (2).

25.2. LAS SEIS LEYES DE SEMEJANZA DE LAS BOMBAS HIDRAULICAS

Las tres primeras leyes se refieren a la misma bomba ($D'/D'' = 1$: designamos con ' y '' las dos bombas que en este caso son una misma, pero funcionando en condiciones distintas) y expresan la

Variación de las características de una misma bomba o de bombas iguales cuando varía el número de revoluciones.

Deduciremos solamente la primera ley. Las demás se deducen de la misma manera, con lo que bastará indicar la fórmula que se puede utilizar en la deducción. Fácilmente verá el lector que podría también haberse utilizado cualquier otra fórmula que ligue las magnitudes que interesan.

Primera ley: Los caudales son directamente proporcionales a los números de revoluciones:

$$\boxed{\frac{Q'}{Q''} = \frac{n'}{n''}} \quad (25-5)$$

Fórmulas para la deducción de (25-5):

$$Q = At$$

donde t — componente de la velocidad normal a cualquier sección A de la bomba.

Además, cualquier velocidad será proporcional a n , supuesto que u es proporcional a n también. En efecto, $u = \frac{\pi D}{60} n = Cn$ (C — constante). Ahora bien, en condiciones de igual rendimiento, sobre todo de óptimo rendimiento, los triángulos de velocidad han de ser semejantes (condiciones isógonas), lo que exige que todas las velocidades sean proporcionales a n .

Deducción de (25-5): el caudal es proporcional a una sección y a una velocidad; la sección no varía, al no variar el tamaño de la bomba; luego el caudal es proporcional a la velocidad. Por otra parte todas las velocidades son proporcionales al número de revoluciones; luego los caudales son directamente proporcionales a los números de revoluciones.

(2) O bien en condiciones de igual rendimiento: por ejemplo, 50 por 100 del rendimiento máximo

Segunda ley: Las alturas útiles son directamente proporcionales a los cuadrados de los números de revoluciones:

$$\boxed{\frac{H'}{H''} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^2} \quad (25-6)$$

Fórmulas para la deducción de (25-6):

$$H = \eta_h H_u = \eta_h \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

por otra parte, según lo dicho (Sec. 25.1), $\eta_h' = \eta_h''$; además, $t = Cn$.

Tercera ley: Las potencias útiles (3) son directamente proporcionales a los cubos de los números de revoluciones:

$$\boxed{\frac{P'}{P''} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^3} \quad (25-7)$$

Fórmula para la deducción de (25-7):

$$P = Q\rho gH.$$

Las tres siguientes se refieren a dos bombas geoméricamente semejantes, pero de diámetro distinto y expresan la

Variación de las características de dos bombas geoméricamente semejantes con el tamaño, si se mantiene constante el número de revoluciones.

Cuarta ley: Los caudales son directamente proporcionales al cubo de la relación de diámetros:

$$\boxed{Q' Q'' = (D'/D'')^3} \quad (25-8)$$

La deducción de (25-8) es análoga a la de la Ec. (25-5).

Quinta ley: Las alturas útiles son directamente proporcionales al cuadrado de la relación de diámetros:

$$\boxed{\frac{H'}{H''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^2} \quad (25-9)$$

(3) La misma Ec. (25-7) es válida para la relación de potencias en el eje, potencias internas, etc., porque se hace siempre la hipótesis de igual rendimiento.

La deducción de (25-9) es análoga a la de (25-6).

Sexta ley: Las potencias útiles (4) son directamente proporcionales a la quinta potencia de la relación de diámetros.

$$\boxed{\frac{P'}{P''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^5} \quad (25-10)$$

La deducción de (25-10) es análoga a la de (25-7).

Estas leyes se pueden fundir dos a dos, haciendo que varíe primero el diámetro y luego el número de revoluciones, obteniéndose las fórmulas siguientes:

$$\boxed{Q'/Q'' = (n'/n'')(D'/D'')^3} \quad (25-11)$$

$$\boxed{\frac{H'}{H''} = (n'/n'')^2 (D'/D'')^2} \quad (25-12)$$

$$\boxed{P'/P'' = (n'/n'')^3 (D'/D'')^5} \quad (25-13)$$

Eliminemos ahora $\frac{D'}{D''}$ entre las Ecs. (25-12) y (25-13), despejando en primer lugar en la Ec. (25-12) D'/D'' :

$$D'/D'' = (H'/H'')^{1/2} n''/n'$$

e introduciendo después este valor en la Ec. (25-13):

$$P'/P'' = (H'/H'')^{5/2} (n''/n')^2$$

Agrupando en el primer miembro los términos que tienen ' y en el segundo miembro los que tienen '' tendremos:

$$n'^2 P' H'^{-5/2} = n''^2 P'' H''^{-5/2} \quad (25-14)$$

y extrayendo la raíz cuadrada de ambos miembros de la Ec. (25-14):

$$n' P'^{1/2} H'^{-5/4} = n'' P''^{1/2} H''^{-5/4} \quad (25-15)$$

Al haber deducido la Ec. (25-15) por eliminación de la relación de diámetros queda patente que el producto $n P^{1/2} H$ es idéntico para todas las bombas geoméricamente semejantes. Este producto se llama

(4) Véase la nota al pie de la pag. 533

NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES

(25-16)

$$n_s = n_p^{1/2} H^{-5/4}$$

(numero especifico de revoluciones en funcion de la potencia)

De lo expuesto se deduce que

Todas las bombas geométricamente semejantes tienen el mismo número específico de revoluciones

Nota. Fácilmente se comprueba que n_s no es adimensional. Luego n_s será distinto según el sistema de unidades utilizado, en particular, según se use el sistema técnico o el sistema internacional. Aunque en este libro se ha utilizado exclusivamente el sistema internacional, se hace la excepción de emplear las antiguas unidades del sistema técnico en el n_s , a fin de mantener los valores numéricos del mismo utilizados hasta el presente (5). Luego unidades de la Eq. (25-16):

n rpm
 P CV
 H m

Ahora bien, siendo

$$P = \tilde{Q} \rho g H \quad (W) = \tilde{Q} \rho H \quad \text{kpm}^s =$$

$$\tilde{Q} \rho H \quad (CV) =$$

(5) A fin de evitar la dualidad de definición de n_s de las Ecs (25-17) y (25-28) se ha utilizado mucho, sobre todo en Alemania, el número específico de revoluciones en función del caudal n_q , que se define para todas las turbinas así:

$$n_q = \tilde{Q} \rho H^{-3/4}$$

Finalmente, multiplicando los dos miembros de esta última expresión por $H^{3/4}$ se obtiene el número adimensional:

$$n_q H^{3/4} = n_s$$

donde n_s se expresa en rpm o también

$$n_q H^{3/4} = n_s$$

donde ω se expresa en rad/s. Sería de desear que se acelerase la introducción en la técnica de este número adimensional.

se tendrá:

$$n_s = \sqrt{\frac{\rho}{75}} n Q^{1/2} H^{-3/4}$$

El n_s de una bomba suele definirse para el agua, con lo cual

$$\sqrt{\frac{\rho}{75}} = \sqrt{\frac{1.000}{75}} = 3.65$$

obteniéndose finalmente:

$$\boxed{n_s = 3.65 n Q^{1/2} H^{-3/4}} \quad (25-17)$$

(número específico de revoluciones de una bomba en función del caudal)

Es evidente que los valores de n_s obtenidos por la Ec. (25-16) o la (25-17) son iguales. Las unidades en que han de expresarse las variables de la Ec. (25-17) son:

$$\begin{array}{ll} n & \text{rpm} \\ Q & \text{m}^3/\text{s} \\ H & \text{m} \end{array}$$

25.3. LAS SEIS LEYES DE SEMEJANZA DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS

Las tres primeras leyes se refieren a la misma turbina ($D' = D''$) y expresan la

Variación de las características de una misma turbina o de turbinas iguales cuando varía la altura neta (6).

Primera ley. Los números de revoluciones son directamente proporcionales a la raíz cuadrada de las alturas netas:

$$\frac{n'}{n''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}} \quad (25-18)$$

Segunda ley. Los caudales son directamente proporcionales a las raíces cuadradas de las alturas netas:

(6) Se advertirá que en las tres leyes primeras de las turbinas la variable independiente es la altura neta no el número de revoluciones, como en las de las bombas.

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \quad (25-19)$$

Fórmula para la deducción de (25-19)

$$v = k \sqrt{H}$$

En efecto, en una misma turbina, para una apertura determinada del distribuidor, la velocidad de entrada en el rodete es aproximadamente $c_1 = \sqrt{2gH}$ en las turbinas Pelton, y exactamente en todas las turbinas $c_1 = k_{c_1} \sqrt{2gH}$, donde $k_{c_1} < 1$; todas las demás velocidades al variar la altura neta deben variar en la misma proporción para que los triángulos de velocidad sean semejantes y el flujo tenga lugar en las mismas condiciones (generalmente las correspondientes al *óptimo rendimiento*).

Tercera ley. Las potencias útiles o potencias en el eje (7) son directamente proporcionales a las alturas netas elevadas a 3/2

$$\frac{P'_a}{P''_a} = \left(\frac{H'}{H''} \right)^{3/2} \quad (25-20)$$

Las tres leyes siguientes se refieren a dos turbinas geoméricamente semejantes, pero de diámetro distinto y expresan la

Variación de las características de dos turbinas geoméricamente semejantes si se mantiene constante la altura neta.

Cuarta ley: Los números de revoluciones son inversamente proporcionales a los diámetros:

$$\frac{n'}{n''} = \frac{D''}{D'} \quad (25-21)$$

Fórmula para la deducción: $u \sim Dn$. Además, $u \sim \sqrt{H} = C$ (C — constante).

Quinta ley: Los caudales son directamente proporcionales a los cuadrados de los diámetros:

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D'}{D''} \right)^2 \quad (25-22)$$

(7) Véase la nota al pie de la página 532

Sexta ley: Las potencias útiles o potencias en el eje son directamente proporcionales a los cuadrados de los diámetros:

$$\frac{P'_a}{P''_a} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^2 \quad (25-23)$$

Lo mismo que en las bombas estas seis fórmulas se pueden fundir dos a dos, a saber:

$$\frac{n'}{n''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}} \left(\frac{D''}{D'}\right) \quad (25-24)$$

$$\frac{Q'}{Q''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}} \left(\frac{D'}{D''}\right)^2 \quad (25-25)$$

$$\frac{P'_a}{P''_a} = \left(\frac{H'}{H''}\right)^{3/2} \left(\frac{D'}{D''}\right)^2 \quad (25-26)$$

Siguiendo el mismo procedimiento de las bombas, o sea eliminando D'/D'' entre las Ecs. (25-24) y (25-26) se deduce también que

Todas las turbinas geoméricamente semejantes tienen el mismo número específico de revoluciones:

$$n_s = n P_a^{1/2} H^{-5/4} \quad (25-27)$$

(número específico de revoluciones en función de la potencia)

Las unidades en la Ec. (25-27) son las mismas que en la ecuación correspondiente de las bombas [Ec. (25-16)].

Ahora bien, siendo

$$P_a = Q \rho g H \eta_{tot} \text{ (W)} = \frac{Q \rho H \eta_{tot}}{75} \text{ (CV)}$$

se tendrá

$$n_s = 3.65 n \sqrt{\eta_{tot}} Q^{1/2} H^{-3/4} \quad (25-28)$$

(número específico de revoluciones de una turbina en función del caudal)

Nótese la diferencia entre esta última ecuación y la Ec. (25-17). Para calcular n_s en una turbina mediante la Ec. (25-28) es preciso estimar η_{tot} (véase nota 5, pág. 535).

25.4. LAS ONCE LEYES DE SEMEJANZA DE LOS VENTILADORES

El ventilador es una bomba para gases. Por tanto, las seis leyes de semejanza de las bombas son aplicables a los ventiladores; pero en éstos se suelen utilizar presiones en vez de alturas como ya hemos dicho (Sec. 20.4). Por otra parte, en los ventiladores es interesante también estudiar su comportamiento cuando varía la densidad del gas (no dentro de la máquina, en la cual es prácticamente constante, sino de un lugar geográfico a otro o de un día a otro). Las leyes siguientes se deducen fácilmente utilizando las mismas fórmulas de deducción anteriores, junto con la ley de los gases perfectos $\frac{p}{\rho} = R_i T$ (8).

En un mismo ventilador:

Primera ley: Los caudales son directamente proporcionales al número de revoluciones.

Segunda ley: Las presiones totales engendradas son directamente proporcionales al cuadrado del número de revoluciones.

Tercera ley: Las potencias son directamente proporcionales al cubo del número de revoluciones.

En ventiladores geoméricamente semejantes:

Cuarta ley: Los caudales son directamente proporcionales al cubo de los diámetros.

Quinta ley: Las presiones totales engendradas son directamente proporcionales al cuadrado de los diámetros.

Sexta ley: Las potencias son directamente proporcionales a la quinta potencia de los diámetros.

Septima ley: Los caudales no varían con la densidad del aire.

Octava ley: Las presiones estáticas engendradas varían en relación directa con la densidad.

Novena ley: Las potencias absorbidas varían directamente con la densidad.

Décima ley: Las presiones estáticas engendradas son directamente proporcionales a la presión barométrica e inversamente proporcionales a la temperatura absoluta.

Undécima ley: Las potencias son directamente proporcionales a la presión barométrica e inversamente proporcionales a la temperatura absoluta.

Las leyes décima y undécima permiten predecir el comportamiento de un ventilador en las condiciones atmosféricas actuales, p''_{amb} , T''_{amb} , a partir de un ensayo realizado en condiciones atmosféricas distintas, p'_{amb} , T'_{amb} ; así como también reducir un ensayo realizado con unas ciertas condiciones atmosféricas p'_{amb} , T'_{amb} a las condiciones normales (760 Torr, 0° C: véase pág. 429).

(8) R_i es la constante particular del gas impulsado por el ventilador.

En el primer caso se tendrá:

$$\Delta p_{tot}'' = \frac{p_{amb}'' T_{amb}'}{p_{amb}' T_{amb}''} \Delta p_{tot}'$$

En el segundo caso se tendrá:

$$\Delta p_{tot}'' = \frac{760 T_{amb}'}{p_{amb}' \cdot 273,15} \Delta p_{tot}'$$

donde p_{amb}' deberá expresarse en Torr y análogamente para las potencias en el eje. Los caudales no experimentan variación alguna.

25.5. CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS

25.5.1. Curvas características de las bombas rotodinámicas y ventiladores

25.5.1.1. Ensayo elemental de una bomba

Ensayo elemental de una bomba es aquel en que, manteniéndose constante el número de revoluciones, n , se varía el caudal, Q , y se obtienen experimentalmente las curvas $H = f_1(Q)$; $i_a = f_2(Q)$, y $\eta_{tot} = f_3(Q)$. Estas curvas, y en particular la curva $H = f_1(Q)$, se llaman curvas características.

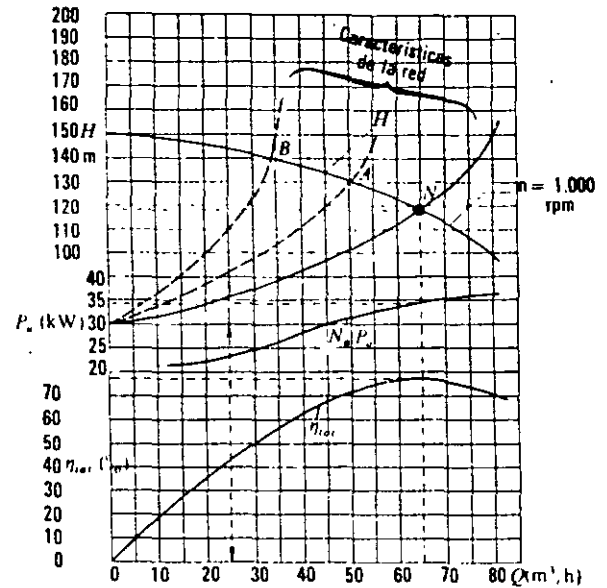
En las instalaciones más corrientes la bomba acoplada a un motor eléctrico de inducción está destinada a girar a velocidad constante. Sin embargo, es frecuente que, aunque la bomba gire a n constante, el utilizador necesite más o menos caudal, lo que sólo puede conseguirse en este caso abriendo o cerrando la válvula de impulsión (válvula de compuerta en la Fig. 19-18).

Suponemos que tanto la selección como la instalación de la bomba está bien hecha. Esta selección se ha de hacer mediante un estudio previo de la H necesaria, como se explicó en la Sec. 19.10.2. Se han hecho estudios de rendimientos logrados en las bombas destinadas a la agricultura en alguna región, que han dado una media de rendimiento del 25 por 100; siendo así que en dichas bombas podría esperarse un rendimiento del 75 por 100. Esto significa que se pagaba allí en recibos eléctricos tres veces más de lo que se hubiera pagado si las bombas hubieran estado bien seleccionadas e instaladas.

Si la bomba está bien escogida estará funcionando normalmente en las condiciones llamadas nominales, a saber, Q_N , H_N , n_N (teste último deberá ser el rpm del motor eléctrico), es decir, marchará la bomba en el *punto de funcionamiento* para el cual el rendimiento total η_{tot} es máximo.

Ahora bien, ¿cuáles serán las características de la bomba, H , P_u (potencia de accionamiento) y η_{tot} (rendimiento total), cuando el caudal, Q , varía, o sea cuando se estrangula la válvula de impulsión? Las fórmulas de semejanza no

FIG. 25-1. Curvas características $H = f_1(Q)$, $P_u = f_2(Q)$ y $\eta = f_3(Q)$ de una bomba para $n = 1.000$ rpm. El punto N para el cual η_{tot} es máximo (77%) es el punto nominal. Las curvas de puntos que pasan por A y B , así como la curva del mismo tipo de trazo continuo que pasa por N son las características de la red para diferentes aperturas de la válvula de impulsión.



resuelven este problema, porque dichas fórmulas se basan en la hipótesis de que el rendimiento se mantiene constante. Luego sus resultados serán tanto menos aproximados cuanto más diferentes sean las condiciones de funcionamiento.

Las curvas características, que son la respuesta a la pregunta anterior, son experimentales y se obtienen fácilmente en un banco de pruebas, como el representado en la Fig. 25-5 (véase Sec. 25.6). Así, por ejemplo, las curvas de la Fig. 25-1 se han obtenido manteniendo constante el número de revoluciones (1.000 rpm, por ejemplo). Se han hecho de cinco a ocho ensayos a diferentes aperturas de la válvula de impulsión desde la apertura completa hasta el cierre completo. En cada ensayo, o punto, se miden H , P_u y η_{tot} . En el gráfico se toma Q como abscisa y como ordenadas: H (primera curva), P_u (segunda) y η_{tot} (tercera). Si el número de revoluciones por minuto de diseño es $n_N = 1.000$ rpm, el rendimiento máximo obtenible con esta bomba será (véase figura) $\eta_{max} = 77$ por 100, siendo por tanto las *características nominales* $Q_N = 65$ m³/h y $H_N = 118.6$ m. En este punto que es el *punto nominal*, la bomba absorbe una potencia mecánica $P_u = 25.2$ kW. En esta figura hemos trazado además tres *curvas características de la red*, que es la representación gráfica de la Ec. (19-13) (expresando previamente los tres últimos términos de dicha ecuación en función del caudal): las tres curvas corresponden a tres posiciones de la válvula de impulsión. Los puntos A , B y N son puntos posibles de funcionamiento. Si la bomba está bien escogida para la red funcionará en el punto nominal (punto N , $\eta_{tot max}$). En el banco de pruebas la curva se obtiene cerrando progresivamente la válvula de estrangulamiento.

25.5.1.2. Ensayo completo de una bomba

Ensayo completo de una bomba es un conjunto de ensayos elementales, caracterizado cada uno por un número de revoluciones distinto: consta de varias (cinco a ocho) curvas $H - Q$ y de varias curvas de $\eta_{tot} - Q$. Al conjunto de todas las curvas se denomina curvas en concha.

Las bombas pueden ser accionadas no sólo por motores de inducción de velocidad constante, sino también por motores de gasolina, o diesel, turbinas

de vapor, motores eléctricos de continua, motores de alterna de colector, de velocidad regulable o motores de inducción, a través de cambios de velocidad mecánicos (variación continua o discontinua) o hidráulicos (Sec. 24.3 y Fig. 24-3); es decir, una bomba puede trabajar a números de revoluciones distintos.

¿Cuáles serán las características de la bomba, H , P_u y η_{tot} cuando varíe no solamente Q , sino también n ?

En la Fig. 25-1, si el número de revoluciones es fijo (1.000 rpm en la figura), la bomba sólo puede funcionar en los puntos del plano $H - Q$ que se encuentran en la curva $H - Q$ trazada en la figura; pero si el número de revoluciones varía, la bomba puede funcionar en toda una región de este plano, que se llama *campo característico*. El campo característico se estudia experimentalmente en el mismo banco de pruebas (Fig. 25-5) con tal de que el banco posea un accionamiento de número de revoluciones variable.

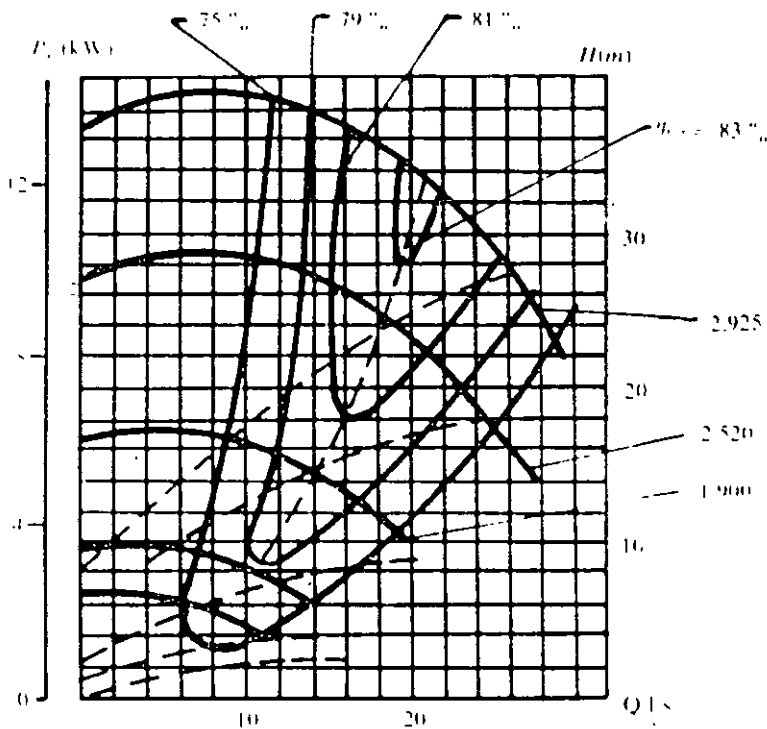


FIG. 25-2. Curvas en colina o colina de rendimientos de una bomba centrífuga. Las curvas de igual rendimiento son equivalentes a las curvas de nivel en el plano topográfico de una colina. La cúspide corresponde al rendimiento óptimo, en este caso de 83%, que se obtiene con valores bien determinados de Q , H y n los cuales se llaman *valores nominales* Q_N , H_N y n_N .

El *ensayo completo* de la Fig. 25-2 corresponde a una bomba centrífuga cuyo $\eta_{tot\ max} = 83$ por 100 en las condiciones nominales: $Q_N = 20$ l/s, $H_N = 32$ m y $n_N = 2.925$ rpm. Este ensayo completo se ha obtenido así:

- Se hace un cierto número de ensayos elementales (cinco a ocho) haciendo girar sucesivamente la bomba a número de revoluciones distinto: 2.925, 2.520, 1.900, etc.
- Se llevan las curvas $H - Q$ de estos ensayos a un mismo gráfico.
- Se escoge en cada ensayo elemental los mismos valores exactos de rendimiento: 75, 79, 81%, etc., en la figura.
- En el valor de Q correspondiente a cada rendimiento en cada curva y sobre la curva correspondiente $H - Q$ se anota el valor del rendimiento.
- Finalmente se unen los puntos de igual rendimiento, por ejemplo, 75%.

obteniéndose así la curva $\eta_{tot} = 75\%$ y lo mismo a continuación la $\eta_{tot} = 79\%$, etc.

Las curvas de igual rendimiento son como las curvas de nivel en un plano topográfico. En efecto, el plano $H - Q$ es como el terreno en planta. El tercer eje en un sistema cartesiano espacial es el eje de los rendimientos η_{tot} . Y las curvas de igual rendimiento de la Fig. 25-2 son las proyecciones en el plano $H - Q$ de las intersecciones de la superficie de ecuación $\eta_{tot} = f(Q, H)$ con planos horizontales trazados en la figura a alturas $\eta_{tot} = 0,75, 0,79, 0,81$ y $0,83$. Estas curvas, que van siendo cada vez más interiores a medida que el rendimiento crece, se llaman *curvas en concha*, y a su conjunto se le llama también *colina de rendimientos*. El constructor suele poseer las curvas en concha para cada tipo de bomba fabricado. Como se ve fácilmente,

el ensayo completo revela todas las posibilidades de la bomba funcionando de todas las maneras posibles dentro del campo característico.

En los ventiladores se procede de manera análoga; pero utilizando las variables típicas indicadas en la Sec. 20.4. Con frecuencia, además de la curva $\Delta p_{tot} = f_1(Q)$ se trata la curva de la presión estática del ventilador $\Delta p_s = f_2(Q)$.

25.5.2. Curvas características de las turbinas hidráulicas

En las turbinas hidráulicas el ensayo elemental y el ensayo completo se hacen de manera análoga; aunque son otras las variables corrientemente utilizadas, etc., como se explica a continuación:

El ensayo completo de una turbina se hace manteniendo siempre constante la altura neta.

El *ensayo elemental* se hace manteniendo además constante no n como en las bombas, sino la apertura del distribuidor (distribuidor Fink o inyector). La variable independiente (abscisa) no es Q como en las bombas, sino n , obteniéndose experimentalmente las curvas

$$Q = f_1(n)$$

$$P_u = f_2(n)$$

$$\eta_{tot} = f_3(n)$$

El *ensayo completo* es un conjunto de ensayos elementales caracterizado cada uno por una apertura distinta del distribuidor.

La Fig. 25-3 es un ensayo completo de una turbina Francis cuyo $n_s = 260$. Se han trazado las curvas $Q = f_1(n)$ para distintas aperturas del distribuidor. Uniendo los puntos de igual rendimiento se obtienen las curvas en concha. Otras veces se trazan las curvas $P_u = f_2(n)$ también para distintas aperturas del distribuidor, y uniendo los puntos de igual rendimiento se obtienen otras curvas en concha distintas. En nuestro caso el rendimiento óptimo es aproximadamente el 90 por 100.

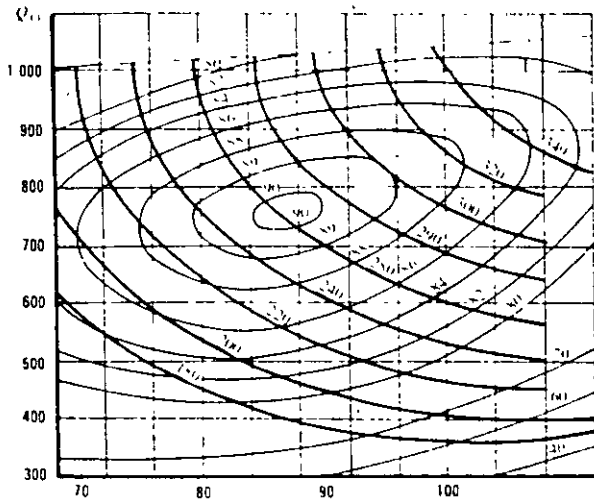


FIG. 25-3. Ensayo completo de una turbina Francis de $n_s = 260$: curvas $Q_{11} = 10n_{11}$ y curvas de igual rendimiento (curvas de trazo fino).

Como se ve en la misma figura, en las turbinas no suelen utilizarse como variables Q y n , sino Q_{11} y n_{11} .

donde n_{11} , Q_{11} — número de revoluciones y caudal de una turbina geoméricamente semejante a la ensayada, cuyo rodete tuviera un diámetro igual a 1 m y funcionase con un salto neto igual a 1 m en iguales condiciones de rendimiento.

Aplicando la Ec. (25-24) a la turbina ensayada y a esta *turbina unitaria* se deduce fácilmente que

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}} \quad (25-29)$$

y aplicando la Ec. (25-25) a las mismas turbinas:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad (25-30)$$

El ensayo completo de una turbina revela todas las posibilidades de la turbina funcionando de todas las maneras posibles.

Así:

- La Fig. 25-4 *a* revela una turbina en que si varía tanto la altura de salto como el caudal, el rendimiento disminuye mucho. Esta turbina sería adecuada para una central en que el salto y la carga se mantuvieran constantes [al aumentar H disminuye n_{11} , según la Ec. (25-30)].
- La Fig. 25-4 *b* revela una turbina que no acusa variaciones de rendimiento mientras no varíe la altura de salto; aunque las variaciones del caudal, y por tanto de la carga, sean considerables.

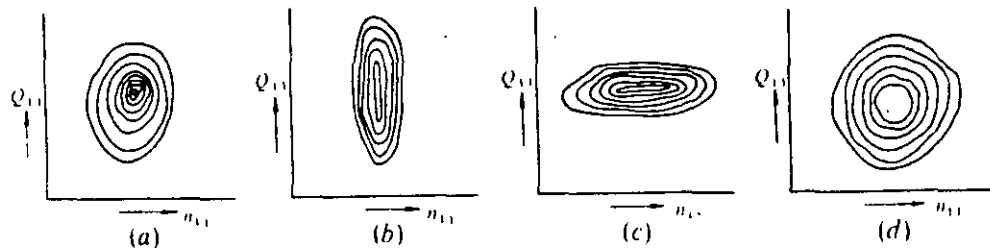


FIG. 25-4. Formas diversas de *colmas de rendimientos*. Estas colmas revelan el comportamiento de la turbina en todas las condiciones de servicio posibles (véase texto)

- La Fig. 25-4 *c* revela una turbina que no acusa variaciones de rendimientos grandes con las variaciones de altura de salto siempre que no varíe el caudal.
- La Fig. 25-4 *d* revela finalmente una turbina que mantiene un buen rendimiento para variaciones relativamente grandes, tanto de caudal como de salto.

25.6. BANCOS DE ENSAYO

Los ensayos de las bombas y la obtención de sus curvas características en los laboratorios de hidráulica se llevan a cabo en *bancos de prueba*, como el de la Fig. 22-22. El esquema de la Fig. 25-5 contiene los elementos esenciales de un banco de ensayo de bombas:

Grupo de accionamiento a velocidad variable (véase Sec. 25.5.1.2). En los laboratorios de hidráulica se utiliza para ello el motor de corriente continua, motor de alterna con transmisión hidráulica o mecánica, o un motor de combustión interna.

- *Medidor de par*. Los dos procedimientos más utilizados son el motor de corriente continua basculante, en que se mide (con una balanza) el par de reacción, y el torsiómetro.
- *Cuentarrevoluciones* para medir n . Con el par y las rpm se calcula P_u .
- *Manómetro y vacuómetro* a la salida y entrada de la bomba para medir la diferencia de presiones necesaria para el cálculo de H .
- *Medidor de caudal*. Los procedimientos más utilizados son: tanques vo-

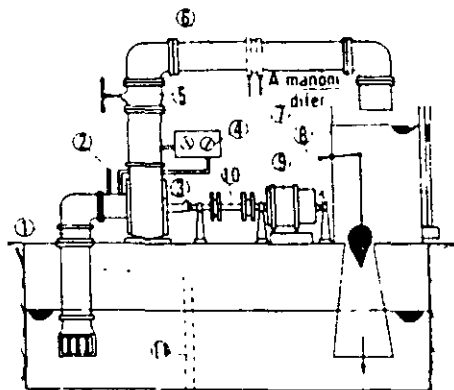


FIG. 25-5. Esquema de un *banco de pruebas de bombas hidráulicas*. 1. tubería de aspiración, 2. termómetro; 3. bomba que se ensaya; 4. panel con vacuómetro y manómetro; 5. válvula de compuerta para variar el caudal; 6. diafragma para medir el caudal con salidas a manómetro diferencial, 7. depósito volumétrico para medir también el caudal. Puede sustituirse por un depósito gravimétrico con balanza, 8. tacómetro para medir n , 9. motor de accionamiento de corriente continua con variación de n , 10. torsiómetro para medición de par; 11. rejilla tranquilizadora.

lumétricos (medición de caudal por volumen), tanques gravimétricos (medición de caudal por peso), Venturis, toberas y diafragmas, rotámetros, etc.

--- *Termómetro* para medir la temperatura del agua en los ensayos de cavitación (véase Sec. 19.12.1).

En los ensayos de cavitación es necesario variar la altura de aspiración, lo que se consigue:

— estrangulando la válvula de aspiración;

— aspirando la bomba de un depósito hermético, en que se controla la presión;

aspirando la bomba de un pozo a la presión atmosférica de nivel regulable (9).

La Fig. 25-6 corresponde a un banco de ensayo de una bomba construido por la firma Gilkes de Inglaterra, especializada en equipo didáctico.

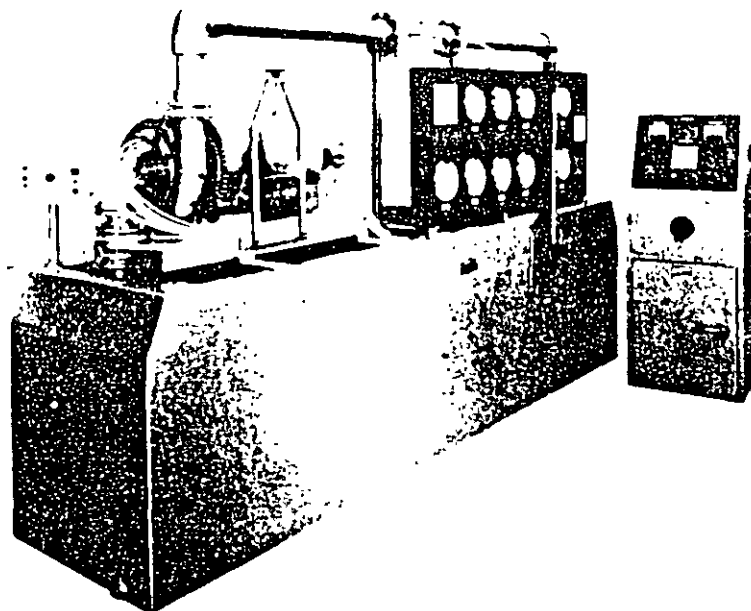


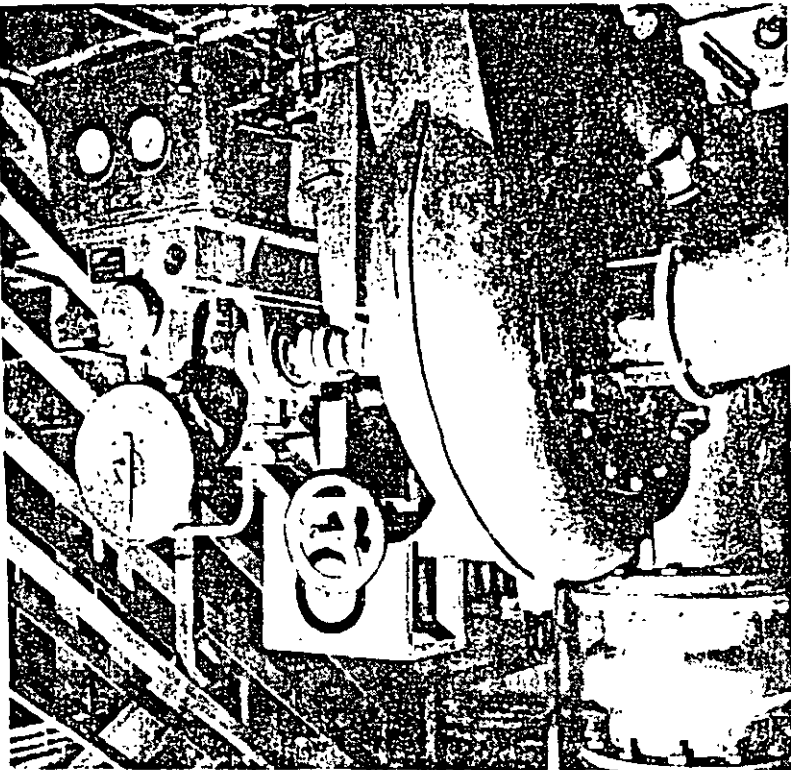
Fig. 25-6 Banco de ensayo de una bomba centrífuga, comercializada para escuelas de Ingeniería por la casa Gilkes, Inglaterra. La bomba, dotada de ventana de plexiglás y 9 tomas de presión, está accionada por un motor de velocidad variable de 9 kW. El caudal se mide mediante un tubo de Venturi y un vertedero triangular. El banco incluye un estroboscopio para estudios de cavitación.

La Fig. 25-7 representa el banco de pruebas de una turbina Kaplan, instalado en el laboratorio del I.C.A.I., que permite, además del ensayo completo descrito en la Sec. 25.5.2, ensayos a diferentes alturas de salto, a diferentes ángulos de los álabes orientables del rodete y estudios estroboscópicos de cavitación, ya que la carcasa del rodete es de plástico transparente (10).

(9) Véase Claudio Mataix, *Sistema hidráulico múltiple para ensayo de bombas hidráulicas*, en «Anales de Mecánica y Electricidad», 45, 6 (1968), 375-401.

(10) Véase también C. Mataix, *Grupos especiales e instrumentación específica para investigación de características de las máquinas de fluido*, en «Anales de Mecánica y Electricidad», 46, 3 (1969), 163-185.

FIG. 25-7. Banco de ensayo en el LEM del ICAI de una turbina Kaplan de alta velocidad preparada para ensayos estroboscópicos. El rodete es visible a través del arranque del tubo de aspiración, que es de plástico. A la derecha, parte superior, el medidor del caudal Samson conectado a un Venturi. También puede verse el dinamómetro hidráulico para medir la potencia, en cuyo pedestal se ven los dos manómetros para la medición precisa de la altura neta. Esta turbina está acoplada al generador cerrado del laboratorio en el que se puede controlar la presión desde -6 m hasta 40 m c.a., lo que permite variar también la altura neta de la turbina.



Un banco moderno de ensayos y de investigación de máquinas hidráulicas fue ya descrito en otro lugar (véanse Figs. 22-22 y 22-23).

PROBLENAS

25-1. En el ensayo de una turbina Francis en el banco de pruebas, en el punto de óptimo rendimiento, se manejan las siguientes características: $H = 5 \text{ m}$, $Q = 1.5 \text{ m}^3/\text{s}$, $n = 200 \text{ rpm}$, $P_u = 55 \text{ kW}$, $D_r = 750 \text{ mm}$.

Calcular

- a. el rendimiento y número de revoluciones específico de esta turbina
- b. se instala la turbina en un sitio neto de 15 m. Calcular n , Q y P_u de la turbina funcionando también en el punto de óptimo rendimiento.

$$\eta_u = \frac{P_u}{P} = \frac{55 \text{ kW}}{1.000 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.7475$$

$$P_u = 55 \text{ kW} = 55 \cdot 1.3592 \text{ CV}$$

$$= 74.75 \text{ CV}$$

$$n = \frac{200 \cdot 74.75}{55} = 271.3$$

b) Aplicando sucesivamente la primera, segunda y tercera ley de semejanza de las turbinas, tendremos:

$$n'' = \sqrt{\frac{H''}{H'}} n' = \sqrt{\frac{15}{5}} \cdot 200 \\ = 346.4 \text{ rpm}$$

$$Q'' = \sqrt{\frac{H''}{H'}} Q' = \sqrt{\frac{15}{5}} \cdot 1.5 \\ = 2.598 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_u'' = \left(\frac{H''}{H'}\right)^{3/2} P_u' = \left(\frac{15}{5}\right)^{3/2} \cdot 55 \\ = 285.8 \text{ kW}$$

25-2. Un ventilador aspirando aire en estado normal tiene las siguientes características. $Q = 8 \text{ m}^3/\text{s}$; presión estática equivalente a 50 mm c.a., $n = 580 \text{ rpm}$. Potencia absorbida 5.2 kW. Sin variar las rpm y siendo la temperatura del aire 60 °C y la presión atmosférica 770 Torr.

Calcular:

- la nueva presión estática;
- la nueva potencia absorbida por el ventilador.

Al no variar ni D ni rpm, el caudal Q permanecerá constante (primera, segunda y séptima ley) En el estado normal:

$$T_{amb} = 0 + 273.15 = 273.15 \text{ K} \\ P_{amb} = 760 \text{ Torr} \\ \Delta p_s' = 1000 \cdot 9.81 \cdot 0.050 = 490.5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Por tanto, siendo la nueva temperatura $T_{amb} = 60 + 273.15 = 333.15 \text{ K}$.

- Según la 10.ª ley

$$\Delta p_s = \frac{P_{amb}''}{P_{amb}'} \frac{T_{amb}'}{T_{amb}''} \Delta p_s' = \frac{770}{760} \frac{273.15}{333.15} \cdot 490.5 = 407.5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- Según la 11.ª ley

$$P_u'' = \frac{P_{amb}''}{P_{amb}'} \frac{T_{amb}'}{T_{amb}''} P_u' = \frac{770}{760} \frac{273.15}{333.15} \cdot 5.2 = 4.120 \text{ kW}$$

25-3. Una bomba centrífuga que gira a 1.500 rpm, cuyas tuberías de aspiración e impulsión son del mismo diámetro, produce un aumento de presión de 50 bar en total en sus 5 escalonamientos, proporcionando un caudal de 5.500 l/min

Calcular:

- la velocidad específica de esta bomba.
- la velocidad específica característica de un rodete de la bomba anterior.

25-4. Una bomba centrífuga tiene las siguientes características de funcionamiento: potencia absorbida, 16 kW, $n = 2.850 \text{ rpm}$, $Q = 3.000 \text{ l/min}$, $H = 25 \text{ m}$. Sin embargo, un utilizador de esta bomba

para riego desea sustituir el motor eléctrico por un motor diesel que gira a 3.100 rpm, haciendo un acoplamiento directo

Calcular:

- la altura útil que deberá desarrollar la bomba,
- el caudal,
- la potencia absorbida.

25-5. Una bomba centrífuga girando a 500 rpm proporciona un caudal de agua de 18.000 l/min a una altura efectiva de 5 m.

Calcular:

- la velocidad a que debe girar una bomba geoméricamente semejante a la anterior, que obra en condiciones análogas de rendimiento la mitad del caudal con una altura manométrica de 10 m;
- también la relación de semejanza entre ambas bombas.

25-6. Un ventilador proporciona un caudal de 12.000 m³/h a 500 rpm. El ventilador da una presión total de 15 mmHg y absorbe una potencia de 320 W. Se reduce la velocidad a un 80% del valor anterior. Las condiciones atmosféricas permanecen invariables.

Calcular:

- el nuevo caudal;
- el nuevo incremento de presión total;
- la nueva potencia absorbida.

25-7. Las características de un ventilador centrífugo de 800 mm de diámetro exterior, trabajando con aire en condiciones normales, son $Q = 4.000 \text{ m}^3/\text{h}$; presión total, 50 Pa, $n = 450 \text{ rpm}$; rendimiento total 50%. Otro ventilador geoméricamente semejante al anterior tiene un diámetro exterior de 1 m y gira al mismo número de revoluciones.

Calcular, para las mismas condiciones normales:

- el caudal del segundo ventilador,
- su presión total;
- su potencia en el eje.

25-8. Una turbina hidráulica desarrolla una potencia de 200 kW bajo un salto neto de 6 m girando a 100 rpm. La misma turbina ha de funcionar bajo un salto neto de 8 m.

Calcular, para las mismas condiciones de funcionamiento:

- potencia desarrollada por la turbina,
- velocidad a que deberá girar la turbina.

25-9. Una turbina Pelton consigue su óptimo rendimiento bajo un salto de 80 m, desarrollando una potencia de 200 kW. Se instala en un salto neto de 90 m.

Calcular en condiciones también de óptimo rendimiento:

- el incremento de velocidad que ha de experimentar la turbina;
- el incremento de potencia.

25-10. Una bomba centrífuga, que gira a 1.800 rpm, da un caudal de 1.360 l/min con una altura efectiva de 120 m y un rendimiento total de 75%. Si esta misma bomba gira a 1.450 rpm,

Calcular

- el caudal;
- la altura efectiva,
- la potencia en el eje.

25-11. Calcular el número de revoluciones específico de una bomba centrífuga de las siguientes características nominales: $n = 1.450$ rpm; $Q = 0,05$ m³/s; $H = 25$ m.

25-12. Se requiere una bomba centrífuga para bombear un caudal de agua de 200 m³/h a una altura efectiva de 50 m, acoplada a un motor de 1.950 rpm.

Calcular la velocidad específica de la bomba requerida.

25-13. Una turbina alcanza su máximo rendimiento funcionando en un salto neto de 6 m, girando a 100 rpm y desarrollando una potencia de 400 kW. El diámetro exterior del rodete es 1.800 mm.

Calcular

- la velocidad a que debe girar en las mismas condiciones de rendimiento una turbina geoméricamente semejante a la anterior pero de mitad de tamaño en un salto neto de 9 m.
- la potencia que desarrollara esta segunda turbina.

25-14. Una turbina de 400 mm de diámetro bajo un salto neto de 7 m absorbiendo un caudal de 400 l/s a 150 rpm, da un rendimiento total de 70%. Una turbina geoméricamente semejante a la anterior de 1 m de diámetro, funciona en un salto neto de 10 m.

Calcular para las mismas condiciones de funcionamiento

- la velocidad a que debe girar la turbina,
- la potencia desarrollada,
- el caudal.

25-15. En un laboratorio se ensaya un modelo de turbina de 400 mm de diámetro, obteniéndose el mejor rendimiento, que es el 70%, para una velocidad de 1.500 rpm con un salto de 10 m. Se construye un prototipo geoméricamente semejante al modelo de 1.500 mm de diámetro y se instala en un salto de 15 m.

Calcular

- velocidad a que conviene que gire el prototipo,
- relación de potencias del prototipo a la del modelo.

25-16. Se quiere bombear 300 m³/h de agua a una altura efectiva de 200 m.

Calcular la velocidad mínima de sincronismo con un motor eléctrico si n_s no debe bajar mucho de 30 a fin de que el rendimiento de la bomba pueda ser aceptable.

25-17. Calcular las velocidades específicas de las bombas siguientes de un solo eje, cuyos *características nominales* son

Bomba	rpm	Q (m ³ /h)	H (m)
1	1.000	780	40
2	750	2.700	5
3	600	4.200	20
4	500	4.800	6

25-18. Calcular en las mismas cuatro bombas del problema 25-17 el n_s correspondiente a una velocidad igual al 70% del valor nominal

25-19. Para poder predecir el funcionamiento de una bomba centrífuga de gran potencia se construye un modelo a escala 1/10, cuyas características nominales en funcionamiento fueron las siguientes: $P_m = 24$ kW, $H_m = 8$ m; $n_m = 700$ rpm, $n_{m,m} = 79\%$. Además, $H_p = 30$ m.

Calcular

$$a) \quad n_p$$

$$b) \quad P_p$$

$$c) \quad Q_m \text{ y } Q_p$$

25-20. Una bomba centrífuga da un caudal de 50 l/s a una altura efectiva de 100 m girando a 1.450 rpm. El rendimiento de la bomba es 0,67. Se exige a la bomba una altura efectiva de 150 m.

Calcular el número de revoluciones, el caudal y la potencia de accionamiento necesaria para que la bomba de esta altura efectiva, suponiendo igual rendimiento.

25-21. En un modelo, absorbiendo una potencia de 27 kW, proporciona un caudal de aire (densidad $1,2$ kg/m³) de 6 m³/s, desarrollando un momento de presión total de 25 mbar y girando a una velocidad de 2.200 rpm. En el aire la densidad del aire a $1,12$ kg/m³ sin variar el momento de presión total.

Calcular las nuevas características de funcionamiento del ventilador.

25-22. La central de Guantana (Iberdrola) tiene una turbina Kaplan de 10.500 CV, que en un salto neto de 18,8 m gira a 250 rpm. Calcular el número específico de revoluciones de esta turbina.

La central de Balaguer (Fuerzas Eléctricas de Cataluña) tiene una turbina Kaplan de 9.950 CV, instalada en un salto de 10,6 m, que gira a 214 rpm. Calcular el número específico de revoluciones de esta máquina.

La central de Ojón (Soc. de una turbina Kaplan tiene las siguientes características: $Q = 16$ m³/s, $P = 180$ m³/s, $P = 35.000$ CV, $n = 115$ rpm. Calcular el rendimiento de esta turbina y su número específico de revoluciones.

25-23. Una turbina desarrolla una potencia de 200 kW girando a 100 rpm en un salto neto de 10 m. Calcular

- a) potencia desarrollada en un salto de 12 m en las mismas condiciones de rendimiento;
- b) velocidad a que debe girar la turbina.

25-24. En el mismo ventilador del problema 25-6 cuyas características nominales de funcionamiento se refieren al aire en condiciones normales.

Calcular:

- el caudal, si la densidad del aire fuera $0,96 \text{ kg.m}^{-3}$.
- la potencia si la temperatura fuera de 35°C y la presión barométrica 780 Torr.

25-25. Un exhaustor que extrae aire en condiciones normales, con un rendimiento total de 80% y un caudal de $120 \text{ m}^3/\text{s}$, cuando a 490 rpm, desarrolla un incremento de presión total de 40 mbar. Se mantiene constante el caudal y el número de revoluciones, pero la presión atmosférica es de 740 Torr y la temperatura del aire 80°C .

Calcular:

- el nuevo incremento de presión total desarrollado por el ventilador;
- la nueva potencia absorbida por el mismo.

25-26. Los ensayos realizados con una turbina hidráulica de diámetro exterior 1.500 mm dieron como resultado que el rendimiento máximo se obtenía a 90 rpm en un salto de 6 m. En estas condiciones la turbina dio un rendimiento total de 75% . Una turbina geoméricamente semejante a la anterior y de la mitad de diámetro se instala en el mismo salto neto.

Calcular para el rendimiento máximo

- el $\%$ en que ha disminuido la potencia de esta segunda turbina;
- el número de revoluciones a que debe girar para conseguir el óptimo rendimiento.

25-27. Calcular el número específico de revoluciones de una de las tres turbinas Pelton de la central de Sabiñánigo de eje horizontal, que desarrolla una potencia unitaria de 4.530 CV, con una altura de salto de 497 m, a una velocidad de 600 rpm. Lo mismo, de una de las dos turbinas de la central de Pontonovo (Saltos del Sid), que desarrolla una potencia unitaria de 18.000 CV en un salto de 387 m, cuando a 600 rpm. ¿Cuál es el número específico de revoluciones de la turbina Francis de la central de Pintado (Compañía Sevillana de Electricidad), que desarrolla una potencia de 14.500 CV en un salto de 191 m a 750 rpm?

En la central de San Sebastián (Hidroeléctrica de Moncabril) hay dos turbinas Francis de eje vertical, que desarrollan una potencia unitaria de 12.800 CV en un salto neto de 153 m, cuando a 750 rpm.

Calcular el número específico de revoluciones de estas turbinas.

25-28. Una bomba centrífuga tiene un rodete de 200 mm de diámetro y proporciona una altura útil nominal de 18 m. Sin embargo, la altura útil requerida es de 16 m.

Calcular la reducción necesaria que se ha de efectuar en el rodete para que dé la altura que se pretende, conservando el mismo número de revoluciones.

25-29. Las turbinas Francis múltiples fueron en otro tiempo corrientes.

Calcular la relación entre el número específico de revoluciones de una turbina Francis doble (turbinas Francis gemelas) y el de una turbina Francis simple de la misma geometría.



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001



CA 275 CURSO DE MINIHIDRÁULICA

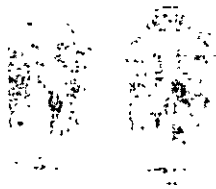
TEMA:

APUNTES GENERALES DE MINIHIDRÁULICA

COORDINADOR: M. en I. ARTURO NAVA MASTACHE

DEL 22 AL 26 DE NOVIEMBRE DE 2004

PALACIO DE MINERÍA



DIVISIÓN DE
EDUCACIÓN
CONTINUA



INTRODUCCION

Los apuntes se desarrollaron para cubrir el tema VI del programa de la asignatura HIDRAULICA III; referente a las turbinas hidráulicas de reacción y de impulso.

Debe entenderse como una introducción a la selección del tipo, número y características principales de las turbinas que deben instalarse en un aprovechamiento hidroeléctrico.

Esta introducción se dirige principalmente a los estudiantes de Facultad de Ingeniería y a los estudiantes de nivel superior de otras instituciones, tratando de incitarlos a adentrarse en el estudio de la teoría de las turbinas hidráulicas, tan amplia y tan compleja. Deseando que el valor fundamental de este trabajo radique en que su lectura propicie una entusiasta exploración de tal teoría.

No se ha pretendido ni cercanamente agotar todos los aspectos técnicos que las obras de los grandes estudiosos sobre este tema nos han legado. Solamente se ha procurado exponer los primeros fundamentos de una teoría reconocidamente compleja, como lo es la producción de energía hidroeléctrica.

La finalidad principal de la presentación, que se ofrece en estas páginas es la de explicar las características de las turbinas hidráulicas y puntualizar algunas particularidades de su selección y diseño preliminar. La teoría y ciertos valores prácticos que aquí se dan, permiten calcular los valores fundamentales de cualquier turbina. Solo pocos ingenieros tendrán alguna vez ocasión de proyectar detalladamente un álabe del rodete, lo cual no es objetivo.

El interés del estudiante lo lleva a ampliar y profundizar en la teoría de las turbinas hidráulicas, en las últimas páginas entrará una bibliografía, empleada para elaborar estos apuntes, y le facilitará un conocimiento más completo.

México, Cd. Universitaria, abril de 1985.

I N D I C E

C O N T E N I D O	P A G I N A
ESTUDIOS PREVIOS	1
POTENCIA MEDIA	1
CAPACIDAD INSTALADA Y NUMERO DE UNIDADES	2
SELECCION DEL TIPO DE TURBINA	3
CARACTERISTICAS DE LAS UNIDADES SELECCIONADAS	4
VELOCIDAD ESPECIFICA	4
VELOCIDAD ESPECIFICA PARA TURBINAS FRANCIS	6
VELOCIDAD ESPECIFICA PARA TURBINAS HELICE O KAPLAN	8
VELOCIDAD ESPECIFICA PARA TURBINAS DE IMPULSO O PELTON	8
VELOCIDAD DE ROTACION SINCRONA	11
CURVAS CARACTERISTICAS	13
DIMENSIONES PRINCIPALES	23
ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LAS TURBINAS DE REACCION (TIPO FRANCIS Y KAPLAN)	23
ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LAS TURBINAS DE IMPULSO (TIPO PELTON)	26
DIMENSIONES DE LAS TURBINAS FRANCIS	29
DIMENSIONES DE LAS TURBINAS KAPLAN O HELICE	34
DIMENSIONES DE LA TURBINA PELTON (DE IMPULSO)	42
CAVITACION Y CARGA DE SUCCION.	50
REGULACION DE LA TURBINA	54
ESTABILIDAD DE REGULACION DE LA FRECUENCIA	58
EXCESIVA VELOCIDAD	63
REGULACION DE TURBINAS PELTON (DE IMPULSO)	67
VELOCIDAD DE DESBOQUE	67
VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS FRANCIS.	70
VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS KAPLAN	71
VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS PELTON	71
EXCESIVA PRESION	73
PERDIDA HIDRAULICA	74
ANGULO PERMISIBLE DE CARGA	79
TIPOS DE FABRICANTES	80
EJEMPLOS NUMERICOS	88

TURBINAS HIDRAULICAS

TERISTICAS Y DIMENSIONES PRINCIPALES.

STUDIOS PREVIOS

Entre los estudios iniciales que deben realizarse, estan los tendientes a determinar las características energéticas del río o de cualquier otro aprovechamiento hidráulico; estos deben tomar en cuenta la forma como la planta hidroeléctrica bastecerá al sistema eléctrico al cual se va a interconectar, generalmente ésto puede representarse por medio del factor de planta.

Las simulaciones de funcionamiento de vaso es la herramienta que se emplea para determinar las características energéticas de un aprovechamiento hidroeléctrico. Entre los resultados de mayor importancia que se obtienen son: la capacidad útil - es conveniente, la generación media anual esperada, el nivel medio frecuente en el embalse, el volumen de agua medio anual - almacenado así como el volumen medio anual evaporado, el porcentaje de volumen de agua aprovechado, etc.

La simulación de funcionamiento del vaso resuelve la ecuación de continuidad dada por:

$$\text{IN DE APORTACION} - \text{VOLUMEN DE EXTRACCION} = \text{Incremento de Volumen en el Almacenamiento.}$$

Las extracciones estan formadas; por los volúmenes de agua necesarios para generación, derrame de volúmenes excedentes de agua que no deben de almacenarse en el vaso, extracciones para otros usos, los volúmenes que se pierden por evaporación directa en el vaso y por filtración, éstos últimos generalmente son despreciables.

POTENCIA MEDIA.

La potencia media de una central eléctrica es la razón de la generación media ANUAL al número de horas del año.

La generación media anual, es el promedio aritmético de las generaciones anuales producidas en la central eléctrica.

Las unidades que comunmente se emplean para expresar la generación media anual son:

(Kilowatt-hora) 1KWh/año = 10^3 Wh/año

(Megawatt-hora) 1MWh/año = 10^3 KWh/año

(Gigawatt-hora) 1GWh/año = 10^6 KWh/año

(Terawatt-hora) 1TWh/año = 10^9 KWh/año

$$P_{media} = \frac{\text{Generación media anual.}}{\text{Número de horas del año}}$$

Las unidades más usuales para expresar la potencia son:

(Kilowatt) 1 KW = 10^3 Watt

(Megawatt) 1 MW = 10^3 KW

También la potencia media se puede expresar en función de las características hidroenergéticas del aprovechamiento,

$$P_{media} = \gamma Q_a H_n e \gamma / (175 \times 1.3592) \text{ en KW en donde:}$$

γ = peso específico del agua

Q_a = gasto medio aprovechado

H_n = Carga estática neta más frecuente

e = eficiencia total del conjunto turbo-generador; $e = e_t \times e_g$

e_t = eficiencia de la turbina

e_g = eficiencia del generador

El gasto medio aprovechado y la carga neta mas frecuente, se obtienen como un resultado de la simulación de funcionamiento del vaso.

CAPACIDAD INSTALADA Y NUMERO DE UNIDADES.

La capacidad instalada de una central eléctrica, es la potencia total instalada en generadores, operando en condiciones normales.

Se define como factor de planta la razón que existe entre la potencia media a la potencia instalada.

En la actualidad las plantas hidroeléctricas, se diseñan para que operen como plantas de picos, es decir para que entren en operación durante las horas de mayor demanda de energía en el sistema eléctrico, por lo que, se requiere que

tengan una gran potencia instalada, ya que durante las horas de mayor demanda generalmente se requiere suministrar "potencia" y no energía; razón por la cual el factor de planta tiende a disminuir en este tipo de plantas, empleándose actualmente valores de 0.25 con tendencia a bajar a 0.17.

$$\text{factor de planta} = \frac{\text{Potencia media}}{\text{Capacidad instalada}}$$

Para seleccionar el número y tamaño de las unidades intervienen un gran número de factores, entre los más importantes destacan el costo por KW instalado, la velocidad de rotación permisible, la profundidad de excavación y tamaño de la estructura de cimentación, la capacidad del equipo auxiliar de la central; en general la selección es en base a criterios obtenidos de la experiencia tomando en cuenta la economía de la instalación; existiendo una tendencia a tener el menor número de unidades turbo generadoras.

Como se ha mencionado antes, la política de operación de las centrales hidroeléctricas de operar como plantas de picos, proporcionando potencia a la vez de generación, para satisfacer las necesidades del sistema eléctrico, por lo que es deseable instalar unidades grandes; esto ha estimulado el avance en el diseño y procesos de fabricación de unidades de gran magnitud, llegando a minimizar las dimensiones y su costo, sin sacrificar eficiencia y confiabilidad.

ELECCION DEL TIPO DE TURBINA.

Una vez determinada la capacidad por instalar en un aprovechamiento hidroeléctrico y decidido el número de unidades conveniente, se requiere especificar la potencia de diseño, la carga estática neta de diseño y el gasto de diseño de las turbinas a emplear.

La potencia por turbina es:

$$P_t = \frac{\text{Capacidad instalada} \times K}{\text{No. unidades} \times e_g}$$

K) es un factor que varía entre 0.85 y 1.30, el cual depende de las características del almacenamiento y de la operación de las unidades.

P_t generalmente se expresa en KW ó MW; donde e_g es la eficiencia del generador, normalmente tiene un valor de 0.98.

i la potencia de la turbina se expresa en KW, el gasto de diseño en m^3/s es:

$$Q_d = \frac{P_t \times 75 \times 1.3596}{1000 \times H_d \times e_t} \quad (m^3/s)$$

onde H_d es la carga neta de diseño en metros, de la turbina puede estar comprendida entre la carga mínima y la carga máxima, es conveniente que ésta tenga un valor cercano a la carga neta correspondiente al nivel mas frecuente en el emalse (determinado con base en la simulación de funcionamiento e vaso).

En la figura 1 se muestra un diagrama que presenta las regiones recomendables para los diferentes tipos de turbinas hidráulicas, en función de los parámetros H_d y Q_d ; tomada del U.S.B.R 1/, las regiones definidas corresponden a las turbinas de impulso ó Pelton, turbinas Francis y turbinas elice ó Kaplan.

ARACTERISTICAS DE LAS UNIDADES SELECCIONADAS.

Se deberán preparar las principales características, especificaciones y dimensiones generales de las turbinas seleccionadas, buscando la mejor solución desde el punto de vista de funcionamiento hidráulico del conjunto obra de toma, conducción a presión, turbina, tubo de aspiración y desfogue, sin olvidarse de la economía del proyecto; dejando el diseño mecánico y el mejoramiento de las eficiencias de la turbina a los fabricantes.

Se emplearan los criterios y monogramas propuestos por el U.S.B.R 1/ y las publicaciones de la revista Water Power and Dam Construction 2/, que son las normas y criterios empleados por la Comisión Federal de Electricidad para determinar las características de las unidades de los aprovechamientos hidráulicos en estudio.

VELOCIDAD ESPECIFICA.-

Cada turbina está caracterizada por una constante que involucra constantes numéricas y de diseño, llamada velocidad espe

la (n_s), teniendo el mismo valor para las turbinas geométricamente iguales y que operan en condiciones hidráulicas similares.

$$n_s = n P_t^{0.5} H_d^{-1.25}$$

∴
velocidad de rotación en r p m
potencia de diseño de la turbina en KW

Carga de diseño de la turbina en m.

El valor de n_s generalmente se ha determinado en el sistema métrico deciendo expresando la potencia en C.V.; en la literatura moderna este valor - en lugar a la potencia en KW, se recomienda tener cuidado en las unidades usadas por las publicaciones que se refieran a este concepto.

En unidades KW = 0.8577 n_s , con unidades C.V.

∴ la ecuación anterior que expresa el valor de n_s , se introduce a la ecuación en función de H_d , queda n_s como una función de H_d ; La experiencia ha demostrado que esta relación entre las dos variables (n_s , H_d) toma en cuenta también los requerimientos técnicos, económicos, problemas de fabricación y tipo de turbina, es decir:

$$n'_s = F (H_d)$$

El tipo de función define el rango del valor de n'_s , que tendrá una turbina, para una carga de diseño dada.

VELOCIDAD ESPECÍFICA PARA TURBINAS FRANCIS

El rango de variación de la velocidad específica en turbinas Francis, en función de la H_d se muestra en la figura . . 2 , tomada de [2] y representa la dependencia de la velocidad específica de las turbinas Francis de fabricación reciente, cuya ley de correlación es:

FABRICACION:

ECUACION DE REGRESION:

1964	$n'_s = 2959 H_d^{-0.625}$
1969	$n'_s = 3250 H_d^{-0.625}$
1975	$n'_s = 3470 H_d^{-0.625}$

∴ la velocidad específica está expresada en sistema métrico - potencia en KW.

TURBINAS FRANCIS

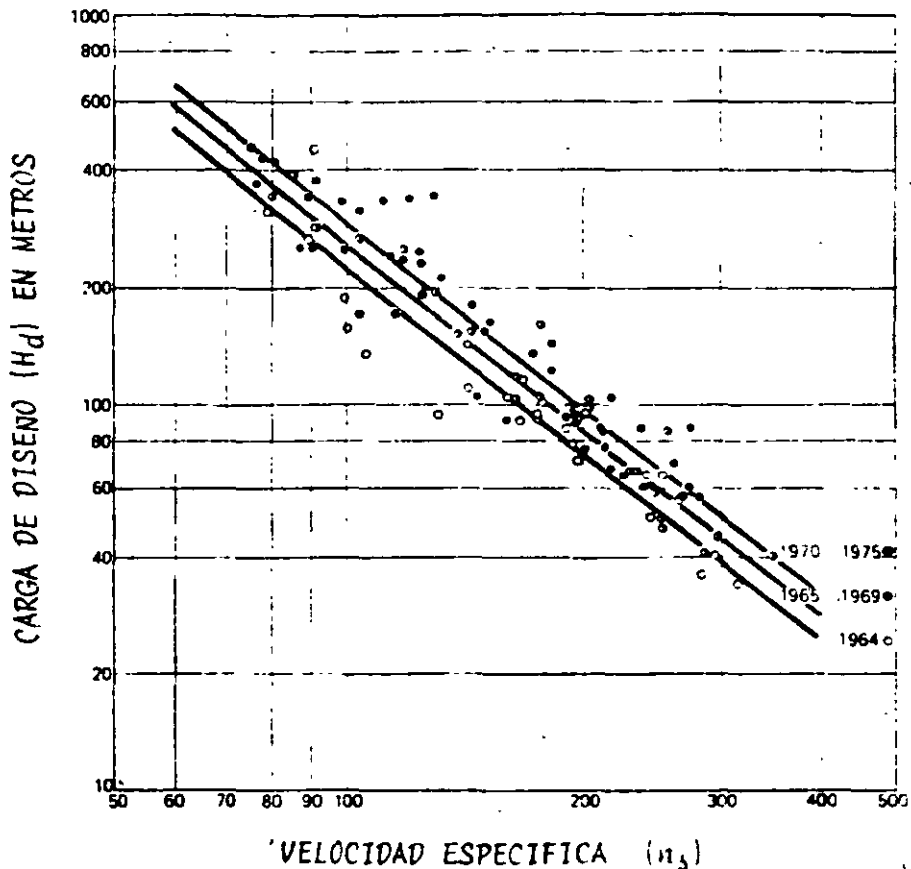


FIGURA 2.- TURBINAS FRANCIS; VELOCIDAD ESPECIFICA.-
CARGA DE DISEÑO (n_s CON POTENCIA EN KW)

de la figura 2.
de Handbook of applied
lics, 1969.
Davis and Sorensen.
del USBR. Selecting
lic reaction turbines

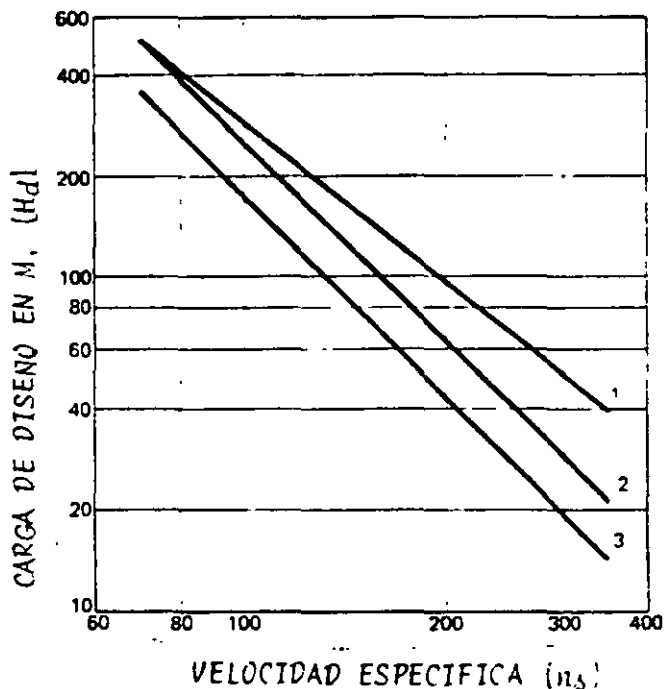


FIGURA 3.- TURBINAS FRANCIS; INCREMENTO DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA
(a una carga dada) EN FUNCION DEL PERIODO DE DISEÑO; (n_s) CON
POTENCIA EN KW.

FUENTE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976,
ENERO 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

La figura 3, representa el incremento de la velocidad específica (para una carga dada) como una función de la fecha de fabricación, mostrando la tendencia actual de incrementar la velocidad específica, para reducir el tamaño de las unidades; tomado de 2/

La figura 4, muestra las tendencias experimentales para seleccionar el rango de la velocidad específica, según el criterio de U.S.B.R., tomada de 1/; en donde la velocidad específica esta expresada en el sistema métrico con la potencia en C.V.; así como en unidades inglesas con potencia en H.P.

VELOCIDAD ESPECIFICA PARA TURBINAS TIPO HELICE O KAPLAN.

Los resultados de investigaciones realizadas desde el punto de vista estadístico, con mas de 130 turbinas Kaplan construidas en el mundo, muestran las funciones de correlación entre el valor del rango de la velocidad específica y la carga de diseño, tomado de 2/, se presentan en la figura 5

<u>AÑO DE FABRICACION</u>	<u>ECUACION DE REGRESION</u>
1960 - 1964	$n'_\Delta = 2096 H_d^{-0.489}$
1965 - 1969	$n'_\Delta = 2195 H_d^{-0.489}$
1970 - 1976	$n'_\Delta = 2419 H_d^{-0.489}$

La velocidad específica esta expresada en el sistema métrico decimal, con la potencia en KW.

También en la figura 4, se muestra la tendencia para seleccionar el rango de la velocidad específica, según el criterio del U.S.B.R., en donde la velocidad específica se expresará en sistema métrico con potencia en C.V., así como en unidades inglesas con potencia en H.P.

VELOCIDAD ESPECIFICA PARA TURBINAS DE IMPULSO O PELTON.

La turbina de impulso Pelton difiere considerablemente de las turbinas de reacción Francis y Kaplan, la turbina Pelton tiene una admisión de flujo parcial en la cual, la energía hidráulica es transmitida a la rueda por un número discreto de chiflones, independiente uno de otro.

UNIDADES INGLESAS

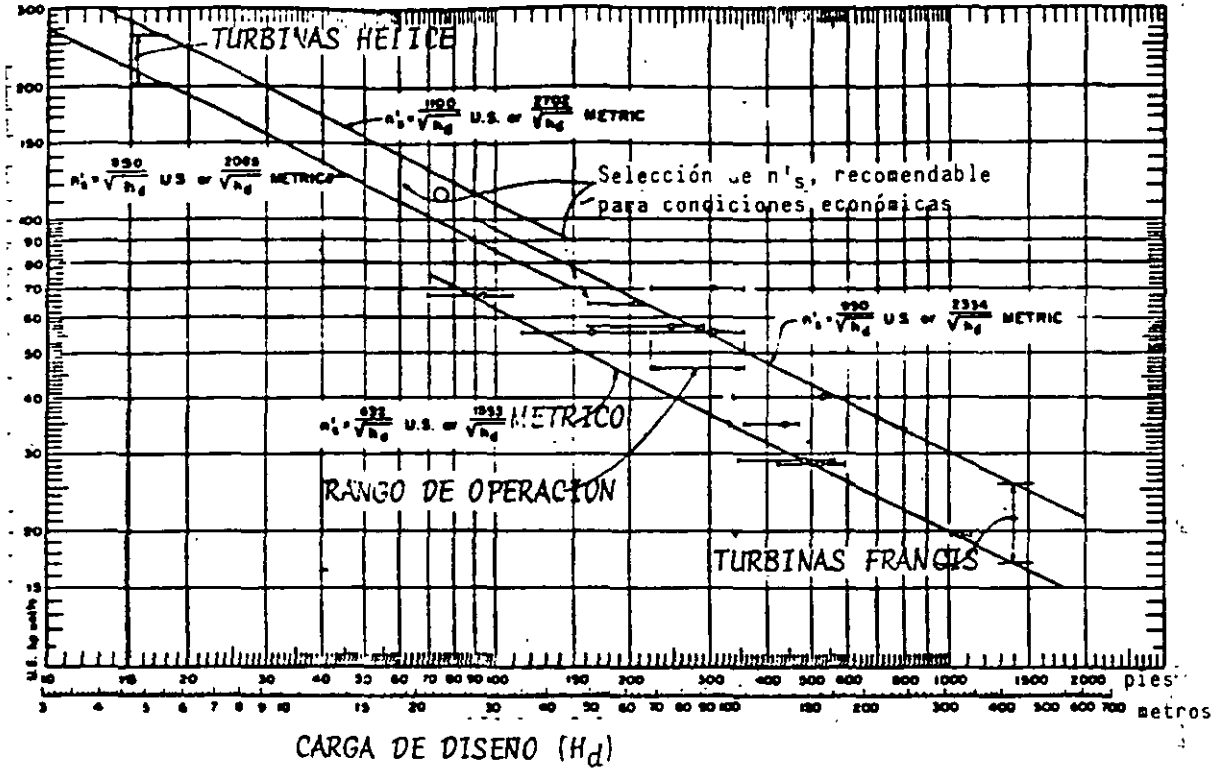


FIGURA 4.- CARGA DE DISEÑO - VELOCIDAD ESPECIFICA, CRITERIO U.S.B.R.

(n_s) UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

(n_s) UNIDADES INGLESAS, POTENCIA EN H.P.

COMANDO DE: SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

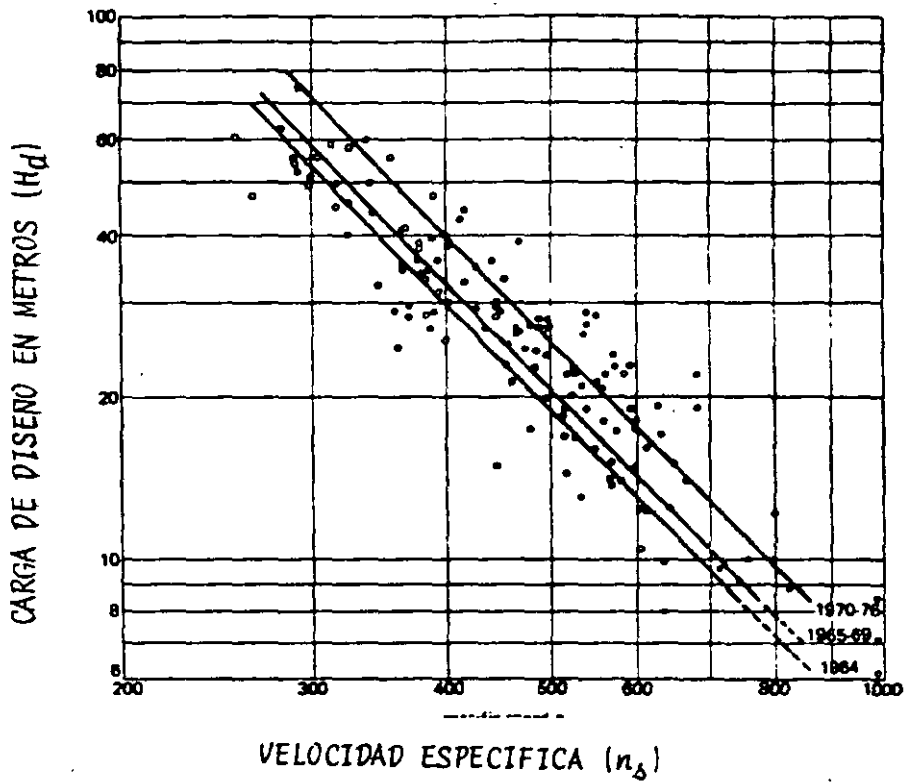


FIGURA 5.- TURBINAS KAPLAN. VELOCIDAD ESPECIFICA (n_s)
CARGA DE DISEÑO.- (n_s) CON POTENCIA EN UNIDADES KW.

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA,
AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978,
DICIEMBRE 1978.

Consecuentemente la principal característica hidrodinámica de la turbina, tiene que referirse a un solo chiflón.

La velocidad específica para un chiflón es:

$$n_{\Delta j} = n \left[\frac{P_t}{i} \right]^{0.5} H_d^{-1.25}$$

en donde i es el número de chiflones, los arreglos de turbinas Pelton pueden contener desde un chiflón mínimo hasta seis como máximo.

Estudios recientes de correlación, de aproximadamente 90 -- turbinas Pelton, dan las siguientes expresiones para determinar el rango de la velocidad específica ($n'_{\Delta j}$) en función de la carga de diseño.

AÑO DE FABRICACIÓN

ECUACION DE CORRELACION

1960 - 1964

$$n'_{\Delta j} = 78.63 H_d^{-0.243}$$

1965 - 1977

$$n'_{\Delta j} = 85.49 H_d^{-0.243}$$

En forma de gráfica se presentan en la figura 6.

VELOCIDAD DE ROTACION SINCRONA.

Con las expresiones antes mencionadas, de n'_{Δ} como funciones de H_d y del tipo de turbina, se determina el rango del valor de la velocidad específica, con este valor se calcula la velocidad de rotación de la turbina:

$$n' = n'_{\Delta} H_d^{1.25} P_t^{-0.5}$$

El rodete de la turbina va acoplado por medio de un eje (flecha) al rotor del generador (que es un motor eléctrico) y por consiguiente la velocidad de rotación del equipo turbogenerador debiera ajustarse para que sea sincrónica con la frecuencia de oscilación de la energía eléctrica, consecuentemente se ajusta la velocidad específica de la turbina.

En México la frecuencia de la corriente eléctrica producida es de 60 cps, en algunos países de Europa se emplea 50 cps.

La velocidad sincrónica de rotación es:

$$n_s = \frac{120 \times \text{frecuencia de la corriente eléctrica}}{\text{Número de polos del generador}}$$

Número de polos del generador

TURBINAS PELTON

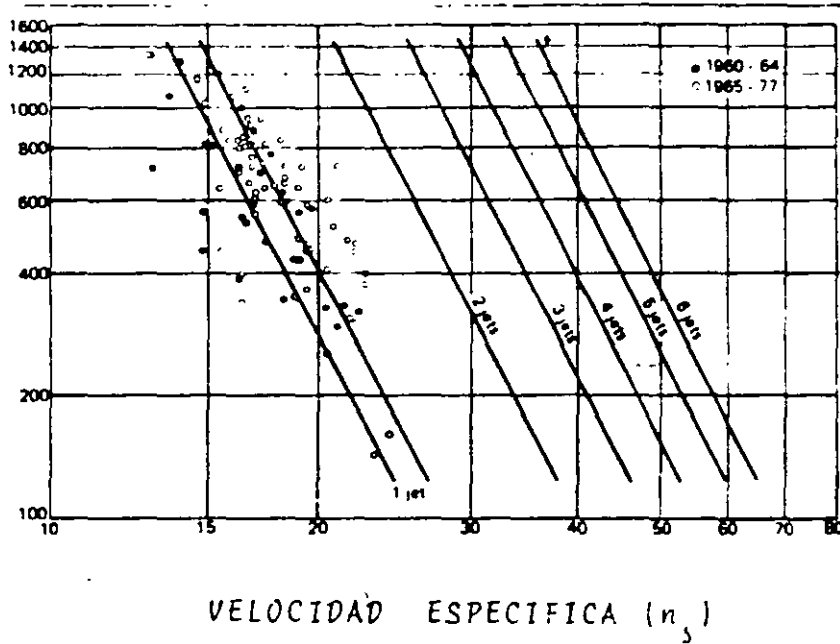


FIGURA 6 VELOCIDAD ESPECIFICA.- CARGA DE DISEÑO
VELOCIDAD ESPECIFICA EN UNIDADES METRICAS
CON POTENCIA EN K.W.
PARA 1 A 6 CHIFLONES. LAS CURVAS PARA UN
CHIFLON CORRESPONDEN PARA DOS GRUPOS DE -
TURBINAS DEPENDIENDO DEL AÑO DE DISEÑO

TOMADO DE WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.-
REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978,
DICIEMBRE 1978.

$$\text{número de polos del generador} = \frac{120 \times \text{frecuencia de la corriente}}{n'}$$

El número de polos del generador así determinado se ajusta a un número entero; es recomendable por los fabricantes de generadores, que este número sea un múltiplo de cuatro, aunque algunos fabricantes acepten múltiplos de dos. También se recomienda que se tome la velocidad de rotación mayor si la variación de la carga hidráulica sobre la turbina no excede del 10%, si la variación de la carga excede el 10% se sugiere tomar la velocidad de rotación mas baja. En la velocidad de rotación determinada con los criterios anteriores se determina el valor de la velocidad específica.

$$n_s = n \times P^{0.5} \times H_d^{-1.25}$$

Parámetro característico que se emplea para determinar las principales dimensiones de las turbinas.

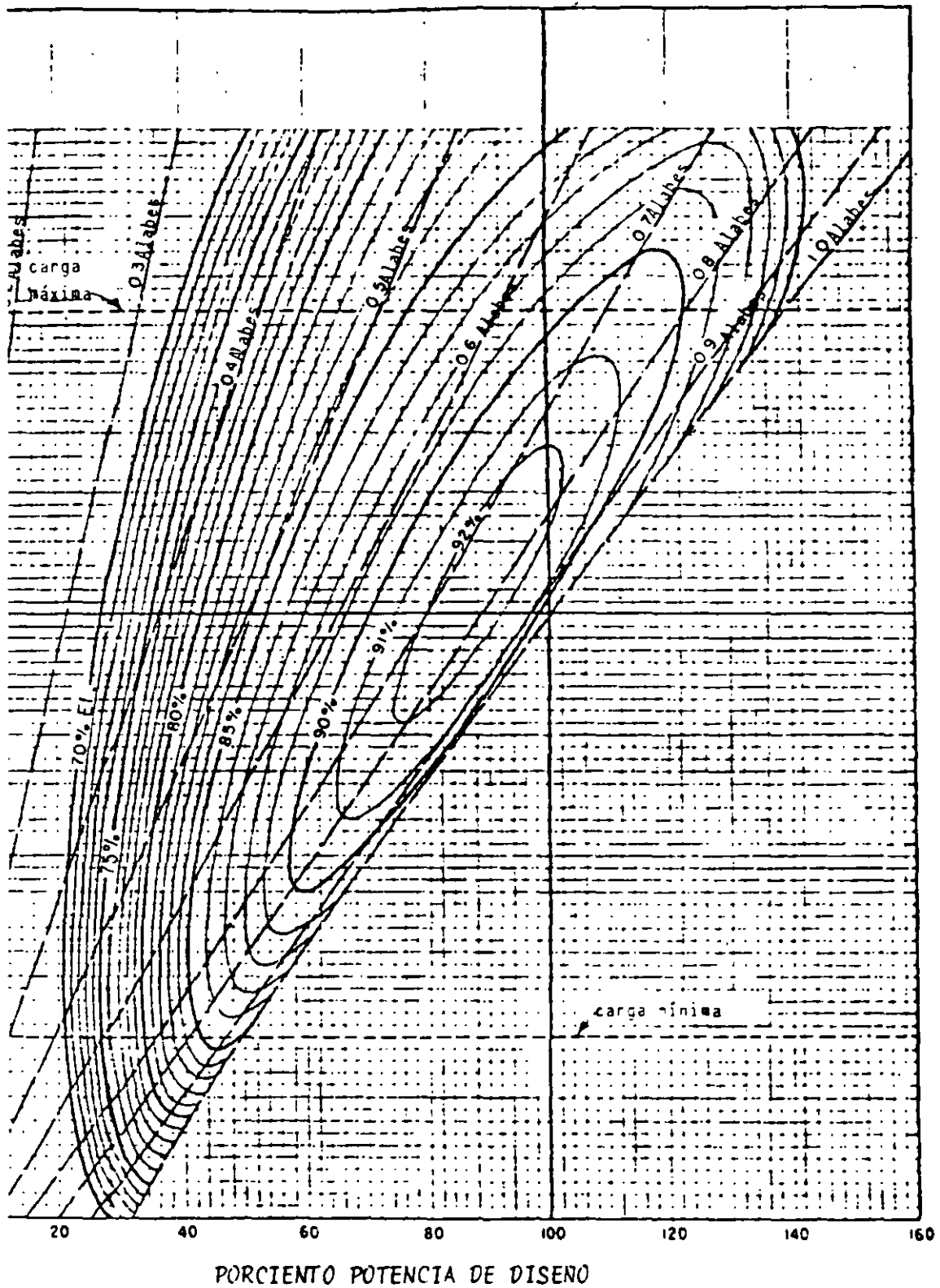
CURVAS CARACTERISTICAS.

El flujo a través de una turbina depende de varios parámetros. Por ejemplo, el flujo a través de una turbina Francis depende de la carga neta, velocidad de rotación de la unidad y apertura de los álabes del distribuidor; mientras que el flujo a través de una turbina Kaplan depende de las mismas variables, así como, del ángulo de inclinación de los álabes del volante. En una turbina de impulso (Pelton), el flujo es una función solamente de la carga y de la apertura del chiflón.

Las curvas que representan la relación entre estos parámetros se llaman curvas características de la turbina. Estas nos permiten predecir el comportamiento de una turbina, por ejemplo cuando varía la carga sobre la misma o cuando cambia el modo de descarga.

Las curvas características de funcionamiento para una turbina Francis, se muestran en las figuras 7 a 13. y representan el promedio de varias curvas proporcionadas por los fabricantes. Para las turbinas Kaplan se muestran en las figuras 14 y 15.

CURVAS CARACTERISTICAS



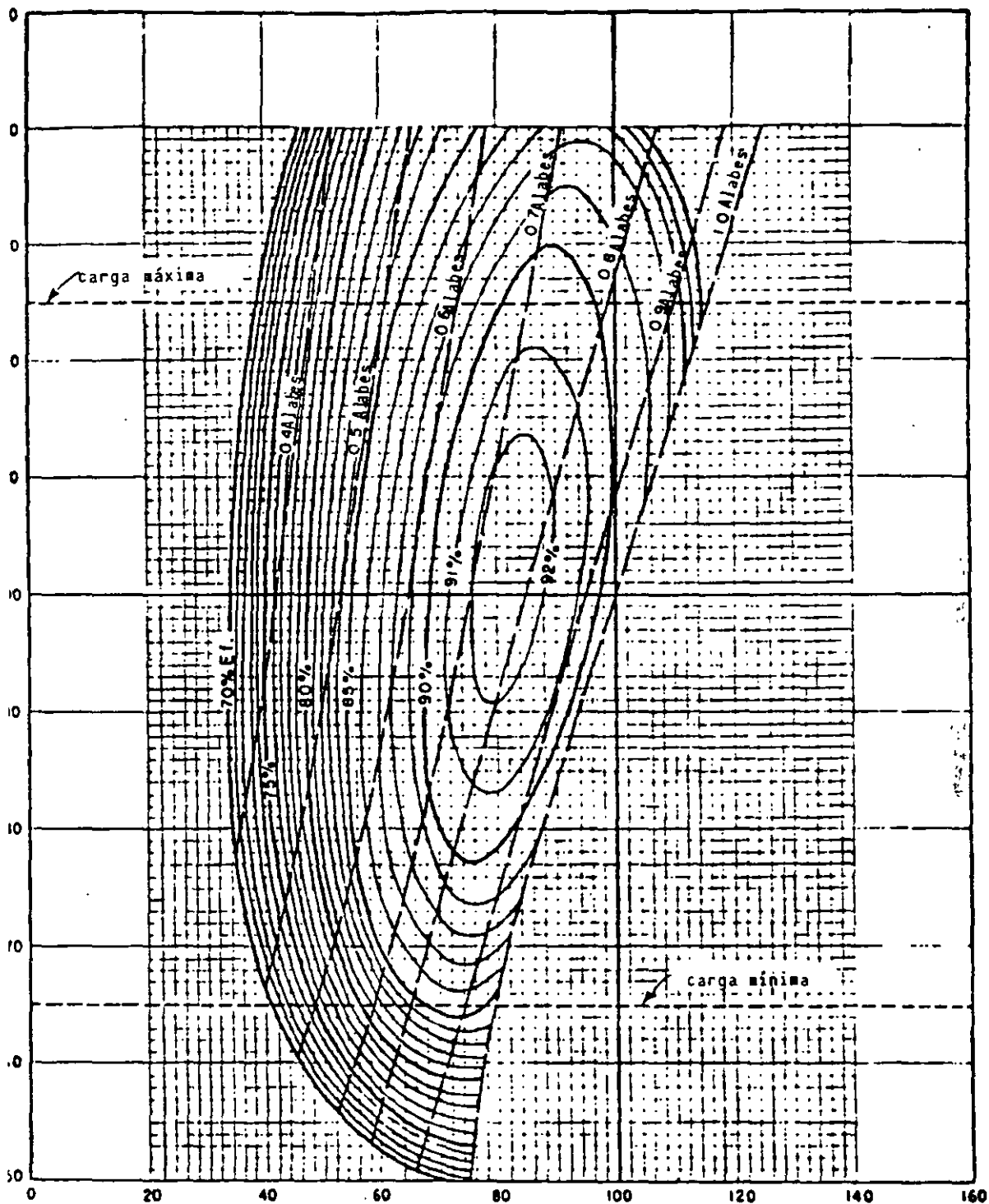
.- TURBINA FRANCIS. POTENCIA DE DISENO - CARGA DE DISENO.

$n_d = 214$ a 334 UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_d = 184$ a 286 UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

DE: SELECTING HYDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

CURVAS CARACTERISTICAS



PORCIENTO GASTO DE DISEÑO

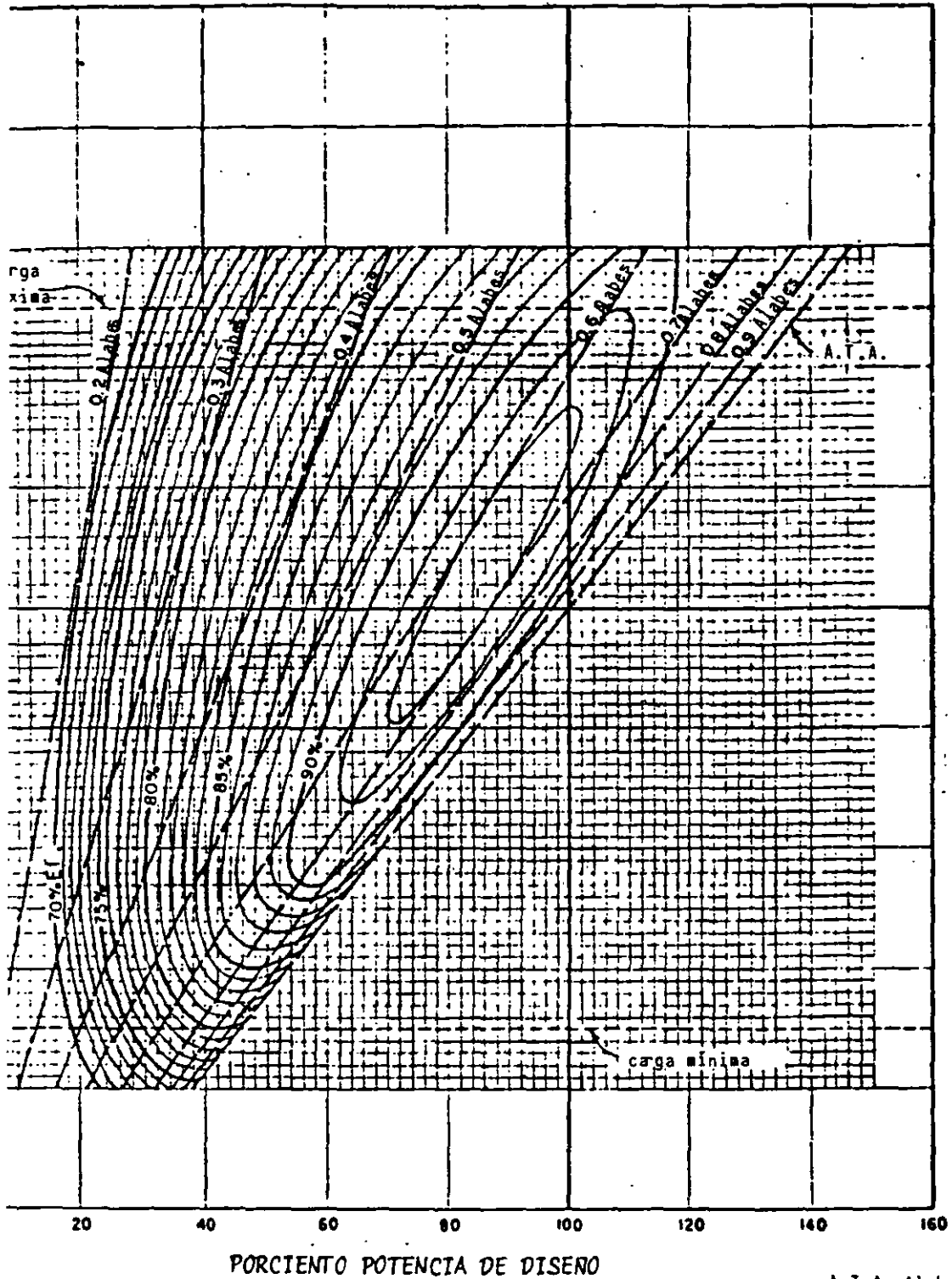
FIGURA 8.- TURBINA FRANCIS.- GASTO DE DISEÑO - CARGA DE DISEÑO

$n_d = 214$ a 334 , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_d = 184$ a 286 , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

COMANDO DE: SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

CURVAS CARACTERÍSTICAS



9.- TURBINA FRANCIS.- POTENCIA DE DISEÑO - CARGA DE DISEÑO

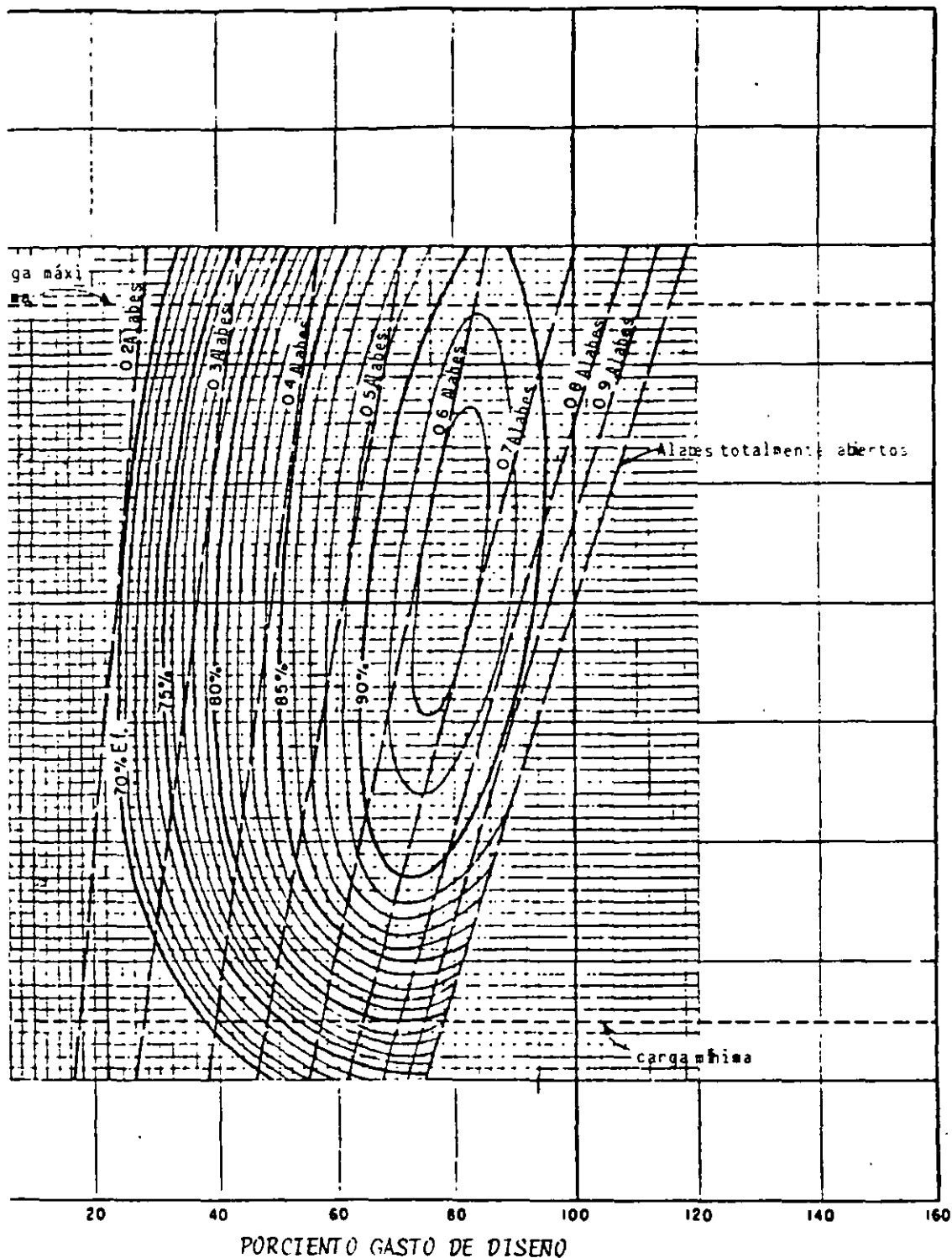
$n_d = 178$ a 214 , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_d = 153$ a 184 , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

A.T.A. Alabes
totalmente
abiertos

DE: SELECTING HYDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

CURVAS CARACTERISTICAS



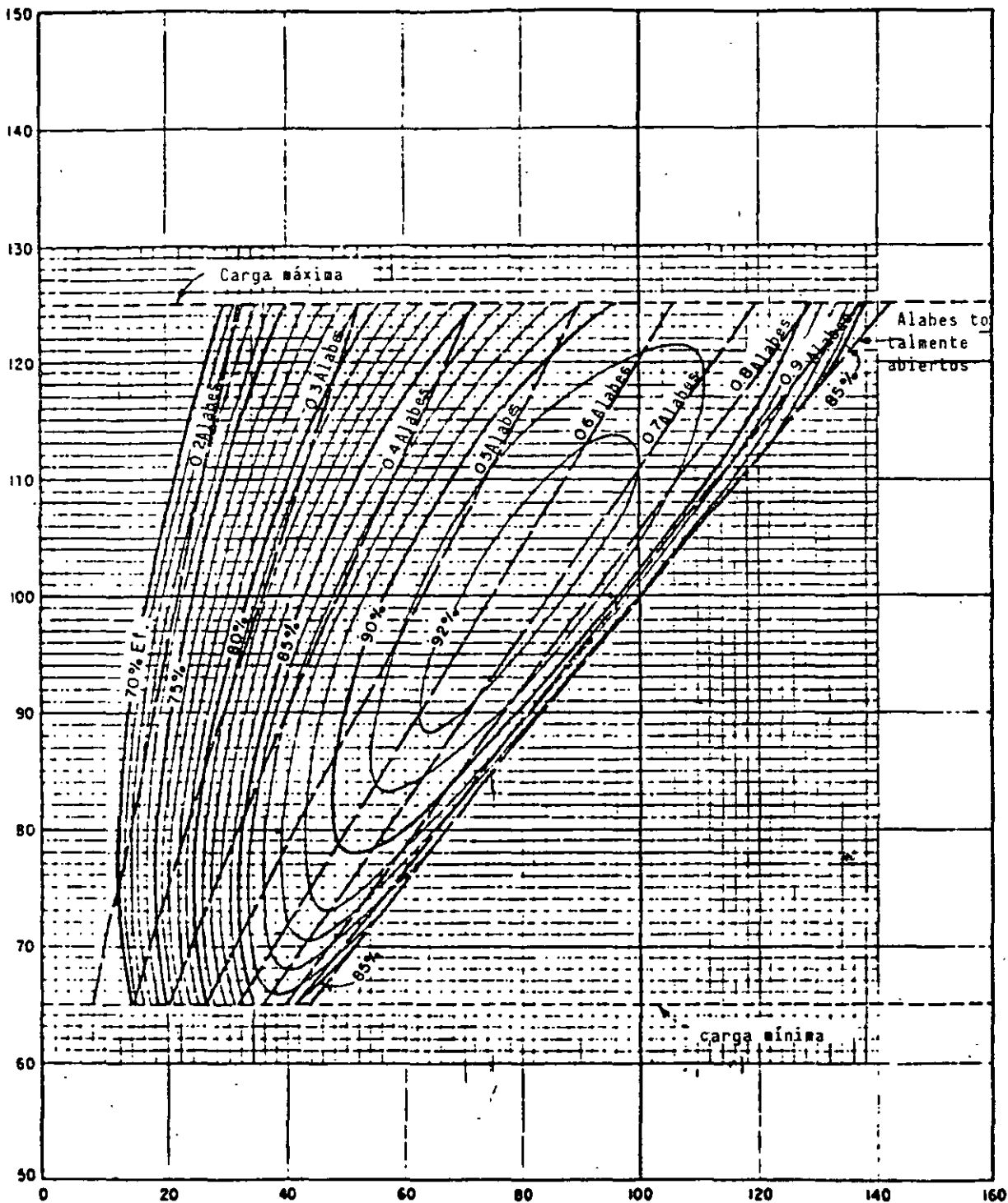
10.- TURBINA FRANCIS. GASTO DE DISENO - CARGA DE DISENO

$n_D = 178$ a 214 , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_D = 153$ a 184 , UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

DE: SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

CURVAS CARACTERÍSTICAS



PORCIENTO POTENCIA DE DISEÑO

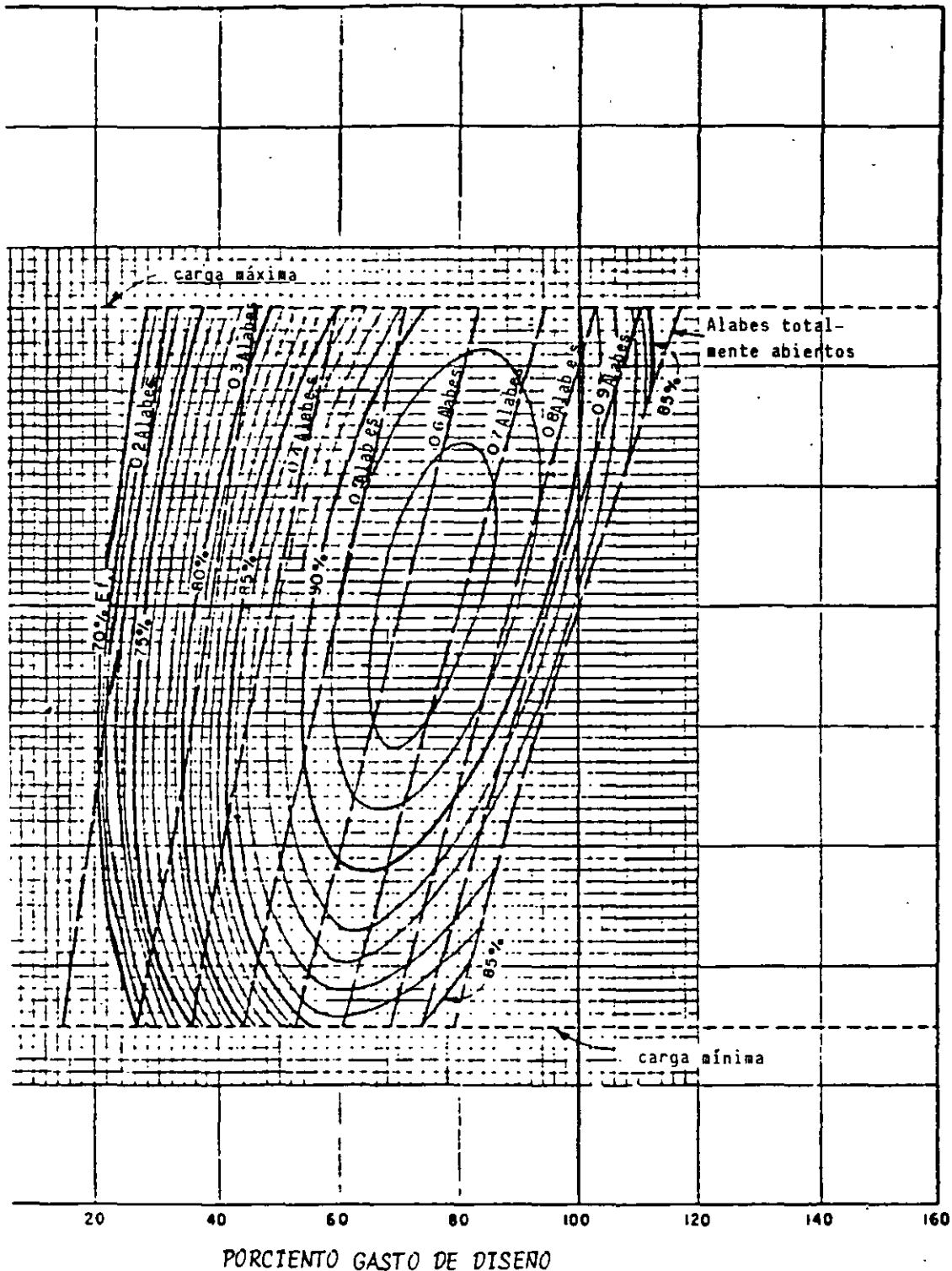
FIGURA 11.- TURBINA FRANCIS . POTENCIA DE DISEÑO - CARGA DE DISEÑO.

$n_d = 111$ a 178 UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_d = 95$ a 153 UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

CURVAS CARACTERISTICAS



IRA 12.- TURBINA FRANCIS.- GASTO DE DISENO - CARGA DE DISENO

$n_d = 111$ a 178 UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_d = 95$ a 153 UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

ADO DE: SELECTING HYDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

CURVAS CARACTERISTICAS

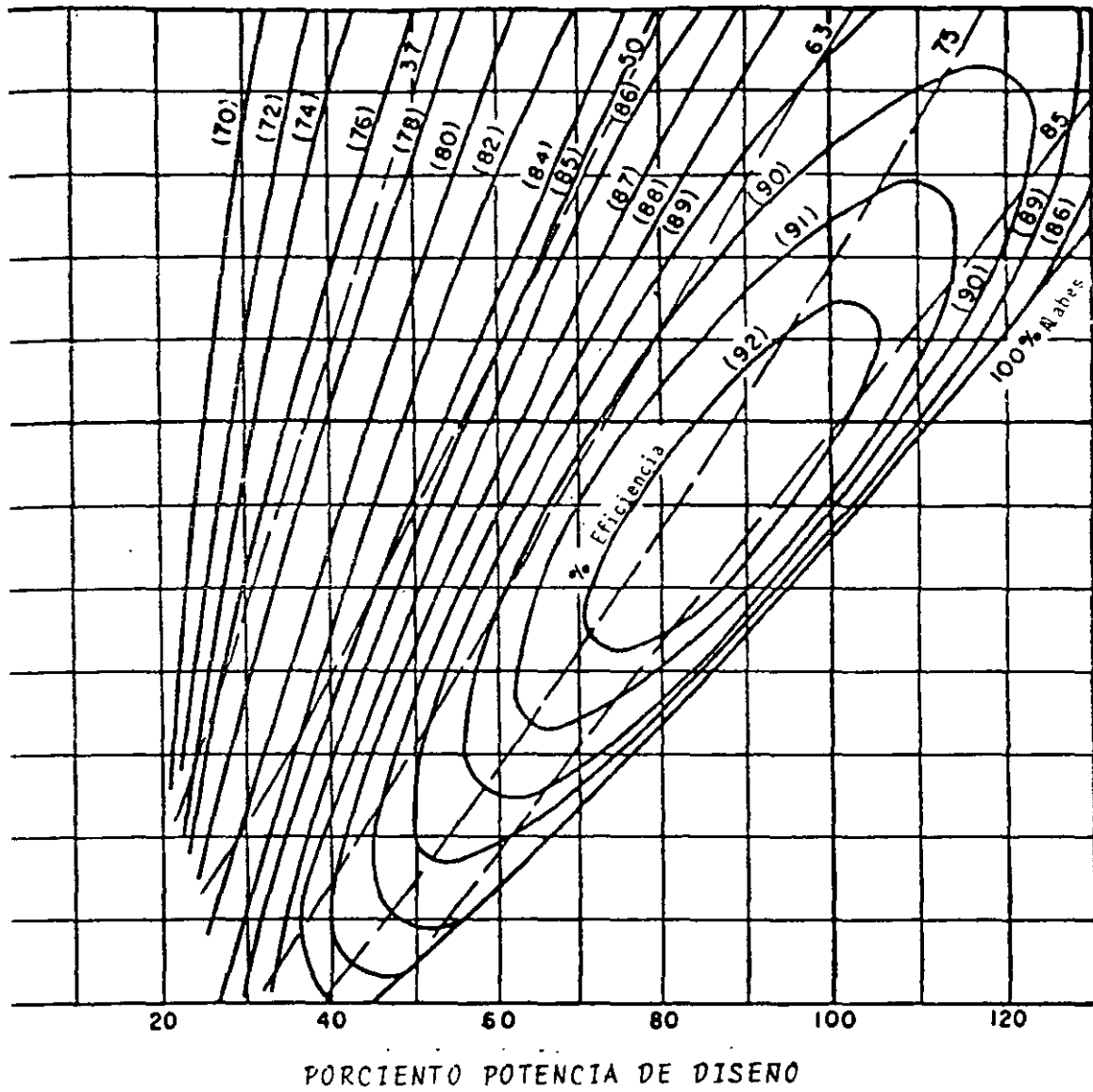


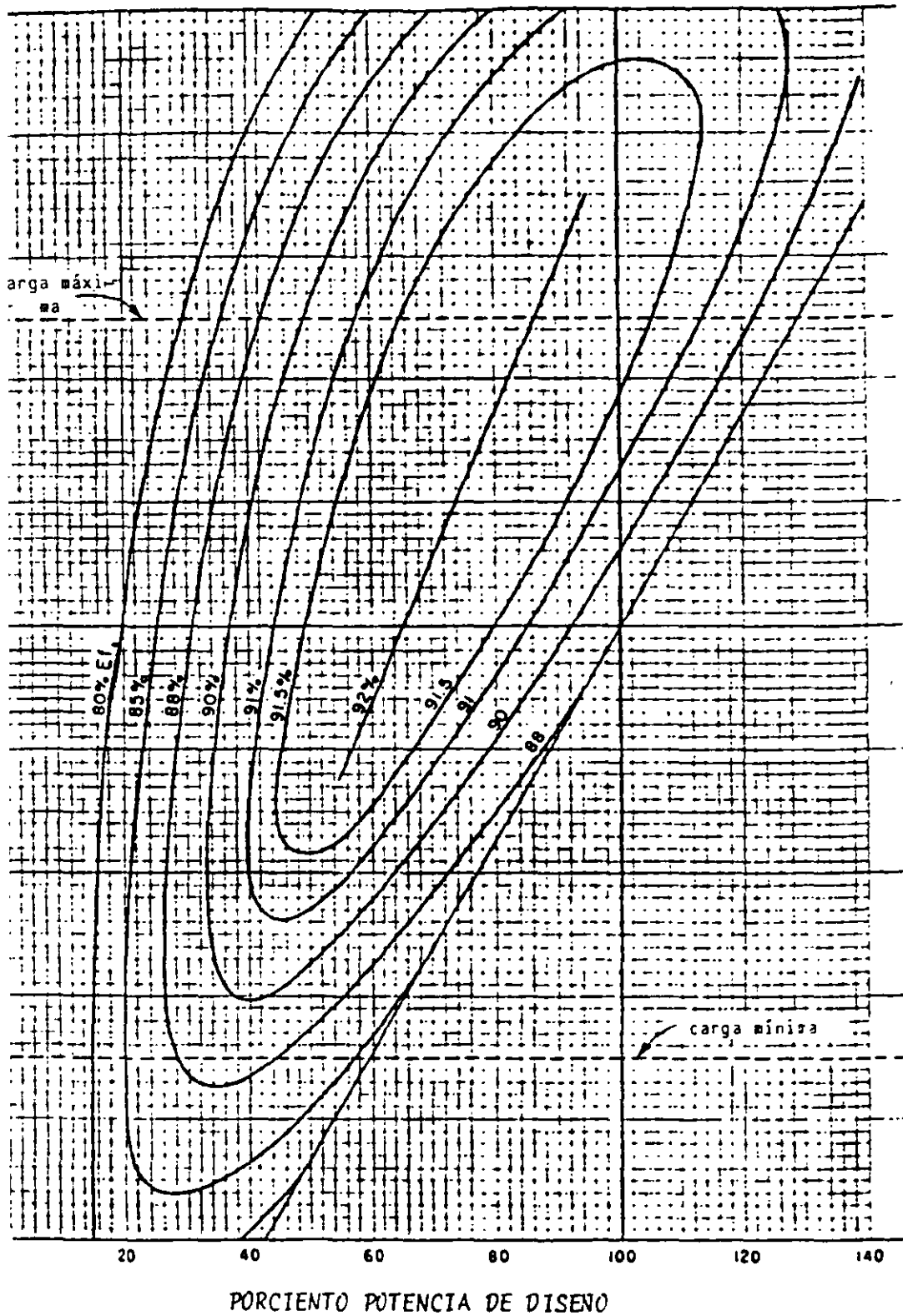
FIGURA 13.- TURBINA FRANCIS.- POTENCIA DE DISEÑO - CARGA DE DISEÑO.

$n_d = 98$ UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_d = 84$ UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

CURVAS CARACTERISTICAS



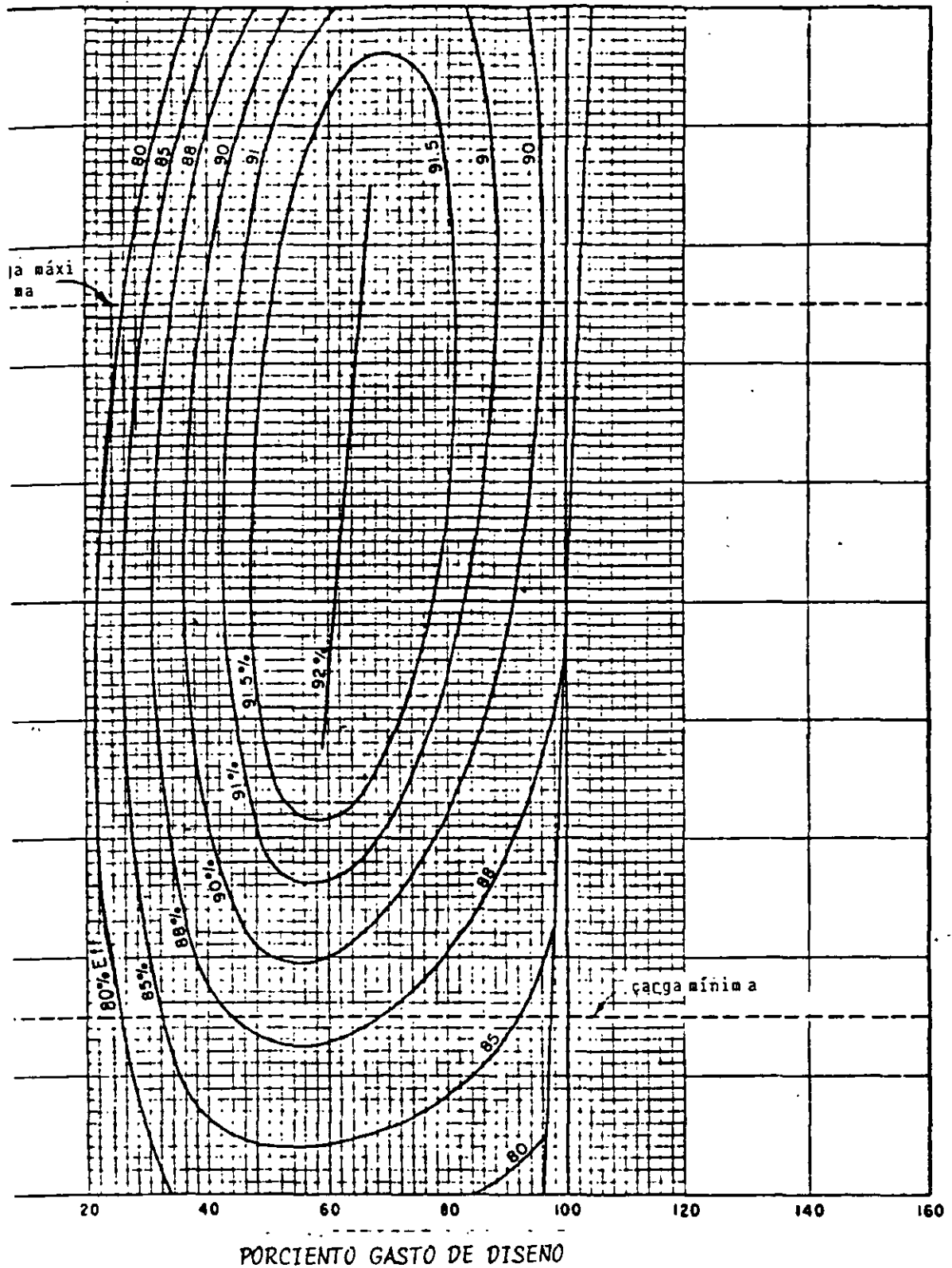
GRA 14.- TURBINAS KAPLAN.- POTENCIA DE DISEÑO - CARGA DE DISEÑO

$n_D = 632$, UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_D = 542$, UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

0 DE: SELECTING HYDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

CURVAS CARACTERISTICAS



A 15.- TURBINAS KAPLAN.- ALABES AJUSTABLES - GASTO DE DISEÑO.
CARGO DE DISEÑO.

$n_s = 632$, UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN C.V.

$n_s = 542$, UNIDADES METRICAS, POTENCIA EN K.W.

0 DE: SELECTING HYDRAULIC REACTION TURBINES.- U.S.B.R.- 1976.

Con ayuda de estas curvas, se puede determinar por ejemplo - para carga neta mínima y máxima su potencia, gasto, eficiencia y % de apertura de alabes. Los generadores eventualmente desarrollan entre el 10% y 15% mas de su potencia de diseño, sufriendo un sobre calentamiento; con las curvas características se puede determinar la carga a la cual con álabes totalmente abiertos se puede dar esa potencia así como la eficiencia y gasto necesario.

DIMENSIONES PRINCIPALES.

Para conocer la magnitud de las obras civiles que tienen que realizarse para alojar a las turbinas de una central hidroeléctrica es necesario determinar las dimensiones de los principales elementos que constituyen una turbina. Estas dimensiones se pueden determinar de un modo aproximado con ábacos obtenidos del análisis de varias turbinas construídas en el mundo.

ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LAS TURBINAS DE REACCION (TIPO FRANCIS Y KAPLAN).

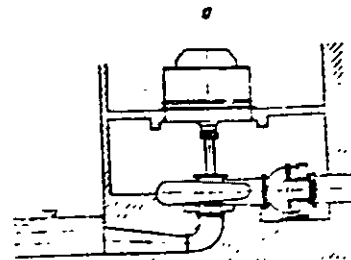
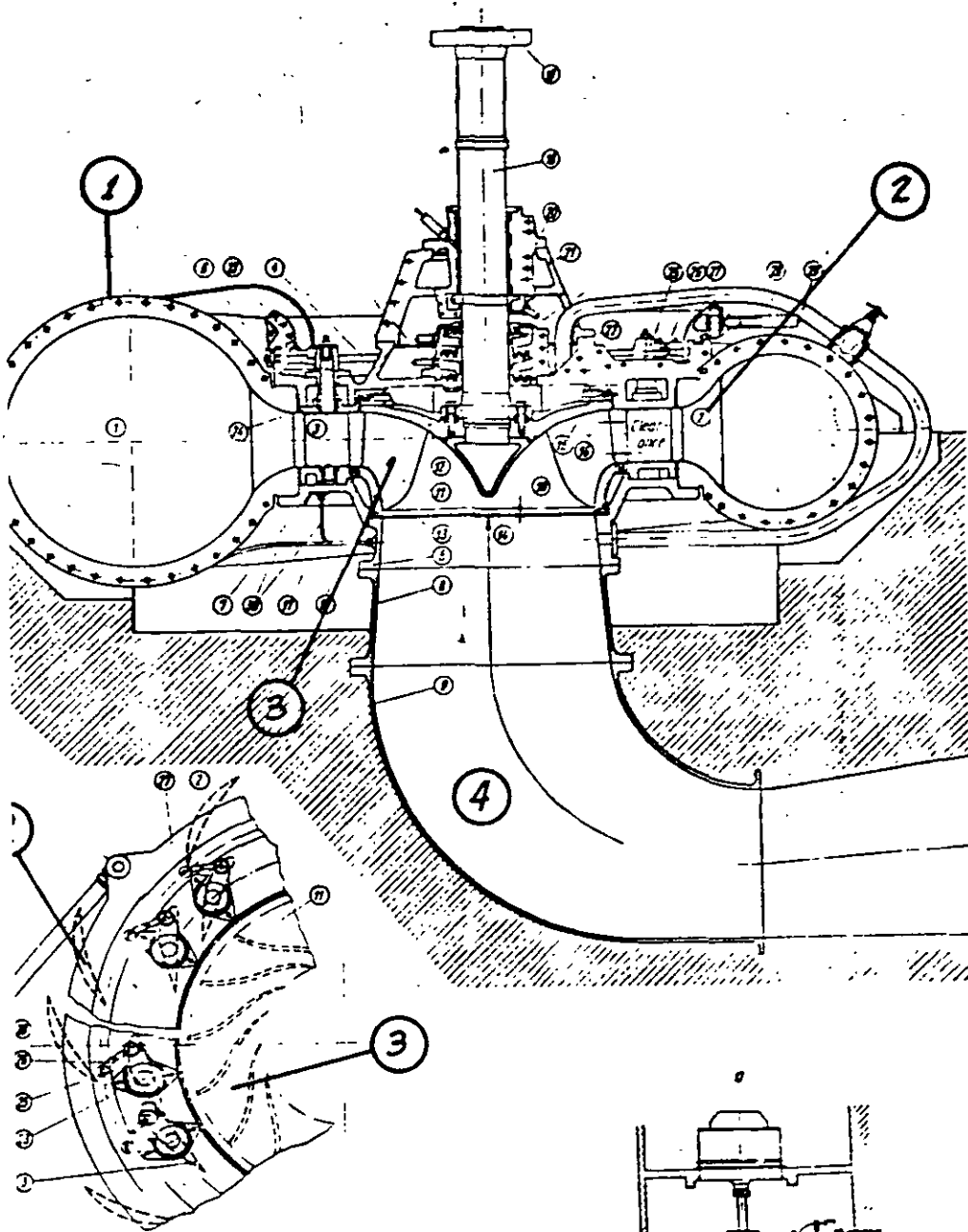
En las figuras 16 y 17 se muestran marcados con número los elementos correspondientes a las turbinas Francis y Kaplan respectivamente.

CARCAZA O CARACOL, según las dimensiones de la turbina se construyen de acero, concreto armado sólo o con camisa de acero. Su función principal es la de transformar la energía de presión en energía cinética.

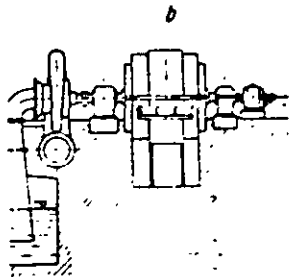
DISTRIBUIDOR, la carcaza y el distribuidor dirigen el agua al rodete con un mínimo de pérdidas de energía y transforman la energía de presión en energía cinética, el distribuidor actúa como un chiflón.

Los álabes del distribuidor son móviles para admitir o rechazar el gasto.

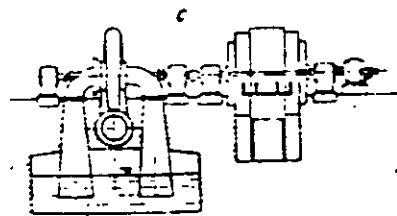
I. FRANCIS



EJE VERTICAL



EJE HORIZONTAL



DOBLE RODETE

FIGURA 16
TOMADO DE WATER POWER DEVELOPMENT. - E. MOSONYI (TOMO 1 y 2)

DETE, elemento principal de la turbina, donde se transforma energía cinética en energía mecánica, constituyendo la par movil de la turbina.

BO DE ASPIRACION O SUCCION, es el elemento de desagüe de la turbina, se llama tubo de aspiración porque crea una depresión a la salida del rodete, tiene dos funciones principales, la primera para recuperar la energía cinética que tiene el agua a la salida del rodete y la segunda la de recuperar la energía de posición.

Generalmente se construyen de acero o concreto armado con ó n blindaje de acero.

ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LAS TURBINAS DE IMPULSO (TIPO PELTON)

La figura 18 y 19 se muestran los elementos correspondientes a este tipo de turbinas.

A R C A Z A, es una cubierta de acero que protege para que el agua no salpique hacia los lados, generalmente llevan ventanas transparentes para visualizar la acción del chorro sobre la rueda.

VECTOR, es el distribuidor de las turbinas Pelton, donde se transforma la energía de presión del agua en energía cinética, generalmente consta de una tobera y válvula de aguja.

O B E R A. Elemento donde se contrae el chorro.

LVULA DE AGUJA, el desplazamiento de la aguja se gradúa por medio del servomotor a base de presión de aceite.

RVOMOTOR. - Corrige cualquier cambio en la frecuencia del Sistema.

ORRO, el diámetro del chorro en la descarga es importante - el diseño de las turbinas Pelton.

DETE, consiste en un disco circular con un número (rara vez menor de 15) de cucharones equidistantemente dispuestos en su periferia. Se montan dos ó más hasta un máximo de seis inyecciones (boquillas) de modo que cada una dirija un chorro tangente a la circunferencia y dirigido hacia el centro de los cucharones.

T. PELTON

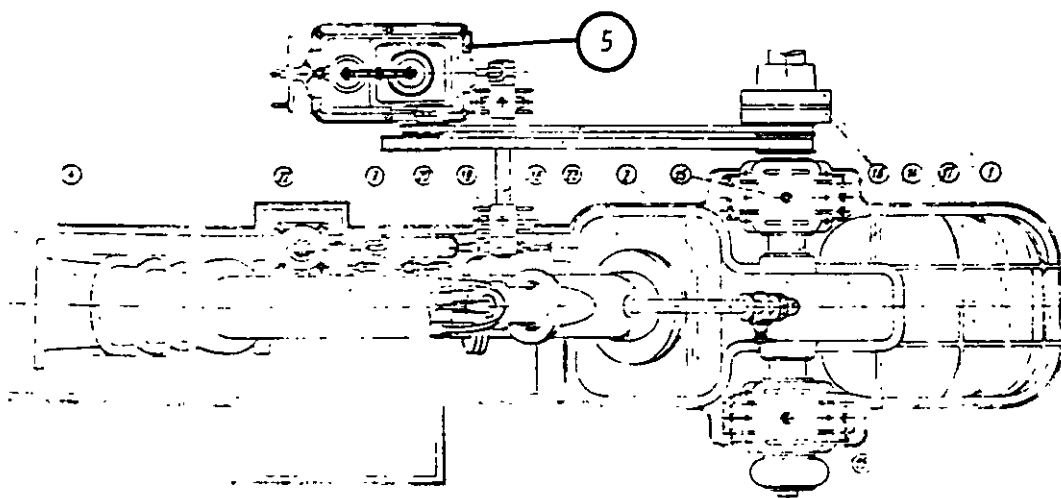
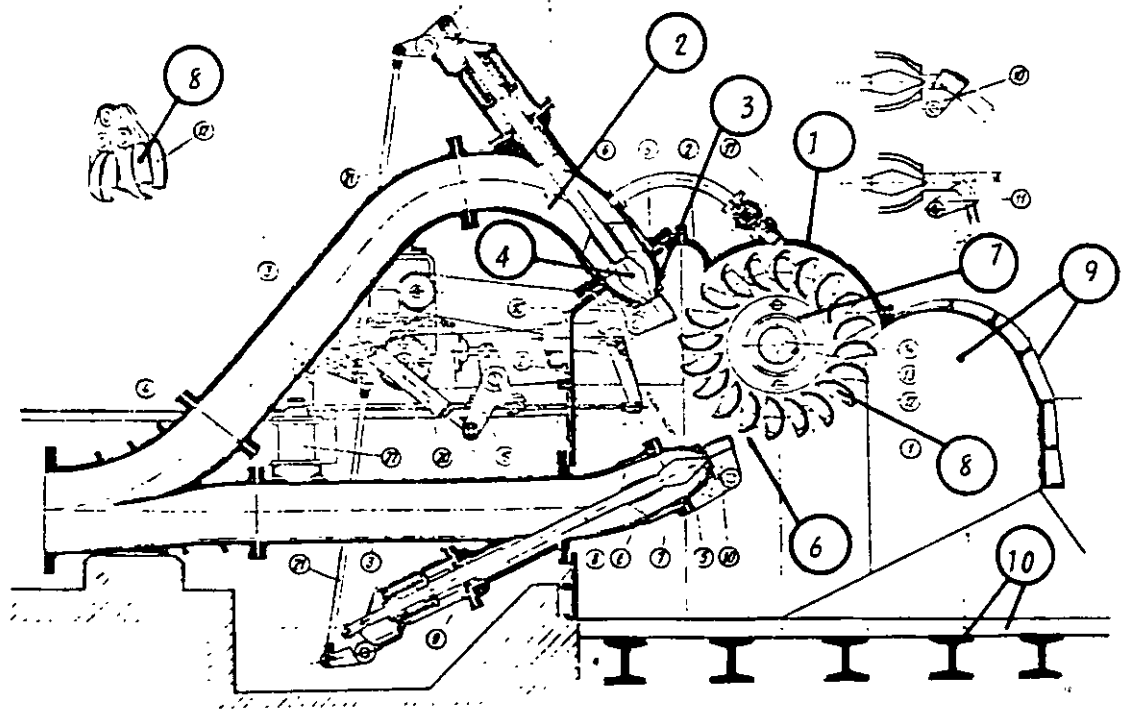
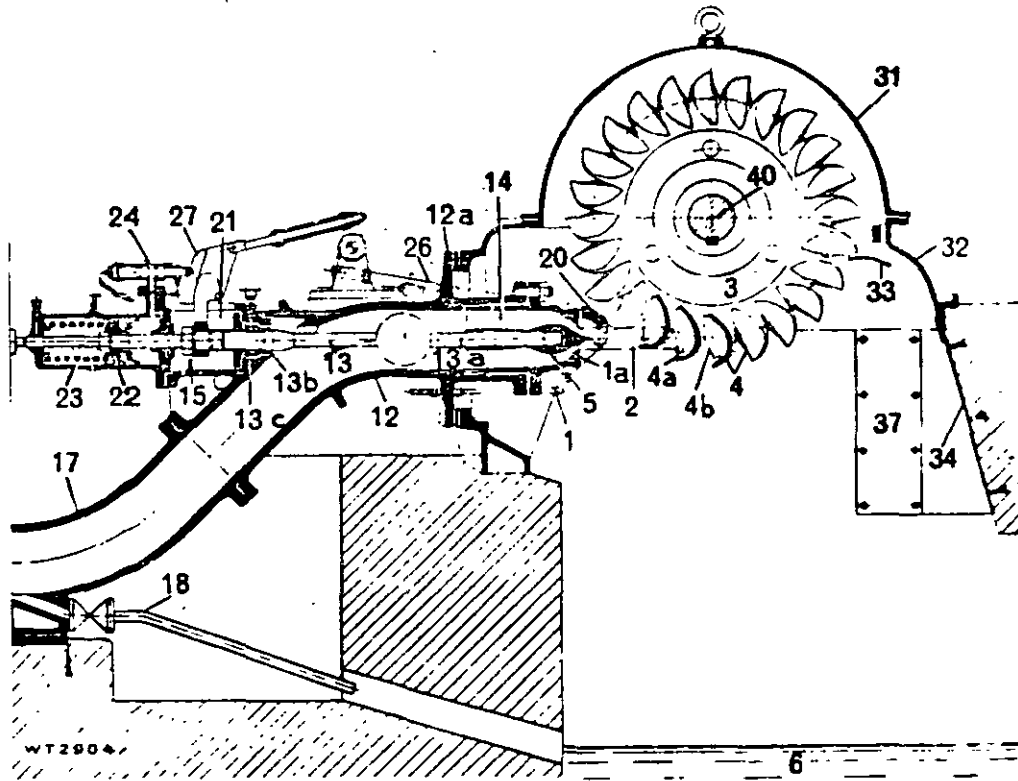


FIGURA 18

TOMADO DE WATER POWER DEVELOPMENT. -
E. MOSONYI - (TOMO 1 y 2)



eral

eza intermedia 1b Pieza de sujeción 1c Barrerados
cción 2 Chorro del agua 3 Rodete 4 Alabes 4a Escotas
4b Arista divisoria 5 Cabeza de la aguja 5a Punta
Tornillo calibrado 5d Cucha 5e Cuerpo de la aguja
s cilindricos para espigas 6 Aguas abajo 6i Diámetro
ímetro del chorro 7 Solapas 8 Corona del rodete
ete 9 Bulones de fijación con tuercas 9a y cabezas de
Jones tensores 11 Cuñas radiales 12 Codo de entrada
cción 13 Vástago de la aguja 13a Camisa de bronce
escarda 13c Guarnición de cuero 14 Cruzeta de guía
guía 14b Envolvente para los anteriores 15 Consola
a la aguja 16 Agujero de limpieza 17 Codo inferior
interior 18 Tubería de desague 19 Válvula de la turbina
1a Cuchilla del anterior 20b Palanca 21 Palanca de
del servo-motor para la regulación de la agua 23 Resorte
guía 24 Válvula de distribución para la agua 25 Volante
ilación de la agua 26 Varilla del desviador 27 Rueda
30a Orificio para el codo de entrada 30b De anta-
10c Soportes de los cojinetes fundidos en una sola pieza
ca de la caja 32 Parte inferior de la caja 32a Paredes
es de desague para sapadoras en el eje de la turbina
ilicaturas 34 Bindaje 36 Serpentin de refrigeración
para el anterior 37a Orificios para el desague de agua
Eje de la turbina 40a Anillo de reborde 40b Anillo
jnete exterior de la turbina 42 Cojinete interior de la
amiento de eje 44 Regulador de velocidad 45 Volante

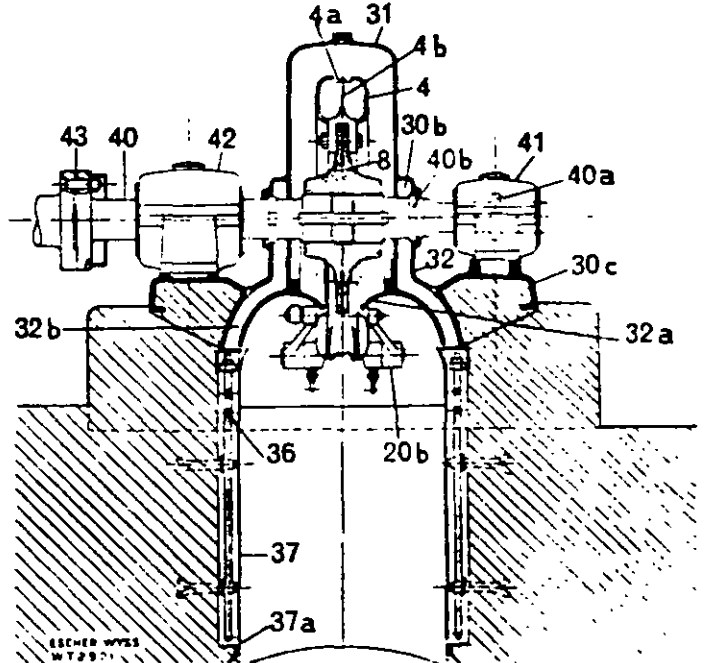


FIGURA 19

TOMADO DE : REVISTA ESCHER WYSS

UCHARONES, en su centro existe un reborde (divisor) que divide al chorro del fluido entrante en dos porciones iguales.

LINDAJE. Protege la subestructura contra el efecto destructor del Chorro desviado.

ISIPADOR DE ENERGIA, para evitar las erosiones en la Subestructura.

En este tipo de turbinas no existe tubo de aspiración.

DIMENSIONES DE LAS TURBINAS FRANCIS.

Para dimensionar en forma preliminar y general a los elementos de la turbina, se emplearan las funciones de correlación obtenidas por el procedimiento de regresión; publicado en la revista *Water Power and Dam Construction*, de agosto de 1976; este artículo analiza los datos de las turbinas más recientes que se han construido en el mundo.

También se hacen algunas recomendaciones dadas por el U. S. BUREAU RECLAMATION.

Las expresiones están dadas como función del diámetro de descarga (D_3) expresado en metros y de la velocidad específica, (n_s), dada en el sistema métrico con la potencia en KW.

MANO DEL RODETE.

Las leyes de similitud aplicadas a turbinas hidráulicas muestran que con la misma velocidad específica, el coeficiente de velocidad periférica (ϕ) permanece constante, ϕ está definido por: $\phi = U / (2gH_d)^{0.5}$, donde U es la velocidad tangencial.

$$\phi = D_3 n \pi / 60 \sqrt{2g H_d}$$

donde: D_3 = diámetro de descarga del rodete; n = velocidad angular de rotación; H_d = carga neta de diseño.

La razón de variación de ϕ con respecto a n_s se muestra en la figura 20; cuya función de interpolación es:

$$\phi = 0.31 + 2.5 \times 10^{-3} n_s$$

El valor del diámetro de descarga es:

$$D_3 = 84.5 \phi \sqrt{H_d} / n$$

otras dimensiones del rodete se muestran en la figura 22. Las funciones de interpolación se muestran gráficamente en la figura 21, y las expresiones se dan a continuación:

Diámetro de entrada (D_1)

$$D_1/D_3 = 0.4 + 94.5/n_d$$

$$D_2/D_3 = 1/(0.96 + 0.00038 n_d)$$

$$D_3/D_3 = 0.094 + 0.00025 n_d$$

$$D_4/D_3 = -0.05 + 42/n_d$$

Si $(50 < n_d < 110)$

$$D_5/D_3 = 1/(3.16 - 0.0013 n_d)$$

Si $(110 < n_d < 350)$

NO DE LA CARCAZA O CARACOL.

Las principales dimensiones de la carcaza se indican en las figuras 23, 24 y 26. Estas dimensiones preliminares se probarán para las siguientes condiciones; la velocidad del fluido a la entrada de la carcaza será:

$$V_e = 0.22 (2g H_d)^{0.5}$$

en ningún caso será mayor de 10.7 m/s; el diámetro de entrada será menor o igual de diámetro de la tubería a presión; la velocidad tangencial en secciones sucesivas permanece constante.

Las dimensiones se muestran en la figura 25 y las funciones de interpolación son las siguientes:

$$A/D_3 = 1.2 - 19.56/n_d \qquad C/D_3 = 1.32 + 49.25/n_d$$

$$B/D_3 = 1.1 + 54.8/n_d$$

$$D/D_3 = 1.50 + 48.8/n_d$$

$$E/D_3 = 0.98 + 63.60/n_d$$

$$F/D_3 = 1 + 131.4/n_d$$

$$G/D_3 = 0.89 + 96.5/n_d$$

$$H/D_3 = 0.79 + 81.75/n_d$$

$$I/D_3 = 0.1 + 0.00065 n_d$$

$$L/D_3 = 0.88 + 0.00049 n_d$$

$$M/D_3 = 0.60 + 0.000015 n_d$$

TURBINAS FRANCIS

VELOCIDAD ESPECIFICA DE VELOCIDAD PERIFERICA METRICAS CON POTENCIA

ATER POWER AND DAM CONS REVISTA, AGOSTO 1976, 977, ENERO 1978, 978.

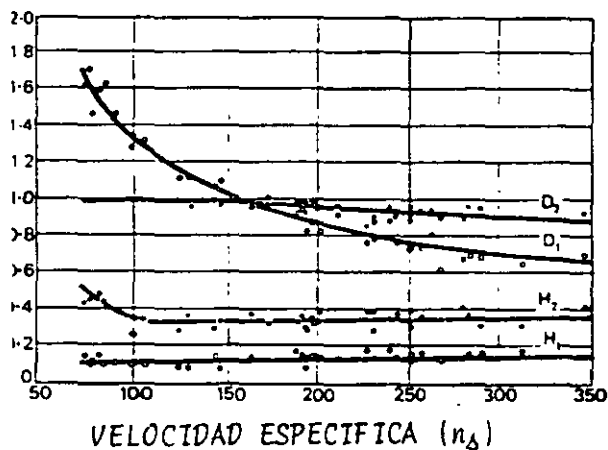
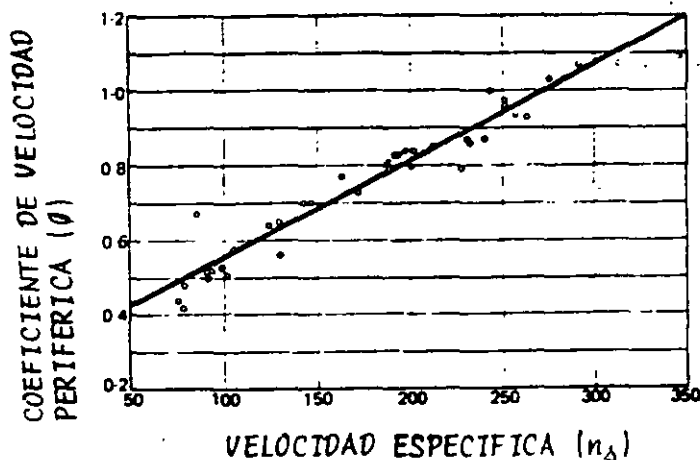
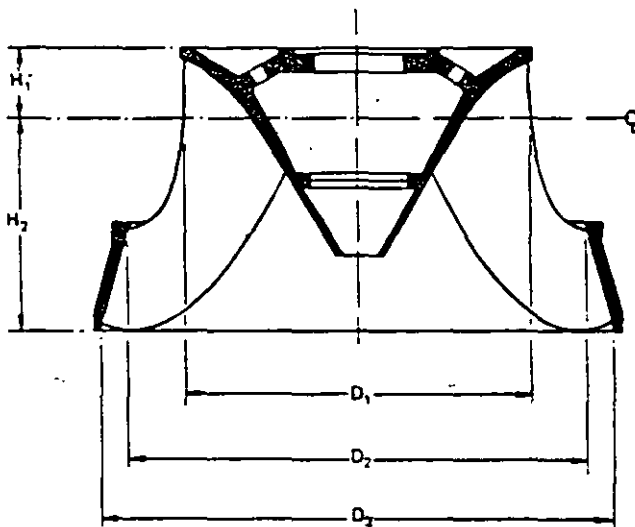


FIGURA 21.- VELOCIDAD ESPECIFICA DIMENSIONES DEL RODETE VELOCIDAD ESPECIFICA EN UNIDADES METRICAS CON POTENCIA EN KW.

A 22.- DIMENSIONES DEL RODETE.

O DE WATER POWER AND DAM RUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, MBRE 1977, ENERO 1978, MBRE 1978.



TURBINAS FRANCIS

DIMENSIONES DE LA CARCAZA

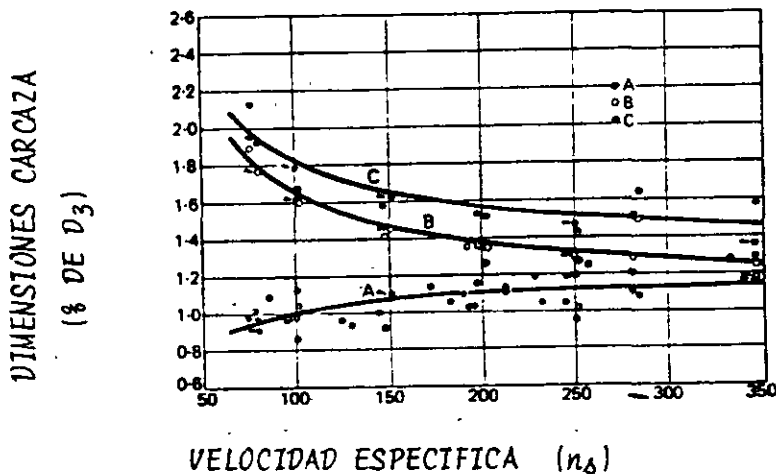
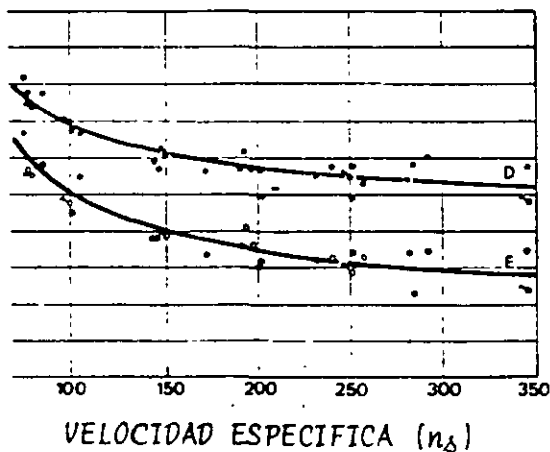


FIGURA 23.- VELOCIDAD ESPECIFICA
DIMENSIONES CARCAZA; VELOCIDAD ESPECIFICA
UNIDADES METRICAS CON POTENCIA EN K.W.

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.-
REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE
1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.



24.- VELOCIDAD ESPECIFICA
IONES DE LA CARCAZA; VELOCIDAD
FICA EN UNIDADES METRICAS, CON
IA EN K.W.

DE: WATER POWER AND DAM CONS-
ON.- REVISTA, AGOSTO 1976, DI-
E 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE

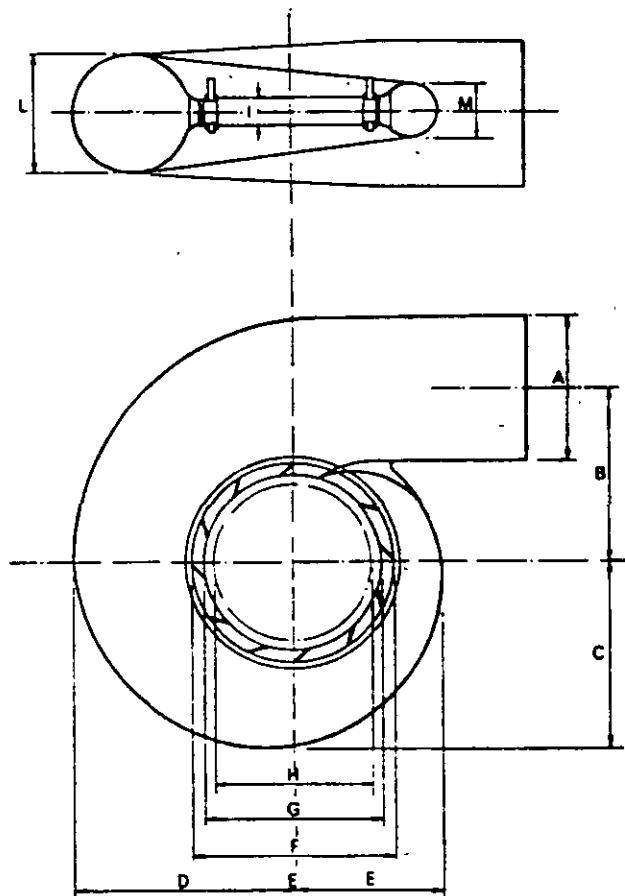
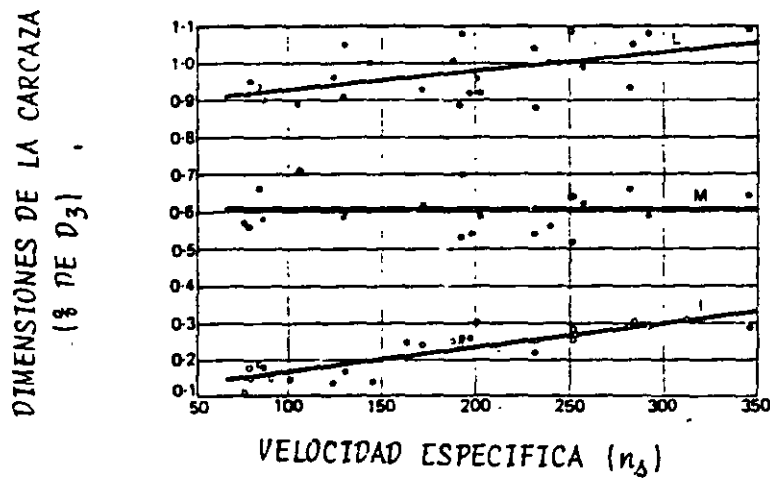
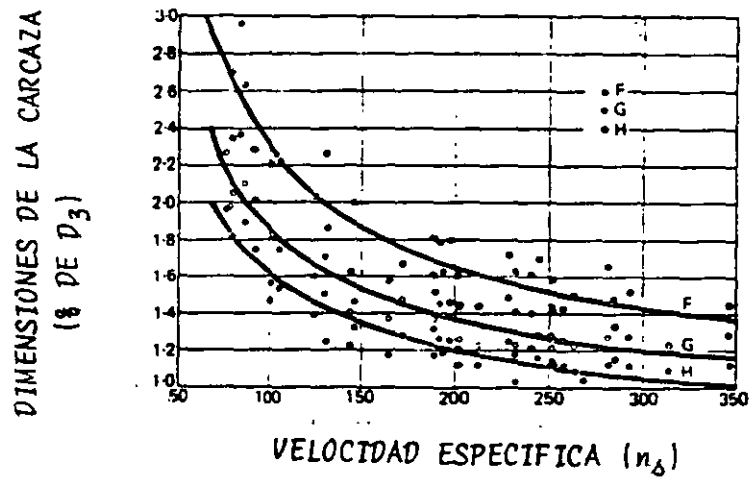


FIGURA 25.- DIMENSIONES DE LA CARCAZA

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

TURBINAS FRANCIS DIMENSIONES DE LA CARCAZA



TA 26.- VELOCIDAD ESPECIFICA.- DIMENSIONES DE LA CARCAZA;
VELOCIDAD ESPECIFICA EN UNIDADES METRICAS, CON
POTENCIA EN K.W.

JO DE WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976,
EMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

TAMAÑO DEL TUBO DE ASPIRACION.

El tamaño del tubo de aspiración esta directamente determinado por el tamaño del rodete, ambos tienen en común el diámetro D_3 la velocidad absoluta en su sección de entrada corresponde a la velocidad de descarga del rodete.

La figura 27 muestra las dimensiones mas importantes y en la figura 28 se muestran gráficamente las funciones, donde las funciones de interpolación son:

$$D_3 = 1.54 + 203.5/n_\delta$$

$$D_3 = 0.83 + 140.7/n_\delta$$

$$D_3 = 1.37 - 0.00056n_\delta$$

$$D_3 = 0.58 + 22.6/n_\delta$$

$$D_3 = 1.6 - 0.0013/n_\delta$$

$$D_3 = n_\delta / (-9.28 + 0.25n_\delta)$$

$$D_3 = 1.50 + 0.00019n_\delta$$

$$D_3 = 0.51 + 0.0007n_\delta$$

$$D_3 = 1.10 + 53.7/n_\delta$$

$$D_3 = 2.63 + 33.8/n_\delta$$

DIMENSIONES DE LAS TURBINAS KAPLAN O HELICE.

De igual manera se emplean los resultados del análisis de las turbinas Kaplan mas modernas que diferentes fabricantes han construido. Las expresiones de correlación obtenidas para dimensionar los diferentes elementos de éstas, están en función del diámetro máximo del rodete (D_M) expresado en metros y de la velocidad específica (n_δ) dada en sistema métrico con la potencia en KW. Estos análisis fueron publicados en la revista *Water Power and Dam Construction* de diciembre 1977 y enero de 1978.

TAMAÑO DEL RODETE.

Para determinar las dimensiones principales del rodete, el coeficiente de velocidad periférica ϕ esta definido como:

TURBINAS FRANCIS
 DIMENSIONES DEL TUBO DE ASPIRACION

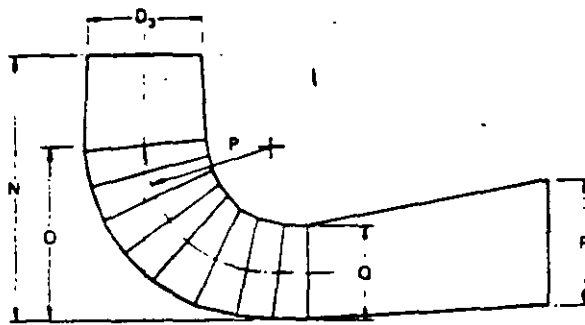
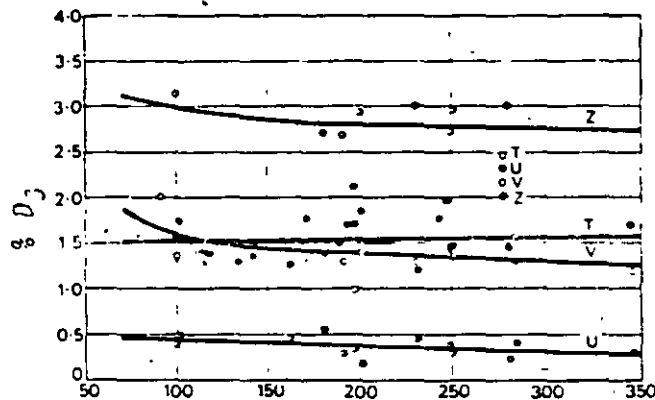
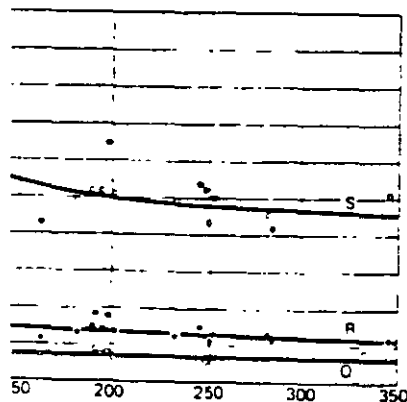
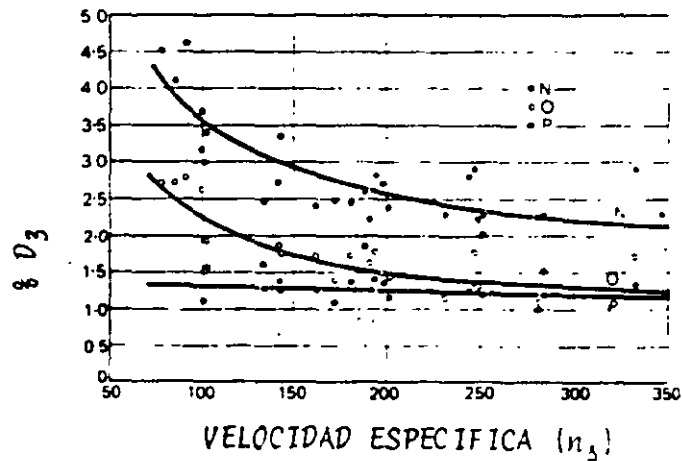
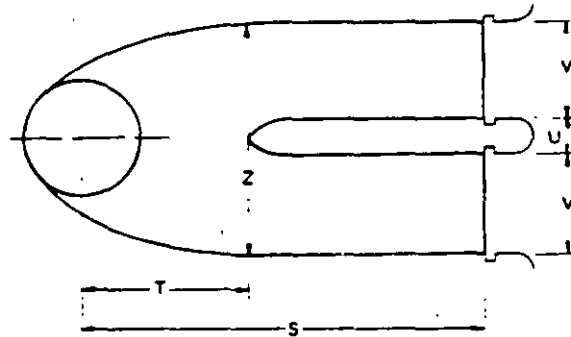


FIGURA 27. Dimensiones del tubo de aspiración.

PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL CONFERENCE ON WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION. - REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, FEBRERO 1978, DICIEMBRE 1978



VELOCIDAD ESPECIFICA (n_s)

VELOCIDAD ESPECIFICA (n_s)

VELOCIDAD ESPECIFICA - DIMENSIONES DEL TUBO DE ASPIRACION; VELOCIDAD ESPECIFICA EN UNIDADES METRICAS CON POTENCIA EN K.W. PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL CONFERENCE ON WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION. - REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, FEBRERO 1978, DICIEMBRE 1978.

$$\phi = D_M \pi n / 60 \sqrt{2g H_d}$$

2 función $\phi = \phi (n_s)$ calculada por correlación de los datos disponibles; Figura 29.

$$\phi = 0.79 + 1.61 \cdot 10^{-3} n_s$$

Para un valor dado de la velocidad específica (n_s) el diámetro de salida del rodete se puede calcular por:

$$D_M = 84.5 \phi \sqrt{H_d} / n$$

Las otras dimensiones del rodete D_m , H_m y H_1 se indican en la Figura 30; y las funciones de interpolación de esas curvas son:

$$D_m/D_M = 0.25 + 94.64/n_s$$

$$H_m/D_M = 6.94 (n_s)^{-0.403}$$

$$H_1/D_M = 0.38 + 5.17 \cdot 10^{-5} n_s$$

CAZA O CARACOL.

Los datos disponibles muestran el rango de velocidad específica 100 y 600 aproximadamente, se puede adoptar la carcasa de acero o de concreto dependiendo de las características particulares de la planta hidroeléctrica. Este rango de n_s corresponde rigurosamente a un rango de cargas de diseño (H_d) entre 35 y 15 m.

La carcasa de acero ha sido adoptada para cargas abajo de 15 metros con potencia de diseño arriba de 70 MW, mientras que la carcasa de concreto se utiliza para cargas de diseño mayores de 15 metros con capacidades entre 50 y 100 MW.

Las principales dimensiones de la carcasa se indican en la Figuras 31 y 32, como una función de la velocidad específica referidas al diámetro de descarga (D_M)

Las funciones de interpolación para las diferentes curvas son:

CAZA DE ACERO:

$$D_M = 0.40 n_s^{0.20}$$

$$D_m = 1.26 + 3.79 (10)^{-4} n_s$$

$$H_m = 1.46 + 3.24 (10)^{-4} n_s$$

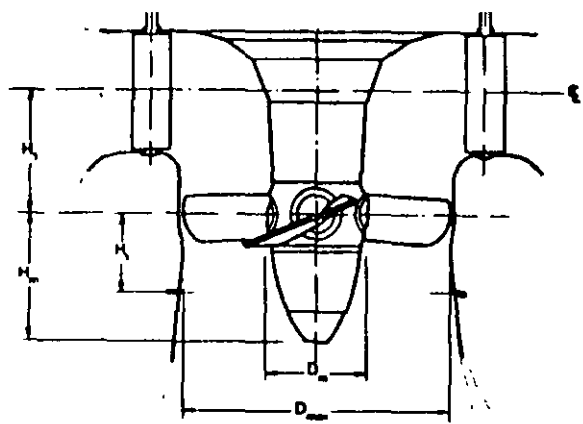
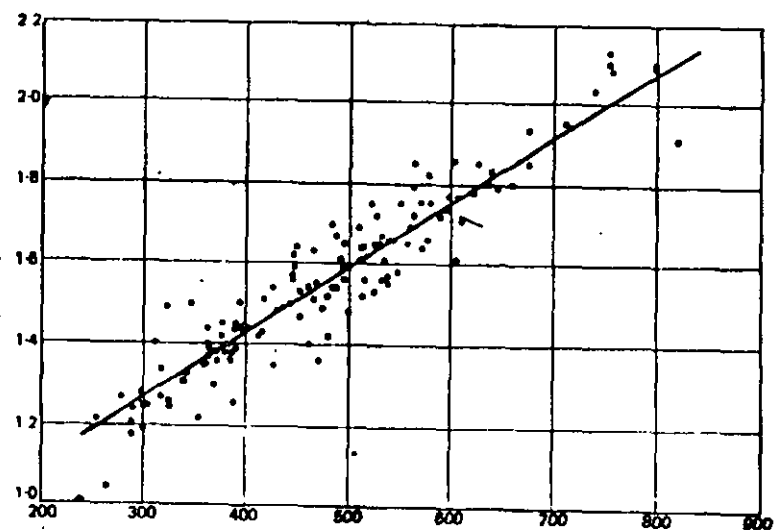


FIGURA 29. VELOCIDAD ESPECIFICA - COEFICIENTE DE VELOCIDAD PERIFERICA; (n_s) EN UNIDADES METRICAS CON POTENCIA EN KW.

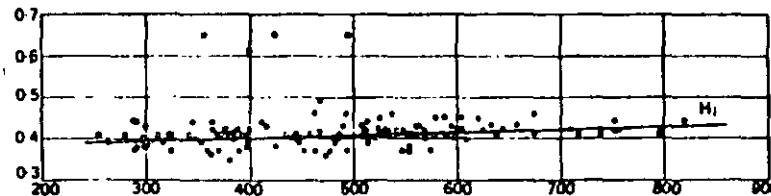
COEFICIENTE DE VELOCIDAD PERIFERICA (ϕ)



VELOCIDAD ESPECIFICA (n_s)

FIGURA 30. VELOCIDAD ESPECIFICA DIMENSIONES DEL RODETE; (n_s)

DIMENSIONES DEL RODETE (% DE D_M)



VELOCIDAD ESPECIFICA (n_s)

WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977
ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

TURBINAS KAPLAN
DIMENSIONES DE LA CARCAZA

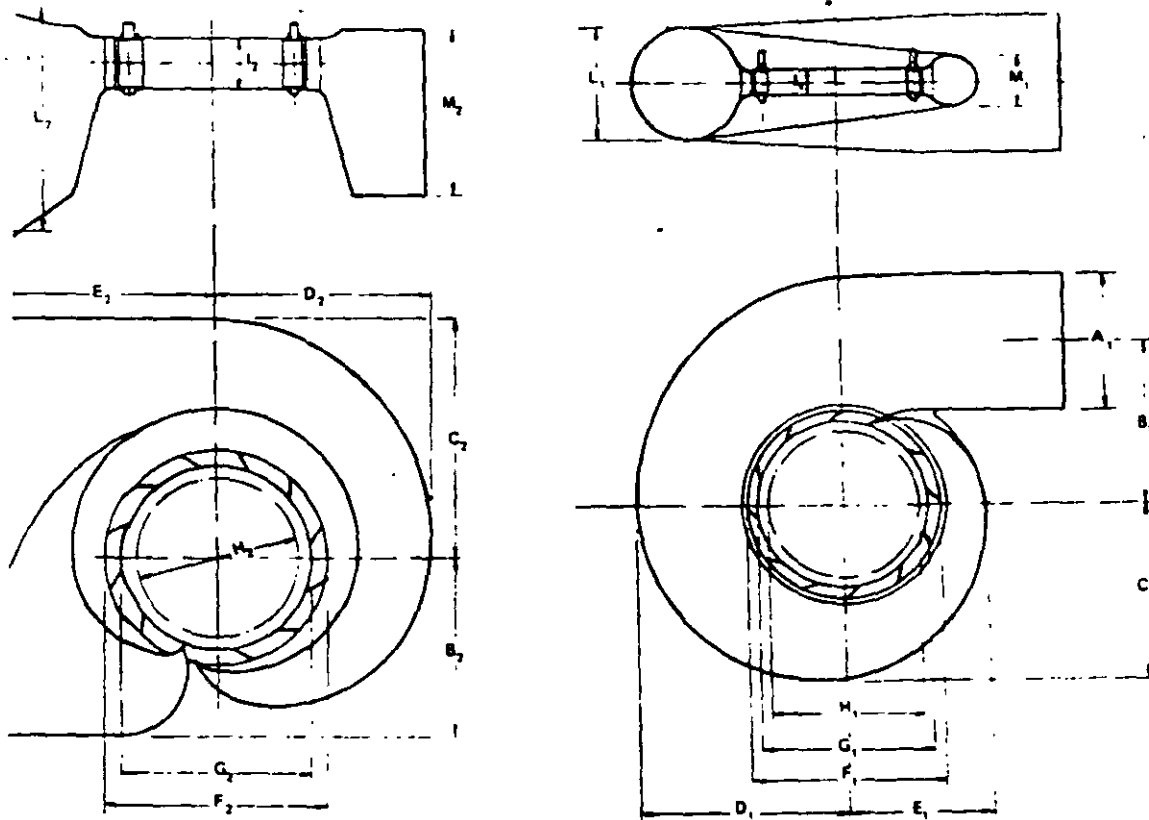


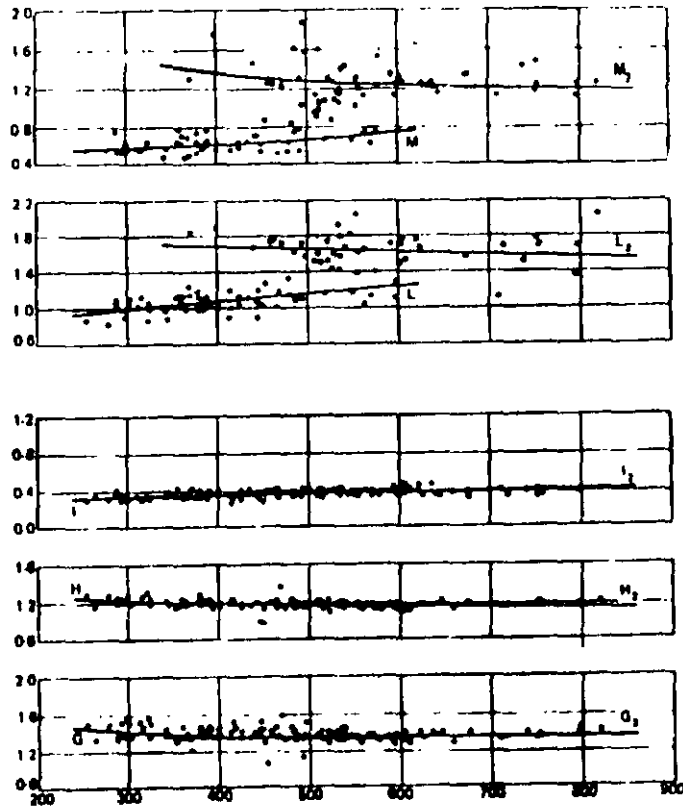
FIGURA 31.- DIMENSIONES DE LA CARCAZA

DERECHA CARCAZA DE ACERO

IZQUIERDA CARCAZA DE CONCRETO

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA,
AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978,
DICIEMBRE 1978.

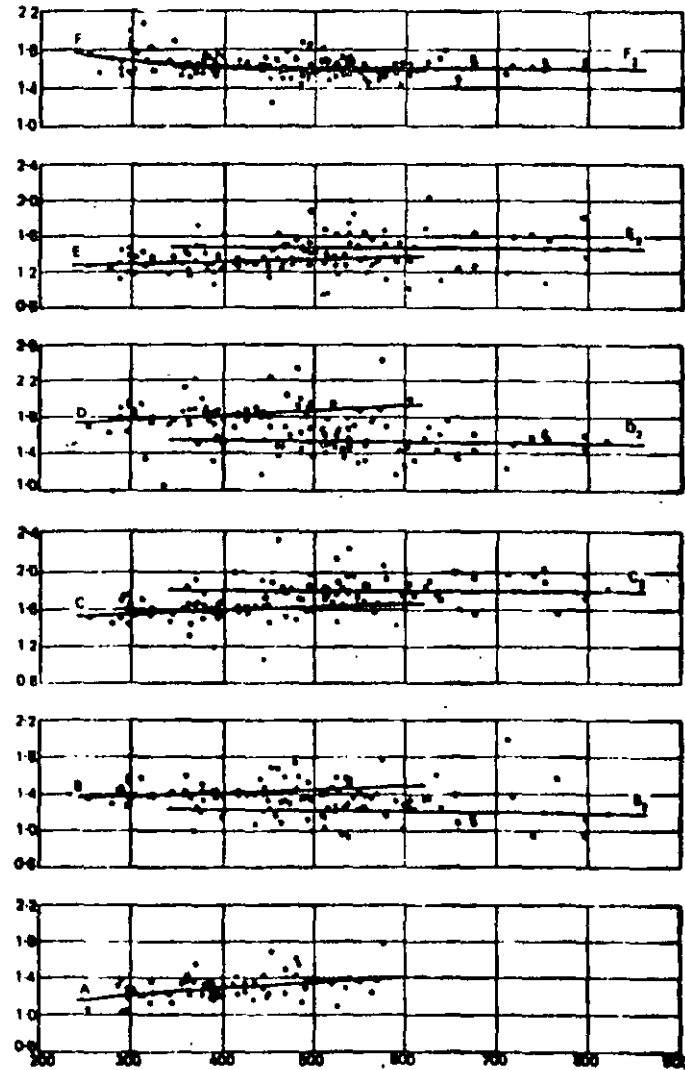
DIMENSIONES DE LA CARCAZA (% DE D_M)



VELOCIDAD ESPECIFICA (n_s)

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION, -
REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO
1978, DICIEMBRE 1978.

DIMENSIONES DE LA CARCAZA (% DE D_M)



VELOCIDAD ESPECIFICA (n_s)

DIMENSIONES DE LA CARCAZA

TURBINAS KAPLAN

$$\begin{aligned}
1/D_M &= 1.59 + 5.74 (10)^{-4} n_\Delta \\
1/D_M &= 1.21 + 2.71 10^{-4} n_\Delta \\
1/D_M &= 1.45 + 72.17/n_\Delta \\
1/D_M &= 1.29 + 41.63/n_\Delta \\
1/D_M &= 1.13 + 31.86/n_\Delta \\
1/D_M &= 0.45 - 31.80/n_\Delta \\
1/D_M &= 0.74 + 8.7 10^{-4} n_\Delta \\
1/D_M &= 1/(2.06 - 1.20 10^{-3} n_\Delta)
\end{aligned}$$

ARCAZA DE CONCRETO:

$$\begin{aligned}
1/D_M &= 1/(0.76 + 8.92 10^{-5} n_\Delta) \\
1/D_M &= 1/(0.55 + 1.48 10^{-5} n_\Delta) \\
1/D_M &= 1.58 - 9.05 10^{-5} n_\Delta \\
1/D_M &= 1.48 - 2.11 10^{-5} n_\Delta \\
1/D_M &= 1.62 - 3.18 10^{-5} n_\Delta \\
1/D_M &= 1.36 + 7.79/n_\Delta \\
1/D_M &= 1.19 + 4.69/n_\Delta \\
1/D_M &= 0.44 - 21.47/n_\Delta \\
1/D_M &= 1.44 + 105.29/n_\Delta \\
1/D_M &= 1.03 + 136.28/n_\Delta
\end{aligned}$$

BO DE ASPIRACION.

Las dimensiones más importantes del tubo de aspiración se indican en la figura 33 y las funciones de interpolación son:

$$\begin{aligned}
1/D_M &= 0.24 + 7.82 10^{-5} n_\Delta \\
D_M &= 2.00 - 2.14 10^{-6} n_\Delta \\
D_M &= 1.40 - 1.67 10^{-5} n_\Delta \\
D_M &= 1.26 - 16.35/n_\Delta \\
D_M &= 0.66 - 18.40/n_\Delta
\end{aligned}$$

$$/D_M = 1.25 - 7.98 \cdot 10^{-5} n_{\Delta}$$

$$/D_M = 4.26 + 201.51/n_{\Delta}$$

$$/D_M = 1.20 + 5.12 \cdot 10^{-4} n_{\Delta}$$

$$/D_M = 2.58 + 102.66/n_{\Delta}$$

$$/D_M = 2.91$$

$$/D_M = 0.15$$

DIMENSIONES DE LA TURBINA PELTON (DE IMPULSO)

Las principales dimensiones del rodete están determinadas por el coeficiente de velocidad periférica, la función de correlación calculada con los datos disponibles de varias turbinas es:

$$\phi = 0.5445 - 0.0039 n_{\Delta j}$$

est^a está en el Sistema métrico con la potencia expresada en KW, -
i correspondiente función se muestra en la figura 34 ...

ando se conocen los valores del coeficiente de velocidad periférica (ϕ) y la velocidad de rotación (n) es posible calcular el valor del diámetro de la rueda (D_2)

$$D_2 = 84.5 \phi \sqrt{H_d} / n$$

ambién se puede calcular empleando el parámetro d/D_2 , donde d es el diámetro del chorro. La figura 35, muestra la curva $d/D_2 = /D_2 (n_{\Delta j})$ y la ecuación de interpolación es:

$$d/D_2 = n_{\Delta j} / (250.74 - 1.79 n_{\Delta j})$$

tras dimensiones del rodete, indicados en la figura 36, se pueden obtener.

$$D_3/D_2 = 1.028 + 0.0137 n_{\Delta j}$$

sta función se encuentra graficada en la figura 37

ancho y la longitud de los cucharones se dan como una función del diámetro del chorro.

$$H_1 = 3.20 d^{0.96}$$

figura 38

$$H_2 = 3.23 d^{1.02}$$

la función se encuentra graficada en la figura 39

TURBINAS PELTON
DIMENSION DEL RODETE

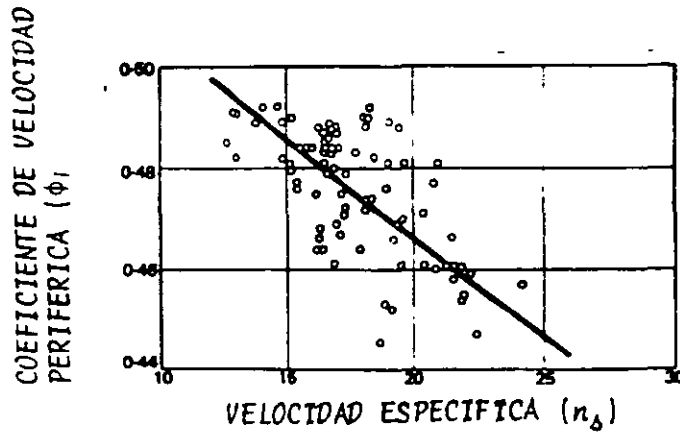


FIGURA 34.- VELOCIDAD ESPECIFICA -
COEFICIENTE DE VELOCIDAD PERIF.
(n_s) UNIDADES METRICAS CON POTENCIA
EN KW

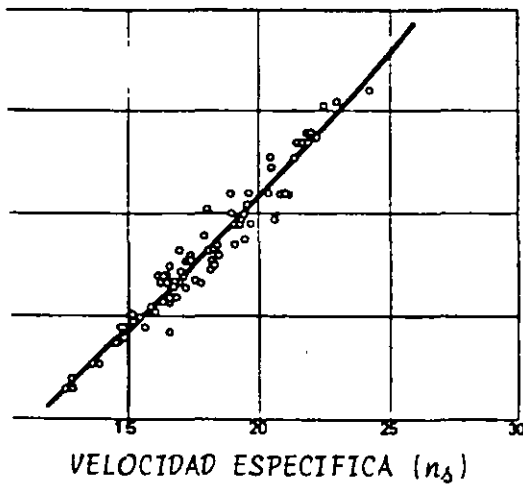


FIGURA 35.- VELOCIDAD ESPECIFICA -
DIAMETRO DEL CHIFLON

REVISTA DE: WATER POWER AND DAM
CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO
DICIEMBRE 1977, ENERO 1978,
FEBRERO 1978.

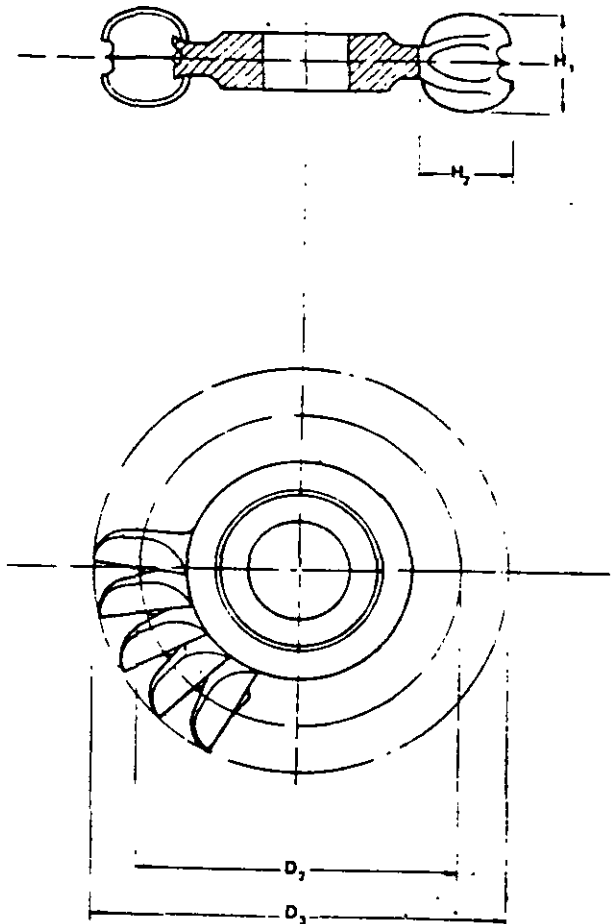
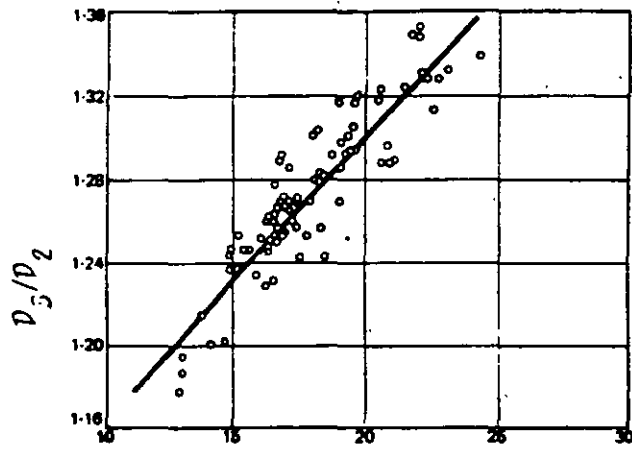


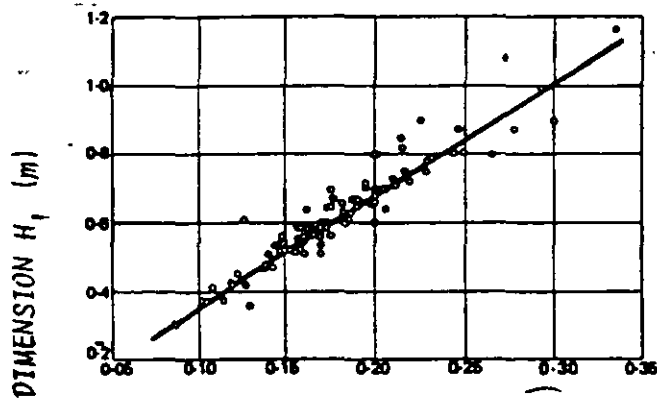
FIGURA 36.-
DIMENSIONES DEL RODETE

TURBINAS PELTON



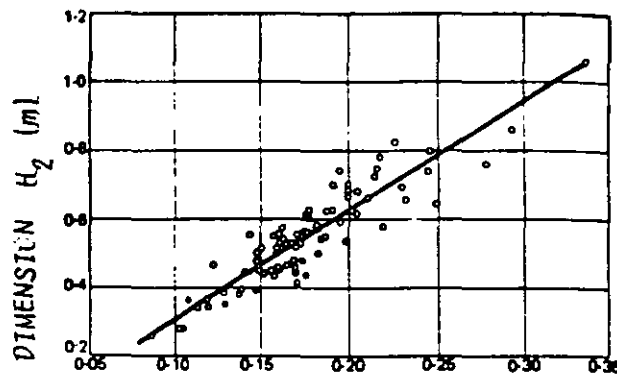
VELOCIDAD ESPECIFICA (n_{sj})

FIGURA 37.-



DIAMETRO $[d]$ (m)

FIGURA 38.-



DIAMETRO $[d]$ (m)

FIGURA 39.-

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

ENSIONES DE LA CAJA.

principales dimensiones de la Caja de la turbina Pelton dependen esencialmente del diámetro exterior (D_3) de la rueda.

diámetro (L_p el cual da en planta el tamaño de la caja, Figura 41, cuya función de interpolación es:

$$L_p = 0.78 + 2.06 D_3$$

la figura 40, se muestran las dimensiones de la caja: distancia (G) entre el eje de la rueda y la parte superior de la caja, ver figura 42. cuya función de interpolación es:

$$G = 0.196 + 0.376 D_3$$

otras dimensiones (F), (H), (I) están expresados respectivamente por las siguientes ecuaciones: Figuras 43. 44. 45.

$$F = 1.09 + 0.71L_p$$

$$H = 0.62 + 0.513L_p$$

$$I = 1.28 + 0.37L_p$$

ENSIONES DE CARCAZA ESPIRAL.

principales dimensiones de la carcaza espiral se indican en figura 46. que se refiere a una turbina Pelton de cuatro flones.

las funciones de interpolación son:

$$B = 0.595 + 0.694L_p$$

$$C = 0.362 + 0.68L_p$$

$$D = -0.219 + 0.70L_p$$

$$E = 0.43 + 0.70L_p$$

carcaza espiral no aumenta gran cosa en tamaño si la turbina de 4, 5, 6 6 chiflones.

TURBINA PELTON

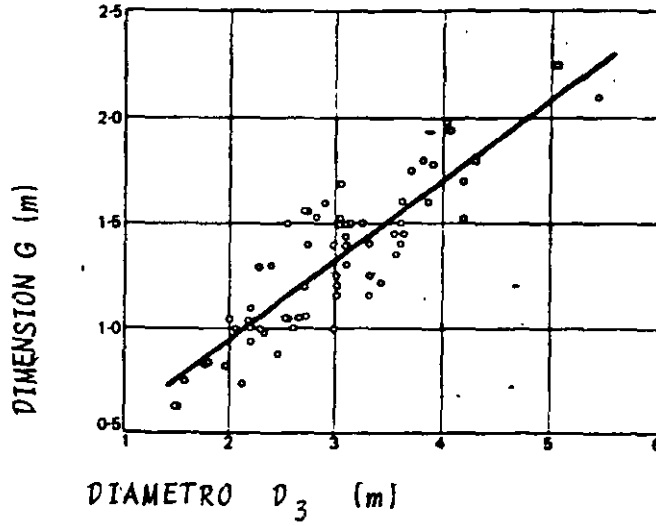


FIGURA 42

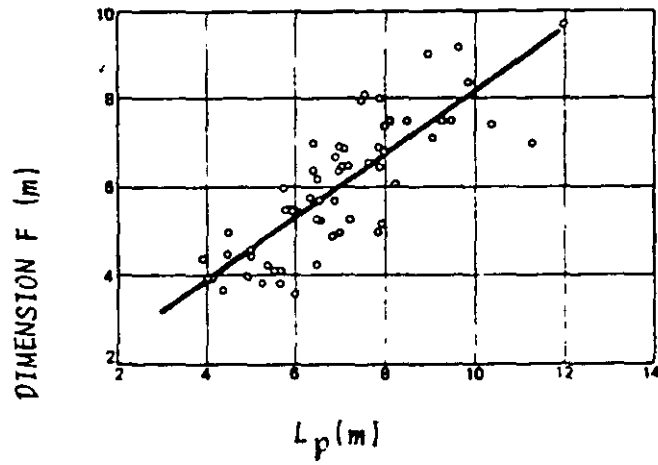


FIGURA 43

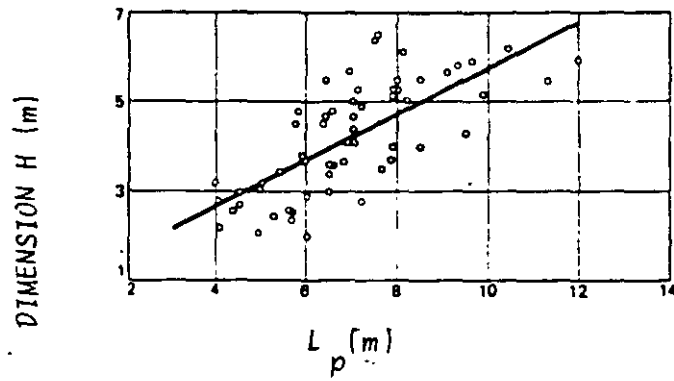


FIGURA 44

TURBINA PELTON

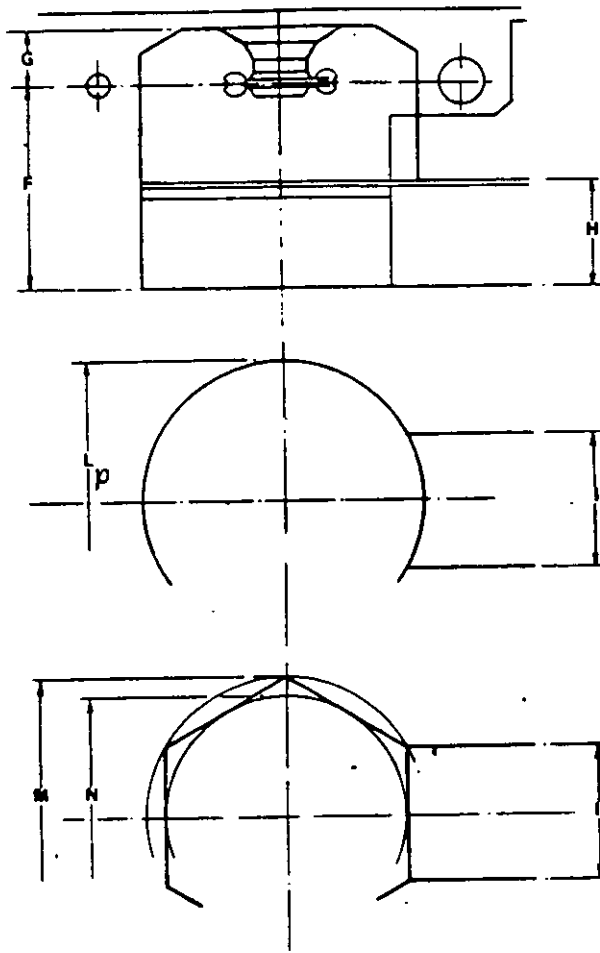


FIGURA 40 - CAJA

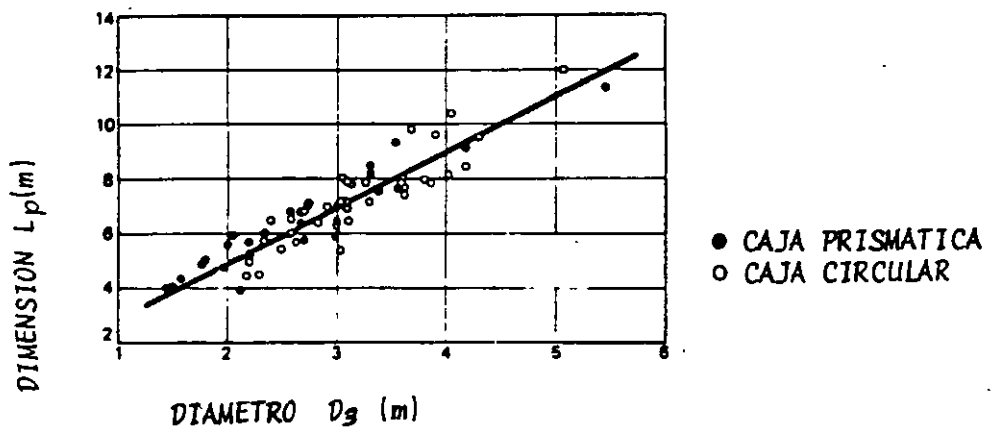


FIGURA 41 - DIMENSION L_p - D_3

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA,
AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

TURBINAS PELTON

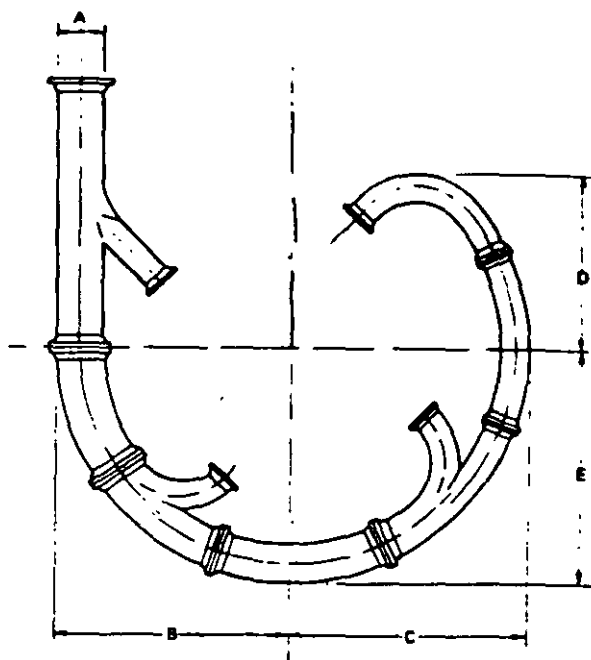
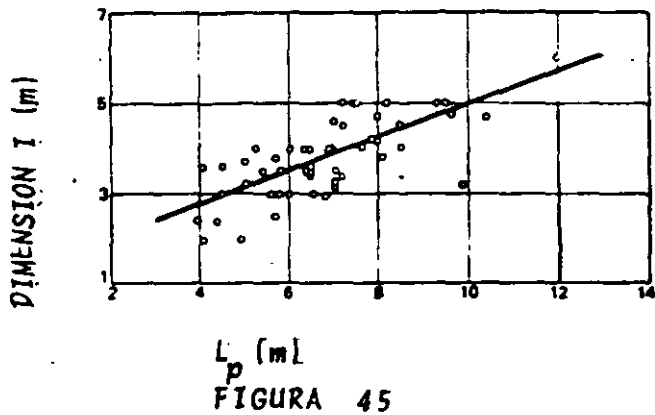


FIGURA 4 6 CARCAZA ESPIRAL.

TOMADO DE WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION
REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977,
ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

VITACION Y CARGA DE SUCCION.

ando la corriente en un punto de una estructura o de una máqui
alcanza una presión inferior a la presión de saturación del
por, el agua se evapora y se originan en el interior del lí-
ido "cavidades" de vapor, de ahí el nombre de cavitación.

variación de la presión se debe a la alteración de la magni-
d o la dirección de la velocidad del agua por acción de una
superficie de guía sobre la cual pasa el fluido. La presión -
be tener un valor mínimo en algún punto de la superficie y -
este no solo será máxima la velocidad local sino que el flu-
tenderá a separarse de la superficie, en donde se forman las
vidades de vapor. Estas burbujas de vapor son arrastradas -
r la corriente a zonas en donde la presión es mas elevada,
í se produce una condensación violenta del vapor, producién-
se un impacto en su contorno; estos impactos son, además pe-
ódicos, es decir, se produce un fenómeno vibratorio que aumen-
la erosión del material por "fatiga". Los fabricantes de -
quinas hidráulicas, poseen en sus laboratorios equipo para -
tudiar este fenómeno.

cavitación se puede controlar por:

- I.- Un diseño hidrodinámico adecuado en la turbina.
- II.- Su instalación adecuada para que no se produzca el
fenómeno.
- III.- Si se tolera en el diseño que para algunas condicio-
nes de funcionamiento se presente este fenómeno, -
se emplean materiales resistentes a la cavitación.

tubo de aspiración de una turbina de reacción como se expre-
antes, consiste en un difusor, que tiene la finalidad de -
cuperar parte de la energía cinética que el agua tiene al sa-
r del rodete, transformando ésta en energía de presión.

brá que estudiar la posición adecuada del tubo de aspiración
n respecto al nivel del agua en el desfogue.

la figura 47 se muestra una instalación de una turbina de
rección, refiriéndose a ésta aplicaremos la ecuación de Berno-
li entre el punto (4), localizado en el interior del tubo -

2 aspiración a la misma elevación que el nivel libre del agua en el desfogue y el punto (s) de salida.

$$P/\gamma + z_4 + v_4^2/2g = P_s/\gamma + z_s + v_s^2/2g + h_{4-s}$$

onde:

h_{4-s} = pérdidas de energía entre la sección 4 y la salida.

$$= z_s ; v_s^2/2g = 0 \text{ (aproximadamente);}$$

$$P = P_b/\gamma \text{ (presión barométrica)}$$

$$P/\gamma = P_b/\gamma + h_{4-s} - v_4^2/2g$$

Como el valor h_{4-s} es muy pequeño, y $v_4^2/2g$ es también muy pequeño (final del difusor).

La diferencia es aún menor, por lo tanto:

$P/\gamma = P_b/\gamma$ (sea la presión en la sección (4) es aproximadamente la presión atmosférica).

Describamos ahora la ecuación de Bernoulli entre la sección (3) (salida del rodete) (o inicio del tubo de aspiración) y la sección (4)

$$P/\gamma + z_3 + v_3^2/2g = P_4/\gamma + z_4 + v_4^2/2g + h_{3-4}$$

$$\text{Como } P_4/\gamma = P_b/\gamma$$

$$P/\gamma = P_b/\gamma - (z_3 - z_4) - \frac{v_3^2 - v_4^2}{2g} + h_{3-4}$$

Definamos a:

$$= z_3 - z_4 \text{ (carga estática de aspiración)}$$

$$= \frac{v_3^2 - v_4^2}{2g} \text{ (carga dinámica)}$$

$= h_b - H_s - H_D + h_{3-4}$ ecuación que recibe el nombre de ecuación del tubo de aspiración.

En algún punto interior en el rodete (aguas arriba del punto (3)) la presión disminuirá aún más por causas diversas, y en este punto puede producirse precisamente la cavitación.

Definamos (X) a este punto y Δh , a la caída de presión entre la sección (3) y (X) tendremos:

$$= P_3/\gamma - \Delta h$$

$$= P_b/\gamma - H_s - H_D + h_{3-4} - \Delta h$$

avitación empezará cuando:

= P_v/γ , siendo (P_v) la presión de saturación del vapor a la temperatura del agua en la planta hidroeléctrica; (P_v/γ) presenta el valor mínimo a uede descender la presión en la turbina.

$$= P_b/\gamma - H_s - H_D + h_{3-4} - \Delta h \text{ finalmente expresado en términos de columna de agua:}$$

$$h_b - H_s - H_D + h_{3-4} - \Delta h$$

$$h_b - h_v - H_s - H_D + h_{3-4}$$

halla mediante la experimentación y se define mediante el coeficiente σ o coeficiente de cavitación, (σ)

$$\frac{\Delta h}{H_d}$$

rga estática de aspiración, despreciando la (H_D) y (h_{3-4}) es:

$$h_b - h_v - \sigma H_d$$

lor de H_s puede ser (+) o (-) ver la figura 47

etermina la elevación del eje del rodete o de la carcaza, con respecto vel del agua en el desfogue, y recibe el nombre de carga total de aspiración.

$s + H_2$ (turbinas Francis)

$s + H_t + H_1$ (turbinas hélice o Kaplan)

la determinación de la altura barométrica y la altura de presión de ización del agua se dan las siguientes tablas:

<u>UD EN METROS</u>	$\frac{h_b}{m \text{ de agua}}$	$\frac{h_b}{\text{en mm Hg}}$
0	10.351	760.00
500	9.751	715.99
000	9.180	674.07
500	8.637	634.16
000	8.120	596.18
500	7.628	560.07
000	7.160	525.75
500	6.716	493.15
000	6.295	462.21

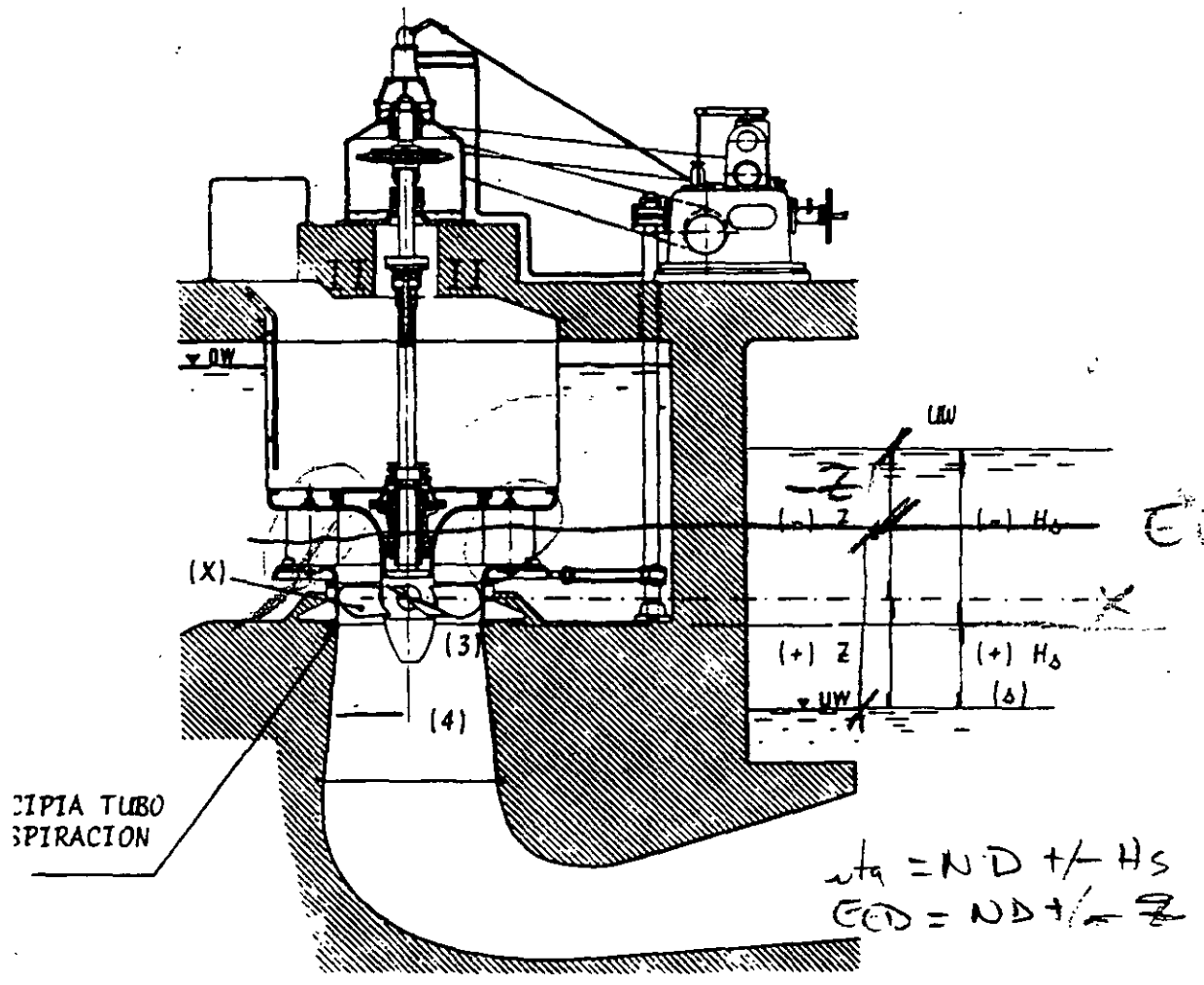
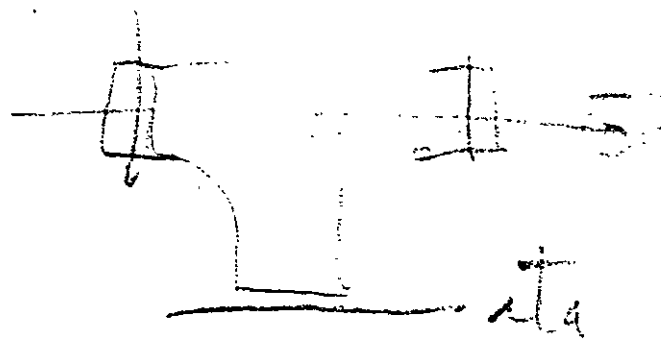


FIGURA 47.-

TOMADO DE LA REVISTA TURBINEN VON J. M. VOITH.

PROPIEDADES DEL AGUA.

TEMPERATURA °C	h _v en m. de agua
5	0.089
10	0.125
15	0.174
20	0.239
25	0.324

Los diferentes valores del coeficiente de Thoma σ de cavitación están expresados en función de la velocidad específica, de acuerdo al análisis llevado a cabo sobre las últimas instalaciones de turbinas; las funciones de correlación son:

a) turbinas Francis

$$\sigma = 7.54 \times 10^{-5} n_s^{1.41} \quad (\text{Fig. 48})$$

a) turbinas Kaplan (o hélice)

$$\sigma = 6.40 \times 10^{-5} n_s^{1.46} \quad (\text{Fig. 49})$$

Recordando que n_s está expresada en el sistema métrico, con la potencia dada en KW..

OPERACION DE LA TURBINA.

La figura 50, muestra un diagrama esquemático de una planta hidroeléctrica típica con turbinas de reacción. Los conductos arriba llamados "tubería a presión" transportan el agua desde el almacenamiento superior, tal como una presa, lago o embalse de regulación, a la turbina. El agua descargada por la turbina es desalojada a través de un sistema de conductos aguas abajo, llamados "desfogue". El generador eléctrico está mecánicamente acoplado a la turbina, y la energía producida por éste es transportada por las líneas de transmisión a los centros de consumo. El gobernador es capaz de corregir cualquier cambio en la frecuencia del sistema abriendo o cerrando los álabes del distribuidor de la turbina.

La facilidad de tomar cambios rápidos de demanda de energía eléctrica y su alta eficiencia de las unidades hidroeléctricas, dependen solo del diseño adecuado de éstas, sino también, del diseño hidráulico de los conductos, desde el embalse hasta el desfogue.

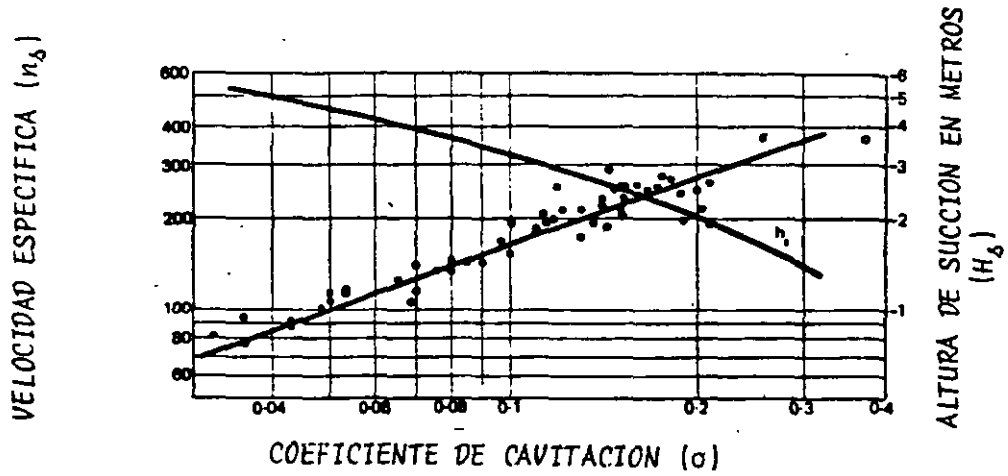


FIGURA 48.- COEFICIENTE DE CAVITACION - VELOCIDAD ESPECIFICA; TURBINAS FRANCIS, (n_s) EN SISTEMA METRICO, CON POTENCIA EN KW

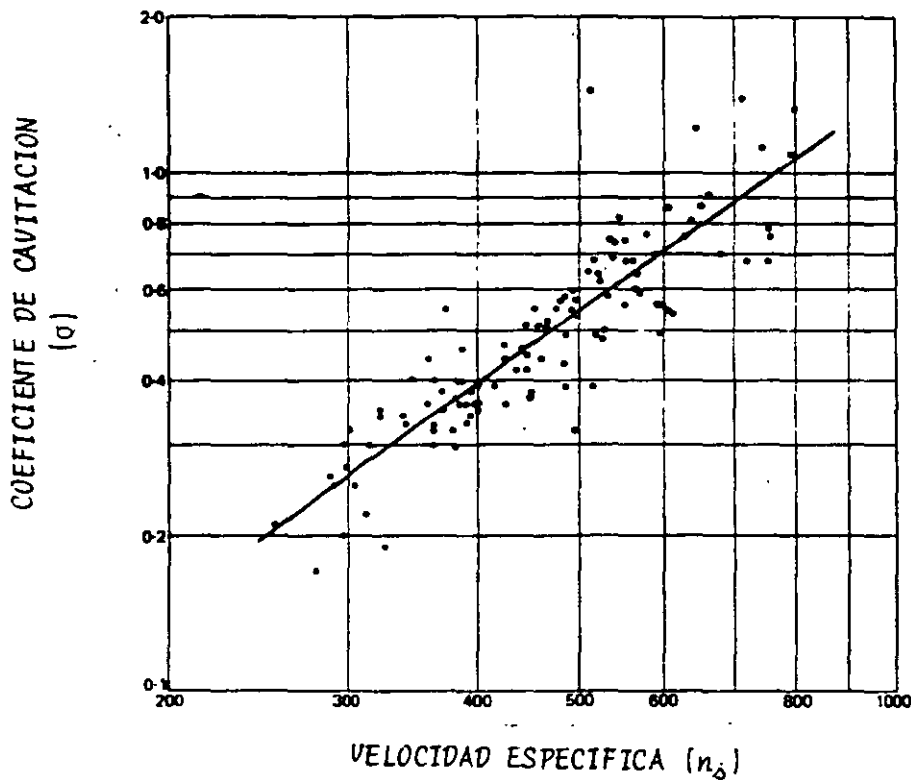


FIGURA 49.- VELOCIDAD ESPECIFICA - COEFICIENTE σ ; TURBINAS KAPLAN. (n_s) EN SISTEMA METRICO, CON POTENCIA K.W.

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

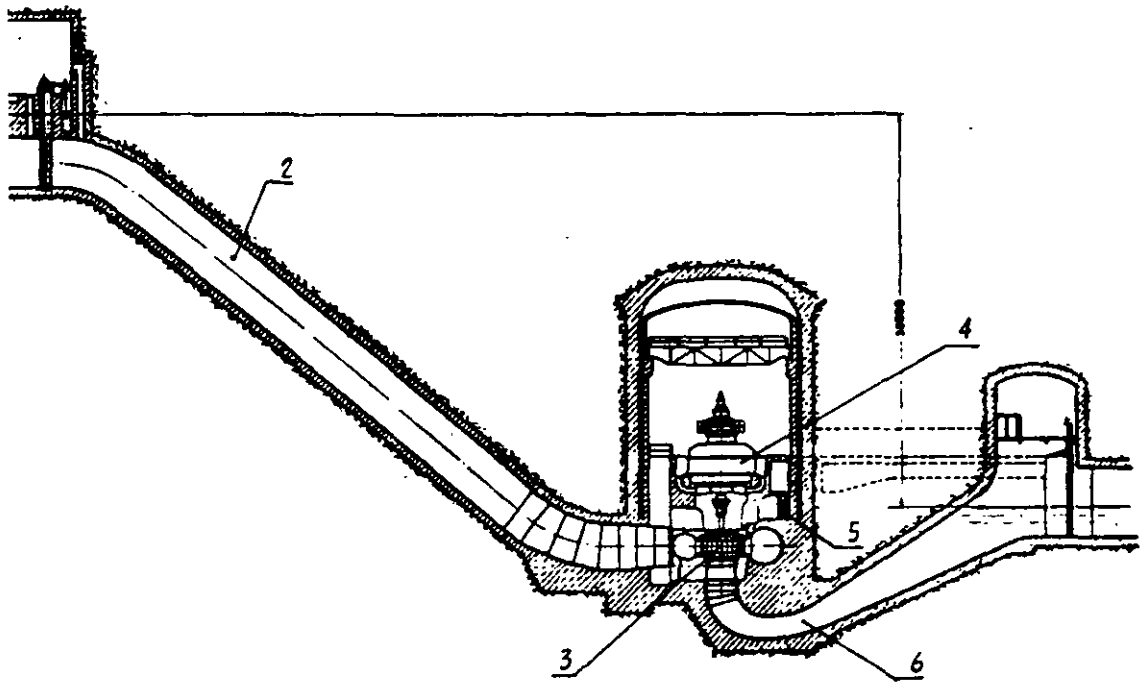


FIGURA 50.- PLANTA HIDROELECTRICA TIPICA

1. ALMACENAMIENTO O TANQUE DE REGULACION
2. TUBERIA A PRESION
3. TURBINA
4. GENERADOR
5. GOBERNADOR
6. DESFOGUE

TOMADO DE LA REVISTA.

COSTRUZIONI MECCANICHE "RIVA" MILANO

los conductos deben diseñarse de tal manera que no se produzcan cambios rápidos de velocidad.

Los conductos hidráulicos desde el embalse hasta el desfogue, la turbina, generador, gobernador, y línea de transmisión están interconectados y funcionan como un sistema en conjunto, de tal manera que si existe una perturbación en cualquier punto del sistema, se provocan alteraciones en el funcionamiento de las diferentes partes del sistema.

Al variar el funcionamiento de una planta hidroeléctrica pueden darse diferentes formas de operación de la turbina, provocando un flujo transitorio o no establecido ($\frac{\partial v}{\partial t} \neq 0$).

Los fenómenos hidráulicos transitorios pueden ocurrir en los siguientes casos:

1. Puesta en marcha (poner en movimiento las partes rodantes de la turbina y generador, hasta alcanzar la velocidad crítica de rotación, así como la de acelerar la masa de agua contenida en los conductos del sistema, hasta alcanzar su velocidad final).

2. Cambio en la demanda de energía eléctrica (aumento o disminución).

3. Cierre normal de la unidad.

4. Rechazo total de la carga eléctrica.

Los flujos transitorios que se presentan en el sistema para cualquiera de los casos mencionados provocan variaciones en el caudal de demanda, en la potencia desarrollada, en la velocidad de rotación y en la presión dentro de los conductos.

Existen divisiones importantes que deben estudiarse en el sistema cuando se presenta flujo transitorio son:

stabilidad de regulación de la frecuencia.

obre-velocidades de rotación producidas.

obre-presiones y depresiones máximas

llevar a cabo dichas revisiones las diferentes partes del --
ma se agrupan en:

1.- Conductos hidráulicos aguas arriba y aguas abajo

2.- Turbina y generador

3.- Gobernador

onsiderar en estas notas los problemas relativos a la red de
misión.

stema eléctrico (generador - línea de transmisión), tubería
sión y conducto de desfogue son resonadores pasivos, es decir
olamente oscilan en presencia de una causa perturbadora ex--

be realizar un estudio para examinar los fenómenos de propa-
n y de reflexión de las variaciones del estado del flujo hi-
ico en el sistema y de las posibles iteraciones con los equi-
ecánicos que forman parte del sistema.

iteraciones pueden dar origen a un fenómeno oscilatorio que
za una condición estacionaria que puede, en algunos casos, -
cir en los componentes mecánicos del sistema esfuerzos mucho
es que los correspondientes a la operación normal, producie
ciertos casos graves daños al equipo.

ILIDAD DE REGULACION DE LA FRECUENCIA.

tabilidad de la regulación de la frecuencia en un sistema -
elétrico, consiste en tratar de mantener la velocidad de di-
de rotación y la frecuencia en el sistema eléctrico ante la
rcia de las magnitudes perturbadoras.

oblema es bastante complejo, en estas notas se mencionarán -
rios obtenidos por la experiencia, que de una manera sencilla
termina si una instalación de turbinas de reacción es o no -
le. Donde se correlaciona el tiempo del regulador de veloci-
el momento de inercia del generador, y las características -
itorias del conducto de presión.

INERCIAS DE LAS PARTES RODANTES DEL EQUIPO TURBOGENERADOR.

Para que un sistema hidroeléctrico sea estable y pueda mantener un incremento de velocidad (sobre-velocidad) de la unidad dentro de los límites permisibles después de un rechazo de carga eléctrica, es necesario tener un adecuado momento polar de inercia de las partes rodantes, del generador y turbina (rotor y rotor respectivamente), los que tienen una influencia estabilizadora.

El momento polar de inercia de la turbina es pequeño comparado con el momento de inercia del generador; cuando es necesario incrementar el momento de inercia de las partes rodantes, solamente el del generador puede ser modificado, aumentando el momento polar del rotor.

Al incrementarse el momento de inercia del generador se incrementa el costo del proyecto, aunque el incremento en el costo del generador no es grande cuando se incrementa su momento de inercia, otros costos sufren incremento, como el de la grúa al incrementar su capacidad, el de la casa de máquinas porque se incrementan las dimensiones de la casa de máquinas.

Entre los varios factores que se consideran para seleccionar el momento polar de inercia del generador están:

CONDUCTOS A PRESION. - Uno de los principales factores en la selección del momento polar de inercia del generador son; las dimensiones, longitud y proyecto de los conductos hidráulicos de la planta.

Sin embargo, lo anterior es generalmente más caro. Porque, las dimensiones de los conductos hidráulicos se seleccionan en base a relaciones de costo - beneficio, reduciendo las pérdidas de energía.

LOS TIEMPOS DEL GOBERNADOR. - La disminución de los tiempos de apertura y cierre del gobernador, la estabilidad del sistema de mejorar. Sin embargo estos no pueden reducirse arbitrariamente porque debe revisarse que el golpe de ariete producido esté dentro de los límites permisibles y que la columna de agua no se separe en las secciones más alejadas de la tubería de presión o tubo de aspiración.

ercia de las MASAS RODANTES (rodete y rotor) se define como tiempo necesario para acelerar estas desde el reposo hasta alcanzar su velocidad de rotación sincrónica de diseño; y se designa como T_m

La dinámica elemental, aplicada a las partes rodantes del turbogenerador se puede escribir:

Trabajo realizado = Cambio de la energía cinética.

$$W/2 = m u^2 / 2 = R^2 m \omega^2 / 2$$

Cambio instantáneo de la potencia que da la turbina.

Tiempo en que se realiza el cambio de potencia.

Masa de las partes rodantes del equipo turbogenerador (rodete, rotor).

Velocidad tangencial del rodete.

Queriendo:

$$R; \quad \omega = 2 \pi n / 60$$

$$m; \quad m = W/g$$

Velocidad de rotación final

Velocidad de rotación inicial

Cambio de la potencia en KW

Entonces:

$$75 \times 1.3592 / 2 = W / 2g \left[(2 \pi R n / 60)^2 - (2 \pi R n_0 / 60)^2 \right]$$

Tiempo necesario para acelerar las masas rodantes desde el reposo hasta alcanzar su velocidad de rotación sincrónica, (Inercia de las partes rodantes).

Potencia inicial - P final

$$P_{inicial} = 0; \quad P_{final} = P_f;$$

Con las consideraciones anteriores se tiene:

$$75 \times 1.3592 / 2 = W R^2 n^2 (2 \pi)^2 / 2g (60)^2$$

$$R^2 n^2 (2 \pi)^2 / 9.81 (60)^2 \times 75 \times 1.3592 P_f$$

$$R^2 n^2 / 91191.9 P_f; \quad \text{para } P_f \text{ en KW}$$

$$R^2 n^2 / 67092 P_f; \quad \text{para } P_f \text{ en C.V.}$$

La potencia de la turbina se expresa en MW.

$$R^2 / 91.2 \times 10^6 (\text{MW}) n^2$$

= momento volante de las partes rodantes (rodete, rotor); -
ién se acostumbra llamarlo momento de Inercia.

$$= (WR^2) \text{ turbina} + (WR^2) \text{ generador.}$$

momentos de inercia se pueden determinar por formulas empi-
s y curvas experimentales; así las expresiones para estimar
s valores son:

$$) \text{ turbina} = 1\ 447 (P_t/n^{1.5})^{1.25}; P_t \text{ en KW}$$

$$) \text{ turbina} = 1\ 002 (P_t/n^{1.5})^{1.25}; P_t \text{ en CV}$$

$$) \text{ generador} = 15\ 970 (KVA/n^{1.5})^{1.25}$$

potencia de la turbina, bajo las condiciones consideradas.

velocidad de rotación síncrona

capacidad del generador (Kilovolt-ampere)

POTENCIA GENERADOR (KW)

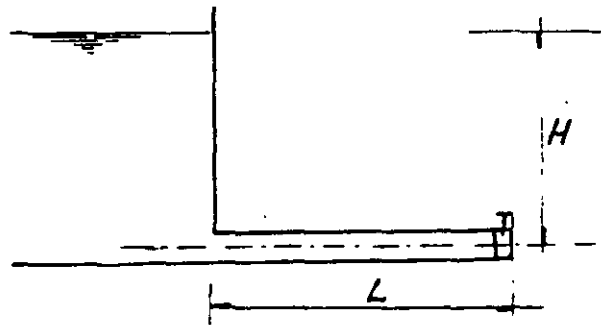
factor de potencia

$$D = \text{factor de potencia} = 0.95$$

2.- INERCIA DE LA TUBERIA.

encionalmente se expresa como el tiempo necesario para poner
ovimiento la columna de agua hasta alcanzar, desde el reposo
elocidad máxima; pero en realidad éste es una fracción del -
po necesario real.

iderando una tubería de
ión transversal (A) cons
e y longitud (L); alimen
por un almacenamiento -
ntrolando su descarga en
xtremo final por una vál
; el tiempo que tarda en



blecerse la corriente en la tubería cuando se abre súbita--
e la válvula, puede resolverse fácilmente cuando se tiene -
uenta las pérdidas de fricción y locales.

do se abre la válvula, la altura (H) se utiliza en acelerar
orriente en los primeros instantes, pero al aumentar la ve-
dad, la carga de aceleración se reduce por las pérdidas de
gía.

llamamos (L_e) la longitud equivalente de la tubería, para to en cuenta las pérdidas locales, la velocidad final (V_f) se tiene aplicando la ecuación de la energía.

$$H = f \frac{L_e}{D} \frac{V_f^2}{2g}$$

$$f \frac{L_e}{D} \frac{1}{2g} = \frac{H}{V_f^2}$$

icando la ecuación dinámica:

$$\gamma A (H - f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g}) = \gamma \frac{AL}{g} \frac{dV}{dt}$$

pejando dt y sustituyendo el valor de $fL_e/D2g$ se tiene

$$dt = \frac{L}{g} \frac{dV}{(H - \frac{HV^2}{V_f^2})}$$

$$\int_0^t dt = \frac{LV_f^2}{gH} \int_0^V \frac{dV}{V_f^2 - V^2}$$

egrando resulta

$$t = \frac{LV_f}{2gH} \ln \frac{V_f + V}{V_f - V} = \frac{LV_f}{gH} \frac{1}{2} \ln \frac{V_f + V}{V_f - V}$$

velocidad V tiende a V_f asintóticamente, matemáticamente tieue que transcurrir un tiempo infinito para que V alcance el va-
 V_f

$$V = 0.99 V_f ; t = 2.65 LV_f/gH$$

$$V = 0.98 V_f ; t = 2.30 LV_f/gH$$

$$V = 0.97 V_f ; t = 2.09 LV_f/gH$$

$$V = 0.96 V_f ; t = 1.94 LV_f/gH$$

siderando $V = 0.97 V_f$

$t = 2 LV_f/gH$ tiempo necesario para establecer la co-
nte dentro de la tubería.

ido las unidades de una planta hidroeléctrica tengan un tiem

se dice que la unidad tiene una buena regulación.

Temperatura sobre este tema designa al tiempo (T_a) inercia de la tubería -

$$T_a = \frac{\sum LV}{gH} ; T_a = \frac{Q}{gH} \sum \frac{L}{A}$$

H = Carga sobre la turbina para las condiciones consideradas.

Q = Gasto máximo, para la carga considerada.

se generaliza cuando la tubería tiene tramos con diferente diámetro, -
valor de ($\sum LV$) debe de calcularse desde el almacenamiento ó tanque de
inercia hasta el desfogue, el área transversal de la carcaza se toma la -
del extremo aguas arriba y su longitud se toma a la mitad.

$$2T_a = t ; y ; \frac{T_m}{T} \geq 1 \quad \frac{T_m}{2T_a} = 1$$

i.B.R. $\frac{1}{2}$ indica que la planta tiene buena regulación

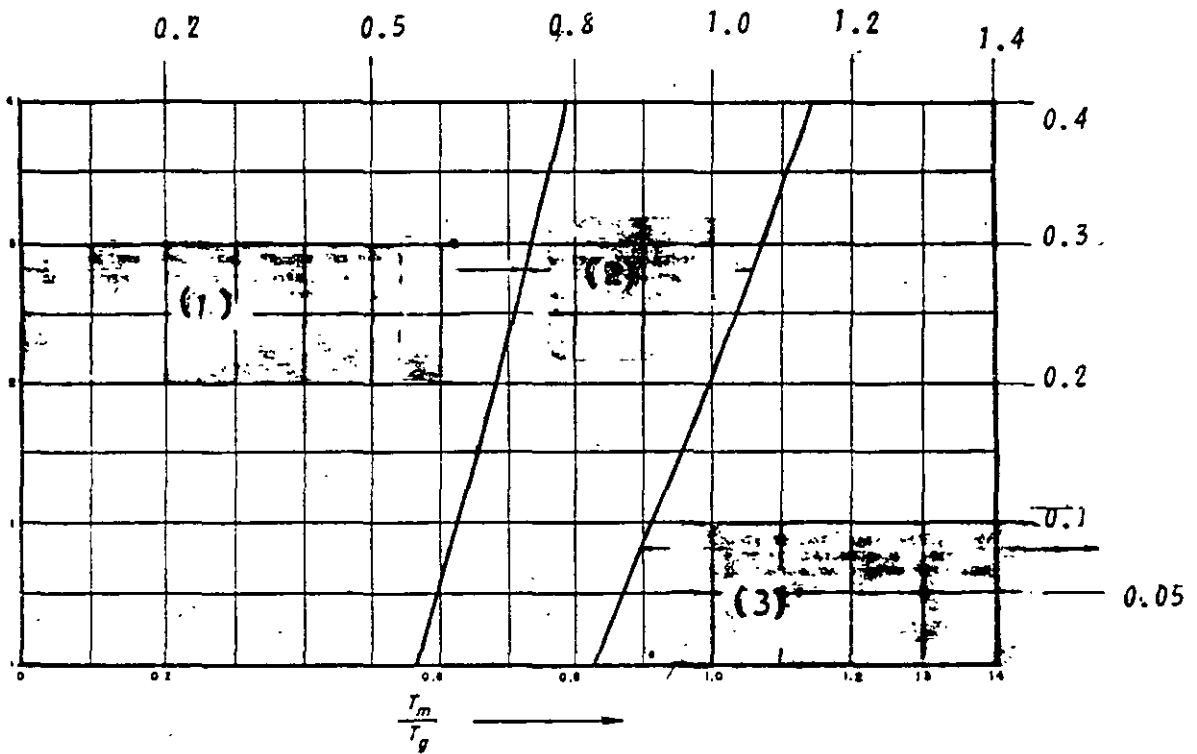
$T_a = 2$ como se ha demostrado.

Curvas experimentales propuestas por el "Tennessee Valley Authority" rela-
ción del tamaño de la unidad a las del sistema. El autor es Gordon y toma
en consideración el efecto de los tiempos del gobernador como aparece grafi-
camente en la fig. 51. Estas gráficas se usan para conocer si las unidades -
operan dentro de los rangos de estabilidad.

VELOCIDAD.

La sobre-velocidad es el incremento de velocidad por arriba de la velocidad
nominal de rotación del generador. Se presenta cuando en el Sistema eléc-
trico a la cual esta conectada la unidad hay un rechazo de energía eléctrica;
el generador es rápida y completamente desconectado de la red mientras la -
unidad opera bajo control del gobernador.

La turbina y el generador están diseñados para soportar la velocidad de desbo-
que. Pero a velocidades excesivas se desarrollan algunas veces graves vibra-
ciones, las cuales provocan esfuerzos cortantes en los pernos de los mecanis-
mos de los álabes. Para minimizar las vibraciones, la sobre-velocidad no de-
be exceder del 60 por ciento en unidades interconectadas a un gran sistema;
en unidades que operan aisladamente; se permite entre el 35 a 45 por ciento -
para tener una regulación satisfactoria.



51.- CURVAS DE ESTABILIDAD PROPUESTAS POR GORDON
(TENESSE VALLEY AUTHORITY) TOMADO DE APPLIED
HYDRAULIC TRANSIENTS.- M.H. CHAUDRY PhD.- 1979

La unidad en este rango no puede suministrar cualquier regulación de frecuencia, a menos que se ajuste con válvulas de alivio, tanto para rechazo y demanda de carga.

La unidad en este rango puede suministrar regulación de la frecuencia, solamente cuando está interconectada a un gran sistema.

La unidad en este rango suministrará buena regulación cuando opera aisladamente o interconectada a un gran sistema.

T_g = TIEMPO DE APERTURA DE LOS ALABES
EN SEGUNDOS

$$T_g = T_c + 1$$

T_c = TIEMPO EFECTIVO DE CIERRE DE LOS ALABES
DEL DISTRIBUIDOR.

... T_a = TIEMPO PARA PONER EN MOVIMIENTO LA MASA DE AGUA, SIN
CONSIDERAR LOS CONDUCTOS DEL DESFOQUE.
(INERCIA DE LA TUBERIA)

T_m = TIEMPO PARA PONER EN MOVIMIENTO LAS MASAS RODANTES
(INERCIA DE LAS PARTES RODANTES)

sobre-velocidad se puede calcular tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

un rechazo total de carga eléctrica el generador se desconecta de la red del sistema, por lo tanto se puede suponer que la energía producida por el golpe de ariete, la energía cinética de la columna de agua que se mueve en la tubería y la propia energía de rotación del rodete de la turbina y rotor del generador, se sumarán para dar a las masas rodantes una nueva energía de rotación, la cual solo se explica si se incrementa su velocidad de rotación.

$$= E_G + E_a + E_m$$

de:

= Energía de rotación de las masas rodantes después del rechazo total carga eléctrica.

= Energía producida por el golpe de ariete.

= Energía cinética de la columna de agua contenida en la tubería.

= Energía de rotación de las masas rodantes (rodete y rotor), velocidad sincrónica de rotación.

energía de rotación final será:

$$E_M = m u^2 / 2$$

$$E_M = WR^2 \omega^2 / 2g$$

WR^2 = momento polar de inercia de las partes rodantes.

ω = Velocidad angular de rotación final

energía producida por el golpe de ariete, en el tiempo T_c (tiempo de cierre) se puede calcular de la siguiente manera, haciendo las siguientes consideraciones:

gasto Q_0 pasa a ser cero en el tiempo de cierre (T_c)

es el incremento de la sobrepresión producida por el golpe de ariete, así;

$$E_G = \frac{[\gamma Q_0 H + \gamma Q (H + \Delta H)] T_c}{2}$$

$$E_G = \frac{\gamma Q_0 H}{2} T_c$$

ue $Q = 0$, al finalizar (T_c)

roducto $\gamma Q_0 H$ es la potencia disponible de la columna de -
, y se puede representar por la letra (P)

$$E_G = P T_c / 2$$

ergía cinética de la columna de agua dentro de la tubería

$$E_a = m V_0^2 / 2$$

$$E_a = \gamma A L V_0^2 / 2g$$

plicando y dividiendo por γ entre H ;

$$E_a = (\gamma A V_0 H) (V_0 L) / 2gH$$

$$E_a = (\gamma Q_0 H / 2) (V_0 L / gH)$$

oducto $V_0 L / g H = T_a$

$$E_a = P T_a / 2$$

ergía de rotación de la rueda en condiciones normales de -
ción es:

$$E_m = W R^2 \omega_0^2 / 2g = P T_m / 2$$

$$E_m = P T_m / 2$$

ede escribir entonces:

$$W R^2 \omega^2 / 2g = P T_c / 2 + P T_a / 2 + P T_m / 2$$

$P T_m / 2 = W R^2 \omega_0^2 / 2g$; dividiendo entre esta cantidad ambos -
ros de la igualdas anterior:

$$\omega^2 / \omega_0^2 = (T_c + T_a + T_m) / T_m$$

$$\omega = \omega_0 + \Delta \omega$$

$$(\omega_0 + \Delta \omega)^2 / \omega_0^2 = (T_c + T_a + T_m) / T_m$$

$$(\omega_0 + \Delta \omega) / \omega_0 = \left[(T_c + T_a + T_m) / T_m \right]^{0.5}$$

$$\Delta \omega / \omega_0 = \left[(T_c + T_a + T_m) / T_m \right]^{0.5} - 1$$

es la sobrevelocidad expresada en porciento de ω_0 , y con
presión anterior se puede determinar el incremento de la velo-

REGULACION DE TURBINAS PELTON (IMPULSO)

turbinas Pelton generalmente tienen doble regulación de la velocidad; mediante un deflector que desvía el chorro cuando presentan variaciones en la descarga, el cual es accionado por un regulador y las agujas que cierran paulatinamente disminuyendo el gasto de descarga y evitando que se produzca un efecto del golpe de ariete excesivo en la conducción a presión. El regulador de velocidad mantiene constante la velocidad de rotación bajo la misma carga, volviéndola a la velocidad normal cuando ha sufrido cambios de carga.

Cuando la turbina sufre pérdidas bruscas de carga, el aumento de la velocidad de rotación es menor cuanto más pequeño sea el tiempo de cierre de la aguja del chiflon y cuanto mayor sea la masa rodante.

El cierre de la aguja puede retardarse a voluntad, adaptándose al aumento de presión admisible; mientras que para los cálculos de aumento de velocidad y masa rodante adecuada, únicamente es decisivo el tiempo que el deflector necesita para entrar en función.

VELOCIDAD DE DESBOQUE.

La velocidad que logra una turbina con álabes totalmente cerrados cuando el generador está desconectado del sistema y el gobernador no opera.

La velocidad de desboque, define el tamaño y diseño de los generadores; entre los fabricantes difiere porque depende del diámetro de las turbinas.

En la figura 52 se muestran los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete. Las pérdidas de energía en una turbina de reacción pueden describirse muy simplemente como pérdidas de "choque" en la entrada del rodete si la velocidad relativa del agua que sale de los álabes del distribuidor modificada bruscamente en dirección y magnitud al entrar al rodete; fricción del agua en la carcasa, en el paso a través de los álabes del distribuidor; energía cinética debida a la

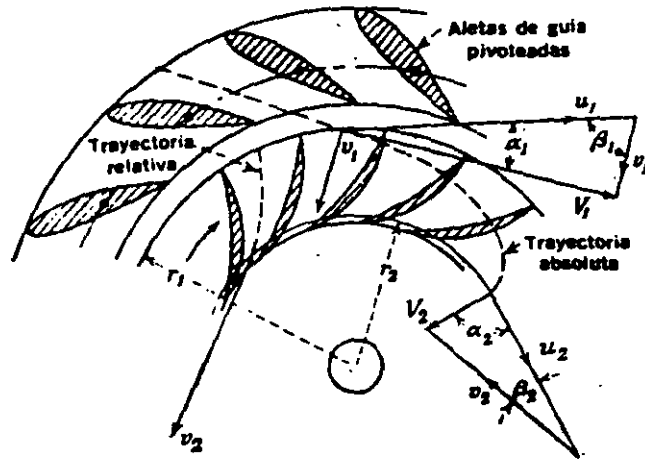


FIGURA 52.
TOMADO DE: FLUID MECHANICS.- R. L. DAUGHERTY AND A.C. INGERSOLL. 1954.

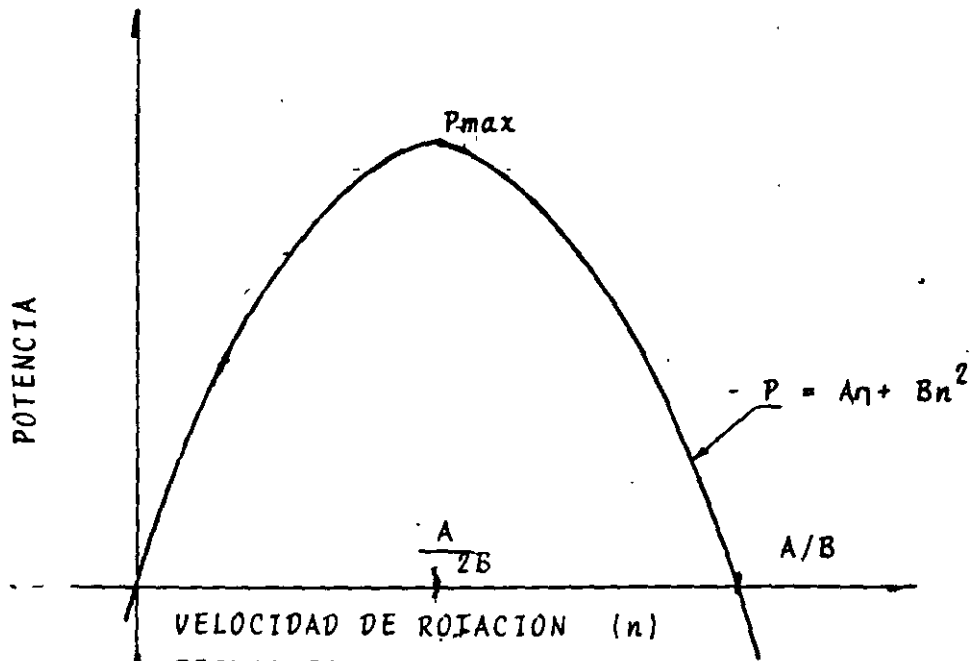


FIGURA 53

velocidad absoluta del agua en la descarga del rodete, de la cual puede recuperarse alrededor del 80 por ciento con el tubo de aspiración; y de fricciones mecánicas. La eficiencia de la turbina será máxima cuando sea mínima la suma de todas las pérdidas de energía.

Con el objeto de evitar la pérdida de choque a la entrada del rodete es necesario que el ángulo β' de los álabes del rodete sea igual al ángulo β determinado por el triángulo de velocidades, este último depende de las condiciones de funcionamiento. Se ha comprobado que los valores del ángulo β' mayores que 90° producen cavitación en la entrada y dan lugar a eficiencias bajas, por esta razón el ángulo se hace igual al 90° .

La pérdida que varía más rápidamente con la velocidad es la energía cinética del agua en la descarga del rodete. El valor de V_2 y, por lo tanto, el de esta pérdida de energía, será prácticamente mínima cuando $\alpha_2 = 90^\circ$; se ha comprobado que la pérdida mínima total se obtiene con una velocidad algo mayor que aquella para la cual $\alpha_2 = 90^\circ$, así el ángulo con que la velocidad absoluta deja el rodete para la velocidad de mayor eficiencia es de 85° a 75° o menor aún.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores y la ecuación del par motor que el agua transmite a la turbina se puede escribir:

$$T = \gamma Q/g [R_1 V_1 \cos \alpha_1 - R_2 V_2 \cos \alpha_2]$$

del triángulo de velocidades a la entrada del rodete (rectángulo)

$$\cot \alpha_1 = V_1 \cos \alpha_1 / v_1$$

$$V_1 \cos \alpha_1 = v_1 \cot \alpha_1$$

del triángulo de velocidades a la salida del rodete.

$$V_2 \cos \alpha_2 = U_2 - v_2 \cos (180^\circ - \beta_2)$$

haciendo las sustituciones correspondientes en la ecuación del par motor

$$T = \gamma Q/g [R_1 v_1 \cot \alpha_1 - R_2 (U_2 - v_2 \cos (180^\circ - \beta_2))]$$

$$T = \frac{8Q}{g} \left[R_1 v_1 \cot \alpha_1 + R_2 v_2 \cos (180^\circ - \beta_2) - u_2 \right]$$

el valor de v_1 y v_2 depende unicamente de la variación del Q y si éste se mantiene constante; cualquier cambio del motor sería explicable solo en términos de un incremento en u_2 ya que β_2 cambiaría relativamente poco; la velocidad (u_2) puede expresarse en términos de (n), con lo cual la fórmula resulta de la forma:

$$T = A - Bn$$

A y B son constantes que involucran a $8, Q, g, v_1, \cot \alpha_1, v_2, \cos (180^\circ - \beta_2)$.

dado que la potencia del rodete es igual a Tn , se puede escribir

$$P = An - Bn^2$$

figura 53 se indica la variación de la potencia con la velocidad de rotación, en caso de que el gasto permaneciera constante.

la potencia máxima se alcanza para $n=A/2B$, más allá de este valor la potencia empieza a disminuir hasta alcanzar el valor cercano a $n=A/B$, para valores de (n) mayores que A/B la turbina comportará como una bomba ya que la potencia sería negativa. Si se permitiera que tal cosa sucediera, la máquina se vería sometida a un estado vibratorio tan intenso que resultaría seriamente dañada. La velocidad de rotación para la cual ocurre tal situación se llama velocidad de desboque, se debe evitar que la turbina trabaje con velocidades próximas a ella.

VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS FRANCIS.

figura 54 se muestra la relación entre la frecuencia de rotación (n_f) (velocidad de desboque) y la velocidad nominal de rotación, como una función de la velocidad específica (n_s)

los datos disponibles marcan una dispersión, debido a que la relación entre la carga máxima y la nominal de la unidad varía dependiendo de la planta hidroeléctrica.

la velocidad nominal (n_n) de la turbina se define como aquella a la cual la turbina con álabes totalmente abiertos da la potencia nominal del generador (puede ser igual a la carga de diseño).

función de interpolación se ha determinado considerando únicamente datos de plantas hidroeléctricas para las cuales la carga máxima no difiere en más del diez por ciento de la carga nominal (hr).

$$n_f/n = 1.52 + 1.52 \times 10^{-3} n_s$$

Para plantas con variación considerable en sus cargas, una aproximación del valor de (n_f) se puede obtener incrementando el valor dado por la función de interpolación en proporción de raíz cuadrada de la relación de cargas máxima a nominal.

La relación n_f/n varía aproximadamente entre el 160 a 200 por ciento en este tipo de turbinas.

VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS KAPLAN.

La relación entre la frecuencia de rotación de desboque (n_f) y frecuencia de rotación nominal (n) expresada como una función de la velocidad específica (n_s) se da en la figura 55, y la función de interpolación es:

$$n_f/n = 2.44 + 2.04 \times 10^{-4} n_s$$

El rango de variación de la frecuencia de rotación de desboque es ligeramente de 250 a 260 % de la de frecuencia de rotación nominal.

El rango de variación tan pequeño de (n_f) se debe a el ajuste de los álabes del rodete de la turbina.

VELOCIDAD DE DESBOQUE EN TURBINAS PELTON.

El coeficiente n_f/n , (relación entre la velocidad de desboque y nominal) necesario para definir el diseño del generador, se expresa como una función de la velocidad específica (n_{s_j}) en la figura 56. No se da una función de interpolación por la alta dispersión de los datos disponibles.

El origen más probable de esta dispersión puede atribuirse a la considerable variación de la frecuencia de rotación de desboque y el número de chiflones en operación. Las variaciones de carga y efectos de ventilación amplifican la dispersión, la figura 56, muestra que el 50 por ciento de los datos examinados

VELOCIDAD DE DESBOQUE

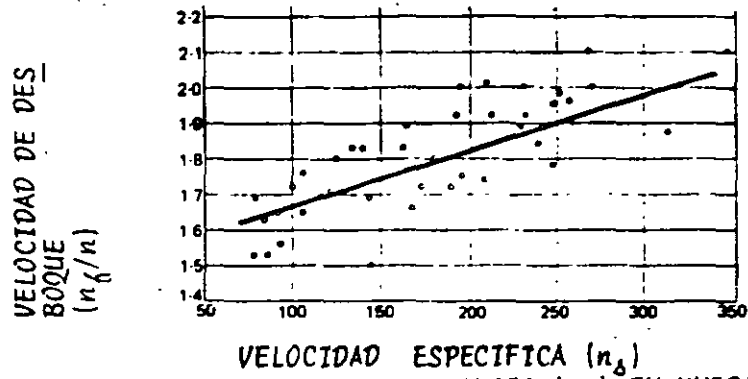


FIG. 54. TURBINAS FRANCIS (n_s) EN UNIDADES METRICAS CON POTENCIA EN K.W.

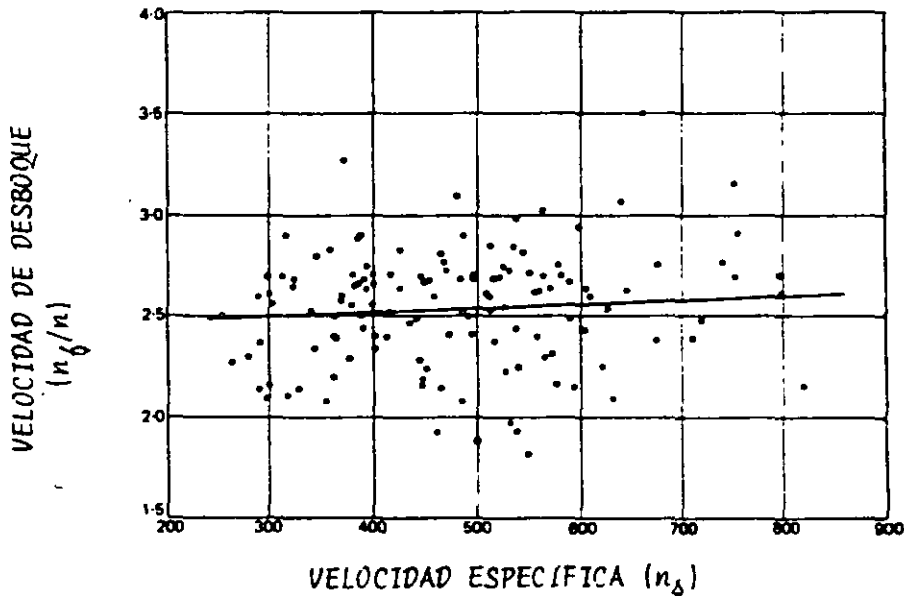


FIGURA 55. TURBINAS KAPLAN

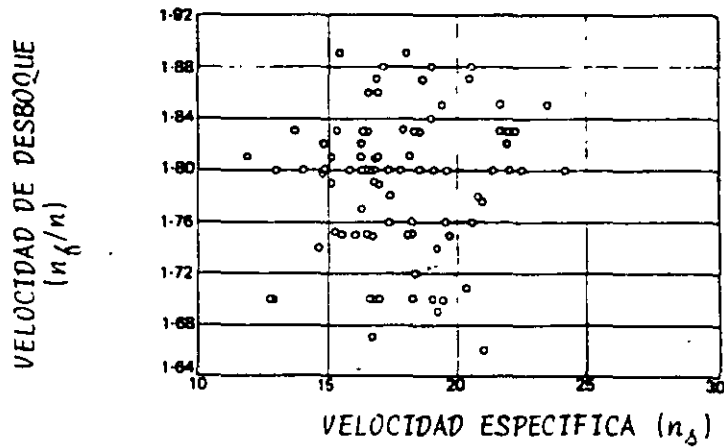


FIGURA 56. TURBINAS PELTON

TOMADO DE: WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.- REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977, ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.

tán confinados dentro del rango de 176 a 184 por ciento, que pueden considerar satisfactorios para estimaciones preliminares.

SOBRE-PRESIÓN.

Se revisarse en las turbinas de reacción la sobre-presión máxima alcanzada en la carcasa, debido a un rechazo de energía al sistema. La teoría de la hidráulica transitoria, se analiza con detalle en el Tema VIII (Golpe de ariete y pozo de silación), del programa de la asignatura Hidráulica III.

Es importante determinar la sobre-velocidad y la sobre-presión en la turbina para diferentes tiempos de cierre de los álabes del distribuidor, con el fin de seleccionar el tiempo de cierre más adecuado.

La sobre-presión puede determinarse de una manera rápida y sencilla utilizando las cartas de Lorenzo Allievi. Se utilizan para estudios preliminares. Estas cartas han sido construidas suponiendo que el área efectiva de la descarga varía uniformemente con el tiempo, a consecuencia de esto no necesariamente proporcionan una estimación exacta de la máxima presión cuando el mecanismo de descarga es una turbo-máquina o cuando la operación de cierre de una válvula no es uniforme.

Las cartas de Allievi toman en cuenta las pérdidas de carga en el conducto, el cual puede ser un factor de importancia en algunos casos.

Los ejes coordenados rectangulares de las cartas de Allievi corresponden a dos parámetros llamados:

Constante de la tubería $\xi = aV_0/2g H_0 = \rho$

La constante de tiempo $\theta = aTc/2L = \theta$

donde:

a = velocidad de propagación de la onda de presión.

V_0 = velocidad inicial antes del cierre o velocidad final en una apertura

H_0 = Carga estática inicial, para un cierre, es se toma como la carga neta; en una apertura es la carga estática sin descontar las pérdidas de carga en la conducción.

T_c = tiempo de cierre ó de operación de las válvulas de descarga.

L = longitud efectiva del conducto.

Figuras 57, 58 y 59, muestran las cartas de Lorenzo Allievi para rechazo y demanda respectivamente.

sobre presiones permisibles obtenidas por la experiencia en plantas hidroeléctricas interconectadas a un sistema eléctrico de 30% a 35%.

SIMILITUD HIDRAULICA.

máquinas hidráulicas se consideran homólogas cuando la relación de las dimensiones en todas las direcciones es la misma, ó cuando los ángulos característicos correspondientes son los mismos.

máquinas hidráulicas homólogas también tienen similitud hidráulica.

el gasto de descarga, potencia, velocidad y eficiencia de un modelo de una turbina de diámetro dado son conocidos para una carga dada, el gasto de descarga, potencia y velocidad de un modelo homólogo de otro diámetro bajo una carga también diferente a la misma eficiencia, se pueden calcular con las expresiones de similitud siguientes:

a diámetro constante

$$Q_2/Q_1 = (H_2/H_1)^{0.5}$$

$$P_2/P_1 = (H_2/H_1)^{1.5}$$

$$n_2/n_1 = (H_2/H_1)^{0.5}$$

a carga constante

$$Q_2/Q_1 = (D_2/D_1)^2$$

$$P_2/P_1 = (D_2/D_1)^2$$

$$n_2/n_1 = D_1/D_2$$

de, para diferentes condiciones

Q_1 y Q_2 = gasto de descarga de la turbina

P_1 y P_2 = potencia de la turbina

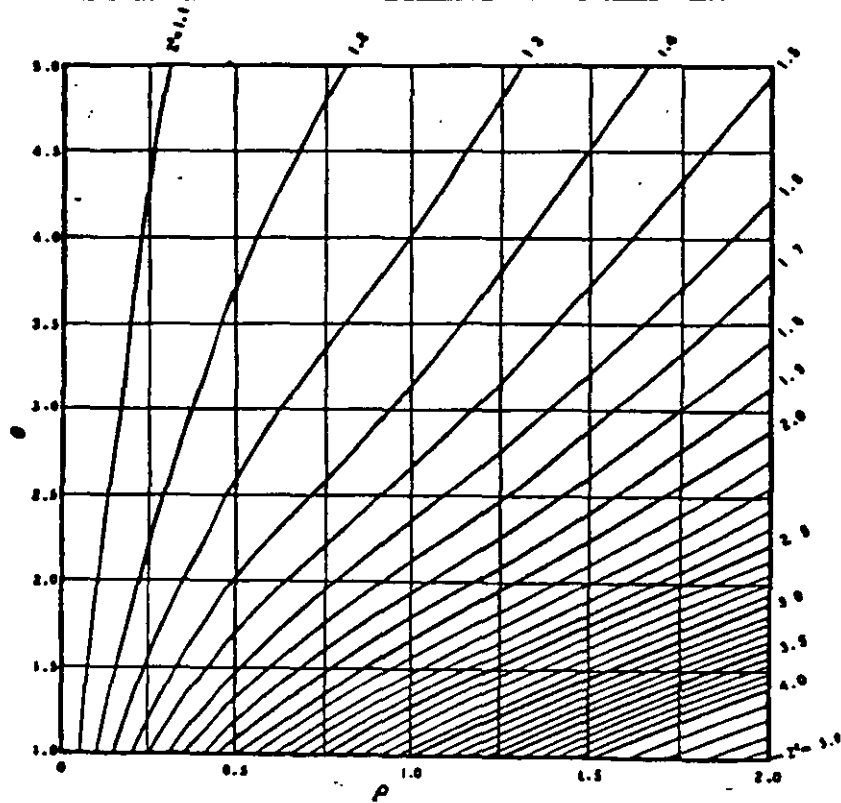
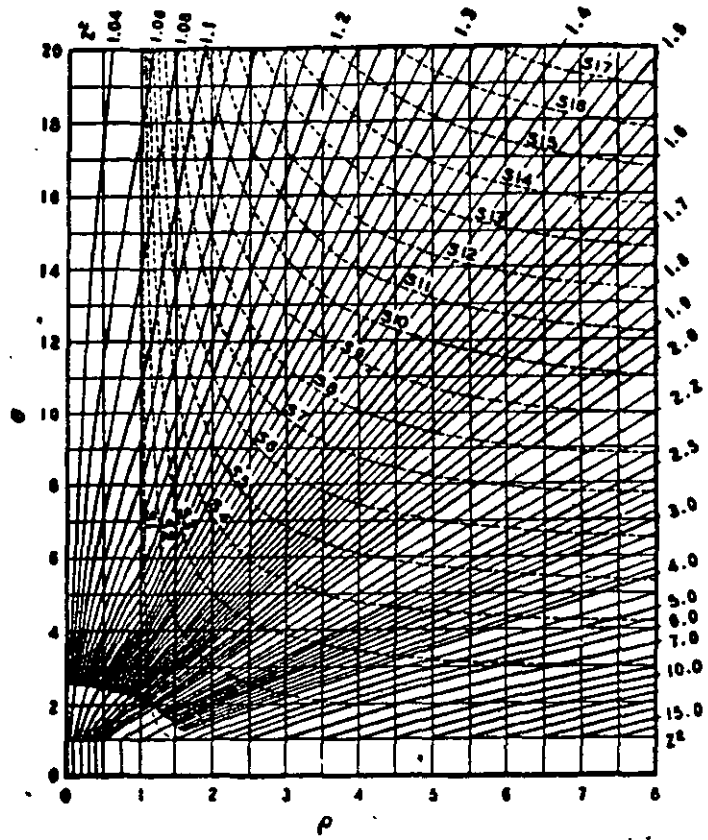


FIGURA 57. CARTAS DE ALLIEVI.- AUMENTO DE PRESION.

TOMADO DE: HIDRAULIC TRANSIENTS.- GEORGE R. RICH.

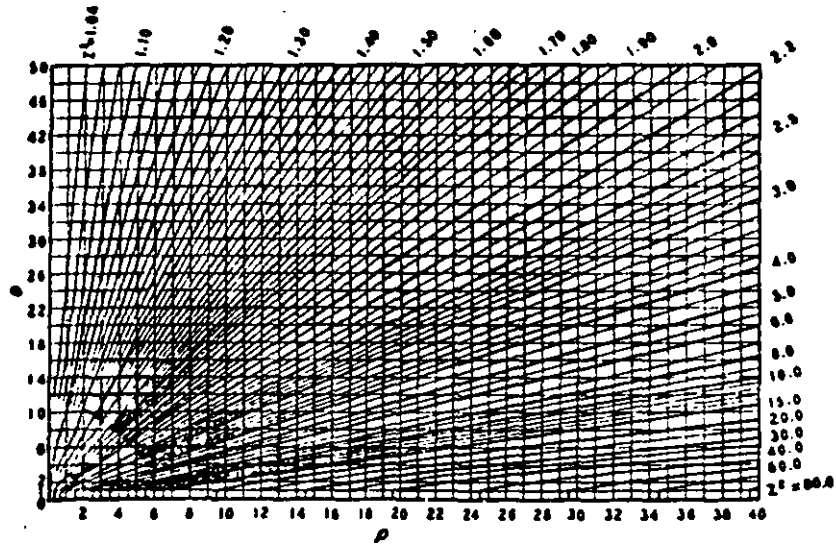


FIGURA 58. CARTAS DE ALLIEVI.- AUMENTO DE PRESION

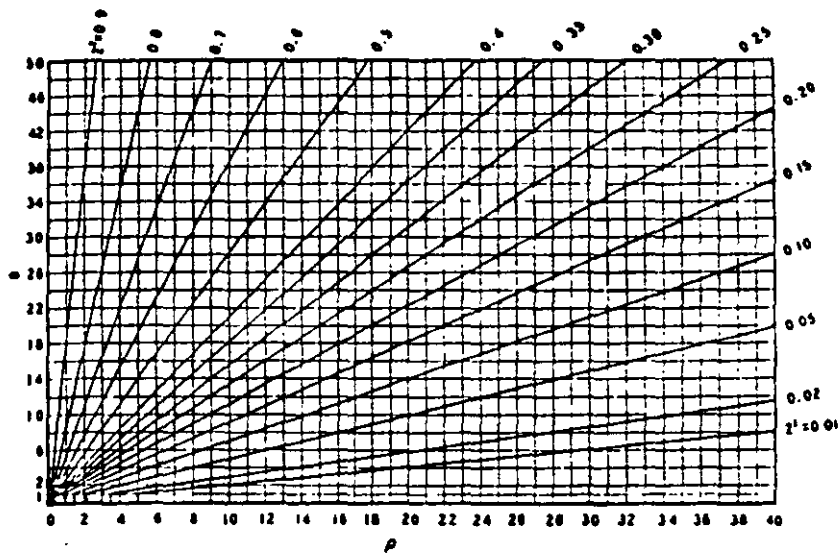


FIGURA 59. CARTAS DE ALLIEVI.- CAIDA DE PRESION.

TOMADO DE: HIDRAULIC TRANSIENTS.- GEORGE R. RICH.

n_1 y n_2 = velocidad de rotación

D_1 y D_2 = diámetro del rodete de la turbina

H_1 y H_2 = carga

Las ecuaciones anteriores son exactas para la mayoría de los casos, sin embargo, la suposición de que la eficiencia sea la misma para diferentes tamaños de máquinas hidráulicas no es correcta. Las diferencias en las pérdidas de fricción debida a la rugosidad de la superficie y la longitud de los conductos y ligeras variaciones en la similitud geométrica, requieren ajustar la eficiencia entre las máquinas hidráulicas aparentemente homólogas.

Las máquinas grandes tienen alta eficiencia.

La tendencia de la variación de la eficiencia máxima como función de la velocidad específica se ilustra en la figura 60. Los valores son valores óptimos aplicables a las grandes turbinas. Las pequeñas turbinas, por bueno que sea su proyecto, no deben esperarse cifras de eficiencia tan elevadas como las mostradas en la figura.

La razón que justifica esta diferencia entre las turbinas grandes y chicas es la que se refiere a las fugas relativas de gas.

En las turbinas grandes, las pérdidas por fuga son muy pequeñas, del orden del uno por ciento. En los rodetes pequeños, las holguras no pueden disminuirse en la misma proporción que en las demás dimensiones.

El efecto del tamaño sobre la eficiencia de una turbina es importante al transferir a los prototipos los resultados de los ensayos efectuados sobre modelos pequeños.

En las turbinas Francis y tipo Kaplan de álabes ajustables, la transferencia puede hacerse aplicando la fórmula de Moody.

$$(1 - e_2)/(1 - e_1) = (D/D_1)^{0.2}$$

Esta fórmula es aplicable sólo a las máquinas homólogas, como es natural. Tiene cierta base teórica y da resultados satisfactorios en la práctica.

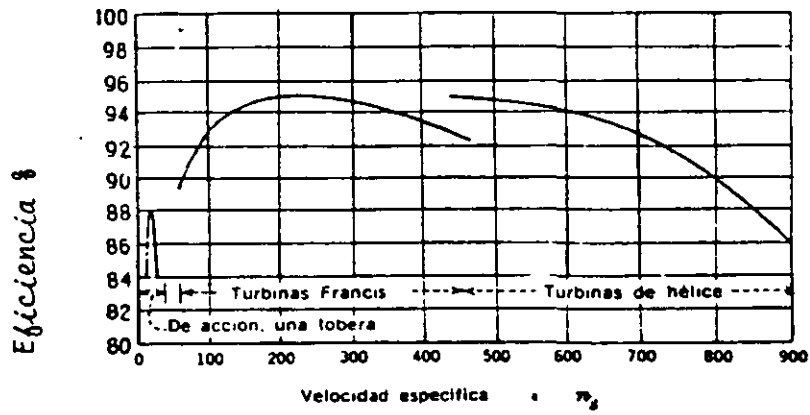


FIG. 60 - n_s en sistema métrico con potencia en C.V.

TOMADO DE: FLUID MECHANICS.- R.L. DAUGHERTY AND A.C. INGERSOLL. 1954.

La fórmula anterior no es aplicable a la turbina Pelton y se supone que la eficiencia de ésta es prácticamente independiente de su tamaño, dado que no puede hablarse en este caso de pérdidas por fugas.

RANGO PERMISIBLE DE CARGA.

La velocidad periférica a la entrada del rodete de una turbina en relación a la velocidad del agua en la carcaza afecta las características de la eficiencia y de la cavitación.

La amplitud permisible con respecto a la carga de diseño, a la cual su relación es óptima, ha sido encontrada a través de la experiencia como sigue, en porciento de la carga de diseño:

TIPO DE TURBINA.	CARGA MAXIMA (POR CIENTO)	CARGA MINIMA (POR CIENTO)
FRANCIS O DE REACCION	125	65
KAPLAN ALABES FIJOS	110	90
KAPLAN ALABES AJUSTABLES	125	65

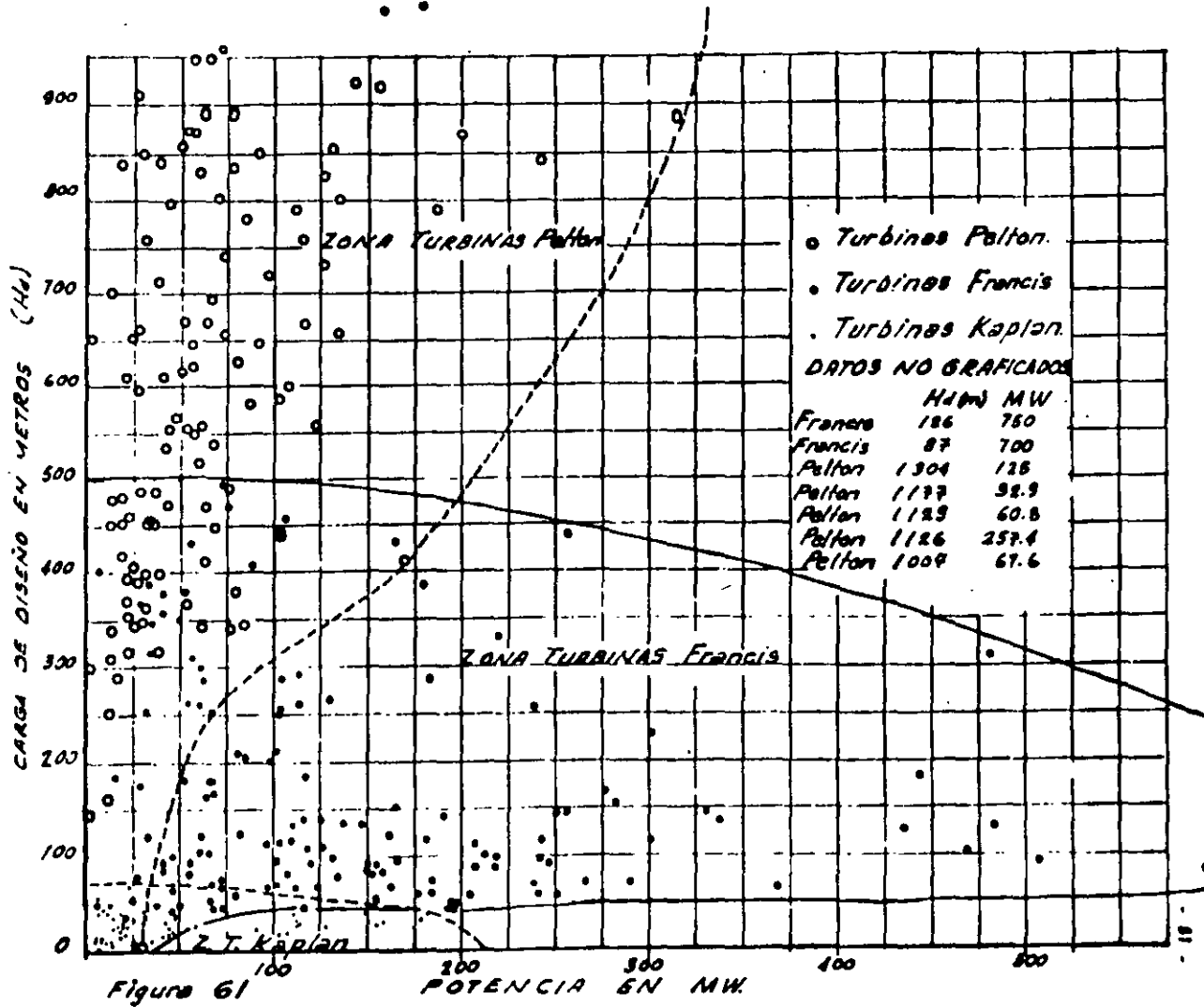
Carga máxima se define como; la carga bruta que resulta de la diferencia de elevaciones entre el máximo nivel en el embalse (NAMO, nivel de aguas máximo de operación) y el nivel en el desfogue, con una unidad operando al vacío (El gasto de descarga aproximadamente 5 por ciento del gasto máximo de descarga) en este caso las pérdidas de carga son despreciables.

Carga mínima, es la carga neta resultante de la diferencia en elevación entre el mínimo nivel del embalse (NAMINO, nivel de aguas mínimo de operación) y el nivel en el desfogue, menos las pérdidas de carga operando todas las turbinas con álabes totalmente abiertos.

DE FABRICANTES.

referencia de las turbinas hidráulicas construídas más recientemente en el mundo, se da una lista que abarca cerca de -
urbinas Francis, 170 turbinas Kaplan. y 140 turbinas Peltón
ando carga de diseño, potencia de diseño y velocidad de ro-
n, nombre de la planta donde estan instaladas así como el -
e del fabricante.

stos datos se construyó una gráfica mostrada en la figura -
que muestra los límites de Potencia y carga para cada tipo
rbina.



U R B I N A S FRANCIS -

Planta	No.	Tipo	Potencia KW	Carga	Velocidad r.p.m.	C l i e n t e
ntara	4	V	242.650	97	115.4	Hidroeléctrica Española
aña						
rdes 4 (7)	4	V	161.030	121	163.6	Hydro-Québec
adá						
couagan 5 (7)	8	V	165.445	151	180	Hydro-Québec
adá						
chill Falls (8)	6	V	483.090	313	200	Churchill Falls (Labrador) Co
adá						
eat II (9)	1	V	239.710	255	250	Electricité de France
ncia						
Solteira (10)	12	V	197.060	50	85.7	Centrais Eletricas de Sao Paulo S.A.
sil						
ra Bassa (6)	5	V	485.300	127	107	Gouvernement portugais Ministère des Provinces d'Outre-Mer
ambique						
r (11)	4	V	277.945	165	166.7	Khuzestan Water and Power Authority
n						
aussaz	2	V	81.620	207	333	Electricité de France
ncia						
phyton (11)	3	V	137.870	135	214	Public Power Corporation
cia						
eron (22)	2	V	126.500	113	187.5	Electricité de France
ncia						
rbondo (12)	8	V	185.300	62	100	Furnas-Centrais Eletricas S.A. Brasil
sil						
Simao (13)	6	V	290.920	72	94.7	Centrais Eletricas de Minas Gerais
sil						
Vermelha (14)	6	V	250.000	57	94.7	Centrais Eletricas de Sao Paulo
sil						
Solteira Extension (15)	4	V	197.060	50	85.7	Centrais Eletricas de Sao Paulo
sil						
2 bis (11)	4	V	177.940	60	107	Société Nationale d'Electricité du Zaïre
re						
rdes 2 (7)	3	V	156.030	83	128.5	Hydro-Québec
adá						
rande 2 (16)	8	V	338.465	137.15	133.	Société d'Energie de la Baie James
adá						
ile	1	V	133.000	79.5	143	Electricité de France
ncia						
ui (17)	8	V	369.000	67.6	80.8	Electronorte $\text{D}=610$
sil						
u (6) (36)	18	V	750.000	126		Itaipu Binacional $67A$
sil-Paraguay						
ruget	1	V	257.000	440	333	Electricité de France
ncia						
rande 4 (7)	9	V	300.000	117	128.6	Société d'Energie de la Baie James
adá						
ouagan S.P.A.						
nsion) (7)	4	V	250.000	146	180	Hydro-Québec
adá						
ba	1	V	130.000	98	171.4	Centrais Eletricas de Goias
il						

IAS FRANCIS

Planta	No.	Tipo	Potencia KW	Carga	Velocidad P.P.M.	Cliente
Avon	6	HD	5.000	50	300	Energie Electrique du Litoral Méditerranéen
Alcía	3	V	31.250	256	500	Société des Forces Motrices de la Truyère
Alcía (6)	2	V	40.440	95	214	Société des Forces Motrices de la Truyère
Alcía	1	V	41.180	87	214	Société Hydro-Electrique du Dauphiné
Alcía (2)	2	V	72.060	68	150	Compagnie Nationale du Rhône
Alcía (2)	3	V	98.530	71	150	Electricité de France
Alcía	2	V	55.075	93	187	Etibank Ankara
Alcía	3	V	52.940	380	600	Comisión Federal de Electricidad
Alcía	3	H	20.735	34	176	Damodar Valley Corporation
Alcía	3	H	29.485	174	360	National Power Corporation
Alcía	4	V	65.810	179	333	Unión Minière du Haut-Katanga
Alcía	2	V	35.515	318	600	Hidroeléctrica Española
Alcía	3	V	66.620	70	166	Hidroeléctrica do Douro
Alcía	4	V	130.880	267	277	Shawinigan Co
Alcía	2	V	61.765	122	250	Empresa Nacional de Electricidad
Alcía	2	V	33.460	388	750	Hidroeléctrica Moncabril
Alcía	4	V	82.905	125	214	Electricité de France
Alcía	6	V	125.000	139	187	Iberduero
Alcía	2	H	104.410	288	428	Société Electrique de l'Our
Alcía	3	V	47.060	64	188	Electricité de France
Alcía	4	V	80.150	62	136.5	E.N.H.E.R.
Alcía	2	V	61.985	300	428	Electricité de France
Alcía	2	V	113.970	290	300	Energo Invest
Alcía	4	V	205.150	110	163.8	Comisión Federal de Electricidad

URBINAS K A P L A N -

ant a	No .	Tipo	Potencia KW	carga m	Velocidad r. p. m.	C l i e n t e
)	6	K	4.120	13,0	214.	Société Lyonnaise des Forces Motrices du Rhône
Monteux	6	D	4.965	11,3	107	Energie Electrique de la Basse-Isère
Monteux (2)	1	K	5.515	11,3	107	Energie Electrique de la Basse-Isère
19)	3	K	14.855	9,5	75	Compagnie Nationale du Rhône
e	1	K	6.295	47,0	375	Société d'Electricite Loire et Nièvre
.....	1	K	5.255	13,0	214	Société Lyonnaise des Forces Motrices du Rhône
nne	2	K	14.855	25,5	187	Electricité de France
.....	3	K	6.690	6,0	65	Société Coopérative Liégeoise d'Electricité
.....	1	K	23.530	70,0	375	Electricité de France
do	2	K	13.790	35,1	300	Salto del Sil
sf-du-Rhône Henri-Pincaré	2	K	45.920	19,3	94	Compagnie Nationale du Rhône
vide	4	K	18.310	16,0	128	Usinas Electricas do Paranapanema
-Dourada	2	K	26.095	33,0	150	Centrais Electricas de Goias
.....	2	K	16.400	26,1	180	O.A.E.E. do Estado de Sao Paulo
aire-du-Rosier ...	3	K	13.235	11,5	107	Electricité de France
(2)	4	K	35.000	13,5	83	Electricité de France
.....	2	K	16.030	27,5	187	Electricité de France
o	1	K	22.210	26,0	167	Societa Idroelettrica Alto Liri
.....	1	K	5.345	43,6	428	Cia Sevillana de Electricidad
ato	1	K	5.110	53,4	428	Cia Sevillana de Electricidad

BINAS KAPLAN -

Planta	No.	Tipo	Potencia KW	carga m	Velocidad r.p.m.	Cliente
heim (2)	4	K	40.810	15,4	75	Electricité de France
iver Bed Station	2	K	12,685	49,5	250	Government of Mysore
.....	3	K	10.810	11,1	107	Electricité de France
s	2	K	17.650	23,0	200	Norsk Hydro
n	4	K	19.930	32,3	214	Unión Electrica Madrileña
2)	4	K	40.810	14,2	75	Electricité de France
ll (2)	1	K	48.970	35,8	150	Electricité de France
ille II (2)	1	K	48.970	35,8	150	Electricité de France
.....	1	K	18.900	42,0	250	Salto del Guadiana
.....	1	K	10.370	42,0	333	Salto del Guadiana
-sur-Durance (2).	2	K	19.850	18,6	125	Electricité de France
io	1	K	17.795	16	136	Salto del Sil S.A.
20)	3	K	45.590	22	150	Companha Portuguesa de Electricidade
o III	1	D	6.730	16	250	Société des Forces Hydro-Électriques de l'Est
(21)	2	K	43.600	28	150	Electricité de France
ong (22)	2	K	75.000	22	71,5	Techimport
.....	3	K	44.000	27	167	Energie Electricque de la Côte d'Ivoire
oire						
13)	3	K	112.000	32	88,2	Mendes Junior
.....	2	K	30.000	44,3	230,7	Electricité de France
imavera (36) ...	18	K	103.000	18	75	Centrais Eletricas de Sao Paulo
(36)	5	K	58.000	25	105	Eletronorte

INAS PELTON -

a n t a	No.	Tipo de Eje	n ú m e r o		Potencia KW	carga	Velo- cidad r. p. m.	C l i e n t e
			rueda	chi- flón				
.....	3	H	1	1	25.515	1.130	600	Société Hydroelectrique de Savoie
.....	3	H	1	2	30.150	850	600	Société Hydroelectrique de Savoie
(Ahrzéroutis)	2	V	1	4	34.030	361	375	Electricité et Gaz d'Algérie
rieux S1.....	2	H	1	2	43.015	840	250	O.N.E.R.A.
-Arve	4	H	2	2	23.160	355	428	Electricité de France
.....	2	H	2	1	80.150	1.224	428	Electricité de France
.....	4	H	2	2	77.210	740	428	Electricité de France
.....	2	H	2	1	33.090	756	600	Sociedad Productora de Fuerzas Motrices
timatt (1) ...	3	V	1	4	116.180	757	327	Aluminium Company of Canada
I (1)	4	V	1	4	67.210	694	450	Brazilian Traction
.....	1	H	2	2	29.410	346	300	Norge Vassdragvesenet
.....	1	V	1	4	19.045	480	600	Sociedad Productora de Fuerzas Motrices
.....	1	V	1	5	23.530	391	428	S.N.C.F.
ieux S2	1	H	4	2	44.850	796	950	O.N.E.R.A.
.....	1	H	2	1	72.800	962	428	Consortio Elettrico Buthier
.....	6	V	1	2	82.610	1.201	428	Electricité de France
.....	1	H	2	1	50.000	855	514	Taiwan Power Company
.....	4	V	1	4	76.840	490	300	Etat de Bombay
er	2	V	1	6	61.180	342	300	British Columbia Electric
III	2	V	1	4	44.855	553	450	Empresas Públicas de Medellín
.....	4	V	1	6	60.660	516	375	Comisión Federal de Electricidad
.....	3	H	2	2	41.180	534	500	Entrepise Publique d'Electricité

- Horizontal Shaft
Vertical shaft

S PELTON

Máquina	No.	Tipo de Eje	número		Pot. KW	Carga	Velocidad r.p.m.	C l i e n t e
			rue- da	chi- flón				
I	2	V	1	6	92.650	443	300	Government of Mysore
.....	2	V	1	5	37.720	399	428	Office National du Litani
.....	3	H	2	2	41.180	610	500	Lyse Krafwerke
.....	2	V	1	6	35.735	451	500	Hidroelectrica Portuguesa
.....	2	V	1	5	51.470	617	500	Electricité de France
.....	1	V	1	5	22.500	460	600	Electricité de France
II	6	V	1	6	104.410	440	300	Government of Mysore
.....	1	V	1	5	19.080	420	600	Azienda Generale dei Servizi Municipalizzati di Verona
.....	2	V	1	6	200.000	869	375	Electricité de France
.....	2	V	1	4	54.780	875	600	Fuerzas Eléctricas de Cataluña
.....	3	V	1	4	26.985	912	1.000	Electricas Reunidas de Zaragoza
.....	1	V	1	6	68.090	446	333	Madras State Electricity Board
.....	3	V	1	5	70.590	803	600	Electricité de France
.....	3	V	1	6	187.500	788	375	Industrial Export
.....	2	V	1	6	27.575	391	500	S.N.C.F.
III (3)	2	V	1	6	104.410	440	300	Government of Mysore
.....	3	V	1	6	134.410	660	375	Kerala Electricity Board
.....	1	V	1	6	38.383	318	375	Electricité de France
.....	2	V	1	4	56.765	548	428	Ceylon Electricity Board
.....	1	V	1	6	131.250	857	500	Electricité de France
.....	1	V	1	5	37.720	399	428	Office National du Litani
.....	2	V	1	6	37.795	456	514	Instituto Ecuatoriano de Electrificación
.....	1	H	1	2	34.000	1.247	750	Electricité de France
.....	3	V	1	5	51.000	670	600	Electroperú
.....	4	V	1	5	157.000	918	428	Electricité de France
.....	3	V	1	5	25.500	345	450	Electroperú
.....	1	V	1	5	156.000	1186	500	Electricité de France

5.- EJEMPLOS NUMERICOS.

DISEÑO DE UNA TURBINA FRANCIS

- Datos hidroenergéticos del aprovechamiento.

Principales elevaciones y niveles.

Elevación corona de la cortina		230.00 msnm.
Elevación NAME	240	227.00 msnm.
Elevación NAMO	30 225	217.00 msnm.
Elevación NAMINO	30 200	196.00 msnm.
Nivel medio en el desfogue (Qa)	40 70	68.30 msnm.
Nivel en el desfogue trabajando todas las unidades $Q=900 \text{ m}^3/\text{s}$ <i>MAX</i>	75 65	72.00 msnm.
Nivel más frecuente en el embalse		204.60 msnm.

Principales capacidades del almacenamiento

Capacidad al NAME	6 500 x 10 ⁶ m ³
Capacidad al NAMO	5 600 x 10 ⁶ m ³
Capacidad al NAMINO	3 600 x 10 ⁶ m ³
Capacidad útil	2 000 x 10 ⁶ m ³
Capacidad para regulación de avenidas	900 x 10 ⁶ m ³
Capacidad muerta	3 600 x 10 ⁶ m ³

Características.

Escurrimiento medio anual	7 363 x 10 ⁶ m ³
Escurrimiento medio anual aprovechado	7 069 x 10 ⁶ m ³
Volumen medio anual aprovechado	224.76 m ³ /s
Porcentaje de aprovechamiento de los escurrimientos	96
Reserva media anual	256 x 10 ⁶ m ³
Aportación media anual	38 x 10 ⁶ m ³
Generación media anual	2 254 GWh
Coeficiente de planta	0.17
Potencia total instalada	1 030 MW
Carga bruta media	136.32 m.
Pérdidas de carga en la conducción	2.0 m.

Handwritten notes:
 $\eta_g = 90\%$
 $\eta_m = 90\%$
 $\eta_e = 90\%$
 $h_{P3-4} = 0.12 \text{ U}_{3/2}$

2.- Potencia Media, Potencia Instalada, Número de Unidades y Potencia por Turbina.

La potencia media disponible en los bornes de los transformadores es:

$$\text{Potencia media} = \frac{\text{Generación media anual}}{\text{Número de horas del año}}$$

$$\text{Potencia media} = \frac{2\ 254}{8\ 760} = 257.3 \text{ MW}$$

La potencia instalada en la planta, es la potencia nominal total en generadores.

$$\text{Potencia instalada} = \frac{\text{Potencia media}}{\text{Factor de planta}}$$

$$\text{Potencia instalada} = \frac{257.3}{0.25} = 1\ 030 \text{ MW}$$

Se dice que en la planta hidroeléctrica se instalarán 1 030 MW.

Como la planta hidroeléctrica se diseñará para que opere como planta de pico, en la que se requiere entregue al sistema potencia en lugar de generación; se consideran cuatro unidades turbogeneradoras, cada una con su obra de toma y conducción a presión.

La potencia de cada turbina considerando la eficiencia del generador de 0.98 es; con $K = 1$;

$$P_{\text{turbina}} = \frac{1\ 030}{4 \times 0.98} = 262.76 \text{ MW}$$

$$C.I_{\text{real}} = P_t \times N.U.$$

$$P_{\text{turbina}} = 263 \text{ MW}$$

La diferencia de elevaciones entre el nivel medio y el nivel en el desfogue es:

$$204.6 - 68.3 = 136.3 \text{ m.}$$

Tomando en cuenta las pérdidas de energía en la conducción.

(2 metros); la carga neta de diseño será:

$$H_d = 136.3 - 2 = 134.3 \text{ m.}$$

considera que $H_d = 134$ m. considerando una eficiencia de la carga de 89%, el gasto de diseño es:

$$Q_d = \frac{236\,000 \times 75 \times 1.3592}{1000 \times 134 \times 0.89} = 225 \text{ m}^3/\text{s}$$

Tipo de turbina

Los parámetros para definir el tipo de turbina son la carga de diseño y el gasto de diseño;

$H_d = 134$ m y $Q_d = 225 \text{ m}^3/\text{s}$ entrando con estos valores en la gráfica o figura 1, se observa que el tipo de turbina es Francis; de igual manera con los parámetros P_d y H_d en la figura 61 se observa que cae dentro del rango de turbinas Francis.

Características de las Unidades Seleccionadas.

Velocidad específica.

El rango de la velocidad específica (n'_s) de nuestro problema es:

$$n'_s = 3\,470 \times H_d^{-0.625}$$

$$n'_s = 3\,470 \times 134^{-0.625}$$

$$n'_s = 162.51$$

Como este rango de velocidad específica corresponde un valor de la velocidad de rotación de:

$$n = n'_s H_d^{1.25} \quad (\text{KW})^{-0.5}$$

$$n = 162.51 \times 134^{1.25} (263\,000)^{-0.5}$$

$$n = 144.47 \text{ rpm}$$

Velocidad sincrónica de rotación

$$n = \frac{120 \times \text{frecuencia}}{\text{número de polos del generador}}$$

$$\text{polos} = \frac{120 \times 60}{144.47} = 49.8$$

Para decidir el número de polos adecuados éste debe ser el más cercano a cuatro, en este caso puede ser 48 ó 52, aquí se debe hacer una revisión de la variación de carga hidráulica.

sión de la variación de carga hidráulica sobre la turbina.

$$H_{\min} = 196 - 72 - 2 = 122 \text{ m.}$$

onde:

$$l_{\text{mínimo de operación}} = 196.00 \text{ msnm.}$$

$$l_{\text{de desfogue descargando todas las unidades}} (Q = 846 \text{ m}^3/\text{s}) = 196.00 \text{ msnm.}$$

$$l_{\text{de desfogue}} = 2 \text{ m.}$$

$$\frac{n}{n_d} = \frac{122}{134} = 0.91; \quad H_{\min} = 91\% H_d.$$

a máxima sobre la turbina

$$l_{\text{máximo de operación}} = 217.00 \text{ msnm.}$$

$$l_{\text{de desfogue trabajando una unidad}} (Q = 1.06 Q_d = 238.0 \text{ m}^3/\text{s}) = 217.00 \text{ m}$$

(1.06) tomado aprox. de las curvas características

$$\frac{l_{\text{máx}}}{H_d} = \frac{217}{134} = 1.09; \quad H_{\text{máx}} = 109\% H_d$$

la variación de las cargas sobre la turbina excede el 10% mandará la velocidad de rotación más baja. (Número de polos generador es de 52).

$$n = \frac{7200}{52} = 138.46 \text{ rpm.}$$

velocidad específica de la turbina es:

$$n_s = 138.46 (263000)^{0.5} \times 134^{-1.25}$$

$$n_s = 155.75 \quad \text{unidades (KW)}$$

$$n_s = 181.00 \quad \text{unidades (C.V.)}$$

funcionamiento de la Turbina.

para carga mínima; $H_{\min} = 0.91 H_d$, ver las figuras 9 y 10

$$n_s = 155.75$$

$$l_{\text{ot. mín}} = 0.86 P_d \quad (\text{Con álabes totalmente abiertos})$$

$$l_{\text{mín}} = 0.94 Q_d$$

$$x = 0.894$$

$$H_{\text{mín}} = 0.91 \times 134 = 121.9 \text{ m} = 122 \text{ m.}$$

$$P_{\text{ot. mín}} = 0.86 \times 263 = 226.2 \text{ MW}$$

$$Q_{\text{mín}} = 0.94 \times 225 = 211.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$.mín. = \frac{1000 \times 211.5 \times 122 \times 0.894}{75 \times 1.3596 \times 1000} = 226.2 \text{ MW}$$

iga máxima .

$$c = 1.09 \text{ Hd}$$

$$c = 1.09 \times 134 = 146.0 \text{ m.}$$

nismas figuras:

$$.máx. = 1.14 \text{ Pd} \quad \text{Pot. máx.} = 299.8 \text{ MW}$$

$$c. = 1.058 \text{ Qd} \quad \text{Qmáx.} = 238 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$et = 0.877$$

$$.máx. = \frac{1000 \times 146 \times 238 \times 0.877}{75 \times 1.3596 \times 1000} = 298.8 \text{ MW}$$

IMEN DEL FUNCIONAMIENTO

eta	Capacidad (MW)	Gasto (m ³ /s)	Efci. (%)	Apertura álabes (%)	H/ Hd. (%)
1	263	225	89	100	100
2	298.8	238	87.7	100	109
3	226.2	211.5	89.4	100	91

PRINCIPALES DIMENSIONES. (en metros) Tamaño del Rodete:
coeficiente de velocidad periférica.

$$0.31 + 2.5 \times 10^{-3} n_d \quad n_d = 155.75$$

$$0.6994$$

radio de descarga (D₃)

$$= 84.5 \phi \sqrt{Hd} / n$$

$$= 84.5 \times 0.6994 \sqrt{134} / 138.46 ; \quad D_3 = 4.95 \text{ m}$$

dimensiones:

$$D_3 = 1 / (0.96 + 0.00038 \times 155.75) = 0.9812 \quad D_2 = 4.85$$

$$D_3 = 0.4 + 94.5 / 155.75 = 1.0067 \quad D_1 = 5.00$$

$$D_3 = 0.094 + 0.00025 \times 155.75 = .1329 \quad M = 0.65$$

$$D_3 = 1 / (3.16 - 0.0013 \times 155.75) = 0.3381 \quad H_2 = 1.70$$

o de la carcaza.

$= 1.2 - 19.56/155.75 = 1.0744$	A = 5.30
$= 1.1 + 54.8/155.75 = 1.4519$	B = 7.20
$= 1.32 + 49.25/155.75 = 1.6362$	C = 8.10
$= 1.50 + 48.8/155.75 = 1.8133$	D = 9.00
$= 0.98 + 63.6/155.75 = 1.3883$	E = 6.90
$= 1 + 131.4/155.75 = 1.8437$	F = 9.15
$= 0.89 + 96.5/155.75 = 1.5096$	G = 7.50
$= 0.79 + 81.75/155.75 = 1.3149$	H = 6.50
$= 0.1 + 0.00065 \times 155.75 = 0.2012$	I = 1.00
$= 0.88 + 0.00049 \times 155.75 = 0.9563$	L = 4.70
$= 0.6 + 0.000015 \times 155.75 = 0.6023$	M = 3.00

o del tubo de aspiración.

$= 1.54 + 203.5/155.75 = 2.8466$	N = 14.10
$= 0.83 + 140.7/155.75 = 1.7334$	Q = 8.60
$= 1.37 - 0.00056 \times 155.75 = 1.2829$	P = 6.35
$= 0.58 + 22.6/155.75 = 0.7251$	Q = 3.60
$= 1.6 - 0.0013/155.75 = 1.60$	R = 7.90
$= 155.75 / (-9.28 + 0.25 \times 155.75) = 5.2516;$	S = 26.00
$= 1.50 + 0.00019 \times 155.75 = 1.5296$	T = 7.60
$= 0.51 + 0.0007 \times 155.75 = 0.6190$	U = 3.05
$= 1.10 + 53.7/155.75 = 1.4448$	V = 7.15
$= 2.63 + 33.8/155.75 = 2.8470$	Z = 14.10

altura de aspiración.

$$= H_s + H_2$$

$$s = h_b - h_v - \sigma H$$

α altitud en el desfogue = 68 msnm.

β = 10.27m (altura barométrica)

γ temperatura del agua se considera 22°C y por lo tanto

0.273 m.

o del coeficiente de cavitación de Thoma.

$$= 7.54 \times 10^{-5} \times (155.75)^{1.41} = 0.0930$$

visión de la altura de succión para Hd (en este caso Hd=Hr)

$$= 10.269 - 0.273 - 0.093 \times 134 = - 2.47 \text{ m.}$$

$$= - 2.47 + 1.60 = - 0.87$$

ev. eje distribuidor = Elev 68.3 - 0.87 = 67.43 msnm.

visión de la altura de succión para Hmáx.

$$= 10.269 - 0.273 - 0.093 \times 146 = - 3.58 \text{ m.}$$

ev. eje distribuidor = Elev. 69.0 - 3.58 + 1.60 = 67.02 msnm

sidera la elevación del eje del distribuidor a la elevación msnm.

gulación de la Turbina

visión para potencia de diseño en este caso es igual a la ia nominal.

ercia de las masas rodantes (Tiempo de arranque mecánico).

NERADOR

Potencia nominal: 257.5 MW

Capacidad: 271.1 KV.a.

Factor de potencia: 0.95

$$^2 \text{ generador} = 15\ 970 \left(\frac{271\ 053}{(138.46)^{1.5}} \right)^{1.25}$$

$$^2 \text{ generador} = 9\ 542\ 004 \text{ Kg-m}^2$$

$$^2 \text{ turbina} = 1\ 446 \left(\frac{263\ 000}{(138.46)^{1.5}} \right)^{1.25}$$

$$^2 \text{ turbina} = 832\ 013 \text{ Kg-m}^2$$

$$^2 \text{ total} = 10\ 374\ 017 \text{ Kg-m}^2$$

rcia de las masas rodantes es:

$$= 10\ 374\ 017 \times (138.46)^2 / 90.4 \times 10^6 \times 263$$

$$= 8.37 \text{ seg.}$$

a de la tubería (Tiempo necesario para poner en movimiento a de agua contenida en los conductos.

$$= \sum l_i V_i / g H$$

= Hd (para la revisión)

geometría de la conducción

	V (m/s)	A (m ²)	LV	LA
6	6.9	36.98	100.74	539.91
96	5.07	50.27	506.80	5 024.99
0	5.75	44.37	46.00	354.96
6	6.63	38.48	421.66	2 447.33
16			<u>1 075.2</u>	<u>8 367.19</u>

6ogue.

	2.97	85.8	237.6	6 846.0
16			<u>1 312.8</u>	<u>15 231.19</u>

L= Longitud del tramo considerado.

A= Area transversal de la sección.

V= Velocidad media para Q considerado.

$$T_a = 1\,312.8 / 9.81 \times 134 = 0.9987 \text{ seg.}$$

$$T_a = 1 \text{ seg.}$$

razón $T_m/T_a = 8.37 > 2$, se establece que existe buena regulación de la unidad.

izando las curvas de límite de estabilidad propuesta por Gordon,

$$T'a = 1\,075.2 / 9.81 \times 134 = 0.82 \text{ sea.}$$

$$T_g = T_c + 1 \text{ (Tiempo de apertura de álabes)}$$

Tc	Tg	Tm/Tg	T'a/Tc.
4	5	1.68	0.21
6	7	1.20	0.14
8	9	0.93	0.10
10	11	0.76	0.08
12	13	0.65	0.07

valores (T_m/T_g) y $(T'a/T_c)$ se grafican sobre las curvas de estabilidad de Gordon.

sión de la sobrevelocidad para diferentes tiempos de cie-

A

$$\frac{\Delta n}{n} = \left(\frac{T_c + T_m + T_a}{T_m} \right)^{0.5} - 1$$

Tc	$\Delta n/n$	$\Delta n\%$
4	0.263	26.3
6	0.354	35.4
8	0.439	43.9
10	0.520	52.0
12	0.596	59.6

Revisión de la sobre presión producida por el golpe de ariete en diferentes tiempos de cierre, utilizando las cartas de Inzo Allievi

$$\theta = aT_c / L$$

$$\rho = aV_0 / 2 g H_0$$

$$a = 1400 \text{ m/s.}$$

$$V_0 = \left(\frac{Q L_i V_i}{L_i A_i} \right)^{0.5} \text{ (Vel. equivalente)}$$

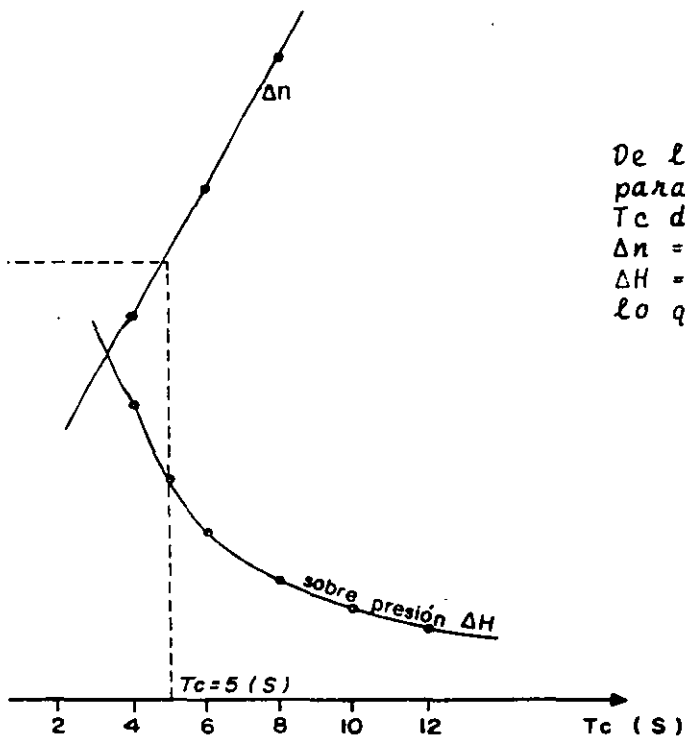
$$V_0 = \left(\frac{225 \times 1075.2}{8367.19} \right)^{0.5} = 5.38 \text{ m/s.}$$

$$\rho = 1400 \times 5.38 / 19.62 \times 148 = 2.59$$

La revisión se realiza para la condición más desfavorable, decir para $H_{m\acute{a}x}$ sobre la turbina.

$$H_0 = \text{Elev } 127.00 - 2 - 67 = 148 \text{ m.}$$

Tc	θ	$Z^2_{m\acute{a}x.}$	AH%
4	15.0	1.20	20
5	18.8	1.15	15
6	22.7	1.12	12
8	30.1	1.09	9
10	37.6	1.07	7
12	45.1	1.05	5

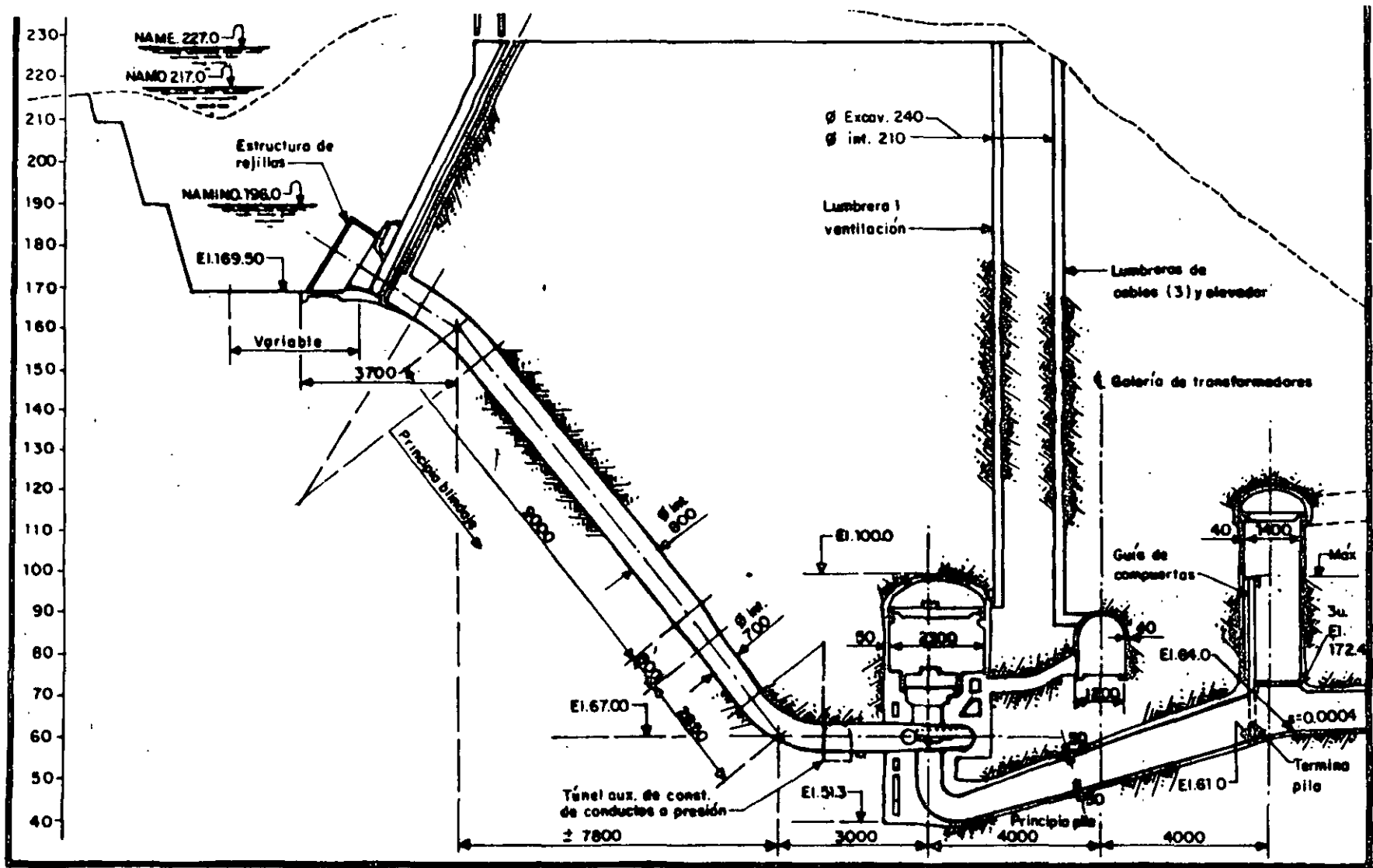


De la figura se observa que para un tiempo de cierre T_c de 5 seg. se tiene una $\Delta n = 30\% n$ y $\Delta H = 15\% H_{\text{máx}}$ lo que es aceptable.

elocidad de desboque.

$$b/n = (1.52 + 1.52 \times 10^{-3} \times 155.75) = 243.69$$

$$n_f = 243.69 \text{ rpm.}$$



$$Qd = 225 \text{ m}^3/\text{s}$$

ULO DE LAS PERDIDAS DE CARGA EN LA CONDUCCION

Por rejillas.

$$A_n = 220 \text{ m}^2 \quad A_c = 0.7854 \times 8^2 = 50.2656$$

$$V_n = (50.2656 / 220) V$$

V = velocidad en el conducto de 8 m de diámetro

$$K_n = 1.45 - 0.45 (0.75) - (0.75)^2 = 0.55$$

$$h_n = 0.55 (0.2285)^2 V^2 / 2g = 0.0015 V^2 \\ = 0.60 \text{ m}$$

$$A = 50.2656 \text{ m}^2 \\ V = 4.47 \text{ m/s} \\ V^2 = 20.03 \text{ m}^2/\text{s} \\ V^2/2g = 1.021 \text{ m}$$

Por entrada.

$$h_e = 0.10 V^2 / 2g = 0.0051 V^2$$

Por ranuras para compuertas (2 ranuras)

$$h_{r.o} = 0.15 \times 2 V^2 / 2g = 0.0153 V^2$$

Por cambio de dirección

$$h_c = 0.25 (21.8 / 90)^{0.5} V^2 / 2g = 0.0063 V^2$$

Cambio de dirección con cambio de sección

$$h_c = 0.25 (52.75 / 90)^{0.5} (50.2656 / 36.98)^2 V^2 / 2g \\ h_c = 0.0180 V^2$$

Por transición de rectangular a circular

$$h_t = 0.10 V^2 / 2g = 0.0051 V^2$$

Por cambio de área, de 8 m de diámetro a 7 m, en una longitud de 8 m.

$$\tan (\theta / 2) = 0.5 / 8 = 0.0625$$

$$\theta = 3.57^\circ ; \quad K = 0.06 ; \quad A_7 = 38.48 \text{ m}^2$$

$$V_7 = 50.2656 / 38.48 \text{ V}$$

$$h_s = 0.06 (50.2656 / 38.48)^2 V^2 / 2g = 0.0052 V^2$$

Por fricción en el conducto rectangular de 8.6x8.6 m.

$$\tau = 0.012 ; \quad L = 14.6 \text{ m}$$

$$A = 4.3 \times 8.6 = 36.98 \text{ m}^2 ; \quad P = 25.80 \text{ m}$$

$$\tau^{2/3} = 1.2713$$

$$f_L = (50.2656 / 36.98 \times 2) V = 0.6796 V$$

$$h_f = (0.012 \times 0.6796 \text{ V} / 1.2713)^2 14.60 = 0.0006 \text{ V}^2$$

Por fricción en el conducto de 8 m de diámetro

$$L = 90 + LC - ST$$

$$L = 90 + 20.17 - 10.21 = 99.96 \text{ m}$$

$$\text{Angulo} = 21^\circ 48'$$

$$h_f = (0.012 / 1.5874)^2 99.96 \text{ V}^2 = 0.0057 \text{ V}^2$$

Por fricción en la reducción

$$K_7 = 1.75 ; L = 8 \text{ m}$$

$$h_f = (0.012 \times 50.2656 / 1.5198 \times 38.4846)^2 8 \text{ V}^2$$

$$h_f = 0.0009 \text{ V}^2$$

Por fricción en el conducto de 7 m de diámetro

$$L = 63.6 \text{ m}$$

$$h_f = (0.012 \times 50.2656 / 1.4522 \times 38.4846)^2 63.6 \text{ V}^2$$

$$h_f = 0.0074 \text{ V}^2$$

Por fricción en el tubo de succión

$$L = 72.1 \text{ m}$$

$$A_1 = 4.6 \times 5.5 = 25.3 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 11 \times 5.5 = 60.5$$

$$A_m = 42.90 \text{ m}^2$$

$$R_m^{2/3} = 1.3299$$

$$h_f = (0.012 \times 50.2656 / 1.3299 \times 2 \times 42.9)^2 72.1 \text{ V}^2$$

$$h_f = -0.0020 \text{ V}^2$$

$$h_{\text{pérdidas}} = 0.0731 \text{ V}^2$$

EMPLO DE DISEÑO DE UNA TURBINA PELTON

- Niveles principales:
 - Nivel máximo de operación 1 465 msnm.
 - Nivel mínimo de operación 1 460 msnm.
 - Nivel medio en el desfogue 928 msnm.
 - Nivel de aguas máximas en el desfogue 936.5 msnm.
- Datos energéticos.
 - Generación media anual 747.16 GWh
 - Factor de planta 0.30
 - Frecuencia de la corriente 60 cps
 - Gasto medio aprovechado 20.16 m³/s

instalarán tres turbinas, con seis chiflones cada una, tomas dependientes.

- Potencia media instalada
 - $P_m = 747.16 \times 10^6 / 8760 = 85292 \text{ Kw}$
 - $P_{\text{instalada}} = 85292 / 0.30 = 284306.7 \text{ KW}$

- Potencia por unidad.
 - $P_{\text{generador}} = 284306.7 / 3 = 94768.9 \text{ KW}$

Considerando $K=1$, la potencia de la turbina es;

$$P_{\text{turbina}} = 94768.9 / 0.98 = 96702.7$$
$$P_t = 96703 \text{ KW}$$

La carga neta aproximada sobre la turbina es;

$$H_d = \text{Elev. } 1465 - \text{Elev. } 936.5 - H_s - \text{pérdidas de carga}$$

$$H_s = 4 \text{ m (distancia entre el eje de la rueda y el nivel máximo en el desfogue)}$$

$$h_p = 6.75 \text{ m (supuesto)}$$

$$H_d = 517.75 \text{ m}$$

El gasto de diseño de la turbina es:

$$Q = 96703 \times 75 \times 1.3595 / 517.75 \times 0.85 \times 1000 = 22.4 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Características principales de las unidades.

Velocidad específica de tanteo;

$$n'_{sj} = 85.49 \times 517.75^{-0.243}$$

$$n'_{sj} = 18.72$$

Velocidad de rotación aproximada.

$$18.72 (517.75)^{1.25} / (96.703/6)^{0.5} = 364.18 \text{ rpm}$$

$$n. \text{ polos del generador} = 120 \times 60 / 364.18 = 19.77$$

Núm. de polos gen. = 20 (múltiplo de 4) la velocidad de rotación es;

$$7200 / 20 = 360 \text{ rpm.}$$

La velocidad específica para diseño de la turbina es;

$$j = 360 \left(\frac{96.703}{6} \right)^{0.5} (517.75)^{-1.25} = 18.50$$

Dimensiones principales.

Coefficiente de velocidad periférica;

$$0.5445 - 0.0039 \times 18.50 = 0.4724$$

Diámetro de la rueda

$$= 84.5 \times 0.4724 (517.75)^{0.5} / 360 = 2.52 \quad D_2 = 2.50 \text{ m}$$

Diámetro del chorro

$$d_2 = 18.50 / (250.74 - 1.79 \times 18.5) = 0.0850$$

$$= 0.20 \text{ m.}; \quad D_2 / d = 12.5$$

Diámetro D_3

$$D_3 / D_2 = 1.028 + 0.0137 \times 18.50 = 1.2815; \quad D_3 = 3.20 \text{ m}$$

Dimensiones H_1 y H_2 de los cucharones;

$$= 3.20 (0.2)^{0.96} = 0.70 \text{ m}$$

$$= 3.23 (0.2)^{1.02} = 0.60 \text{ m}$$

Dimensiones de la caja

$$0.78 + 2.06 \times 3.20 = 7.40 \text{ m}$$

$$0.196 + 0.376 \times 3.20 = 1.40 \text{ m}$$

$$1.09 + 0.71 \times 7.40 = 6.35 \text{ m}$$

$$0.62 + 0.513 \times 7.40 = 4.40 \text{ m}$$

$$1.28 + 0.37 \times 7.40 = 4.00 \text{ m}$$

Dimensiones del distribuidor (carcaza)

$$B = 0.595 + 0.694 \times 7.40 = 5.70 \text{ m}$$

$$C = 0.362 + 0.68 \times 7.40 = 5.40 \text{ m}$$

$$D = -0.219 + 0.70 \times 7.40 = 5.00 \text{ m}$$

$$E = 0.43 + 0.70 \times 7.40 = 5.60 \text{ m}$$

Revisión de las pérdidas de carga en la tubería.

1.- Por rejillas (h_r)

$$K = 1.45 - 0.45 (A_n / A_b) - (A_n / A_b)^2$$

$$A_n / A_b = 0.75$$

$$K = 0.55 ; \quad V_r = 1.00 \text{ m/s}$$

$$h_r = 0.55 (1)^2 / 19.62 = 0.03 \text{ m}$$

2.- Por entrada (h_e)

$$A_c = 4.52 \text{ m}^2 ; \quad V_c = 22.4 / 4.52 = 4.95 \text{ m/s} ; \quad V_c^2 / 2g = 1.2489 \text{ m}$$

$$K_e = 0.10$$

$$h_e = 0.10 \times 1.2489 = 0.12 \text{ m}$$

3.- Por fricción (h_f)

$$h_f = 0.011 \times 4.95 / (0.7114)^2 \times 930 = 5.45 \text{ m}$$

4.- Por deflexión vertical (h_d)

$$h_{d1} = 0.25 (45 / 90)^{0.5} \times 1.2489 = 0.22 \text{ m}$$

$$h_{d2} = 0.22 \text{ m}$$

5.- Por válvula (h_v)

$$h_v = 0.08 \times 1.2489 = 0.10 \text{ m}$$

6.- Por el distribuidor (seis ramas) (h_{rep})

$$h_{rep} = 0.50 \times 1.2489 = 0.63$$

$$h_{p\acute{e}rdidas} = 6.77 \text{ m} ; \quad H_d = 517.73 \text{ aproximadamente igual a la supuesta.}$$

gulación de la turbina.

inercia de la tubería es:

$$= 930 \times 4.95 / 9.81 \times 517.75 = 0.91 \text{ s}$$

tiempo de arranque de las partes móviles de la turbina el generador, deberá ser mayor de 1.8 s.

T_m s	WR^2 requerido
1.80	122 489
2	136 096
4	276 192
5	340 240
6	408 289
8	544 384

momento volante del generador es:

$$^2 = 15\ 970 (96\ 700 / 360^{1.5})^{1.25} = 438\ 552$$

apreciando el WR^2 de la turbina, se puede adoptar un
= 6 segundos.

B I B L I O G R A F I A

- 1.- SELECTING HIDRAULIC REACTION TURBINES.-
U.S.B.R.- 1976
- 2.- WATER POWER AND DAM CONSTRUCTION.-
REVISTA, AGOSTO 1976, DICIEMBRE 1977,
ENERO 1978, DICIEMBRE 1978.
- 3.- APPLIED HYDRAULIC TRANSIENTS.- M.H.
CHAUDRRY PhD.- 1979
- 4.- HYDRAULIC TRANSIENTS.- GEORGE R. RICH.
- 5.- FLUID MECHANICS.- R.L. DAUGHERTY AND A.C.
INGERSOLL. 1954
- 6.- WATER POWER DEVELOPMENT.-
E. MOSONYI - (TOMO 1 y 2)
- 7.- DIVERSA DOCUMENTACION PROPORCIONADA POR LOS
FABRICANTES DE TURBINAS HIDRAULICAS Y GENERA
DORES.