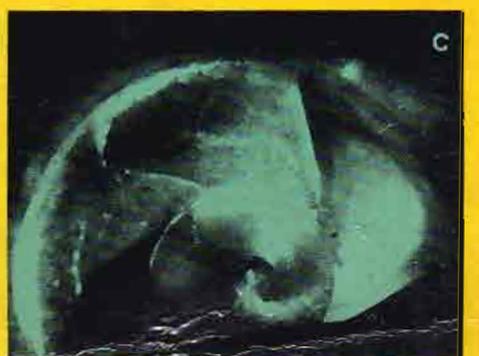


TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS

MANUEL POLO ENCINAS



La obra **TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS** (o turbomáquinas de fluido incompresible) trata de dar al estudiante o al ingeniero no especializado los fundamentos teóricos y prácticos sobre la operación de las máquinas hidráulicas rotativas.

El autor empieza señalando los principios de la dinámica de fluidos en una turbomáquina para describir después las distintas máquinas que se encargan de la transferencia de energía: primero, de rotor a fluido (bombas); luego, de fluido a rotor (turbinas); después, de rotor a rotor a través de un fluido (acoplamiento fluido). Por último, hace hincapié en las fuentes naturales de energía y su utilización por medio de turbinas, analizando detenidamente las variables que determinan un buen rendimiento y operación.

Por su contenido y sus valores didácticos, la obra está destinada a los estudiantes de ingeniería a nivel de licenciatura y a los cursos que se imparten en las carreras de ingeniería bajo distintas acepciones, tales como Mecánica de Fluidos, Turbomaquinaria y Máquinas Hidráulicas. Sin embargo, es también recomendable como libro de consulta para ingenieros de operación y mantenimiento.

TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS
Principios fundamentales



TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS

Principios fundamentales

Ing. MANUEL POLO ENCINAS, M. C.,
Profesor de la materia en el ITESM



EDITORIAL LIMUSA
MEXICO 1976

Todos los derechos reservados:

© 1975, EDITORIAL LIMUSA, S. A.
Arcos de Belén 75, México 1, D. F.
Miembro de la Cámara Nacional de la
Industria Editorial. Registro Núm. 121

Primera edición: 1975

Primera reimpresión: 1976

Impreso en México

(2019)

Prólogo

En casi la totalidad de los procesos industriales de conversión de energía, un fluido está siempre en juego, cediendo o tomando energía de un sistema mecánico. Conocer las máquinas capaces de realizar esta conversión, es saber cómo se puede disponer de las fuentes energéticas naturales y cómo se puede manejar la energía en sus diversas aplicaciones.

Este curso de TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS, cuyo contenido corresponde al que se imparte en el Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, trata de dar al estudiante o al ingeniero no especializado, las bases fundamentales sobre la teoría y características de operación de las máquinas hidráulicas rotativas que se emplean hoy día en la transferencia de energía entre el agua y un rotor provisto de álabes. Dada la naturaleza del fluido de trabajo, también se las podía calificar como turbomáquinas de fluido incompresible.

Queda así abierto el camino a la publicación de otra obra de Turbomáquinas de fluido compresible (vapor, gas y aire), que tal vez alcance a ver la luz en un futuro próximo.

He aquí en forma esquemática el contenido del presente libro: Se señalan en primer término los principios teóricos generales que rigen la dinámica de un fluido en una turbomáquina. Se va fijando después la atención en las diversas máquinas que pueden operar la transferencia de energía, primero de rotor a fluido (bombas); después de fluido a rotor (turbinas); seguidamente de rotor a rotor a través de un fluido (acoplamientos fluidos) y por último se describen los aprovechamientos hidráulicos o saltos de agua, como fuentes naturales de energía y su utilización por medio de turbinas hidráulicas.

Se hace así un examen detenido de las bombas centrífugas y de las bombas axiales, analizando las variables que determinan un buen rendimiento y operación. Se estudian con relativo cuidado las tres turbinas hidráulicas fundamentales: Francis, Kaplan y Pelton, representativas de los tres tipos básicos, o sea, de reacción de flujo radial, de reacción de flujo axial y de impulso o tangencial. Se contempla el sistema bomba-turbina base de la transmisión fluida, y las características de operación del acoplamiento fluido y del convertidor de par. En el capítulo referente a "saltos de agua" se pretende informar a los futuros ingenieros sobre los recursos hidráulicos naturales y además motivarlos en la búsqueda de nuevos aprovechamientos energéticos. En este sentido, se obliga a los alumnos a elaborar un trabajo durante el curso, sobre alguna obra hidráulica importante, señalando precisamente la razón de ser que tuvo el proyecto, sus características técnicas y las necesidades que satisface. La importancia de esta materia reside justamente en la notable proyección que tienen las obras hidroeléctricas en el desenvolvimiento socioeconómico de una nación.

Los ejemplos resueltos en el texto ayudan a comprender la aplicación que encuentra la teoría en determinados casos concretos. También se incluye una lista de problemas en el Apéndice.

Se debe advertir, que en el transcurso de la obra se hace uso indistintamente del sistema métrico y del sistema inglés; del primero por ser oficial en México, y del segundo, por una necesidad en nuestro medio.

Monterrey, N. L., Agosto de 1974
M. P. E.

Contenido

PROLOGO	5
NOMENCLATURA	11
CAPITULO 1 PRINCIPIOS TEORICOS GENERALES	
1.1. Definiciones	13
1.2. Métodos de estudio	13
1.3. Principios de la dinámica de fluidos	14
1.4. Componentes de la velocidad absoluta. Diagramas vectoriales	16
1.5. Determinación de la acción del fluido sobre los álabes. Ecuación de Euler	17
1.6. Deducción y análisis de la ecuación de la transferencia bajo la forma de componentes energéticas	20
1.7. Grado de reacción	23
1.8. La similitud en las turbomáquinas	24
1.9. Leyes de funcionamiento de las turbomáquinas	24
1.10. Coeficientes de funcionamiento	26
1.11. Velocidad específica	26
1.12. Relación de Combe-Rateau. Coeficientes de velocidades	28
1.13. Carga teórica y carga neta. Rendimientos	30
1.14. Curvas características teóricas y reales	33
1.15. Factores de pérdida de energía	34
1.16. Fenómeno de cavitación	34
1.17. Velocidad sincrónica	36
1.18. Bases para una clasificación de las turbomáquinas	37
CAPITULO 2 BOMBAS CENTRIFUGAS	
2.1. Características generales	39
2.2. Funcionamiento de la bomba centrífuga	41
2.3. Análisis de una bomba centrífuga típica. Condiciones de buen rendimiento	43
2.4. Bombas centrífugas de álabe móvil que pueden operar como turbinas en sistemas de almacenamiento de energía	48
2.5. Curva ideal carga-caudal de una bomba centrífuga	52
2.6. Curvas características reales de bombas centrífugas	56
2.7. Parámetros y familias de curvas características	59
2.8. Carga en la succión y parámetro de cavitación	65
2.9. Bombas de pozo profundo del tipo de tazones	72
2.10. Otras bombas para altas cargas	77
2.11. La bomba de inyección o eyector de doble tubo	78
2.12. Bombas de desplazamiento positivo	79
2.13. Ariete hidráulico	81

CAPITULO 3 BOMBAS AXIALES

3.1. Características generales	85
3.2. Diagramas vectoriales de velocidades	86
3.3. El impulsor de hélice. Análisis del álabes como elemento con perfil de ala	90
3.4. Expresiones de la energía transferida y del grado de reacción en una bomba axial	93
3.5. Curvas características carga caudal y rendimiento caudal	96
3.6. Efectos de incidencia debidos a la variación del caudal. Bombas Kaplan	98
3.7. La cavitación en las bombas axiales	101
3.8. Generalidades sobre la construcción de bombas	101
3.9. Pruebas de laboratorio	103

CAPITULO 4 TURBINAS HIDRAULICAS DE REACCION DE FLUJO RADIAL. TURBINA FRANCIS

4.1. Definición y características generales de las turbinas hidráulicas ...	115
4.2. Coeficiente de utilización	118
4.3. La turbina Francis	119
4.4. Organos principales de una turbina Francis	124
4.5. Expresión de la energía transferida	128
4.6. Grado de reacción	128
4.7. Variación de la presión y de la velocidad del agua en una turbina de reacción	130
4.8. Análisis de los diagramas de velocidades a la entrada y a la salida del rotor	131
4.9. Proporción en las dimensiones en una turbina Francis en relación con la velocidad específica	132
4.10. Regulación de la potencia. El distribuidor	137
4.11. Alimentación de las turbinas de reacción. El caracol	145
4.12. Tubo de desfogue: Función, forma, altura de aspiración y rendimiento	148
4.13. Parámetro de cavitación y posición de las turbinas de reacción respecto al nivel de aguas abajo	154
4.14. Ensayos sobre modelos. Diagramas topográficos. Transposición de rendimientos	157
4.15. Determinación del tipo y características de las turbinas de un aprovechamiento hidráulico	167

CAPITULO 5 TURBINAS HIDRAULICAS DE REACCION DE FLUJO AXIAL. TURBINA KAPLAN

5.1. Características generales de la turbina Kaplan	173
5.2. Organos principales de una turbina Kaplan	175
5.3. Expresiones de la energía transferida, del grado de reacción y del factor de utilización	177
5.4. Diagramas de velocidades a la entrada y a la salida de los álabes del rotor	179
5.5. Proporción en las dimensiones en las turbinas Kaplan y de Hélice ..	181
5.6. Alimentación, regulación y desfogue en la turbina Kaplan	188
5.7. Valores del parámetro de cavitación en la turbina Kaplan	188
5.8. Diagrama topográfico de la turbina Kaplan	190
5.9. Turbinas BÚLBO, TUBULARES y de POZO, para cargas mínimas y grandes caudales	194

**CAPITULO 6 TURBINAS HIDRAULICAS DE IMPULSO.
TURBINA PELTON**

6.1. Peculiaridad de las turbinas de impulso. La turbina Pelton	199
6.2. Turbinas Pelton de eje horizontal y eje vertical	199
6.3. Características constructivas del rodete Pelton. Número de álabes	202
6.4. Forma y dimensiones de los álabes	204
6.5. Diagramas vectoriales y expresión de la energía transferida en función del ángulo β	206
6.6. Condición para la máxima utilización de la energía del agua	207
6.7. Conjugación del diámetro de la rueda y de la velocidad de giro. Coeficientes de velocidad	208
6.8. El inyector: Organo de alimentación, de regulación y de conversión de energía. El deflector	209
6.9. Número de chorros por rueda en función de la carga y de la velocidad específica	211
6.10. Diagrama topográfico del modelo reducido que permite deducir las características de operación de la turbina Pelton prototipo	212

CAPITULO 7 ACOPLAMIENTOS FLUIDOS.

7.1. El sistema bomba-turbina como base del acoplamiento fluido en la transmisión de un momento de giro	217
7.2. Características de operación	219
7.3. El convertidor de par	221
7.4. Combinación del acoplamiento fluido y del convertidor de par	223

**CAPITULO 8 APROVECHAMIENTOS HIDRAULICOS.
SALTOS DE AGUA**

8.1. El aprovechamiento de la energía del agua. Los saltos de agua ...	225
8.2. Previsión de caudales. Aforos	225
8.3. Tipos de saltos de agua	226
8.4. Azud o presa derivadora	226
8.5. Canales	230
8.6. Toma de agua. Bocal y regulador	231
8.7. Tuberías de presión	232
8.8. Golpe de ariete	234
8.9. Dispositivos de cierre de las tuberías. Válvulas	241
8.10. Rejillas	245
8.11. Presas de embalse	245
8.12. Tipos de presas de embalse	248
8.13. Presas de tierra	250
8.14. Presas de enrocamiento o escollera	250
8.15. Presas de gravedad	251
8.16. Presas-bóveda	252
8.17. Planta o casa de máquinas	254
8.18. Plantas maremotrices	254
8.19. Esquema de una planta hidroeléctrica	256

APENDICE	259
PROBLEMAS SOBRE BOMBAS	259
PROBLEMAS SOBRE TURBINAS HIDRAULICAS	261
TABLA DE EQUIVALENCIAS DE UNIDADES	262
DIAGRAMA DE MOODY	264

Nomenclatura

Q = Gasto volumétrico, caudal.	V_r = Velocidad relativa del fluido respecto al álabe.
H = Carga que actúa sobre la máquina.	ω = Velocidad angular del rotor.
P = Potencia.	m = Masa del fluido.
N = Revoluciones por minuto.	G = Gasto de masa.
D = Diámetro.	M = Par o momento.
R = Radio.	E = Energía transferida entre fluido y rotor por unidad de masa.
η_h = Rendimiento hidráulico.	g_c = Constante gravitacional $\left(g_c = 32.2 \left[\frac{\text{lbm-pie}}{\text{lbf-seg}^2} \right] \right)$.
η_v = Rendimiento volumétrico.	β_1 = Angulo del álabe, con la tangente, a la entrada del rotor.
η_m = Rendimiento mecánico.	β_2 = Angulo del álabe, con la tangente, a la salida del rotor.
η = Rendimiento global.	α = Angulo de ataque.
ρ = Masa específica.	G_R = Grado de reacción o reacción.
γ = Peso específico.	Φ = Coeficiente de la velocidad de arrastre.
δ = Gravedad específica.	Ψ = Coeficiente de la velocidad de paso.
μ = Viscosidad dinámica.	C_{v1} = Coeficiente de tobera.
ν = Viscosidad cinemática.	C_q = Coeficiente de capacidad o gasto.
E = Módulo de elasticidad del fluido.	C_N = Coeficiente de carga.
A = Areas normales al flujo.	C_P = Coeficiente de potencia.
V = Velocidad absoluta del fluido.	n_s = Velocidad específica práctica en el sistema métrico.
V_r = Componente radial de la velocidad del fluido.	N_s = Velocidad específica práctica en el sistema inglés.
V_{θ} = Componente tangencial o de giro del fluido.	N_{s*} = Velocidad específica adimensional.
V_m = Velocidad meridiana.	c = Velocidad de la onda elástica en el fluido.
V_{θ} = Componente tangencial o de giro del fluido.	
U = Velocidad tangencial del álabe o de arrastre del fluido.	

Principios teóricos generales

1.1. Definiciones

Las turbomáquinas son máquinas rotativas que permiten una transferencia energética entre un fluido y un rotor provisto de álabes o paletas, mientras el fluido pasa a través de ellos. La transferencia de energía tiene su origen en una gradiente de presión dinámica que se produce entre la salida y la entrada del fluido en el rotor, por lo que también se denominan a estas máquinas de presión dinámica.

Si la transferencia de energía se efectúa de máquina a fluido se le da el nombre genérico de *bomba*; si por el contrario el fluido cede energía al rotor se llama *turbina*. En la primera denominación figuran no sólo las máquinas conocidas comercialmente con el nombre de bombas, cuyo fluido de trabajo es el agua, sino también toda turbomáquina que sirve para imprimir energía a un fluido, como compresores, abanicos, sopladores, etcétera, ya sean de tipo axial o radial y trabajando con cualquier clase de fluido. Entre las turbinas figuran las hidráulicas, de vapor, de gas, de aire, etcétera, también para cualquier clase de fluido.

1.2. Métodos de estudio

Son varios los caminos que pueden seguirse para estudiar la operación de los elementos que constituyen las turbomáquinas y cada uno puede encontrar justificación en el desarrollo y estudio de un tipo en particular; pero si se trata de señalar una metodología general, propia de un curso para ingenieros, se deben considerar aquellos procedimientos que tienen la misma base común de estudio para todas las turbomáquinas, cualquiera que sea el tipo, estableciendo principios universales que puedan ser fácilmente comprendidos y asimilados por los educandos.

Tres son los métodos a seguir para estudiar el comportamiento general de las turbomáquinas. El método analítico, el método experimental y el análisis dimensional.

El *método analítico* está basado fundamentalmente en el estudio del movimiento del fluido a través de los álabes, según los principios de la Mecánica de Fluidos: Análisis de diagramas vectoriales de velocidades a la entrada y a la salida de los álabes. Estudio dinámico caracterizado por la influencia de fuerzas exteriores y de cantidades de movimiento. Relaciones entre las propiedades o variables que definen la dinámica del fluido a su paso por la máquina, como son: el gasto o caudal, la carga, la presión, la potencia, la velocidad de rotación, el tamaño o dimensión, la masa específica, la viscosidad, la elasticidad, etcétera.

El *método experimental* fue casi el único seguido hasta principios del presente siglo en la construcción de las máquinas hidráulicas. Las fórmulas empíricas de la Hidráulica eran de utilidad en aquellos procesos mejor conocidos y más fácilmente medibles, como el movimiento del agua en ductos y canales, pero en una turbomáquina la experimentación se hacía

más difícil y la ponderación de variables resultaba complicada, por lo que el diseño de los elementos no podía hacerse con el debido ajuste y precisión, obteniéndose rendimientos bajos.

Fue después del primer cuarto de siglo, con la ayuda de la Mecánica de Fluidos, cuando realmente progresó el proyecto y construcción de las bombas y de las turbinas hidráulicas. Los principios teóricos de la Hidrodinámica clásica con el auxilio de los datos experimentales de la Hidráulica, dieron un conocimiento más completo de la dinámica del fluido a través de los álabes, favoreciendo el diseño de formas fluidodinámicas que evitan los choques contra los álabes y la separación de los contornos, consiguiendo excelentes rendimientos. Hoy día, cualquier fabricante calificado de turbinas hidráulicas, Pelton, Francis o Kaplan, garantiza rendimientos del 90% o superiores.

Pero no obstante el progreso obtenido en la tecnología hidráulica con la contribución ofrecida por la Mecánica de Fluidos, la experimentación sigue haciéndose necesaria en la máquina concebida como un todo. Formas aisladas de un modelo de un elemento de máquina pueden ser analizadas teóricamente, aunque no todas. Pero la influencia recíproca de unos elementos sobre otros, particularmente en estructuras complicadas, es difícil conocerla. Es cuando la experimentación sobre el conjunto puede ser valiosa.

El *análisis dimensional* es el tercer método que se señala como general en el estudio de las turbomáquinas. Con el conocimiento de las variables que intervienen en el movimiento de un fluido en una turbomáquina, manejadas en forma puramente matemática, el análisis dimensional ofrece grupos de relaciones entre dichas variables, en los que se puede advertir la razón de proporcionalidad directa, inversa o potencial que existe entre las mismas variables. El método aparece abstracto, pero en realidad es una herramienta poderosa en una primera aproximación, pues, con un mínimo de conocimientos procura una guía eficaz en la investigación limitada así, a buscar solamente los coeficientes de proporcionalidad que convierten los referidos grupos en identidades.

Se confirman así por análisis dimensional, los coeficientes de funcionamiento de las turbomáquinas, lo mismo que los números de Euler, Reynolds, Froude, Mach, etcétera, que califican la influencia de las diferentes propiedades del fluido (inercia, viscosidad, acción gravitacional, elasticidad, etcétera) en movimiento a través de la máquina.

1.3. Principios de la dinámica de fluidos

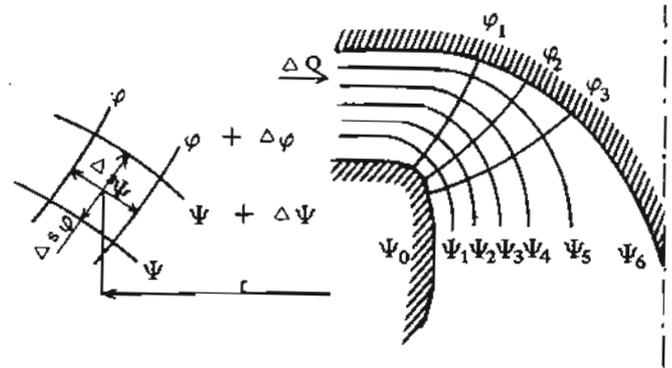
El método que se seguirá en el texto será el analítico, sin perjuicio de hacer referencia a los otros métodos en la medida que se haga necesario para la mejor comprensión de las ideas. Algunos conceptos fundamentales de la Mecánica de Fluidos es conveniente recordar.

Trayectoria es el lugar geométrico de las sucesivas posiciones de una partícula de fluido en movimiento.

Líneas de corriente son el conjunto de curvas que caracterizan el movimiento del fluido en un instante dado y están definidos por las envolventes de los vectores velocidad de las diferentes partículas del flujo. No pueden cortarse, pues si así fuera se tendrían dos velocidades en un mismo punto.

Tubos de corriente definidos por superficies formadas por líneas de corriente hipotéticas limitando venas parciales de flujo. En el caso de flujos planos (trayectorias planas) las líneas de corriente son las directrices de tubos de sección longitudinal plana. En el caso de flujos limitados por superficies de revolución coaxiales, en corrientes giratorias, las líneas de flujo que definen los tubos son las *meridianas*, llamadas así por estar contenidas en los planos meridianos. Directrices y meridianas se llaman también líneas de escurrimiento. Un ejemplo de flujo giratorio se tiene en la turbina Kaplan en la zona de vórtices libres que precede al rodeté móvil.

Fig. 1.1 Red de flujo en un ducto de revolución de vórtices libres en flujo irrotacional.



Función de corriente es una función matemática que representa la geometría de las superficies de corriente.

La corriente de fluido se descompone para su estudio en tubos de corriente del mismo gasto, el cual se conserva constante, en flujo estable, pues por definición, la velocidad no tiene componente normal a la superficie que limita el tubo de corriente.

Normales a las líneas de corriente se tienen las líneas de potencial de velocidad.

Potencial de velocidad es una función matemática que representa la geometría de las superficies normales a las de corriente, en flujo irrotacional o movimiento potencial.

Las líneas de corriente y las de potencial constituyen la *red de flujo*, de gran utilidad en el estudio de la dinámica de los fluidos a través de formas determinadas.

Así por ejemplo, para definir los álabes del distribuidor y los del rotor de una turbina a reacción, se debe trazar la red de flujo en la zona del distribuidor y en el espacio comprendido entre éste y el rodete móvil, espacio pequeño en la turbina Francis pura, pero más grande en la Francis mixta y sobre todo muy notable en las turbinas de tipo axial, como la Kaplan, donde la zona de vórtices libres entre el distribuidor y el rotor es de grandes dimensiones.

En la figura 1.1 se muestra una sección de esa zona en la turbina Kaplan, donde se tiene un *flujo giratorio* que avanza según las meridianas $\Psi_1, \Psi_2, \Psi_3 \dots$ con potenciales de velocidad $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3 \dots$ las cuales constituyen la red de flujo. He aquí las condiciones a que está sujeto su trazado.

Suponiendo un *fluido ideal*, la *velocidad meridiana*, en un tubo de corriente elemental, viene dada, según la teoría del movimiento potencial, por

$$V_m = \frac{\Delta\varphi}{\Delta s_\psi} \quad (\text{Ec. 1.1})$$

esto es, la variación que tiene la función potencial a lo largo de la meridiana. Esta velocidad meridiana permite el cálculo del gasto del ducto. En efecto, para un tubo de corriente elemental formado por dos superficies de revolución coaxiales definidas por las meridianas (dos embudos con el mismo eje), cuyo radio promedio es R y cuya área de paso es una corona de superficie normal a la velocidad meridiana, el gasto vendrá dado por

$$\Delta Q = 2\pi R \Delta s_\varphi \frac{\Delta\varphi}{\Delta s_\psi} \quad (\text{Ec. 1.2})$$

Como este gasto, por hipótesis, es el mismo en todos los tubos de corriente y es además constante ($\Delta Q = \text{cte}$) en flujo estable, entre dos líneas equipotenciales ($\Delta\varphi = \text{cte}$), el trazado de la red de flujo deberá cumplir la condición

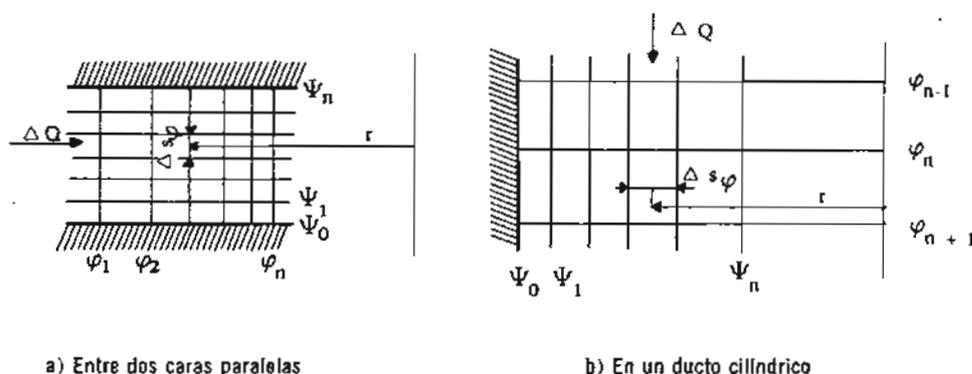


Fig. 1.2 Red de flujo en un ducto rectilíneo con eje de revolución.

$$R \frac{\Delta s_{\psi}}{\Delta s_{\varphi}} = \text{cte.} \quad (\text{Ec. 1.3})$$

esto es, la relación de distancias entre meridianas, al espacio entre equipotenciales, por la distancia al eje de giro, es constante, tratándose, como ya se apuntó de un caso general de flujo giratorio en ducto cerrado.

Si el ducto es rectilíneo, como es el caso que se presenta en la figura 1.2, las líneas de flujo y las equipotenciales son rectas. La ley que regirá entonces a la red de flujo, entre dos equipotenciales, será

$$R \Delta s_{\varphi} = \text{cte.} \quad (\text{Ec. 1.4})$$

ya que $\Delta s_{\psi} = \text{cte.}$ entre dos equipotenciales consecutivas.

En este caso, las líneas equipotenciales son también de igual velocidad o de equivalencia.

Este flujo se produce entre las dos caras paralelas del distribuidor de una turbina hidráulica a reacción, en la parte cilíndrica de las turbinas axiales y en esa misma zona también en los difusores.

Entre dos líneas de corriente, se tiene $\Delta s_{\varphi} = \text{cte.}$, quedando como condición

$$\frac{R}{\Delta s_{\psi}} = \text{cte.} \quad (\text{Ec. 1.5})$$

Para las condiciones de diseño los contornos de los álabes deben definir tubos de corriente.

1.4. Componentes de la velocidad absoluta. Diagramas vectoriales

En las turbinas de reacción, las trayectorias, al menos en el distribuidor, en el entrehierro y en el rodete móvil, se inscriben sobre superficies de revolución cuyo eje es el de rotación de la máquina. Considerando el caso más general de una superficie de revolución S (Fig. 1.3) sobre la que se ha dibujado la trayectoria T , el vector velocidad absoluta V en un punto M , tangente a la trayectoria en ese punto, se puede descomponer en tres componentes espaciales convenientes; una V_u según la tangente al paralelo o componente giratoria; otra V_a paralela al eje o componente axial y otra V_r según el radio OM o componente radial.

Las componentes axial y radial tienen como resultante la velocidad meridiana V_m , en el plano meridiano ZOM . La componente giratoria o tangente V_u , como veremos, califica la transferencia energética, y la componente meridiana condiciona el gasto, por lo que son dos

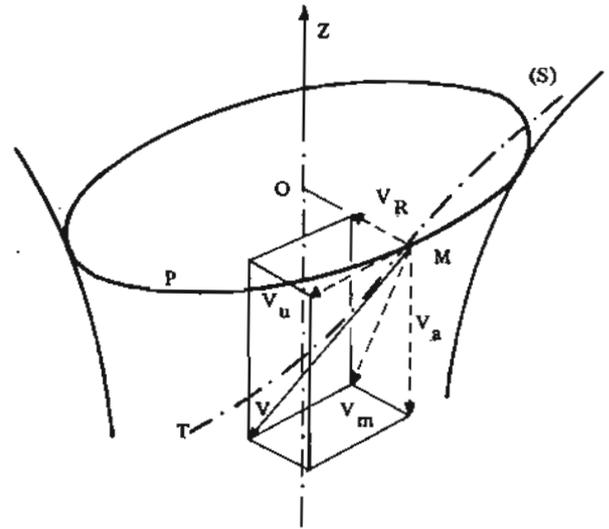


Fig. 1.3 Componentes de la velocidad absoluta.

componentes importantes. Conviene asimismo hacer notar que estas dos componentes V_u y V_m definen el plano tangente en M a la superficie de revolución, cuya resultante es la velocidad absoluta V contenida en el mismo plano tangente.

En la zona de acción del rotor aparece la velocidad tangencial de los álabes, velocidad de arrastre o velocidad base que se expresa por U , cuyo vector tiene una dirección tangente al paralelo P en el punto considerado M. La velocidad relativa V_r del fluido respecto al álabe se puede, pues, definir por medio de la ecuación vectorial que liga la velocidad absoluta del fluido V con la velocidad base U y con la relativa, según los principios generales de la Dinámica, así

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{V}_r \quad (\text{Ec. 1.6})$$

cuyo diagrama vectorial viene materializado por el triángulo de velocidades contenido en el plano tangente en M a la superficie de revolución (Fig. 1.4), donde también se hallan las velocidades meridiana y tangencial del fluido. El triángulo de velocidades a la entrada y a la salida del rotor juega siempre un papel importante en el estudio de las turbomáquinas.

Para las condiciones de diseño los contornos del álabe son líneas de corriente, siendo la velocidad relativa del fluido tangente al álabe. El ángulo que forma esta velocidad relativa (V_r) con la dirección de la velocidad de arrastre (U), se llama ángulo del álabe y se representa generalmente por la letra griega β .

1.5. Determinación de la acción del fluido sobre los álabes. Ecuación de Euler

El fluido a su paso por entre los álabes ejerce sobre ellos acciones reductibles a fuerzas, en virtud de los cambios de las cantidades de movimiento con el tiempo.

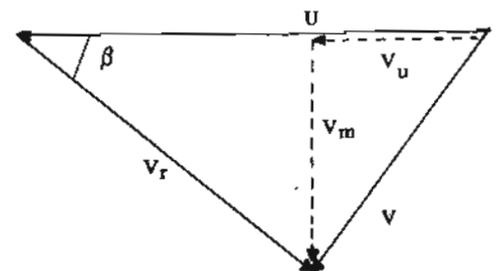


Fig. 1.4 Triángulos de velocidades.

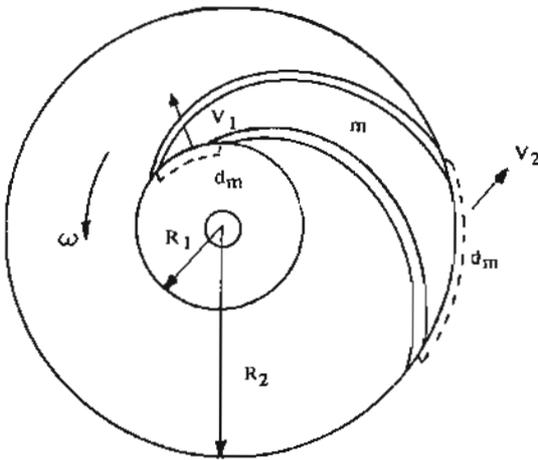


Fig. 1.5 Acción del fluido sobre los álabes.

La figura 1.5 representa un rotor generalizado de una turbomáquina, provisto de álabes. Cada dos álabes consecutivos forman un ducto por el que circula el fluido, determinando empujes sobre los contornos, cediendo o tomando energía según se trate de una máquina motora o receptora. En el rotor en cuestión (de tipo bomba) el fluido se mueve de dentro hacia afuera, representando las condiciones a la entrada con el subíndice 1 y a la salida con el subíndice 2. El ducto se halla limitado por las superficies de revolución que definen los bordes de entrada y de salida, cuyas áreas son A_1 y A_2 respectivamente. En el mismo orden V_1 y V_2 representan las velocidades absolutas.

El cálculo de la energía transferida va a hacerse bajo las condiciones de flujo estable. La fuerza ejercida entre fluido y álabe se va a considerar definida por tres componentes espaciales ortogonales: la axial (en este caso perpendicular al papel), la radial y la tangencial. El valor de cada una de estas tres componentes se va a determinar en función del cambio en la cantidad de movimiento con el tiempo. Así si m representa la masa del fluido, en lbm, contenida en el ducto en un momento dado, aumentada o disminuida por la masa dm que entra o sale en un tiempo dt , $\frac{m}{g_c}$ representa slugs* y las cantidades de movimiento serán:

$$\text{En el tiempo } t: \quad \frac{1}{g_c} (mV + V_1 dm)$$

$$\text{En el tiempo } t + dt: \quad \frac{1}{g_c} (mV + V dm)$$

en donde V es la velocidad promedio de la masa m dentro del ducto, que por hipótesis se mantiene constante en flujo estable. La cantidad de movimiento dentro del ducto $\left(\frac{mV}{g_c}\right)$ se mantiene constante. Sólo en la masa dm se experimenta un cambio en la velocidad, variando por tanto la cantidad de movimiento entre la entrada y la salida.

Siendo la masa un escalar, los vectores cantidad de movimiento tienen la misma dirección y sentido que las velocidades correspondientes. Si n es el número de ductos formados por los álabes del rotor, las componentes de la fuerza desarrollada por el rotor sobre el fluido o viceversa, serán:

$$\text{Empuje axial:} \quad F_a = \frac{n dm}{g_c dt} (V_{a2} - V_{a1}) = \frac{G}{g_c} (V_{a2} - V_{a1})$$

* La forma dimensional de la constante g_c es: $[g_c] = \frac{\text{lbm-pie}}{\text{lbs-seg}^2}$

$$\text{Acción radial: } F_R = \frac{n \, dm}{g_c \, dt} (V_{R2} - V_{R1}) = \frac{G}{g_c} (V_{R2} - V_{R1}) \quad (\text{Ecs. 1.7})$$

$$\text{Acción tangencial: } F_u = \frac{n \, dm}{g_c \, dt} (V_{u2} - V_{u1}) = \frac{G}{g_c} (V_{u2} - V_{u1})$$

Se ha llamado $G = \frac{n \, dm}{dt}$, o sea, el gasto de masa (lbm/seg.)

El empuje axial puede ser útil en el caso que se quiera producir un arrastre axial sobre la misma máquina, como por ejemplo en el caso de un avión. En las máquinas fijas, este empuje axial es contraproducente y conviene reducirlo o eliminarlo buscando la acción recíproca de unidades gemelas, o también, procurando que $V_{a2} = V_{a1}$ en una misma unidad.

La acción radial queda neutralizada en el eje. La simetría del rotor evita empujes perjudiciales sobre los cojinetes. Toda la transferencia de energía útil entre fluido y rotor, se logra a expensas de la componente tangencial, la cual produce un momento máximo sobre el eje de giro de la máquina, ya que es perpendicular al radio. El momento exterior M o par transmitido por el rotor, o al rotor, es igual al cambio en el momento de la cantidad de movimiento con relación al tiempo, entre la entrada y la salida del fluido de los álabes, o sea,

$$M = \frac{G}{g_c} (V_{u2} R_2 - V_{u1} R_1) \quad (\text{Ec. 1.8})$$

Si el rotor gira a una velocidad constante ω , la potencia transferida entre fluido y rotor, será

$$P = M\omega = \frac{G\omega}{g_c} (V_{u2} R_2 - V_{u1} R_1) \quad (\text{Ec. 1.9})$$

y como $\omega R = U$, sustituyendo entre la entrada y la salida, queda

$$P = \frac{G}{g_c} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \quad (\text{Ec. 1.10})$$

El trabajo hecho por los álabes sobre el fluido (o viceversa) o expresión de la *energía transferida* entre álabes y fluido, por unidad de masa de fluido, será

$$E = \frac{1}{g_c} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \quad (\text{Ec. 1.11})$$

la cual es conocida como la *ecuación de Euler*. Se advierte que tiene su origen en el cambio que sufren las velocidades tangenciales del fluido y del álabe entre la entrada y la salida del rotor. Esta ecuación sirve para cualquier clase de fluido compresible o incompresible, con cualquier clase de propiedades, pues al deducirla no se ha hecho ninguna restricción al respecto.

Para conservar a E (energía en el rotor) un valor siempre positivo, se escribe convencionalmente

$$E = \frac{1}{g_c} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \text{ para máquinas receptoras (bombas)} \quad (\text{Ec. 1.12})$$

$$E = \frac{1}{g_c} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \text{ para máquinas motrices (turbinas)} \quad (\text{Ec. 1.13})$$

Esta forma es lógica, ya que una bomba sirve para comunicar energía a un fluido, esto es, el fluido recibe energía de la máquina (de ahí su nombre); por tanto a la salida del rotor la energía del fluido será superior a la de la entrada y se tendrá $U_2 V_{u2} > U_1 V_{u1}$, con lo que E es positiva, representando la energía o trabajo exterior que se debe hacer en la flecha. Recíprocamente, en una turbina donde $U_1 V_{u1} > U_2 V_{u2}$, E expresa la energía o trabajo, por unidad

de masa $\left(\frac{\text{lbs-pie}}{\text{lbm}}\right)$, que se tiene en la flecha como consecuencia de la cesión energética hecha por el fluido.

Si la energía se expresa por unidad de peso, esto es $\frac{\text{lbs-pie}}{\text{lbs}}$ la E representa unidades de longitud (pies), siendo entonces sustituida la letra E por la H, representativa de la carga total que actúa sobre la máquina. En este caso la ecuación de Euler tiene la forma

$$H = \frac{1}{g_0} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \text{ (bombas)} \quad (\text{Ec. 1.14})$$

$$H = \frac{1}{g_0} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \text{ (turbinas)} \quad (\text{Ec. 1.15})$$

que es la más usual en las turbomáquinas hidráulicas.

Debe hacerse notar, en esta sustitución, que el valor de la masa es constante y que el peso varía con el nivel g.*

Estas formas de la ecuación de Euler son teóricas. En la realidad existen pérdidas de carga por fricción, choques, turbulencias, etcétera, que se tendrán en cuenta al definir los rendimientos.

Desde luego, la transferencia de energía entre fluido y máquina se efectúa al paso de aquél por el rodete móvil. Pero hay que disponer al fluido en condiciones de que la cesión o toma de energía pueda realizarse, con la ayuda de elementos auxiliares que completan la máquina. En las turbinas de impulso por ejemplo, las toberas transforman la mayor parte de la energía del fluido en dinámica para que así pueda ser aprovechada por la máquina. En las turbinas hidráulicas de reacción, donde se aprovecha la presión o carga estática del fluido, se disponen el caracol, el distribuidor y el tubo de desfogue como elementos auxiliares importantes. El primero procura la alimentación del líquido suficiente para la operación de la turbina. El distribuidor regula el gasto según la potencia exigida a la máquina y además impone el giro necesario del agua a la entrada del rotor. El tubo de desfogue permite una ganancia en la gradiente de presión a través de la turbina. Oportunamente, al estudiar cada máquina en particular se verán con suficiente detalle los elementos que completan cada unidad.

1.6. Deducción y análisis de la ecuación de la transferencia bajo la forma de componentes energéticas

La ecuación de Euler, o del momento de la cantidad de movimiento, es una expresión matemática sencilla que cuantifica la energía transferida entre fluido y rotor, mientras el fluido pasa por los álabes. Dicha ecuación no da noticia de la naturaleza de la energía transferida, ni de la ponderación que pueda tener una forma de energía respecto de otra, esto es, la cuantificación de la energía cinética o potencial sobre la total transferida. Pero la ecuación de Euler puede ser fácilmente modificada en otra que señale las componentes energéticas específicas.

Se había dicho que la ecuación de Euler podía expresarse

$$E = \frac{1}{g_0} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \quad (\text{Ec. 1.11})$$

* Si se representa el peso específico γ en $\frac{\text{lbs}}{\text{pie}^3}$ y la masa específica ρ en $\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3}$, resulta $\gamma = \frac{g}{g_0} \rho$.

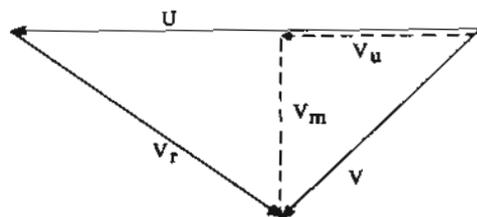


Fig. 1.6 Triángulo de velocidades.

Del triángulo de velocidades (Fig. 1.6) se tiene

$$V_m^2 = V^2 - V_u^2$$

y

$$V_m^2 = V_r^2 - (U - V_u)^2$$

igualando

$$V^2 - V_u^2 = V_r^2 - U^2 - V_u^2 + 2UV_u$$

de donde

$$UV_u = \frac{V^2 + U^2 - V_r^2}{2}$$

aplicado a la entrada y a la salida se tiene

$$U_1 V_{u1} = \frac{V_1^2 + U_1^2 - V_{r1}^2}{2}$$

$$U_2 V_{u2} = \frac{V_2^2 + U_2^2 - V_{r2}^2}{2}$$

Sustituyendo en la ecuación de Euler se tiene

$$E = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 g_c} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c} \quad (\text{Ec. 1.16})$$

ecuación de la transferencia bajo la forma de componentes energéticas.

Ahora bien, de acuerdo con la primera ley de la termodinámica aplicada a un sistema abierto adiabático, flujo estable, el trabajo viene dado por la expresión

$$E = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 g_c} + u_2 - u_1 + p_2 v_2 - p_1 v_1 + \frac{g}{g_c} (z_2 - z_1)$$

Buscando la analogía de esta ecuación con la 1.16, se advierte que el término $\frac{V_2^2 - V_1^2}{2 g_c}$ de la 1.16 representa el cambio en la energía cinética transferida por unidad de gasto de masa, por lo que a esta componente se le denomina *carga dinámica*, ya que V_1 y V_2 son las velocidades absolutas del fluido a la entrada y a la salida del rotor.

Los dos términos $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c}$ de la ecuación 1.16 representan, pues, el cambio en energía estática o *carga estática* ganada o perdida por el fluido (según signo) como consecuencia de su paso por el rotor. En las máquinas que emplean un fluido incompresible ($v = \text{cte}$), como el agua, la carga estática es sólo de presión y posición, fundamentalmente de presión. En las máquinas llamadas de impulso, la carga estática es cero, por ejemplo, en la turbina Pelton. En las máquinas llamadas de reacción, la carga estática es ponderativa del grado de reacción.

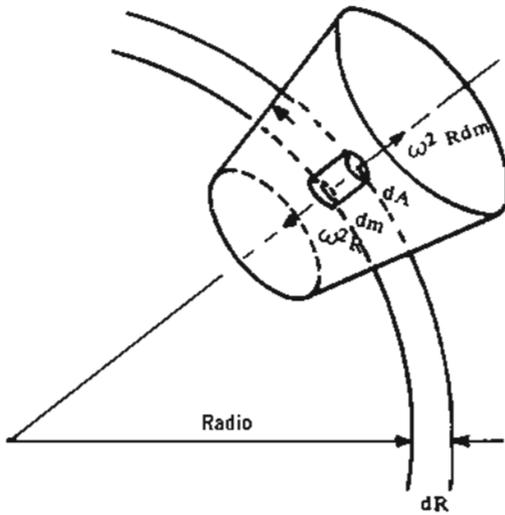


Fig. 1.7 Acción centrífuga.

El término $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c}$ constituye la carga estática debida a la acción centrífuga o reacción inercial del fluido producida por la aceleración normal creada con el arrastre del fluido por los álabes en su rotación alrededor del eje de la máquina. Para demostrar que este término corresponde a la acción centrífuga, considérese una masa elemental dm que se mueve arrastrada por los álabes en su movimiento rotatorio. En virtud del cambio en dirección de la velocidad tangencial se crea la aceleración normal $\omega^2 R$ dirigida hacia dentro y la fuerza $\omega^2 R dm$ de reacción inercial con sentido hacia afuera, originándose un gradiente de presión dinámica entre las dos caras dA de la masa dm separadas dR . El equilibrio de fuerzas en la dirección radial es (Fig. 1.7):

$$dp dA = \omega^2 R dm$$

$$dp dA = \omega^2 R \frac{\rho}{g_c} dA dR$$

$$dp = \frac{\omega^2 \rho}{g_c} R dR$$

como $\rho = \frac{1}{v}$

$$v dp = \frac{\omega^2}{g_c} R dR$$

$$\int_1^2 v dp = \frac{\omega^2}{g_c} \frac{R_2^2 - R_1^2}{2} = \frac{\omega^2 R_2^2 - \omega^2 R_1^2}{2 g_c} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c}$$

o sea

$$\int_1^2 v dp = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c} \quad (\text{Ec. 1.17})$$

El primer término es el trabajo en un sistema abierto, flujo estable, sin fricción o ideal, por unidad de gasto de masa, y en este caso debido a la acción centrífuga según se ha visto.

La componente $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c}$ representa, pues, el trabajo o energía debido a la acción centrífuga. En las bombas centrífugas es el término que representa más energía transferida y de ahí el nombre de dichas máquinas.

El término $\frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c}$ simboliza la carga estática originada por el cambio de magnitud de la velocidad relativa del fluido respecto al álabe entre la salida y la entrada en el rotor.

1.7. Grado de reacción

La proporción relativa de energía transferida por cambio en la carga dinámica o en la carga estática es un factor importante en la clasificación de las turbomáquinas y en las características de diseño de éstas según las diversas aplicaciones. Se llama *grado de reacción* o más simplemente *reacción*, a la relación de la carga estática a la carga total transferida. Se ha visto que

$$E = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 g_c} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c} \quad (\text{Ec. 1.17})$$

y que
$$E \text{ (dinámica)} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 g_c} \quad (\text{Ec. 1.18})$$

$$E \text{ (estática)} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c} \quad (\text{Ec. 1.19})$$

El grado de reacción es por definición:

$$G_R = \frac{E \text{ (estática)}}{E} = \frac{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c}}{\frac{V_2^2 - V_1^2}{2 g_c} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c}} \quad (\text{Ec. 1.20})$$

$$G_R = \frac{U_2^2 - U_1^2 + V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{V_2^2 - V_1^2 + U_2^2 - U_1^2 + V_{r1}^2 - V_{r2}^2} \quad (\text{Ec. 1.21})$$

Una turbomáquina de reacción se caracteriza, pues, por producir una gradiente de presión entre la entrada y la salida del rotor; *debe trabajar en ducto cerrado*.

La reacción generalmente tiene valores entre cero y uno, pero puede tener valores superiores a la unidad en algún caso, como en los compresores axiales de varios pasos. Puede tener un valor cero, como en las máquinas de impulso (la turbina Pelton por ejemplo), en las que $\Delta p = 0$. En turbinas axiales de vapor el grado de reacción llega a tener valores positivos, negativos y nulos en la misma máquina, según los diferentes rodetes de la misma. Al estudiar cada tipo de máquina en los capítulos siguientes, se justificará en cada caso el valor del grado de reacción.

Ejemplo 1.1

En un punto del borde de ataque del agua a un álabe de una turbina Kaplan (axial, tipo hélice), la velocidad tangencial del fluido es de 8.85 m/seg.; la velocidad radial es cero; la velocidad axial vale 11.6 m/seg. y la velocidad tangencial del álabe es de 28.1 m/seg.

- Construir el diagrama vectorial de velocidades.
- Calcular el valor de la velocidad absoluta del agua.
- Calcular el ángulo del álabe en ese punto.

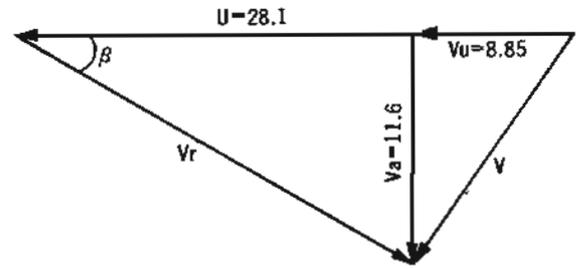
Solución:

a)

$$b) V = \sqrt{V_u^2 + V_a^2} = \sqrt{8.85^2 + 11.6^2} = 14.55 \text{ m/seg.}$$

$$c) \tan \beta = \frac{V_a}{U - V_u} = \frac{11.6}{28.1 - 8.85} = 0.62$$

$$\beta = 31.1^\circ$$



1.8 La similitud en las turbomáquinas

El establecimiento de grupos y expresiones adimensionales —obtenidos por análisis dimensional o por la aplicación de principios mecánicos— tales como la relación de cantidades geométricas de dimensiones lineales, o las relaciones de cantidades cinemáticas como velocidades, o las relaciones de cantidades dinámicas como fuerzas, debidas a la inercia, la presión y otras propiedades de un fluido, lleva al concepto de similitud y la formulación de parámetros o coeficientes que rigen el funcionamiento de máquinas similares.

La similitud puede probarse formalmente, pero es evidente, que si dos condiciones de operación son tales que todos los coeficientes de funcionamiento tienen el mismo valor, sin tener en cuenta los valores individuales de las variables separadamente, se tienen exactamente condiciones físicas similares en ambas máquinas.

Una similitud física completa entre dos máquinas implica: 1) similitud geométrica, que significa que las relaciones entre las dimensiones lineales son las mismas en puntos homólogos de los dos sistemas o máquinas, esto es, las formas son las mismas independientemente del tamaño; 2) una similitud cinemática, que expresa que las velocidades u otras cantidades cinemáticas guardan la misma relación; en este caso los triángulos representativos de las velocidades serán semejantes, como también las redes de flujo que materialicen el movimiento del fluido a través de la máquina; 3) una similitud dinámica, que indica que las relaciones entre magnitudes de las diferentes fuerzas son las mismas, en el mismo instante, en puntos homólogos de las dos máquinas. En una similitud física, pues, las cantidades de la misma naturaleza que caracterizan a las máquinas, están en la misma relación en todos los puntos homólogos en tiempos homólogos.

Es dudoso que pueda lograrse alguna vez una completa similitud física, lo que requiere una debida ponderación de todas las variables en cada momento. Una misma forma tiene respuesta diferente ante las propiedades de un fluido al variar la velocidad relativa, por ejemplo. Sin embargo, para fines prácticos se puede aproximar mucho en casos determinados, resultando de gran utilidad. La aplicación más inmediata se tiene en la operación de modelos a escala lineal más reducida de manera que se pueden realizar experimentos poco costosos, que permiten obtener resultados satisfactorios aplicables a los prototipos. El cambio en la escala lineal implica que otras variables cambian también conservándose la similitud de términos.

1.9 Leyes de funcionamiento de las turbomáquinas

El concepto de similitud aplicado a las turbomáquinas encuentra su sentido en los coeficientes de funcionamiento que tienen su origen en las leyes de funcionamiento. Entre las variables fundamentales que rigen la dinámica del fluido en la turbomáquina se establecen relaciones o leyes que vinculan las características de una unidad con otras que operan a diferente velocidad o que son de distinto tamaño.

Las variables que rigen la mecánica de un fluido en una turbomáquina se pueden reducir a las nueve de la función implícita siguiente:

$$f(Q, H, P, M, N, D, \rho, \mu, E) = 0 \quad (\text{Ec. 122})$$

cuyo significado es:

- Q = capacidad o gasto volumétrico
- H = carga efectiva actuando sobre la máquina
- P = potencia transferida
- M = par o momento
- N = revoluciones del rotor por unidad de tiempo
- D = dimensión geométrica
- ρ = masa específica
- μ = viscosidad absoluta del fluido
- E = elasticidad del fluido

Las llamadas *leyes de funcionamiento* se establecen con las seis primeras variables, que son las más fundamentales, en la forma siguiente:

	<i>Para una unidad dada</i> $D = \text{cte.}$	<i>Para una serie de unidades similares</i> $N = \text{cte.}$
Capacidad o gasto	$Q \propto N$	$Q \propto D^3$
Carga	$H \propto N^2$	$H \propto D^2$
Potencia	$P \propto N^3$	$P \propto D^5$
Par o momento	$M \propto N^2$	$M \propto D^5$

La relación de proporcionalidad de Q con N y con D sale de la ecuación de continuidad; la relación de H con N y con D se deduce de la ecuación de Euler o de la ecuación de las componentes energéticas; la proporción de P con N y con D se obtiene de la expresión $P = \gamma QH$, la de M con N y D sale de la relación $M = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi N}$. Por análisis dimensional se pueden confirmar estas proporcionalidades entre estas seis variables fundamentales que rigen a las turbomáquinas.

De estas seis, las más trascendentales son Q y H, esto es, el caudal y la carga. La ponderación de una u otra sobre el valor de la potencia, es principio básico para definir las características de una bomba o turbina. A los valores de Q, H y P se ajustan la velocidad y el tamaño, que según se observa, guardan con la potencia la relación siguiente:

$$P \propto N^3 D^5 \quad (\text{Ec. 1.23})$$

Los constructores juegan particularmente con estas variables N y D. Para un valor determinado de la potencia se puede reducir el tamaño a expensas de aumentar la velocidad de giro. Pero también ésta se halla limitada por las condiciones de cavitación en bombas y turbinas hidráulicas y por el peligro de vibración en compresores y turbinas de gas y de vapor. Más conveniente resulta incrementar la potencia a expensas del tamaño, ya que aquella crece proporcionalmente a la quinta potencia del diámetro. El progreso de la mecánica de fluidos y de la tecnología están permitiendo unidades de gran potencia en tamaño de máquinas relativamente reducidos. Cada día son menores el peso y el volumen por caballo de potencia.

1.10. Coeficientes de funcionamiento

Si la variación de N y D es simultánea, de las leyes de funcionamiento se tiene

$$\begin{aligned} Q &\propto N D^3 \\ H &\propto N^2 D^2 \\ P &\propto N^3 D^5 \\ M &\propto N^2 D^5 \end{aligned} \quad (\text{Ecs. 1.24})$$

Introduciendo las cantidades que hacen congruentes estas relaciones, se obtienen los coeficientes de funcionamiento adimensionales siguientes:

$$\begin{aligned} \text{Coeficiente de capacidad o gasto} &= C_Q = \frac{Q}{N D^3} \\ \text{Coeficiente de carga} &= C_H = \frac{H g_c}{N^2 D^2} \\ \text{Coeficiente de potencia} &= C_P = \frac{P g_c}{\rho N^3 D^5} \\ \text{Coeficiente del par o momento} &= C_M = \frac{M g_c}{\rho N^2 D^5} \end{aligned} \quad (\text{Ecs. 1.25})$$

Esto es, se han incluido g_c y ρ para hacer adimensionales los coeficientes y que éstos puedan encontrar aplicación en las operaciones de similitud. El coeficiente C_Q tendrá sentido en la similitud geométrica y cinemática. Los C_H , C_P y C_M en los casos de similitud dinámica. La ponderación de las variables Q y H en el valor de la potencia, pueden ofrecer una orientación sobre el criterio a seguir en la aplicación del coeficiente que se considera más representativo. Aunque desde luego, el parámetro más significativo es la velocidad específica como se verá más adelante.

Estos coeficientes de funcionamiento pueden también obtenerse por análisis dimensional como soluciones π de la ecuación implícita general que contempla todas las variables que caracterizan el movimiento del fluido en la turbomáquina. También la experiencia confirma la veracidad y utilidad de los mismos.

1.11. Velocidad específica

La velocidad específica es, sin duda alguna, el parámetro que mejor caracteriza a una turbomáquina, pues relaciona no sólo al caudal y a la carga, variables fundamentales, sino también a la velocidad de giro, variable cinemática que sigue en importancia.

La expresión que da la velocidad específica se obtiene eliminando la variable geométrica D en las Ecs. 1.25 que definen los coeficientes de funcionamiento. Siendo estos adimensionales, el grupo que resulte será también adimensional. La forma adimensional no suele usarse, pero de ella se saca la forma práctica de la velocidad específica que tanta importancia tiene en las turbomáquinas.

Elevando a un medio la expresión de C_Q y elevando a tres cuartos la expresión de C_H y dividiendo ordenadamente se elimina D y se tiene un parámetro adimensional N_{sp1} llamado velocidad específica, o sea

$$N_{sp1} = \frac{C_Q^{1/2}}{C_H^{3/4}} = \frac{\left(\frac{Q}{N D^3}\right)^{1/2}}{\left(\frac{H g_c}{N^2 D^2}\right)^{3/4}} = \frac{N Q^{1/2}}{g_c^{3/4} H^{3/4}} \quad (\text{Ec. 1.26})$$

Si ahora se elimina D, elevando la expresión de C_P a un medio y la de C_H a cinco cuartos, resulta otra velocidad específica también adimensional N_{sa2} , o sea

$$N_{sa2} = \frac{C_P^{1/2}}{C_H^{5/4}} = \frac{\left(\frac{P g_c}{\rho N^3 D^5}\right)^{1/2}}{\left(\frac{H g_c}{N^2 D^2}\right)^{5/4}} = \frac{N P^{1/2}}{\rho^{1/2} g_c^{3/4} H^{5/4}} \quad (\text{Ec. 1.27})$$

El nombre de velocidad específica deriva de que para valores unitarios de Q, H y P, la N_{sa} es proporcional a N.

La práctica ha consagrado unos valores de la velocidad específica, *no dimensionales*, resultantes de medir las variables Q, H, P y N en unidades prácticas o industriales. Así, en el *sistema métrico*, Q se expresa en lt/seg., H en m, P en caballos (CV) y N en rpm. En el *sistema inglés*, Q se mide en gpm, H en pies, P en HP y N en rpm.

En las *turbinas*, la *velocidad específica práctica* se deduce de la Ec. 1.27 y tiene la forma

$$n_s = \frac{N P^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(\text{rpm}) (\text{CV})^{1/2}}{(\text{m})^{5/4}} \quad (\text{para turbinas en el sistema métrico}) \quad (\text{Ec. 1.28})$$

$$N_s = \frac{N P^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(\text{rpm}) (\text{HP})^{1/2}}{(\text{pies})^{5/4}} \quad (\text{para turbinas en el sistema inglés}) \quad (\text{Ec. 1.29})$$

Resulta práctico conocer la relación que guardan los valores de estas velocidades específicas en los dos sistemas. Para ello sólo basta tener en cuenta los factores de conversión de unidades, resultando

$$\frac{n_s}{N_s} = 4.44 \quad (\text{para turbinas}) \quad (\text{Ec. 1.30})$$

Para las *bombas*, la *velocidad específica práctica*, en el *sistema métrico*, se deduce también de la Ec. 1.27 pero traducida a valores de N, H y Q en lugar de N, H y P. Para ello conviene tener en cuenta que la potencia en caballos (CV) en el sistema métrico es igual a QH/75 al expresar Q en l/seg y H en m, ya que $\gamma = \frac{1 \text{ kg}}{11}$ para el agua. La *velocidad específica práctica para bombas*, en el *sistema métrico* tiene la forma

$$n_s = \frac{N \left(\frac{QH}{75}\right)^{1/2}}{H^{5/4}} = \left(\frac{1}{75}\right)^{1/2} \frac{N Q^{1/2}}{H^{5/4}} = 0.1155 \frac{(\text{rpm}) (\text{l/seg})^{1/2}}{(\text{m})^{5/4}} \quad (\text{Para bombas en el sistema métrico}) \quad (\text{Ec. 1.31})$$

En el *sistema inglés*, la *velocidad específica práctica para bombas*, se deduce de la Ec. 1.26 y tiene la forma

$$N_s = \frac{N Q^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(\text{rpm}) (\text{gpm})^{1/2}}{(\text{pies})^{5/4}} \quad (\text{para bombas en el sistema inglés}) \quad (\text{Ec. 1.32})$$

La relación entre estos valores, en los dos sistemas, se obtiene fácilmente teniendo en cuenta los factores de conversión de unidades, resultando

$$\frac{n_s}{N_s} = 0.0707 \text{ (para bombas)}$$

$$\frac{N_s}{n_s} = 14.14 \text{ (para bombas)}$$

(Ec. 1.33)

1.12. Relación de Combe-Rateau. Coeficientes de velocidades

La relación de Combe-Rateau caracteriza la similitud de dos flujos ideales, en ductos cerrados, por medio de las velocidades y las cargas. Las turbomáquinas de reacción trabajan en ductos cerrados y por tanto puede ser aplicable la relación antedicha si no hay gran desviación de las condiciones de flujo ideal. También encuentra aplicación en las toberas de las turbinas de impulso.

Consideremos dos flujos en dos ductos cerrados a y b, y en ellos, dos puntos homólogos en instantes homólogos. La energía o carga total es la misma en cualquier punto, según el teorema de Bernoulli, pudiéndose escribir la relación

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{\frac{V_a^2}{2g_c} + \frac{p_a}{\rho_a} + \frac{g_a}{g_c} z_a}{\frac{V_b^2}{2g_c} + \frac{p_b}{\rho_b} + \frac{g_b}{g_c} z_b}$$

Expresando H en $\frac{\text{lbs-pie}}{\text{lbm}}$ y ρ en $\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3}$.

Ahora bien, si hay similitud física entre los dos sistemas, las magnitudes de la misma naturaleza están en la misma proporción, en todos los puntos homólogos en un momento dado. Estas magnitudes y sus relaciones son, por ejemplo: longitudes $\frac{L_a}{L_b} = 1$; velocidades $\frac{V_a}{V_b} = v$; fuerzas $\frac{F_a}{F_b} = f$; presiones $\frac{p_a}{p_b} = p$; etcétera. La relación de tiempos estando definida por $\frac{T_a}{T_b} = t$.

En la razón de cargas totales que se presenta más arriba, las relaciones entre las cantidades de la misma naturaleza serán

$$\frac{V_a^2}{V_b^2} = v^2$$

$$\frac{\frac{p_a}{\rho_a}}{\frac{p_b}{\rho_b}} = \frac{\left[\frac{\text{FL}^{-2}}{\text{FT}^2\text{L}^{-4}} \right]_a}{\left[\frac{\text{FL}^{-2}}{\text{FT}^2\text{L}^{-4}} \right]_b} = \frac{[\text{L}^2\text{T}^{-2}]_a}{[\text{L}^2\text{T}^{-2}]_b} = \frac{V_a^2}{V_b^2} = v^2$$

$$\frac{\frac{g_a z_a}{g_b z_b}}{\frac{g_b z_b}{g_b z_b}} = \frac{[\text{L}^2\text{T}^{-2}]_a}{[\text{L}^2\text{T}^{-2}]_b} = \frac{V_a^2}{V_b^2} = v^2$$

y por tanto

$$\frac{H_a}{H_b} = v^2$$

y volviendo a las magnitudes homólogas

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{V_a^2}{V_b^2}$$

o como más comúnmente se define esta relación, denominada de Combe-Rateau

$$\frac{V_a}{V_b} = \sqrt{\frac{H_a}{H_b}} \quad (\text{Ec. 1.34})$$

Como expresión de similitud entre los dos sistemas a y b, bajo la forma de un coeficiente adimensional, se puede poner

$$\left(\frac{V}{\sqrt{2 g_c H}} \right)_a = \left(\frac{V}{\sqrt{2 g_c H}} \right)_b \quad (\text{Ec. 1.35})$$

denominándose $\sqrt{2 g_c H}$ velocidad unitaria.

Esta relación de similitud con las variables V y H permite definir unos parámetros importantes en el diseño de las turbomáquinas; son los llamados *coeficientes de velocidad*, cuya forma específica depende de la velocidad que califica el coeficiente. Los más significativos son:

a) *Coficiente de la velocidad de arrastre o tangencial del álabe*, calificado por la velocidad de arrastre U y que se designa por la letra griega Φ . Esto es

$$\Phi = \frac{U}{\sqrt{2 g_c H}} \quad (\text{Ec. 1.36})$$

Este coeficiente Φ se puede expresar fácilmente en función del coeficiente de carga C_H , así

$$\Phi = \frac{U}{\sqrt{2 g_c H}} = \frac{\pi N D}{\sqrt{2 g_c H}} = \frac{\pi}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{N^2 D^2}{g_c H}} = \frac{\pi}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{1}{C_H}} = \frac{2.22}{\sqrt{C_H}} \quad (\text{Ec. 1.37})$$

Se puede decir que el coeficiente Φ califica la velocidad y el tamaño, en función de la carga lo mismo que el coeficiente de carga C_H .

Como puede observarse, este coeficiente de velocidad Φ será menor en las máquinas de carga alta, como la turbina Pelton, donde vale aproximadamente 0.47, mientras que en las máquinas de carga reducida como la turbina Kaplan vale alrededor de 2.5. A las primeras se les llama máquinas lentas y a las segundas rápidas.

b) *Coficiente de la velocidad de paso*, calificado por la componente de la velocidad absoluta que cuantifica el gasto a través del rotor. Esto es, la velocidad radial en máquinas radiales y la velocidad axial en las axiales. Resultan así los coeficientes ψ_R y ψ_a respectivamente

$$\psi_R = \frac{V_R}{\sqrt{2 g_c H}} \quad (\text{Ec. 1.38})$$

$$\psi_a = \frac{V_a}{\sqrt{2 g_c H}} \quad (\text{Ec. 1.39})$$

En máquinas con flujos rotatorios se puede generalizar este coeficiente por medio de la velocidad meridiana que es la que condiciona el gasto, no sólo al paso del fluido por el rotor, sino también en otras zonas de la máquina. Se tiene así

$$\psi_m = \frac{V_m}{\sqrt{2 g_c H}} \quad (\text{Ec. 1.40})$$

c) *Coficiente de tobera o de la velocidad absoluta de inyección o del chorro.* El nombre está indicando la velocidad que califica este coeficiente, de gran interés en las turbinas de impulso, en las que se aprovecha la energía cinética generada en una tobera a la entrada de la máquina. Se designa por C_{vt} y tiene la forma

$$C_{vt} = \frac{V}{\sqrt{2 g_c H}} \quad (\text{Ec. 1.41})$$

En la definición de todos estos coeficientes de velocidad, la H expresa energía por unidad de masa como se ha dicho. Pero también se puede poner la H en unidades de longitud (metros por ejemplo), en cuyo caso la g_c se transforma en g solamente expresando unidad de longitud entre tiempo al cuadrado (m/seg^2). Se mantiene así el carácter adimensional de los coeficientes.

Como ya se dijo, se llama velocidad unitaria a $\sqrt{2 g_c H}$, con lo que cada coeficiente viene significando una velocidad específica que caracteriza la preponderancia de un determinado factor. Por ejemplo, Φ representará una velocidad circunferencial específica que caracteriza la preponderancia de la carga. El coeficiente ψ significará una velocidad de paso específica. El C_{vt} vendrá a ser una velocidad del chorro específica.

En este capítulo se pretenden dar solamente fundamentos teóricos de los parámetros que caracterizan a las turbomáquinas. Al estudiar cada unidad en particular se darán los valores numéricos específicos de cada una, su importancia y trascendencia.

1.13. Carga teórica y carga neta. Rendimientos

Sólo en condiciones ideales toda la energía cedida por el fluido a su paso por la máquina puede ser tomada por los álabes en una turbina, o viceversa, la energía de los álabes puede ser comunicada al fluido en una bomba. En condiciones reales siempre hay una diferencia entre esas dos energías, diferencia que cuantifica las pérdidas hidráulicas en la máquina, por fricción, choques, turbulencias, etcétera.

Se llama *carga teórica* H a la energía teóricamente transferida entre fluido y álabes, o sea

$$H = \frac{1}{g_c} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2 g_c} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2 g_c} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2 g_c} \quad (\text{en turbinas}) \quad (\text{Ec. 1.42})$$

$$H = \frac{1}{g_c} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 g_c} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c} \quad (\text{en bombas}) \quad (\text{Ec. 1.43})$$

Y se llama *carga neta* H_n a la gradiente de carga dinámica entre la *entrada* y la *salida* de la máquina. Para una turbina hidráulica, entre la entrada al caracol y la salida del tubo de desfogue. Para una bomba, entre la entrada a la carcasa y la salida de la voluta. Así pues

$$H_n = H_t - H_s = \frac{V_e^2 - V_s^2}{2 g_c} + \frac{p_e - p_s}{\rho} + \frac{g}{g_c} (z_e - z_s) \quad (\text{turbinas}) \quad (\text{Ec. 1.44})$$

$$H_n = H_s - H_e = \frac{V_s^2 - V_e^2}{2g_c} + \frac{p_s - p_e}{\rho} + \frac{g}{g_c} (z_s - z_e) \text{ (bombas)} \quad (\text{Ec. 1.45})$$

La "carga neta" H_n se llama también, particularmente en las bombas, "altura manométrica" H_{mn} .

Si se representan por H_p las pérdidas hidráulicas antes señaladas, entre la entrada y la salida, se tiene

$$H = H_n - H_p \text{ (turbinas)} \quad (\text{Ec. 1.46})$$

$$H = H_n - H_p \text{ (bombas)} \quad (\text{Ec. 1.47})$$

Rendimientos: Se definen varios rendimientos.

a) *Rendimiento hidráulico o manométrico*, que muestra precisamente la relación existente entre la carga teórica y la carga neta, así

$$\eta_h = \frac{H}{H_n} \text{ (turbinas)} \quad (\text{Ec. 1.48})$$

$$\eta_h = \frac{H_n}{H} \text{ (bombas)} \quad (\text{Ec. 1.49})$$

Este rendimiento es muy importante ya que caracteriza la capacidad de la máquina para intercambiar energía con el fluido.

b) *Rendimiento volumétrico*. No todo el fluido que entre en la máquina está en posibilidad de intercambiar energía con los álabes del rotor; parte del mismo se fuga por los sellos, estoperos o retenes, antes de tener esa oportunidad, decidiéndose así un rendimiento volumétrico.

$$\eta_v = \frac{Q - q}{Q} \quad (\text{Ec. 1.50})$$

en donde Q significa el gasto volumétrico que entra en la máquina y q las fugas expresadas en la misma unidad de volumen. Este rendimiento es muy alto en las máquinas modernas (próximo al 100%), pues hoy día se cuenta con buenos materiales para sellos (como el neopreno), que soportan bien la acción abrasiva que se produce entre los elementos de máquina en movimiento y las partes fijas. Pero en algunos casos se propicia una ligera fuga (lacrimo), que evita la resequedad del sello y mejora las condiciones de deslizamiento. Es frecuente en las máquinas hidráulicas.

c) *Rendimiento mecánico*, que tiene cuenta de las pérdidas por rozamiento mecánico en chumaceras, cojinetes y órganos de regulación. Se representa por η_m . Su valor es difícil de precisar y generalmente se calcula en forma indirecta a través de los otros rendimientos que se están considerando.

d) *Rendimiento global o rendimiento energético total*, que es la relación entre la potencia en la flecha de la máquina y la potencia cedida o tomada por el fluido

$$\eta \text{ (turbinas)} = \frac{P \text{ flecha}}{\gamma Q H_n} = \frac{\text{Potencia en flecha de la turbina}}{\text{Potencia cedida por el fluido}} \quad (\text{Ec. 1.51})$$

$$\eta \text{ (bombas)} = \frac{\gamma Q H_n}{P \text{ flecha}} = \frac{\text{Potencia tomada por el fluido}}{\text{Potencia en flecha de la bomba}} \quad (\text{Ec. 1.52})$$

Desde luego

$$\eta = \eta_b \eta_v \eta_m \quad (\text{Ec. 1.53})$$

Según Wislicenus, el rendimiento hidráulico puede obtenerse aproximadamente de la expresión empírica siguiente:

$$1 - \eta_b = k(1 - \eta) \quad (\text{Ec. 1.54})$$

en la que k representa una constante con valor aproximado de $\frac{2}{3}$ para máquinas de velocidad específica media y baja.

Ejemplo 1.2.

Una bomba prototipo tiene las características siguientes:

$$Q_p = 1600 \text{ gpm}, H_p = 300 \text{ pies}, D_p = 18 \text{ plg}, N_p = 1760 \text{ rpm}.$$

Se desea construir un modelo con características dinámicas similares, para lo cual se cuenta con un caudal $Q_m = 1 \text{ pie}^3/\text{seg}$ y con un motor que da una potencia en flecha $P_{\text{flecha}} = 10 \text{ HP}$. Haciendo uso de la figura 2.15, calcule para el modelo: 1) tipo de bomba, 2) N_m , 3) D_m .

Solución:

1. Como debe existir similitud dinámica, bastará que las velocidades específicas sean iguales en ambas máquinas o sea

$$N_{sp} = N_{sm}$$

$$N_{sp} = \frac{N Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{1760 \times (1600)^{1/2}}{(300)^{3/4}} = 978$$

Luego $N_{sm} = 978$, que en la figura 2.15 corresponde a una *bomba* centrífuga.

2. Para calcular N_m se recurre a la misma fórmula de la velocidad específica, o sea

$$N_m = \frac{N_{sm} H_m^{3/4}}{Q_m^{1/2}}$$

Ahora bien

$$H_m = \frac{\eta P_{\text{flecha}}}{\gamma Q_m}$$

Para $Q_m = 1 \text{ pie}^3/\text{seg} = 449 \text{ gpm}$ y $N_{sm} = 978$, de la figura 2.15 se saca $\eta_{hm} = 0.68$ (diferente del $\eta_{hp} = 0.78$) con la fórmula de Wislicenus

$$1 - \eta_b = \frac{2}{3}(1 - \eta)$$

sustituyendo

$$1 - 0.68 = \frac{2}{3}(1 - \eta)$$

$$\eta_m = 0.52$$

luego

$$H_m = \frac{0.52 \times 10 \times 550}{62.4 \times 1} = 46 \text{ pies}$$

y por tanto

$$N_m = \frac{978 \times (46)^{3/4}}{(449)^{1/2}} = \frac{978 \times 17.5}{21.2} = 815 \text{ rpm}$$

3. Por tratarse de una bomba centrífuga con carga relativamente grande respecto al caudal, la ponderación del coeficiente de carga es importante y conviene recurrir a este valor para la determinación del diámetro. En las bombas centrífugas, en efecto, el coeficiente C_H varía muy poco con el tipo, como puede verse en la tabla T 2.1.

Por tanto

$$C_H = \left(\frac{Hg}{N^2 D^2} \right)_p = \left(\frac{Hg}{N^2 D^2} \right)_m$$

expresando la energía por unidad de peso, H viene en pies y g en $\frac{\text{pies}}{\text{seg}^2}$.

Suponiendo $g_p = g_m$ y sustituyendo valores, queda

$$\frac{300}{\left(\frac{1760}{60} \frac{18}{12} \right)^2} = \frac{46}{\left(\frac{815}{60} \right)^2} D_m^2$$

de donde

$$D_m = 1.27 \text{ pies} = 15.2 \text{ plg.}$$

También se podía haber obtenido a través del coeficiente de la velocidad de arrastre o sea $\Phi_m = \Phi_p$.

1.14. Curvas características teóricas y reales

Se ha visto que la dinámica del fluido en una turbomáquina se halla condicionada fundamentalmente por las nueve variables siguientes $Q, H, P, M, N, D, \rho, \mu, E$. También se han definido algunas relaciones importantes entre estas variables basadas en las leyes de funcionamiento, como son los coeficientes de funcionamiento C_Q, C_H, C_P, C_M . De la combinación de éstas ha salido la velocidad específica. Después se han obtenido los coeficientes de velocidad a través de la relación de Combe-Rateau; han sido Φ, Ψ y C_{vt} . También se han definido los rendimientos η_h, η_v, η_m y η . Para dar interpretación a la forma de variación que tiene una cualquiera de estas cantidades con respecto a otra, considerando invariables las demás, se recurre a la forma gráfica, que da como resultado las llamadas *curvas características* de funcionamiento.

Entre las nueve variables que se han señalado, las más fundamentales son Q y H como ya se ha dicho; por lo que la característica $H = f(Q)$, denominada *carga caudal*, es sin duda la más significativa de todas. Casi siempre el caudal se toma como variable independiente, esto es, una cantidad básica en la operación de una turbomáquina y que es fácil de medir. Por esto, son características usuales, además de la $H = f(Q)$, las siguientes: $P = f(Q)$, $N = f(Q)$, $D = f(Q)$ y $\eta = f(Q)$. Correlativas a éstas se tienen las curvas de los coeficientes adimensionales de funcionamiento: $C_H = f(C_Q)$ y $C_P = f(C_Q)$. Pero en la definición de tipos, son más útiles aquellas características que tienen como variable independiente la velocidad específica como, $\eta = f(N_s)$ y $H = f(N_s)$. Oportunamente, en el estudio de cada máquina, se irá viendo la forma y sentido que tienen todas estas curvas.

Las características pueden ser teóricas si son respuesta de una determinada expresión analítica, las cuales son de mucha utilidad, pues permiten dar mejor sentido a las características reales obtenidas por experimentación. Estas características reales contemplan la forma actual de operación del fluido, tenida cuenta de las pérdidas que se producen por la influencia de diversos factores.

1.15. Factores de pérdida de energía

Como causas principales de pérdida de energía pueden citarse las siguientes:

a) *Pérdidas por fricción* sobre las paredes de los contornos; éstas varían directamente con el cuadrado de la velocidad relativa y con la longitud del ducto o canal por donde se mueve el fluido, siendo inversamente proporcionales al radio hidráulico de la sección de dicho ducto. También intervienen la viscosidad del fluido y la rugosidad de las paredes.

b) *Pérdidas por separación* del fluido de los contornos de los álabes o por *choques* contra los mismos, produciéndose turbulencias o vibraciones perjudiciales. Este efecto tiene lugar, por ejemplo, en la operación a carga parcial o sobrecarga en las máquinas de álabe fijo, al modificarse la incidencia con la regulación del caudal. La máquina, ya sea bomba o turbina, está ligada rígidamente a otra máquina de velocidad angular constante (motor o generador) y para modificar la potencia de acuerdo con la demanda, se regula el gasto, cambiando en magnitud o dirección la velocidad absoluta de entrada al rotor; pero como la velocidad de arrastre permanece constante, necesariamente la velocidad relativa se sale de la posición tangente que debe tener respecto al álabe, produciéndose la separación o choque contra el mismo.

Desde luego, la separación se produce en el borde de ataque del álabe, al modificarse el ángulo de incidencia y para velocidades subsónicas del fluido. En el caso de velocidades supersónicas, como sucede en algunas máquinas que trabajan con aire, gas o vapor, la separación se presenta en el borde de fuga del álabe debido a una gradiente de presión adversa que se crea en virtud de una interacción entre la onda de choque que se genera en la parte convexa del álabe y la capa de contorno en la zona de salida del álabe. Esta separación da lugar a turbulencias que aumentan la fuerza de arrastre del álabe, disminuyendo el rendimiento. Este efecto obliga a limitar el valor del cambio en las velocidades relativas del fluido y a sacrificar la energía estática transferida por este concepto.

c) *Pérdidas por recirculación* del fluido entre el rotor y la carcasa. El rotor al girar dentro de la carcasa llena de fluido produce una verdadera centrifugación de las partículas que están en su contacto periférico, dando lugar a una corriente circulatoria que sigue al rotor en su movimiento. En ciertas máquinas hidráulicas se ha podido comprobar que la velocidad angular de esta corriente llega a ser la mitad de la del rotor. Varía de unas máquinas a otras, siendo evidente una pérdida energética a causa de esta recirculación del fluido.

d) *Pérdidas por fugas*. Resulta difícil evitar las fugas del fluido entre las partes móviles y las fijas de una turbomáquina, pues si se fuerza la presión sobre los sellos de ajuste, se aumenta el efecto abrasivo sobre los mismos y se acelera su destrucción, además de producir un frenado que reduce el rendimiento. Preferible es tolerar una ligera fuga, en muchos casos, como en las máquinas hidráulicas, que ayude a mantener húmedos los sellos, no sólo para la protección de estos, sino también para favorecer el deslizamiento y mejorar las condiciones de funcionamiento.

1.16. Fenómeno de cavitación

Si las máquinas que trabajan con aire, gas o vapor, están sujetas a fenómenos elásticos a causa de ser estos fluidos compresibles, las máquinas hidráulicas, no sufren este problema, pues el agua es un líquido prácticamente incompresible dentro de las condiciones de trabajo en las mismas. Sin embargo, tienen también limitada su velocidad por la cavitación. El nombre viene significando la formación de cavidades en el seno del líquido, definidas por burbujas de vapor dentro de la masa líquida y producidas por una vaporización local a causa de ciertas condiciones dinámicas, como pueden ser una alta velocidad relativa y consecuentemente una reducción de la presión local hasta el valor de la tensión del vapor a la tempe-

ratura actual del líquido. Estas condiciones suelen presentarse en la parte convexa de los álabes que confinan la zona de succión de una bomba o de descarga de una turbina, así como en la región periférica del rodete móvil donde las velocidades tangenciales son altas. En general, en todo punto en que se produzca una aceleración local suficiente para reducir la presión al valor del de vaporización.

La cavitación disminuye el rendimiento hidráulico, pero el efecto más grave es la erosión de los álabes, que se acentúa más y más una vez iniciada, obligando a revisiones periódicas de la máquina y a la reparación de la parte afectada.

El resane de los álabes suele hacerse con soldadura, siendo esta operación muy delicada, pues se han de evitar en lo posible tensiones internas en el material que den lugar a concentraciones de esfuerzos nocivos, así como desequilibrios mecánicos por desajuste de masas que produzcan vibraciones.

La falta de masa local, producida por la cavitación, puede dar lugar también a vibraciones del rotor. En algunas instalaciones se han empleado con éxito resinas epoxy para rellenar las partes erosionadas por la cavitación.

El fenómeno de cavitación ha sido objeto de muchos estudios y la explicación es aún motivo de controversia. Una teoría expuesta por Harvey y desarrollada más tarde por Knapp sostiene que en el seno del líquido se encuentran un número de núcleos gaseosos pequeños e insolubles localizados en cavidades de pequeñas partículas sólidas no mojadas tales como polvo. Estos núcleos constituyen discontinuidades en la masa líquida y le impiden soportar tensión, comenzando la cavitación. Un líquido perfectamente homogéneo mantiene una tensión alta y soporta un estado metastable aunque descienda la presión al valor de la vaporización, de acuerdo con la temperatura actual del líquido. Los núcleos más grandes acentuarán la discontinuidad y acelerarán la cavitación. La presencia de una capa de contorno parece facilitar este crecimiento. Esta teoría, aunque tentativa, explica varios tipos de cavitación que ocurren en condiciones semejantes, no solamente respecto a las propiedades macroscópicas del cuerpo inmerso en el líquido, sino también respecto a las propiedades microscópicas del mismo líquido.

Una burbuja de vapor formada por una reducción local de la presión eventualmente se destruye cuando es arrastrada a una zona de más alta presión y este colapso instantáneo de la burbuja produce una onda de presión que se transmite a través del líquido, alcanzando la superficie del material del álabe. (Nótese, además, que la mayor velocidad relativa se tiene precisamente en la proximidad de los contornos). Asociada con la alta presión de impacto se tiene una temperatura local elevada, la combinación de las cuales puede ser suficiente para deteriorar el material. La acción química se ha querido señalar como causa del ataque metálico, pero aunque puede ser un factor que contribuye a la erosión del álabe, se ha observado que los efectos de cavitación se presentan aun en materiales neutros como plomo y vidrio.

La cavitación es esencialmente un proceso inestable, ya que la onda de presión debida al colapso de la burbuja eleva momentáneamente el nivel de presión local, con lo que la cavitación cesa. El ciclo se repite y la frecuencia puede ser muy alta (hasta por encima de 25,000 ciclos por segundo). Se entiende que bajo tales condiciones de fluctuación, el líquido es sacudido y empujado hacia los poros del metal, produciendo compresiones locales que sobrepasan la resistencia del material y dañan las áreas afectadas.

Por otra parte, la acumulación de bolsas de vapor relativamente grandes perturban el campo de flujo y reducen el rendimiento.

Al diseñar una máquina y proyectar su instalación debe procurarse que la cavitación no llegue a producirse, al menos en grado notable. Bien es sabido que esto obliga a reducir velocidades de operación y a aumentar el peso y tamaño por unidad de potencia, así como a cuidar la posición de las turbinas respecto al nivel de aguas abajo, y la de las bombas respecto al nivel de succión.

Ayuda a resolver estos problemas el coeficiente de cavitación, definido en función de la velocidad específica, cuya forma se verá oportunamente al estudiar cada máquina en particular.

1.17. Velocidad sincrónica

Generalmente las turbinas hidráulicas se emplean para mover generadores eléctricos síncronos, a los que se acoplan rígidamente sobre un mismo eje. La velocidad de giro la determinan las condiciones hidráulicas, de acuerdo con la carga y caudal, pero es preciso hacer el reajuste final teniendo en cuenta ciertas condiciones eléctricas. El generador síncrono es una máquina de corriente alterna excitada por corriente directa, existiendo una relación constante entre la frecuencia de la corriente y la velocidad de giro de la máquina, que da el número de pares de polos del rotor. Así, si el rotor de un generador tiene p pares de polos (o sea $2p$ polos), N es el número de revoluciones por minuto a que gira el rotor y f es la frecuencia de la corriente en ciclos por segundo, se tiene

$$p = \frac{f}{N/60} \text{ pares de polos.}$$

En efecto, cada bobina del estator será cortada $pN/60$ veces por segundo por el flujo de cada par de polos, produciéndose en el estator una corriente de frecuencia

$$f = p \frac{N}{60} \text{ ciclos/seg}$$

o sea

$$N = \frac{60 f}{p} \text{ rpm} \quad (\text{Ec. 1.55})$$

El número de pares de polos suele variar de 1 a 50, o sea de 2 a 100 polos. Según esto, para $f = 60$ ciclos/seg. la velocidad máxima de rotación del generador será de 3 600 rpm, ya que el número mínimo de polos que se pueden tener son dos, o sea un par. Esta es la velocidad usual de las turbinas de vapor. Las turbinas hidráulicas giran a velocidades más bajas, tanto más si la máquina es grande, variando entre 72 y 600 rpm aproximadamente en las máquinas modernas. Como puede verse, para f constante, p está en razón inversa de N . Por razones constructivas el número de polos suele ser múltiple de 4.

Ejemplo 1.3

Si las condiciones hidráulicas han determinado una velocidad de giro a la turbina de $N = 165$ rpm, y la frecuencia del generador es de 60 ciclos por segundo, se tendrá

$$p = \frac{60 \times 60}{165} = 21.8 \text{ pares de polos}$$

Se debe redondear $p = 22$ pares de polos (44 polos), con lo que resultará

$$N = \frac{60 \times 60}{22} = 163.63 \text{ rpm}$$

que deberá ser la velocidad de la turbina en definitiva, acoplada rígidamente al generador.

En las turbinas de gas o compresores de aire, que giran a muy altas velocidades (20,000 rpm o más), se emplean reductores de velocidad para los generadores o motores acoplados a dichas máquinas.

1.18. Bases para una clasificación de las turbomáquinas

Después de tener conocimiento de los principios generales que rigen a todas las turbomáquinas, procede una clasificación para iniciar un estudio metodológico de los diferentes tipos. Hay muchos métodos de clasificación en grupos con factores comunes, pero no puede decirse que haya una clara división en conjuntos de funcionamiento y diseño único, que permita desarrollar estudios simples sobre las mismas bases. Sin embargo, el comportamiento de los fluidos reales bajo condiciones particulares, conduce a un análisis de diseño especial para un número de tipos más usuales, aunque se haga necesario estudiar cada uno de estos tipos separadamente.

Una primera gran división que puede hacerse es, en máquinas que transfieren energía de rotor a fluido, denominadas *bombas y compresores*, y en máquinas que transfieren energía de fluido a rotor, llamadas *turbinas*.

Otra segunda gran clasificación se basa en la dirección que tiene el flujo a su paso por el rotor, y se tienen así máquinas de flujo *radial* y máquinas de flujo *axial*; algunas tienen los dos flujos, esto es, son de flujo *mixto* (como la Francis mixta) y entonces éstas se clasifican entre las radiales, aunque no impliquen al flujo radial los elementos del flujo axial. El grupo de flujo radial puede subdividirse en flujo hacia adentro y flujo hacia afuera, lo que es muy significativo según se trate de turbinas o bombas.

Una tercera división, que atiende al *grado de reacción*, es la que contempla por un lado las máquinas de impulso y por otro lado a las de reacción. Pero esta clasificación es imprecisa, para la mayor parte de los autores y constructores, pues aunque parece lógico que $G_R = 0$ debe corresponder a impulso y $G_R \neq 0$ a reacción, no se toma así en la práctica, sino que se llaman de impulso a muchas turbomáquinas con bajo grado de reacción, esto es, cuando la ponderación de la carga estática es relativamente reducida con relación a la dinámica. Pero como no se define ningún porcentaje, permanece la duda si se debe llamar de impulso o de reacción. Buscando precisión para un estudio metodológico se llamarán de impulso a las máquinas con $G_R = 0$ y de reacción aquellas en que $G_R \neq 0$.

Finalmente es motivo muy importante para una clasificación, la *naturaleza del fluido* con que trabaja la máquina, esto es, si es *compresible* o *incompresible*. Entre las turbinas de agua y las de vapor o gas, hay notables diferencias, por ejemplo: aunque bien es verdad que entre las bombas de agua y los compresores de aire no son tan acusadas.

Todas estas particularidades se han tenido en cuenta al tratar de establecer una metodología de estudio, la cual se advierte siempre necesaria. La presente obra contempla las **TURBOMÁQUINAS HIDRAULICAS** o máquinas que trabajan con el agua (fluido incompresible). El estudio de las máquinas de fluido compresible (vapor, gas o aire) se desarrollará en obra aparte.

Se trata así de justificar la estructura del programa que queda redactado en el índice, cuyo esquema es el que se ofrece a continuación:

Turbomáquinas Hidráulicas (Fluido incompresible)	Bombas (Energía de rotor o fluido)	{ Bombas radiales o centrifugas Bombas axiales o de hélice
	Turbinas (Energía de fluido a rotor)	{ Turbinas de agua de reacción radiales: Francis Turbinas de agua de reacción axiales: Kaplan Turbinas de agua de impulso o tangenciales: Pelton
	Acoplamientos fluidos (Energía de rotor a rotor a través de un fluido)	

Aprovechamientos
hidráulicos.
Saltos de agua.
(Aplicaciones)

Bombas centrífugas

2.1. Características generales

La bomba centrífuga, lo mismo que cualquier otra bomba, sirve para producir una ganancia en carga estática en un fluido. Imprime pues, una energía a un fluido procedente de una energía mecánica que se ha puesto en su eje por medio de un motor.

La bomba centrífuga es una turbomáquina de tipo radial con flujo de dentro hacia afuera, presentando por lo general un área de paso de agua relativamente reducida en relación con el diámetro del rotor o impulsor, con objeto de obligar al fluido a hacer un recorrido radial largo y aumentar la acción centrífuga —lo que justifica su nombre—, a fin de incrementar

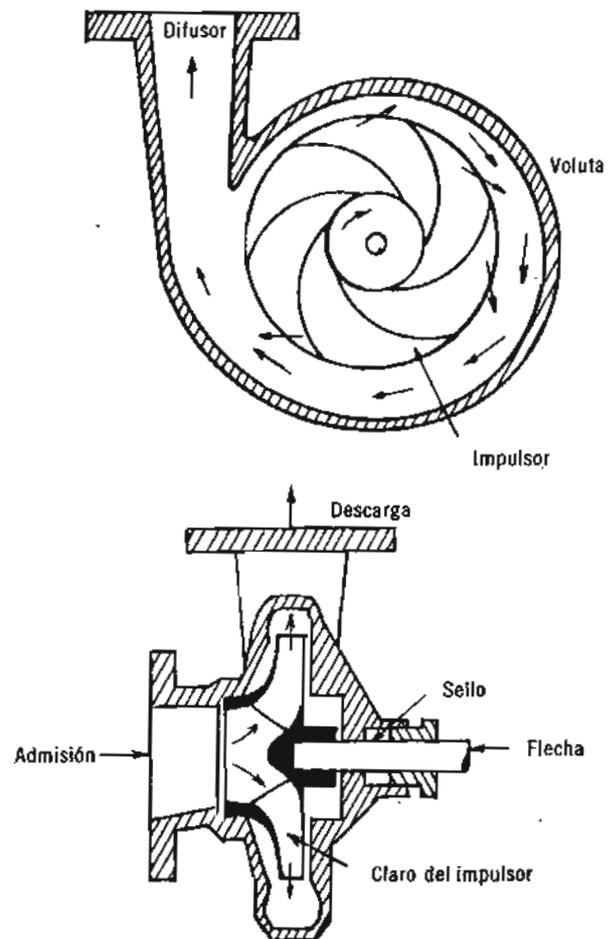


Fig. 2.1 Esquema de una bomba centrífuga típico.

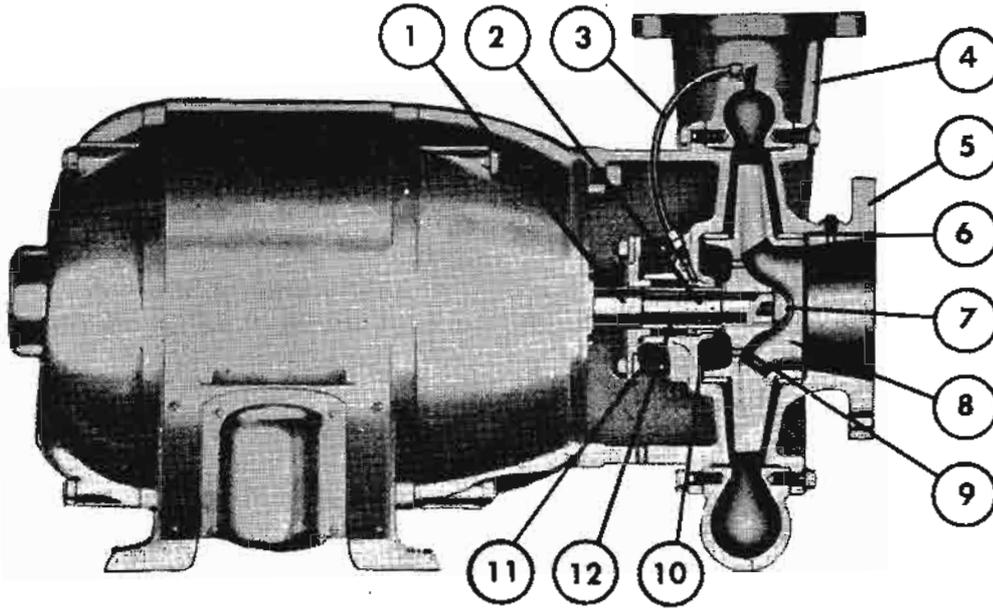


Foto 2.1 Bomba centrífuga seccionada. 1) Manguito. 2) Eje. 3) Bypass. 4) Voluta. 5) Brida. 6) Anillo. 7) Tornillo de fijación. 8) Impulsor. 9) Agujeros de balanceo. 10) Sello. 11) Casquillo. 12) Manguito. [Cortesía Jacuzzi].

la carga estática, que es lo que generalmente se pretende con este tipo de bomba, aunque el gasto en parte se sacrifique. Todo esto significa que la velocidad específica tendrá valores relativamente bajos o medios. Existen, no obstante, bombas de tipo centrífugo que mueven grandes caudales con pequeña ganancia en carga en ciertos servicios donde se juzga que pueda tener mejores resultados que una bomba axial, pero éste no es el caso general. La bomba centrífuga, como máquina radial que es, encuentra lógica aplicación en cargas relativamente altas y medianas.

Las partes esenciales de la bomba centrífuga son el rotor o impulsor provisto de álabes y la caja o carcasa en que está alojado el mismo, la cual forma un todo con la voluta o difusor, forma cónica del ducto de salida del rotor que permite reducir la velocidad y transformar, en parte, la energía cinética en energía potencial figura 2.1. A veces el difusor se presenta bajo la forma de una serie de álabes fijos a la carcasa, rodeando al impulsor, los cuales no sólo reducen la velocidad de salida y aumentan la carga estática, sino que también actúan como directores del agua a la salida, como sucede en las bombas de pozo profundo del tipo llamado de tazones, que tienen varios impulsores en serie.

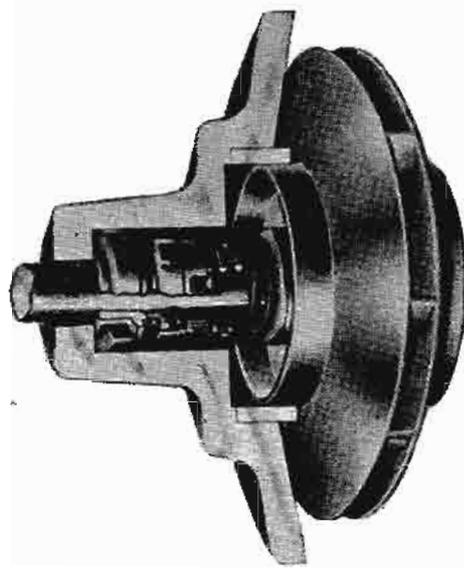
Las bombas centrífugas pueden ser de *succión simple* o de *doble succión*. En las primeras (foto 2.1), el agua entra en el ojo del impulsor por un solo lado de éste. Pero cuando se requiere admitir más caudal sin aumentar el diámetro del ojo de entrada, lo que reduciría el recorrido radial y la carga, se dispone la doble succión o entrada por los dos lados del impulsor. Es evidente que el área de paso a través de los álabes debe aumentar, lo cual se consigue separando más los discos laterales que sirven de cubierta a los álabes.

Cuando se requieren muy altas presiones, se pueden disponer varias celdillas de impulsores en serie, con lo que se tiene una bomba multicelular. Si es el gasto el que se necesita incrementar, se pueden poner varias unidades en paralelo.

Los impulsores pueden ser *cerrados* o *abiertos*. En el primer caso (foto 2.2), los álabes generalmente de tipo bidimensional, tienen dos cubiertas laterales, con salida periférica del agua, constituyendo el conjunto todo el impulsor; en el segundo caso, los álabes pueden ser de tipo bidimensional o tridimensional (alabeados) y sólo presentan una cubierta lateral en la que van engastados los álabes, total o parcialmente. El ducto entre álabes se cierra con la pared de la carcasa, permitiendo la necesaria luz de entrehierro (Fig. 2.24).

El material de los impulsores es generalmente de bronce fundido (85% Cu, 5% Zn, 5% Sn y 5% Pb) y en ciertos casos de plástico. La carcasa suele ser de hierro vaciado.

Foto 2.2 Impulsor de bomba centrífuga, tipo cerrado, bidimensional.



2.2. Funcionamiento de la bomba centrífuga

La tubería de alimentación de una bomba centrífuga alcanza a la carcasa en dirección axial y el agua penetra en esa dirección en el ojo del impulsor. En el caso de impulsores cerrados con álabes bidimensionales, el agua incide en el álabe cuando el flujo ha tomado la dirección radial; pero si se trata de álabes tridimensionales y particularmente en impulsores abiertos, el agua ataca el álabe en dirección axial. En cualquier caso, el agua realiza su recorrido de dentro hacia afuera en dirección radial y sale por la periferia del impulsor. Se procura, frecuentemente, que no haya giro del fluido en el momento de la incidencia en los álabes, esto es, que la componente tangencial del fluido $V_{u1} = 0$, con lo que se mejora la transferencia de energía, que en la expresión de Euler se reduce a

$$H = \frac{U_2 V_{u2}}{g_c} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

esto es, queda condicionada solamente a los valores de las velocidades tangenciales del fluido y del álabe a la salida del impulsor. Evidentemente, para aumentar la transferencia H , se debe aumentar U_2 o V_{u2} o las dos. Ahora bien, como $U_2 = \omega R_2$, para elevar el valor de U_2 se debe aumentar la velocidad de giro de la máquina o el radio del impulsor, lo que equivale a incrementar la acción centrífuga, que no cabe duda, es la que tiene mayor influencia en la transferencia energética en estas bombas. La ω está limitada por los efectos de cavitación, correspondiendo los valores ω a valores de N inferiores a 4,000 rpm en términos generales. Lo más corriente es que la velocidad de giro oscile entre 1,000 y 2,000 rpm, pero puede ser más alta para máquinas chicas y más baja para máquinas muy grandes. Esto obliga a que la potencia se tenga que ganar a expensas del par en las máquinas grandes, esto es, aumentando el radio del impulsor y por tanto el tamaño de la máquina. Téngase presente que $P \propto N^3 D^5$ y que, por tanto, la potencia crece más rápidamente con D que con N . El constructor debe conjugar estos dos factores, tamaño y velocidad, dentro de unas determinadas condiciones de potencia, derivadas de la fórmula:

$$\text{Potencia} = \text{par} \times \text{velocidad angular}$$

Por otra parte el valor de V_{u2} desgraciadamente debe ser chico, si se quiere que la bomba tenga buen rendimiento. Esto quedará justificado en el inciso siguiente, pudiendo adelantar

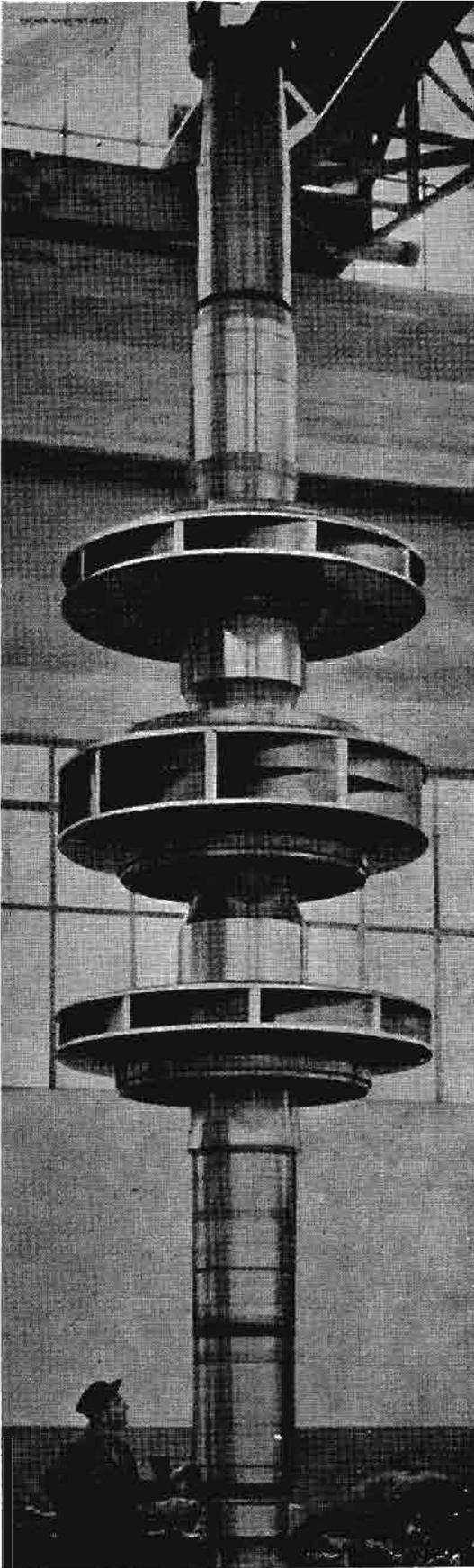
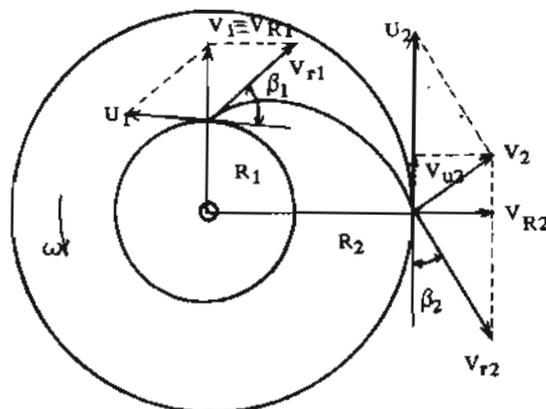


Foto 2.3 Rotor de 40 toneladas de una bomba vertical para una carga de 430 m en dos pasos (un paso lo realizan los impulsores extremos y el otro los dos centrales), con un gasto de 16 m³/seg y una potencia de 66,000 KW. (Lago de Garda, Italia). (Cortesía Escher Wyss).

Fig. 2.2 Diagramas de velocidades a la entrada y a la salida del álabe en un impulsor de bomba centrífuga.



que el vector V_{u2} es de magnitud reducida en virtud de que la velocidad absoluta de salida V_2 debe ser pequeña en una bomba, pues lo que se busca es carga estática y no dinámica. Además, se debe tener en cuenta que el sentido del vector V_{u2} debe ser el mismo que el de U_2 (Fig. 2.2) para no cambiar el signo al producto $U_2 V_{u2}$, lo que convertiría a una máquina receptora en motora. Estas condiciones, exigidas por el rendimiento, van obligando a un valor más alto de la velocidad relativa de salida V_{r2} , que en muchos casos llega a ser mayor que la relativa de entrada V_{r1} . Cuando esto sucede, el agua sufre una aceleración en su movimiento por entre los álabes, lo que reduce la transferencia, pues la componente energética

$$\frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2g_c}$$

se hace negativa, disminuyendo la carga estática que tendrá que obtenerse solamente a expensas de la acción centrífuga $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g_c}$ y aun ésta se verá en este caso sacrificada por la primera.

Normalmente se hace girar a los impulsores de bombas centrífugas con los álabes curvados hacia atrás, con lo que se reduce mucho el valor de la velocidad absoluta de salida V_2 y por ende la energía dinámica, mejorando el rendimiento. Pero baja la transferencia, pues V_{u2} resulta pequeña y en consecuencia se reduce el producto $U_2 V_{u2}$ que cuantifica la energía. Es por esto que la bomba centrífuga de buen rendimiento es de baja transferencia energética.

2.3. Análisis de una bomba centrífuga típica. Condiciones de buen rendimiento

Entre las variables que definen mejor la dinámica del fluido en una bomba centrífuga está sin duda el ángulo del álabe a la salida del impulsor, denominado β_2 y formado por la velocidad relativa V_{r2} con la dirección de la velocidad de arrastre U_2 . No se olvide, que en velocidades subsónicas, como es el caso de las bombas, la velocidad de salida viene condicionada por el contorno o forma de álabe en el borde de fuga; de ahí que V_{r2} se tome para definir el ángulo del álabe a la salida. Del valor de este ángulo depende mucho la cantidad y calidad de energía transferida de rotor a fluido, cuantificada la primera por la ecuación de Euler y calificada la segunda por el grado de reacción, como expresión de la ponderación que tiene la carga estática sobre la total. Se puede así analizar una bomba centrífuga típica con un estudio y examen de las dos funciones implícitas siguientes:

$$\begin{aligned} H &= f(\beta_2) \\ G_R &= \varphi(\beta_2) \end{aligned}$$

Esto exige fijar valores a las demás variables, los que deberán ser bastante generalizados para que no modifiquen mucho los resultados al apartarse de las hipótesis propuestas. He

aquí estos otros valores: En una bomba centrífuga se procura que no haya giro del agua en el momento de ataque del fluido al borde del álabe a la entrada, esto es, que $V_{u1} = 0$, lo cual se consigue fácilmente haciendo a V_1 radial o axial. En los impulsores cerrados V_1 generalmente es radial y en los abiertos es axial. De esta forma, la energía transferida aumenta y tiene la expresión sencilla.

$$H = \frac{U_2 V_{u2}}{g_c} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Conviene también que V_{u2} tenga el mismo sentido que U_2 para que no cambie el signo del producto $U_2 V_{u2}$. Otra condición que facilita los cálculos y el diseño es hacer constante el valor de la componente radial V_R entre la entrada y la salida, o sea que $V_{R1} = V_{R2} = V_R = \text{cte}$. A través de esta componente es muy sencillo relacionar las demás componentes entre sí en una máquina radial. Pero pueden también ser diferentes. Falta dar valores a β_1 , U_1 y U_2 ; por simplicidad y sin grave error para conocer características generales de operación se puede considerar $\beta_1 = 45^\circ$ y $U_2 = 2U_1$.

Se tienen, pues, las condiciones siguientes:

$$\begin{aligned} V_{u1} &= 0 \\ V_{R1} &= V_{R2} = V_R \\ \beta_1 &= 45^\circ \rightarrow U_1 = V_1 = V_R \\ U_2 &= 2 U_1 = 2 V_R \end{aligned}$$

De la ecuación de Euler, queda

$$H = \frac{U_2 V_{u2}}{g_c} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Observando la figura 2.2 se ve que

$$V_{u2} = U_2 - V_R \cot \beta_2 = 2 V_R - V_R \cot \beta_2$$

Sustituyendo en la (Ec. 2.1), se tiene

$$H = \frac{2 V_R^2}{g_c} (2 - \cot \beta_2) \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Para un valor constante de V_R entre la entrada y la salida, queda la energía transferida en función de β_2 solamente, pudiendo poner

$$H = K (2 - \cot \beta_2) \quad (\text{Ec. 2.3})$$

En cuanto al grado de reacción

$$G_R = \frac{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c}}{H}$$

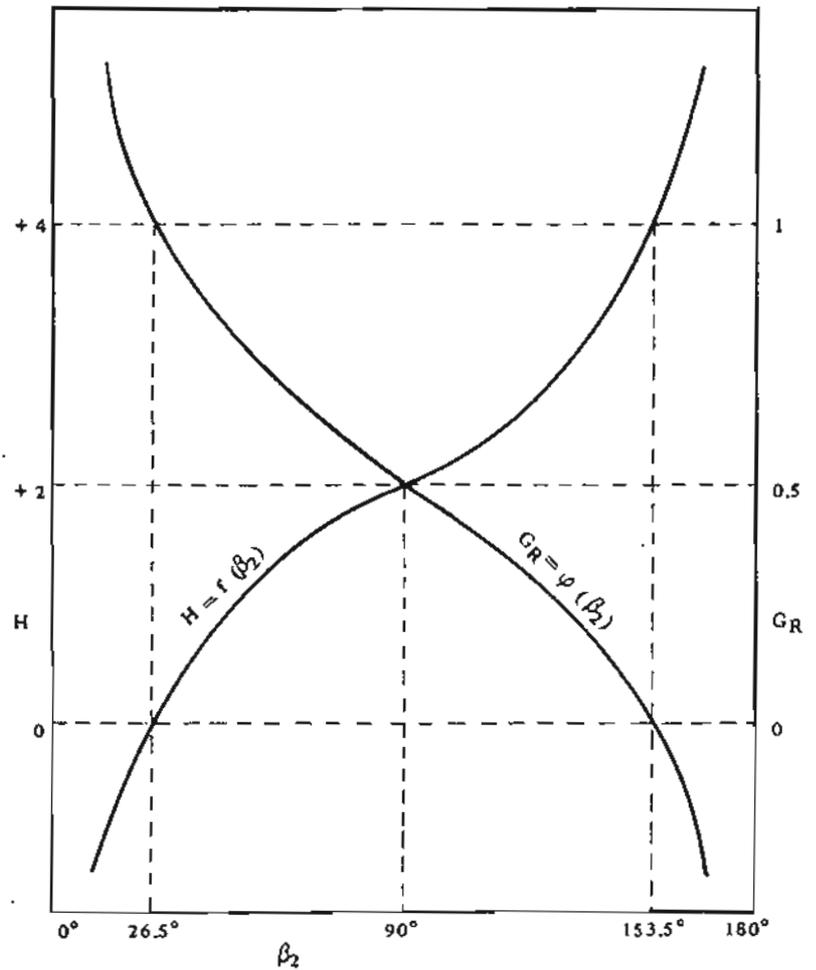
Con las condiciones establecidas y observando que

$$V_{r2} = \frac{V_R}{\sin \beta_2} \quad \text{ó} \quad V_{r2}^2 = \frac{V_R^2}{\sin^2 \beta_2}$$

y

$$V_{r1}^2 = U_1^2 + V_R^2 = 2 V_R^2$$

Fig. 2.3 Influencia del ángulo de solida del álabe sobre la energía transferida y sobre el grado de reacción.



sustituyendo

$$G_R = \frac{\frac{1}{2g_c} \left(4V_R^2 - V_R^2 + 2V_R^2 - \frac{V_R^2}{\text{sen}^2 \beta_2} \right)}{2 \frac{V_R^2}{g_c} (2 - \cot \beta_2)}$$

Simplificando y tomando en cuenta que

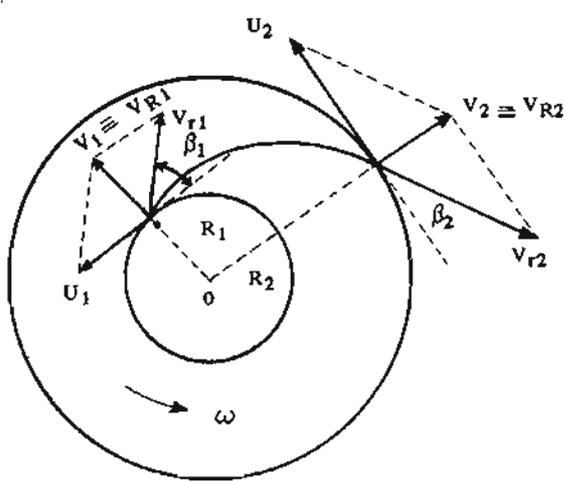
$$\frac{1}{\text{sen}^2 \beta_2} = 1 + \cot^2 \beta_2$$

se tiene

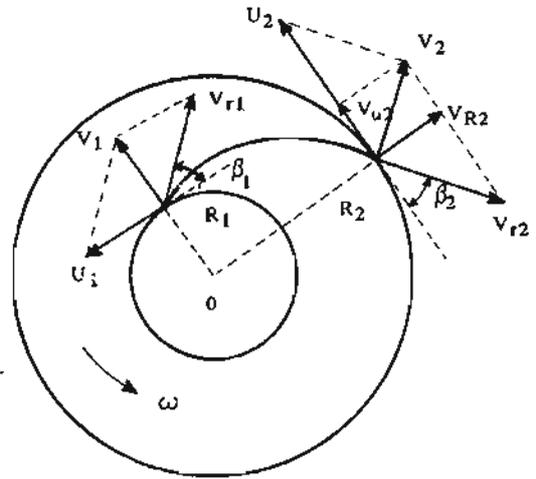
$$G_R = \frac{4 - \cot^2 \beta_2}{4(2 - \cot \beta_2)} = \frac{(2 + \cot \beta_2)(2 - \cot \beta_2)}{4(2 - \cot \beta_2)}$$

$$G_R = \frac{2 + \cot \beta_2}{4} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

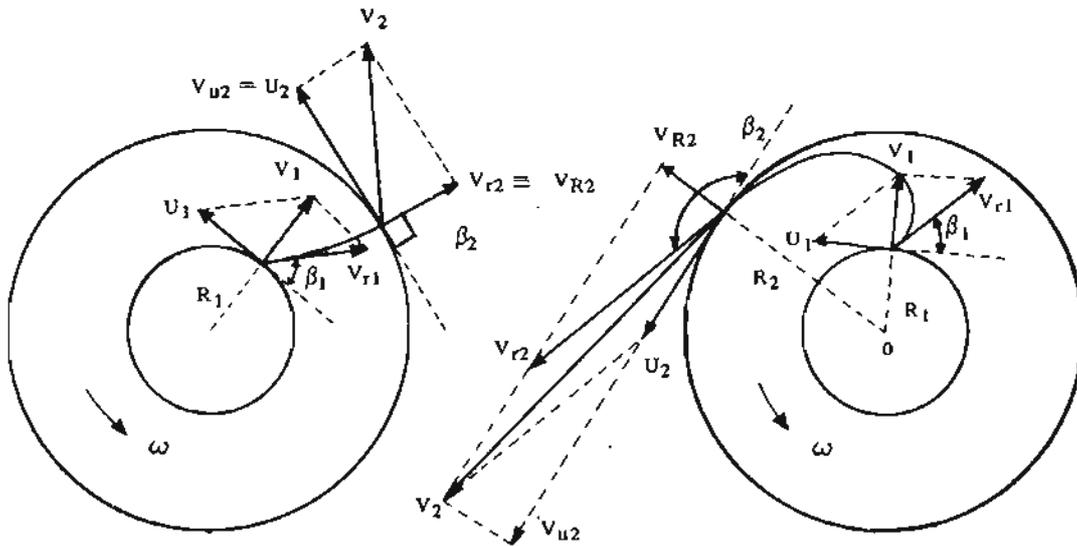
Ecuación explícita de la reacción en función solamente de β_2 . Esta ecuación y la (Ec. 2.3) de la energía transferida representadas gráficamente en la figura 2.3 permiten apreciar el comportamiento de una bomba centrífuga, pues aunque se han fijado algunos valores concretos, se advierte, sin embargo, la gran influencia del ángulo del álabe (β_2) en la energía



a) $V_{u2} = 0$, $H = 0$, $G_R = 1$, $\eta = \text{nulo}$



b) V_{u2} en el sentido de U_2 , $\beta_2 < 90^\circ$, $1/2 < G_R < 1$
 $H = +$; $\eta = \text{aceptable}$



c) $\beta_2 = 90^\circ$, $H = +$, $G_R = 1/2$, $\eta = \text{bajo}$

d) $\beta_2 = 90^\circ$, $H = +$, $G_R < 1/2$; $\eta = \text{malo}$

Fig. 2.4 Variación de H , G_R y η con β_2 .

transferida y en la reacción, representativa esta última de la ponderación que tiene la carga estática sobre la total transferida, que es de muchísima importancia en una bomba.

Análisis de las curvas $H = f(\beta_2)$ y $G_R = \varphi(\beta_2)$ en la figura 2.3.

$$\text{Para } \beta_2 = 26.50 \quad H = 0, G_R = 1$$

como

$$H = \frac{U_2 V_{u2}}{g_c} \text{ y } U_2 \neq 0 \text{ debe ser } V_{u2} = 0$$

o sea, la velocidad absoluta es radial ($V_2 = V_{R2}$) (Fig. 2.4a) teniendo entonces un mínimo absoluto el valor de la energía transferida. En este caso, $V_1 = V_R = V_2$ y $V_{ru2} = -U_2$. Y como $V_{ru1} = -U_1$ se advierte que la acción centrífuga queda neutralizada por la carga estática debida al cambio en la velocidad relativa, esto es, toda la acción centrífuga no alcanza más que a acelerar el fluido entre los álabes, sin producir carga estática positiva. Tampoco se tiene carga dinámica, pues $V_1 = V_2 = V_R$, resultando $H = 0$ como se acaba de ver. Recíprocamente si $H = 0$ y $H_{dinám.} = 0$ resulta $H_{est.} = 0$.

A medida que β_2 va tomando valores mayores que 26.5, la V_2 se va haciendo ligeramente mayor y la V_{u2} va estando en el sentido de U_2 (Fig. 2.4b) que es lo correcto, para que el producto $U_2 V_{u2}$ no cambie de signo. Para valores de $V_{u2} \neq 0$ pero pequeños, la V_2 es pequeña y se tiene *buen rendimiento*, aunque es baja la energía transferida por ser reducida la V_{u2} . Se ve también que si V_2 se acerca al valor de V_{R2} , o lo que es lo mismo al de V_1 que es igual a V_{R2} , entonces la carga dinámica

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2 g_c} \rightarrow 0$$

lo cual es satisfactorio, pero se reduce también la carga estática ya que V_{r2} aumenta y el término $\frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c}$ disminuye o puede hacerse negativo, llegando a veces a producir una resta

en lugar de una adición a la carga de presión; esto es, la acción centrífuga $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c}$ se emplea en parte en producir una aceleración inútil del agua desde la entrada a la salida del álabe (Fig. 2.4a). Sin embargo, las condiciones de buen rendimiento exigen una V_2 chica y la manera de conseguirla es aproximando su valor a la radial V_R y siempre con una proyección sobre la tangente (V_{u2}) en el sentido de U_2 . Esto exige valores de β_2 chicos pero ligeramente superiores al que hace $H = 0$ y a $G_R = 1$; o sea, con un grado de reacción alto, ligeramente inferior a la unidad la energía transferida es baja pero el *rendimiento es bueno* en una bomba centrífuga, que es lo que debe buscarse, (Fig. 2.4b).

Si β_2 aumenta demasiado, la V_2 aumenta también y baja el rendimiento, aunque crece la energía transferida al hacerse más grande V_{u2} , pero bajo la forma de carga dinámica que no interesa. La condición de buen rendimiento está exigiendo siempre un valor a β_2 inferior a 90° , esto es, *álabes curvados hacia atrás*. Para $\beta_2 = 90^\circ$, $H = 2$ y $G_R = \frac{1}{2}$; los álabes son radiales a la salida, el grado de reacción y la carga estática disminuyen, la V_2 es grande y el rendimiento baja, aunque V_{u2} crece y aumenta la energía transferida (Fig. 2.4c). Como se verá oportunamente al estudiar las características, este valor de $\beta_2 = 90^\circ$ es favorable en ciertos casos en que se quiere mantener una carga constante con gasto variable.

Para $\beta_2 > 90^\circ$ (álabes curvados hacia adelante), la V_2 crece aún más, disminuyendo el rendimiento (Fig. 2.4d). Para $\beta_2 = 153.5^\circ$ la $G_R = 0$, lo que significa que sólo se produce carga dinámica en el fluido, con una V_2 altísima y como consecuencia muy mal rendimiento, pues

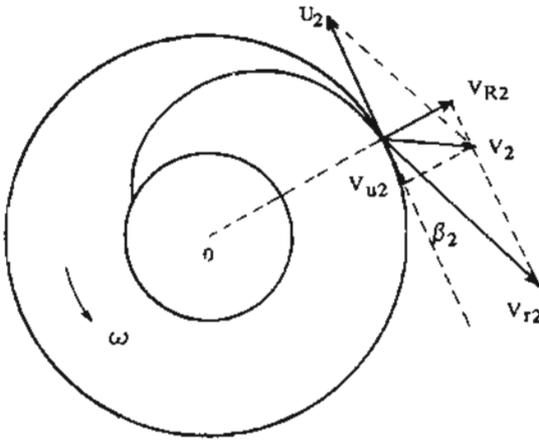


Fig. 2.5 Para $0 < \beta_2 < 26.5^\circ$ se invierte en el sentido de V_{u2} y la máquina trabaja como turbina.

la carga estática a la salida del impulsor será nula y será preciso convertir la carga dinámica en estática en una voluta o difusor con las enormes pérdidas energéticas que trae consigo esta conversión.

Para $\beta_2 > 153.5^\circ$ el G_R es negativo, esto es, la carga estática a la salida sería menor que a la entrada, lo cual es absurdo en una bomba. La V_2 se hace tremendamente grande lo cual es completamente contraproducente.

Para $\beta_2 = 180^\circ$ teóricamente $H = +\infty$ y $G_R = -\infty$ y la V_2 es un máximo absoluto por suma lineal de U_2 y V_{r2} , que al estar en dirección tangencial sólo se tendría una recirculación del fluido.

Para valores de β_2 inferiores a 26.5° la máquina trabajará como *turbina* (Fig. 2.5), pues la H se hace negativa. En este caso al V_{u2} está en sentido contrario a la U_2 debido a la excesiva reducción del ángulo β_2 lo cual determina el cambio de signo del producto $U_2 V_{u2}$ y por lo tanto de H . Como turbina no conviene con flujo de dentro hacia afuera, pues no se aprovecha la carga estática debida a la acción centrífuga o cambio de radio entre la entrada y la salida.

Para $\beta_2 = 0$, $H = -\infty$ y $G_R = +\infty$, la V_2 sería tangente y sólo se tendría recirculación del agua.

Como consecuencia de todo este análisis se advierten como *condiciones fundamentales de buen rendimiento de una bomba centrífuga* las siguientes: 1) Que gire con los álabes curvados hacia atrás. 2) Que el ángulo β_2 del álabe a la salida sea ligeramente superior al que corresponde a una energía transferida nula. El proyectista deberá juzgar en cada caso la tolerancia que convenga admitir para el valor de β_2 .

2.4. Bombas centrífugas de álabe móvil que pueden operar como turbinas en sistemas de almacenamiento de energía

Con flujo de dentro hacia afuera, la máquina radial trabaja mal como turbina como se ha dicho. Pero puede hacerse trabajar con flujo de dentro hacia afuera como bomba y de afuera hacia adentro como turbina, y así con una simple inversión del flujo se puede tener una máquina receptora o motora (bomba o turbina), la cual encuentra excelente aplicación en los sistemas donde se requiere esta doble conversión, como es el caso que se presenta en el almacenamiento de energía en grandes cantidades, bajo la forma potencial de agua elevada a un estanque situado a una determinada altura sobre una loma o montaña próxima a un río o lago, de donde el agua se puede elevar primero haciendo trabajar la máquina como bomba y a donde se puede descargar después a través de la misma máquina actuando como turbina. En

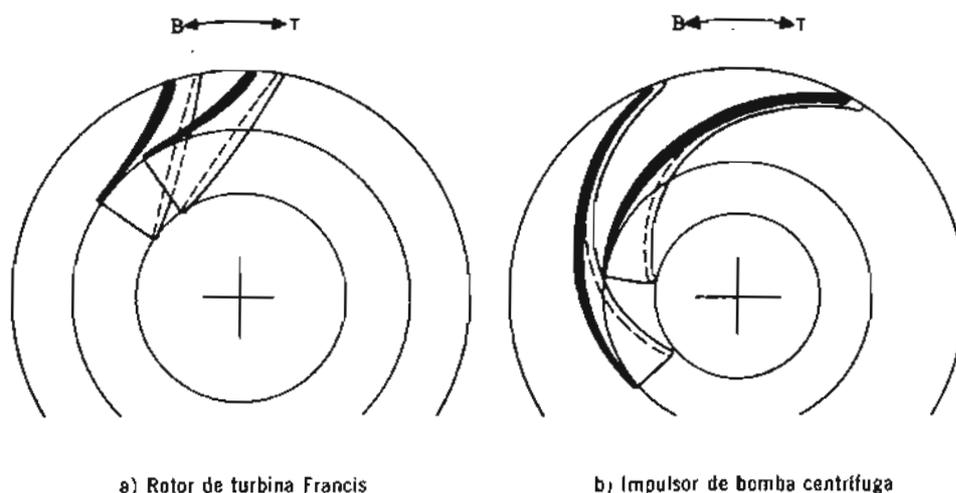
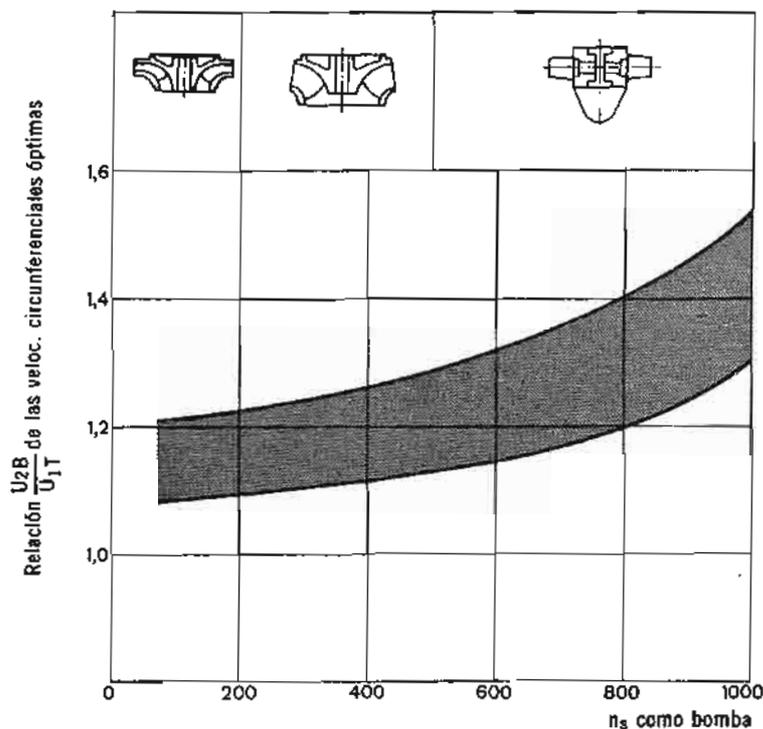


Fig. 2.6 El rotor de turbina, debido al recorrido radial relativamente corto, no es conveniente para la operación como bomba. Básicamente, por tanto, la bomba-turbina se deriva de las características de diseño de un impulsor de bomba.
[Cortesía Escher Wyss]

Europa Central hay en servicio varios de estos sistemas y en algunos países como Suiza e Italia, la energía almacenada en esta forma representa valores del orden del 20% de la energía eléctrica total generada.

Estos sistemas de almacenamiento están coordinados con la operación de plantas termoeléctricas, las cuales se ven obligadas a mantener unas condiciones determinadas de temperaturas y presiones de vapor en las calderas aun en las horas de baja demanda de energía y a operar con rendimientos muy bajos. Es en esas horas en las que la energía producida no

Fig. 2.7 La relación de las velocidades circunferenciales óptimas en operación como turbina y bomba de máquinas sin ajuste, aumenta con la velocidad específica. Para una operación satisfactoria se requieren dos velocidades.
[Cortesía Escher Wyss]



tiene mercado cuando se puede aprovechar para hacer trabajar estas máquinas como bombas y elevar el agua a la altura prevista. La recuperación de la energía así almacenada, se hará precisamente en las horas de punta en la curva de demanda, haciendo funcionar las máquinas como turbinas. De esta forma se economiza el empleo de otros motores auxiliares. La máquina eléctrica ligada a la bomba-turbina es del tipo sincrónico para que pueda funcionar como motor o como generador, según convenga. Además puede emplearse para mejorar el factor de potencia de la instalación en las horas de descanso de la bomba-turbina. El rendimiento en esta doble conversión alcanza valores del orden del 77%.

Estas bombas-turbinas pueden ser del tipo radial o axial, de uno o varios pasos, aunque lo más frecuente es un paso y tipo radial, con álabes ajustables, apropiados para cargas de 100 a 400 metros.

El diseño del rotor de una bomba-turbina de tipo radial está basado en el del impulsor de una bomba centrífuga, en virtud de ser más apropiado que el rotor de una turbina Francis; esto es, se puede hacer trabajar mejor como turbina a una bomba centrífuga, que a una turbina Francis como bomba, pues los ángulos periféricos del álabe en la Francis son muy grandes para una operación como bomba y además el control de la velocidad relativa se hace difícil debido al recorrido relativamente corto del agua a través de los álabes, dando lugar a un mal rendimiento. Sin embargo, tomando como base del diseño, el de una bomba centrífuga, los resultados son más satisfactorios en la doble máquina. Una modificación del paso se hace necesaria para el control de velocidades relativas y para el conveniente desahogo del caudal, en el trabajo como turbina. (Fig. 2.6).

Ahora bien, para una misma carga neta de agua, la velocidad circunferencial o tangencial del álabe (U_2) es mayor en la operación como bomba que como turbina, esto es, $U_{2B} > U_{1T}$, o para $\omega_B = \omega_T$ debe ser $R_B > R_T$. En efecto, si se considera que no hay rotación del agua a la entrada de la bomba ni a la salida de la turbina, que son condiciones que favorecen el buen funcionamiento, de la ecuación de Euler y de la del rendimiento hidráulico se tiene

$$H_n \eta_h = H = \frac{1}{g_c} U_1 V_{u1} \text{ (turbina)}$$

$$\frac{H_n}{\eta_h} = H = \frac{1}{g_o} U_2 V_{u2} \text{ (bomba)}$$

Si como se ha supuesto $H_{nT} = H_{nB}$, entonces

$$\left. \frac{U_1 V_{u1}}{\eta_h} \right)_T = \left. U_2 V_{u2} \eta_h \right)_B$$

En una primera aproximación se puede considerar que $V_{u1T} = V_{u2B}$ luego

$$U_{1T} = \eta_{hT} \eta_{hB} U_{2B}$$

y como $\eta_{hT} \eta_{hB} < 1$, resulta

$$U_{1T} < U_{2B} \text{ ó } \frac{U_{2B}}{U_{1T}} > 1 \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Para $\omega_B = \omega_T$ tendría que ser $R_B > R_T$ (foto 2.4).

En la figura 2.7 se puede advertir que la relación de estas dos velocidades circunferenciales del álabe es siempre mayor que uno y crece con la velocidad específica de la máquina.

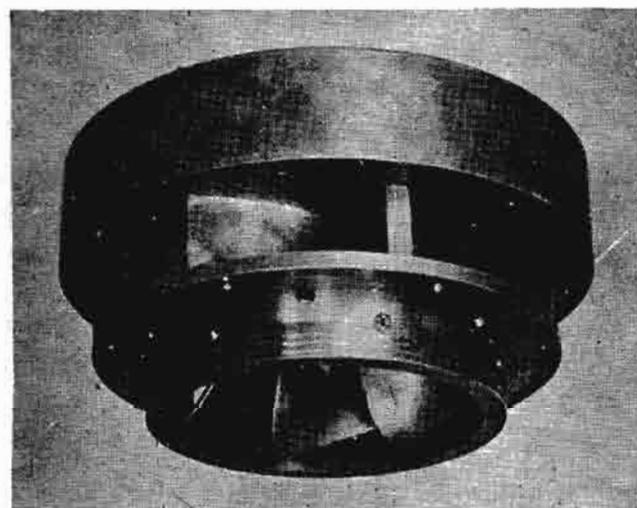
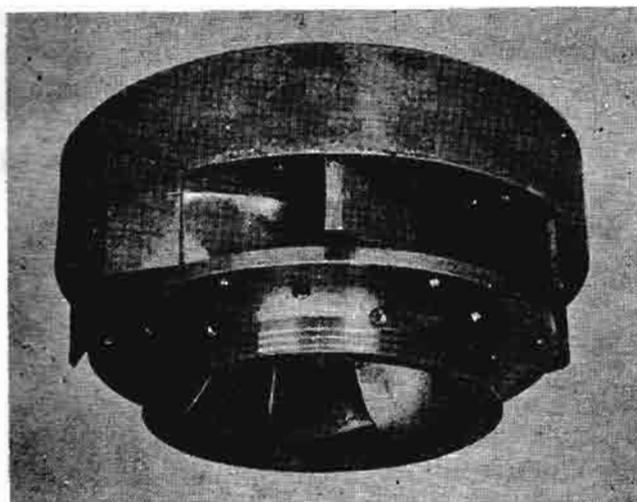
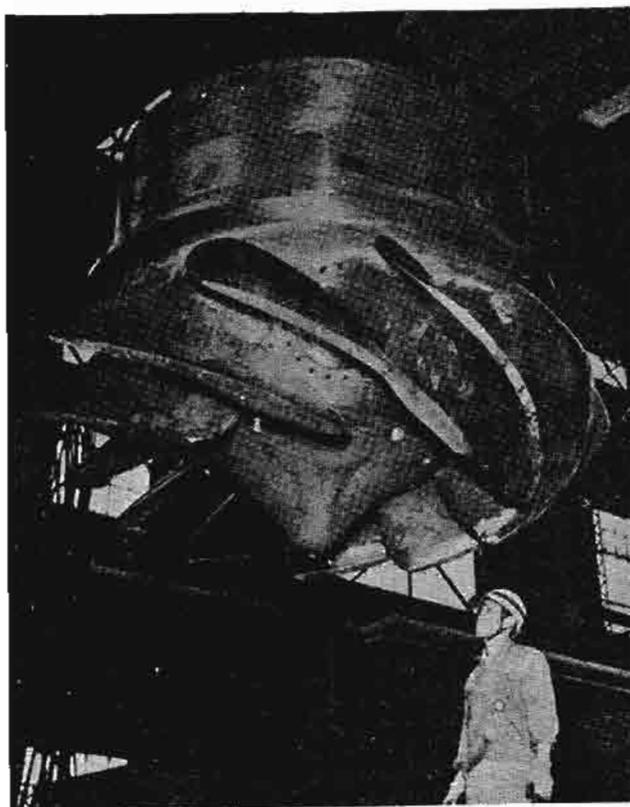


Foto 2.4 Rotor modelo, tipo radial arreglado para la doble operación, como bomba (arriba) y como turbina (abajo).
(Water Power, abril 1968).

Foto 2.5 Rotor Deriaz, tipo axial, de dos velocidades, para operación como bomba y como turbina.
(Water Power, abril 1968).



Esta es una razón por la que se prefiere para estos usos las máquinas radiales, que son de menor velocidad específica que las axiales. Sin embargo, cuando se trata de mover grandes caudales contra pequeñas cargas, pueden ser aconsejables las bombas-turbinas axiales, como las de tipo Deriaz, que se presentan en la foto 2.5 en la que $R_B = R_T$ y $\omega_B > \omega_T$.

Las unidades más grandes de bomba-turbina instaladas hasta el momento son las de Taum Sauk, Missouri, E.U. de 240 000 H.P. (Water Power, Nov. 1968).

2.5. Curva ideal carga-caudal de una bomba centrífuga

Las curvas características de operación o representación de la relación entre dos variables, mientras las demás permanecen constantes, es de una gran utilidad en las turbomáquinas. Entre todas estas funciones, la más trascendental en las bombas es la $H = f(Q)$, o curva carga-caudal, por ser estos dos parámetros H y Q los más significativos en el trabajo de una bomba. La búsqueda de la ecuación explícita correspondiente a esta función implícita $H = f(Q)$, se hace considerando unas condiciones de funcionamiento ideales, esto es, sin pérdidas energéticas. Después se verá la influencia de las diferentes clases de pérdidas que pueden ocurrir en una bomba.

En el cálculo de la H ideal en función de Q se supone primero el caso más generalizado de que no hay circulación del agua a la entrada del impulsor, o sea que $V_{u1} = 0$. De la ecuación de Euler queda pues

$$H = \frac{U_2 U_{u2}}{g_c} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Como se trata de poner la carga en función del caudal solamente, para un impulsor determinado con un radio R_2 girando a una velocidad $\omega = \text{cte}$, esto es, con una U_2 cte, sólo hará falta expresar a V_{u2} en función de Q en la fórmula de Euler, a través de cantidades fácilmente medibles. Así (Fig. 2.8).

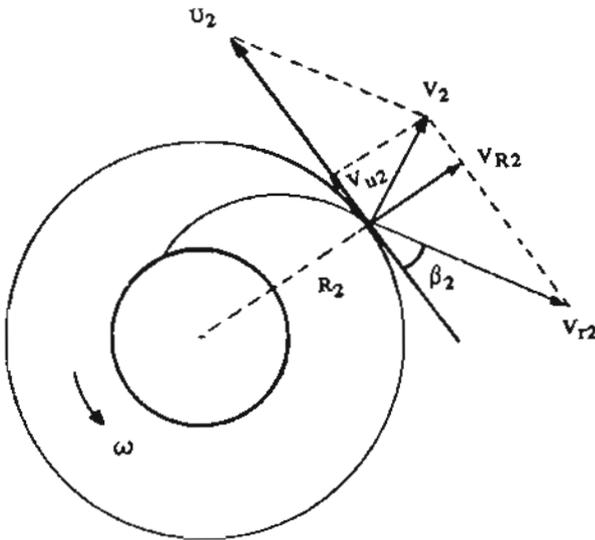


Fig. 2.8 Diagrama de velocidades a la salida.

$$V_{u2} = U_2 - V_{R2} \cot \beta_2$$

Pero

$$V_{R2} = \frac{Q}{A_2}$$

siendo A_2 el área periférica de salida del agua. Sustituyendo en la ecuación 2.1,

$$H = \frac{U_2^2}{g_c} - \frac{U_2 \cot \beta_2}{g_c A_2} Q \quad (\text{Ec. 2.6a})$$

Para un impulsor determinado β_2 y A_2 están definidas y por tanto la (Ec. 2.6a) es la forma explícita de la curva característica ideal carga-caudal. Se suele poner bajo la forma sencilla

$$H = K_1 - K_2 Q \quad (\text{Ec. 2.6b})$$

siendo

$$K_1 = \frac{U_2^2}{g_c} \text{ y } K_2 = \frac{U_2 \cot \beta_2}{g_c A_2}$$

La ecuación 2.6b es una recta con K_1 como ordena en el origen y con K_2 como pendiente. Según el valor de β_2 la cotangente puede ser positiva, negativa o cero, dando lugar a las tres formas de la característica que se han dibujado en la figura 2.9, cuyo significado es el siguiente: para $\beta_2 < 90^\circ$ el impulsor tiene los álabes curvados hacia atrás, condición para un buen rendimiento, aunque con baja transferencia energética, como ya se vio. $\beta_2 = 90^\circ$ expresa que los álabes del impulsor son rectos a la salida. El rendimiento es bajo como se dijo pero la transferencia es importante. Cuando $\beta_2 > 90^\circ$ los álabes resultan curvados hacia adelante, produciendo una V_2 muy alta, con muy mal rendimiento, aunque la transferencia de energía es muy alta.

El valor de $K_1 = U_2^2/2g_c$ se llama *carga de caudal nulo* (shut off head) o *carga* producida por la bomba *con la salida cerrada*. Al ser $Q = 0$ será $V_{R2} = 0$ lo que quiere decir que la velocidad absoluta sólo tiene componente tangencial, determinándose una simple recirculación del agua.

Si en algún caso $V_{u1} \neq 0$, la transferencia tiene la forma

$$H = \left(\frac{U_2^2}{g_c} - \frac{U_2^2 \cot \beta_2}{g_c A_2} Q \right) - \left(\frac{U_1^2}{g_c} - \frac{U_1 \cot \beta_1}{g_c A_1} Q \right) \quad (\text{Ec. 2.7})$$

que indica que se disminuye la energía transferida, cuyo valor será el comprendido entre las dos ordenadas de la figura 2.10.

Ejemplo 2.1

Una bomba centrífuga, que opera en las condiciones de diseño, tiene las características siguientes: Impulsor tipo cerrado, $D_1 = 1\frac{1}{4}$ " , $D_2 = 5$ " , $e_2 = \frac{1}{8}$ " , $\beta_2 = 30^\circ$, álabes curvados hacia

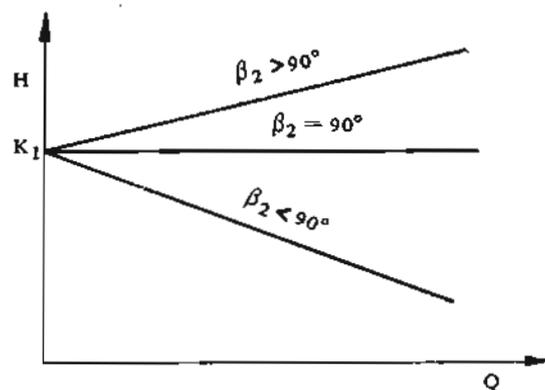
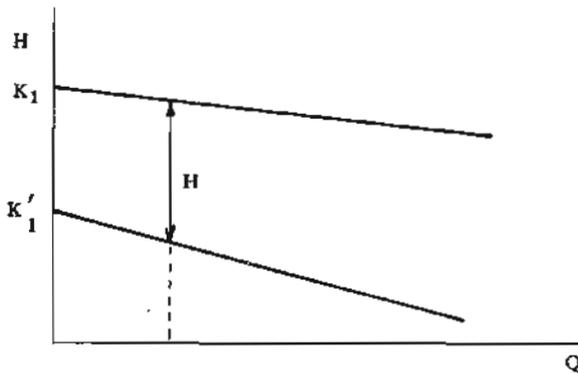


Fig. 2.9 Tres formas de la característica ideal de una bomba centrífuga.

Fig. 2.10 Característica con $V_{u2} \neq 0$

atrás. Velocidad axial de entrada, $V_u = 10$ pies/seg. Suponiendo $v_1 = V_R = V_{R1} = V_{R2}$, $V_{u1} = 0$, $N = 3460$ rpm y $\eta = 100\%$, calcular: Q , H , $H_{Q=0}$, P , $H = f(Q)$, V_{r1} , V_{r2} , V_1 , V_2 , β_1 , la acción centrífuga, G_R y N_S .

Solución:

$$Q = AV = \frac{\pi}{4} D_1^2 V_u$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \left(\frac{1.25}{12} \right)^2 \times 10 = 0.085 \text{ pies}^3/\text{seg.}$$

$$H = K_1 - K_2 Q; \quad K_1 = \frac{U_2^2}{g_c} \quad \text{y} \quad K_2 = \frac{U_2 \cot \beta_2}{g_c A_2}$$

$$U_2 = \pi N D_2 = \pi \frac{3460}{60} \cdot \frac{5}{12} = 75.5 \text{ pies/seg.}$$

$$A_2 = \pi D_2 e_2 = \pi \frac{5}{12} \times \frac{1}{8 \times 12} = 0.0137 \text{ pies}^2$$

$$K_1 = \frac{U_2^2}{g_c} = \frac{(75.5)^2}{32.2} = \frac{5700}{32.2} = 177$$

$$K_2 = \frac{U_2 \cot \beta_2}{g_c A_2} = \frac{75.5 \times \cot 30^\circ}{32.2 \times 0.0137} = 296.2$$

luego

$$H = 177 - 296.2 Q$$

es la expresión analítica de la característica carga-caudal.
Para la Q de diseño.

$$H_D = 177 - 296.2 \times 0.085 = 151.8 \text{ pies}$$

Para caudal nulo o salida cerrada, la carga es

$$H_{Q=0} = K_1 = 177 \text{ pies}$$

La potencia teórica, para $\eta = 100\%$ será

$$P = \frac{\gamma QH}{\eta} = \frac{62.4 \times 0.085 \times 151.8}{1 \times 550} = 1.46 \text{ HP.}$$

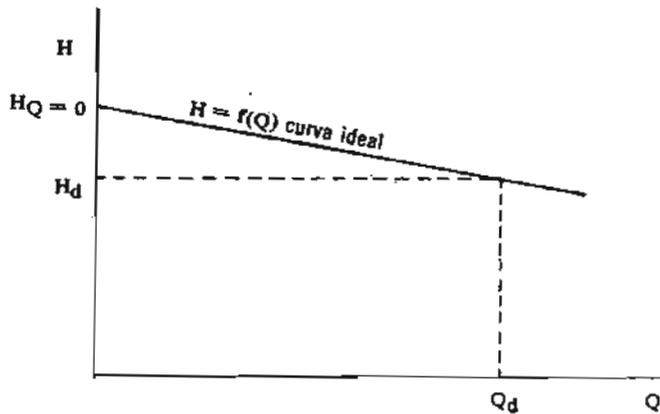


Fig. E.2.

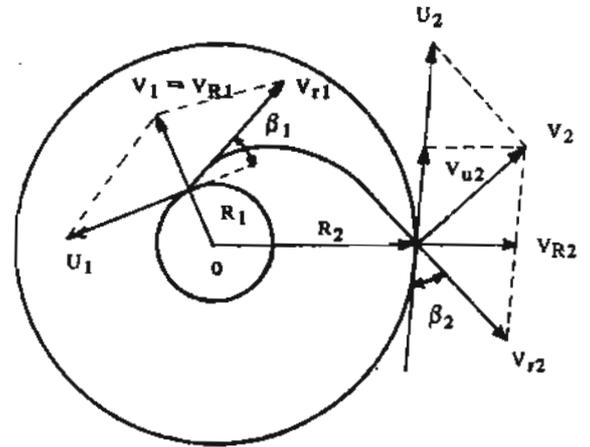


Fig. E.3.

En realidad, el rendimiento puede ser del orden del 60% y la potencia real del motor sería del orden de 2.5 H.P.

La figura E2 muestra la curva ideal carga-caudal para este caso.

Para el cálculo de los componentes de la velocidad puede ser útil la figura E3, donde

$$\begin{aligned}\vec{V}_1 &= \vec{U}_1 + \vec{V}_{r1} \\ \vec{V}_2 &= \vec{U}_2 + \vec{V}_{r2}\end{aligned}$$

$$U_1 = \pi N D_1 = \pi \frac{3460}{60} \times \frac{1.25}{12} = 18.90 \text{ pies/seg.}$$

$$V_1 = V_{R1} = V_{R2} = \frac{Q}{A_2} = \frac{0.085}{0.0137} = 6.21 \text{ pies/seg.}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{V_1}{U_1} = \frac{6.21}{18.90} = 0.329; \beta_1 = 18.4^\circ$$

$$V_{r1} = \sqrt{U_1^2 + V_1^2} = \sqrt{(18.90)^2 + (6.21)^2} = 19.9 \text{ pies/seg.}$$

$$V_{R2} = \frac{V_{R2}}{\sin \beta_2} = \frac{6.21}{\sin 30^\circ} = 12.42 \text{ pies/seg.}$$

$$\begin{aligned}V_2 &= \sqrt{U_2^2 + V_{r2}^2 - 2 U_2 V_{r2} \cos \beta_2} \\ &= \sqrt{(75.5)^2 + (12.42)^2 - 2 \times 75.5 \times 12.42 \times \cos 30^\circ}\end{aligned}$$

$$V_2 = \sqrt{5700 + 154 - 1620} = 65 \text{ pies/seg.}$$

$$\text{Acción centrífuga} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c} = \frac{(75.5)^2 - (18.90)^2}{2 \times 32.2} = \frac{5700 - 356}{64.4} = 83 \text{ pies}$$

Acción debida al cambio en la velocidad relativa:

$$\frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c} = \frac{(19.9)^2 - (12.42)^2}{2 \times 32.2} = \frac{396.6 - 154}{64.4} = 3.78 \text{ pies}$$

Grado de reacción:

$$G_R = \frac{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2g_c}}{H} = \frac{83 + 3.78}{151.8} = 0.572 \text{ ó } 57.2\%$$

La carga estática representa pues el 57.2% y la dinámica el 42.8%. Como puede verse, la mayor parte de la carga estática es debida a la acción centrífuga. En este caso la acción centrífuga representa el 96.7% de la carga estática y el 54.7% de la total.

Comprobación de la carga dinámica, sacado directamente de los valores de las velocidades absolutas:

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g_c} = \frac{(65)^2 - (6.21)^2}{2 \times 32.2} = 65.1 \text{ pies}$$

En efecto $98 + 3.78 + 65.1 = 151.88$ pies o sea $\frac{65.1}{151.88} = 42.8\%$ que es correcto.

Velocidad específica:

$$N_s = \frac{N Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

En el sistema inglés:

$$N_s = \frac{3460 \times (0.085 \times 7.48 \times 60)^{1/2}}{(151.8)^{3/4}} = \frac{3460 \times (38.2)^{1/2}}{43.3} = 496$$

que corresponde a una bomba centrífuga de escaso caudal.

2.6. Curvas características reales de bombas centrífugas

La característica ideal de una bomba centrífuga se deforma a causa de las pérdidas de energía que se producen en el funcionamiento de la máquina, dando lugar a una característica

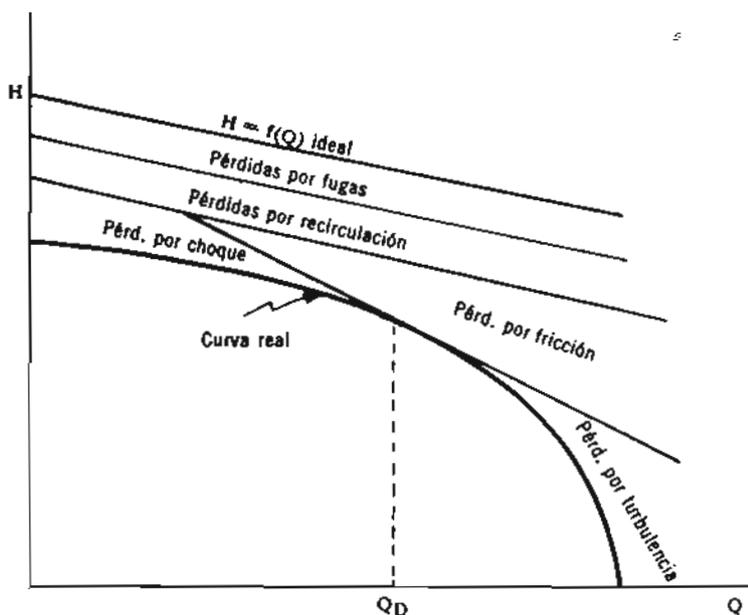


Fig. 2.11 Transformación de la curva ideal en real por las pérdidas.

real, cuya forma define la experimentación. La justificación cualitativa se da a continuación. La carga dinámica total (TDH = total dynamic head) se compone de los términos siguientes:

$$\text{TDH} = \frac{V_v^2}{2g} + h + H_{\text{pérd.}} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

esto es, la carga de velocidad en la tubería de descarga, la carga piezométrica y las pérdidas. Estas pérdidas son las que transforman la característica lineal en la curva real carga-caudal, según puede verse en la figura 2.11. Son las siguientes:

1. Pérdidas por fugas a través de los sellos o estoperos, aunque siempre se propicia un lacrimero para un efecto lubricante y reducción de la acción abrasiva que produce la fricción del eje sobre los sellos.

2. Pérdidas por recirculación del agua entre el impulsor y la carcasa, las cuales son mayores en los impulsores abiertos, debido a la necesaria luz de entrehierro, aun dentro de los mejores ajustes.

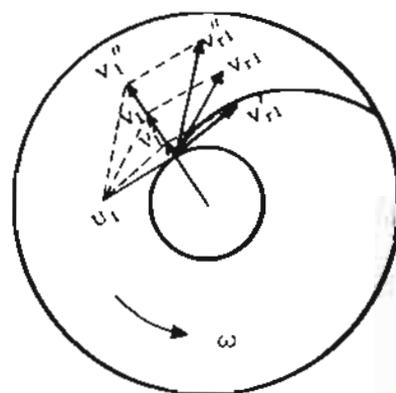
3. Pérdidas por fricción del agua sobre los contornos que definen los ductos de circulación del agua: álabes, cubiertas y carcasa. Varían con el cuadrado de la velocidad relativa y a pequeños gastos son prácticamente nulas por ser reducida la velocidad. Influye la rugosidad de las paredes.

4. Pérdidas por turbulencias debidas a la separación del fluido de los contornos de los álabes y por choque contra éstos en la incidencia, sobre todo al trabajar la bomba fuera de las condiciones de diseño. Los choques se presentan al reducir el gasto y las turbulencias al aumentarlo más allá de las condiciones de diseño. En efecto, la V_r varía en magnitud en el mismo sentido que el gasto, y si se conserva constante la velocidad de giro, U , permanece la misma, con lo que V_{r1} modifica su posición, saliéndose de la posición tangente al álabe, ya chocando contra él o separándose del mismo (Fig. 2.12).

Se debe procurar que la característica presente siempre una pendiente negativa en todos sus puntos para evitar situaciones de inestabilidad o marcha oscilante.

En las figuras 2.13 y 2.14 se representan varias curvas características reales de bombas centrífugas para servicio general. En todas, la variable independiente o abscisa es el caudal o el coeficiente de capacidad. Las funciones u ordenadas son la carga, la potencia y el rendimiento y velocidad específica. La curva carga-caudal ya se ha justificado. La de potencia-caudal no pasa por el origen debido a la carga necesaria para caudal nulo, $Q = 0$, $\eta = 0$, con lo que P es indeterminado. Después tiene pendiente positiva, por ser directamente proporcional la potencia al gasto y a la carga, con tendencia a una limitación en la carga al aumentar mucho el caudal.

Fig. 2.12 Pérdidas por variación del gasto.



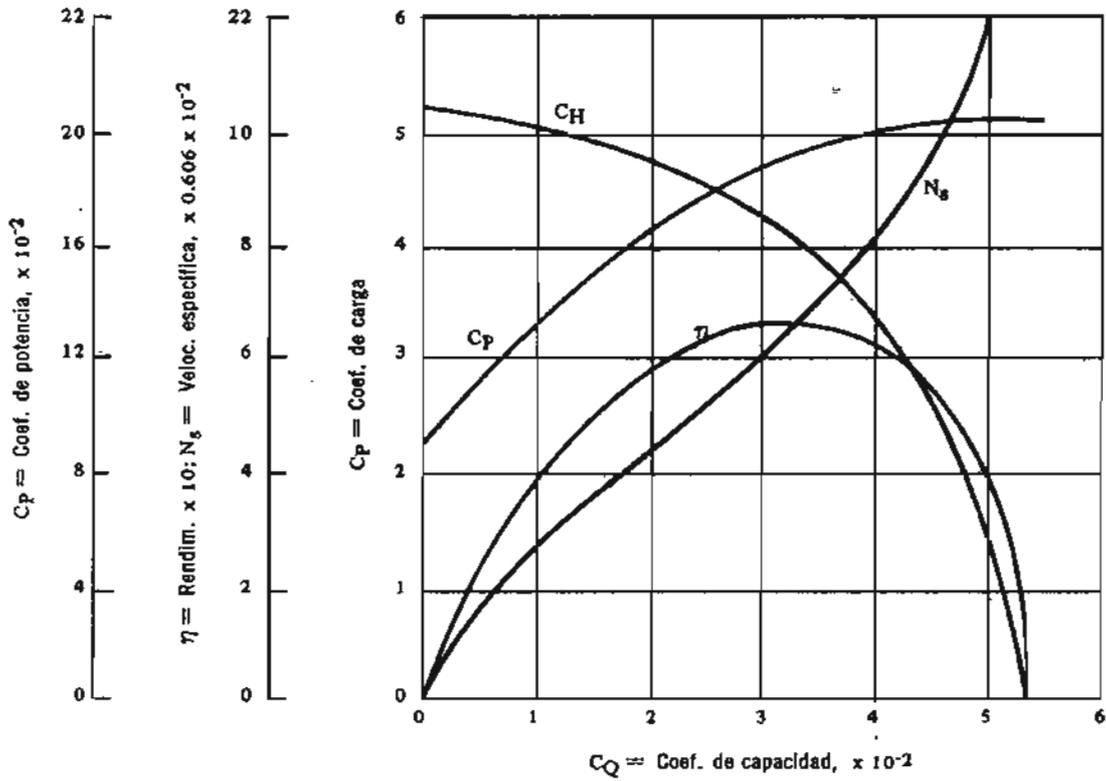


Fig. 2.13 Curvas características adimensionales de una bomba centrífuga para servicio general. $C_r = f(C_Q)$, $\eta = f(C_Q)$, $N_s = f(C_Q)$ y $C_B = f(C_Q)$.

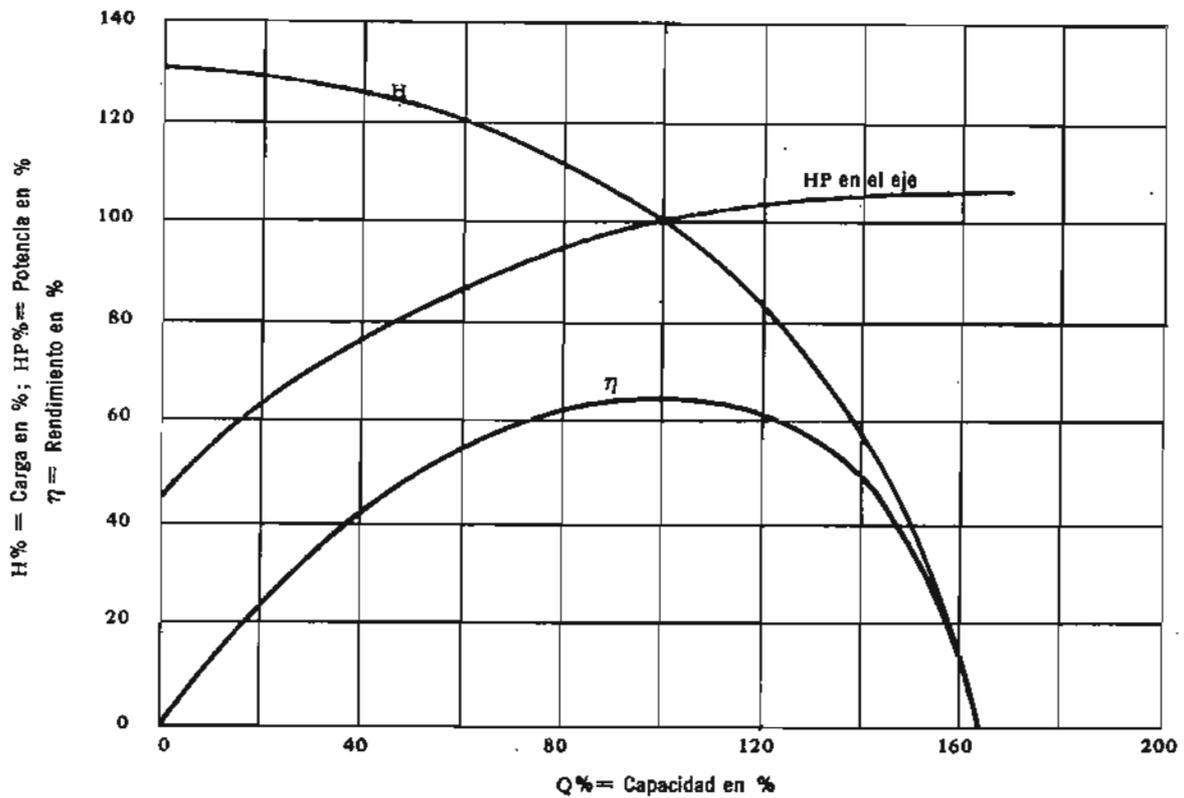


Fig. 2.14 Curvas características de una bomba centrífuga para servicio general. $H = f(Q)$, $P = f(Q)$ y $\eta = f(Q)$.

La curva rendimiento-caudal tiene un máximo en el punto correspondiente al gasto de diseño, en cuyas proximidades mantiene una forma ligeramente plana, para caer después a un valor cero hacia ambos lados de manera bastante acentuada.

2.7. Parámetros y familias de curvas características

En las bombas, la familia de curvas características que procura mayor orientación inicial en la selección de un tipo determinado, es la definida por la ecuación implícita

$$\eta_b = f(N_s, Q) \quad (\text{Ec. 2.9})$$

o sea el rendimiento hidráulico como función de la velocidad específica y el caudal como parámetro. Esta familia es la representada en la figura 2.15; en la cual, resulta fácil situarse en la curva de caudal exigido por el servicio y en el punto de máximo rendimiento, siempre que no haya otras limitaciones, para conocer así la velocidad específica y en consecuencia el tipo de bomba correspondiente.

Otras familias resultan tomando a la N como parámetro, como son

$$H = f(Q, N), \quad P = f(Q, N) \quad (\text{Ecs. 2.10})$$

representadas en la figura 2.16, en la que también se halla otra familia de curvas de rendimiento constante. Las curvas de esta figura corresponden a una bomba determinada, esto es a un $D = \text{constante}$. Las curvas de rendimiento constante se dibujan uniendo los puntos de $\eta = \text{cte.}$, en la familia $H = f(Q, N)$. Dichos puntos son el resultado de cortar por una línea de $\eta = \text{cte.}$, las curvas de la familia $\eta = f(Q, N)$, para diversos valores de Q en uno y otro diagrama.

Otras veces se toma la N como constante y la D como parámetro, resultando familias como las de las figuras 2.17 y 2.18 que corresponden a las funciones implícitas.

$$H = f(Q, D), \quad P = f(Q, D) \quad (\text{Ec. 2.11})$$

También se incluyen en las mismas figuras familias de curvas de rendimiento constante que son de muchísima utilidad en la selección de una bomba para un servicio dado. Se dibujan en la familia $H = f(Q, D)$, partiendo de la familia $\eta = f(Q, D)$, como se dijo anteriormente para la familia $H = f(Q, N)$.

Ahora bien, para definir las características *a priori*, esto es, para diseñar una bomba que responda a unas condiciones de servicio determinadas, es conveniente tener presente los valores de los coeficientes de funcionamiento calculados por experimentación sobre bombas típicas. Este es el objeto de las tablas T. 2.1 y T. 2.2.

Ejemplo 2.2

Se trata de seleccionar una bomba para un servicio general. Se tiene, por ejemplo, que alimentar un tanque de nivel constante bombeando agua de una cisterna colocada prácticamente en la misma vertical, figura E-4. La altura entre el nivel de agua de la cisterna y la descarga de la bomba es de 80 pies; el caudal exigido a la bomba es de 200 galones por minuto. Haga un diagrama de la instalación y calcule: 1) Tipo de bomba, 2) N en rpm, 3) D del impulsor, 4) P del motor necesario para mover la bomba, 5) d de la tubería de descarga. (Usese sistema inglés).

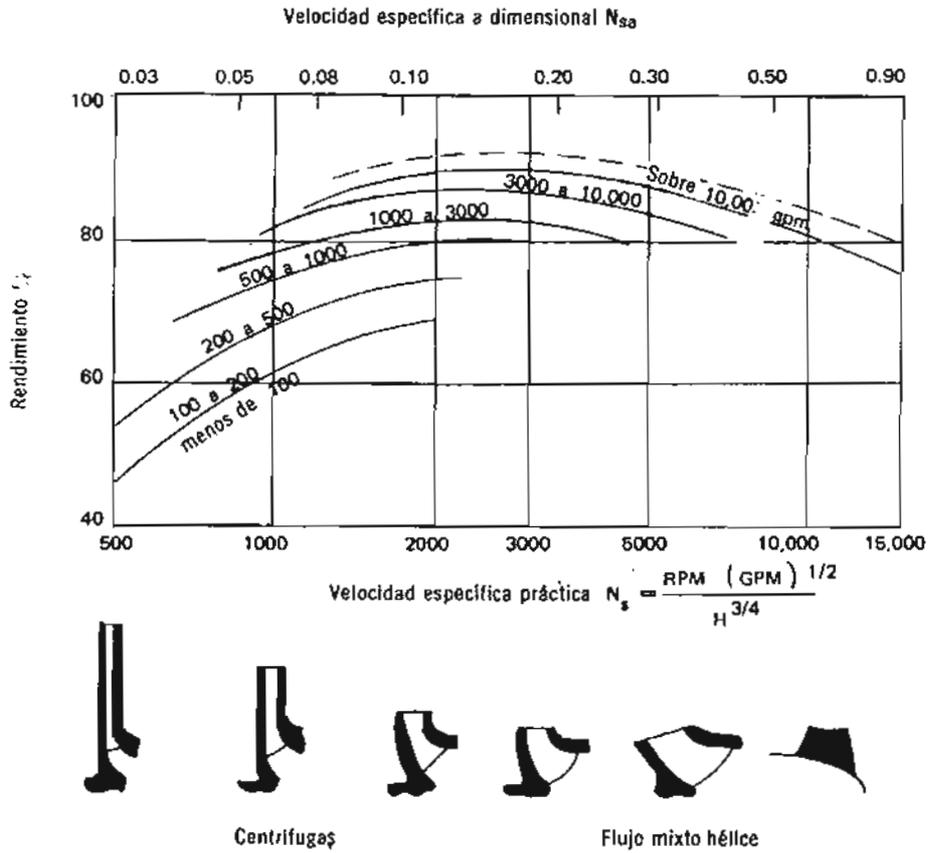


Fig. 2.15 Curvas de rendimiento vs velocidad específica para bombas en general. Adaptada de "Pumps o power handbook" Power, octubre de 1954.

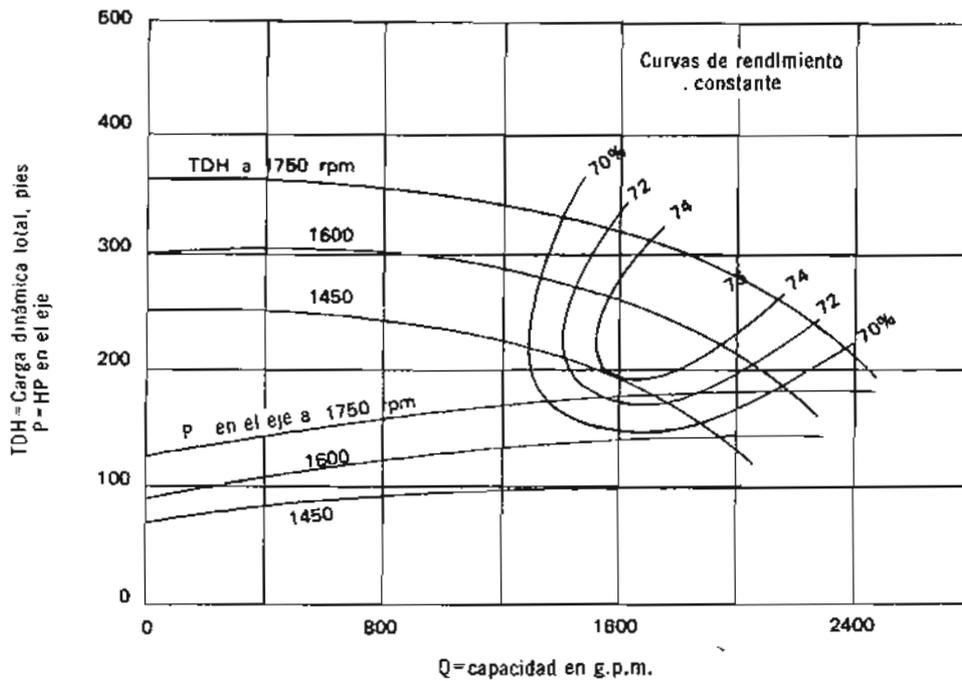


Fig. 2.16 Curvas características de una bomba centrífuga de dos pasos a diferentes velocidades.

Fig. 2.17 N=1450 RPM

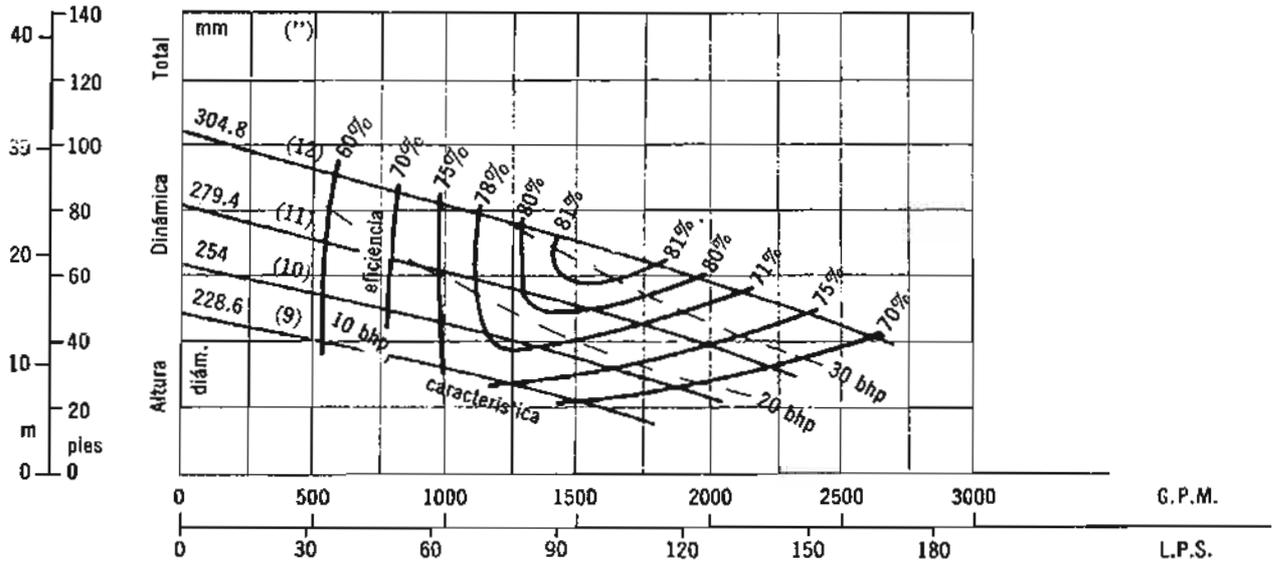
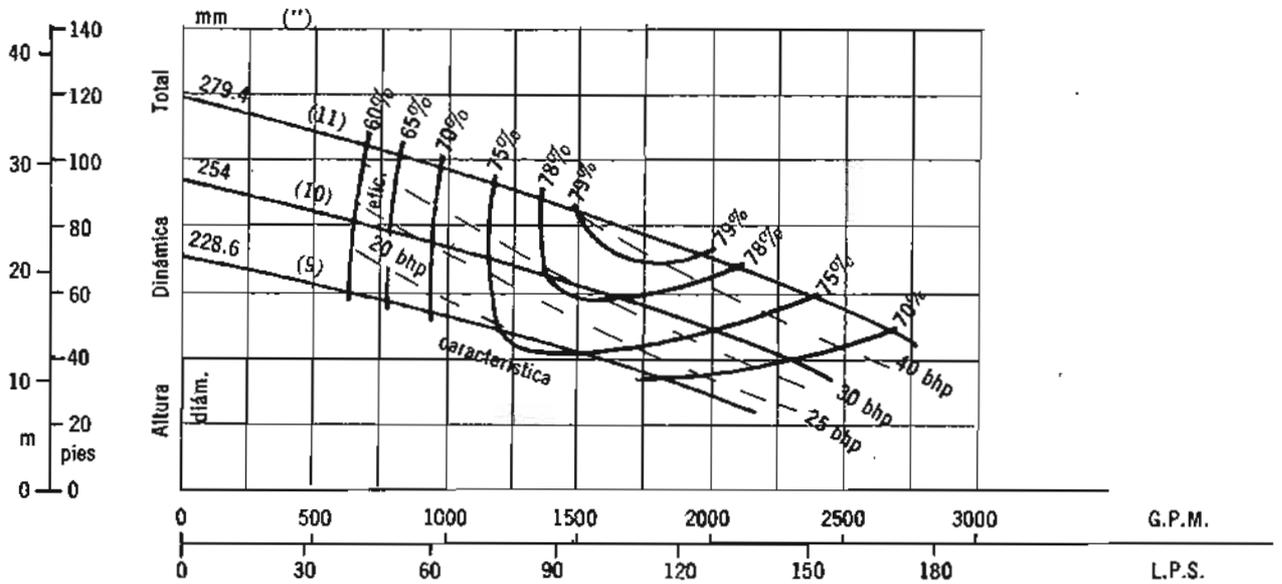


Fig. 2.18 N=1750 RPM



Figs. 2.17 y 2.18 Curvas características de operación de bombas centrifugas, tipo horizontal, con impulsores de corto recorrido radial. (Cortesía de Fairbanks-Morse).

T. 2.1. COEFICIENTES DE OPERACION COMPARATIVOS DE CINCO BOMBAS CENTRIFUGAS TÍPICAS
(Sistema inglés) "Handbook of Fluid Dynamics", V. L. Streeter

Bomba número	1	2	3	4	5
Descripción de la bomba:					
Núm. de pasos	2	1	6	1	1
Núm. de entradas por paso	1	1	1	2	1
N en rpm	1,700	3,450	3,500	1,750	425
Q en gpm	190	60	1,400	1,875	15,000
H en pies	230	70	3,400	57	22
P en el eje en HP	20	1.6	1,500	31.5	110
Servicio	General	General	Alimentación de calderas	General	General
Ns. (Veloc. esp. práctica)	650	1,150	1,165	2,600	3,600
Carga de caudal nulo:					
C_H	5.0	5.2	5.5	5.6	4.4
C_P	0.057	0.085	0.14	0.55	0.73
Punto de rendimiento máximo:					
C_H	4.7	3.9	4.7	3.7	3.7
C_Q	0.014	0.033	0.045	0.16	0.31
C_P	0.12	0.10	0.31	0.67	1.51
η %	57	65	69	86	75
N_{sn} (Veloc. esp. adimensional)	0.038	0.067	0.068	0.15	0.21
Capacidad máxima:					
C_Q	0.021	0.054	0.065	0.22	0.47
C_P	0.13	0.20	0.32	0.50	1.50

NOTA: Todos los coeficientes son sobre la base de un paso y una entrada.

T. 2.2. COEFICIENTES DE VELOCIDAD EN BOMBAS CENTRIFUGAS

Coefficientes	Veloc. espec. baja		Veloc. espec. alta
Coef. de la veloc. de arrastre $\phi = \frac{U}{\sqrt{2g_s H}}$	0.95	a	1.25
Coef. de la veloc. de paso $\psi_R = \frac{V_R}{\sqrt{2g_s H}}$	0.10	a	0.25

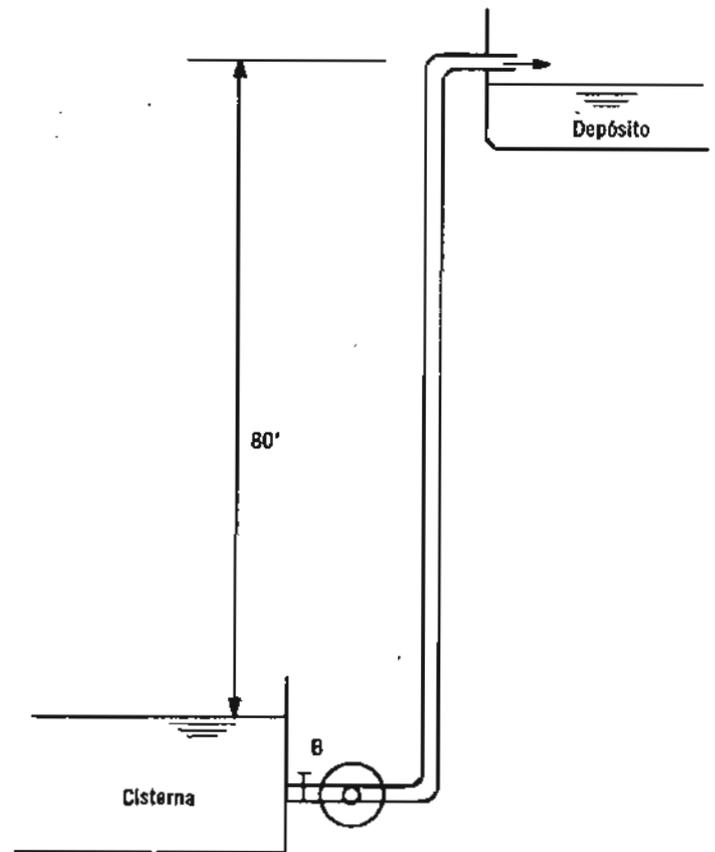


Fig. E.4 Esquema de la instalación.

Solución:

1) El tipo de bomba se define por la velocidad específica. De la figura 2.15, para $Q = 200$ gpm y rendimiento hidráulico máximo $\eta_h = 69\%$ aproximadamente se tiene $N_s = 2,000$, que corresponde a un tipo de bomba *centrífuga* con impulsor cerrado, de corto recorrido radial, servicio general.

2) De la Ec. 1.29

$$N_s = \frac{NQ^{1/4}}{H^{3/4}}$$

se puede deducir N ; pero antes se debe calcular la carga contra la que debe trabajar la bomba.

$$H = h + \frac{V_1^2}{2g} + H_{\text{pérd.}}$$

Para tuberías *verticales*, las pérdidas en la descarga se suelen tomar como un porcentaje de la carga piezométrica, aproximadamente del orden de 3.5%, en cuyo valor van incluidas las pérdidas en codos y válvulas razonables. Redondeando siempre por arriba se pueden considerar en este caso, 3 pies de pérdida.

Se debe asimismo fijar una velocidad económica en la tubería, la cual suele ser de unos 5 pies por segundo aproximadamente, pues el valor final depende del diámetro que se escoja para la tubería de acuerdo con las medidas comerciales de fabricación (ver Fig. 8.5, pág. 241). De acuerdo con estos criterios la carga efectiva será pues

$$H = 80 + \frac{5^2}{2 \times 32.2} + 3 \approx 84 \text{ pies}$$

Según esto

$$N = \frac{N_s H^{3/4}}{Q^{1/4}} = \frac{2,000 \times (84)^{3/4}}{(200)^{1/4}} = 3,940 \text{ rpm}$$

El valor de la velocidad es muy alto. Conviene limitar la velocidad a un valor comercial en motores eléctricos, que es de 3,460 rpm, lo que equivale a sacrificar ligeramente el rendimiento, pero es preferible a tener velocidades excesivamente altas que aumentan mucho las pérdidas. Con $N = 3,460$ rpm resulta

$$N_s = \frac{3,460 \times (200)^{1/4}}{(84)^{3/4}} = 1,750$$

Para cuyo valor de N_s el rendimiento hidráulico es de 68% aproximadamente, según se deduce de la figura 2.15, lo que es aceptable.

3) En estas bombas se relaciona muy bien el diámetro del impulsor con la velocidad de giro a través del coeficiente de carga C_{11} . Este coeficiente tiene la ventaja de que caracteriza la influencia de la carga, que en las máquinas de tipo radial es la variable de mayor ponderación, por otra parte varía muy poco su valor cualquiera que sea el tipo de bomba centrífuga, como puede apreciarse en la tabla T.2.1. Es pues razonable, determinar D a través de N por medio de este coeficiente C_{11} . Para comparar la bomba que se está calculando con las cinco bombas típicas de la tabla T.2.1, se debe fijar la atención fundamentalmente en el parámetro más característico, que es la velocidad específica; después en los valores de H , N y Q . Sin que haya un ajuste completo, que será muy difícil que se logre en algún caso, se puede decir que al tipo que más se asemeja es al 2, cuyo coeficiente $C_{11} = 3.9$. Pero teniendo en cuenta el caudal, que tiende al del tipo 1, se puede fijar un valor al coeficiente de carga de $C_{11} = 4$, con lo que se tiene

$$C_{11} = \frac{Hg_c}{N^2 D^2} \quad (\text{Ec. 1.25})$$

Sustituyendo valores

$$4 = \frac{84 \times 32.2}{\left(\frac{3460}{60}\right)^2 D^2}$$

de donde

$$D = 0.451' = 5.41''$$

El diámetro también podría haberse obtenido a partir del coeficiente Φ (T. 2.2). El valor es aproximadamente el mismo.¹

4) Para calcular la potencia del motor necesario para mover la bomba, se puede admitir un rendimiento global del 52%, deducido de la fórmula de Wislicenus y para un rendimiento hidráulico del 68%, con lo que

$$P_m = \frac{\gamma Q H}{550 \eta} = \frac{62.4 \times \frac{200}{7.48 \times 60} \times 84}{550 \times 0.52} = 8.17 \text{ HP} \approx 8 \text{ HP.}$$

¹ Si de alguna manera, se puede conocer V_{u2} , se puede hallar el diámetro por la expresión de Euler

$$H_{ef} = \frac{U_2 V_{u2}}{g_c} = \frac{\omega N D_2 V_{u2}}{g_c}$$

Supuesto $V_{u1} = 0$.

5) El diámetro de la tubería de descarga se obtiene fácilmente de la ecuación de continuidad

$$\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{Q}{V} = \frac{200}{\frac{7.48 \times 60}{5}} = \frac{0.445}{5}$$

de donde

$$d = 0.336' = 4.03'' \approx 4''$$

La posición de la bomba debe ser tal que venza la carga por impulsión y en lo posible que trabaje con una pequeña carga de agua en la succión. Se eliminan así problemas de cavitación, como se verá en el inciso siguiente.

2.8. Carga en la succión y parámetro de cavitación

En el capítulo primero, inciso 1.15, ya se dio una explicación sobre el fenómeno de cavitación en las turbomáquinas. En las bombas, lo mismo que en las turbinas, presenta condiciones críticas que es preciso conocer.

Para el estudio y experimentación de la cavitación en las bombas, se puede disponer un pozo con control de nivel del agua a voluntad, fijando la bomba o banco de bombas a un nivel determinado, figura 2.19. Se puede así hacer trabajar la bomba con carga de agua positiva o negativa en la succión y dibujar las características de operación en las diversas situaciones, lo que permitirá conocer las condiciones óptimas de funcionamiento, así como también saber la altura de succión ($-h_s$) a que se presentan condiciones drásticas de cavitación.

Se va a considerar como cero ($h_s = 0$) el nivel de posición de la entrada del agua al impulsor de la bomba (punto 1), donde la velocidad absoluta es V_1 y la presión absoluta P_1 . El nivel de agua de succión puede estar por encima o por debajo del nivel de la bomba, y así, generalizando la posición, se expresará dicha coordenada por $(\pm h_s)$. Sobre el nivel del agua actúa la presión atmosférica, a la cual corresponde una carga $\frac{\rho_{atm}}{\gamma} = h_a$.

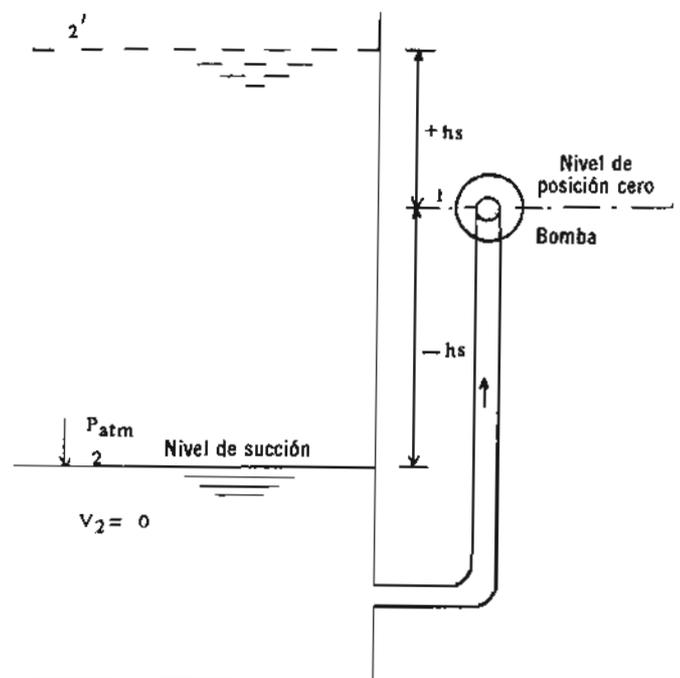


Fig. 2.19 Condiciones en la succión de una bomba.

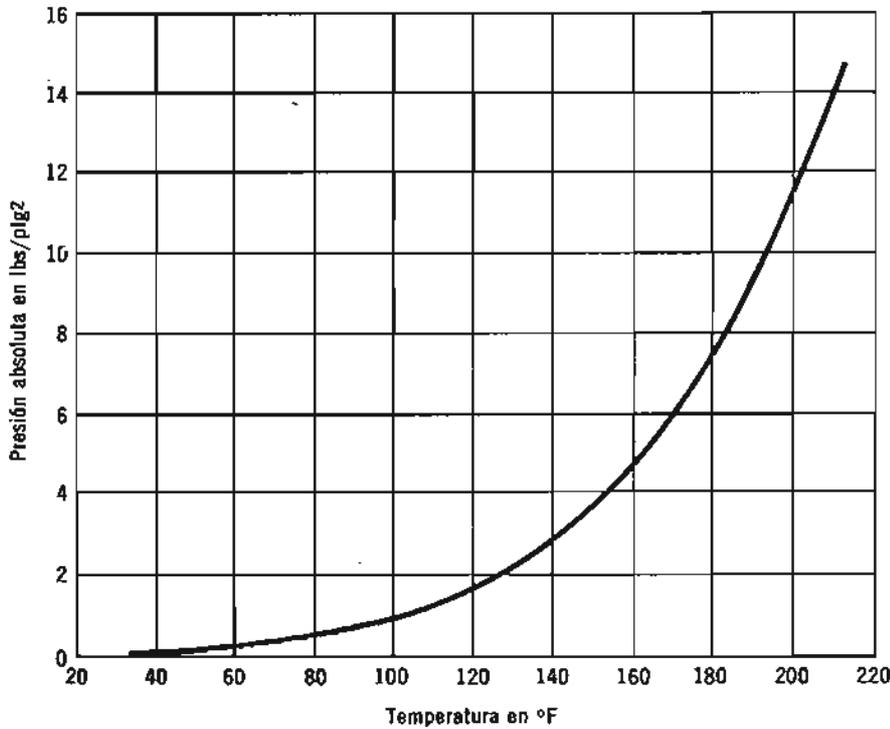


Fig. 2.19 bis. Presión de vaporización en función de la temperatura para el agua. (Keenan-Reyes).

Aplicando el teorema de Bernoulli al ducto cerrado entre 1 y 2 ó 2' se tiene

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} = h_a \pm h_s \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Los términos del primer miembro de esta igualdad son expresión de la carga total a la entrada del impulsor, la cual disminuida de la carga de vaporización (h_{vp}), a la temperatura actual del líquido, representa la carga teórica en la succión (H_{sv}), o sea

$$H_{sv} = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} - h_{vp} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

El valor de $h_{vp} = \frac{P_{vp}}{\gamma}$ es muy pequeño (ver Fig. 2.19 bis).

Teniendo en cuenta la ecuación 2.13, la carga teórica en la succión vendrá dada por

$$H_{sv} = h_a \pm h_s - h_{vp} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

El coeficiente de cavitación σ o de Thoma se define por la relación entre esta carga de succión y la carga en la descarga de la bomba, sea

$$\sigma = \frac{H_{sv}}{H} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Se debe hacer notar que en la estimación de H_{sv} se desprecian las pérdidas en el ducto de succión por ser en general muy pequeñas; sin embargo la H de la descarga contempla no sólo las cargas piezométricas y de la velocidad sino también las pérdidas en la tubería.

Observando las ecuaciones 2.15 y 2.16 se puede advertir que si la altura de succión ($-h_s$) crece en valor absoluto, se reduce el valor de la carga de succión H_{sv} y también el del coeficiente de cavitación σ . Esta circunstancia permite provocar condiciones de cavitación para establecer el valor mínimo de σ admisible en una bomba.

El recurrir a las cargas de entrada y de salida para definir el parámetro de cavitación, resulta práctico y por lo demás justificado ya que las cargas están relacionadas con las velocidades a través de los coeficientes de carga (C_H). La limitación que debe darse a las velocidades vendrá así condicionada por los valores mínimos aceptables para el coeficiente σ .

Si se tienen en cuenta las pérdidas en la succión H_{ps} y se deducen de H_{sv} se tiene la *carga neta positiva de succión* (NPSH = net positive suction head).

$$\text{NPSH} = H_{sv} - H_{ps} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

Como su nombre lo está indicando, es preciso que se tenga siempre en la aspiración de una bomba una carga neta positiva, para que el agua pueda tener acceso a la máquina.

El valor de σ depende de la velocidad específica de la máquina. Esta relación entre σ y N_s se obtiene a través de otro parámetro denominado *velocidad específica de succión* (S) y definido por una expresión análoga a la de la velocidad específica, tomando como carga la de succión H_{sv} , o sea

$$S = \frac{N Q^{1/2}}{H_{sv}^{3/4}} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Esta velocidad específica de succión es un parámetro que caracteriza no sólo las condiciones de succión de una bomba, sino que sirve también para establecer analogías de operación en bombas similares, bajo el punto de vista de la aspiración.

De las ecuaciones 1.32, 2.16 y 2.18 se tiene

$$S = \frac{N Q^{1/2}}{H_{sv}^{3/4}} = \frac{N_s H^{3/4}}{(\sigma H)^{3/4}} = \frac{N_s}{\sigma^{3/4}}$$

o sea

$$S = \frac{N_s}{\sigma^{3/4}} \quad (\text{Ec. 2.19})$$

El funcionamiento de una bomba bajo condiciones de cavitación se muestra en la figura 2.20, que representa la característica carga-caudal para una $N = \text{constante}$, y donde se han modificado las condiciones de succión por reducciones drásticas del gasto, o por incremento de la coordenada ($-h_s$). La línea AB es la característica para condiciones de operación sin cavitación, esto es, antes de que se alcance el valor crítico de σ . Pero si se disminuye la carga de succión H_{sv} (y por lo tanto el de σ), la característica señala una singularidad en C, manifiesta por una caída brusca de la carga, debido a que se presenta cavitación. Si se acentúa más la reducción de la carga de succión, las discontinuidades en la característica se van corriendo hacia valores más pequeños del gasto, puntos D y E. La figura 2.20, sacada de la experimentación, revela que las reducciones drásticas del gasto tienden a favorecer la cavitación en virtud de que se hace más chica la carga de succión. Curvas similares se obtienen para otras velocidades.

Este comportamiento puede también registrarse en una curva de carga o rendimiento vs σ ó H_{sv} , como se muestra en la figura 2.21, donde se advierte la caída brusca de la carga o del rendimiento al presentarse la cavitación. Se pueden así señalar los valores mínimos de σ admisibles en la práctica. Estos resultados son propios en bombas de baja velocidad específica ($N_s < 1500$), esto es, centrífugas. Stepanoff hace notar que estas bombas de tipo radial

Fig. 2.20 Deformaciones de la característica carga-caudal por la cavitación.

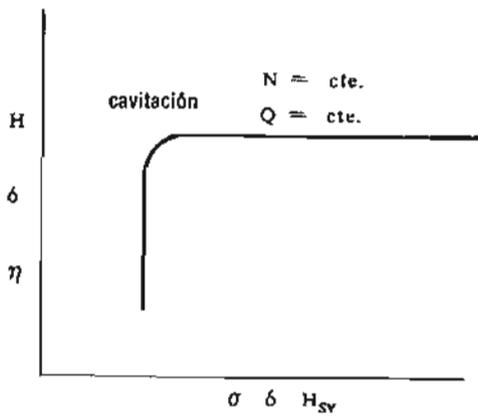
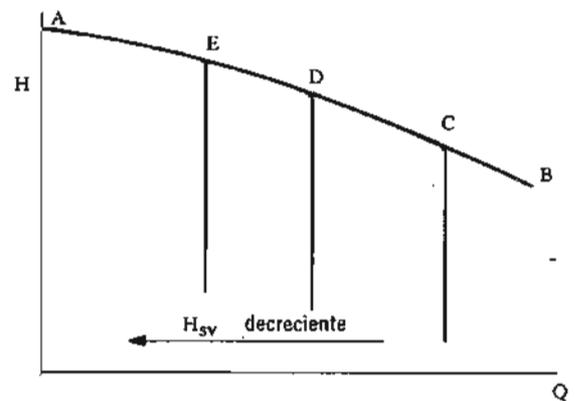
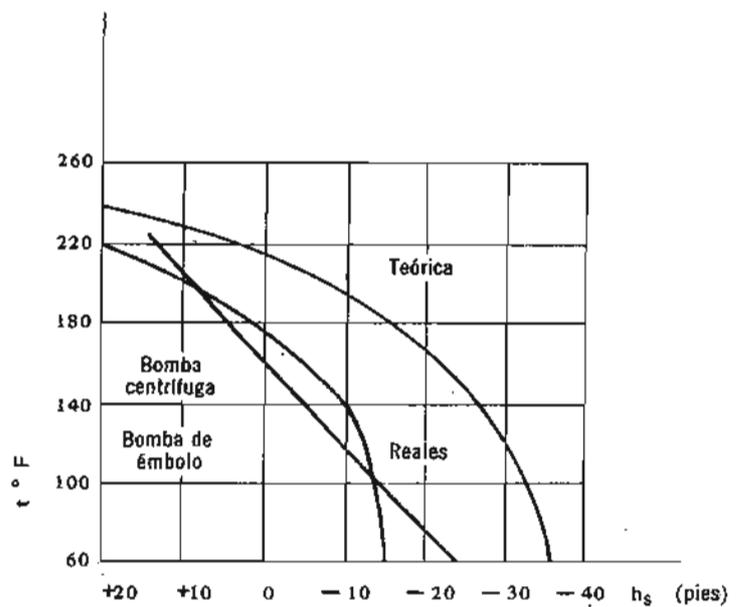


Fig. 2.21 Caída brusca de la carga y del rendimiento por la cavitación.

Fig. 2.22 Valores máximos de la coordenada de posición en función de la temperatura del líquido.



tienen conductos estrechos en relación a su longitud (lo que las hace aptas para alta carga y bajo caudal) y que si la cavitación ocurre, la presión del vapor ejerce su influencia sobre una zona del canal relativamente grande que facilita el choque contra las paredes y el colapso de las burbujas y en consecuencia se produce una caída del rendimiento con la cavitación.

Según Stepanoff, la relación entre σ y N_s para bombas centrífugas puede expresarse por las fórmulas

$$\sigma = \frac{6.3 N_s^{1/3}}{10^n} \text{ (Ec. 2.20) para bombas de succión simple}$$

$$\sigma = \frac{4 \times N_s^{1/3}}{10^n} \text{ (Ec. 2.21) para bombas de doble succión}$$

Estas se derivan de la ecuación 2.19 y para valores de S:

$$S = \left(\frac{10^n}{6.3}\right)^3 = 7950 \text{ para bombas de succión simple}$$

$$S = \left(\frac{10^n}{4}\right)^3 = 11200 \text{ para bombas de doble succión}$$

Estos valores representan muy bien resultados promedios compilados por Wislicenus, Watson y Karassik.

El empleo de σ ó S como parámetro de cavitación no importa mucho, aunque parece que S resulta ser más ventajoso por ser relativamente constante para una bomba dada funcionando a una determinada velocidad. Se pueden así definir las características de una bomba que ha de operar bajo ciertas condiciones.

Conocidos N_s , S y σ se puede conocer H_{sv} y de ahí fácilmente calcular la coordenada de posición ($-h_s$) que conviene respetar en la instalación, o viceversa, de las condiciones exigidas por la instalación definir los primeros valores.

De acuerdo con estos valores, se define una velocidad de giro de la bomba, la cual se ajusta, la mayoría de las veces, a velocidades comerciales de los motores eléctricos que se emplean para moverlas. Por ejemplo: 3450, 2900, 1750, 1450, 1150, 960 rpm.

En la figura 2.22 se dan valores de esta coordenada h_s en función de la temperatura del líquido de trabajo y a nivel del mar.

La figura 2.23 representa la familia $H = f(N_s, h_s)$ para bombas centrífugas de doble succión según el Instituto de Hidráulica de EE. UU.

Ejemplo 2.3.

Se necesita instalar una estación de bombeo para llevar agua de una presa a un tanque situado en un poblado desde el cual se efectuará la distribución para los servicios del vecindario. La longitud de la tubería es de 46,000 pies y el caudal necesario es de 16 pies cúbicos por segundo. El nivel del agua en el tanque se mantiene aproximadamente a unos 100 pies por debajo del nivel del agua de la presa, debido a la configuración geográfica del terreno. Se pide: 1) Buscar el lugar más conveniente para la situación de la estación. 2) Definir la velocidad de giro. 4) Calcular el diámetro de impulsor. 5) Estimar la potencia total necesaria. 6) Determinar al diámetro de la tubería.

Solución:

1) Siempre que las circunstancias lo permiten convendrá que las bombas trabajen con una carga positiva de agua. Según esto habrá que buscar un lugar para la estación de bom-

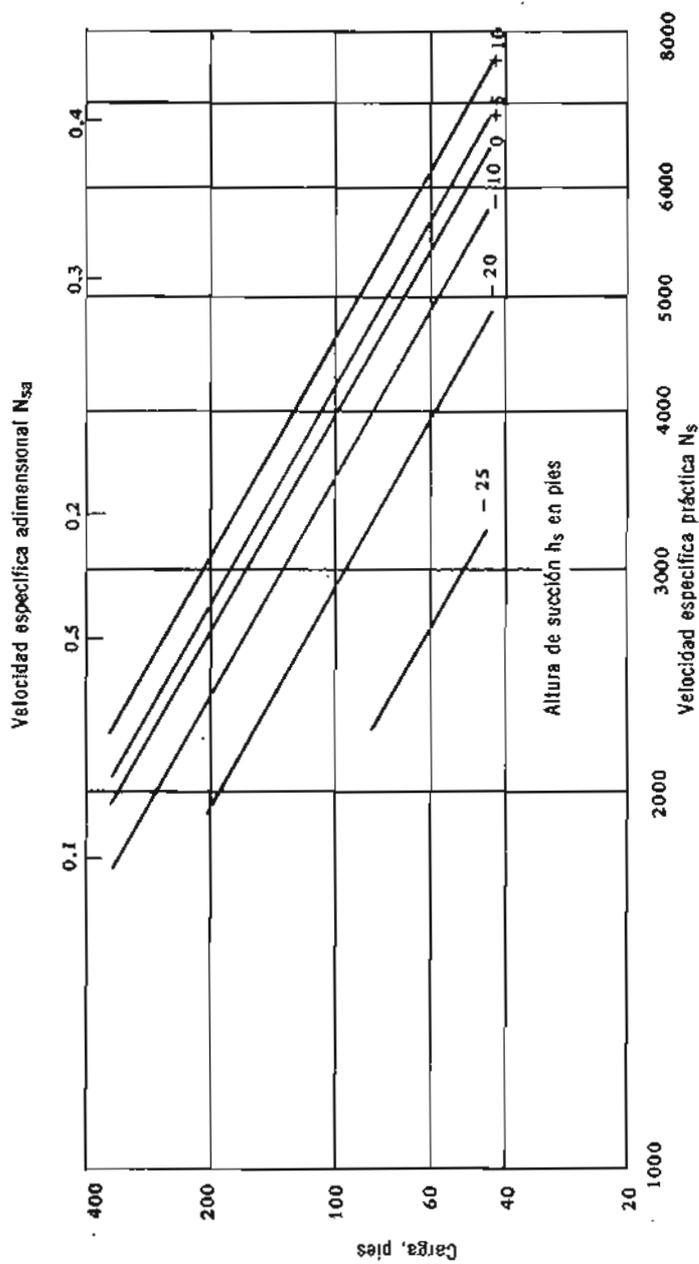


Fig. 2.23 Límite superior de velocidades específicas para bombas centrífugas de un solo paso con doble succión, a nivel del mar y temperatura de 80°F.

[Instituto de Hidráulico de los EE.UU.]

beo próximo a la presa, con el fin de que h_s sea positiva o al menos con valores inferiores a -20 pies (Figs. 2.22 y 2.23).

2) El tipo de las bombas lo define la velocidad específica, para lo cual es preciso conocer la carga, el caudal y la velocidad de giro. La carga es un valor muy característico y se puede determinar así

$$\text{TDH} = h + \frac{V^2}{2g} + H_{\text{pérd.}}$$

$h = -100$ pies; se puede asimismo fijar una velocidad económica de 5 pies/seg con lo que es posible calcular el diámetro de la tubería y las pérdidas,

$$\frac{\pi d_t^2}{4} = \frac{Q}{V} = \frac{16}{5}$$

de donde $d_t = 2.05$ pies. Suponiendo la tubería de concreto el coeficiente de fricción es aproximadamente $f = 0.02$, valor que se obtiene de la figura A.1 para $v = 1.2 \times 10^{-5}$ pies²/seg. Luego

$$H_{\text{pérd.}} = f \frac{L V^2}{D 2g} = 0.02 \frac{46000}{2.05} \frac{5^2}{2 \times 32.2} = 178 \text{ pies}$$

Por tanto

$$\text{TDH} = -100 + \frac{5^2}{2 \times 32.2} + 178 \approx 79 \text{ pies}$$

Esta carga puede vencerse tanto con bombas centrífugas como con bombas axiales; para tomar una decisión conviene tener presente también el caudal y las condiciones del servicio. El caudal es

$$Q = 16 \times 7.48 \times 60 = 7180 \text{ gpm}$$

el cual podría ser manejado económicamente con una sola bomba axial. Sin embargo no se debe resolver el problema con una sola unidad, pues tratándose de un servicio público se deben ofrecer garantías de trabajo permanente, para lo cual son necesarias varias unidades en derivación, que permitan una revisión periódica de las máquinas o que eviten interrupciones del servicio por fallas eventuales de alguna de ellas. Al dividir el caudal de forma a tener un número de unidades razonable, como puede ser 4 por ejemplo, los valores de carga y gasto se ajustan mejor a bombas centrífugas. En efecto, resulta así un gasto por bomba de 1800 gpm, que con la carga de 79 pies y una velocidad de giro de $N = 1750$ rpm exige un impulsor de 11 pulgadas, según se deduce de la figura 2.18. Se van a comprobar estos valores. La velocidad específica resulta ser

$$N_s = \frac{N \times Q^{3/4}}{H^{3/4}} = \frac{1750 \times (1800)^{3/4}}{(79)^{3/4}} = 2800$$

cuyo valor corresponde a una bomba centrífuga de corto recorrido radial, figura 2.15, con un rendimiento hidráulico de 82%, aproximadamente el mismo que da la figura 2.18.

También en la figura 2.23 se justifica la bomba centrífuga, que podría ser de doble succión y hasta admitir una altura de succión negativa, si así lo exigieran las condiciones de la instalación (aproximadamente -20 pies).

3) La velocidad de giro $N = 1750$ rpm resulta conveniente y podría haberse obtenido a partir de la carga, del gasto y de la velocidad específica, sacando estos dos últimos valores de la figura 2.15, para un valor del gasto de 1800 gpm y un rendimiento máximo de 82%. Resulta $N_s = 2800$ y $N = \frac{N_s H^{3/4}}{Q^{3/4}} = \frac{2800 \times (79)^{3/4}}{(1800)^{3/4}} = 1750 \text{ rpm}$.

4) El diámetro de 11 pulgadas dado por la figura 2.18 se puede comprobar por medio del coeficiente de carga C_H cuyo valor puede deducirse de la tabla T.2.1. La bomba que se está eligiendo es análoga a la tipo 4 de dicha tabla, cuyo $C_H = 3.7$; por tanto, de las ecuaciones 1.25, se tiene

$$C_H = \frac{Hg}{N^2 D^2}$$

Sustituyendo

$$3.7 = \frac{79 \times 32.2}{\left(\frac{1750}{60}\right)^2 D^2}$$

de donde

$$D = 0.90 \text{ pies} = 10.8 \text{ pulgadas}$$

Si se aplica el coeficiente $\Phi = 1.2$ (T. 2.2) sale $D = 11.2$ pulgadas.

5) La potencia indicada en la figura 2.18 es de 45 HP, por bomba, o sea por las 4 bombas propuestas la potencia total será de 180 HP. Calculada la potencia analíticamente y bajo un punto de vista de un rendimiento global del 73% deducido de la fórmula de Wislicenus, se tiene

$$P_m = \frac{\gamma Q H}{550 \eta} = \frac{62.4 \times 16 \times 79}{550 \times .73} = 196 \text{ HP}$$

La diferencia con el valor de la figura 2.18 reside en la forma de definir el rendimiento mecánico.

6) El diámetro de la tubería ya se calculó pues se hizo necesario para la determinación de las pérdidas; resultó ser $d_i = 2.05$ pies.

En la práctica conviene hacer un ajuste de estos valores de acuerdo con las medidas comerciales de tubería así como de características de impulsores y de bombas en general.

En cuanto a la instalación, las bombas deben estar montadas en derivación y descargar a un cabezal común que se conecte con la tubería de servicio.

Conviene colocar válvulas a la entrada y a la salida de cada bomba, que independicen a cada unidad de la instalación general y así poder proceder a las revisiones necesarias.

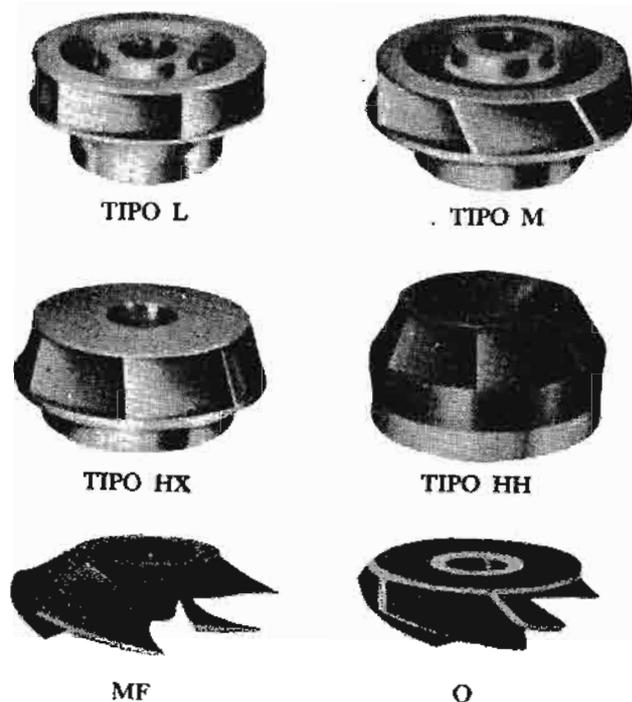
2.9. Bombas de pozo profundo del tipo de tazones

No hay ninguna especificación concreta sobre la profundidad a que debe encontrarse el espejo del agua de un pozo para considerarlo como profundo. Más bien lo que se quiere significar con esta denominación es que se trata de grandes cargas con relación al caudal manejado. En consecuencia se advierten adecuados impulsores del tipo centrífugo, que son los que procuran mayor ganancia en carga. De todas maneras siempre será necesario disponer varios impulsores en serie para vencer toda la carga. La forma de la carcasa que aloja a cada impulsor se parece a la de un *tazón* invertido, de donde han tomado el nombre estas bombas. Otros las denominan impropriadamente bombas-turbina.

Los *impulsores* son generalmente del tipo abierto o semiabierto, para evitar en lo posible la obstrucción de la bomba, ya que se presentan muchas dificultades para una reparación. Pero también se emplean impulsores de tipo cerrado figura 2.24 cuando se trata de mover aguas libres de cuerpos sólidos que pudieran producir obstrucción.

En cualquier caso, los impulsores no podrán ser de gran diámetro, pues ello obligaría a diámetros grandes de tazón y por tanto del pozo, lo que resultaría muy costoso. Como por otra parte todo el caudal debe pasar por cada impulsor, la relación del gasto a la carga suele ser mayor que en bombas centrífugas convencionales, esto es, la velocidad específica aumenta

Fig. 2.24 Impulsores de bomba de pozo profundo. Los tipos: L, M, HX y HH son cerrados; los MF y O son abiertos.



para la misma velocidad de giro. Por todo esto, los impulsores son tridimensionales en la mayor parte de los casos y con una cierta acción axial, o sea son mixtos, bien sean abiertos o cerrados.

El agua a la salida del impulsor es recibida por un sistema de álabes fijos engastados en la parte interior de la carcasa o tazón, los que hacen el oficio de *difusor* y al mismo tiempo son directores del líquido a la parte central del impulsor siguiente.

Todos los impulsores están montados en serie en una *flecha* o *árbol* vertical, centrada dentro del tubo que forma la columna de descarga del agua, por medio de cojinetes (manguitos o arañas). En la parte inferior de succión hay un colador (pichancha) y una válvula de retención (de pie o check) que impide la descarga de la bomba cuando se para el motor, con lo cual se tienen cebados los impulsores para el arranque siguiente. Esta válvula es particularmente útil cuando se hace difícil sumergir en el agua a todos los impulsores. De todos modos es muy conveniente mantener la columna llena de agua para evitar se resequen los cojinetes o manguitos en aquellas bombas lubricadas por agua. En las bombas lubricadas por aceite no se presenta esta circunstancia por hallarse independizada la flecha del agua por una tubería de protección, pero sí debe estar el nivel del agua por encima de todos o de alguno de los impulsores.

Toda la columna viene colgada de una chumacera de carga acoplada en el cabezal situado en la parte superior a nivel del terreno, donde también está el motor que acciona la flecha. A veces el motor ataca directamente a la flecha formando parte del cabezal; figura 2.25; otras veces la transmisión se hace por medio de un juego de engranes.

El nivel de bombeo es muy variable, desde menos de una decena a varias centenas de metros. En todos los pozos y particularmente en los más profundos, se hace necesario una perforación perfectamente vertical a fin de evitar vibraciones y lograr un buen funcionamiento de la bomba.

A veces el motor está sumergido en el agua, foto 2.7, colocado debajo de los tazones, con lo cual se elimina la flecha y los problemas que ésta acarrea; pero aparecen otros de otra índole, como son fundamentalmente los de aislamiento de los conductores y la forma excesivamente alargada que se debe dar al motor para que pueda introducirse en el estrecho tubo de ademe. Estas dificultades están siendo superadas por la tecnología moderna que cuenta

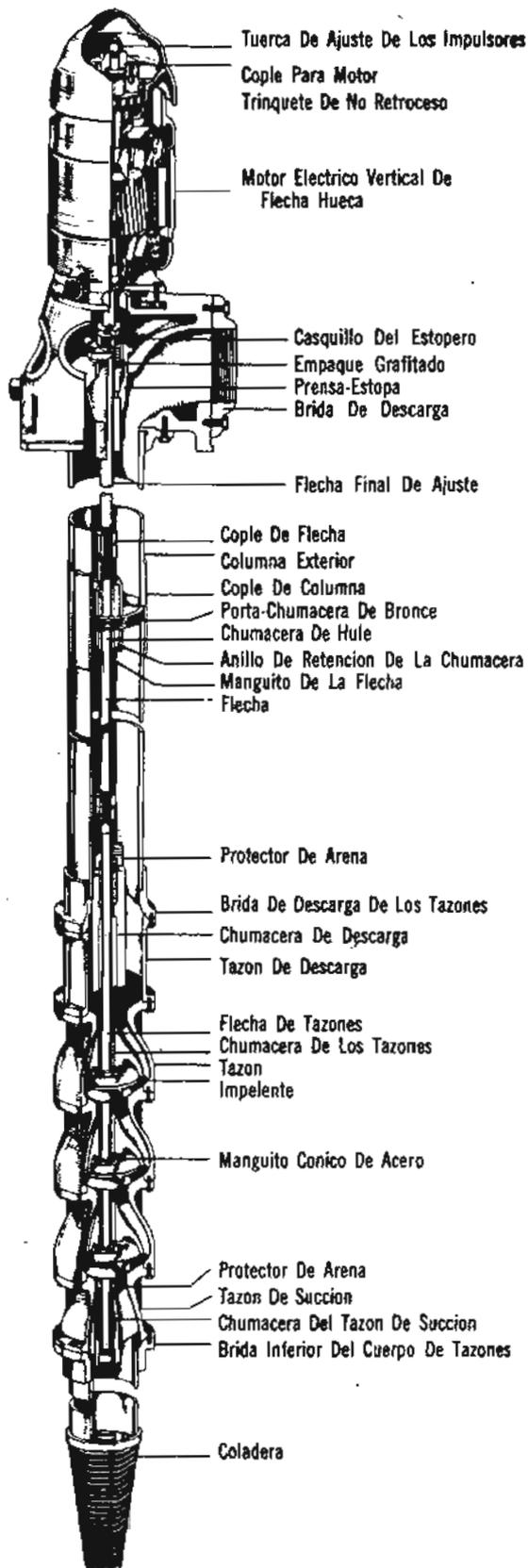
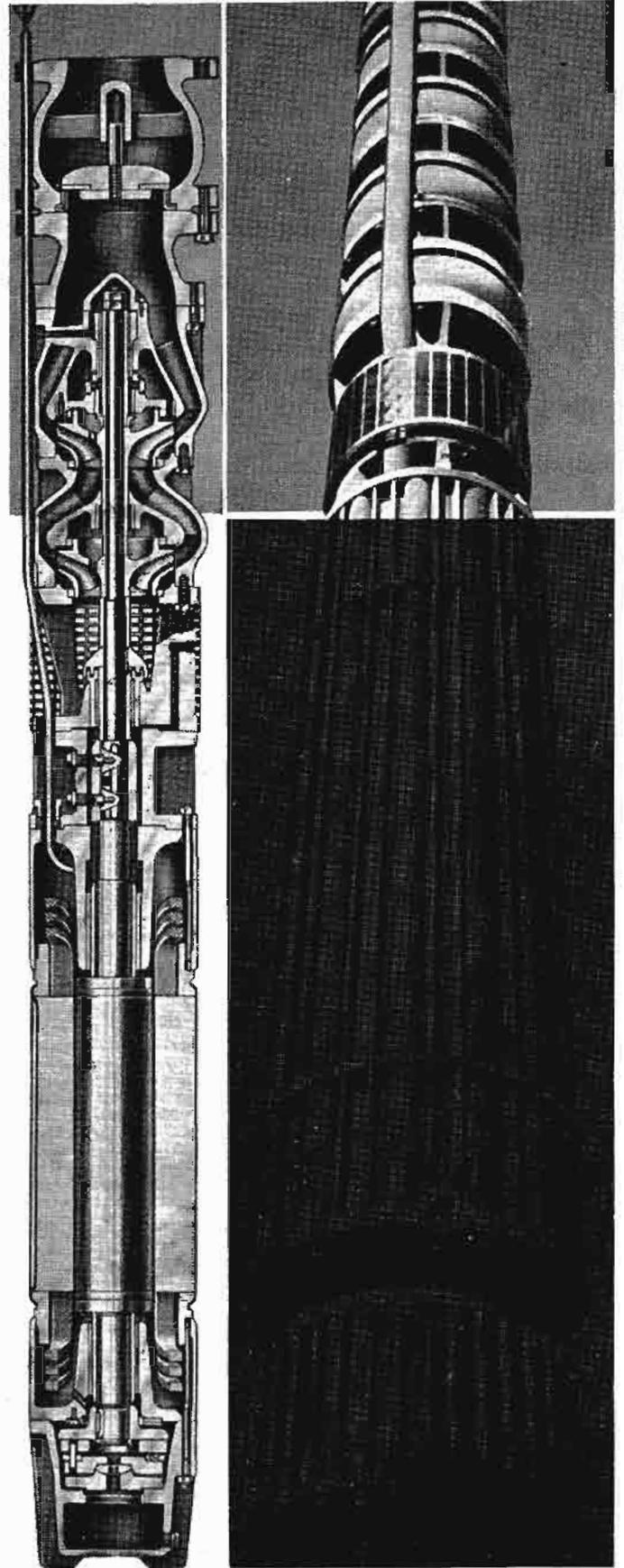


Fig. 2.25 Detalle de los distintos elementos de una bomba de pozo profundo, tipo tazones.
(Cortesía Jacuzzi)

Foto 2.7 Bomba de pozo profundo con motor sumergido.
a) Corte. b) Vista exterior.
(Cortesía KSB)



a)

b)

con materiales plásticos para aislamiento que permiten el trabajo de los motores inundados y aun el empleo de alta tensión, hasta 6000 voltios, lo que reduce el costo de los motores. La ausencia de la flecha en este tipo de bomba con motor sumergido elimina las exigencias de aquella respecto a la verticalidad del pozo y peligros de vibración o pandeo. La columna queda reducida al motor y serie de tazones, ocupando el motor la parte inferior, seguido de la coladera y los tazones. Se alcanzan profundidades de bombeo de 350 metros.

Ejemplo 2.4

Se trata de instalar una bomba de pozo profundo, tipo de tazones, lubricada por aceite, para un caudal de 630 gpm, y un nivel de bombeo de 380 pies, movida por un motor Diesel a 1760 rpm. Calcular: 1) Número de pasos de la bomba. 2) Diámetro de los impulsores. 3) Diámetro de la tubería de descarga, de la flecha y del tubo de protección de ésta. 4) Potencia del motor necesaria para mover la bomba.

Solución:

1) El número de pasos, tazones o impulsores viene definido lógicamente por la relación

$$n = \frac{H \text{ (total)}}{H \text{ (por paso)}}$$

siendo

$$H \text{ (total)} = h + \frac{V^2}{2g} + H \text{ pérd.}$$

La carga piezométrica es $h = 380$ pies. La carga dinámica $\frac{V^2}{2g}$ se estima sobre la base de una velocidad en tubería inferior a 10'/seg. Suponiendo, por facilidad del cálculo 8 pies por segundo, pues de todos modos influye muy poco, se tiene

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{8^2}{2 \times 32.2} \approx 1 \text{ pie}$$

Las pérdidas en la columna, en estas bombas, se evalúan en porcentaje de la carga piezométrica, siendo del orden un 4% de dicho valor, o sea

$$\frac{4}{100} \times 380 \approx 15 \text{ pies}$$

Luego

$$H \text{ (total)} = 380 + 1 + 15 = 396 \text{ pies}$$

La H_{ef} (por paso) se puede obtener de la fórmula de la velocidad específica, conociendo ésta, la velocidad de giro y el gasto. De la figura 2.15 para $Q = 630$ gpm y rendimiento máximo resulta $N_s = 2500$; que corresponde a un impulsor de tipo centrífugo de un recorrido radial relativamente chico, si se tratara de una bomba de tipo convencional. Pero tratándose de una bomba de pozo profundo se debe limitar aún más el recorrido radial, para evitar diámetros grandes de tazones, acentuando más la acción axial, esto es, emplear impulsores tipo mixto, con lo que aumenta la velocidad específica y baja ligeramente el rendimiento. En la misma figura, el valor máximo de N_s recomendable es de 3150, para el caudal de operación de 630 gpm. Sobre esta base

$$H \text{ (por paso)} = \left(\frac{N Q^{1/2}}{N_s} \right)^2 = \left(\frac{1760 \times (630)^{1/2}}{3150} \right)^2 = 33.7 \text{ pies}$$

Luego

$$n = \frac{396}{33.7} = 11.75$$

O sea

$$n = 12 \text{ pasos}$$

2) El diámetro de los impulsores se puede determinar por medio del coeficiente de velocidad Φ , que relaciona el diámetro con la carga y la velocidad de giro, variables muy fundamentales. De la tabla T. 22, $\Phi = 1.30$ (impulsor mixto) y por tanto

$$\Phi = \frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi ND}{\sqrt{2gH}}$$

$$D = \frac{\Phi \sqrt{2gH}}{\pi N} = \frac{1.30 \sqrt{2 \times 32.2 \times 33.7}}{\pi \frac{1760}{60}} = 0.669' = 7.9''$$

Ajustado

$$D = 8 \text{ pulgadas}$$

Para este impulsor el diámetro exterior del tazón será del orden de 10 plg; la luz del tubo de ademe aproximadamente 13 plg, y la perforación del pozo de 14 pulgadas. En la práctica se dispone de una serie de tablas y gráficas para muy diferentes condiciones, que permiten un ajuste fácil de todos estos valores.

3) Para las condiciones de profundidad y caudal dados se suele emplear flecha de acero de $1\frac{1}{2}''$ de diámetro, con un tubo de protección de $2\frac{1}{2}''$ y tubería de descarga de $6''$, con lo que la velocidad en tubería será:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{630}{\frac{\pi}{4} \left(\left(\frac{6}{12} \right)^2 - \left(\frac{2.5}{12} \right)^2 \right)} = \frac{1.405}{0.162} = 8.68 \text{ pies/seg.}$$

inferior a 10 pies por segundo y que es aceptable en estas bombas.

4) La potencia del motor será

$$P_m = \frac{\gamma Q H}{550 \eta}$$

El rendimiento global $\eta = \eta_n \eta_v \eta_m$.

De la figura 2.15, $\eta_n = 79\%$, si se supone, dentro de lo razonable $\eta_v = 100\%$ y $\eta_m = 88.5\%$ resulta $\eta = 70\%$, con lo que

$$P_m = \frac{62.4 \times 1.405 \times 396}{550 \times 0.7} = 90.2 \text{ H.P.}$$

2.10. Otras bombas para altas cargas

Entre las bombas de gradiente de presión dinámica, las de tipo centrífugo son las que permiten mayor ganancia de carga como ya se ha dicho. Se juzga conveniente citar otras bombas que sin ser consideradas dentro de la teoría general de las turbomáquinas, son de mucha aplicación en ciertas instalaciones específicas. Entre éstas se encuentran las bombas de inyección, las de desplazamiento positivo, la "hi-lift", las de émbolo y también el ariete hidráulico, aunque esta última no puede ser considerada entre las de muy alta carga.

2.11. La bomba de inyección o eyector de doble tubo

Aunque la bomba de tipo tazones es la más usada en pozos profundos donde se requiere vencer una gran carga y el caudal es de cierta importancia, hay que considerar que dicha bomba es cara y en ciertos casos puede ser sustituida por otras más económicas, si las condiciones del servicio lo permiten, esto es, la carga y caudal exigidos. Una de estas bombas es la bomba de inyección o eyector de doble tubo (Fig. 2.26). Una corriente de agua a presión desciende por un tubo (3) y alcanza una tobera o boquilla (5), donde la energía de presión se convierte en energía cinética, completando el efecto un Venturi (4), donde se crea una zona de baja presión, que origina una aspiración en la tubería inferior que alcanza el agua del pozo, la cual se absorbe a través de un colador y una válvula de pie o retención (6). El agua se descarga por la tubería (2). El rendimiento es bajo del orden del 30%, pero tiene la ventaja de no tener partes móviles en la parte inferior del pozo. La presión del agua en el tubo de bajada hacia la tobera se garantiza con un tanque de agua y aire a presión, provisto de un manómetro (1) y una válvula reguladora de la presión. La circulación del agua y la presión conveniente de ésta, se logra con una bomba centrífuga convencional instalada en la parte su-

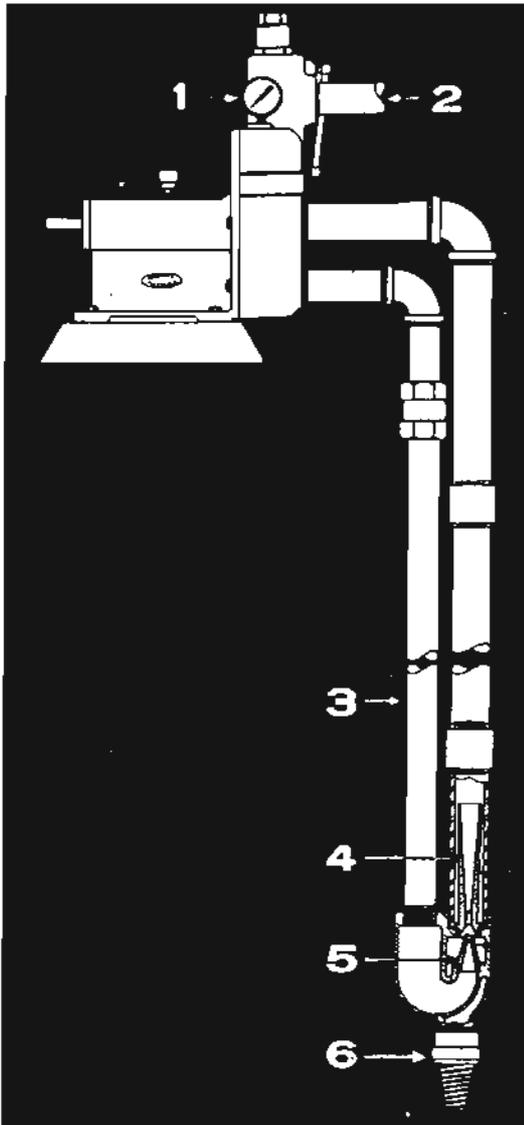


Fig. 2.26 Eyector de doble tubo. 1) Manómetro; 2) Descarga; 3) Tubo de presión; 4) Venturi; 5) Tobera; 6) Válvula de pie con coladera.

perior de la columna, a nivel del terreno. Son satisfactorias en cargas de hasta 150 metros, con caudales de hasta 5 litros por segundo y a veces más.

2.12. Bombas de desplazamiento positivo

Las bombas de desplazamiento positivo o de columna de agua se emplean en aquellos casos en que se requieren muy altas cargas. A este tipo pertenecen las bombas de émbolo, con movimiento alternativo, y las rotativas positivas, como las de engranes, las de disco con álabes radiales, la "hi-lift" que trabaja por extrusión del líquido, etcétera.

Cualquiera que sea el tipo, se trata de un acarreo del líquido de la aspiración a la descarga, empujándolo hacia una tubería para levantar una columna de agua o crear unas condiciones de presión si la tubería se encuentra cerrada. En este caso debe instalarse, como protección, una válvula de límite de presión, que comunica la descarga con la aspiración si se sobrepasa un cierto valor de la presión definido por las condiciones de la instalación, impidiendo así sobrecargas peligrosas, o simplemente instalando un interruptor de presión.

Entre estas bombas de desplazamiento positivo, la más generalizada en la actualidad es la rotativa, bien sea de engranes o de *álabes radiales* tallados sobre la periferia de un disco metálico o impulsor, con caras planas, bien paralelas. Cada dos álabes consecutivos forman una celdilla; el conjunto de éstas se van llenando y descargando en su rotación, por las lumbreras de aspiración y de descarga respectivamente, situadas radialmente en la carcasa. Las celdillas suelen ser en número suficientemente grande para dar una continuidad a la velocidad de descarga. Después de la descarga y antes de producirse la aspiración, hay un espacio muerto que suele ser de un octavo de la medida circunferencial del impulsor. El gasto de estas bombas es, en general, pequeño comparado con la carga que, en general, es muy alta, la que obliga a una construcción robusta y al empleo de sellos mecánicos muy eficaces de neopreno y cerámica con resortes de presión de acero especial inoxidable. En las superficies sometidas a fricción producida por el giro del rotor sobre el estator, se emplean anillos de un plástico especial que resiste el efecto abrasivo, los cuales pueden ser cambiados fácilmente en caso de deterioro. En la figura 2.27 se presenta una bomba de este tipo con el detalle de sus partes principales.

El gasto se calcula como sigue: Sea v el volumen de una celdilla y n el número de celdillas de un lado del impulsor; en los dos lados habrá $2n$. Si la máquina gira a N rpm y η_v es el rendimiento volumétrico, el gasto volumétrico por segundo será

$$Q = \eta_v \frac{7}{8} (2nv) \frac{N}{60}$$

ya que sólo se cargan $\frac{7}{8}$ de celdillas por vuelta, supuesto un espacio muerto de $\frac{1}{8}$. El rendimiento volumétrico en estas bombas es del orden del 80%. La velocidad de rotación puede ser alta, pues no se presentan problemas de cavitación, ya que no hay zonas de bajas presiones; N es del orden de 4,000 rpm.

La carga efectiva se compone, como en otras bombas, de la carga piezométrica h , de la carga de velocidad $V^2/2g$ y de las pérdidas en la tubería de descarga.

La carga piezométrica, como se sabe, es el resultado de la carga de presión $\frac{p}{\gamma}$ más la carga de posición z . Estas bombas se aplican, en general, para lograr unas determinadas condiciones de presión en ciertos recipientes conteniendo líquidos, siendo de poca importancia la carga de posición e importando fundamentalmente la carga de presión. Trabajan con frecuencia con la descarga cerrada a un valor de presión fijado, alcanzando valores del orden de 20 kg/cm².

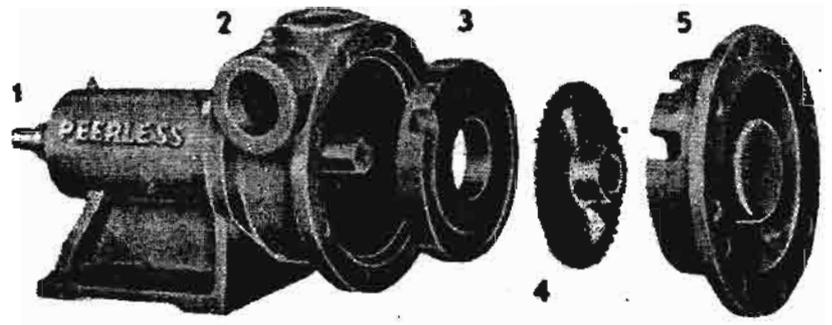


Fig. 2.27 Bomba rotativa positiva. 1) Flecha; 2) Cuerpo; 3) Disco media voluta; 4) Impulsor; 5) Tapa media voluta. Límite de presión: 16 kg/cm². (Cortesía TISA)

TABLA DE RENDIMIENTO - 3500 R.P.M.

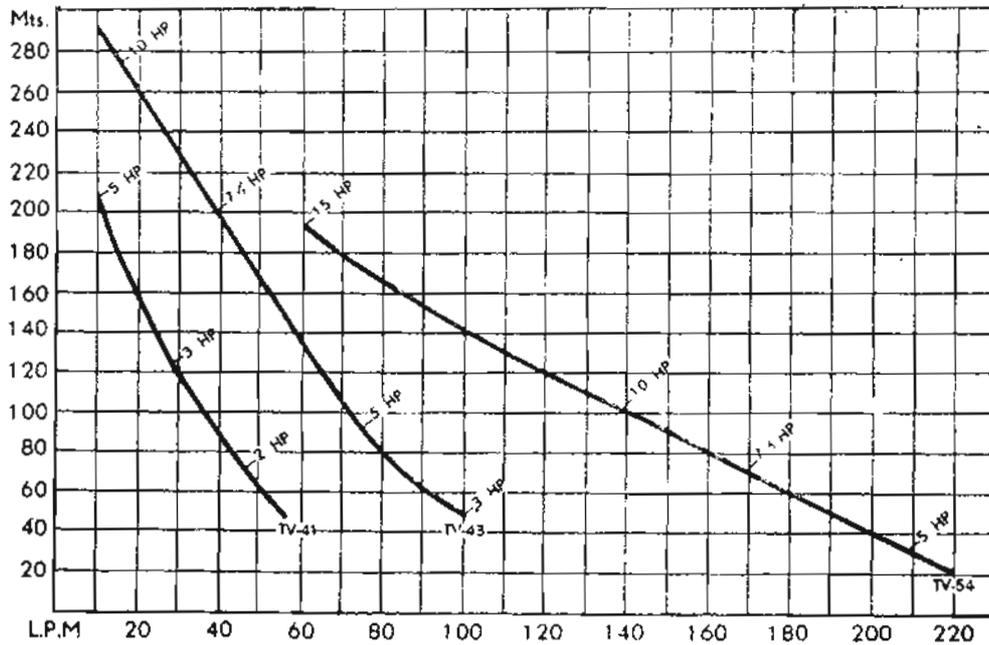


Fig. 2.28 Características de bombas rotativas positivas. (Cortesía TISA)

El rendimiento hidráulico se aproxima al 60% y podría mejorarse si se da menos rotación al fluido, acortando la descarga respecto a la aspiración, esto es, multiplicando las lumbreras de aspiración y de descarga, pues se reducirían las pérdidas por recirculación y turbulencias; pero bajaría el caudal al disminuir el acarreo de agua por vuelta, ya que sería menor el número de celdillas periféricas en transporte útil debido a los espacios muertos necesarios.

La potencia del motor se calcula, como en cualquier otra bomba, por la expresión

$$P_m = \frac{\gamma QH}{\eta_m \eta_v \eta_h} = \frac{\gamma QH}{\eta}$$

en la que η_m representa el rendimiento mecánico, η_v el rendimiento volumétrico, η_h el rendimiento hidráulico y η el rendimiento global.

Estas bombas rotativas positivas tienen aplicación en la alimentación de calderas, sistemas de refrigeración y torres de enfriamiento; así como en lecherías, cervecerías, lavanderías, destilerías, hoteles, bares, etcétera.

Otra bomba de desplazamiento positivo, de alta presión, que se emplea en pozos profundos de hasta mil pies con caudales pequeños de 5 a 55 gpm, es la "hi-lift", figura 2.29. El elemento impulsor consiste en un rotor metálico de gran resistencia mecánica y a la oxidación, generalmente de acero al cromo, que presenta un contorno helicoidal redondeado, el cual gira dentro de un estator de contornos semejantes pero construido de un hule especial resistente a la abrasión, protegido por una caja de bronce. El agua atrapada entre ambos va siendo empujada hacia arriba por la tubería de descarga. Como el rotor tiene un movimiento excéntrico, el acoplamiento a la flecha del motor no es rígido sino flexible, estando constituido por un cable recubierto de hule que amortigua los efectos vibratorios del rotor y de la flecha. La velocidad de giro es del orden de 1,760 rpm.

El motor que acciona la flecha puede estar a nivel del terreno o sumergido en el pozo, colocado debajo del impulsor. Es de fácil operación y puede trabajar por largo tiempo sin revisión.

2.13. Ariete hidráulico

Debido a la economía que representa el bombeo de agua por aplicación del golpe de ariete, en determinadas circunstancias, se da aquí el principio del funcionamiento del ariete hidráulico, aunque no se trate de una turbomáquina.

En un río o corriente cercana al lugar de aprovechamiento se escogerán dos puntos entre los cuales existirá una diferencia de nivel; la distancia entre estos puntos dependerá de la pendiente del río y de la configuración que tenga el terreno en el lugar de emplazamiento del ariete, cuya cota debe estar entre la de los dos puntos anteriores en el río. De esta forma el agua podrá llegar por corriente natural al ariete y de ahí también por corriente natural podrá regresar al río el agua sobrante. El caudal y cargas disponibles en la tubería de salida, están sujetos al caudal y carga disponibles a la entrada del ariete, los cuales condicionan una mayor o menor energía viva en una tubería de alimentación, que puede transformarse parcialmente en energía potencial por cierre y apertura de unas válvulas en el extremo de una tubería o cuerpo de bomba, produciendo repetidos golpes de ariete, que van incrementando la carga piezométrica en la descarga.

La masa en movimiento aumenta con la longitud de la tubería, siendo la sobrepresión por golpe proporcional a la longitud de la tubería como ya se sabe. Es por esto que se debe separar prudencialmente el ariete de la toma y de acuerdo con los efectos que se quieran obtener en la operación del ariete. La descarga del agua sobrante puede hacerse por un canal económico hasta el río.

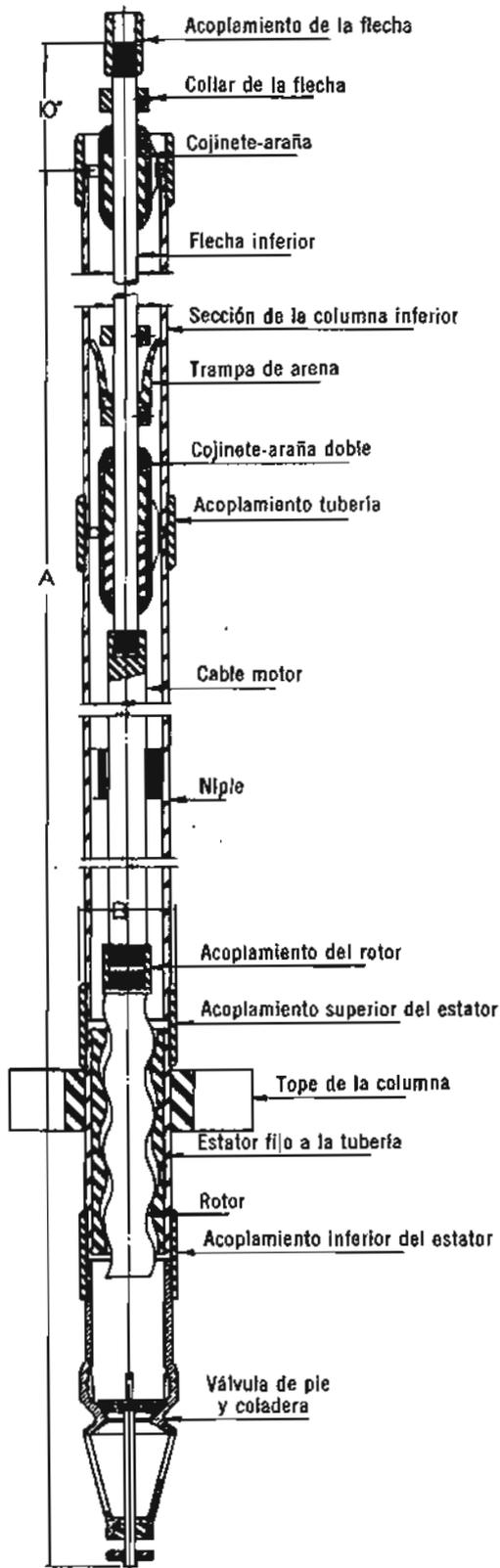


Fig. 2.29 Esquema de una bomba de alta presión "hi-lift".
(Cortesía Peerles-TISA)

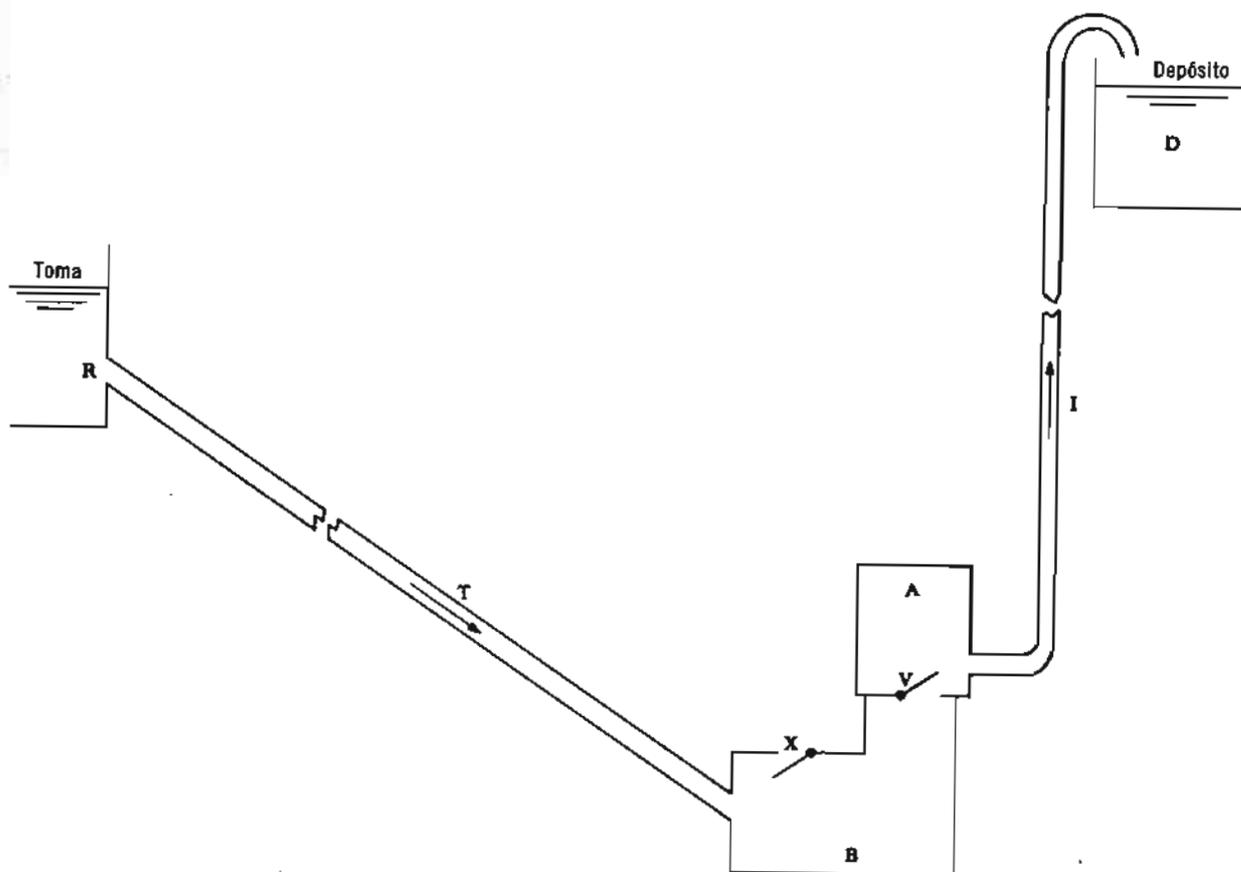


Fig. 2.30 Bombeo por ariete hidráulico.

En la figura 2.30 se presenta un esquema de la instalación de un ariete hidráulico cuyo funcionamiento es como sigue. El agua se toma del río en el punto de mayor elevación que se haya escogido y se hace circular por una tubería (T), por corriente natural, hacia el cuerpo de bombeo (B). La válvula (X), que estaba abierta por su propio peso, se cierra ante el empuje del agua, con lo que se determina una sobrepresión por golpe de ariete en el cuerpo de bomba (B), que obliga a la válvula (V) a abrirse, forzando el agua hasta la cámara de aire (A). Amortiguada la sobrepresión se cierra la válvula (V) por su propio peso, dejando atrapada una cantidad de agua en la cámara (A) a una cierta presión. Al ceder la sobrepresión, se abre también por gravedad la válvula (X), descargando por un canal el agua sobrante hacia el punto de cota más baja escogido en el río. Abierta la válvula (X), nuevamente se ofrece la oportunidad de circulación del agua por la tubería de alimentación (T) hacia el cuerpo de bomba (B), repitiéndose el mismo efecto. El ciclo completo de operaciones puede ser de 40 a 200 veces por minuto. El agua va así comprimiendo más y más el aire de la cámara (A), hasta el punto que la presión llega a ser suficiente para impulsar el agua por una tubería (I), hasta un depósito (D) colocado a una altura determinada.

Del agua que llega al cuerpo de bomba (B), sólo una fracción sube por (I) hasta (D); el resto se descarga por la válvula (X) y retorna de nuevo al río. El caudal disponible está en razón inversa de la altura de elevación. Así por ejemplo, de 100 galones por minuto que lleguen a (B), con una caída de 10 pies entre la toma y (B), se pueden elevar aproximadamente 10 galones por minuto a una altura de 60 pies (altura del depósito sobre (B)). Los mismos 100 gpm en (B), con una caída de 5 pies, elevarían aproximadamente 1 gpm a una altura del

orden de 230 pies. Se construyen de varios tipos, según diversas condiciones de aplicación. La ventaja de su uso, no obstante el bajo rendimiento, estriba, en que no hay ningún gasto de energía externa ni tampoco de conservación; pueden estar funcionando durante varios años sin revisión. Son aplicables en lugares aislados donde no hay energía eléctrica y donde es difícil el abastecimiento de combustibles y la vigilancia de motores de combustión interna.

Bombas axiales

3.1. Características generales

Las bombas axiales son turbomáquinas que permiten la transferencia de energía mecánica del rotor al líquido mientras éste pasa a través de los álabes en dirección axial. El impulsor tiene la forma de hélice de 2 a 6 aspas, por lo que estas bombas se llaman también de hélice (foto 3.1).

La velocidad base o de arrastre, en la incidencia del líquido en el álabe a la entrada, conserva su valor en el borde de fuga del álabe a la salida, o sea $U_1 = U_2$, y en consecuencia la acción centrífuga es nula. La ganancia en carga de presión debe lograrse solamente a expensas del cambio en magnitud de la velocidad relativa, con resultados desacelerativos en esta velocidad, de forma de $V_{r2} < V_{r1}$, a fin de producir un efecto de difusión a lo largo del ducto entre álabes, que aumenta la presión.

La energía transferida, bajo la forma de componentes energéticas, se reduce pues a

$$H = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 g_c} + \frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2 g_c}$$

En la cual, los dos términos del segundo miembro deben ser positivos, o sea $V_{r1} > V_{r2}$ y $V_2 > V_1$.

Como consecuencia de ser nulo el término $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2 g_c}$, de acción centrífuga, que es el que en las bombas proporciona mayor ganancia en carga estática, se tiene en las bombas axiales una carga estática reducida, ya que del cambio en velocidad relativa, que es de donde se puede obtener, se hace difícil conseguir valores elevados, pues se exigiría una velocidad relativa de entrada muy alta que debería ser reducida a un valor muy bajo en el ducto entre álabes, lo cual es difícil lograr en el corto recorrido a través del rodete móvil. Se puede, en algunos casos incrementar la carga, aumentando el número de álabes (5 ó 6), con lo que se operan mejor los cambios en la velocidad a través de los ductos entre los álabes, pero se aumentan las pérdidas por fricción. Sin embargo, si se quieren mover grandes caudales, que es donde encuentran verdadera aplicación las bombas axiales, se debe reducir el número de álabes (3 ó 4), siempre que la carga sea pequeña. La forma y disposición del impulsor en el mismo ducto de circulación del líquido, es lo que facilita el paso de grandes gastos. La velocidad específica de las bombas de hélice es alta, (alrededor de 10,000 a 20,000 en el sistema inglés), como corresponde a las condiciones de gran caudal y pequeña carga.

La velocidad absoluta del agua que penetra en la hélice impulsora en dirección axial, sale de la misma con trayectoria helicoidal, debido a que existe componente tangencial (V_{u2}) y también al efecto de puntas. Para volverla a la dirección axial y al mismo tiempo para convertir la energía dinámica en estática, se dispone a la salida del impulsor un sistema de álabes

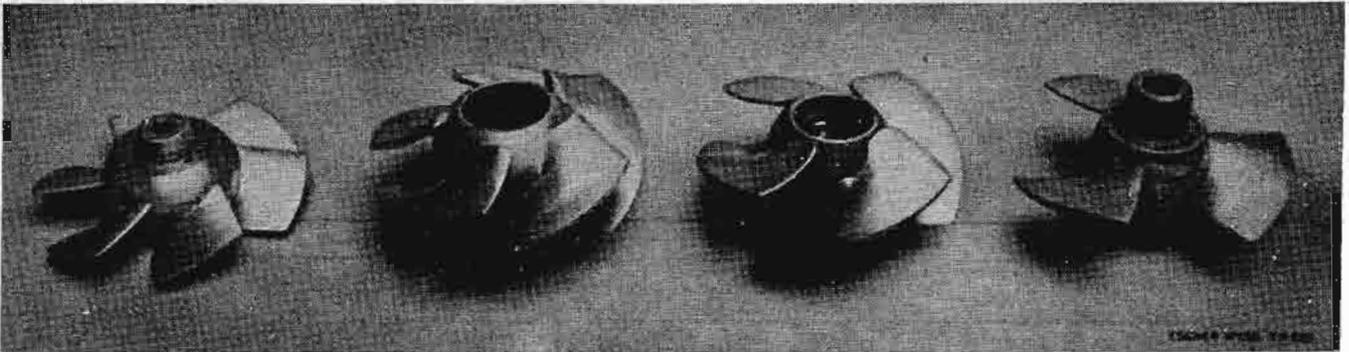


Foto 3.1 Modelos de impulsores para bombas de hélice con diferentes velocidades específicas.

Núm. de álabes	=	6	5	4	3
Veloc. especif. métr.	=	400	600	800	1000

fijos a la carcasa, llamados álabes directores o difusor. En ciertos casos se produce también un ensanchamiento gradual del ducto de descarga, con divergencia de 15 a 20°, que completa la conversión de energía cinética en potencial, figura 3.1. La forma acodada del ducto se hace necesaria cuando la bomba se instala directamente en la tubería, para dar salida a la flecha, en cuyo caso debe procurarse aprovechar algún codo existente en la misma conducción. En cualquier caso el impulsor debe estar inundado al empezar a trabajar la bomba.

Las bombas de este tipo son generalmente de un solo paso (aunque puedan tener varios), constituido, como se ha dicho, por la hélice impulsora seguida de un rodete fijo a la carcasa, con o sin ducto abocinado de descarga. En contados casos se coloca el rodete fijo antes del impulsor, pues la primera disposición ha probado ser más conveniente.

Las bombas axiales se deben hacer trabajar en las condiciones de diseño, aunque pueden también operar a cargas parciales o sobrecargas, pero con gran sacrificio del rendimiento. Fácilmente se producen separaciones o choques sobre el álabe cuando el ángulo de ataque no corresponde a las condiciones de incidencia prevista. Para las condiciones de diseño el rendimiento es tan satisfactorio como el de la bomba centrífuga. Si se quiere mantener alto el rendimiento al salirse de las condiciones de diseño, es preciso variar el paso del álabe para corregir la incidencia (foto 3.2). De estas bombas de álabe variable o bombas Kaplan se hablará más adelante (inciso 3.6).

3.2. Diagramas vectoriales de velocidades

Considerando el caso más general de estar colocado el impulsor o rotor delante del rodete fijo o estator y que la velocidad absoluta de entrada es axial, se ha dibujado la figura

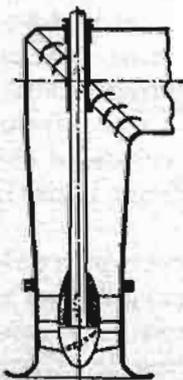
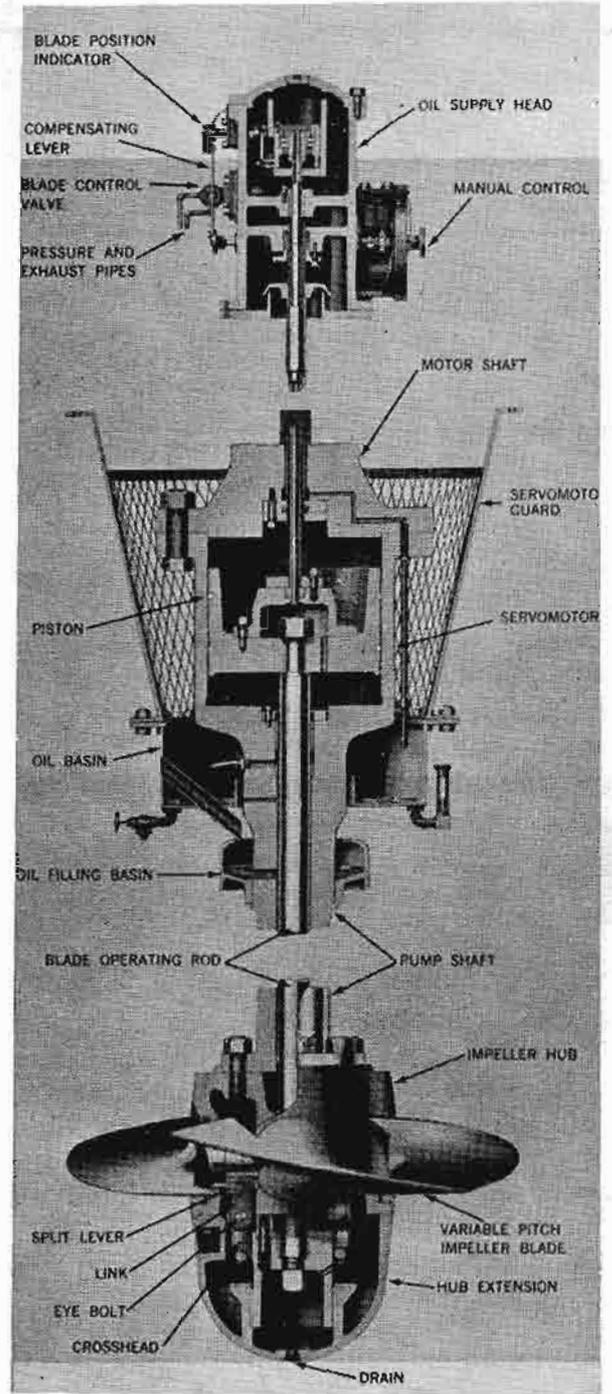


Fig. 3.1 Bomba axial de un solo paso.

Foto 3.2 Bomba axial con álabes de
paso variable.
(Cortesía Allis Chalmers)



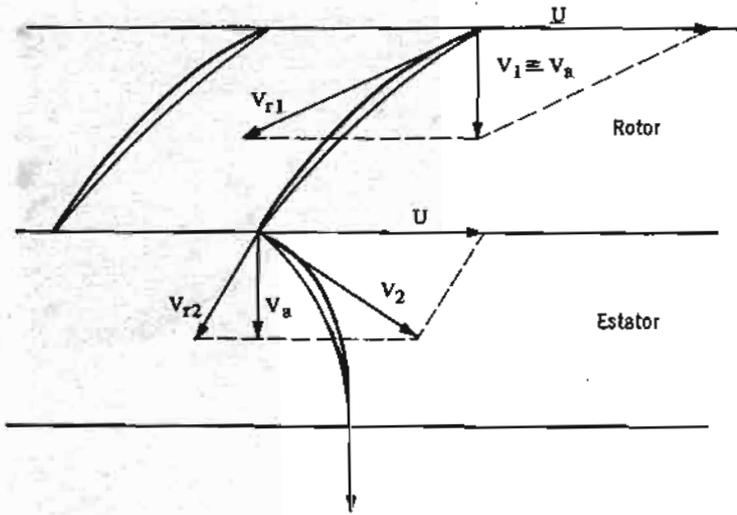


Fig. 3.2 Diagramas de velocidades a la entrada y a la salida del rotor. Rectificación y reducción de la velocidad absoluta en el estator o difusor.

3.2. En ella se representa el perfil de unos álabes del rotor y del estator, cuya sección es normal a la dirección radial. Se va a suponer que la máquina es de un solo paso, esto es, un rotor y un estator, como es común en las bombas.

El flujo entra en dirección axial y ataca al álabe móvil en esa dirección. La componente axial de la velocidad conserva el mismo valor entre la entrada y salida para evitar empujes axiales perjudiciales (Ec. 1.7). Esta circunstancia facilita mucho la relación entre las distintas componentes y por tanto el diseño de la máquina.

La velocidad absoluta aumenta a su paso por el álabe móvil, esto es, $V_2 > V_1$, haciendo al término de carga dinámica positivo ($\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g_c} = +$), como se exige en la ecuación 3.1.

Asimismo se advierte que $V_{r2} < V_{r1}$ debido a la curvatura del álabe, y que por tanto también es positivo el término de carga estática ($\frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2g_c} = +$), que reclama la misma ecuación 3.1.

El álabe fijo endereza y reduce la velocidad absoluta, cumpliendo las dos funciones de director y de convertidor parcial de la energía dinámica del agua en estática.

Estos dos diagramas de entrada y salida en el álabe móvil se suelen agrupar en uno solo bajo las dos formas siguientes: con vértice común o sobre base común. En la figura 3.3 se presentan estas dos formas, en las que se ha considerado el caso más general de que V_1 no sea axial. El vector que sirve de base común es el U que tiene el mismo valor a la entrada que a la salida.

Si $V_{r1} = V_2$ y $V_{r2} = V_1$ se tiene simetría en el diagrama, condición que da lugar a un grado de reacción del 50% como se verá más adelante.

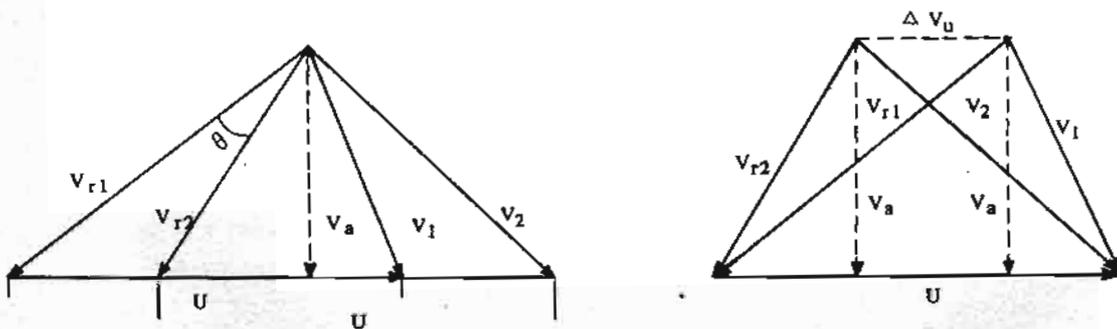


Fig. 3.3 Diagramas de vértice común y de base común.

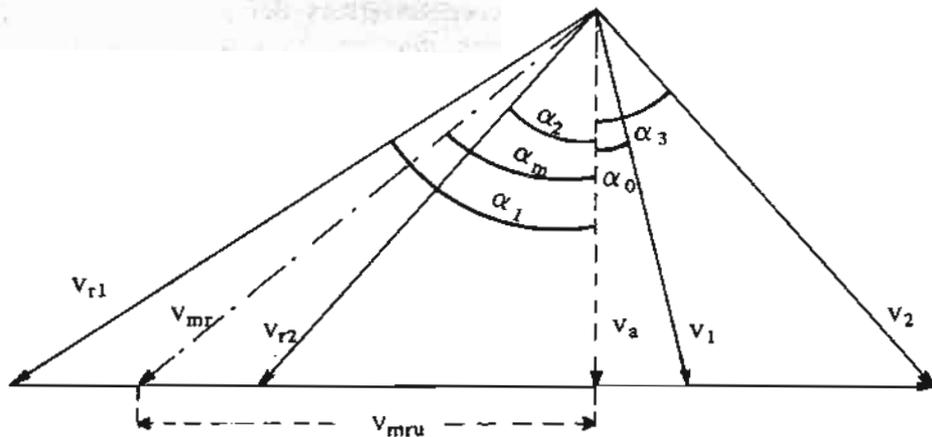


Fig. 3.4 Diagrama de vértice común mostrando el ángulo de la velocidad medio relativa.

Estos diagramas muestran claramente el cambio de la componente de giro, $V_{u2} - V_{u1} = \Delta V_u$, que es factor esencial en el cálculo de la energía transferida, según la ecuación de Euler.

$$H = \frac{U \Delta V_u}{g_c} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

En los diagramas con vértice común se aprecia además del cambio en la velocidad de giro, el valor del ángulo θ de deflexión de la velocidad relativa, el cual suele ser del orden de unos 15° para las condiciones de diseño.

La figura 3.4 nos ayuda a definir otro concepto útil como es el de "ángulo medio del fluido" (α_m) o de la "velocidad media relativa" (V_{mr}) cuya tangente se define por la expresión

$$\tan \alpha_m = \frac{V_{mru}}{V_a} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

En la que V_a es la componente axial de la velocidad absoluta y V_{mru} es la media aritmética de las dos componentes de giro de las velocidades relativas a la entrada y a la salida del álabe, o sea

$$V_{mru} = \frac{V_{ru1} + V_{ru2}}{2}$$

El ángulo α_m se puede calcular fácilmente en función de los ángulos α_1 y α_2 que caracterizan la deflexión del fluido entre la entrada y la salida. En efecto,

$$V_{ru1} = V_a \tan \alpha_1$$

$$V_{ru2} = V_a \tan \alpha_2$$

Por tanto,

$$V_{mru} = \frac{V_a}{2} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2)$$

y en consecuencia, sustituyendo en la ecuación 3.3 se tiene

$$\tan \alpha_m = \frac{1}{2} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \quad (\text{Ec. 3.4})$$

El ángulo α_m es útil en la fijación de características del álabe en la máquina axial. La dirección de V_{mr} y la cuerda del perfil del álabe, definen el ángulo de incidencia.

3.3. El impulsor de hélice. Análisis del álabe como elemento con perfil de ala

El desarrollo de las bombas de hélice ha sido empírico por muchos años, pero en la actualidad, con la ayuda prestada por la Mecánica de Fluidos, se están logrando progresos notabilísimos en el diseño de los álabes de las turbomáquinas de hélice que tienen perfil de ala de avión.

En la figura 3.5 se representa el perfil de dos álabes contiguos de un impulsor de hélice, cuyas secciones son normales a la dirección radial. Se deben hacer notar las características siguientes:

- c = cuerda del álabe o línea que une al borde de ataque con el borde de fuga.
- s = paso circunferencial; distancia entre álabes resultante de dividir el valor circunferencial $2\pi R$ entre el número de álabes.
- θ = ángulo de curvatura del álabe, formado por las dos tangentes en los bordes de ataque y de fuga del álabe.
- V_{mr} = velocidad media relativa del fluido respecto al álabe, según se ha definido en el inciso anterior.
- α = ángulo de incidencia, definido por el vector V_{mr} con la dirección de la cuerda.
- α_m = ángulo medio del fluido, según se dijo en el inciso anterior.
- β = ángulo del paso de la máquina.
- β_m = ángulo de V_{mr} con la dirección tangente al rotor.
- $(\beta_m + \alpha)$ = ángulo del álabe, formado por la cuerda y la dirección tangente al rotor.
- c/s = relación de la cuerda al paso, que suele llamarse solidez del álabe.

El valor del paso depende del número de álabes del rotor, el cual está condicionado por las características exigidas a la máquina en relación con la carga y caudal, como ya se ha dicho. Si la relación $c/s < 1$, esto es, si la cuerda es chica en relación con el paso, se suele emplear, en el diseño del álabe, el método de cálculo de la aerohoja o perfil de ala de avión. En este método, se pone atención a la dinámica del fluido alrededor de un solo elemento, sin tener en cuenta la influencia de los otros. Después se hace un ajuste al considerar dicha influencia. La experimentación, para un ajuste en forma definitiva es absolutamente necesaria. Se definen así las hélices de pocas aspas como son las empleadas en bombas de agua.

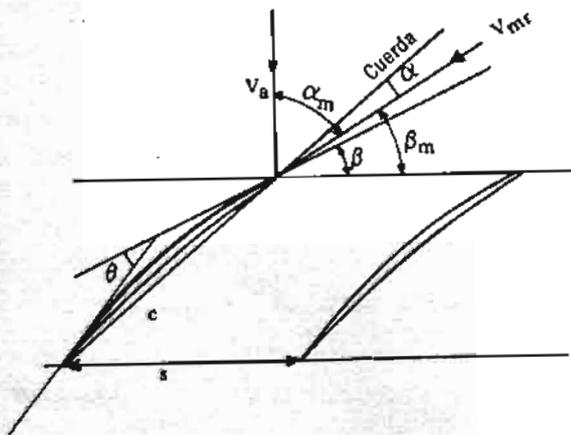
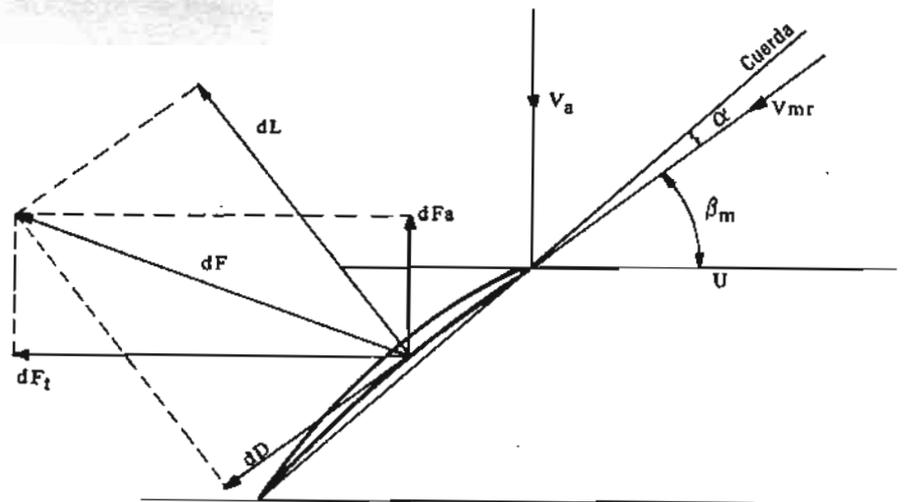


Fig. 3.5 Características principales de los álabes de una bomba de hélice.

Fig. 3.6 Fuerzas que actúan sobre un elemento de álabe de bomba de hélice.



Si $c/s > 1$, quiere decir que el número de álabes es más numeroso, en cuyo caso debe hacerse el estudio del rotor por el método llamado de cascada o rejilla, que considera la dinámica del fluido a través de los ductos entre álabes. Se aplica a rotores de compresores axiales y en algún caso a las bombas axiales a las que se exige relativa alta carga y en consecuencia un número de álabes mayor.

Aunque sea de manera sucinta, se contemplarán las fuerzas que actúan sobre el álabe según la teoría del ala. La figura 3.6 representa un elemento de álabe, limitado en sentido radial entre R y $R + dR$, sobre el que actúa la fuerza dF al producirse la rotación en el seno del fluido. La sección considerada del álabe es normal a la dirección radial. La velocidad media relativa es V_{mr} y el ángulo de incidencia es α . En el encuentro del elemento del álabe con el fluido se origina una fuerza, representada por el vector dF , que puede considerarse resultante de dos componentes dL y dD . La dL , llamada empuje útil o levantamiento en la teoría del ala, es normal a la dirección del movimiento relativo del fluido, esto es, a V_{mr} . La fuerza dD representa el arrastre que tiende a producir el fluido sobre el álabe, en la misma dirección de V_{mr} . Los valores de estas fuerzas se calculan fácilmente en la Mecánica de Fluidos, siendo dados por las expresiones:

$$dL = C_L \frac{\rho V_{mr}^2}{2} c dR \quad (\text{Ec. 3.5})$$

$$dD = C_D \frac{\rho V_{mr}^2}{2} c dR \quad (\text{Ec. 3.6})$$

donde C_L y C_D son los coeficientes de levantamiento y de arrastre respectivamente. $\rho \frac{V_{mr}^2}{2}$ es la presión dinámica y $c dR$ representa un área del elemento sobre la que tiene acción el fluido. Los valores de los coeficientes C_L y C_D se obtienen por experimentación en el túnel de viento o de agua, para diferentes ángulos de ataque. La figura 3.7 muestra la variación de C_L y C_D con α según experimentos de la NACA (National Association of Civil Aeronautics). En la figura 3.8 se presentan dos curvas que muestran los diferentes valores de C_L y de L/D versus α invertido, para los mismos datos de la figura 3.7. Estas curvas de la figura 3.8 ofrecen un interés particular pues la C_L versus α es similar a la característica carga-caudal de una bomba de hélice, como se verá adelante. La curva de L/D versus α se semeja a la característica rendimiento-caudal de una bomba de hélice. En la teoría del ala, esta relación L/D es indicadora del rendimiento del ala.

La fuerza dF puede también descomponerse en una componente axial dFa , y otra tangencial dFt , que tiene gran significado en el funcionamiento de una bomba axial. En la figura 3.6, proyectando dL y dD sobre las direcciones axial y tangencial se tiene

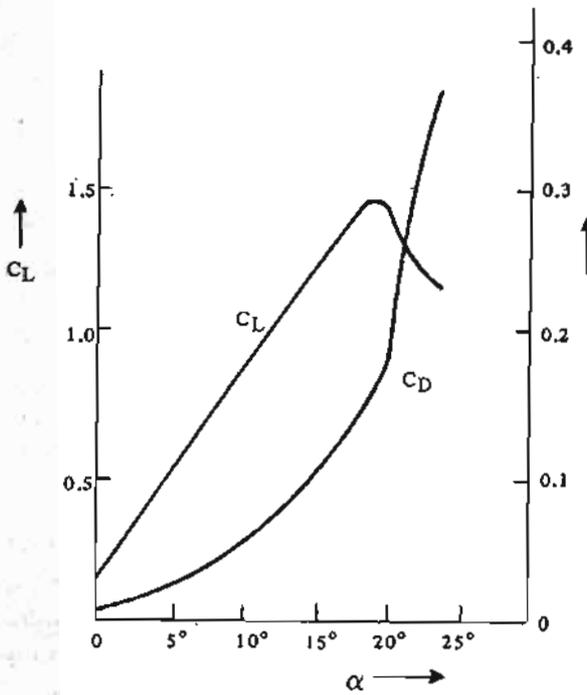


Fig. 3.7 Coeficientes de levantamiento y de arrastre para diferentes valores del ángulo de ataque, según NACA.

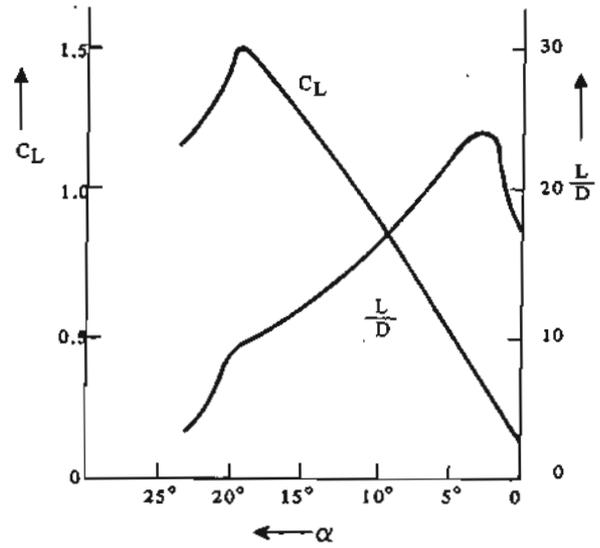


Fig. 3.8 Variación de C_L y $\frac{L}{D}$ con el ángulo de ataque α (invertido), según datos de la Fig. 3.7.

$$dF_a = dL \cos \beta_m - dD \sin \beta_m \quad (\text{Ec. 3.7})$$

$$dF_t = dL \sin \beta_m + dD \cos \beta_m \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Se pueden así conocer el empuje axial y la fuerza tangencial actuantes sobre el elemento del álabe considerado, en función de la fuerza de levantamiento o empuje útil dL y de la fuerza de arrastre dD . La componente dF_a , de dirección axial, produce un empuje perjudicial sobre los cojinetes de apoyo de la máquina, por lo que, en primer lugar, se debe tratar de reducir, y en segundo lugar, conviene compensarla por medios mecánicos o con otra máquina similar que dé lugar a un efecto opuesto, sobre todo cuando se trate de máquinas de tamaño grande. La componente dF_t , aplicada a una distancia R , da lugar a un momento útil de giro. Si ω es la velocidad angular de rotación y n el número de álabes, la potencia dada al fluido, por los n elementos de distancia R , serán $n \omega R dF_t$. El flujo a través de ese anillo elemental, entre los radios R y $R + dR$, será $2 \pi R dR V_a$, el cual, multiplicado por Δp entre la entrada y la salida del rotor, da como resultado la potencia recibida por el fluido: $2 \pi R dR V_a \Delta p$.

Se ha despreciado el cambio en energía cinética en la dirección axial por ser $V_a =$ constante; y también el cambio en energía potencial que es insignificante. En consecuencia, el rendimiento en la transferencia energética entre rotor y fluido, a un radio R será

$$\eta = \frac{2 \pi R dR V_a \Delta p}{n \omega R dF_t} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

El valor de dF_t está dado por la ecuación 3.8, en la cual se suele despreciar, en una primera aproximación, la fuerza de arrastre en la dirección tangencial, quedando

$$dF_t = dL \sin \beta_m \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Teniendo presente el valor de dL de la ecuación 3.5 se obtiene

$$dF_t = C_L \rho \frac{V_m^2}{2} c \operatorname{sen} \beta_m dR$$

Sustituyendo en ecuación 3.9 y observando que $V_{mr} = \frac{V_a}{\operatorname{sen} \beta_m}$, queda

$$\eta = \frac{4 \pi \Delta p \operatorname{sen} \beta_m}{n C_L c \omega \rho V_a} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Esta ecuación 3.11 ofrece una relación entre las variables fundamentales que pueden condicionar la transferencia de energía entre rotor y fluido. Desde luego, son muchas las variables que intervienen, por lo que en cada caso, y de acuerdo con las características que se exigen a la máquina, deberá hacerse un conveniente ajuste de valores. Otras fórmulas deben tenerse en cuenta, como la de Euler de la transferencia, así como de todas las que dan noticia de parámetros y de coeficientes de funcionamiento.

Si se tienen en cuenta las pérdidas debidas al arrastre representadas por $nV_{mr}dD$, así como las pérdidas a la entrada y a la salida de la máquina, se puede sacar el rendimiento hidráulico como se definió en la ecuación 1.49. Para vencer las pérdidas es preciso entregar a la bomba una potencia supletoria equivalente a la disipada, la cual viene incrementando el denominador de la ecuación 3.9.

La experimentación sobre la máquina como un todo, construida con datos obtenidos por un cálculo analítico, es absolutamente necesaria, para un ajuste de valores definitivos en la acción mutua de los diferentes elementos, que puedan ser garantía de buenos rendimientos.

3.4. Expresiones de la energía transferida y del grado de reacción en una bomba axial

Ya se ha dicho que en las máquinas axiales, por ser $U_1 = U_2 = U$, la expresión de la energía transferida, dada por la ecuación de Euler, tiene la forma

$$H = \frac{U \Delta V_u}{g_c} = \frac{U}{g_c} (V_{u2} - V_{u1}) \quad (\text{Ec. 3.12})$$

De la figura 3.4 se obtiene

$$V_{u2} = V_a \tan \alpha_3; \quad V_{u1} = V_n \tan \alpha_0$$

con lo que

$$H = \frac{UV_a}{g_c} (\tan \alpha_3 - \tan \alpha_0)$$

Pero $U = V_n \tan \alpha_1 + V_a \tan \alpha_0 = V_n \tan \alpha_2 + V_a \tan \alpha_3$, o sea

$$\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = \tan \alpha_3 - \tan \alpha_0$$

Luego

$$H = \frac{UV_a}{g_c} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (\text{Ec. 3.13})$$

expresión de la energía transferida en función de los ángulos del álabe con la dirección axial, que marcan la deflexión del fluido entre la entrada y la salida, y que para las condiciones de diseño definen la curvatura del álabe, esto es, $\alpha_1 - \alpha_2 = \theta$. Estos ángulos son fáciles de medir, así como la velocidad tangencial del álabe U y la componente axial del fluido V_a , con lo que H se calcula fácilmente.

El grado de reacción, en las máquinas axiales, tiene la forma general

$$G_R = \frac{\frac{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{2g_c}}{H} \quad (\text{Ec. 3.14})$$

ya que la carga estática queda reducida, en estas máquinas, al cambio energético debido a la velocidad relativa, por no existir acción centrífuga. De la figura 3.4 se obtiene

$$V_{r1}^2 = V_a^2 + (V_a \tan \alpha_1)^2$$

$$V_{r2}^2 = V_a^2 + (V_a \tan \alpha_2)^2$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.14 y teniendo presente el valor de H dado en la ecuación 3.13, queda

$$G_R = \frac{\frac{V_a^2}{2g_c} (\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2)}{\frac{U V_a}{g_c} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)}$$

$$G_R = \frac{V_a}{2U} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \quad (\text{Ec. 3.15})$$

o en función del ángulo de velocidad media relativa, dado por la ecuación 3.4

$$G_R = \frac{V_a}{U} \tan \alpha_m \quad (\text{Ec. 3.16})$$

Estas ecuaciones 3.15 y 3.16 son fórmulas sencillas para el cálculo del grado de reacción.

En las bombas axiales, el valor de G_R está entre cero y uno. Esto puede probarse fácilmente poniendo el grado de reacción en función de las componentes energéticas, o sea

$$G_R = \frac{\frac{1}{2g_c} (V_{r1}^2 - V_{r2}^2)}{\frac{1}{2g_c} (V_2^2 - V_1^2 + V_{r1}^2 - V_{r2}^2)} = \frac{1}{\frac{V_2^2 - V_1^2}{V_{r1}^2 - V_{r2}^2} + 1} \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Como en estas máquinas $V_{r1} > V_{r2}$ y $V_2 > V_1$, según ya se vio, resulta que $\frac{V_2^2 - V_1^2}{V_{r1}^2 - V_{r2}^2} = +$, lo que hace al valor de G_R siempre positivo o sea, $0 < G_R < 1$.

Dentro de esta limitación son recomendables valores altos del grado de reacción, por la misma naturaleza de la bomba, de ser una máquina para dar ganancia en carga estática a un fluido. Ahora bien, para que el grado de reacción sea alto, el término $\frac{V_2^2 - V_1^2}{V_{r1}^2 - V_{r2}^2} \rightarrow 0$, lo cual exige que V_2 no difiera mucho de V_1 , o que V_{r1} sea muchísimo más grande que V_{r2} . En la figura 3.4 se ve que si la magnitud de V_1 se aproxima a la de V_2 , disminuye ΔV_u , o lo que es igual, la energía transferida, manteniendo $U = \text{constante}$, (Ec. 3.2). Por otra parte, se deben poner álabes directores a la entrada que saquen a V_1 de la dirección axial, si se quiere aproximar al valor

de V_2 , la cual nunca puede ser axial. En máquinas de varios pasos puede efectuarse esta disposición fácilmente, como sucede en los compresores, pero no es frecuente en las bombas. Desgraciadamente, si la magnitud de V_1 , se acerca a la de V_2 , también V_{r2} se aproxima a V_{r1} , con lo que la expresión $\frac{V_2^2 - V_1^2}{V_{r1}^2 - V_{r2}^2}$ no se modifica grandemente. La curvatura del álabe

es la que determina la relación que guardarán las velocidades de salida con las de entrada.

Se advierte como solución satisfactoria, en las bombas de hélice, disponer la V_1 axial atacando al impulsor, con álabes de poca curvatura que produzcan una V_2 no muy grande, lo que mejora el rendimiento total, pues la conversión de energía cinética en potencial en el estator se realiza con mucha pérdida. Desde luego, $\Delta V_u = V_{u2}$, en este caso, y de magnitud reducida, lo que hace que la energía transferida sea baja, pero el rendimiento puede ser aceptable como se acaba de decir. Así sucede también en las bombas centrífugas.

En el caso de *simetría del diagrama de velocidades*, $V_{r1} = V_2$ y $V_{r2} = V_1$, con lo que el grado de reacción resulta ser igual a un medio.

Ejemplo 3.1

Una bomba de hélice mueve un caudal de 40,000 galones por minuto girando a 600 rpm. El agua entra al impulsor en dirección axial. La velocidad relativa a la salida también es axial. Al impulsor sigue un difusor constituido por un sistema de álabes fijos, que enderezan la velocidad absoluta y transforman parcialmente la energía cinética en potencial. La resultante de la acción del flujo actúa a un radio de 10 pulgadas en el rodete móvil. a) Dibuje el diagrama de velocidad suponiendo que hay simetría en el mismo. b) Calcule la potencia teórica exigida por la bomba. c) ¿Cuánto vale el grado de reacción?

Solución:

a) Figura E. 1.

b) Si representamos por G el gasto de masa, de la ecuación 3.2 se tiene

$$P = GH = \frac{GU}{g_c} \Delta V_u$$

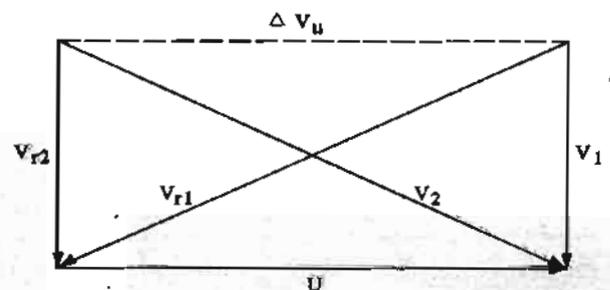
$$G = Q\rho = \frac{40,000}{7.48 \times 60} \times 62.4 = 5,550 \text{ lbm/seg.}$$

$$U = \pi ND = \pi \times \frac{600}{60} \times \frac{2 \times 10}{12} = 52.4 \text{ pies/seg.}$$

$$\Delta V_u = U = 52.4 \text{ pies/seg.}$$

$$P = \frac{5,550 \times (52.4)^2}{32.2 \times 550} = 864 \text{ HP.}$$

Fig. E.1



c) El grado de reacción es $\frac{1}{2}$, pues se trata de un diagrama simétrico. En efecto

$$G_R = \frac{1}{\frac{V_2^2 - V_1^2}{V_{r1}^2 - V_{r2}^2} + 1}; \text{ como } V_{r1} = V_2 \text{ y } V_{r2} = V_1$$

resulta

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{V_{r1}^2 - V_{r2}^2} = 1$$

luego

$$G_R = \frac{1}{1 + 1} = \frac{1}{2}$$

3.5. Curvas características carga-caudal y rendimiento-caudal

Considerando el caso más general de diseño de bombas axiales que consiste en colocar el rotor antes del estator y que la velocidad absoluta de entrada sea axial (Fig. 3.9), se tendrá $V_{u1} = 0$, reduciéndose la fórmula de Euler a

$$H = \frac{U V_{u2}}{g_c} \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Pero

$$V_{u2} = U - V_a \tan \alpha_2$$

Luego

$$H = \frac{U}{g_c} (U - V_a \tan \alpha_2)$$

Si A es el área axial de paso y Q el gasto volumétrico, $V_a = \frac{Q}{A}$ y, por tanto,

$$H = \frac{U^2}{g_c} - \frac{U \tan \alpha_2}{g_c A} Q \quad (\text{Ec. 3.19})$$

Para un rotor determinado girando a velocidad constante, A y U son constantes. El ángulo α_2 , del agua con la dirección axial a la salida del impulsor, está condicionado por la forma del álabe en el borde de fuga, esto es, el álabe dirige al agua a la salida, pudiéndose afirmar que en las bombas de hélice, el ángulo α_2 del agua permanece constante para cualquier gasto. En los compresores, con mayor número de álaves y altas velocidades relativas, en muchos casos supersónicas, se produce separación del fluido a la salida del álabe, en mayor o menor grado, según el valor de la velocidad, y por tanto el ángulo α_2 del fluido no es constante. En la incidencia, sin embargo, los hechos son muy diferentes, como se verá oportunamente.

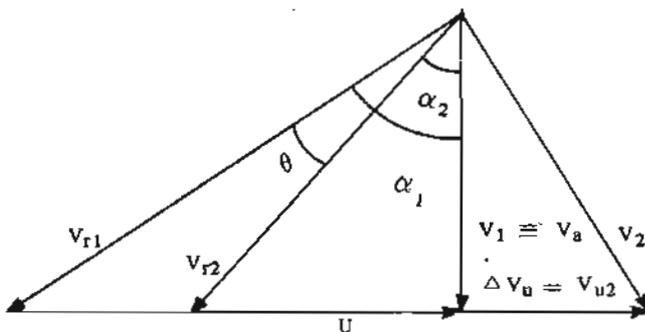
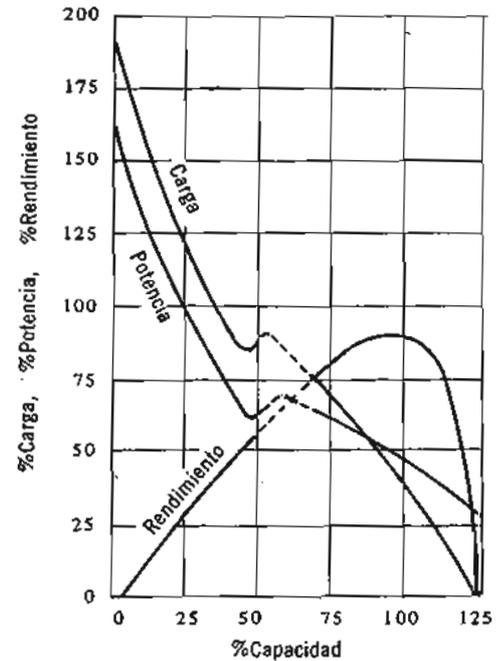


Fig. 3.9 Diagrama vectorial de velocidades a la entrada con V_1 axial

Fig. 3.10 Características típicas de una bomba axial.



La curva teórica de la característica $H = f(Q)$ en una bomba de hélice es, pues, una recta con pendiente negativa, como en las bombas radiales, sólo que en el caso de bomba axial, α_2 conserva siempre un valor inferior a 90° por lo que no puede haber la alternativa de cambio en la pendiente. Por otra parte, este ángulo es relativamente más grande que el β_2 de una bomba centrífuga, por lo que la pendiente en este caso es más fuerte, pues ésta depende de la $\tan \alpha_2$ para una bomba dada girando a una determinada velocidad. La razón de que el ángulo α_2 deba ser relativamente grande estriba en que se va buscando una V_2 relativamente chica para no tener mucha carga dinámica. Ahora bien, para un gasto determinado, se tiene una V_n fija y, por tanto, para que V_2 se reduzca, debe ir buscando la dirección axial, lo que obliga a la V_{r2} a correrse hacia V_{r1} y, por tanto, a aumentar el ángulo α_2 .

La curva real carga-caudal (Fig. 3.10) no es recta, aunque presenta la misma caída rápida que la curva teórica. Para valores del 50% de la capacidad de diseño próximamente, aparece una zona de inestabilidad (stall), en la cual la incidencia del líquido es tal que no produce empuje útil sobre el álabe. Naturalmente el caudal de diseño está en la segunda parte de la curva que corresponde a grandes gastos, y pequeñas cargas, como es normal en estas bombas de hélice.

La potencia de caudal nulo es muy alta en estas bombas; de 2 a 3 veces mayor que la potencia de diseño, debido a un fuerte efecto de recirculación.

T.3.1. COEFICIENTES DE VELOCIDAD PARA BOMBAS AXIALES

Coeficientes	U media	U exterior
Coefic. de veloc. de arrastre $\phi = \frac{U}{\sqrt{2gH}}$	1.60	2.10
Coefic. de veloc. de paso $\psi_n = \frac{V_n}{\sqrt{2gH}}$	0.45	

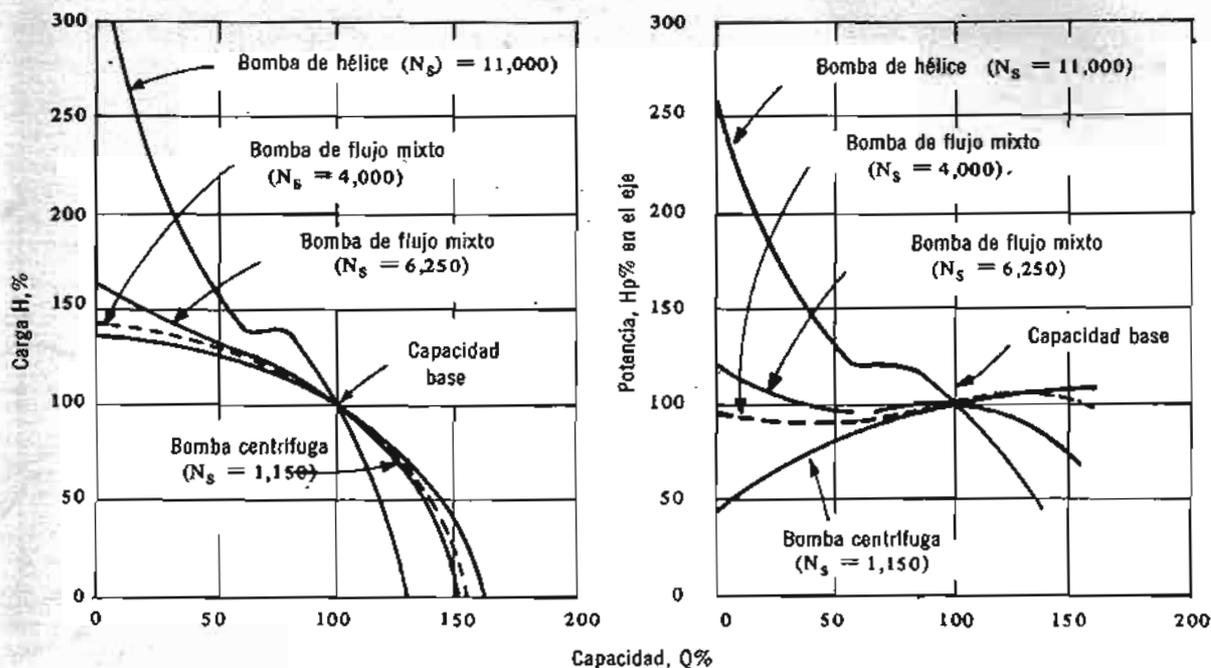


Fig. 3.11 Características comparativas de H vs Q y HP vs Q , de algunas bombas centrífugas, de flujo mixto y de hélice, con base de comparación 100% de capacidad.

Exigen así una potencia extra en el arranque, la cual baja rápidamente a medida que el gasto va aumentando. Se produce una inflexión en la zona de inestabilidad y la potencia vuelve a disminuir hasta alcanzar las condiciones de régimen de trabajo para que está proyectada. Debido a la alta potencia de arranque es aconsejable no hacerla operar en sistemas que le exijan frecuentes arrancadas y, en cualquier caso, se debe contar con un dispositivo que permita al motor absorber esas sobrecargas.

La curva de rendimiento presenta un pico muy acentuado en 100% de capacidad, pero con pendientes muy fuertes a ambos lados, aunque mayor hacia el lado de las sobrecargas. Esto indica que la bomba no conviene hacerla trabajar fuera de las condiciones para que está proyectada. La justificación de este comportamiento se explica en el inciso siguiente.

En la figura 3.11 se pueden apreciar varias características de bombas de distintos tipos, cuya comparación se establece sobre la base de 100% de capacidad y 100% de carga. En la tabla T.3.1 se dan valores de los coeficientes de velocidad, útiles en el ajuste de valores de velocidad y tamaño, de acuerdo con la carga.

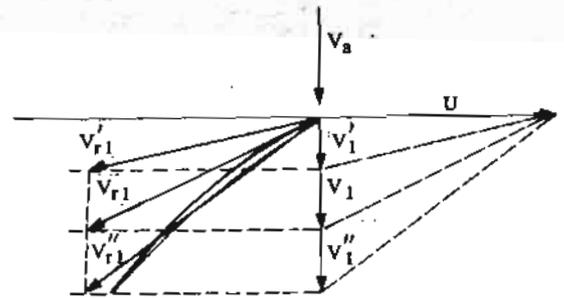
3.6. Efectos de incidencia debidos a la variación del caudal. Bombas Kaplan

Todas las turbomáquinas que emplean álabes con perfil de ala de avión, bien sean bombas o turbinas, son muy sensibles a la modificación que puede sufrir el ángulo de incidencia del fluido, al variar el caudal, produciéndose fácilmente separación del contorno del álabe o choque contra el mismo, y como consecuencia una caída rápida del rendimiento.

En la figura 3.12 se presenta un álabe de bomba de hélice, diseñado para recibir la velocidad absoluta del agua en dirección axial, como caso general. La ecuación vectorial de velocidades a la entrada es

$$\vec{V}_1 = \vec{U} + \vec{V}_{r1}$$

Fig. 3.12 Separación o choque en la incidencia debido a la variación del caudal.



que tiene su representación en la figura 3.12 en el diagrama correspondiente. Si se mantiene constante la U en dirección, sentido y magnitud, como es lo corriente, ya que el motor que mueve la bomba está construido para trabajar a una determinada velocidad, al variar V_1 en magnitud, variará la V_{r1} en dirección, conservándose constante la magnitud de V_{r1} , según se desprende de la forma del diagrama, al mantenerse V_1 axial. Como se ve, al salirse V_{r1} de su dirección se separa del álabe (V'_{r1}) produciéndose turbulencias; o golpea contra el álabe (V''_{r1}) dando lugar a choques. En cualquiera de los dos casos el rendimiento se cae notablemente, por el solo hecho de modificarse V_1 en magnitud.

Ahora bien, siendo el gasto volumétrico igual a la velocidad axial por el área de paso

$$Q = V_a A_{\text{paso}}$$

y siendo el área de paso constante, resulta que $Q \propto V_a$, o lo que es lo mismo $Q \propto V_1$. Lo que quiere decir que la variación de Q trae como consecuencia la variación en magnitud de V_1 y en forma directamente proporcional. Por lo expuesto se deduce que la bomba de hélice no conviene

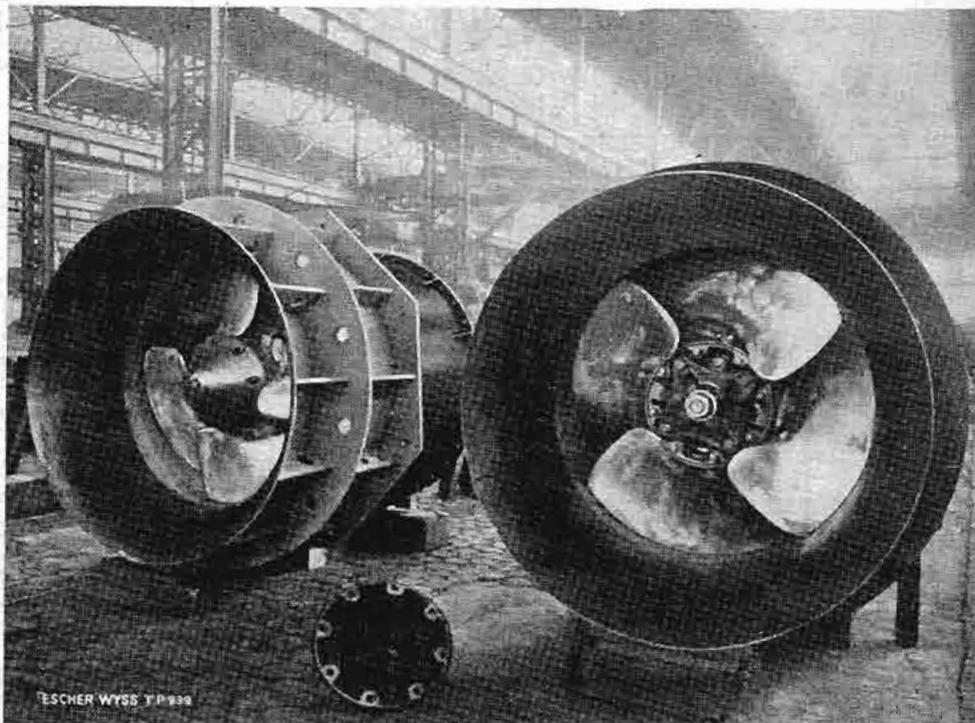


Foto 3.3 Bombas de hélice con álabes ajustables. Derecho: Cubo desmontado para hacer visible la cruceta de ajuste. Gasto 5,600 l/seg contra una carga de 5.6 m. (Cortesía Escher Wyss)

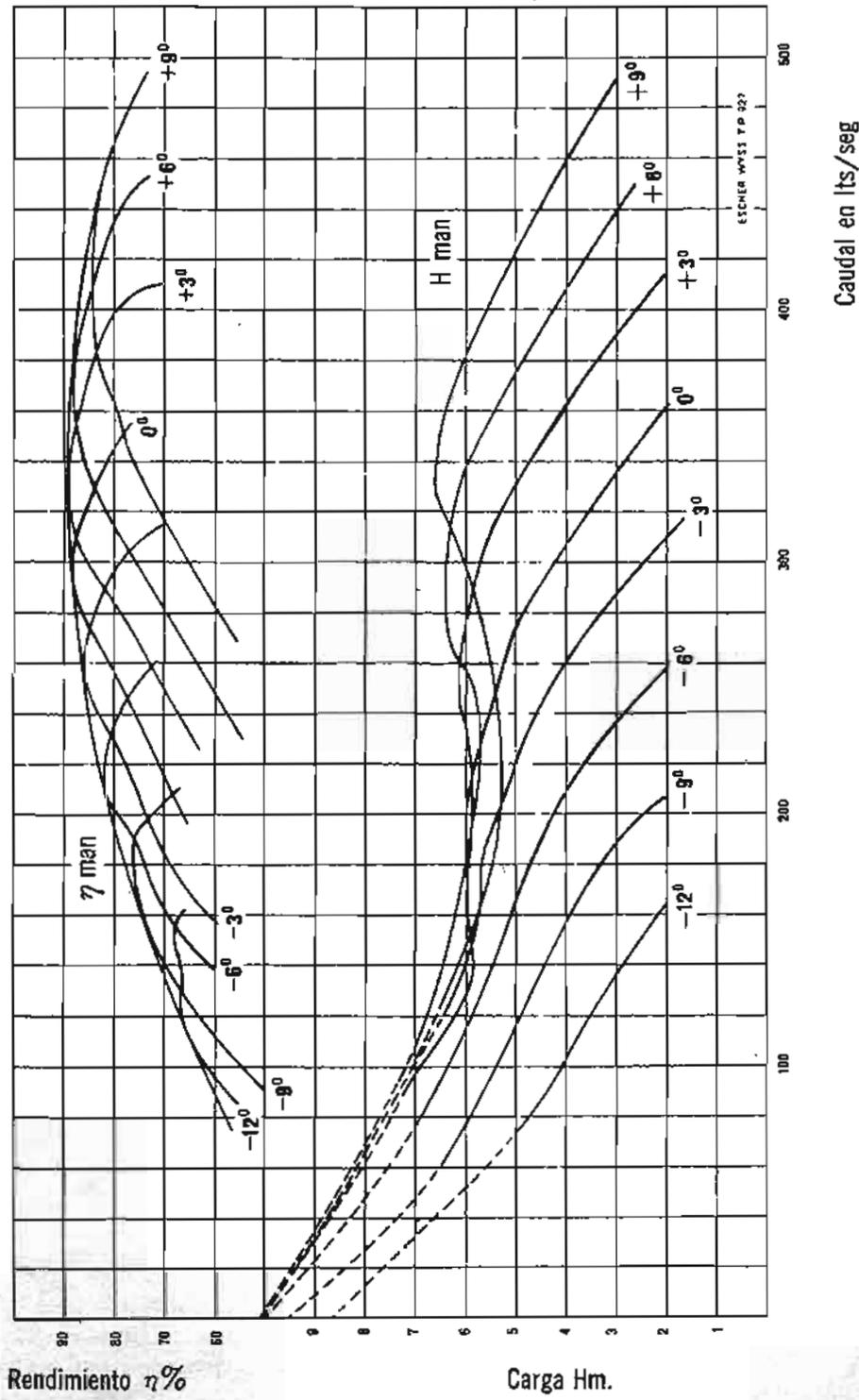


Fig. 3.13 Campo de trabajo de una bomba de hélice con álabes ajustables. Cada curva H y η corresponde a una determinada posición de los álabes. Con el debido ajuste se pueden tener unas condiciones de operación correspondientes a la curva envolvente de los rendimientos. (Cortés Escher Wyss.)

hacerla trabajar a capacidad parcial o a sobrecapacidad; teniendo limitada la operación a las condiciones de diseño, donde el rendimiento es tan bueno como el de una bomba centrífuga. Para obviar estas limitaciones se han ideado las bombas Kaplan, análogas a las turbinas del mismo nombre, las cuales permiten modificar el paso de los álabes de acuerdo con las condiciones de carga y caudal, ajustando la incidencia en cada caso de forma que no se produzcan ni separaciones ni choques, con lo que la curva del rendimiento presenta una forma prácticamente plana entre valores del gasto de 30% hasta 115% aproximadamente. El mecanismo de ajuste opera automáticamente de acuerdo con el caudal, lo que encarece la máquina, pero puede justificarse su empleo en ciertas instalaciones de importancia, véanse figuras 3.13 y fotos 3.2 y 3.3.

3.7. La cavitación en las bombas axiales

Cuando se condiciona la posición de la bomba respecto al nivel de succión y resultan alturas de aspiración negativas ($-h_s$), se tiende a propiciar la cavitación, debiéndose fijar para cada tipo de máquina, de acuerdo con los coeficientes de cavitación σ ó S , la coordenada de posición que debe respetarse, establecida con una experimentación análoga a la que se expuso en el inciso 2.9.

Evidentemente, una altura de inspiración negativa ($-h_s$), reduce la presión a la entrada de la bomba; esto unido a la disminución de presión debida a la velocidad relativa del fluido respecto al álabe, amengua el valor de la presión a valores correspondientes a los de la tensión del vapor y se produce la cavitación. El hecho es más notorio en las zonas periféricas del rotor donde las velocidades tangenciales son más altas. De ahí, que la erosión de los álabes por efecto de cavitación se presente en los bordes exteriores del impulsor y hacia la cara del álabe que mira a la succión, foto 3.4.

Para estar a cubierto, en parte, de estos problemas, se ha intentado, en algunos casos, engrosar el álabe en aquellas partes que pueden estar más afectadas por la erosión a causa de la cavitación; pero esta solución no se advierte satisfactoria, pues se deforma el perfil del álabe y se reduce el rendimiento. En otras ocasiones, y con más éxito, respetando enteramente el diseño, se emplean aleaciones especiales como bronce-aluminio o aceros especiales al cromo, que resisten mejor la acción erosiva de la cavitación. Esta solución encarece la construcción y por esto en muchos casos puede incluso ser más favorable recurrir a una construcción estándar y tolerar una prudente cavitación, revisando periódicamente la máquina, si el servicio lo permite, y corrigiendo los daños en los álabes o sustituyendo el rodete por uno nuevo. Las condiciones del servicio dirán lo que puede ser más conveniente en cada caso.

3.8. Generalidades sobre la construcción de bombas

En la fabricación de bombas de agua se suceden los procesos fundamentales siguientes:

a) Proyecto y diseño de los tipos y modelos más convenientes para las necesidades de la región a que se extiende el mercado de la fábrica, conjugándose todos los datos y referencias técnicas que determinan modelos de buen rendimiento, ajustados, en lo posible, a motores de construcción estándar, bien eléctricos o de combustión interna.

b) Los diseños se objetivizan en un departamento de fabricación de modelos, donde se confeccionan las diferentes partes de la máquina, primero en madera y luego en aluminio para una iteración de las piezas.

c) Se elaboran después, a través de los modelos, los corazones de las piezas que deben ser construidas por fundición de hierro o bronce. Los corazones son de arena aglutinada con aceite de linaza o productos especiales de patente, cuya pasta se somete a un recocado para

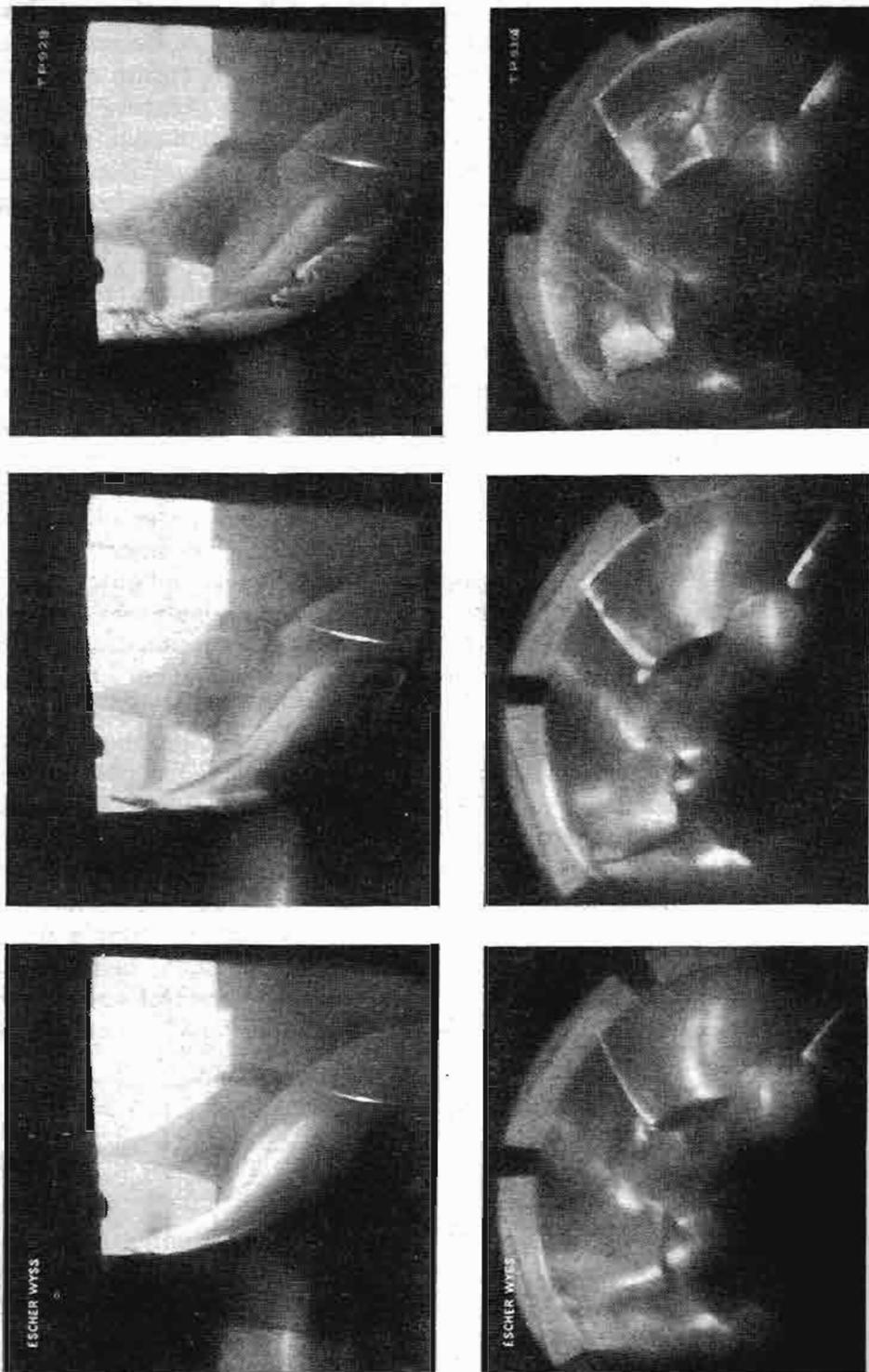


Foto 3.4 Fotografías estroboscópicas de un impulsor tipo hélice bajo diferentes condiciones de cavitación.
(Cortesía Escher Wyss)

darle consistencia. Modernamente, los corazones de piezas relativamente chicas, se elaboran por troquelado en caliente de la masa de arena aglutinada, por medio de máquinas especiales que permiten gran precisión en la presión y en la cochura de las piezas de acuerdo con los diversos espesores de las mismas.

d) Un taller de fundición de hierro y otro de bronce son necesarios. Las carcasas y voluta, las ménsulas de acoplamiento, las bases, etcétera, son de hierro fundido. Los impulsores, anillos de retención, arañas, etcétera, son de bronce fundido. En algunos casos se emplean impulsores de plástico, que presentan superficies muy lisas en los ductos entre álabes.

e) De la fundición pasan las piezas al taller de máquinas-herramientas, para su acabado, ajuste y montaje. El motor generalmente se coloca del lado contrario a la succión.

f) Finalmente las bombas construidas deben pasar a un banco de pruebas, para poder justificar las garantías de la construcción.

3.9. Pruebas de laboratorio

Las pruebas de laboratorio son necesarias en las bombas de agua, pues a través de ellas se conocerán las curvas características de operación y las condiciones de mejor rendimiento en un determinado servicio.

Para mover la bomba durante la prueba, es aconsejable emplear un motor de corriente directa, ya que éste permite una variación fácil de la velocidad de giro y, por tanto, de la potencia requerida de acuerdo con la carga y caudal.

Para medir el par conviene emplear un dinamómetro de torsión, que deberá colocarse entre el motor y la ménsula de acoplamiento a la bomba.

El agua para la prueba se tomará de un depósito o canal inferior, de forma que se haga posible variar la coordenada de succión para estudiar las características de cavitación, como se indicó en el capítulo 2, inciso 2.9. También se puede analizar la cavitación variando la velocidad de giro o produciendo una estrangulación en el ducto de succión por medio de una válvula, para dar lugar a una reducción drástica del gasto. Cualesquiera que sean las formas empleadas para observar la cavitación, deben anotarse, a fin de conocer las características para determinadas condiciones.

La carcasa de la bomba debe estar provista de ventanas protegidas con láminas de plástico transparente, que permitan observar el funcionamiento del impulsor por medio de una iluminación estroboscópica (foto 3.4).

Un depósito de equilibrio es muy necesario en el ducto cerrado de circulación del agua, el cual puede estar situado cerca de la descarga de la bomba. Dicho depósito puede descargarse en el canal de alimentación por medio de una tubería en la que se puede instalar un sistema de medición del gasto.

Una serie de tubos piezométricos deben instalarse en diferentes puntos estratégicos del ducto cerrado, que permitan conocer las presiones en las secciones correspondientes, particularmente a la entrada y a la salida de la bomba.

También debe efectuarse la prueba con la descarga cerrada, a fin de obtener la carga de caudal nulo, de gran utilidad en el análisis de la curva característica carga-caudal. Este valor corresponde a la carga máxima con una recirculación del agua en la bomba que exige la máxima potencia, la cual conviene conocer para definir debidamente las condiciones de arranque del motor en la operación de la bomba.

En la figura 3.14 se presenta un esquema de una instalación para pruebas de bombas axiales de la Escher Wyss, Zurich, Suiza. La foto 3.5 corresponde a la misma instalación.

Con la experimentación se pueden dibujar las diferentes curvas características que definen la manera precisa del comportamiento de un determinado tipo correspondiente a alguno de una fabricación en serie.

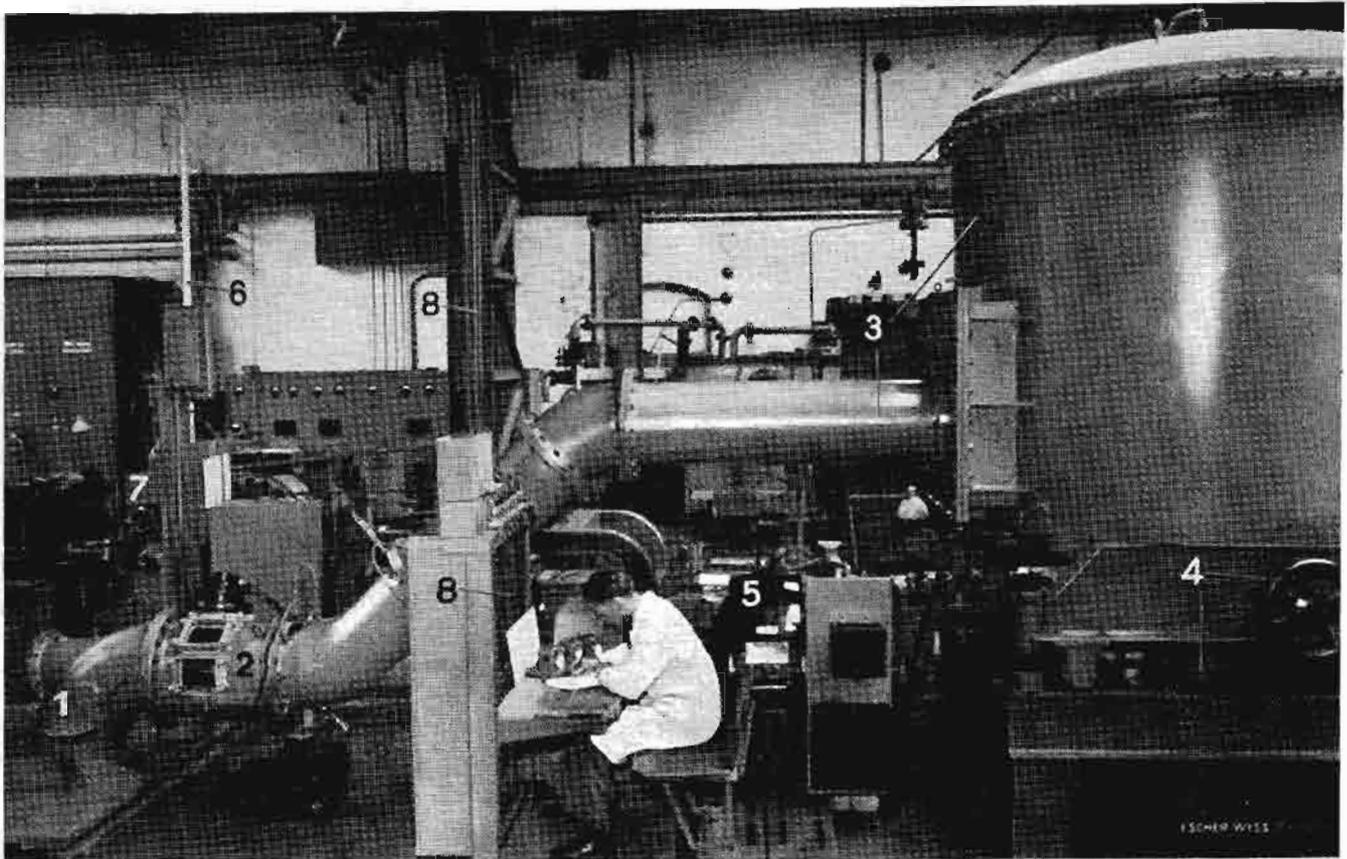


Foto 3.5 Prueba de bombas axiales.
(Cortesía Escher Wyss)

La figura 3.15 muestra características adimensionales para una bomba axial.

Las figuras 3.16 y 3.17, del Instituto de Hidráulica, de Estados Unidos, son de mucho interés en la selección de bombas de flujo mixto y axial.

La figura 3.18 representa en forma gráfica los campos de utilización de los distintos tipos de bombas, en función de la carga y del caudal.

En la figura A.1 (apéndice) se da el diagrama de Moody para el cálculo de pérdidas en tuberías.

Ejemplo 3.2

Para incrementar el caudal de agua en una tubería, en la que corre por gravedad, se monta una bomba auxiliar. Bajo una carga natural de 40 pies el caudal en la tubería es de 20,000 galones por minuto; con la bomba instalada el caudal debe ser de 25,000 galones por minuto. Considerando que las pérdidas sean proporcionales al cuadrado del caudal, calcular: 1) Tipo de bomba que debe instalarse. 2) Velocidad de giro N en rpm. 3) Diámetro del impulsor. 4) Potencia del motor necesario para mover la bomba. 5) ¿En qué punto de la tubería convendría instalarla?

Solución:

1) Como la tubería es la misma en ambos casos, L y d son constantes. Las pérdidas dependerán de la velocidad y del coeficiente de fricción f . Esto se modificará ligeramente pues depende del número de Reynolds, el cual va a aumentar al aumentar V ; pero a falta de otros datos, como longitud de la tubería, diámetro, naturaleza, etcétera, suponemos que f es prácti-

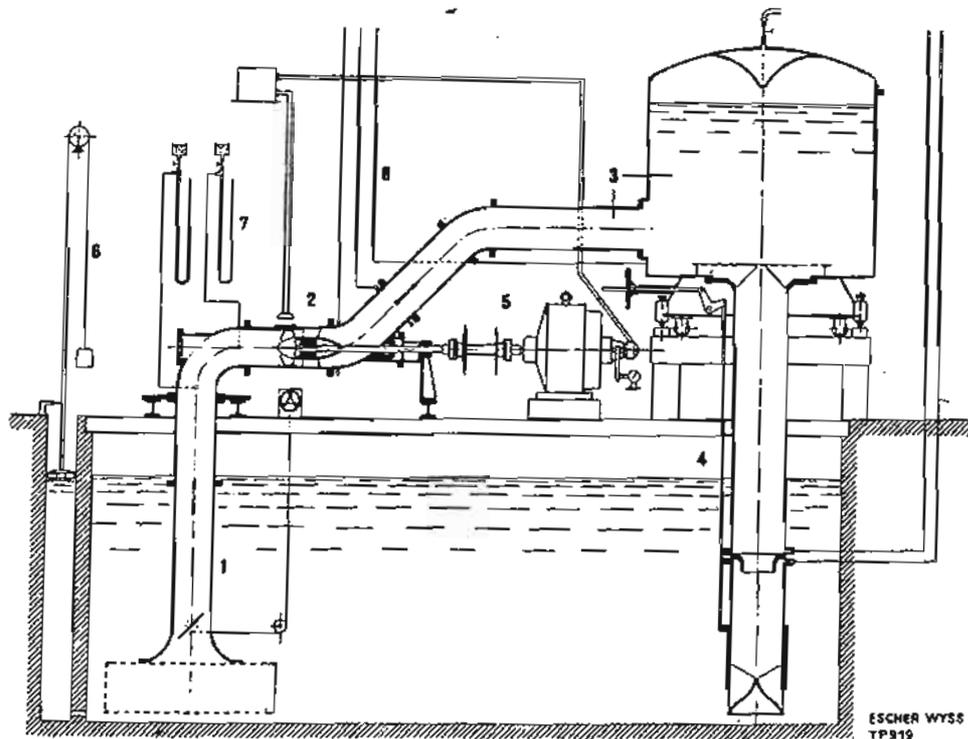


Fig. 3.14 Esquema de una instalación para prueba de bombas axiales.

- 1) Tubo de succión
- 2) Bomba que se prueba
- 3) Tubería de presión y tanque de equilibrio
- 4) Tubería de descarga al canal con medidores
- 5) Motor
- 6) Nivel constante
- 7) y 8) Piezométricos.

(Cortesía Escher Wyss)

camente invariable en ambos casos. El error que se comete al aceptar a f como constante es pequeño, pues no es muy diferente el valor del gasto en ambos casos. Así pues, se puede poner

$$\frac{40}{H_{p2}} = \frac{(20,000)^2}{(25,000)^2}$$

$$H_{p2} = 62.50 \text{ pies}$$

Como la carga natural es de (-40) pies, corresponde a la bomba una carga de

$$H_b = 62.5 - 40 = 22.5 \text{ pies}$$

La bomba debe trabajar contra una carga de 22.5 pies y con un caudal de 25,000 gpm. En la figura 2.15 (y también en la Fig. 3.17) se advierte que estos valores corresponden a una bomba de tipo axial. De las figuras 3.16 y 3.17, suponiendo una altura de succión positiva de 5 pies, se obtiene $N = 800 \text{ rpm}$ y $N_s = 12,800$, correspondiendo la bomba a un tipo *hélice*.

2) $N = 800 \text{ rpm}$.

3) Del valor del coeficiente de velocidad de arrastre

$$\Phi = \frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi ND}{\sqrt{2gH}}$$

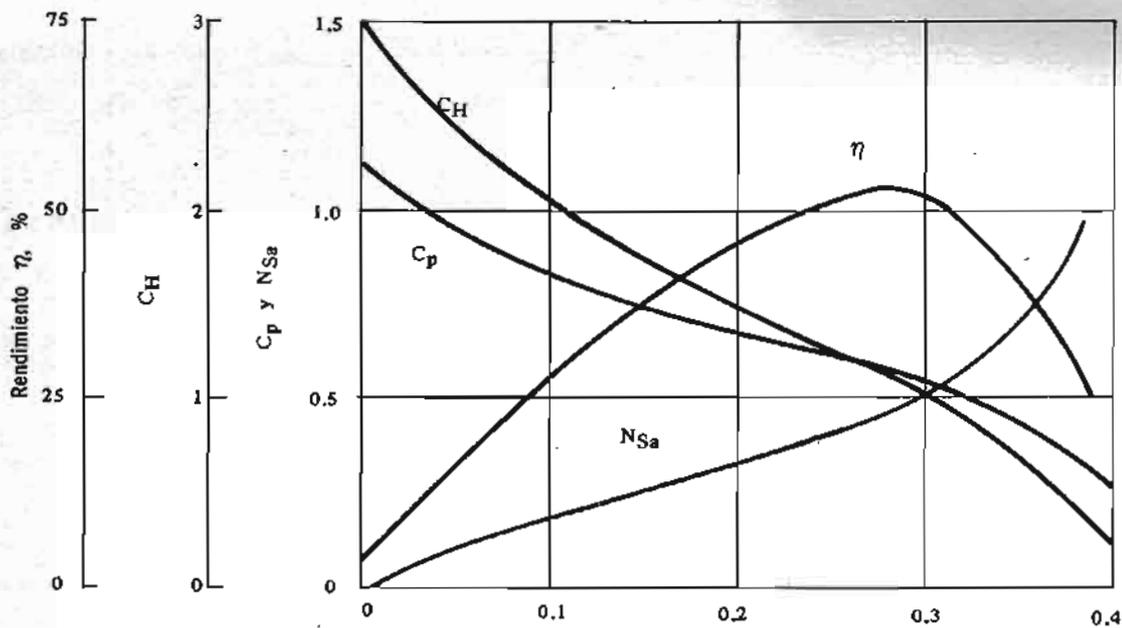


Fig. 3.15 Características de coeficientes adimensionales para un tipo de bombas de flujo axial y cuatro pasos.

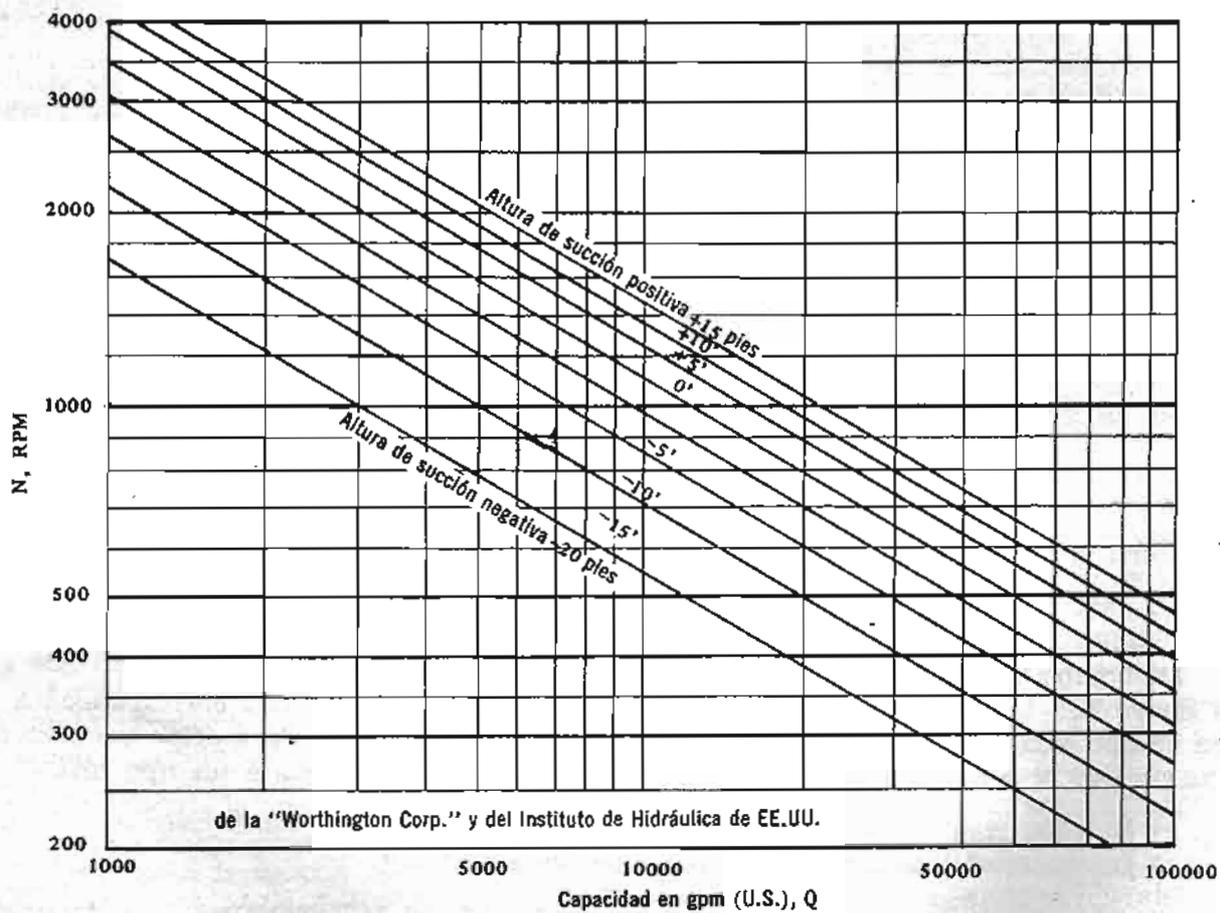


Fig. 3.16 Relación velocidad máxima vs capacidad para bombas flujo axial y flujo mixto.

Límite de la velocidad específica según el Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos, para bombas axiales y de flujo mixto de un solo paso y una sola entrada. Pruebas con agua dulce a 85°F y nivel del mar.

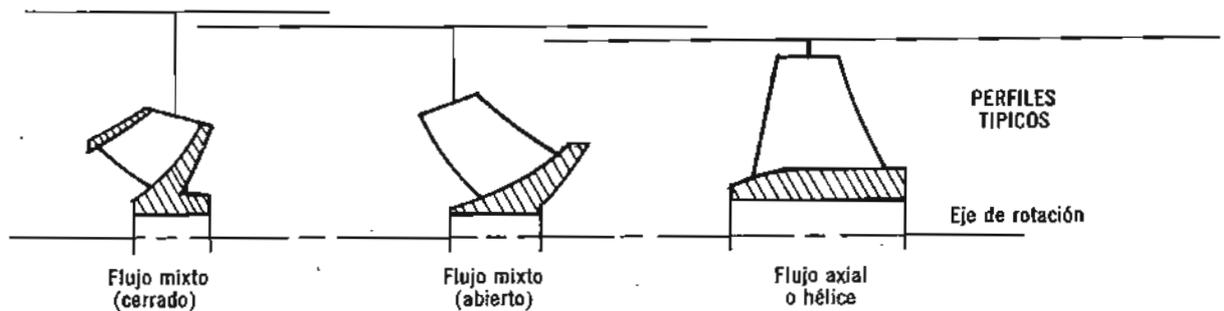
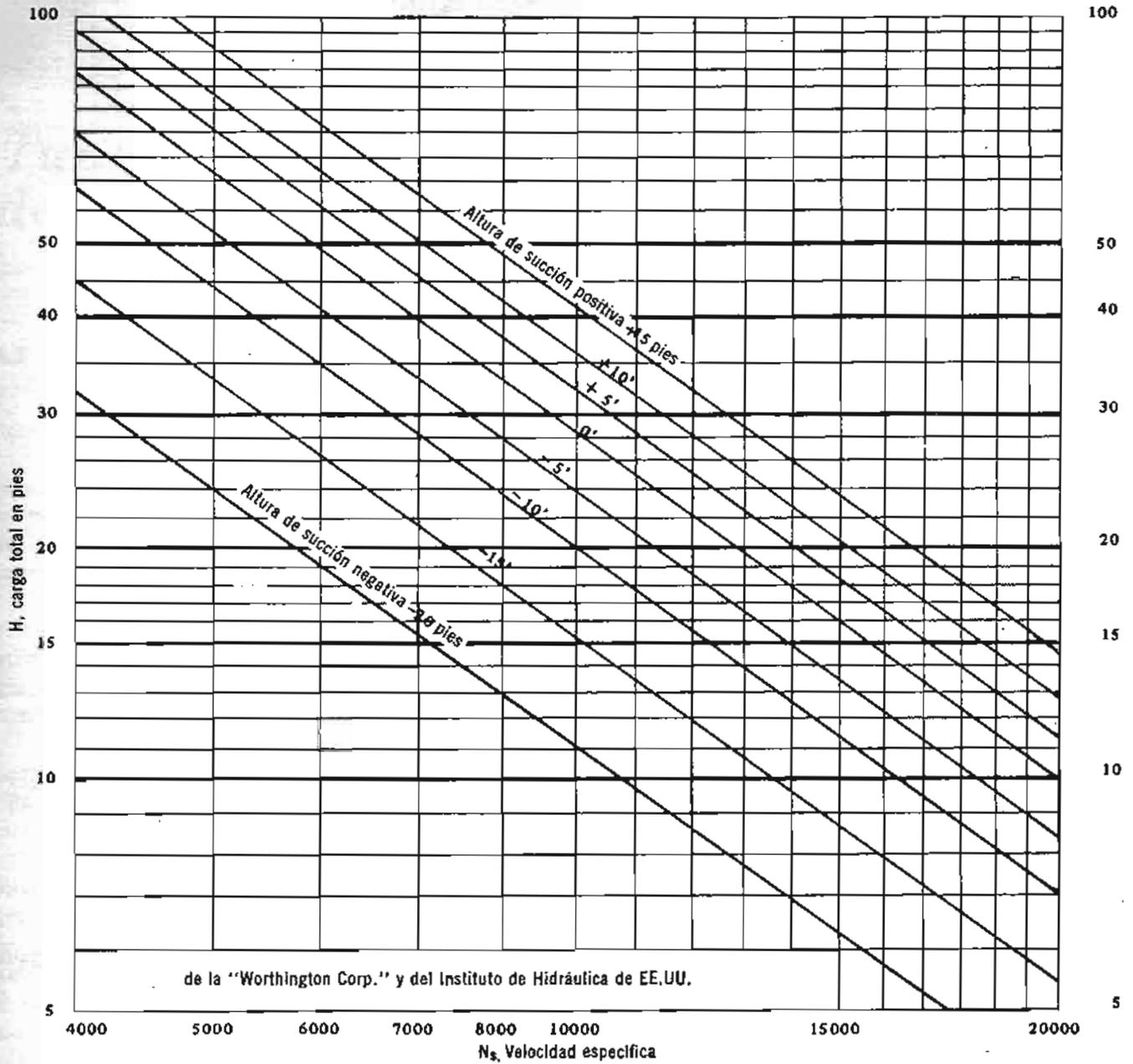


Fig. 3.17 Variación de la carga permitida (TDH) vs la velocidad específica (N_s) según las condiciones de succión.

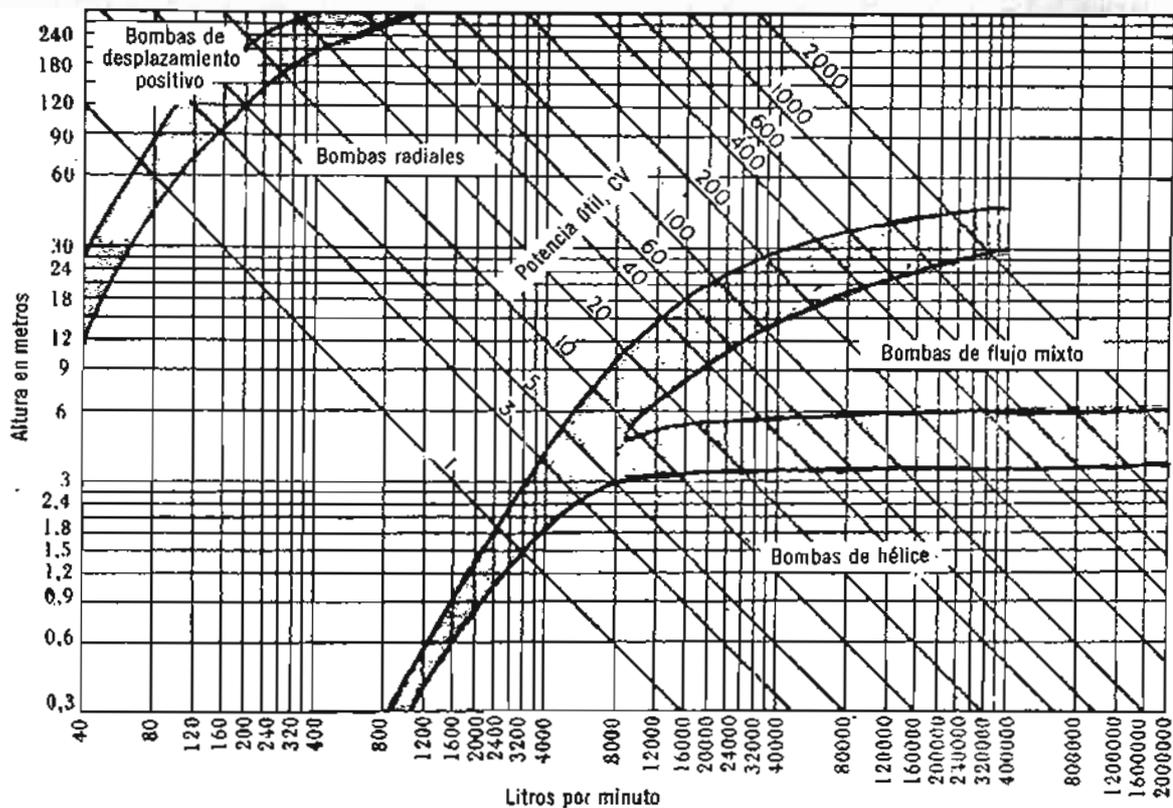


Fig. 3.18 Gráfico para la determinación del tipo de bomba.

De la tabla T. 3.1,

$$\phi = 2.1, \text{ luego}$$

$$D = \frac{\phi \sqrt{2gH}}{\pi N} = \frac{2.1 \sqrt{2 \times 32.2 \times 22.5}}{\pi \frac{800}{60}} = 1.91 \text{ pies}$$

4) Para las condiciones de diseño, el rendimiento hidráulico es del orden de 80% según figura 2.15, pudiéndose admitir un rendimiento global del 70% y, por tanto,

$$P_m = \frac{\gamma QH}{\eta} = \frac{62.4 \times \frac{25,000}{7.48 \times 60} \times 22.5}{0.7 \times 550} = 203 \text{ HP}$$

5) En la instalación de la bomba debe procurarse que ésta trabaje impulsando el fluido, pero con una carga positiva de agua en la succión, que se ha supuesto de 5 pies. Si las condiciones de localización exigen modificar este valor, hágase el ajuste de valores conveniente.

Turbinas hidráulicas de reacción de flujo radial. Turbina Francis

4.1 Definición y características generales de las turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas son turbomáquinas que permiten la transferencia de energía del agua a un rotor provisto de álabes, mientras el flujo pasa a través de éstos.

Cuando el paso del agua por el rotor se efectúa en dirección radial, las máquinas se llaman radiales, de las cuales, el tipo más representativo es la turbina Francis. Cuando el paso por entre los álabes se hace en la dirección del eje de la máquina, se dice que ésta es de tipo axial, de las que son ejemplo la turbina Kaplan y la turbina Pelton, aunque a esta última se la clasifica también como turbina tangencial, por la forma particular de ataque del agua al rotor.

Por otra parte, si la turbina aprovecha solamente la energía cinética del agua, se denomina de impulso, de la que es ejemplo característico la Pelton. Cuando la turbina es capaz de utilizar la energía estática del agua se llama de reacción, como son la Francis y la Kaplan. El grado de reacción en estas máquinas es siempre inferior a la unidad, lo que quiere decir que también pueden aprovechar la energía dinámica del agua.

Las tres turbinas citadas, Francis, Kaplan y Pelton, son conocidas como las tres grandes, por ser las principales turbinas hidráulicas empleadas en la actualidad. Recientemente se están introduciendo las turbinas tubulares, de bulbo y de pozo para cargas muy reducidas (hasta de poco más de un metro) y grandes caudales.

La figura 4.1 representa esquemáticamente las cuatro turbinas citadas y las curvas de rendimiento, operando cada una dentro de las condiciones de carga y caudal propias de cada tipo. La figura 4.2 muestra los límites de aplicación de las turbinas Pelton, Francis y Kaplan de acuerdo con la carga y la velocidad específica. En la Francis se puede advertir el cambio de forma que va teniendo el rodete, con mayor o menor acción radial o axial, según la carga y el caudal, esto es, a mayores cargas mayor acción radial y a mayores caudales mayor acción axial. En la Kaplan se ve cómo disminuye el número de álabes al aumentar la velocidad específica, esto es, al aumentar el caudal y disminuir la carga.

Ahora bien, si la turbina es el órgano fundamental de todo aprovechamiento hidroeléctrico, por ser el que transforma la energía del agua en energía mecánica, el *rotor* de la turbina con sus álabes, es el elemento básico de la turbina, pues en él se logra la transferencia energética. Completan la máquina otros *elementos auxiliares*, que contribuyen a que la cesión de energía del agua pueda realizarse con buen aprovechamiento. Así en las turbinas de reacción (Francis y Kaplan) se dispone un ducto alimentador en forma de *caracol* circundando la máquina, el cual recibe el agua de la tubería de llegada y la sirve al rodete móvil por medio del *distribuidor*; este último regula el gasto de acuerdo con la potencia exigida a la turbina y además impone al líquido el giro necesario para su acción sobre los álabes. En la descarga del agua de la máquina se instala otro ducto abocinado, llamado *tubo de desfogue*, que permite una ganancia en la gradiente de presión y mejora el rendimiento de la máquina.

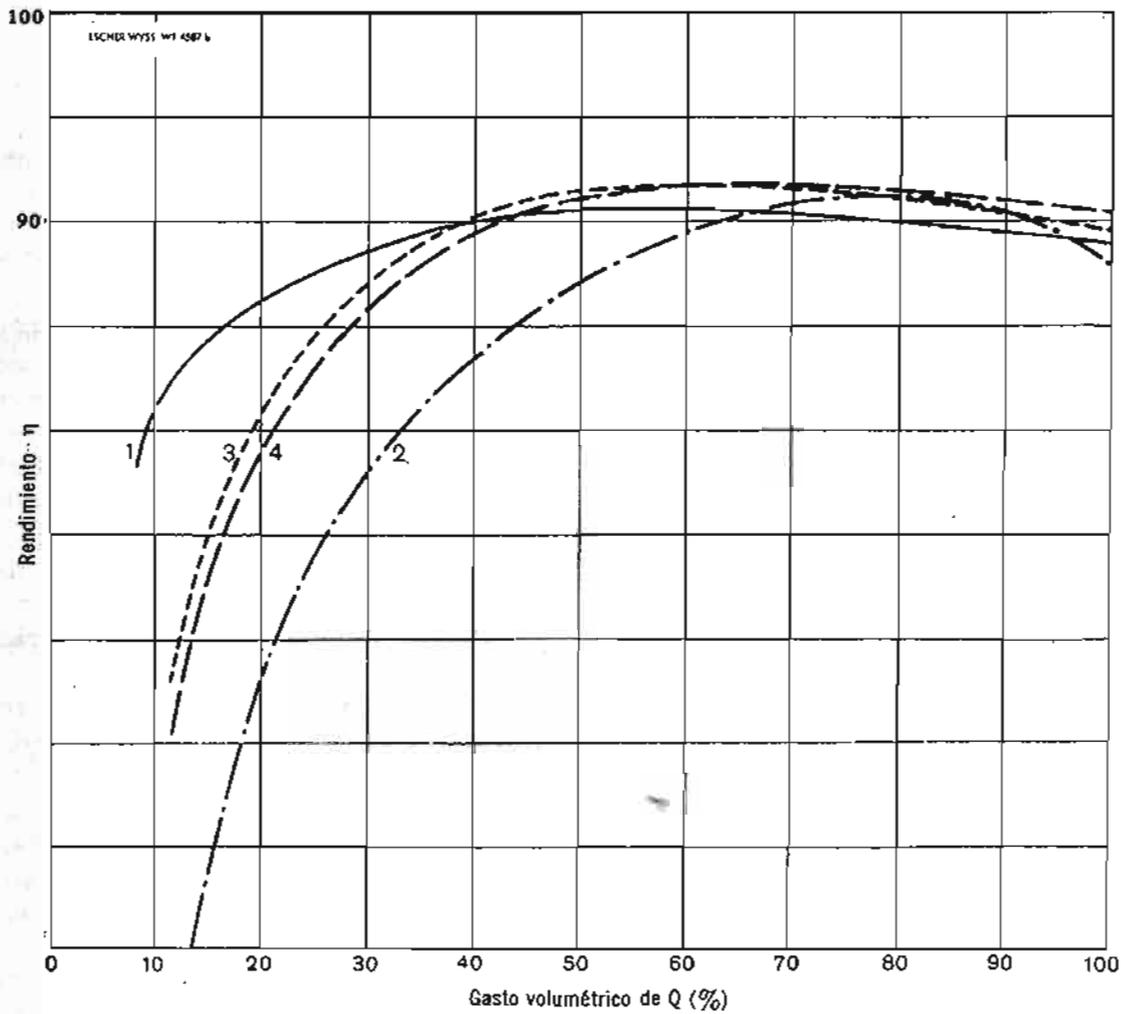
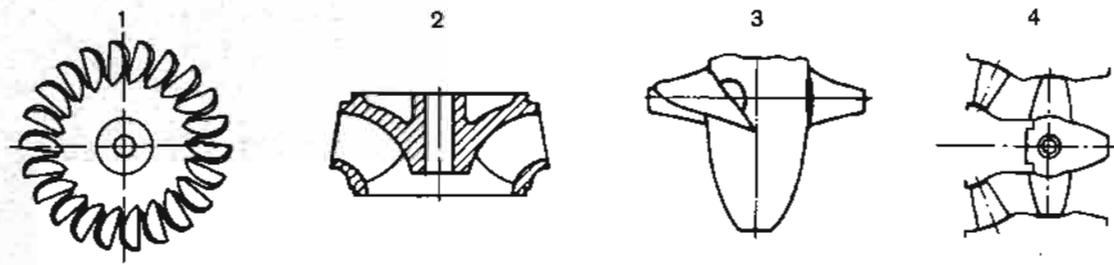


Fig. 4.1 Curvas del rendimiento en función del gasto de las cuatro turbinas típicas: 1) Pelton, 2) Francis, 3) Kaplan y 4) Tubular. (Cortesía Escher Wyss.)

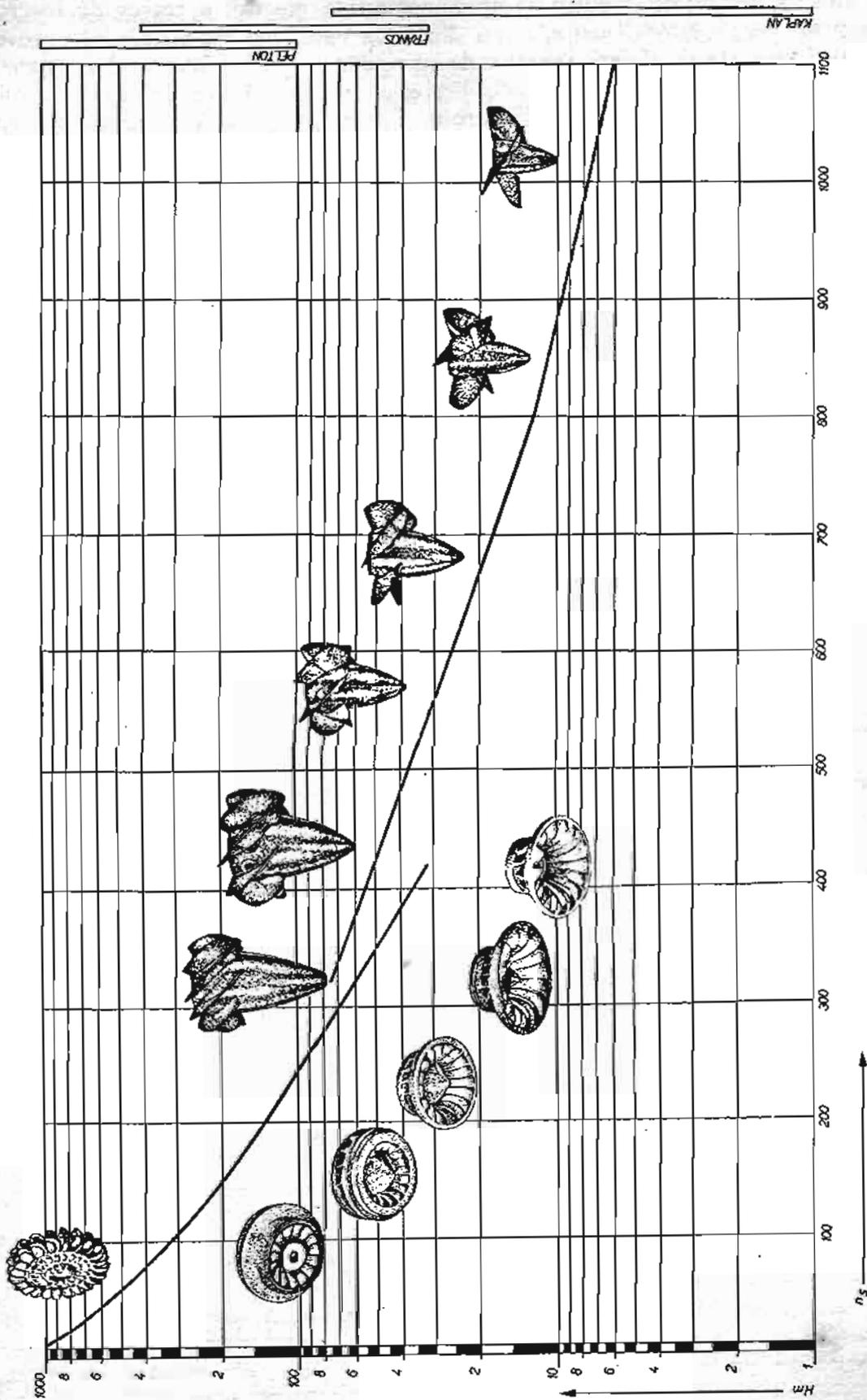


Fig. 4.2 Límites de aplicación de las turbinas Pelton, Francis y Kaplan, de acuerdo con la carga y la velocidad específica. (TECNOEXPORT, PRAGA.)

En la turbina Pelton, de impulso, la alimentación se efectúa a través de las *toberas*, que transforman la energía estática del agua en dinámica para que así pueda ser aprovechada por la rueda móvil provista de álabes. Después de su acción sobre los álabes, el agua cae directamente al socaz a la presión atmosférica. Por ser el ataque del chorro de agua a la rueda en dirección tangencial, se conoce también a la turbina Pelton como turbina tangencial, como ya se ha dicho.

4.2. Coeficiente de utilización

El agua no puede ceder toda su energía al rotor a su paso por entre los álabes; necesita conservar una energía cinética residual para que pueda correr hasta la descarga, manteniendo unas condiciones de flujo estable.

Se define así un "factor de utilización", que se designa por la letra griega ϵ y que viene dado por la relación siguiente:

$$\epsilon = \frac{\text{Energía utilizada}}{\text{Energía utilizable}} = \frac{E}{E + \frac{V_2^2}{2g_c}} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

$$\epsilon = \frac{\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g_c} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g_c} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g_c}}{\frac{V_1^2}{2g_c} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g_c} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g_c}} \quad (\text{Ec. 4.2})$$

Como puede advertirse, este factor de utilización siempre será menor que la unidad, o sea

$$\epsilon < 1$$

Seguramente, la turbina más simple que se puede analizar bajo el principio de $\epsilon < 1$ es el aspersor de agua para riego de prados, constituido por dos brazos que terminan en dos toberas como se indica en la figura 4.a.

La ecuación vectorial de las velocidades a la salida es

$$\vec{V}_2 = \vec{U}_2 + \vec{V}_{r2}$$

cuya representación gráfica está hecha en la figura.

A la entrada, los valores de las velocidades son prácticamente cero, existiendo fundamentalmente carga de presión.

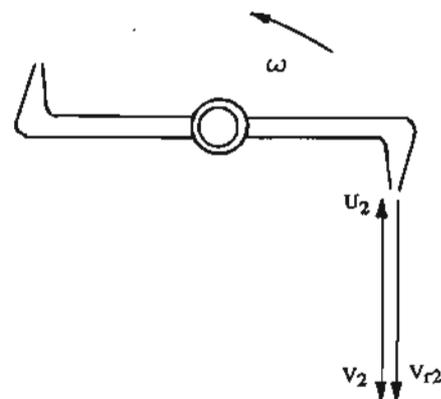


Fig. 4a Aspersor.

El coeficiente de utilización es

$$\epsilon = \frac{E}{E + \frac{V_2^2}{2g_c}}$$

Poniendo E bajo la forma de la ecuación de Euler, en este caso queda

$$\epsilon = \frac{\frac{0 - U_2(-V_{u2})}{g_c}}{\frac{0 - U_2(-V_{u2})}{g_c} + \frac{V_2^2}{2g_c}}$$

Como $V_{u2} = V_2$, resulta

$$\epsilon = \frac{U_2 V_2}{U_2 V_2 + \frac{V_2^2}{2}} = \frac{U_2}{U_2 + \frac{V_2}{2}} = \frac{U_2}{U_2 + \frac{V_{r2} - U_2}{2}} = \frac{2U_2}{U_2 + V_{r2}} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

Como V_2 no puede ser cero, deberá ser $V_{r2} > U_2$, ya que $\epsilon < 1$. La representación gráfica del diagrama de velocidades es correcta.

El grado de reacción de esta turbina elemental es

$$G_R = \frac{\frac{1}{2g_c}(V_{r2}^2 - U_2^2)}{E} = \frac{\frac{1}{2g_c}(V_{r2}^2 - U_2^2)}{\frac{U_2 V_2}{g_c}} = \frac{\frac{1}{2}(V_{r2}^2 - U_2^2)}{U_2(V_{r2} - U_2)} = \frac{V_{r2} + U_2}{2U_2} = \frac{1}{\epsilon} > 1 \quad (\text{Ec. 4.4})$$

La reacción, en ese caso, resulta ser inversa del coeficiente de utilización y, por tanto, mayor que la unidad.

4.3. La turbina Francis

Generalidades: Como ya se ha dicho, la turbina Francis es, en la actualidad, la turbina hidráulica típica de reacción de flujo radial. Lleva este nombre en honor al ingeniero James Bichano Francis (1815-1892), de origen inglés y que emigró a los Estados Unidos, donde fue encargado de realizar algunos aprovechamientos hidráulicos, utilizando turbinas centrípetas, esto es, con recorrido radial del agua de afuera hacia dentro, para una debida acción del término $\frac{U_1^2 - U_2^2}{2g_c}$ en la transferencia energética al rotor. Ya Samuel Dowd había obtenido una patente de la turbina centrípeta en 1838, pero los perfeccionamientos introducidos por Francis fueron de tal naturaleza que se le dio su nombre.

La turbina Francis ha evolucionado mucho en el curso de este siglo, encontrando buena aplicación en aprovechamientos hidráulicos de características muy variadas de carga y caudal. Se encuentran turbinas Francis en saltos de agua de 30 metros como también en saltos de 550 metros y con caudales que a veces alcanzan 200 metros cúbicos por segundo y otras sólo de 10 metros cúbicos por segundo. Esta versatilidad ha hecho que la turbina Francis sea la turbina hidráulica más generalizada en el mundo hasta el momento actual. De acuerdo con la ponderación de la carga sobre el caudal o viceversa, se originan unas particulares características en la máquina, que dan lugar a dos tipos, no siempre completamente definidos: la Francis pura y la Francis mixta.

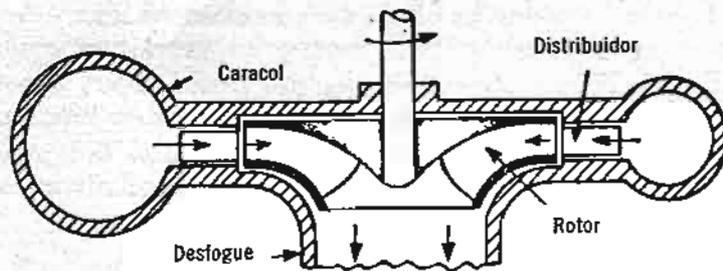


Fig. 4.3 Turbina Francis pura.

En la Francis puramente radial (Fig. 4.3), prácticamente toda la transferencia energética de fluido a rotor se efectúa mientras el agua pasa a través de los álabes, todo el tiempo, en dirección radial y de afuera hacia dentro, con un aprovechamiento máximo de la acción centrípeta, para lo cual se procura siempre dar al agua un recorrido radial relativamente largo, que hace crecer al término $\frac{U_1^2 - U_2^2}{2g_c}$. Sin embargo, se hace difícil el desfogue central, por lo que

el gasto se halla en cierta manera limitado. Se justifica este tipo de Francis pura en los saltos de agua con cargas relativamente grandes y caudales relativamente reducidos (foto 4.1).

En la Francis mixta (Fig. 4.4), el agua recorre los álabes en dirección radial y de afuera hacia dentro sólo en una parte de los mismos (la superior), terminando el agua su recorrido por entre los álabes en dirección axial (vertical hacia abajo en las máquinas de eje vertical), en cuya fase final trabaja como turbina axial. La ponderación de la acción radial y de la axial puede establecerse en forma gradual según las exigencias de la carga y caudal disponible. Evidentemente la acción axial se acentúa cuando aumenta el caudal con relación a la carga, para una determinada potencia. Como ya se verá al tratar de las turbinas axiales de reacción (Kaplan), la disposición del rodete para un recorrido axial del agua, permite desalojar gran caudal. En la turbina Francis mixta, para lograr la doble acción, los álabes deben tener un alabeo muy particular, que los hace aparecer alargados en dirección axial, presentando conjuntamente una forma abocardada que, naturalmente, facilita el desfogue de mayor caudal. La Francis mixta tiene así aplicación en saltos de agua de cargas medianas y bajas, con caudales medianos y relativamente grandes.

La foto 4.2 corresponde a una de las unidades Francis instaladas en Wolf Creek (U.S. Army), de 62,500 HP, a 105.5 RPM, bajo 160 pies de carga. La foto 4.3 muestra el rodete móvil de una de las turbinas Francis de la Planta Hidroeléctrica de Malpaso (Chiapas, México) de 218,000 KW, cuyo rotor mide 5.6 metros de diámetro y 2.5 metros de altura, con un peso de 63,000 Kgs.; es una de las unidades más grandes de América Latina. Las unidades más grandes del mundo son las 12 Francis de 820,000 HP cada una de Gran Coulee, sobre el río Columbia, Washington, E. U., con un peso de 520 toneladas cada una, girando a 72 RPM, bajo

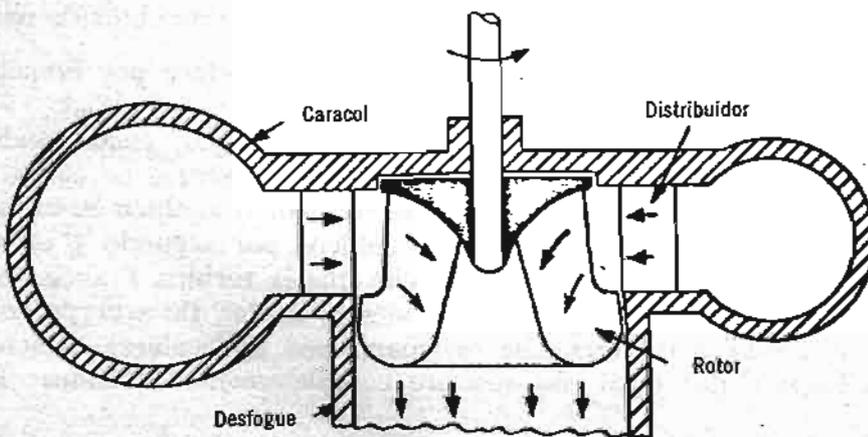


Fig. 4.4 Turbina Francis mixta.



Foto 4.1 Rodete Francis para una carga de 206 m, 30.000 CV
375 rpm. (TECNOEXPORT, PRAGA.)

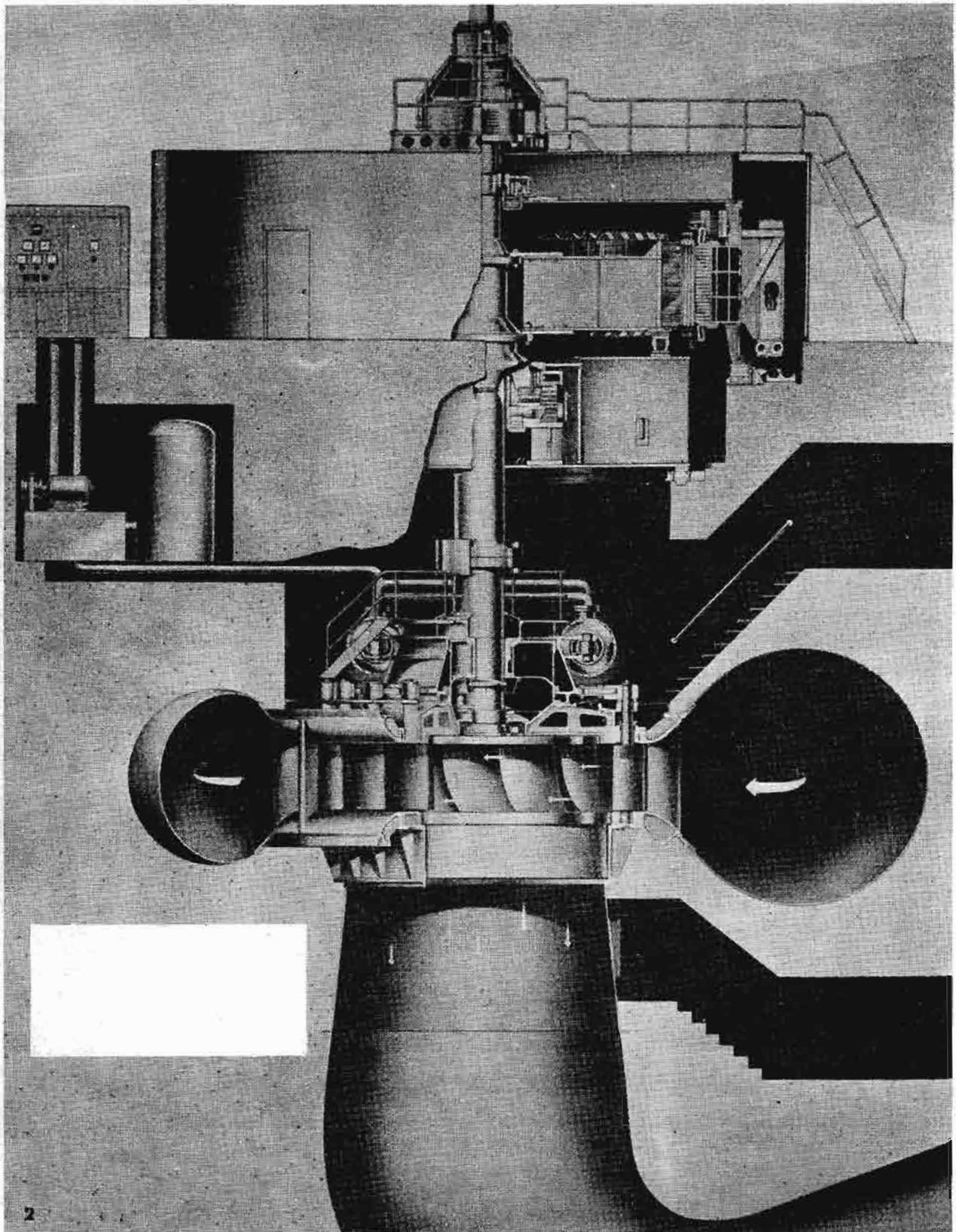


Foto 4.2 Sección de una turbina Francis, $P = 62,500$ HP, $N = 105.5$ rpm, $H = 160$ pies, instalada en Wölf Creek Plant (U. S. Army). (Cortesía Baldwin Lima Hamilton.)

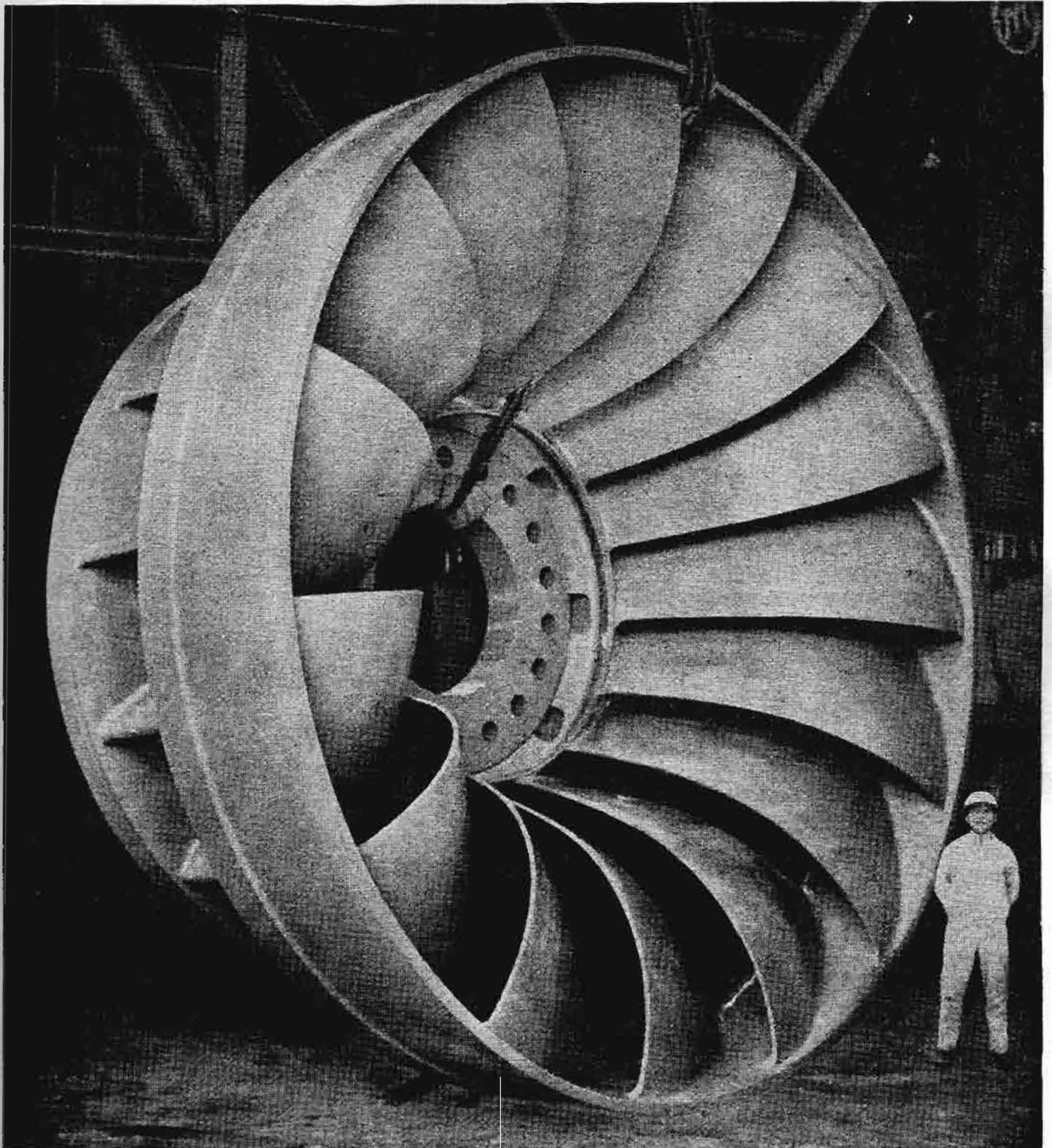


Foto 4.3 Rodete de turbina Francis para 218,000 KW. Planta Hidro eléctrica de Malpaso, Chis., México. $D = 5.6$ m. $A = 2.5$ m. $P = 63,000$ kg. (Cortesía KOBE STEEL.



Fig. 4.5 Corte ecuatorial de una turbina Francis.

285 pies de carga y con un gasto de 30,000 pies cúbicos por segundo, a través de válvulas de 40 pies de diámetro.

4.4. Organos principales de una turbina Francis

Los órganos principales de una turbina Francis, en el orden del paso del agua son: el caracol, el distribuidor, el rodete móvil y el tubo de desfogue. La figura 4.5 representa un esquema, un corte ecuatorial de una turbina Francis, donde puede apreciarse el recorrido del agua por los diferentes órganos.

La carcasa, caja espiral o caracol, como ya se ha dicho, es un ducto alimentador, de sección generalmente circular y diámetro decreciente, que circunda al rotor, procurando el fluido necesario para la operación de la turbina. Generalmente es de lámina de acero (foto 4.4). Del caracol pasa el agua al distribuidor guiada por unas paletas direccionales fijas a la carcasa, que forman los portillos de acceso.

El distribuidor lo constituye una serie de álabes directores en forma de persiana circular (foto 4.6), cuyo paso se puede modificar con la ayuda de un servomotor, lo que permite imponer al fluido la dirección de ataque exigida por el rodete móvil y además regular el gasto de acuerdo con la potencia pedida a la turbina, desde valores máximos a un valor cero, en posición cerrada. En el distribuidor se transforma parcialmente la energía de presión en energía cinética.

El rodete móvil o rotor está conformado por los propios álabes, los cuales están engastados en un plato perpendicular al eje de la máquina, de cuyo plato arrancan siguiendo la dirección axial, tomando en forma progresiva un alabeo y abriéndose hacia la dirección radial, con lo que el conjunto presenta forma abocardada, tanto más acentuada cuanto mayor sea la acción axial exigida a la turbina. Los álabes se ciñen en su extremo final por un zuncho en forma de anillo para dar la debida rigidez al conjunto. Véanse las fotos 4.3 y 4.5.

El tubo de desfogue o difusor da salida al agua de la tubería y al mismo tiempo procura una ganancia en carga estática hasta el valor de la presión atmosférica, debido a su forma divergente. Se tiene así a la salida del rotor una presión más baja que la atmosférica y, por tanto, una gradiente de presión dinámica más alta a través del rodete. Su forma puede ser simplemente cónica (tubo Moody) o más compleja cuando es acodada (la sección es cónico-elíptica-cuadrangular). La forma acodada permite colocar el rodete móvil más próximo al nivel de aguas abajo, exigencia que se tiene particularmente en las máquinas de velocidad específica alta, o sea, las Francis mixtas, con mucha acción axial, que se emplean con más grandes caudales (foto 4.7).

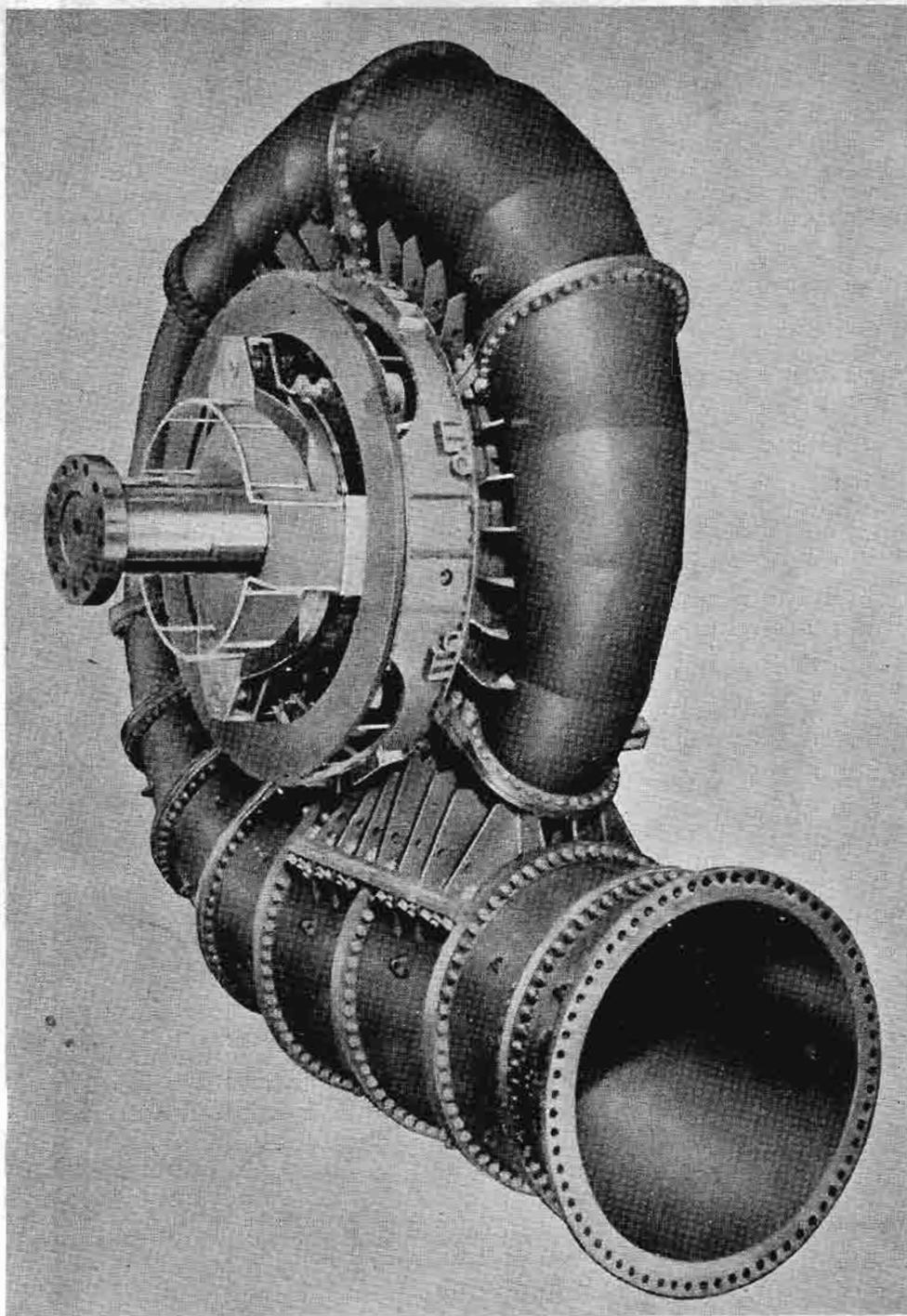


Foto 4.4 Turbina Francis de 137,500 KW. Milbero, Japón.
(Cortesia Hitachi Ltd., Japón)

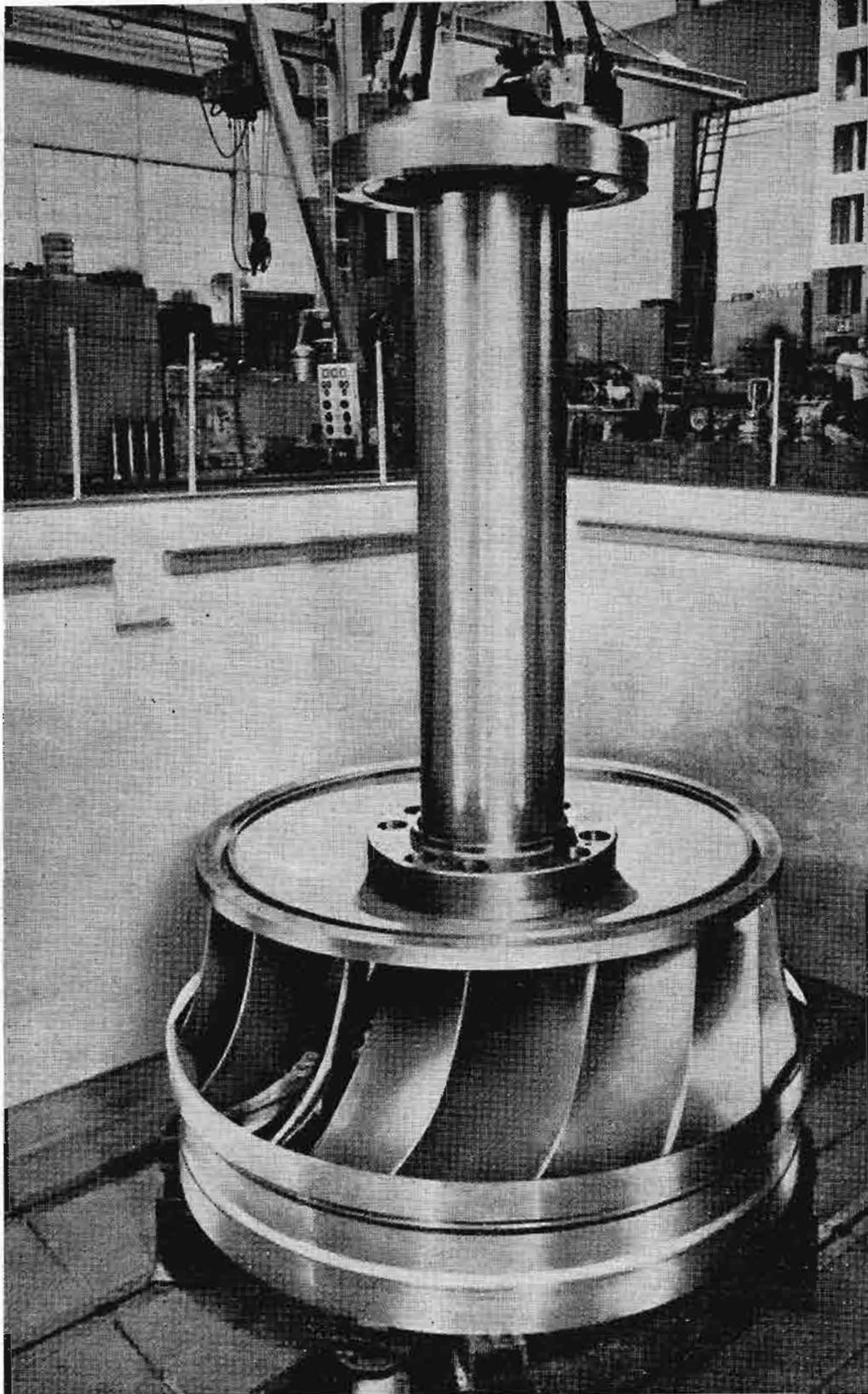


Foto 4.5 Rotor de turbina Francis, $P = 68,000$ KW, $H = 110$ m, $N = 280.8$ rpm, instalado en Cambombe, Angola.

(Cortesía Escher Wyss)

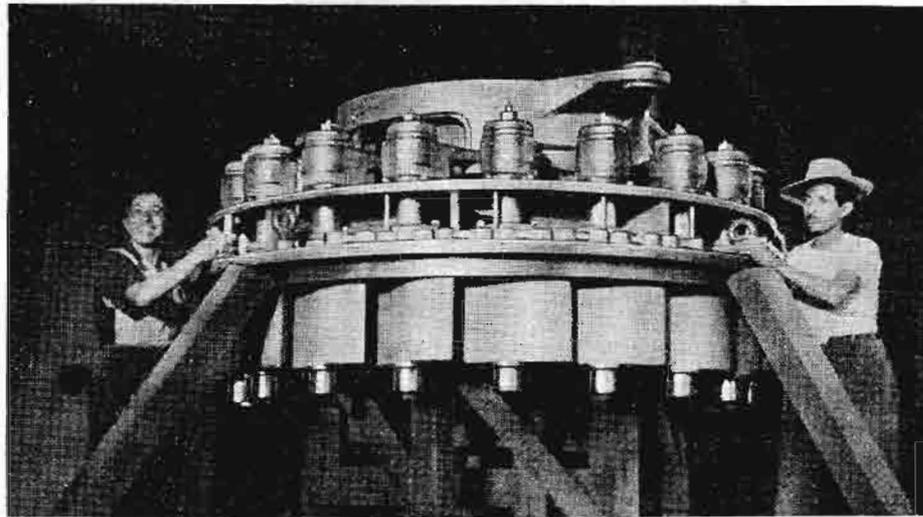


Foto 4.6 Distribuidor de una turbina Francis de 20,000 HP a 400 rpm, bajo 413 pies de carga, para Nueva Compañía Eléctrica de Chapala, Jal., México.
(Cortesía Allis Chalmers)

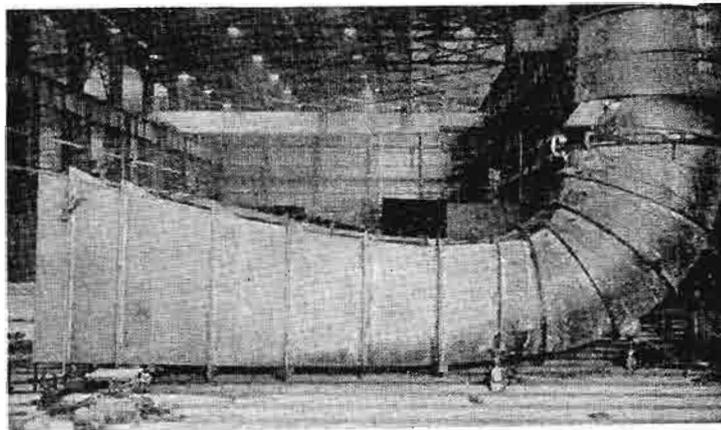


Foto 4.7 Tubo de desfogue de una turbina Francis de 12,000 HP, 240 rpm, 153 pies de carga.
(Cortesía Allis Chalmers)

4.5. Expresión de la energía transferida

La turbina Francis, como máquina motriz, tiene como expresión de la energía transferida, bajo la forma Euler, la dada por la ecuación 1.13, o sea

$$E = \frac{1}{g_c} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \quad (\text{Ec. 1.13})$$

en la que E representa energía por unidad de masa de fluido.

También por la ecuación 1.15

$$H = \frac{1}{g_c} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \quad (\text{Ec. 1.15})$$

más generalmente usada, al expresar H en unidades de longitud (pies o metros), que equivale a que la energía venga dada por unidad de peso, como ya se explicó en el inciso 1.5.

Pero en muchos casos conviene emplear la expresión que da la energía transferida bajo la forma de componentes energéticas (inciso 1.6), que para las turbinas tiene la forma

$$E = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2 g_c} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2 g_c} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2 g_c} \quad (\text{Ec. 4.5})$$

correlativa de la ecuación 1.16 de las bombas, teniendo en cuenta los signos de las componentes para que E resulte positiva. También se sustituye E por H expresando la H en pies o metros y la energía por unidad de peso. El primer término de la ecuación 4.5 es expresión de la carga dinámica y los dos restantes de la carga estática, como ya se sabe.

4.6. Grado de reacción

Según se ha dicho, la turbina Francis es del tipo de reacción y como tal trabaja en ducto cerrado (figura 4.6). El grado de reacción, que cuantifica la proporción de carga estática aprovechada sobre la carga efectiva total, viene dado por la expresión

$$G_R = \frac{\frac{U_1^2 - U_2^2}{2 g_c} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2 g_c}}{\frac{V_1^2 - V_2^2}{2 g_c} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2 g_c} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2 g_c}}$$

o sea

$$G_R = \frac{U_1^2 - U_2^2 + V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{V_1^2 - V_2^2 + U_1^2 - U_2^2 + V_{r2}^2 - V_{r1}^2} \quad (\text{Ec. 4.6})$$

En la turbina Francis el grado de reacción está siempre comprendido entre cero y uno y, por lo general, próximo a un medio, bien sea por encima o por debajo de este valor según las características del aprovechamiento, o lo que es igual, según el valor de la velocidad específica de la turbina. Para la Francis pura la velocidad específica es baja y relativamente es bajo el grado de reacción. La carga dinámica es alta por ser relativamente alta la carga en este tipo de turbinas, dando lugar a velocidades absolutas de entrada altas, ya que éstas son proporcionales a la carga. En la Francis mixta sucede lo contrario, las cargas son proporcionalmente más bajas, las velocidades específicas más altas y el grado de reacción más alto.

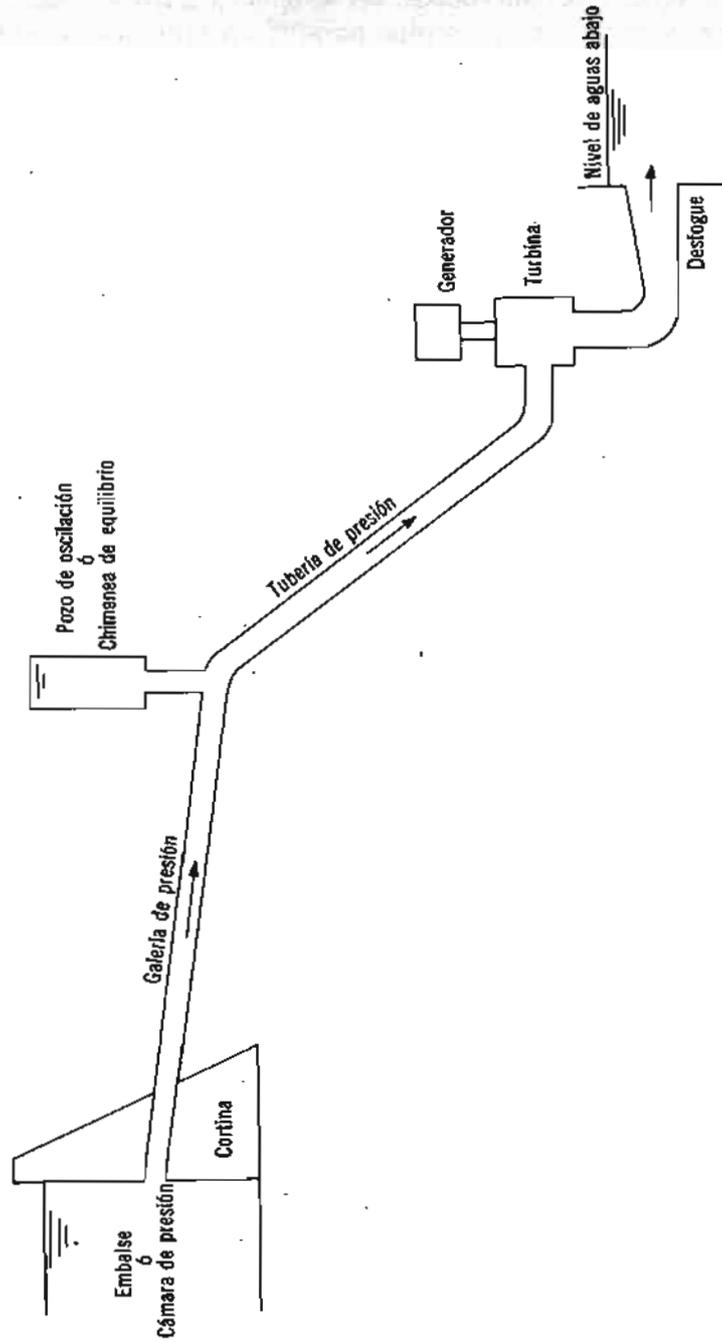


Fig. 4.6 La turbina hidráulica de reacción trabaja en ducto cerrado.

4.7. Variación de la presión y de la velocidad del agua en una turbina de reacción

La variación de la presión y de la velocidad del agua a través de los diferentes órganos que componen una turbina de reacción puede verse en la figura 4.7. Se incluye un tramo de la tubería de presión que alimenta la máquina, aunque en realidad la tubería no forma parte de la unidad, pero con ello se quiere hacer notar la forma en que va aumentando la presión del agua hasta alcanzar el caracol, mientras la velocidad permanece constante en la tubería, ya que el diámetro se considera constante y el flujo estable. La velocidad en la tubería de presión es del orden de 15 pies por segundo y nunca debe exceder 20 pies por segundo. Desde luego, la carga de posición del agua va disminuyendo a medida que se acerca al caracol, permaneciendo la carga total constante en el ducto cerrado de la tubería según el teorema de Bernoulli.

En el caracol, ducto de alimentación de sección decreciente, se mantiene constante la energía del fluido en toda la zona periférica del distribuidor, por razones de equilibrio dinámico.

A través de los portillos direccionales, pasa el agua seguidamente al distribuidor, donde se produce una aceleración que incrementa la energía cinética, al mismo tiempo que cae la presión y se impone al líquido el giro necesario para la transferencia de energía al rotor.

En seguida ataca el agua a los álabes del rotor con una velocidad V_1 y una presión p_1 . En su paso por entre los álabes cede casi toda su energía al rotor, conservando sólo valores residuales (V_2 , p_2) a la salida, para continuar su curso hacia el tubo de desfogue o difusor, en el cual el agua disminuye aún más su energía dinámica, incrementándose ligeramente la presión. El agua termina su recorrido por el ducto cerrado, que se inició en el nivel de aguas arriba en el embalse, descargando en el socaz o bajo cauce del río a la presión atmosférica. Como $p_2 < p_{at}$, el tubo de desfogue permite aumentar la gradiente de presión en el rotor, en el valor ($p_{at} - p_2$).

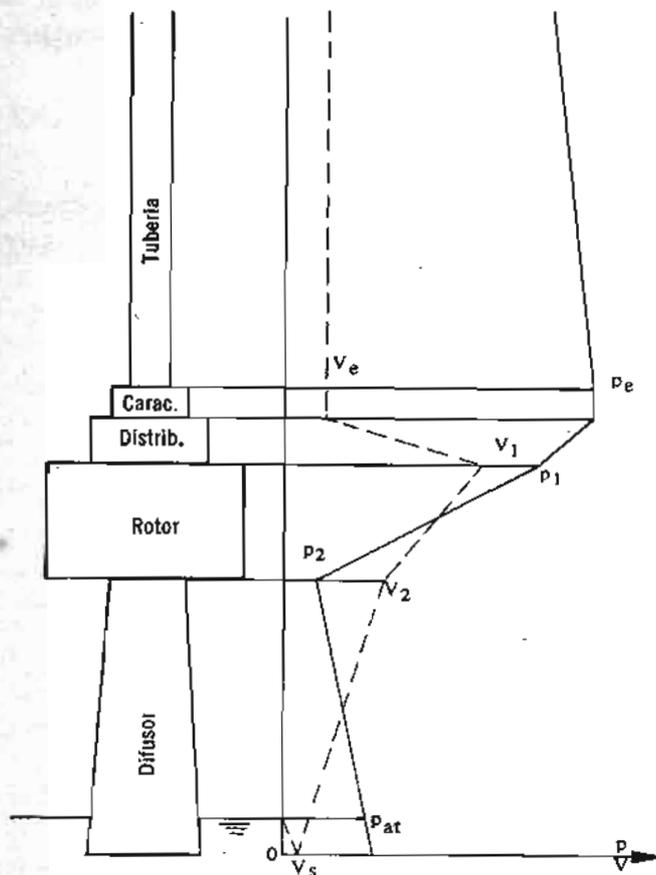


Fig. 4.7 Variación de la presión y de la velocidad del agua en los diferentes órganos de una turbina de reacción.

Se debe hacer notar que las líneas de la figura 4.7 no representan carga piezométrica ni carga de velocidad, sino solamente la forma cualitativa de variación de la presión y de la velocidad. De otra manera la carga total en cada punto del recorrido debería ser la misma; teniendo también en cuenta la carga de posición y la energía cedida a la turbina.

4.8. Análisis de los diagramas de velocidades a la entrada y a la salida del rotor

En la figura 4.8 se muestra en esquema el rotor de una turbina Francis con los diagramas de velocidades a la entrada y a la salida del rotor. El agua ataca a los álabes con una velocidad V_1 que tiene su origen en los órganos que preceden al rotor, como se acaba de decir en el punto anterior. La incidencia en el álabe se produce bajo un ángulo α_1 condicionado por la posición del distribuidor, pero siempre de forma que se tenga una componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido (V_{u1}) positiva, esto es, en el sentido de U_1 , o de giro del rotor. Así, el producto $U_1 V_{u1}$ será positivo como conviene a una turbina según la ecuación de Euler de la transferencia

$$H = \frac{1}{g} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \quad (\text{Ec. 1.15})$$

La velocidad relativa a la entrada (V_{r1}) queda definida por el vector V_1 de la velocidad absoluta y el vector U_1 de la velocidad de arrastre, de acuerdo con la ecuación vectorial

$$\vec{V}_1 = \vec{U}_1 + \vec{V}_{r1} \quad (\text{Ec. 6.7})$$

Esta velocidad relativa V_{r1} , del agua respecto al álabe, no debe producir separación ni choque contra el álabe en la operación de la turbina para las condiciones de diseño, sino dar lugar a una acción o empuje útil sobre el álabe que determine un momento angular positivo máximo sobre el eje del rotor.

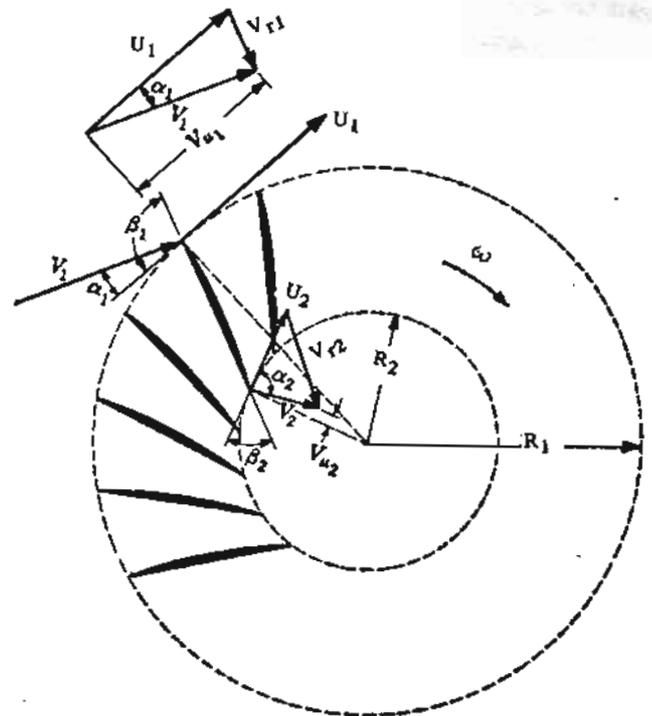


Fig. 4.8 Diagramas de velocidades a la entrada y a la salida del rotor de una turbina Francis.

A la salida del agua del rotor, la velocidad V_2 conviene que sea radial o casi radial, para evitar circulación del fluido innecesaria y pérdidas de energía. Para ello, los valores de la velocidad de arrastre U_2 y la relativa V_{r2} que condiciona el álabe, deben ser de la magnitud y dirección que exige la ecuación vectorial

$$\vec{V}_2 = \vec{U}_2 + \vec{V}_{r2} \quad (\text{Ec. 4.8})$$

Esto se logra con un diseño adecuado del álabe que ha de girar a una velocidad determinada. Obsérvese que tratándose de velocidades subsónicas, como es el caso del agua en las turbinas hidráulicas, los contornos de los álbes en los bordes de fuga mandan al fluido. No es así en la incidencia, donde pueden producirse fenómenos de separación o choque.

Si V_2 es radial, $V_{u2} = 0$ y la ecuación de la transferencia se reduce a

$$H = \frac{U_1 V_{u1}}{g_c} \quad (\text{Ec. 4.9})$$

También debe procurarse que la V_2 sea pequeña en magnitud, a fin de que la energía residual sea mínima y se obtenga un mejor coeficiente de utilización, ya que como se sabe, éste viene dado por

$$e = \frac{E}{E + \frac{V_2^2}{2g_0}} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Se consigue reducir la magnitud de V_2 moviendo el borde de fuga del álabe hacia la tangente al rotor, siempre dentro de los límites permisibles para el buen desfogue de la turbina. Se procura que $V_{R2} = V_{R1} = V_R$, según conviene a una máquina radial, o en todo caso, que no difieran mucho las velocidades radiales.

Si la turbina trabaja fuera de las condiciones de diseño, como sucede al regular la potencia de acuerdo con las exigencias del generador eléctrico a que va ligada, la V_{r2} aumenta o disminuye en magnitud al aumentar o disminuir la potencia; y como la U_2 permanece constante según conviene al generador, la V_2 se desvía, en algunos casos notablemente, de la dirección radial. El valor de V_{u2} aumenta, unas veces en el sentido de giro y otras en sentido contrario, según se trate de carga parcial o sobrecargas; pero en cualquier caso se produce un giro del agua a la salida que hace bajar el rendimiento de la turbina. Además la V_2 crece en magnitud lo que disminuye el coeficiente de utilización. A veces se tolera una V_{u2} pequeña, como se representa en la figura 4.7, correspondiendo a una velocidad absoluta más chica que mejora la utilización.

4.9. Proporción en las dimensiones en una turbina Francis en relación con la velocidad específica

La velocidad específica en las turbinas según se dijo en el inciso 1.11, tiene la forma práctica

$$n_s = \frac{N(\text{CV})^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (\text{en el sistema métrico}) \quad (\text{Ec. 1.28})$$

$$N_s = \frac{N(\text{HP})^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (\text{en el sistema inglés}) \quad (\text{Ec. 1.29})$$

La relación entre las dos es

$$\frac{n_s}{N_s} = 4.44 \quad (\text{Ec. 1.30})$$

Para la turbina Francis, la velocidad específica está entre 12 y 100, en números redondos, en el sistema inglés; correspondiendo aproximadamente a 55 y 440 en el sistema métrico. A valores elevados de la carga y relativamente reducidos del caudal se tienen valores bajos de la velocidad específica; la turbina se llama en este caso *específicamente lenta*. Recíprocamente, para valores relativamente altos del caudal con relación a la carga, la velocidad específica es alta y la turbina se denomina entonces *específicamente rápida*. En el primer caso la turbina es de una mayor acción radial y en el segundo se acentúa la acción axial. Lógicamente la forma debe irse modificando para responder a estas exigencias. Las áreas de paso del agua a través de los órganos de la máquina deben permitir el paso de los caudales previstos dentro de unos límites aceptables de velocidad. La velocidad radial suele estar entre 15 y 50 pies por segundo. La absoluta de entrada V_1 , puede tener valores de 30 hasta 200 pies por segundo. El número de álabes del rotor está normalmente entre 8 y 18.

La longitud de los ductos en sentido radial deben estar de acuerdo con las cargas bajo las cuales debe operar la turbina. A mayor carga, mayor recorrido radial y mayor acción centrípeta, como sucede en la Francis pura. A mayor caudal mayor acción axial y mayor área de paso, como se tiene en la Francis mixta.

La forma de los álabes y contornos de la carcasa, se define a partir de las direcciones de las velocidades absolutas o relativas, según se trate de un contorno fijo o móvil, en las zonas de entrada y de salida. Se construye la red de flujo con las meridianas y las líneas de potencial, dividiendo el ducto de paso por la máquina en tubos de corriente de igual gasto. La precisión del trazado es tanto mayor cuanto más cerrada es la red. El flujo de un fluido ideal en un espacio sin álabes es de potencial de velocidad, como es el caso del espacio de entrehierro; sin embargo en la zona de acción del rotor, la experiencia demuestra que la red de equivelocidad conduce a resultados más satisfactorios. Se ha comprobado asimismo, la conveniencia de tomar una velocidad meridiana constante en toda la extensión de la arista de salida de los álabes del rotor. A lo largo de las ortogonales la condición de equivelocidad se establece por la relación

$$r \cdot \Delta s_{\varphi} = \text{cte} \quad (\text{Ec. 1.4})$$

El trazado de las formas se efectúa mediante una representación conforme, cuya realización corresponde a procesos de construcción que se salen del alcance de este curso.

En la figura 4.9 puede verse la variación progresiva de la forma del ducto de paso del agua, constituido por los álabes y la carcasa, en la turbina Francis, en función de la velocidad específica, según Th. Bovet. Para un valor unitario en la salida de los álabes puede advertirse la disminución que va teniendo el recorrido radial al mismo tiempo que aumenta la altura del distribuidor. Para $n_s = 55$, que corresponde a una Francis pura de alta carga y reducido caudal, $\frac{D_1}{2} = 2.29$, siendo la altura del distribuidor $B = 0.152$. Para $n_s = 440$, que corresponde de una Francis Mixta con gran acción axial, $\frac{D_1}{2} = 0.572$ y $B = 0.768$, dimensiones que se justifican para gran caudal y pequeña carga.

La figura 4.10 muestra el perfil esquemático de una turbina Francis de $n_1 = 292$.

En la figura 4.11 se representan esquemáticamente cuatro rotores de turbinas hidráulicas de reacción; tres Francis y dos de Hélice, todas ellas para la misma potencia. El diámetro D_1 a la altura del distribuidor es mayor que el de salida D_2 , para una velocidad específica baja ($N_s = 35$), como corresponde a una turbina Francis de relativa alta carga en relación con el caudal. Sin embargo, para una velocidad específica alta ($N_s = 85$), $D_1 < D_2$, al mismo tiempo que aumenta la altura del rodete para lograr mayor acción axial, ya que en este caso la ponderación del caudal sobre la carga es muy significativa. La variación de la forma es progresiva y adaptable a cualquier relación entre carga y caudal, dentro de los límites establecidos para

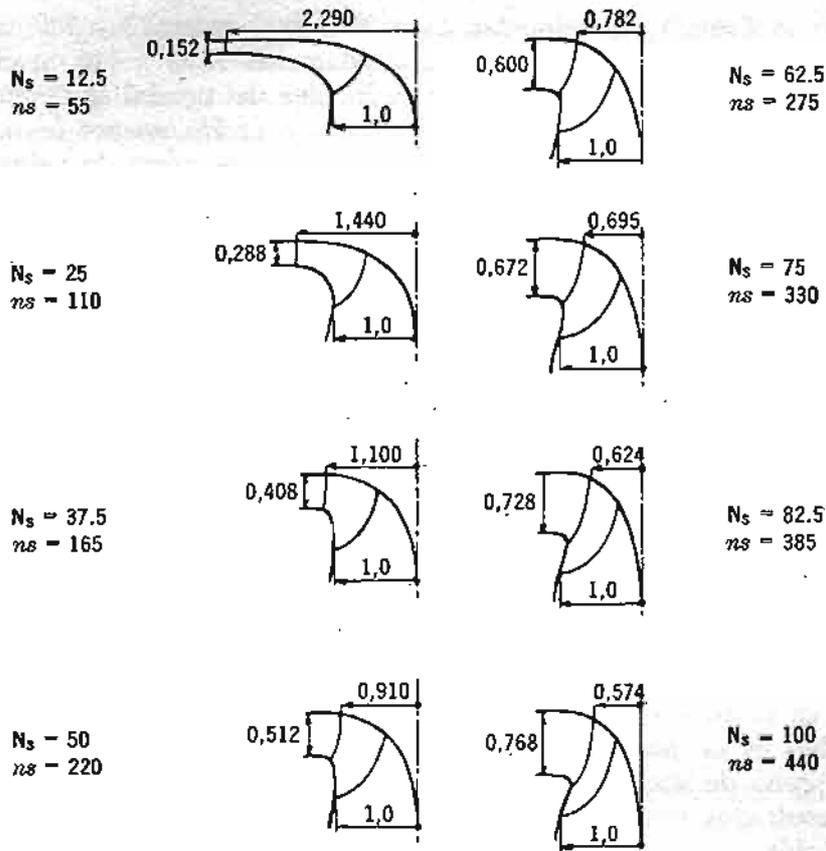


Fig. 4.9 Variación progresiva de la forma del ducto de paso del agua, en función de la velocidad específica en una turbina Francis, según Th. Bover.

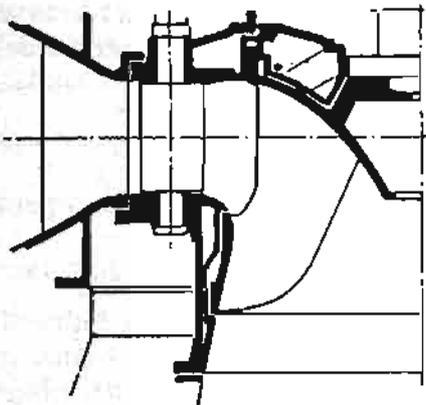


Fig. 4.10 Perfil esquemático de una turbina Francis de velocidad específica: $n_s = 292$. (Cortesía Charmilles)

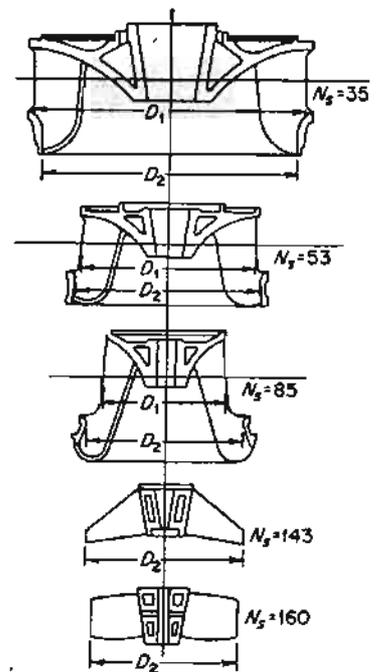


Fig. 4.11 Variación de las dimensiones en función de la velocidad específica N_s en las turbinas de reacción.

la Francis. Esta versatilidad de la turbina Francis ha permitido la generalización de su uso más que el de cualquier otra turbina hidráulica.

Las dimensiones de D_1 y D_2 se relacionan con la carga y con la velocidad de giro a través de los coeficientes Φ_1 y Φ_2 de la velocidad tangencial (inciso 1.12), para condiciones a la entrada y a la salida del rotor, o sea

$$\Phi_1 = \frac{U_2}{(2gH)^{1/2}} = \frac{\pi N D_1}{(2gH)^{1/2}}$$

$$\Phi_2 = \frac{U_2}{(2gH)^{1/2}} = \frac{\pi N D_2}{(2gH)^{1/2}}$$

(Ecs. 4.10)

Valores de estos coeficientes son obtenidos por experimentación en función de la velocidad específica; algunos de estos resultados se dan en la figura 4.12 c) y d). Estos coeficientes son muy importantes, pues, generalmente, la determinación de D_1 y D_2 se realiza por medio de los mismos. Como puede observarse Φ_1 varía poco con n_s , debido a que al cambiar el gasto de entrada se recurre fundamentalmente a modificar la altura del distribuidor B, para corregir el área lateral de paso. Sin embargo, Φ_2 sí se ve más afectado por la velocidad específica, esto es, por la potencia o lo que es igual por el gasto, ya que la turbina debe desalojar toda el agua por el área que define el diámetro D_2 .

El valor de la altura del distribuidor B se puede evaluar por medio del coeficiente de la velocidad de paso (inciso 1.12), esto es

$$\Psi_R = \frac{V_R}{(2gH)^{1/2}} = \frac{Q/A}{(2gH)^{1/2}} = \frac{Q}{\pi D_1 B (2gH)^{1/2}}$$

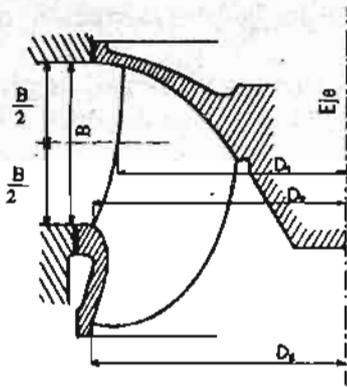
(Ec. 4.11)

En la figura 4.12b se da el valor de B/D_1 en función de la velocidad específica.

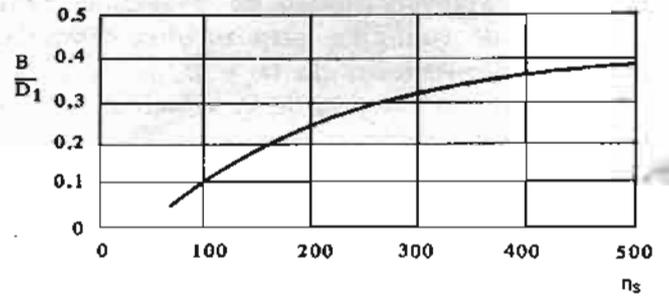
La variación de Ψ_R con Φ_1 y Φ_2 se muestra en la figura 4.13, para turbinas Francis específicamente lentas y específicamente rápidas. En las primeras la variación es en forma inversa con el gasto. En las segundas es en forma directa. Esto es debido a que en las turbinas específicamente lentas se acentúa la acción de la fuerza centrífuga en contra del escurrimiento del agua, por lo que el aumento de N (esto es, de Φ_1) determina una reducción del gasto. En las turbinas específicamente rápidas, la acción centrífuga es menos sensible debido a que el recorrido radial es relativamente corto.

T4.1. ALGUNAS CARACTERISTICAS DE LAS TURBINAS FRANCIS SEGUN LA VELOCIDAD ESPECIFICA (Handbook of Fluid Dynamics, Streeter)

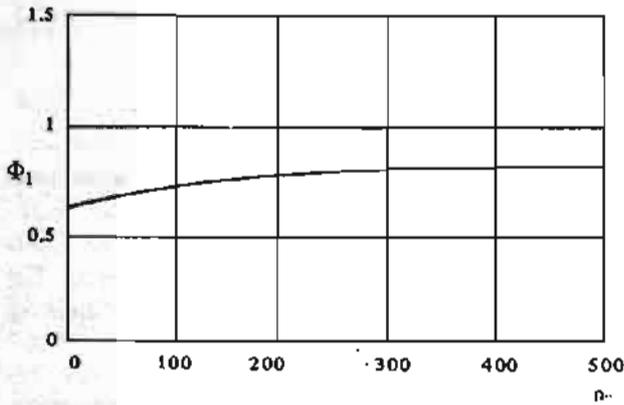
Velocidad específica práctica, N_s	12 a 17	35 a 45	80 a 100
Velocidad específica adimensional, N_{sn}	0.045 a 0.063	0.13 a 0.17	0.3 a 0.37
Coefficiente de la velocidad de arrastre, $\Phi_1 = \frac{U_1}{\sqrt{2gH_n}}$, o velocidad circunferencial específica.	0.6	0.7	0.9
Coefficiente de la velocidad de paso $\Psi_R = \frac{V_R}{\sqrt{2gH}}$	0.14	0.22	0.30
Angulo del distribuidor, α_1	15°	30°	45°
Angulo del álabe, β_1	60°	90°	125°
Relación de la altura del distribuidor al diámetro del rodete, $\frac{B}{D_1}$	0.03	0.12	0.6



a) Esquema de Turbina Francis

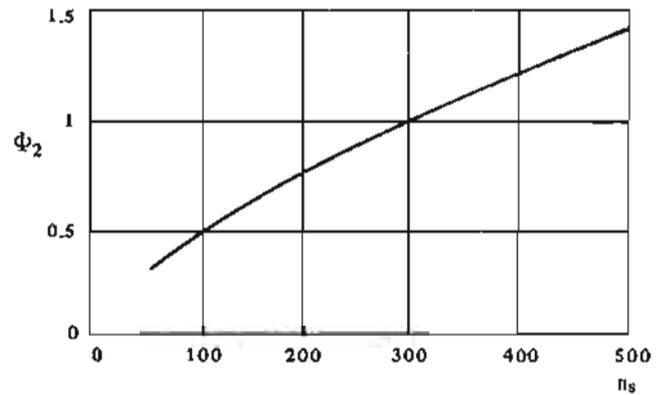


b) Valores de $\frac{B}{D_1}$ en función de n_s



c) Valores de ϕ_1 en función de n_s

$$\phi_1 = \frac{\pi N D_1}{\sqrt{2 g H_n}}$$



d) Valores de ϕ_2 en función de n_s

$$\phi_2 = \frac{\pi N D_2}{\sqrt{2 g H_n}}$$

Fig. 4.12 Proporciones y coeficientes de velocidad en función de la velocidad específica, en la turbina Francis (L. Vivier).

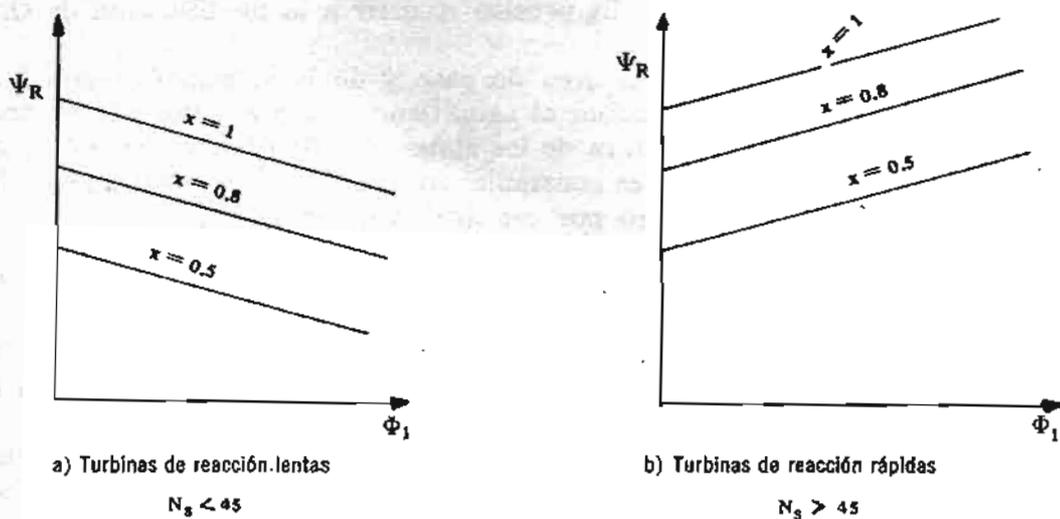


Fig. 4.13 Forma de variación del coeficiente de la velocidad de paso ψ_x con relación al coeficiente de la velocidad de arrastre Φ_1 , para tres valores de la fracción del gasto x .

La tabla 4.1 muestra algunos valores de estos coeficientes para tres tipos de Francis. Con base en estos coeficientes, algunos constructores norteamericanos, suelen determinar D_1 y D_2 por las fórmulas prácticas siguientes:

$$D_1 = \frac{1,340 H^{1/2}}{N} \quad (\text{Ec. 4.12})$$

$$D_2 = \left(\frac{68 \text{ HP}}{H} \right)^{1/2} \quad (\text{Ec. 4.13})$$

En las cuales D_1 y D_2 vienen dados en pulgadas, para H en pies, N en rpm y la potencia en HP.

Más adelante, en el inciso 4.14, se determinan las características de una turbina prototipo en función de las del modelo, estableciendo las relaciones de similitud con fundamento en estos y otros coeficientes.

4.10. Regulación de la potencia. El distribuidor

La turbina hidráulica está acoplada rígidamente a un alternador al cual mueve para generar energía eléctrica. Este debe girar siempre a una velocidad fija, condicionada por la frecuencia y el número de polos. Sin embargo, la potencia absorbida por el generador varía según las exigencias de la curva de demanda de energía eléctrica del sistema a que está conectado. La turbina que lo mueve, tiene que poder modificar su potencia, en cada momento, de acuerdo con las necesidades del generador. La regulación de la potencia en la turbina se realiza por medio del distribuidor, modificando convenientemente el gasto.

La potencia de la turbina viene definida por las variables fundamentales Q y H según la ecuación

$$P = \eta \gamma Q H \quad (\text{Ec. 4.15})$$

En un instante dado, la variación de la carga H se hace muy difícil, ya que depende de la cota del agua en el nivel de aguas arriba del embalse que alimenta a la turbina, cuyo

valor es constante en un momento dado. Es preciso recurrir a la modificación de Q , para poder variar la potencia.

Ahora bien, el caudal depende del área de paso y de la velocidad, según la ecuación de continuidad. En las turbinas de reacción, el agua tiene acceso al rotor por su área circunferencial lateral, correspondiente a la altura de los álabes del distribuidor, esto es, por un área normal a la dirección radial, cuyo valor es constante en una turbina determinada. Sólo cabe modificar la velocidad radial V_{R1} de paso por esa área, ya que

$$Q = A_0 \times V_{R1} \quad (\text{Ec. 4.16})$$

siendo A_0 el área de paso lateral de referencia. La variación en magnitud de V_{R1} se logra cambiando la dirección de la velocidad absoluta de entrada V_1 , lo que se consigue con los álabes del distribuidor.

El *distribuidor* de las turbinas de reacción (Fig. 4.14) está constituido por un sistema de álabes pivotantes que circunda al rotor, dispuestos en forma de persiana que puede abrirse o cerrarse según las necesidades de la turbina, con el auxilio de un servomotor regido por el gobernador del grupo turbina-generator, que regula la velocidad de giro. El distribuidor tiene las funciones siguientes: *a)* Regula el gasto según exigencias de la potencia. *b)* Convierte parcialmente la energía estática en dinámica para que así el líquido pueda atacar a los álabes del rotor y tenga lugar la transferencia energética. *c)* Dirige la velocidad absoluta del fluido V_1 según una dirección determinada α_1 que da lugar a una componente radial V_{R1} de acuerdo con las exigencias del gasto, y a una V_{u1} tangencial necesaria para la transferencia de energía del agua al rotor. Lógicamente α_1 será chico en las Francis puras y más grande en las Francis mixtas (tabla 4.1).

Los efectos de la regulación pueden apreciarse en las figuras 4.15. Para los *requisitos del diseño* la V_1 ataca el álabe del rotor según un ángulo α_1 condicionado por la posición del álabe del distribuidor (Fig. 4.15a) y de la *dirección* de V_1 depende el gasto (cuantificado por V_{R1}) y la transferencia (cuantificada por V_{u1}). La *magnitud* de V_1 está condicionada por la carga de agua y en general no se modifica con la regulación. La dirección de V_1 debe estar de acuerdo con la magnitud y dirección de U_1 y subordinada a la forma del álabe, ya que la dirección de la velocidad relativa del agua respecto al álabe (V_{r1}) debe producirse bajo un ángulo

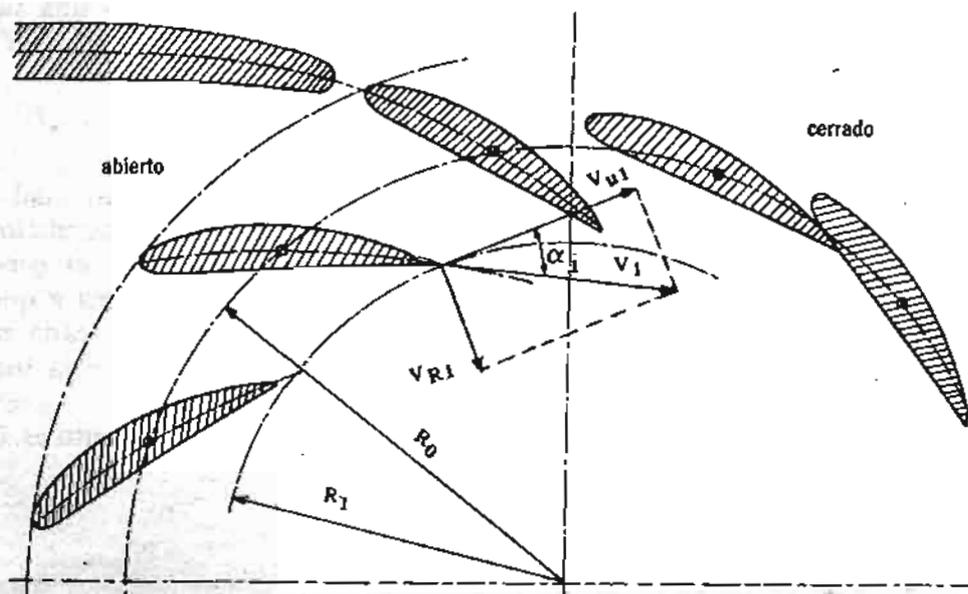
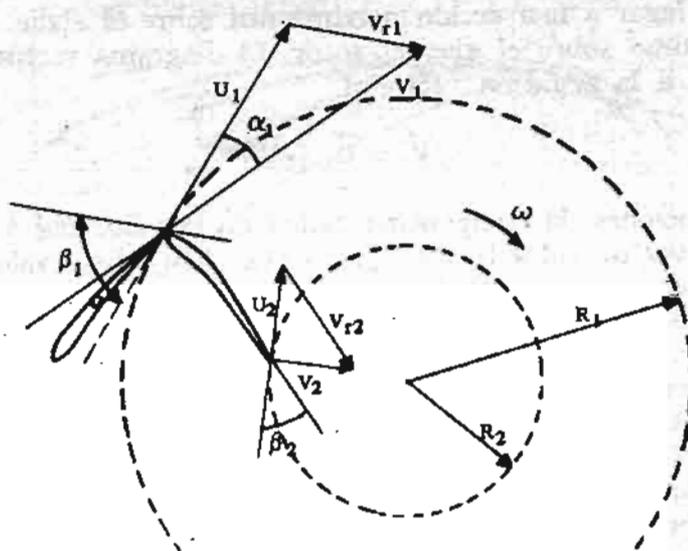
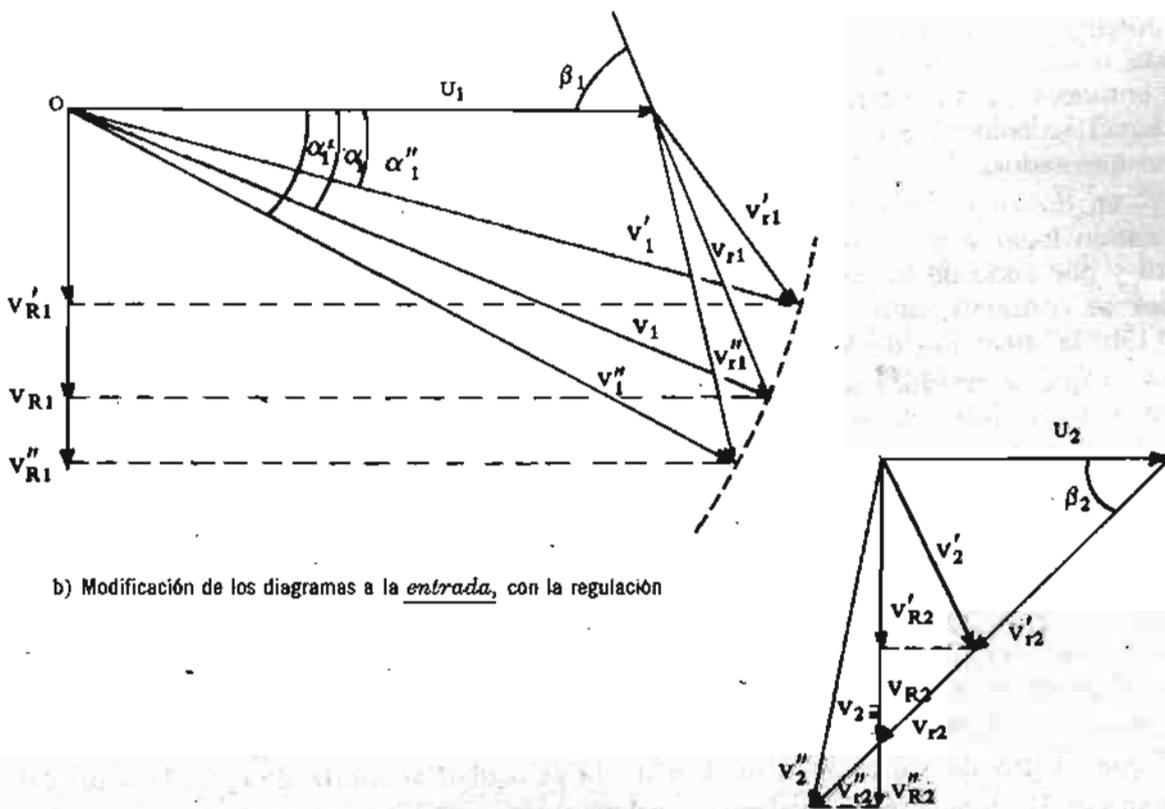


Fig. 4.14 Distribuidor de una turbina de reacción con álabes pivotantes.



a) Diagramas de velocidades a la entrada y a la salida. Condiciones de diseño



b) Modificación de los diagramas a la entrada, con la regulación

c) Modificación de los diagramas a la salida, con la regulación

Fig. 4.15 Efectos de la regulación en la turbina Francis.

de ataque tal que dé lugar a una acción máxima útil sobre el álabe, y en consecuencia a un momento angular máximo sobre el eje del rotor. El diagrama vectorial de estas tres velocidades debe responder a la ecuación vectorial.

$$\vec{V}_1 = \vec{U}_1 + \vec{V}_{r1} \quad (\text{Ec. 4.7})$$

Bajo estas condiciones, la componente radial de la velocidad V_{r1} tendrá un valor fijo, que determinará a su vez un valor fijo del gasto (Ec. 4.16). Este valor del gasto, que lógicamente debe corresponder a un rendimiento máximo, suele ser en la turbina Francis, del orden del 80% del caudal máximo con que puede trabajar la máquina (Fig. 4.1). El rendimiento máximo en las turbinas Francis es del orden del 90% y en ciertos casos se ha llegado al 94%.

También se muestra en la figura 4.15a el diagrama de velocidades a la salida, considerando a V_2 radial. En la figura 4.15b se han dibujado tres triángulos de velocidades a la entrada del rotor, correspondientes a tres posiciones del distribuidor, atendiendo a tres condiciones de trabajo de la turbina. Uno para las condiciones de diseño, otro a carga parcial (literales con prima) y el otro a sobrecarga (literales con biprima). Se va a explicar su significado.

Para los requisitos de diseño, los contornos del álabe móvil deben ser líneas de corriente, de manera que no se produzca separación o choque del agua contra el álabe. Se entiende así, que para un valor del ángulo del distribuidor se cumplen estas condiciones. Pero la turbina sirve para mover un generador eléctrico, cuya carga está condicionada por el servicio según necesidades de los usuarios, que se refleja en la curva de demanda. Si por ejemplo, la demanda de energía se reduce, el generador debe disminuir la producción, o lo que es lo mismo, exige menor potencia de la turbina. Si, dado este caso, se conservara la misma potencia en la turbina, ésta tendería a incrementar su velocidad al encontrar menor resistencia en el generador. Es entonces cuando entra en servicio el gobernador o regulador de la velocidad del generador. Aquél se comunica con el servomotor que mueve al distribuidor de la turbina actuando de forma que reduce el ángulo α_1 a un nuevo valor α'_1 con lo cual se modifica la velocidad absoluta V_1 en dirección (aunque no en magnitud, pues ésta depende de H que permanece constante), dando lugar a una reducción de la componente radial V'_{r1} y, por tanto, a una reducción del gasto y por ende de la potencia de la turbina. La velocidad de giro del grupo turbina-generador se conserva, esto es, U_1 permanece constante. Mas, como puede observarse en la figura 4.15b, la dirección de V'_{r1} ya no responde al ángulo del álabe β_1 , sino a un valor inferior, con lo que se produce una separación del agua del contorno del álabe, dando lugar a turbulencias y a pérdidas de energía que reducen el rendimiento. Este efecto se hace tanto más notable en las turbinas de reacción de alta velocidad específica con álabes fijos, como la Francis mixta y la de hélice. En la Kaplan, con álabe móvil se corrigen estos efectos de incidencia variando el paso de la hélice según exigencias de la potencia. En ningún caso deben tolerarse rendimientos inferiores al 75%, siendo aconsejable, en caso contrario, parar la unidad.

Si trabajandó con potencia parcial se produce separación, operando con sobrecargas se originan choques contra el álabe, que dan lugar a vibraciones perjudiciales. En efecto, en la figura 4.15b se advierte que al exigir más potencia a la turbina por alguna sobrecarga del generador, el gasto de agua debe aumentarse, o lo que es igual, la velocidad radial debe aumentar a un valor, por ejemplo, V''_{r1} ; lo cual se logra aumentando el ángulo del distribuidor a un valor α''_1 con objeto de variar la dirección de la velocidad absoluta de entrada a un valor V''_1 . Al permanecer U_1 constante, la velocidad relativa viene dirigida ahora bajo un ángulo mayor que β_1 , produciendo un choque del agua contra el álabe y dando lugar a una reducción del rendimiento. Las sobrecargas toleradas en la turbina Francis son del orden del 15 al 20% sobre las condiciones de diseño.

¿Qué pasa en la salida del álabe? En la salida (Fig. 4.15c) los efectos son menos nocivos que a la entrada, pues como se trata de velocidades subsónicas, el álabe manda al agua

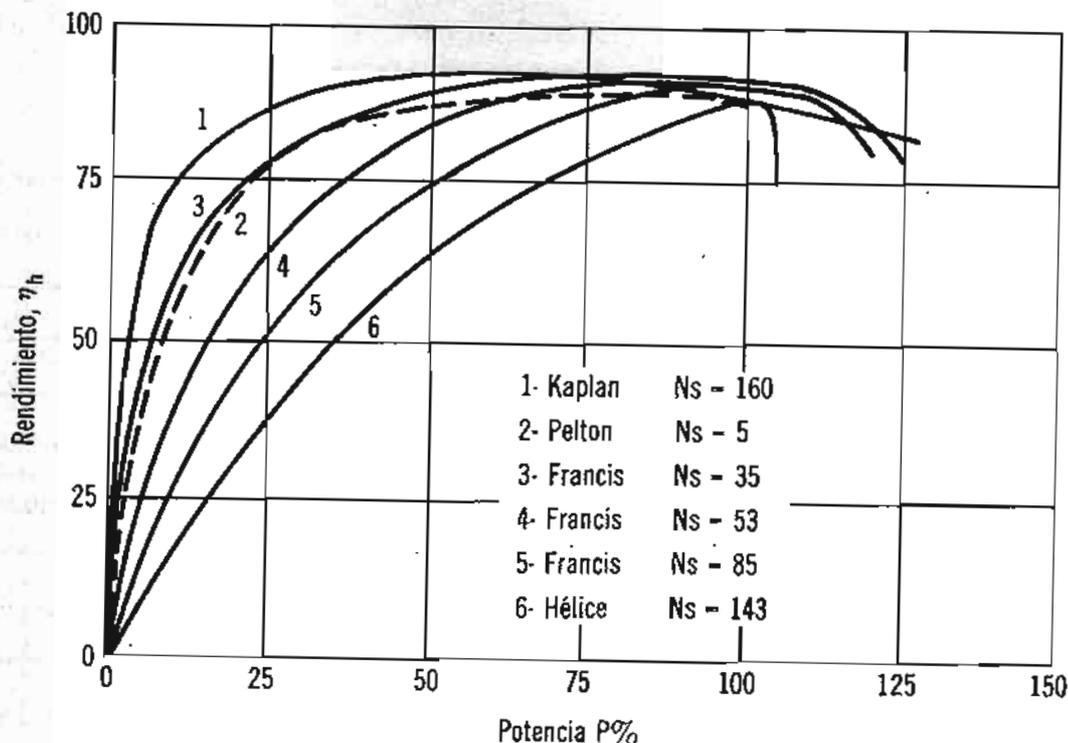


Fig. 4.16 Comparación de rendimientos a carga parcial y sobrecarga de varios tipos de turbinas hidráulicas.

y la velocidad relativa sale siempre en la misma dirección. Sin embargo, como U_2 permanece constante para cualquier gasto y la velocidad radial varía su magnitud en la misma proporción que el gasto al ser $V_{R1} = V_{R2} = V_R$, resulta que la velocidad absoluta de salida V_2 se sale de la dirección radial que de ordinario tiene en las condiciones de diseño, apareciendo valores sensibles de $\pm V_{u2}$, que modifican la transferencia de energía; aunque lo más perjudicial son los efectos de recirculación del agua, que perturban la descarga y reducen la recuperación de energía en el ducto de desfogue, disminuyendo el rendimiento global de la turbina.

En la figura 4.16 se muestra la variación del rendimiento con la potencia en varios tipos de turbinas Francis comparativamente con la Kaplan, la Pelton y la de hélice.

En la figura 4.17 se ofrecen varias curvas características de una turbina Francis operando en diferentes condiciones de carga, caudal y velocidad, para tres aperturas del distribuidor 61%, 84% y 100%. Puede observarse cómo varían los diferentes coeficientes de operación, la velocidad específica y el rendimiento.

Arranque de la turbina: Para arrancar la turbina, partiendo de una velocidad de giro cero, deben tomarse algunas precauciones, entre las que se pueden señalar principalmente las siguientes: En primer lugar se debe introducir aceite a presión en la chumacera de carga que soporta el peso de toda la masa rodante (turbina-generador). En algunos casos se logrará con bombas de muy alta presión, en otras se levanta previamente la masa rodante con gatos. Protegida ya la chumacera por el aceite, se va abriendo paulatinamente el distribuidor al mismo tiempo que se incrementa la excitación del generador, todavía sin carga, hasta alcanzar la velocidad de régimen que corresponda a la frecuencia del sistema eléctrico. Al conectar el generador a la red y tomar carga tenderá a reducir su velocidad, pero entrará en operación el gobernador, que mandará al servomotor para que abra el distribuidor según exigencias de la potencia. En las turbinas Francis, el par de arranque a velocidad cero, suele ser 1.6 a 1.8 veces el valor del par a plena potencia. En los Kaplan es sólo 1.5.

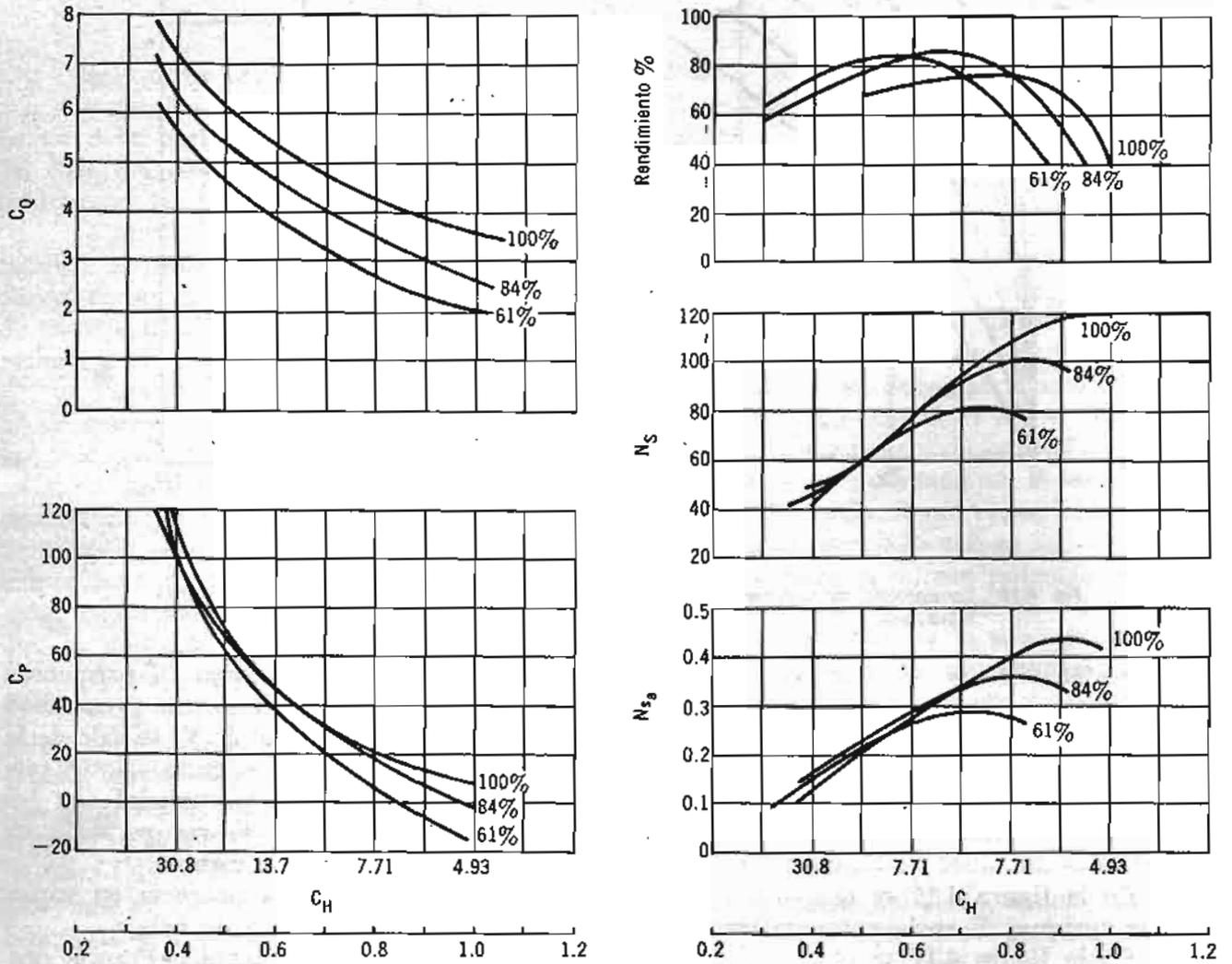


FIG. 4.17 Características de una turbina Francis operando en diferentes condiciones de carga, caudal y velocidad para tres aperturas del distribuidor 61%, 84% y 100%. (Streeter).

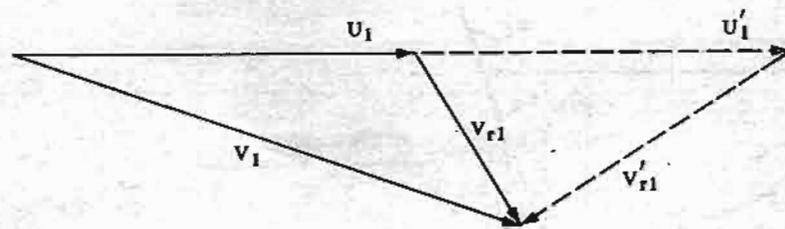


Fig. 4.18 Deformación del diagrama a la entrada, por aumento instantáneo de la velocidad de giro, en una turbina Francis.

Para parar el grupo se procede en sentido inverso. Debe reducirse progresivamente la excitación del generador, al mismo tiempo que se va cerrando el distribuidor. El tiempo de cierre debe ser estudiado en cada caso para evitar golpes de ariete en la tubería de presión y sobre el distribuidor.

Si por alguna circunstancia, el generador se quedara instantáneamente sin carga, debido a que se abrieran los interruptores de protección por alguna avería en las líneas de transmisión, la turbina tendería a desbocarse o embalsarse, con peligro de destrucción de la misma. Observando la figura 4.18 se advierte, en efecto, que si la U_1 crece y la V_1 permanece la misma en dirección y magnitud, la V_{r1} se sale de su posición y el agua choca violentamente contra el álabe, dando lugar a una vibración de frecuencia creciente que termina por destruir la máquina si no se interrumpe a tiempo. Ahora bien, si el sistema de regulación actúa rápidamente, cerrando el distribuidor, puede producirse un golpe de ariete peligroso.

Para estar a cubierto de estas eventualidades, se dispone, en las turbinas de pequeña potencia de una tubería de rodeo o *by-pass*, que comunica la tubería de presión directamente con el socaz, al mismo tiempo que se cierra el distribuidor. En las turbinas grandes es preferible disponer una chimenea de equilibrio o pozo de oscilación en la tubería de presión que alimenta a la turbina (Fig. 4.6). Puede ser innecesario el pozo de oscilación o el *by-pass*, en aquellos casos en los que la tubería a presión es corta y la velocidad del agua en ella es baja, condiciones que limitan el efecto del golpe de ariete. Suele ser normativo, prescindir del pozo de oscilación o *by-pass*, cuando la relación de la longitud de la tubería de presión a la carga es menor

que tres $\left(\frac{L}{H} < 3\right)$. Si además, la planta hidroeléctrica en que está instalada la turbina, está interconectada a un sistema eléctrico gobernado por un despacho central, y la conexión se lleva a cabo en circuito cerrado, de forma que la subestación tenga abastecimiento y suministro de energía por dos líneas de transmisión, entonces se protege doblemente el grupo turbina-generador, siendo muy difícil una pérdida de carga total que pudiera crear condiciones drásticas en el grupo generador. De todas maneras se admite en las turbinas hidráulicas una velocidad de embalamiento que en las Pelton suele ser 1.8 a 1.9 de la velocidad de régimen. En las Kaplan llega a 2.2 y 2.8. En las Francis lentas 1.6 y en las rápidas 2.1.

Ejemplo 4.1

Una turbina Francis trabaja bajo una carga neta de 200 pies con un caudal de 2,500 pies³/seg. Está rígidamente acoplada a un generador de 22 pares de polos y frecuencia de 60 ciclos por segundo. Cuando la turbina opera al 100% de la potencia nominal, el ángulo del álabe del distribuidor es $\alpha_1 = 30^\circ$. Si el ángulo del álabe del rotor es $\beta_1 = 110^\circ$, calcule: a) La velocidad específica de la turbina. b) El valor del ángulo del álabe del distribuidor para una potencia de 80% de la nominal.

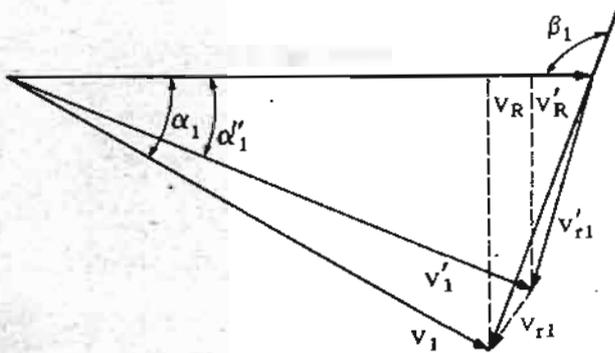


Fig. E.4.1.

Solución:

a) En la figura E.4.1 se representa el diagrama de velocidades a la entrada del rotor. Para el 100% de la potencia se tiene

$$\vec{V}_1 = \vec{U}_1 + \vec{V}'_{r1}$$

La velocidad específica es

$$N_s = \frac{N \text{ (HP)}^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Considerando un rendimiento del 90%, la potencia de la turbina será

$$\text{HP} = \frac{\gamma Q H}{550} = 0.90 \frac{62.4 \times 2,500 \times 200}{550} = 51,000 \text{ HP}$$

La velocidad de rotación

$$N = \frac{60 f}{p} = \frac{60 \times 60}{22} = 163.33 \text{ R.P.M.}$$

Luego

$$N_s = \frac{163.33 (51,000)^{1/2}}{(200)^{3/4}} = 49.2$$

que corresponde a una turbina Francis.

b) El valor del ángulo del distribuidor regula la potencia por medio del gasto, el cual a su vez queda condicionado por la velocidad radial, o sea

$$P \propto Q \propto V_R$$

Pero de la figura E.4.1

$$V_R = V_1 \text{ sen } \alpha_1$$

$$V'_R = V'_1 \text{ sen } \alpha'_1$$

Como la magnitud de V_1 no varía con la regulación, $V_1 = V'_1$, luego

$$\frac{V'_R}{V_R} = \frac{\text{sen } \alpha'_1}{\text{sen } \alpha_1}$$

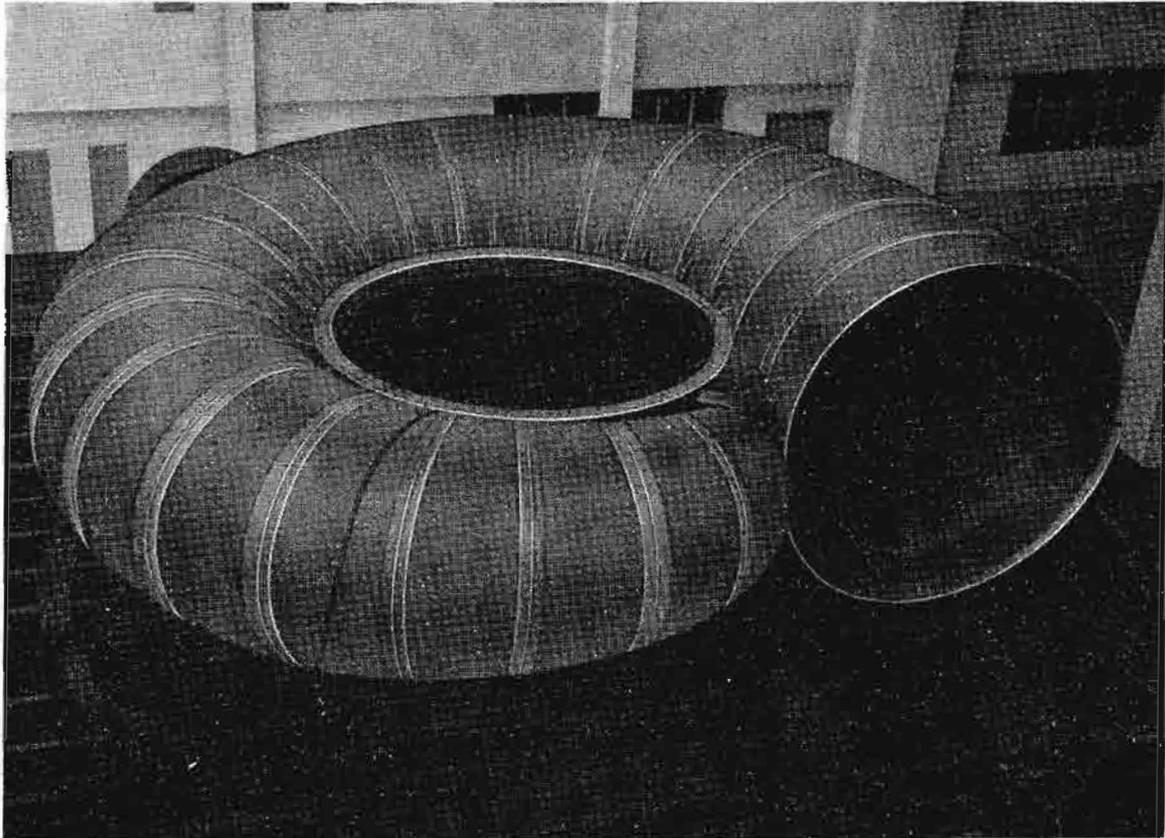


Foto 4.8 Caracol de una turbina Francis, para 56 m de carga. Diámetro a la entrada 5 m.
(TECNOEXPORT, PRAGA)

O sea

$$\frac{P'}{P} = \frac{V'_R}{V_R} = \frac{\text{sen } \alpha'_1}{\text{sen } \alpha_1}$$

Las potencias son directamente proporcionales a los senos de los ángulos del distribuidor. En consecuencia

$$\text{sen } \alpha'_1 = 0.8 \text{ sen } \alpha_1 = 0.8 \text{ sen } 30^\circ = 0.8 \cdot \frac{1}{2} = 0.4$$

$$\alpha'_1 = 23.6^\circ$$

4.11. Alimentación de las turbinas de reacción. El caracol

Ya se ha visto cómo el distribuidor sirve el agua al rotor bajo un ángulo α_1 creando una componente giratoria V_{u1} necesaria para la transferencia de energía, al mismo tiempo que actúa como tobera produciendo una aceleración del fluido. El distribuidor de las turbinas de reacción, recibe el agua de una caja espiral o caracol, generalmente metálica en las turbinas Francis (foto 4.8), que circunda al primero, dirigiéndola hacia los álabes del distribuidor a través de unos portillos constituidos por paletas directoras fijas a la carcasa.

Por razones de equilibrio, es conveniente que la energía del agua que alcanza el contorno del distribuidor sea la misma en todos los puntos del contorno. Como el gasto va disminuyendo a lo largo del caracol, la sección de éste debe ir reduciéndose progresivamente. Con

objeto de que las pérdidas de carga no influyan demasiado, se procura una velocidad de escurrimiento relativamente baja, del orden de 6 a 20 pies por segundo, según la carga. Si la velocidad media fuera la misma en todas las secciones, el diámetro de una sección cualquiera sería proporcional a la raíz cuadrada del gasto que pasa por ella, de acuerdo con la ecuación de continuidad. La experiencia ha demostrado, que para mantener los mismos valores de energía periférica, es más ventajoso disminuir menos rápidamente las secciones de la voluta que lo exige la ecuación de continuidad y considerar una pérdida de carga uniforme por unidad de longitud del caracol.

En el caso de una caja espiral de sección circular, la pérdida de carga tiene por expresión

$$h_r = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 4.17})$$

y la condición fijada se traduce por

$$\frac{V^2}{D} = \frac{V_e^2}{D_e} \quad \text{ó} \quad \frac{V}{V_e} = \left(\frac{D}{D_e}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Ec. 4.18})$$

siendo V y D los valores de la velocidad media y del diámetro en una sección cualquiera; V_e y D_e los valores a la entrada del caracol.

Llamando x a la fracción del gasto total, que pasa por la sección de diámetro D , situada a un ángulo θ del origen (Fig. 4.19), se tiene

$$x = \frac{Q}{Q_e} = 1 - \frac{\theta^\circ}{360^\circ} \quad (\text{Ec. 4.19})$$

y de acuerdo con la ecuación de continuidad

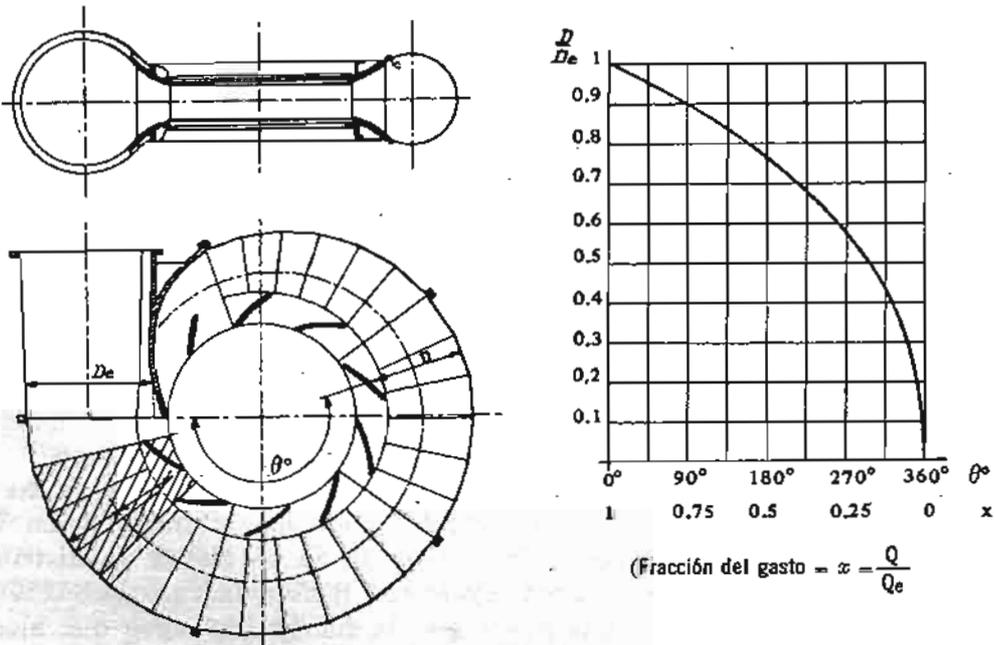


Fig. 4.19 Disminución progresiva del diámetro del caracol, según necesidades del gasto.

$$x = \frac{V D^2}{V_e D_e^2} \quad (\text{Ec. 4.20})$$

De las ecuaciones 4.18 y 4.20 se obtiene

$$\frac{D}{D_e} = x^{2/6} \quad (\text{Ec. 4.21})$$

Con esta ecuación 4.21 y con la 4.19 se ha dibujado la curva de la figura 4.19, que sirve para definir el diámetro del caracol, en cualquier sección, de acuerdo con la posición fijada por el ángulo θ .

El diámetro de la sección de entrada D_e viene dado en función del caudal y de la carga, por la fórmula empírica

$$D_e = 11.7 \left(\frac{Q}{H^{1/2}} \right)^{1/2} \quad (\text{Ec. 4.22})$$

donde Q se expresa en pies³/seg.; H en pies y D_e en pulgadas.

El diámetro ecuatorial máximo de la caja empírica metálica se define por la fórmula práctica

$$D_{EM} = 1.5 (D_1 \text{ ó } D_2) + 1.5 D_e \quad (\text{Ec. 4.23})$$

en la cual se tomará el valor de D_1 o D_2 (Fig. 4.11) que sea más grande.

Para caracol de concreto, el diámetro ecuatorial máximo se toma igual a

$$D_{EC} = 3 D_2 \quad (\text{Ec. 4.24})$$

4.12. Tubo de desfogue: función, forma, altura de aspiración y rendimiento

El tubo de desfogue que sirve para la descarga del agua de una *turbina de reacción* hasta el socaz, satisface además una *función* muy importante como *órgano de recuperación de energía*, contribuyendo a mejorar el rendimiento global de la unidad. Puede también permitir, que el nivel de aguas abajo, esté más bajo o más alto que el plano ecuatorial de la turbina, según lo exijan las condiciones de la instalación.

Al servir como órgano de recuperación de energía tiene justificado el nombre que también se le da de *difusor*, ya que debido a su forma divergente, produce una desaceleración del agua que sale de la turbina, convirtiendo la energía cinética del líquido en energía de presión. Ahora bien, como la presión de salida del ducto es la atmosférica, se tendrá en el origen del mismo, a la salida del rotor, una presión inferior a la atmosférica, que dará lugar a una gradiente de presión más alta entre la entrada y la salida del agua del rodete móvil y por tanto a un mejor aprovechamiento de la energía del fluido, que incrementa la potencia de la turbina, ya que $P = Q \Delta p$.

En la figura 4.21 pueden observarse las condiciones básicas de la descarga de una turbina de reacción que trabaja en ducto cerrado. En el caso a) la turbina descarga directamente a la atmósfera y se pierde la carga debida a la altura entre los niveles 2 y 3. En el caso b) se aprovecha íntegramente la carga entre 2 y 3 al prolongar el ducto cerrado de forma que descargue dentro del agua del socaz. Pero si se da al ducto de descarga la forma divergente que presenta el caso c), se obtendrá una ganancia en presión a la salida del ducto, a expensas de la velocidad del agua a la salida de la turbina.

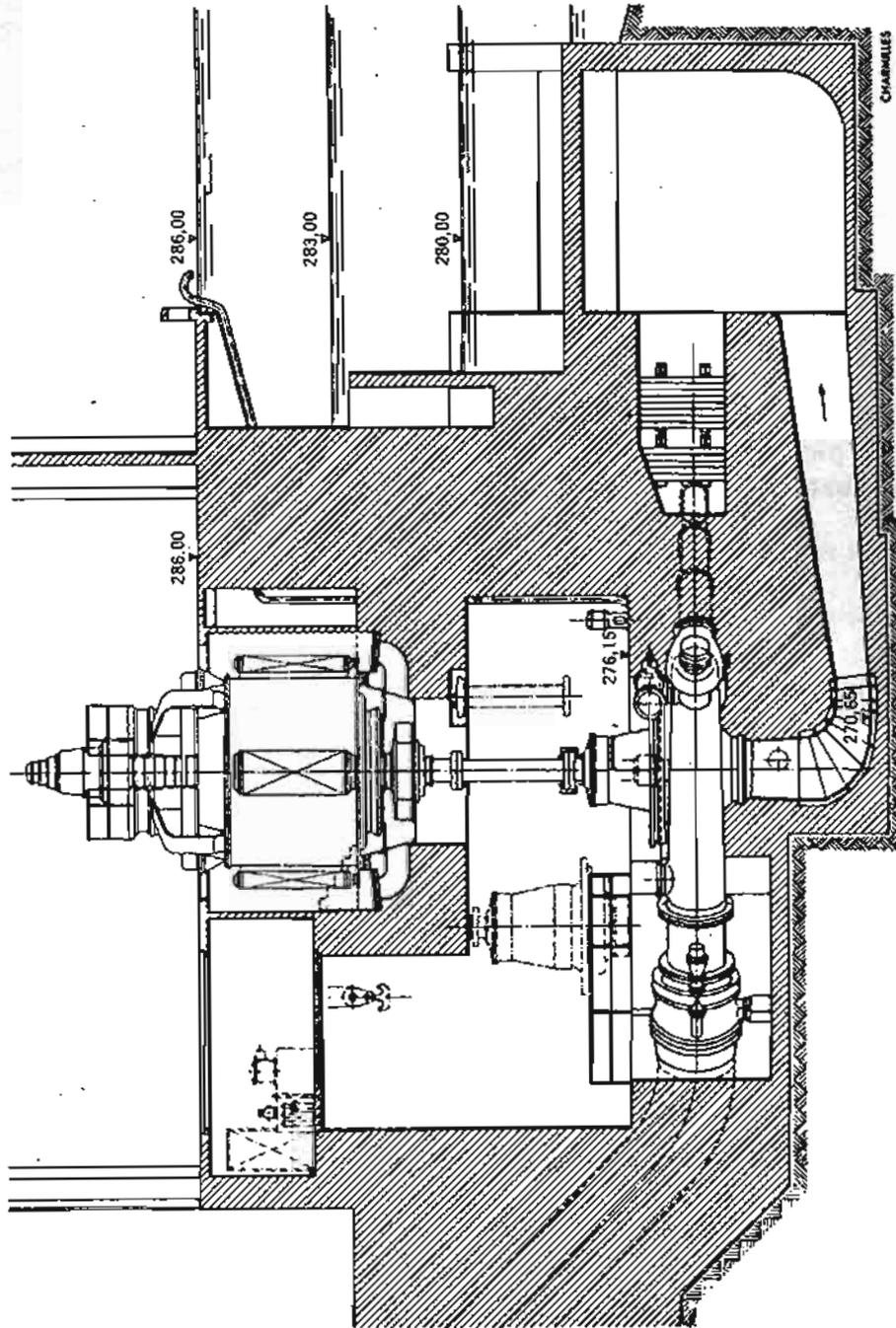


Fig. 4.20 Turbina Francis para una carga de 402.5 m, 56.000 KW y $N = 600$ rpm. Caracol de acero forjado, de dos piezas, que pesa 37 ton métricas. Instalada en Parodela, Portugal.
[Cortésia Ateliers Charmilles]

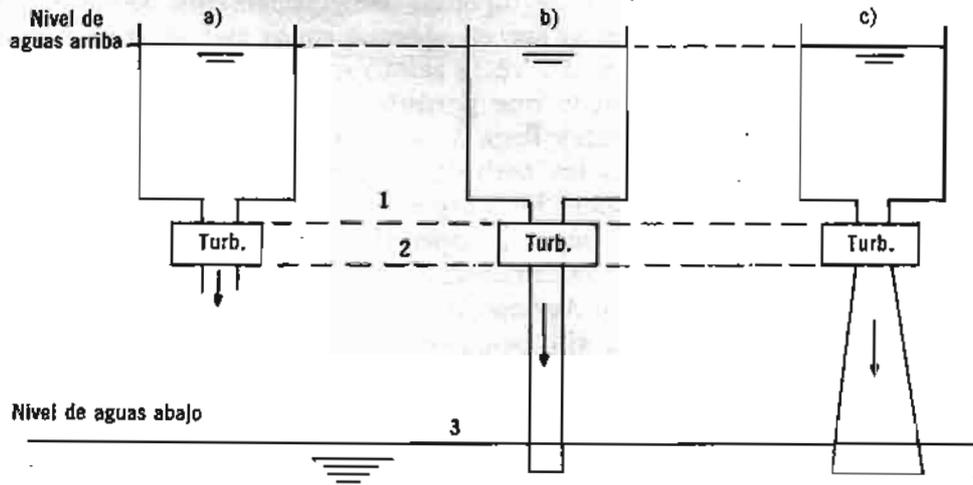


Fig. 4.21 El tubo de desfogue de forma divergente permite una ganancia en presión.

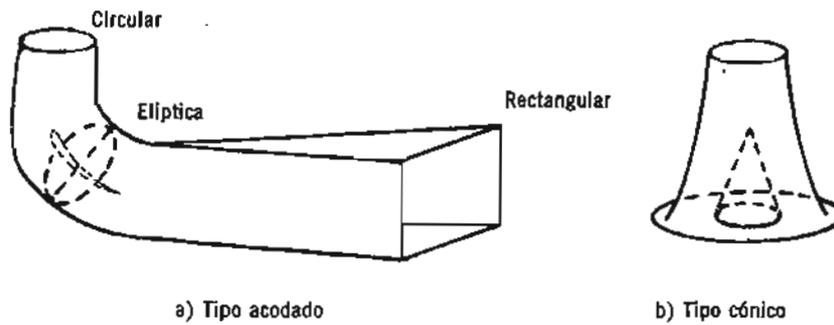


Fig. 4.22 Formas del tubo de desfogue.

En cualquier caso debe hacerse notar, que la altura física del tubo de desfogue debe ser menor que el de una columna de agua real equivalente a la presión atmosférica, para impedir que la vena líquida se rompa en el ducto.

La energía recuperada en el difusor es proporcionalmente más elevada cuanto mayor es la velocidad específica de la turbina. En las turbinas específicamente rápidas, como las Kaplan, la altura del tubo de desfogue puede ser en algunos casos significativa respecto a la altura del salto y las velocidades de salida del rotor relativamente altas. Se justifica en estos casos un diseño cuidadoso del tubo de desfogue que permita la recuperación de la energía cinética del agua a la salida del rotor, que a veces llega a ser del orden del 50% de la energía total transferida del fluido a la máquina. En las turbinas Francis, de tipo mixto, específicamente rápidas, tiene también notable importancia la energía recuperada en el tubo de desfogue. De menor trascendencia es en las Francis puras o específicamente lentas.

La forma del tubo de desfogue lógicamente debe ser conforme con los principios que rigen a un difusor de buen rendimiento. Aunque el ducto recto cónico de sección circular resulta teóricamente el más aconsejable, sin embargo, en muchos casos, por motivos de excavación y sobre todo para ganar potencia en turbinas grandes, se hace uso del tubo acodado, normalmente a 90°. En la figura 4.22 se presenta en esquema un tubo de desfogue acodado típico. La sección es circular en el origen, en la parte que se conecta con la turbina; cambia a la forma elíptica en el codo y termina en la descarga con sección rectangular. En la sección elíptica y en la rectangular, el eje mayor es horizontal. En la parte acodada lleva generalmente paletas directoras que favorecen el escurrimiento. La divergencia progresiva del ducto requiere un cuidadoso estudio, a fin de evitar la separación del fluido de los contornos, dando lugar a turbulencias que incrementan notablemente las pérdidas de energía. Para la parte tronco-cónica, el ángulo en el vértice del cono no debe pasar de 10°, aunque la falta de espacio obliga a veces a aumentarlo. A la salida del difusor la energía cinética residual debe ser mínima; habitualmente 0.5 a 1% de la carga neta.

Otro tipo de tubo de desfogue es el que se presenta en la figura 4.22 b), en forma de cono recto, abocardado a la salida y con otro elemento cónico en la segunda mitad, que define con el cono principal un área de paso anular en esa zona. El ensanchamiento final del área permite reducir la longitud del ducto de desfogue. La sección anular creada por los dos conos coaxiales, favorece la difusión, reduciéndose las pérdidas de recirculación del agua debidas a la componente tangencial de la velocidad del agua a la salida del rotor.

Los tubos de desfogue son generalmente metálicos en las turbinas Francis. En algún caso de grandes caudales, con máquinas de velocidad específica muy alta, pueden ser de concreto, con protección de acero en las zonas de más alta velocidad del agua, como a la salida del rotor, donde puede hacerse más sensible la erosión de la pared.

Si en algún caso, y por circunstancias muy particulares, se originan cierres relativamente rápidos del distribuidor, pueden producirse depresiones peligrosas en el tubo de desfogue, al reducirse drásticamente el gasto. Una válvula de límite de presión, instalada en el ducto próxima a la descarga del rodete de la turbina, permite la entrada de aire y protege la unidad.

La altura geométrica que debe tener el tubo de desfogue o difusor, llamada altura de aspiración (H_s), se calcula fácilmente aplicando el teorema de Bernoulli entre el origen (2) y la salida (3), y entre la salida (3) y el nivel de aguas abajo (a) (Fig. 4.23), se tiene, pues

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + Z_2 = \frac{V_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + Z_3 + h_p \quad (\text{Ec. 4.25})$$

$$\frac{V_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + Z_3 = 0 + \frac{p_a}{\gamma} + Z_a + h'_p \quad (\text{Ec. 4.26})$$

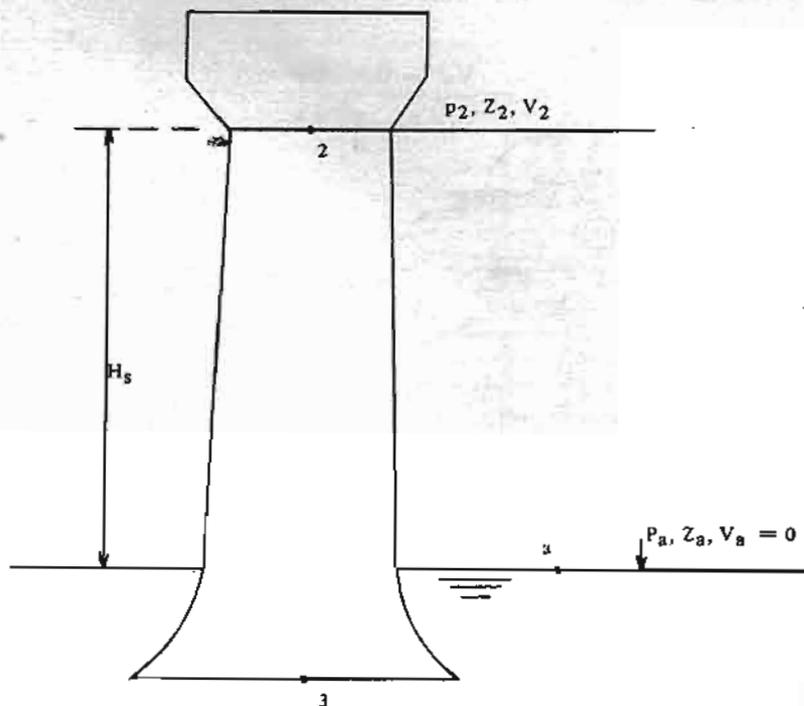


Fig. 4.23 Esquema para la determinación de la altura geométrica del tubo de desfogue.

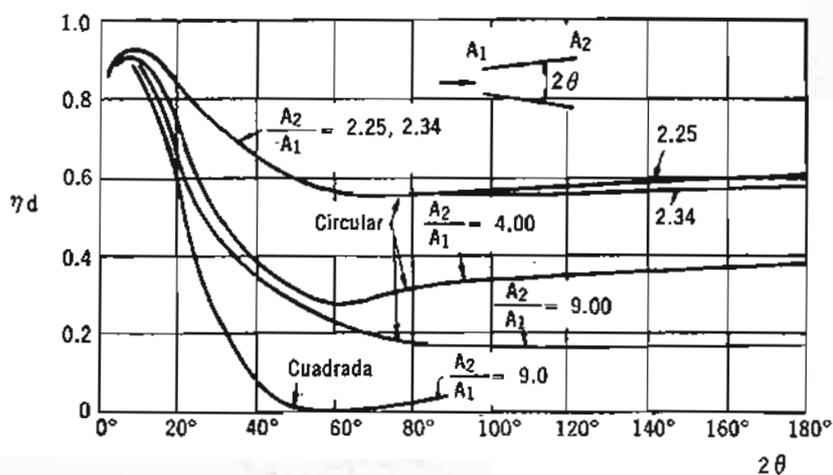


Fig. 4.24 Variación del rendimiento de un difusor con el ángulo de expansión. (Adaptada de Patterson)

siendo h_p las pérdidas en el tubo de desfogue y h'_p las pérdidas debidas al vaciado brusco a la salida. Estas últimas pueden considerarse iguales a la pérdida de energía cinética a la salida, donde la velocidad pasa del valor V_3 al valor $V_a = 0$, o sea

$$h'_p = \frac{V_3^2 - 0}{2g} = \frac{V_3^2}{2g} \quad (\text{Ec. 4.27})$$

De las ecuaciones anteriores se obtiene

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + Z_2 = \frac{p_a}{\gamma} + Z_a + \frac{V_3^2}{2g} + h_p$$

o sea

$$H_s = Z_2 - Z_a = \frac{p_a - p_2}{\gamma} - \left(\frac{V_2^2 - V_3^2}{2g} - h_p \right) \quad (\text{Ec. 4.28})$$

El *rendimiento* del tubo de desfogue o difusor puede definirse por la relación

$$\eta_d = \frac{\text{energía cinética recuperada}}{\text{energía cinética recuperable}} = \frac{\frac{V_2^2 - V_3^2}{2g} - h_p}{\frac{V_2^2 - V_3^2}{2g}} \quad (\text{Ec. 4.29})$$

Luego

$$H_s = \frac{p_a - p_2}{\gamma} - \eta_d \frac{V_2^2 - V_3^2}{2g} \quad (\text{Ec. 4.30})$$

El rendimiento del difusor es del orden del 90% y sólo puede ser determinado por experimentación. Está influenciado por la forma. En la figura 4.24 se representa el valor del rendimiento en función del ángulo de deflexión, para varias secciones circulares y una cuadrangular, de acuerdo con la relación del área de salida a la de entrada.

En tubos de desfogue acodados, se suelen dar las dimensiones prácticas siguientes:

Anchura máxima del ducto de desfogue:

$$A_{md} = 3 D_2 \quad (\text{Ec. 4.31 a})$$

Altura vertical, desde el plano ecuatorial del distribuidor a la parte inferior del codo:

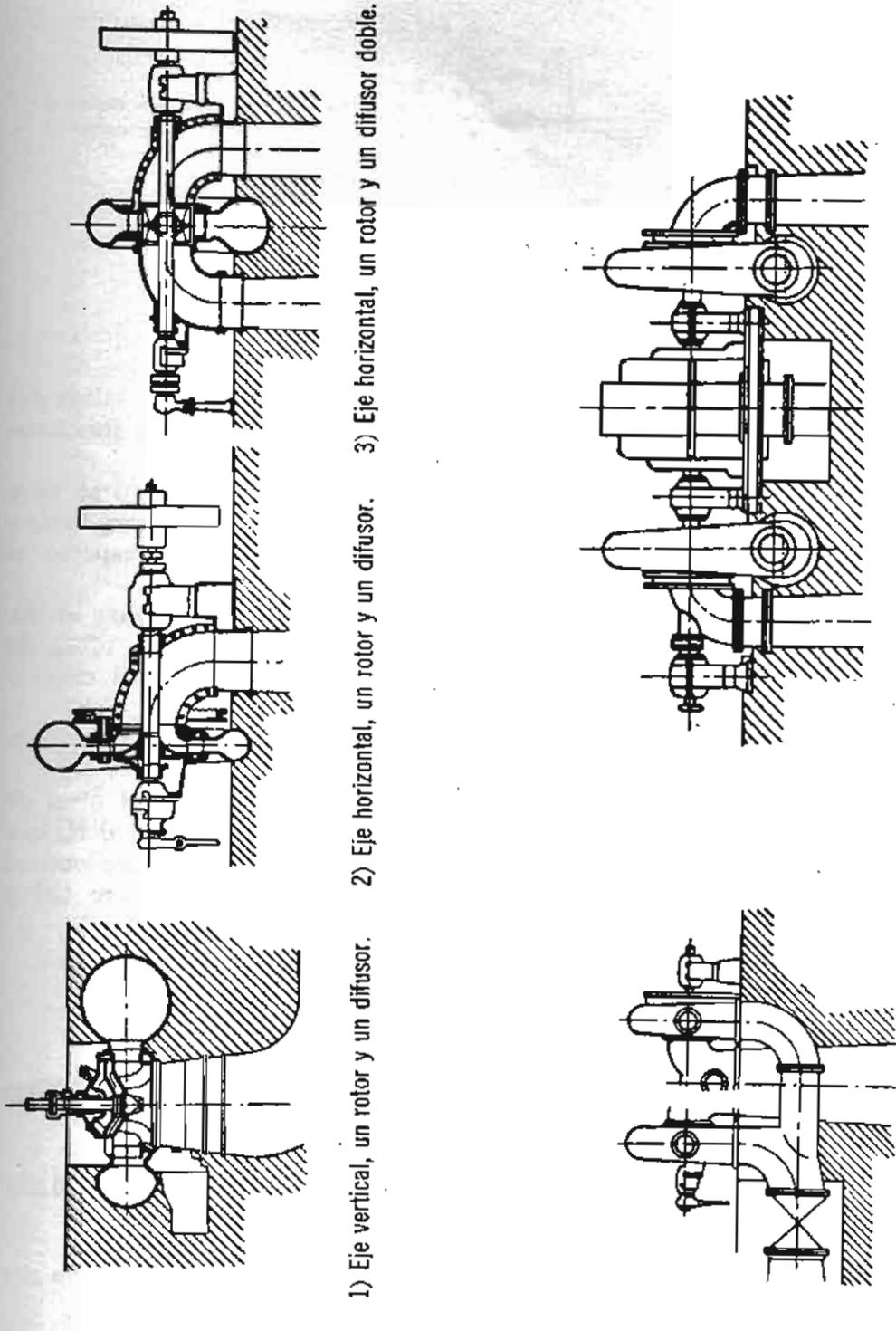
$$V = 2.7 D_2 \quad (\text{Ec. 4.31 b})$$

Longitud horizontal, desde la línea central del eje de la turbina al extremo de la descarga:

$$L = 3.8 D_2 \quad (\text{Ec. 4.31 c})$$

D_2 es el diámetro del rodete a la salida (Fig. 4.10).

En la figura 4.25 se dan varias disposiciones del desfogue en turbinas Francis.



1) Eje vertical, un rotor y un difusor. 2) Eje horizontal, un rotor y un difusor. 3) Eje horizontal, un rotor y un difusor doble.

4) Eje horizontal, doble rotor y un difusor gemelo. 5) Dos turbinas gemelas en un mismo eje horizontal

Fig. 4.25 Varias disposiciones de operación de turbinas Francis. [Cortesía Hitachi]

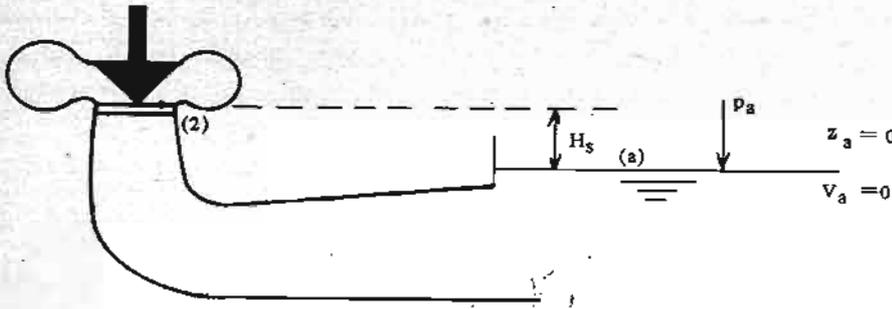


Fig. 4.26 Esquema para definir el parámetro de cavitación.

4.13. Parametro de cavitación y posición de las turbinas de reacción respecto al nivel de aguas abajo

Como se acaba de ver, el tubo de desfogue crea una depresión en la zona de salida del agua del rotor, que pudiera alcanzar valores tan bajos, que comprometiera el buen funcionamiento de la turbina, debido al fenómeno de cavitación.

El fenómeno de cavitación ya se discutió en el capítulo 1, inciso 1.16. Ahora se va a definir el parámetro o coeficiente de cavitación para turbinas de reacción, al mismo tiempo que se van a señalar valores del mismo, que limitan la posición de las unidades respecto al nivel de aguas abajo.

Las turbinas de reacción se sitúan generalmente por encima del nivel de aguas abajo, pero también pueden instalarse por debajo de dicho nivel empleando convenientes tubos de desfogue acodados, como ocurre con ciertas turbinas de alta velocidad específica. El criterio lo fija el parámetro de cavitación que se va a definir.

En la figura 4.26 se representa en esquema el caso más general, de estar colocada la unidad más alta que el nivel de aguas abajo.

Las condiciones a la salida del rotor se representan con el subíndice (2) y las del nivel de agua en el socaz por (a). A la coordenada z_2 se la denomina generalmente por la literal H_s que representa la altura de aspiración. Considerando como plano de referencia el correspondiente al nivel de aguas abajo, $z_a = 0$; y siendo $V_a = 0$, aplicando el teorema de Bernoulli entre (2) y (a) se tiene

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + H_s = \frac{p_a}{\gamma}$$

6

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - H_s \quad (\text{Ec. 4.32})$$

Designando $\frac{p_a}{\gamma} = H_{at}$, queda $\frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} = H_{at} - H_s$ (Ec. 4.33)

El coeficiente o parámetro de cavitación se designa por la letra griega σ y se define por la expresión

$$\sigma = \frac{H_{at} - H_s}{H_u} \quad (\text{Ec. 4.34})$$

El numerador representa cuantitativamente el valor de la carga de velocidad más la carga de presión a la salida del rotor, según puede observarse en la ecuación 4.33. El denominador es la carga neta sobre la turbina.

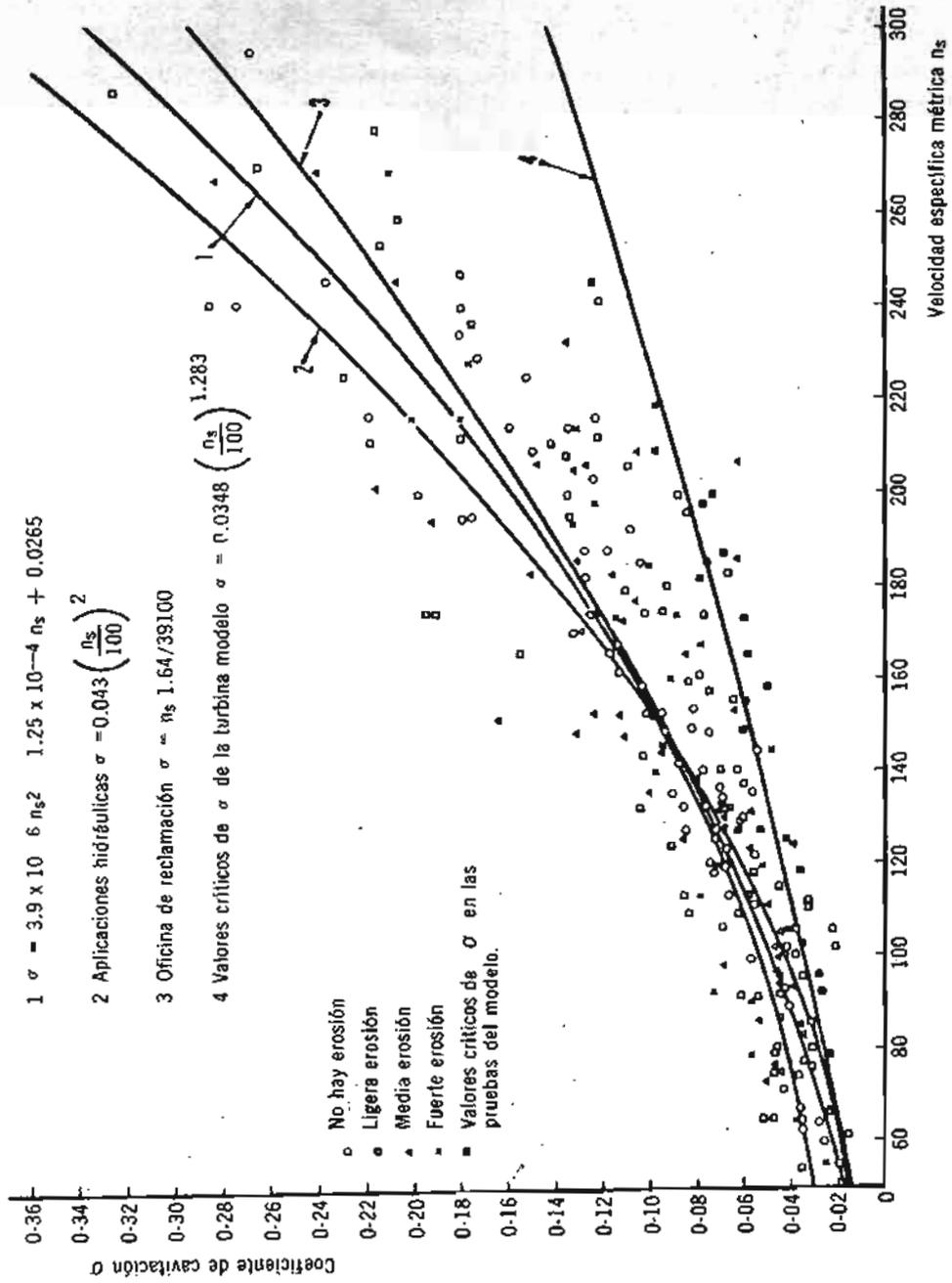


Fig. 4.27 Relación entre la velocidad específica y el coeficiente de cavitación en turbinas Francis. (TAKASHI HASHIMOTO — WATER POWER, Abril de 1968)

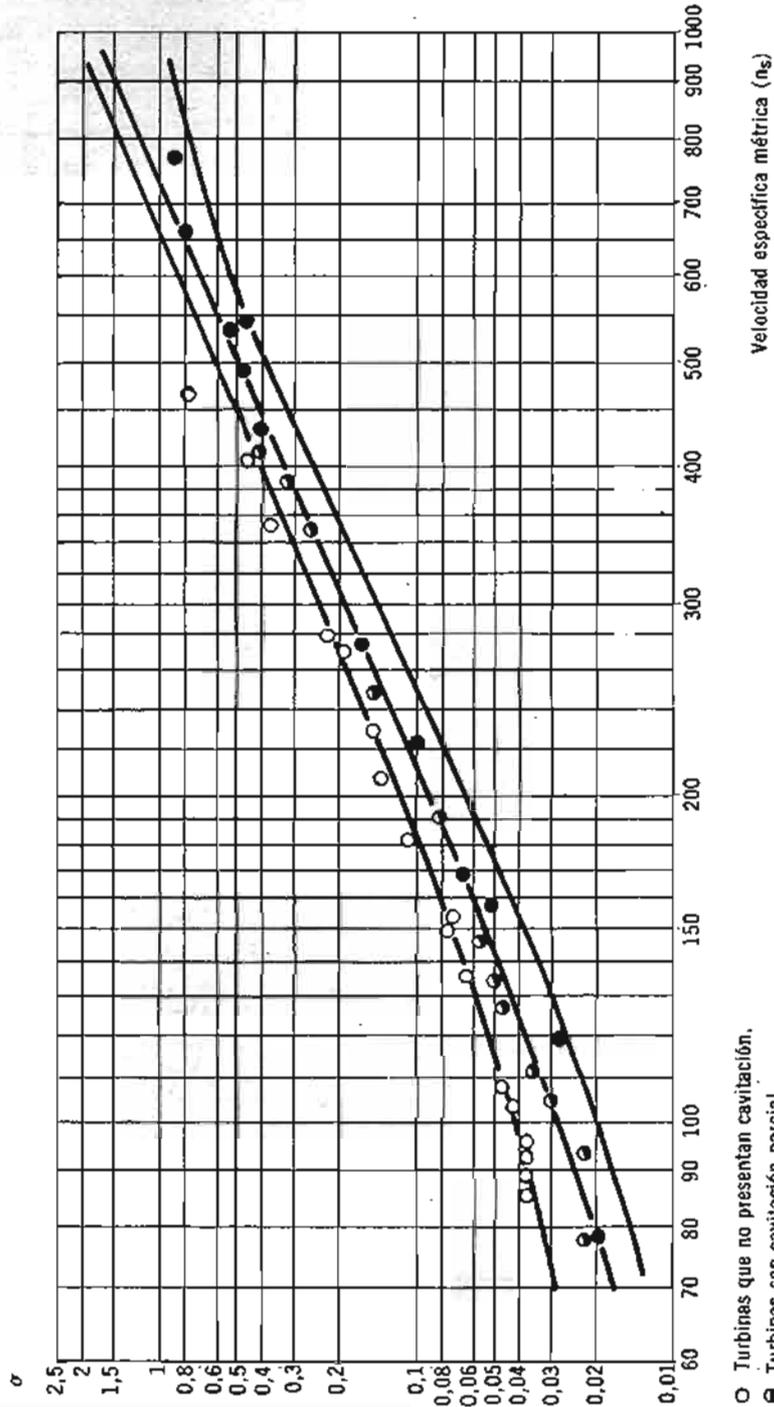


Fig. 4.28 Coeficiente de cavitación $\sigma = \frac{H_{st} - H_s}{H_h}$ en función de la velocidad específica, para turbinas Francis y Kaplan.

[Según NEYRPIC]

Los valores del coeficiente σ se establecen por experimentación en función de la velocidad específica. La figura 4.27 presenta resultados de experimentación con turbinas Francis de diferentes velocidades específicas. Para un mismo valor de n_s pueden presentarse condiciones de no erosión, de ligera, mediana o fuerte erosión de los álabes o incluso condiciones críticas, de acuerdo con el valor del coeficiente de cavitación σ . En la misma figura se hallan dibujadas cuatro curvas respondiendo a cuatro ecuaciones analíticas de $\sigma = f(n_s)$. Las curvas promedian los valores obtenidos en la experimentación y sirven para fijar un criterio sobre las condiciones en que puede hacerse trabajar una turbina Francis. La curva (2) es la que ofrece condiciones más satisfactorias. La curva (4) corresponde a valores críticos del coeficiente de cavitación, que no deben aceptarse en el funcionamiento de la máquina.

En la figura 4.28 se dan resultados análogos, fruto de otras fuentes de investigación, con alcance a turbinas de reacción Francis y Kaplan. Las curvas presentan la misma tendencia, con un crecimiento casi proporcional de σ con n_s .

La figura 4.29 muestra los límites de la velocidad específica en función de la carga, para las tres turbinas hidráulicas de aplicación en la actualidad, Francis, Kaplan y Pelton. Para las dos primeras (turbinas de reacción) se señalan varias curvas de $n_s = f(H)$, para diferentes valores de la altura de aspiración H_a . Para la Pelton (de impulso), se indica, en las curvas, el número de chorros más conveniente.

Del análisis de todas estas curvas se deduce, que para una misma carga, si se emplean turbinas de reacción (Francis o Kaplan), de velocidad específica alta, se debe reducir la altura de aspiración. En las turbinas de impulso (Pelton) se debe aumentar el número de chorros al aumentar la velocidad específica.

En algunas instalaciones, con turbinas de reacción, con velocidad específica alta, como Francis mixta o Kaplan, se hace necesario a veces situar la turbina por debajo del nivel de aguas abajo, a fin de reducir la altura de aspiración y aumentar σ al valor exigido por las normas establecidas sobre la cavitación.

Esta disposición obliga a realizar, en muchos casos, excavaciones importantes, sobre todo tratándose de unidades grandes, lo que puede elevar notablemente los costos de primera instalación. Téngase también presente, que el rendimiento de las turbinas de reacción baja ligeramente al aumentar la velocidad específica (Fig. 4.30). Sin embargo, si en un aprovechamiento hidráulico se dispone de *muy grandes caudales*, puede resultar más económico instalar menor número de unidades, sobre todo en plantas interconectadas, aumentando la potencia por unidad a base del gasto, no obstante que resulten velocidades específicas más altas y unidades de mayor tamaño, que naturalmente pueden dar lugar a cargas de succión negativas, y a excavaciones más profundas. En otros casos tal vez sea más ventajoso aumentar el número de unidades, reduciendo la potencia por unidad dividiendo más el caudal total, con lo que se disminuirán los valores de la velocidad específica, en cuyo caso las cargas de succión pueden ser positivas y las excavaciones menores. Un estudio económico debe hacerse en cada caso para ver la solución más conveniente.

La figura 4.31 señala límites de la velocidad específica según la carga, de acuerdo con los criterios americanos y europeos. Por lo general, las turbinas Francis se suelen situar de forma que el plano ecuatorial del distribuidor esté entre 6 y 10 pies sobre el nivel de aguas abajo, dependiendo de la velocidad específica. La elevación sobre dicho nivel es mayor cuanto más baja es la velocidad específica. Propiamente instalada, la turbina Francis con $N_s = 35$ ($n_s = 155$), es la que tiene mejor rendimiento (Fig. 4.30).

4.14. Ensayos sobre modelos. Diagramas topográficos. Transposición de rendimientos

El análisis de la dinámica del fluido en las turbinas es muy complejo para ser confiado solamente al cálculo teórico, si realmente se quieren tener en cuenta todos los factores que

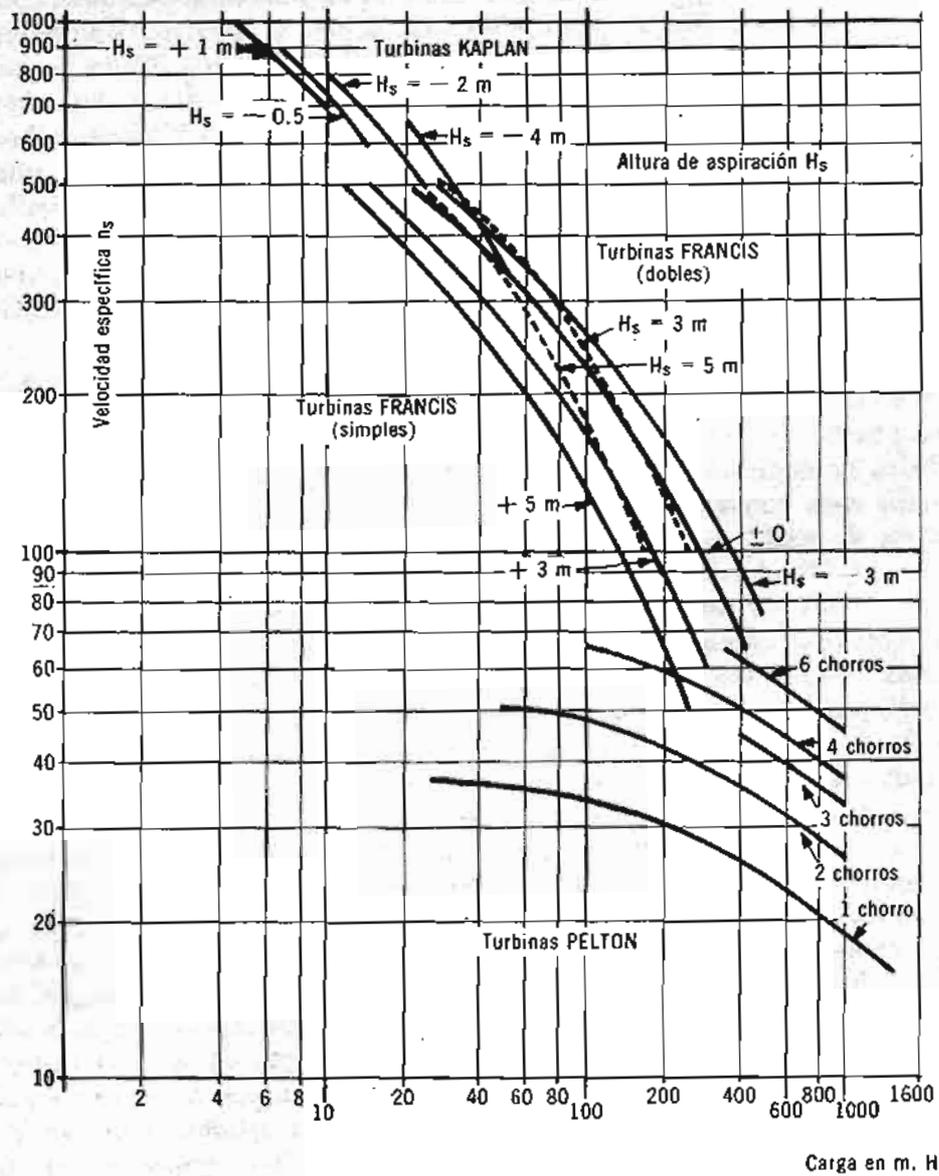


Fig. 4.29 Límites de la velocidad específica (métrica) en función de la carga en m, para turbinas Francis, Kaplan y Pelton.
(Según Th. Bell. Kriens-Lucerna, Suiza)

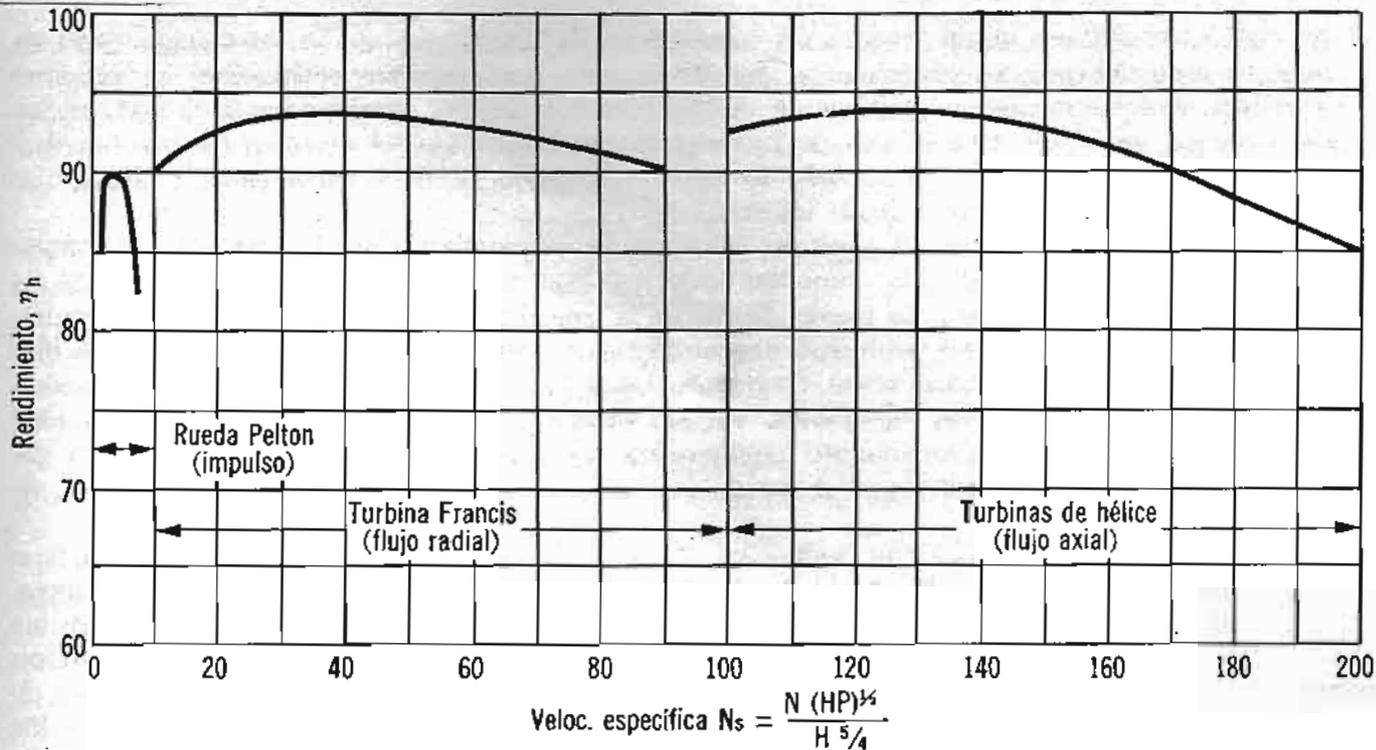


Fig. 4.30 Variación del rendimiento, en el punto de diseño, con la velocidad específica, en las turbinas hidráulicas. (Moody-Allis Chalmers)

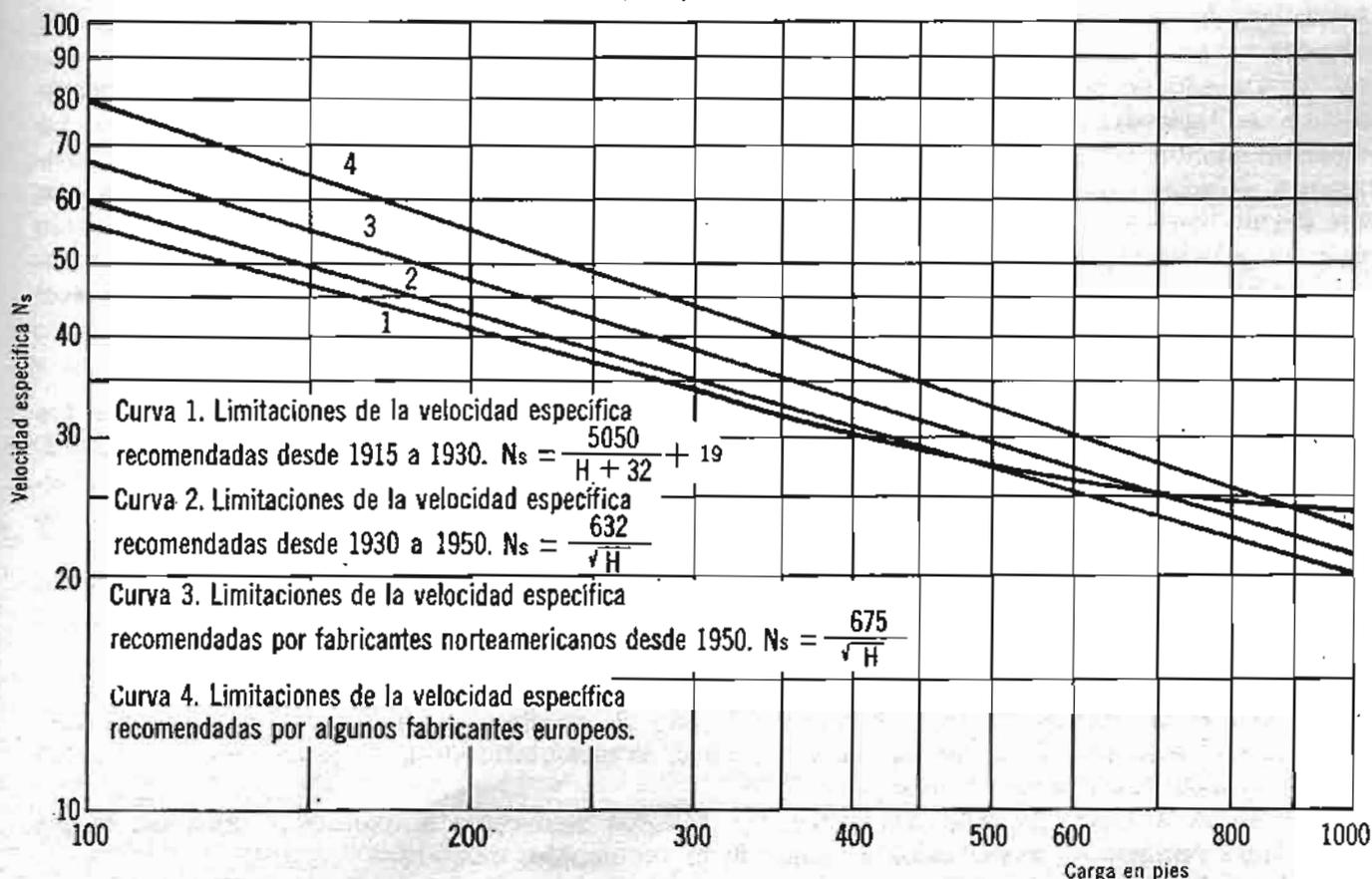


Fig. 4.31 Límites de la velocidad específica en función de la carga para turbinas Francis. (W. G. Rheingans, "Mechanical Engineering")

intervienen. Se definen desde luego unas condiciones de diseño por medio del cálculo, pero en cualquier caso deben estar confirmadas por la experimentación. Por otra parte, la máquina no trabaja siempre en las condiciones de diseño, estando sujeta continuamente a variaciones más o menos sensibles del caudal y de la carga, según exigencias del servicio. Incluso hay factores, como el fenómeno de cavitación, de tanta trascendencia en las turbinas hidráulicas, que resulta difícil someterlo a un cálculo teórico.

Como ya se señaló en el capítulo primero, la experimentación es una vía de conocimiento de la máquina concebida como un todo, que confirma los aciertos o desaciertos de un cálculo analítico. Ahora bien, no puede limitarse la experimentación al estudio de los resultados obtenidos de la máquina prototipo operando en una planta determinada. Los ensayos que puedan realizarse en este caso serán fragmentarios y por tanto insuficientes; además pueden ser costosos y las deficiencias inevitables. Verdad es que la máquina prototipo debe responder a unas condiciones de funcionamiento que pueden ser comprobadas "in situ". Pero esta garantía debe procurarla el fabricante a través de una experimentación sobre modelos en un laboratorio de ensayos.

Las pruebas sobre modelos reducidos deben realizarse respetando las condiciones fijadas por las reglas de la similitud. La ley de Froude es aplicable en cualquier circunstancia, pero conduce a una experimentación con cargas del orden de las dimensiones lineales de las turbinas, lo que no siempre es posible. Cuando no sea indispensable reproducir la repartición local de presiones, esto es, en ausencia de cavitación, se puede sujetar el ensayo a las leyes de Combe-Rateau y la carga puede ser cualquiera. Es sin embargo necesario, para reproducir los fenómenos en la proximidad de los contornos sólidos, experimentar con números de Reynolds suficientemente altos, esto es, operar con modelos de dimensiones relativamente grandes (los diámetros de los rotores de ensayo son del orden de 0.25 a 1 metro) bajo cargas relativamente grandes.

Cuando no se trate de observar la cavitación, puede emplearse como fluido de ensayo el aire en lugar del agua, siempre que pueda ser despreciable la compresibilidad del aire. La experimentación con aire es más fácil y los resultados son satisfactorios, no sólo sobre elementos aislados sino sobre máquinas completas. Las instalaciones de aire son más simples que las de agua y se pueden emplear materiales más baratos (madera, cartón, yeso); además se facilita la medición de presiones. Aunque los ensayos con aire no reemplazan completamente a los ensayos con agua, si se justifica una instalación de esta índole, por la facilidad con que pueden obtenerse resultados avanzados de nuevos modelos.

El programa de ensayos puede establecerse como sigue:

1) Construcción de modelos y determinación sobre éstos de las características de los prototipos bajo diversos regímenes de operación, de forma que permitan dibujar los diagramas topográficos que ligan los diferentes coeficientes de funcionamiento. Los resultados obtenidos permitirán, después de la conveniente transposición, definir los rendimientos que se garantizan.

2) Estudio de la cavitación, que dará a conocer la posición de la turbina con respecto al nivel de aguas abajo, corregir en su caso el trazado del tubo de desfogue y estudiar el comportamiento de los materiales bajo los efectos de este fenómeno.

3) Observaciones directas, estroboscópicas o con pintura, de la dinámica del fluido a través de los diferentes ductos. Mediciones locales de presiones y de velocidades que permitan detectar la presencia de zonas de estancamiento, la inestabilidad del flujo, etcétera; el empleo de aire puede justificarse en este caso.

4) Mediciones de esfuerzos sobre los diversos elementos a regímenes diversos, empujes axiales, fenómenos transitorios a causa de la regulación, etcétera.

El ensayo sobre el modelo se lleva a cabo generalmente de la manera siguiente: Se mantiene la carga constante; se varía la velocidad desde cero hasta el valor de embalamiento,

por medio de un mecanismo de frenado, que permita bloquear totalmente el motor, frenarlo parcialmente o dejarlo completamente libre. Dicha operación se repite para diferentes posiciones del distribuidor u órgano de regulación del gasto. Se mide en cada caso el par o momento M , la velocidad de rotación N y el gasto Q . Se puede así calcular:

La potencia absorbida

$$P_a = \gamma QH \quad (\text{Ec. 4.35})$$

La potencia restituida por la turbina

$$P_r = M\omega = M \frac{2\pi N}{60} \quad (\text{Ec. 4.36})$$

Y el rendimiento global

$$\eta = \frac{P_r}{P_a} \quad (\text{Ec. 4.37})$$

Con objeto de tener una comparación fácil de modelos de tamaño diferente ensayados bajo cargas cualesquiera, es ventajoso referir los resultados obtenidos a la unidad de carga y a la unidad de diámetro de salida del rotor por medio de las relaciones de similitud: Velocidad unitaria, gasto unitario, potencia unitaria y par unitario, que se dan a continuación, derivadas de los coeficientes de velocidad y de funcionamiento (incisos 1.10 y 1.12):

$$\begin{aligned} N_{11} &= \frac{ND}{H^{1/2}} \\ Q_{11} &= \frac{Q}{H^{1/2} D^2} \\ P_{11} &= \frac{P}{H^{3/2} D^2} \\ M_{11} &= \frac{M}{H D^3} \end{aligned} \quad (\text{Ecs. 4.38})$$

Si durante los ensayos no es posible conservar una carga neta constante, esta reducción mantiene los valores en su debida relación.

Para una apertura del distribuidor determinada, η es a la vez función de N y de P ó de N y de Q . Como N viene calificada por N_{11} , P por P_{11} y Q por Q_{11} , se pueden generalizar las funciones $P = f(N)$ y $Q = \Phi(N)$ por medio de los parámetros correspondientes, o sea $P_{11} = f(N_{11})$ y $Q_{11} = \Phi(N_{11})$.

Para cada posición del distribuidor se tendrán curvas diferentes definidas por dichas funciones. Si se unen los puntos de igual rendimiento se obtienen unas curvas de rendimiento constante, las cuales semejan curvas de nivel de un plano topográfico, por lo que se denomina a todo este sistema de curvas, *diagrama topográfico del modelo o diagrama de ensayos* (Figs. 4.32 y 4.33). En ciertos casos se incluyen también en el mismo diagrama las curvas de $\sigma =$ constante, o curvas de cavitación. El diagrama topográfico del modelo permite conocer los valores óptimos de los parámetros que sirven para definir las características de la turbina prototipo.

Ahora bien, si las solas leyes de la similitud pueden dar a conocer las *dimensiones* de la turbina prototipo a partir del modelo, no es posible conservar los mismos valores del rendimiento para ambas máquinas sin cometer errores sensibles, pues es difícil que se logre una similitud física completa (geométrica, cinemática y dinámica) de ambas máquinas.

Para calcular el *rendimiento* de una turbina prototipo a partir de las características del modelo ensayado se utilizan las *fórmulas llamadas de transposición*, cuya forma general es:

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = 1 - k \left[1 - \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^m \left(\frac{H_m}{H_p} \right)^n \right] \quad (\text{Ec. 4.39})$$

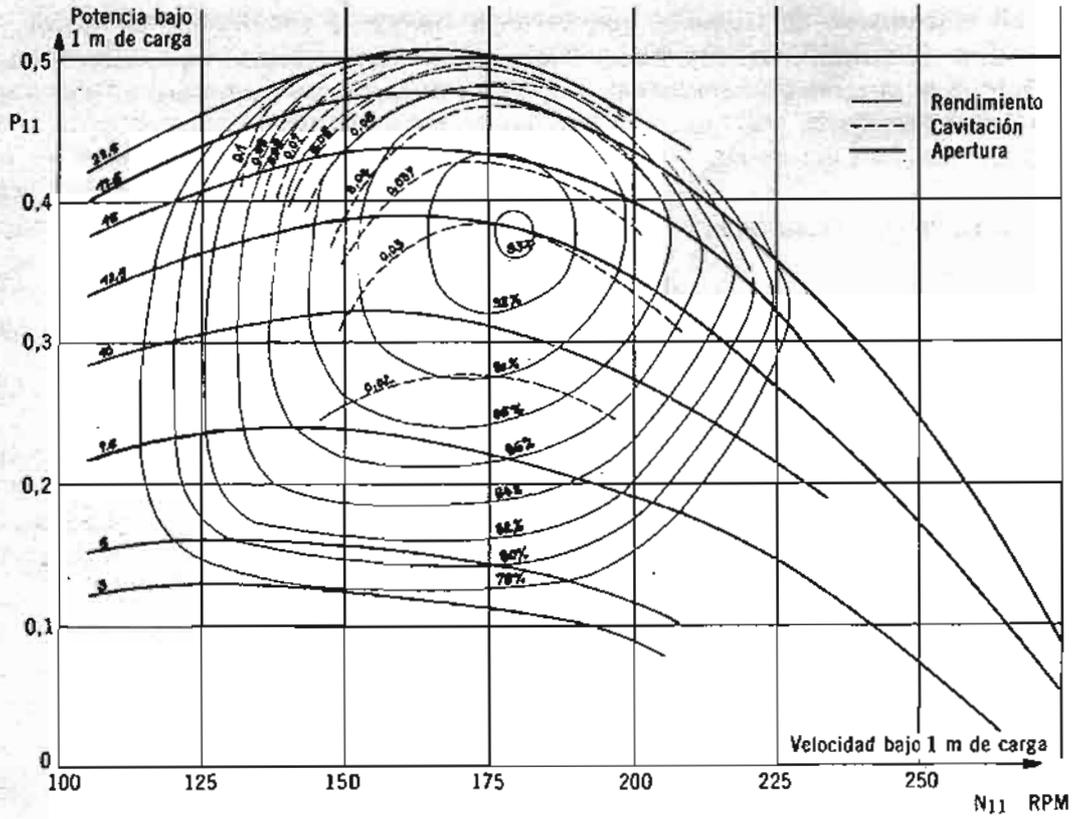


Fig. 4.32 Diagrama topográfico de una turbina Francis lento. (NEV RPIC.)

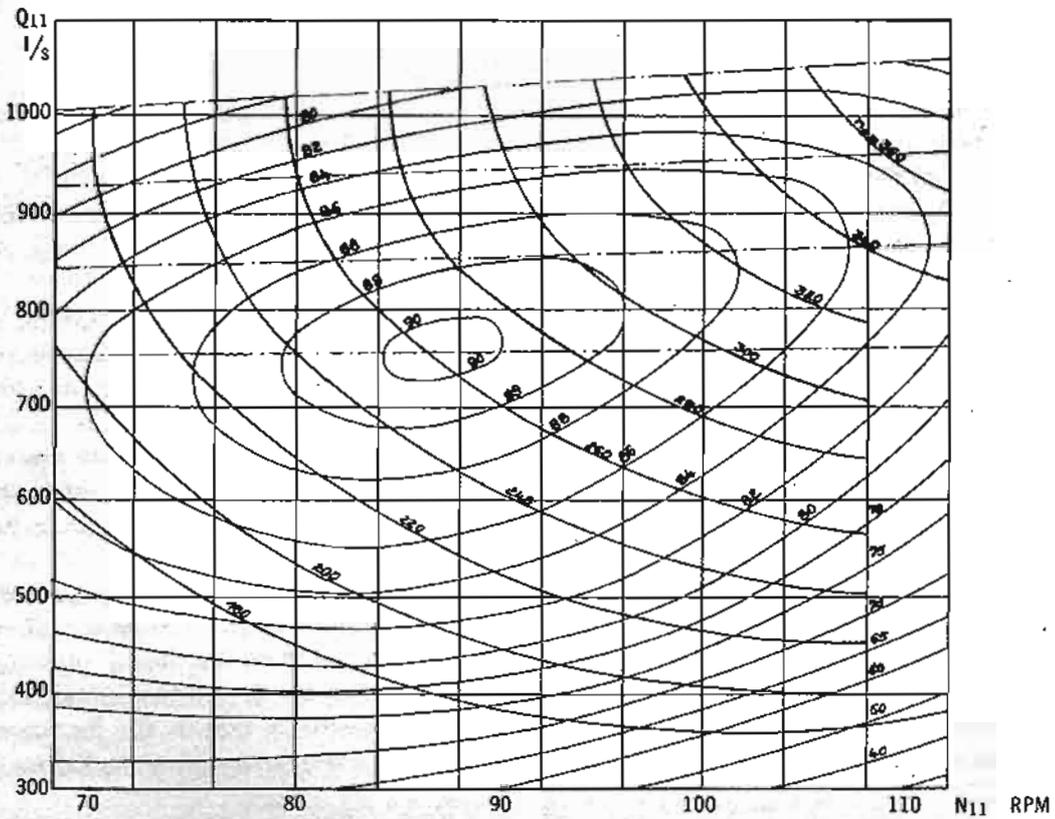


Fig. 4.33 Diagrama topográfico de una turbina Francis $n_s = 260$. (L. Vivier)

Las variantes que se encuentran en la práctica, que difieren en los valores dados a los parámetros k , m y n , son las siguientes:

Moody I: $k = 1$, $m = 0.25$, $n = 0$

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^k \quad (\text{Ec. 4.40})$$

Moody II: $k = 1$, $m = 0.25$, $n = 0.01$

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^k \left(\frac{H_m}{H_p} \right)^{1/100} \quad (\text{Ec. 4.41})$$

Medici: $k = 1$, $m = 0.25$, $n = 0.1$

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^k \left(\frac{H_m}{H_p} \right)^{1/10} \quad (\text{Ec. 4.42})$$

Ackeret: $k = 0.5$, $m = 0.2$, $n = 0.1$

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = 1 - 0.5 \left[1 - \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^{0.2} \left(\frac{H_m}{H_p} \right)^{0.1} \right] \quad (\text{Ec. 4.43})$$

Estas fórmulas se pueden emplear cualquiera que sea la naturaleza del fluido de trabajo del ensayo, aplicándose en particular a la transposición de los resultados obtenidos en las pruebas con aire. No son por tanto aplicables a turbinas Pelton, pero sí a turbinas de reacción Francis y Kaplan. Por lo general, el constructor y el usuario determinan en cada caso la fórmula que regirá.

Ejemplo 4.2

Una turbina Francis debe trabajar bajo una carga neta de 60 m, con un caudal de 30 m³/seg. Definir: 1) La velocidad específica y la altura de aspiración. 2) La velocidad de rotación ajustada a la de un generador de 60 ciclos/seg. 3) Los diámetros del rotor D_1 y D_2 . 4) Altura del distribuidor. 5) La curva del rendimiento en función del gasto a carga constante.

Solución:

1) En la figura 4.29 y para una turbina Francis simple, la velocidad específica métrica tiene un valor del orden de 260 para una carga de 60 m y con una altura de aspiración $H_s = +3$ m. Se acepta como base el valor de $n_s = 260$, para poder definir la velocidad de giro. Con este valor de la velocidad específica se encuentra similitud dinámica con el modelo reducido a que se refiere el diagrama topográfico de la figura 4.33, donde las condiciones óptimas de funcionamiento (rendimiento máximo) corresponden a $n_s = 260$ y para valores unitarios $N_{11} = 88$ RPM y $Q_{11} = 744$ l/seg. Se puede, pues, hacer uso de este diagrama topográfico para el cálculo del rendimiento en función del gasto, como se verá en el punto 5).

2) La velocidad de rotación de la turbina prototipo se sacará del valor de la velocidad específica como se acaba de decir, o sea

$$n_s = \frac{N (CV)^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (\text{Ec. 1.28})$$

Aunque no se conoce la potencia de la turbina exactamente, pues no se sabe el rendimiento, sí se puede estimar en forma suficientemente aproximada en función del caudal y de

la carga, para poder definir la velocidad de giro. Sin grave error se puede considerar para este efecto un rendimiento global del orden de 88%, valor recomendado por muchos constructores, con lo que la potencia en flecha será

$$P = \eta \gamma QH = 0.88 \times \frac{1,000 \times 30 \times 60}{75} = 21,100 \text{ CV}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 1.28 se tiene

$$260 = \frac{N (21,100)^{1/2}}{(60)^{3/4}}$$

de donde

$$N = 303 \text{ RPM}$$

Ajustada a la velocidad de sincronismo para 60 ciclos/seg resulta

$$N = 300 \text{ RPM}$$

El número de polos del alternador rígidamente unido a la turbina será

$$p = \frac{120 f}{N} = \frac{120 \times 60}{300} = 24 \text{ polos}$$

valor correcto. La velocidad específica vendrá siendo

$$n_s = \frac{300 (21,100)^{1/2}}{(60)^{3/4}} = 258$$

valor que no modifica en nada las condiciones establecidas.

3) Los diámetros D_1 y D_2 se pueden obtener de los figuras 4.12c y 4.12d, donde $\phi_1 = 0.79$ y $\phi_2 = 0.94$, luego

$$D_1 = \frac{\phi_1 \sqrt{2 g H}}{\pi N} = \frac{0.79 \sqrt{2 \times 9.81 \times 60}}{\pi \times \frac{300}{60}} = 1.73 \text{ m.}$$

$$D_2 = \frac{\phi_2 \sqrt{2 g H}}{\pi N} = \frac{0.94 \sqrt{2 \times 9.81 \times 60}}{\pi \times \frac{300}{60}} = 2.06 \text{ m.}$$

El diámetro D_2 de salida se puede calcular en este caso con más exactitud por la ecuación

$$Q_{11} = \frac{Q}{H^{1/2} D^2} \text{ de donde } D = \sqrt{\frac{Q}{Q_{11} H^{1/2}}} \quad (\text{Ec. 4.38})$$

Para $Q_{11} = 0.744 \text{ m}^3/\text{seg}$, $Q = 30 \text{ m}^3/\text{seg}$ $H = 60 \text{ m}$, resulta como diámetro D_2 de salida del rotor del prototipo

$$D_2 = \sqrt{\frac{30}{0.744 \times (60)^{1/2}}} = 229 \text{ m.}$$

Difiere ligeramente del valor obtenido por medio del coeficiente de velocidad, siendo en todo caso más aconsejable el valor $D_2 = 2.29$ m obtenido del diagrama del modelo reducido, ya que corresponde a condiciones de similitud dinámica más concretas. Comprobando el coeficiente unitario N_{11} con este valor de $D_2 = 2.29$ m, se tiene para el prototipo

$$N_{11} = \frac{N D}{H^{3/2}} = \frac{300 \times 2.29}{(60)^{3/2}} = 88.5 \text{ RPM}$$

que corresponde a las condiciones óptimas de funcionamiento.

4) La altura del distribuidor se puede fijar por la relación B/D_1 en función de n_s , que da la figura 4.12b, o sea para

$$n_s = 258$$

es

$$B/D_1 = 0.28$$

de donde

$$B = 0.28 D_1 = 0.28 \times 1.73 = 0.485 \text{ m.}$$

5) La curva del rendimiento en función del gasto, o sea $\eta = f(Q)$ a $H = \text{cte.}$ y $N = \text{cte.}$, se obtiene del diagrama de ensayo del modelo que representa la figura 4.33, de la manera siguiente: Se traza una vertical correspondiente a $N_{11} = \text{cte.}$ para las condiciones de funcionamiento óptimas. Los puntos de intersección con las curvas de $\eta = \text{cte.}$ van dando distintos valores de Q_{11} que a su vez producen otros tantos valores de Q mediante la ecuación

$$Q = Q_{11} H^{3/2} D^2 \quad (\text{Ec. 4.38})$$

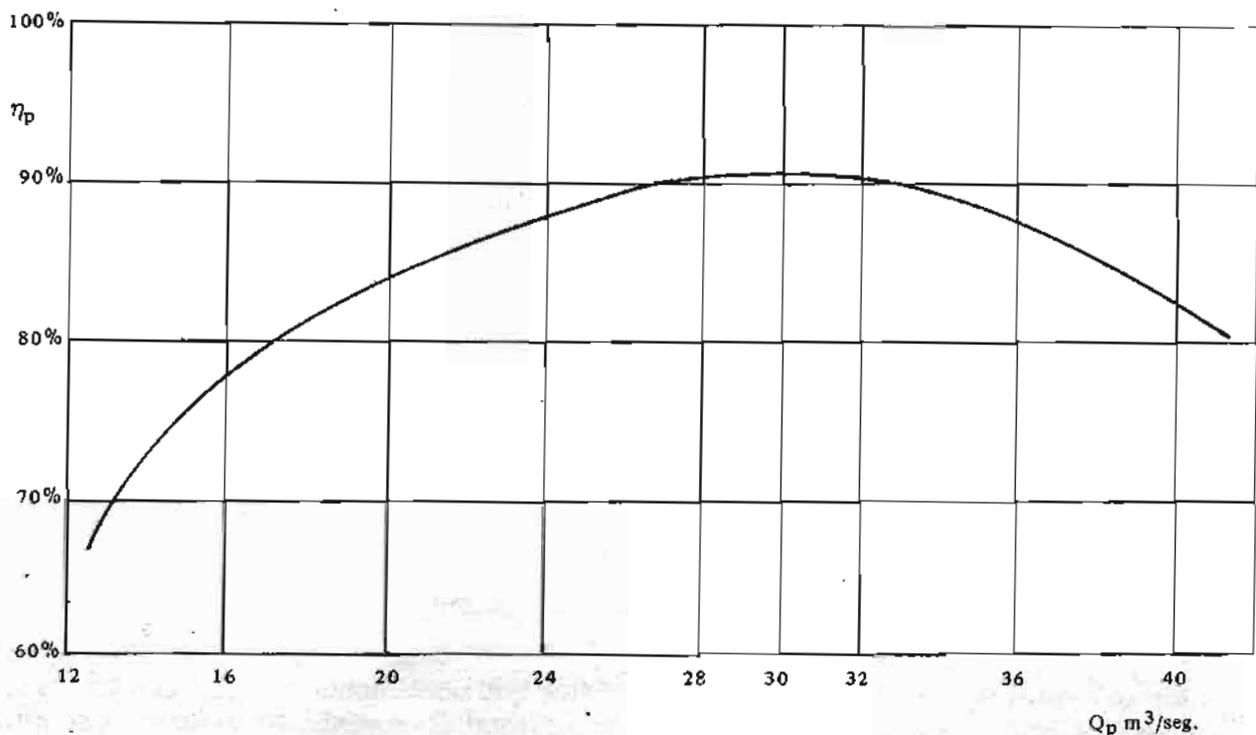


Fig. E.4.2 Variación del rendimiento con el gasto en la turbina Francis del ejemplo 4.2.

Por ejemplo: Para $\eta = 0.90$, se obtiene $Q_{11} = 0.728 \text{ m}^3/\text{seg}$ y, por tanto,

$$Q_p = 0.728 (60)^{1/2} (2.29)^2 = 29.5 \text{ m}^3/\text{seg}.$$

Y así para otros valores, recopilados en la tabla E.4.2.

Por otra parte hay que calcular los valores del rendimiento del prototipo en función de los del modelo, por medio de una de las fórmulas de transposición, por ejemplo la Moody II

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^4 \left(\frac{H_m}{H_p}\right)^{1/100} \quad (\text{Ec. 4.41})$$

de donde

$$\eta_p = 1 - \left[(1 - \eta_m) \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^4 \left(\frac{H_m}{H_p}\right)^{1/100} \right]$$

Para $D_m = 1 \text{ m}$, $H_p = 1 \text{ m}$; $D_p = 2.29 \text{ m}$ y $H_p = 60 \text{ m}$ se tiene

$$\eta_p = 1 - (1 - \eta_m) \left(\frac{1}{2.29}\right)^4 \left(\frac{1}{60}\right)^{1/100}$$

$$\eta_p = 1 - (1 - \eta_m) (0.942)$$

esto es, $\eta_p = f(\eta_m)$. Así por ejemplo, para $\eta_m = 0.90$

$$\eta_p = 1 - (1 - 0.90) (0.942) = 0.9058$$

y lo mismo para otros valores de η_m se van obteniendo valores para η_p , con cuyos resultados se ha elaborado la tabla E.4.2 que se da a continuación:

TABLA E.4.2

η_m	Máx.	0.90	0.89	0.88	0.86	0.84	0.82	0.80	0.78	0.75	0.70	0.65
Q_{11} l/seg	744	728	680	625	556	515	472	435	408	380	344	316
Q_p m ³ /seg.	30	29.5	27.6	25.3	22.5	20.9	19.2	17.6	16.6	15.4	13.9	12.8
Q_{11} l/seg.	744	788	836	873	920	952	984	1020				
Q_p m ³ /seg.	30	31.9	33.9	35.8	37.3	38.6	39.8	41.3				
η_p	Máx.	.9058	.896	.887	.868	.849	.830	.812	.793	.764	.718	.670

Con los valores de esta tabla se ha dibujado la curva de la figura E.4.2, $\eta_p = f(Q)$.

4.15. Determinación del tipo y características de las turbinas de un aprovechamiento hidráulico

En un aprovechamiento hidráulico, los datos que normalmente se conocen son la carga y el caudal, los cuales permiten calcular la potencia total disponible. Es evidente que el dato de la carga es muy significativo, según ya se señala en la figura 4.2; desde luego es el más ponderativo en la decisión sobre el tipo de turbinas a instalar, pero no puede ser el único, ya

que para una misma carga se puede encontrar solución con turbinas Francis o Pelton, o bien, con Francis o Kaplan, según el caudal que se tenga por unidad. También importan la velocidad de giro y el tamaño, pues para una potencia disponible, función de la carga y del caudal, se puede hallar respuesta con máquinas de variado tamaño y velocidad. Se sabe, en efecto, que la potencia es proporcional al cubo de la velocidad de giro (N^3) y a la quinta potencia de las dimensiones geométricas (D^5) (inciso 1.9, Cap. 1).

El éxito y acierto, en todo proyecto, está en encajar debidamente todas las variables de que el mismo depende. En esta labor, son ayuda del proyectista, los parámetros y coeficientes, que ya viene estableciendo la experiencia. Estos parámetros y coeficientes relacionan, por grupos, las variables a que está subordinado el sistema. Entre todos estos parámetros, seguramente el más significativo, es la velocidad específica, porque relaciona las variables más ponderativas, como son, en una turbina, la carga, la potencia y la velocidad de giro. El tamaño o diámetro, ya se obtendrá después de otros coeficientes, como el de la velocidad tangencial (Φ), que proporciona D con N y con H .

Partiendo, pues, de la carga y del caudal, o mejor de la carga y de la potencia, conviene, en primer lugar, señalar un valor a la velocidad específica; se dice señalar y no calcular, ya que haría falta conocer la velocidad de giro para una determinación correcta, pero generalmente ésta se deduce de aquella, sin perjuicio de un ajuste definitivo obligado por la velocidad de sincronismo con el generador que mueve la turbina.

Señalando una iniciativa, algunos investigadores procuran adelantar valores para la velocidad específica en función de la carga solamente, como lo muestran las figuras 4.29 y 4.31. Estos resultados son fruto de la experiencia recogida en el funcionamiento de muchas turbinas que vienen operando a través del tiempo. En la figura 4.29, por ejemplo, para una carga determinada, la velocidad específica se ve condicionada por la altura de aspiración. Si aumenta n_s , se reduce H_s , y esto puede influir notablemente en el proyecto; las unidades pueden ser más grandes, pero también las excavaciones van a ser más profundas y más costosas. Si por el contrario, se toma una n_s más chica, se incrementa H_s ; lógicamente se disminuye la potencia por unidad, pero se alivia el costo de primera instalación. La tecnología moderna va permitiendo el uso de unidades de mayor potencia, pero debe haber un límite en cada caso. La figura 4.31 marca las limitaciones de la velocidad específica de acuerdo con la carga.

Parece, pues, que un procedimiento atinado para la determinación del tipo y características de las turbinas de un aprovechamiento hidráulico podría ser el siguiente:

1) Partiendo de la carga y del caudal, se puede estimar un rendimiento global (que suele ser del orden de 87%) y calcular la potencia total disponible.

2) De acuerdo con la potencia de la planta y su ponderación en el sistema a que va a estar interconectada, se puede prejuzgar la magnitud de la potencia unitaria y el número de unidades, teniendo presente las limitaciones aconsejables para la velocidad específica. Siempre será necesario un cálculo previo, para una evaluación estimativa de las características que pueden ir resultando, hasta llegar a un ajuste y a una decisión finales.

3) Definido el caudal y la potencia por unidad y conocida la carga, se estima la velocidad específica, teniendo además presente el coeficiente de cavitación que puede resultar de acuerdo con la altura de aspiración que se piensa admitir. Las figuras 4.27, 4.28 y 4.29 pueden servir de ayuda en estas determinaciones.

4) La velocidad de giro de la turbina se saca de la fórmula de la velocidad específica. El ajuste con la velocidad de sincronismo se hace necesario, procurando, en lo posible, que resulte un número de polos en el generador que sea múltiplo de 4, para facilitar la construcción de éste. Esto obligará a un ligero recálculo de la velocidad específica que no ha de modificar sensiblemente otros criterios.

5) Las dimensiones del rotor de la turbina (diámetros D_1 y D_2 y la altura del distribuidor (B), se determinan por medio de los coeficientes Φ_1 , Φ_2 y Ψ_R , Figs. 4.12c, d y b).

6) El cálculo de las dimensiones de la cámara espiral o caracol puede realizarse según procedimiento señalado en el inciso 4.11. Viene estando condicionado por el caudal, la carga y las dimensiones del rodete móvil.

7) Para el tubo de desfogue se dan indicaciones de su tamaño y dimensiones, en el inciso 4.12. Viene siendo función de la altura de aspiración y de las dimensiones del rotor de la turbina.

He aquí un ejemplo.

Ejemplo 4.3

En un aprovechamiento hidroeléctrico se dispone de un caudal de 776 m³/seg y de una carga neta estimada en 101 m. Se trata de definir el número y tipo de turbinas que se deben instalar, señalando sus características principales, considerando que esta planta estará interconectada a un sistema de gran capacidad, aun dentro de la importante aportación de esta instalación.

Solución:

1) La potencia total disponible, considerando un rendimiento global de 87%, es

$$P_T = \frac{\eta \gamma QH}{75} = \frac{0.87 \times 1,000 \times 776 \times 101}{75} = 9 \times 10^5 \text{ CV}$$

2) Para estimar el número de turbinas y tipo de las mismas, es un dato importante saber que la planta estará interconectada a un sistema de gran capacidad. Se puede así pensar en el empleo de unidades de gran potencia. Se va a suponer, que el problema de excavaciones y otros de realización, transporte e instalación, no son inconveniente en este caso para el uso de unidades grandes. Para la potencia total disponible, dentro de las técnicas de construcción actuales y considerando un equilibrio en la operación de la planta, se pueden admitir cuatro unidades de 225,000 CV cada una. El caudal por unidad será 776/4 = 194 m³/seg.

3) Para la carga de 101 m y caudal de 194 m³/seg o potencia de 225,000 CV, se puede estimar la velocidad específica y definir el tipo de turbinas. En la figura 4.29 se advierte, para dichas condiciones, que la solución por *turbinas Francis* es la más adecuada. La velocidad específica, depende ahora de la altura de aspiración que se escoja, la cual hay que ajustar con el valor del coeficiente de cavitación dado por las gráficas de las figuras 4.27, 4.28. Como son máquinas de gran potencia, con gran ponderación del caudal, la velocidad específica debe ser más bien alta y la altura de aspiración reducida. Como primera aproximación se tomará $n_s = 210$ para $H = 101$ m (Fig. 4.29). Para este valor de $n_s = 210$ se tiene un valor del coeficiente de cavitación $\sigma = 0.13$ (Fig. 4.28). Si se admite para el lugar de la instalación, una presión atmosférica equivalente a 10 m de agua, se tiene

$$\sigma = \frac{H_{at} - H_s}{H_n}$$

o sea

$$\begin{aligned} H_s &= H_{at} - \sigma H_n \\ H_s &= 10 - 0.13 \times 101 = -3.13 \text{ m.} \end{aligned}$$

Se puede establecer un reajuste de la velocidad específica ante ese valor de σ , pero nos llevaría a mayores valores de n_s y de σ , fuera de límites aceptables.

4) Se calculará pues la velocidad de giro sobre el valor de $n_s = 210$, aplicando la fórmula de la velocidad específica, o sea

$$\eta_s \rightarrow X = \frac{N (CV)^{3/4}}{H^{3/4}} \quad (\text{Ec. 1.28})$$

Sustituyendo valores

$$210 = \frac{N (225,000)^{3/4}}{(101)^{3/4}}$$

de donde

$$N = 141 \text{ rpm}$$

Si la velocidad de sincronismo es en este caso de 50 ciclos/seg el número de polos del generador sería

$$p = \frac{120 f}{N} = \frac{120 \times 50}{141} = 42.5 \text{ polos}$$

Ajustando $p = 44$ polos, que es múltiplo de 4, queda

$$N = \frac{120 f}{p} = \frac{120 \times 50}{44} = 136.4 \text{ rpm}$$

La velocidad de giro definitiva será pues

$$N = 136.4 \text{ rpm}$$

La velocidad específica queda ligeramente corregida y encajada en valores completamente aceptables, o sea

$$n_s = \frac{136.4 (225,000)^{3/4}}{(101)^{3/4}} = 203$$

La altura de succión, para las condiciones de diseño será

$$H_s = -3.10 \text{ m.}$$

Esto quiere decir, que el plano ecuatorial del distribuidor deberá estar a un nivel 3.10 m es inferior al del nivel de aguas abajo.

5) Los diámetros D_1 y D_2 del rodete Francis se calculan por los coeficientes Φ_1 y Φ_2 (Figs. 4.12a y b).

Para $n_s = 203$ resultan $\Phi_1 = 0.75$ y $\Phi_2 = 0.78$, esto es casi iguales en en este caso. Lo que quiere decir que los diámetros D_1 y D_2 van a ser casi de la misma dimensión. Sustituyendo los valores de los coeficientes en las fórmulas correspondientes, se tiene

$$\Phi_1 = \frac{\pi N D_1}{(2 g H)^{1/2}}$$

de donde

$$D_1 = \frac{\Phi_1 (2 g H)^{1/2}}{\pi n} = \frac{0.75 (2 \times 9.81 \times 101)^{1/2}}{\pi \frac{136.4}{60}} = 4.67 \text{ m.}$$

y

$$\Phi_2 = \frac{\pi N D_2}{(2 g H)^{1/2}}$$

de donde

$$D_2 = \frac{\Phi_2 (2 g H)^{1/2}}{\pi N} = \frac{0.78 (2 \times 9.81 \times 101)^{1/2}}{\pi \frac{136.4}{60}} = 4.86 \text{ m.}$$

La altura del distribuidor B se define de la figura 4.12b; para $n_s = 203$ resulta

$$\frac{B}{D_1} = 0.23$$

luego

$$B = 0.23 \times D_1 = 0.23 \times 4.67 = 1.07 \text{ m.}$$

6) Para la cámara espiral o caracol, se tiene

$$D_e = 11.7 \left(\frac{Q}{H^{1/2}} \right)^{1/2} \quad (\text{Ec. 4.22})$$

en la cual D_e viene dado en pulgadas, Q en pies³/seg y H en pies. Sustituyendo, se tendrá

$$D_e = 11.7 \left(\frac{194}{(101 \times 3.28)^{1/2}} \right)^{1/2} = 227 \text{ plg} = 5.76 \text{ m.}$$

Con este valor y mediante la fórmula

$$\frac{D}{D_e} = x^{2/3} \quad (\text{Ec. 4.21})$$

se puede calcular el diámetro en cualquier sección y diseñar el caracol.

El diámetro ecuatorial máximo se puede obtener de la ecuación

$$\begin{aligned} D_{EM} &= 1.5 (D_2) + 1.5 D_e \\ D_{EM} &= 1.5 \times 4.86 + 1.5 \times 5.76 = 15.95 \text{ m.} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 4.23})$$

7) Las dimensiones del tubo de desfogue acodado se pueden determinar por las fórmulas 4.31a, b y c. La anchura máxima será

$$A_{md} = 3 D_2 = 3 \times 4.86 = 14.58 \text{ m.}$$

Altura vertical, desde el plano ecuatorial del distribuidor a la parte inferior del codo

$$V = 2.7 D_2 = 2.7 \times 4.86 = 13.12 \text{ m.}$$

Longitud horizontal desde la línea central del eje de la turbina al extremo de la descarga

$$L = 3.8 D_2 = 3.8 \times 4.86 = 18.50 \text{ m.}$$

Todos estos valores pueden servir de base para establecer la similitud con un modelo reducido, proceder a una experimentación sobre el mismo y observar resultados, que pueden conducir a las dimensiones definitivas del prototipo. En una obra de esta importancia estaría justificado.

Turbinas hidráulicas de reacción de flujo axial. Turbina Kaplan

5.1. Características generales de la turbina Kaplan

En el capítulo IV, inciso 4.1, se señaló la turbina Kaplan como la turbina hidráulica típica de reacción de flujo axial que tiene verdadera importancia en la actualidad. La Kaplan es una turbina de hélice con álabes ajustables, de forma que la incidencia del agua en el borde de ataque del álabes pueda producirse en las condiciones de máxima acción, cualesquiera que sean los requisitos de caudal o de carga. Se logra así mantener un rendimiento elevado a diferentes valores de la potencia (Figs. 4.1 v 4.16); característica importantísima para un rotor de hélice, pues es una de las deficiencias más notables que se advierten en las turbomáquinas de hélice de álabes fijos, en las cuales la incidencia del agua sobre el borde de ataque se produce bajo ángulos inapropiados, dando lugar a separación o choques, que reducen fuertemente el rendimiento de la unidad. Puede, sin embargo, justificarse el empleo de turbinas de hélice de álabes fijos en aquellas instalaciones en las que no sea muy sensible la variación de potencia.

La turbina Kaplan (foto 5.1) debe su nombre al ingeniero Víctor Kaplan (1876-1934), profesor de la Universidad Técnica de Brno (Checoslovaquia), quien concibió la idea de corregir el paso de los álabes automáticamente con las variaciones de la potencia. Una técnica constructiva de las turbinas hidráulicas poco desarrollada al comienzo del siglo, hacia concebir la idea de Kaplan como irrealizable. Pero con el avance del siglo progresaba el desarrollo tecnológico, y la construcción de la turbina Kaplan fue imponiéndose, primero en Europa y después en el mundo entero. Incluso va invadiendo el campo de cargas medias en el que la Francis parecía ser insustituible. En la actualidad, la turbina Kaplan encuentra aplicación en una gama de cargas que varía aproximadamente de 1 metro a 90 metros, si se incluyen a las turbinas tubulares o de bulbo, que también son de hélice con paso variable.

La turbina Kaplan, además de mantener buen rendimiento en la regulación del gasto o con las oscilaciones de la carga por variación de la cota de nivel del embalse, permite también aumentar el caudal por unidad, *para una determinada carga* y por tanto la potencia, con lo cual se puede reducir el número de unidades en ciertos aprovechamientos hidráulicos y en consecuencia disminuir los costos de primera instalación. La multiplicación de unidades para atender mejor a las necesidades de la demanda se hace obligado en las plantas que operan aisladas. Pero, en la actualidad, lo más frecuente es la interconexión de plantas, controladas por un Despacho Central, con lo que una planta, en el sistema interconectado, viene a ser como una unidad operando en una planta aislada. Las unidades pueden ser pues de mayor potencia, lo cual por otra parte se va haciendo posible gracias al desarrollo de la tecnología constructiva. Bien es verdad, sin embargo, que si *para una carga determinada*, la potencia de la Kaplan puede ser mayor que la de la Francis, dentro de una posible solución con ambos tipos, en *forma absoluta*, la tecnología actual está desarrollando unidades más grandes en turbinas Francis que en ninguna otra turbina hidráulica, debido a que esta turbina permite combinar caudales importantes con cargas relativamente altas. Las Francis de Grand Coulee, sobre el río Colum-

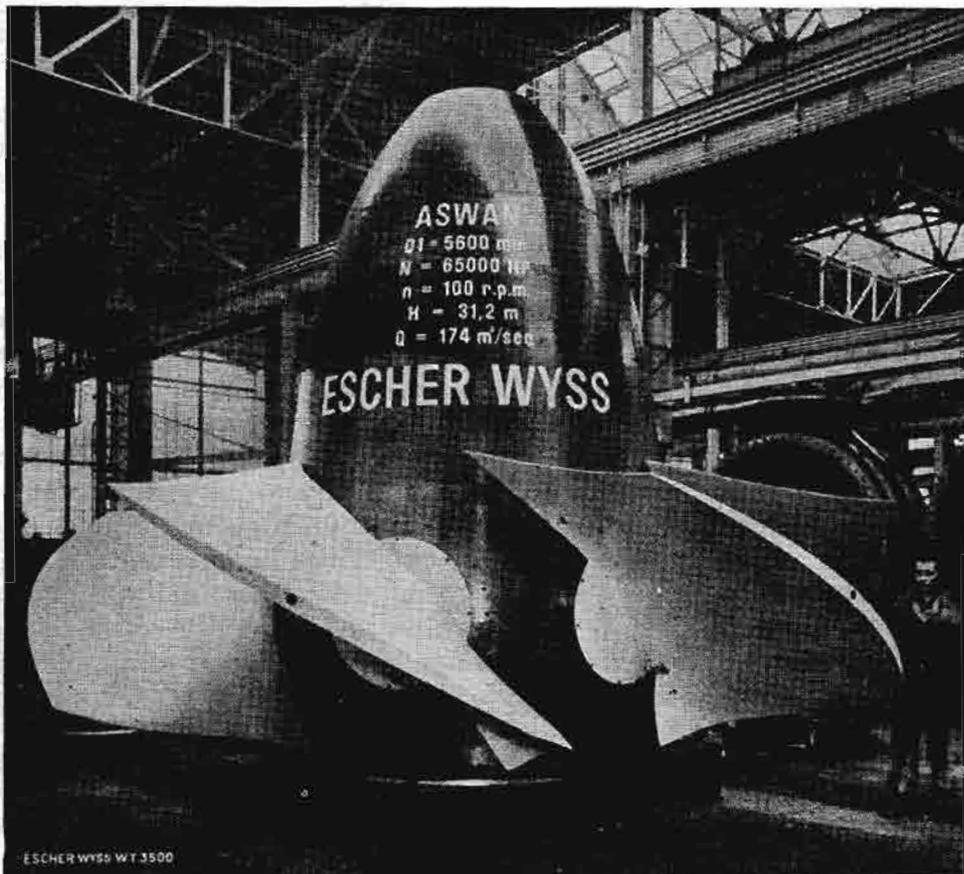


Foto 5.1 Rotor de turbina Kaplan de 65,000 H.P. para el aprovechamiento hidráulico de Aswan, sobre el río Nilo (Egipto). (Cortesía Escher Wyss.)

bia, Washington, EE. UU., de 820,000 HP cada una, se consideran las mayores del mundo. En Kaplan, en la planta de John Day, también sobre el río Columbia, se tienen turbinas de 212,000 HP, como unidades gigantes. Entre las Pelton están dos unidades de la planta Mont-Cenis, sobre los Alpes franceses, de 272,000 HP cada una, bajo una carga de 870 metros.

La velocidad específica de la turbina Kaplan es alta, en virtud de que la carga es pequeña con relación al caudal, el cual, como máquina axial, es muy grande. En el sistema métrico, la velocidad específica práctica llega a variar de $n_s = 300$ a $n_s = 1100$ (Fig. 4.2), cuya equivalencia en el sistema inglés es de $N_s = 70$ a $N_s = 250$ aproximadamente, aunque valores de N_s inferiores a 100 son poco frecuentes. El número de álabes de una turbina Kaplan, varía de 4 a 9, correspondiendo a mayor velocidad específica menor número de álabes. Según Finniecombe, que ha recopilado datos de diferentes turbinas hidráulicas, las velocidades de rotación varían de 50 a 200 RPM; las velocidades tangenciales en el extremo del álabe están entre 64 y 124 pies/seg; las velocidades de caída ($V = \sqrt{2gH}$) son de 37 a 82 pies/seg; las velocidades axiales (V_a) de 22 a 36 pies/seg.

5.2. Organos principales de una turbina Kaplan

Los órganos principales de una turbina Kaplan son, como en la Francis, la cámara de alimentación o caracol, el distribuidor, el rodete móvil y el tubo de desfogue, ya que es también turbina de reacción. En la figura 5.1 se presenta una sección de una turbina Kaplan de 67,700 KW, en donde puede apreciarse el ducto de escurrimiento y también el gobierno de los álabes del rotor y del distribuidor.

Las funciones de estos órganos son las mismas que se describieron en la turbina Francis, con excepción del de regulación del paso de los álabes del rotor.

La cámara de alimentación suele ser de concreto en muchos casos, debido a la gran capacidad de gasto que admite la turbina Kaplan. La sección toroidal puede ser circular o rectangular (Fig. 5.2).

El distribuidor, que sigue a la cámara de alimentación, regula el gasto y además imprime al agua el giro necesario, en una zona de vórtices libres, que precede al rotor, propiciando el ataque adecuado del agua a los álabes para una transferencia de energía eficaz. Los álabes del distribuidor se ajustan automáticamente, de acuerdo con las necesidades de la potencia, por medio de un servomotor ligado al gobernador que controla la velocidad del eje del grupo turbina-generator.

El rotor de la turbina, de forma de hélice, está constituido por un robusto cubo, cuyo diámetro es del orden del 40% al 50% del diámetro total al extremo de los álabes, en el cual van empotrados los álabes encargados de efectuar la transferencia de energía del agua al eje de la unidad.

La robustez del cubo se justifica no sólo por razones de resistencia mecánica sino también porque debe alojar en su interior el mecanismo de reglaje del paso de los álabes del rotor.

Los álabes del rotor tienen perfil de ala de avión y desarrollo helicoidal. El perfil de ala permite obtener una acción útil del agua sobre el álabe en el movimiento que aquella tiene respecto a éste. La forma helicoidal o alabeo se justifica, en virtud de que la velocidad relativa del flujo varía en dirección y magnitud con la distancia al eje de giro, debido a que la velocidad de arrastre ($U_t = \omega R_t$) se modifica en magnitud con el radio, supuesta ω constante, y considerando la velocidad absoluta constante en magnitud y dirección. La ecuación vectorial

$$\vec{V}_r = \vec{U}_t + \vec{V}_{rt}$$

debe cumplirse y el triángulo vectorial que materializa a dicha ecuación debe cerrarse siempre (véase ejemplo 5.1).

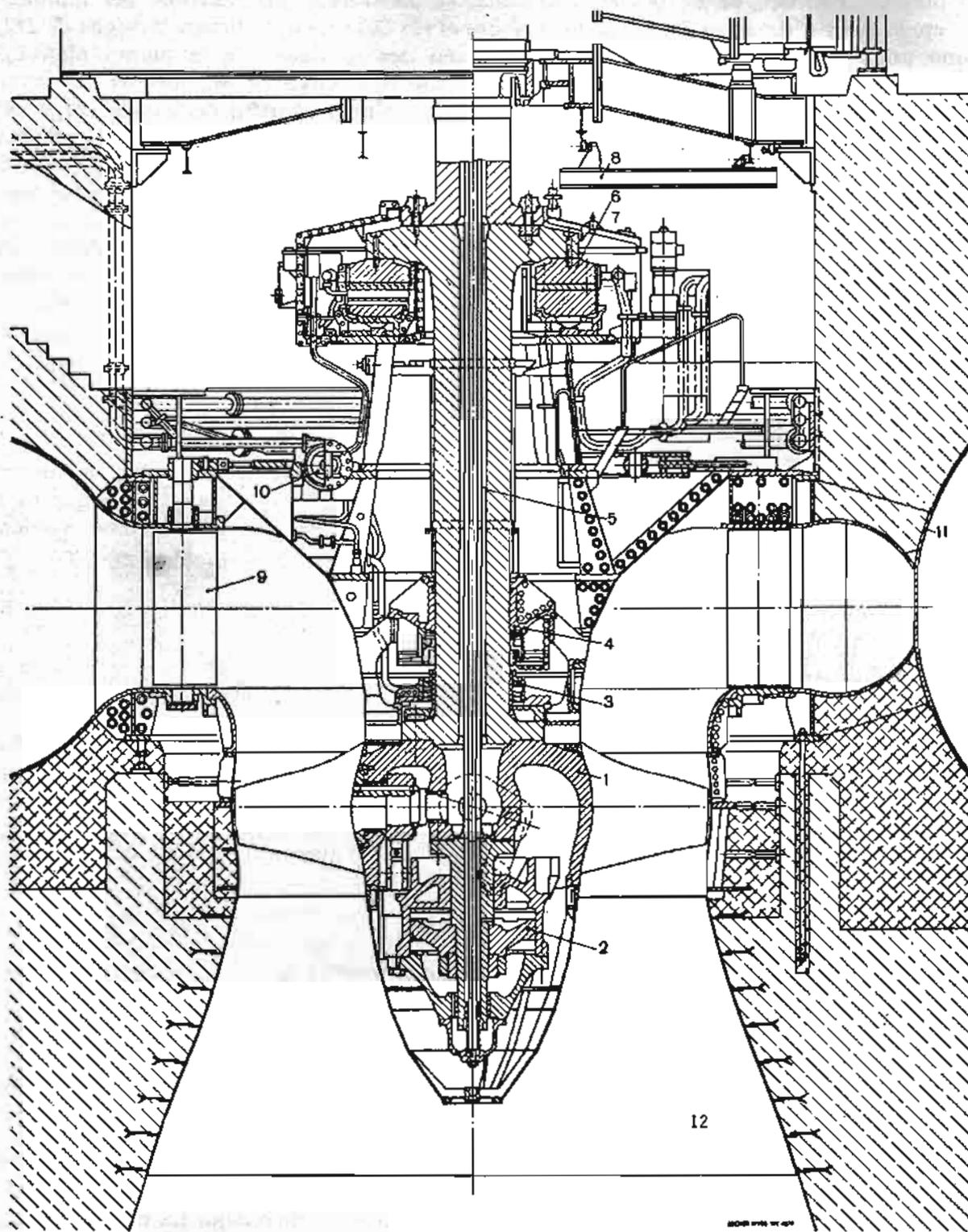
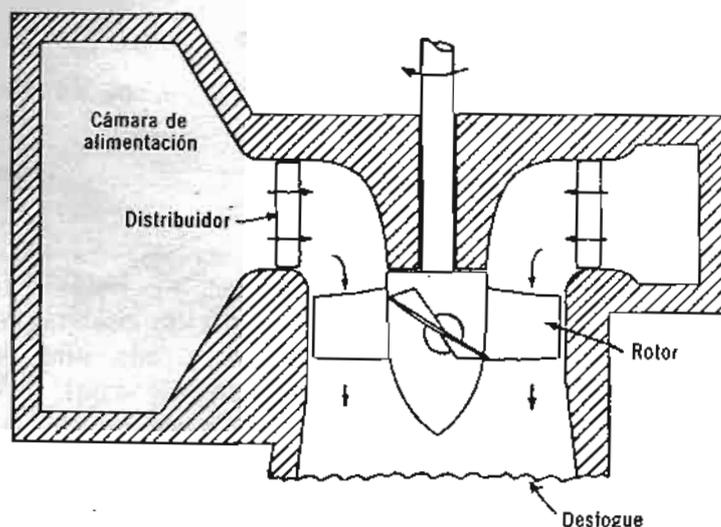


Fig. 5.1 Sección de una turbina Kaplan de 67,700 KW, bajo 34 m de carga y 225 m³/seg de caudal, instalada en Ribarroja, sobre el río Ebro, España. El diámetro del rotor es de 5.7 m.

- 1) Cubo. 2) Servomotor del rotor. 3) Sello. 4) Cojinete. 5) Tubos de lubricación. 6) Chumacera de carga. 7) Bomba para lubricación de la chumacera. 8) Grúa. 9) Alabe del distribuidor. 10) Servomotor del distribuidor. 11) Caracol metálica. 12) Tubo de desfogue.

(Cortesía Escher Wyss)

Fig. 5.2 Esquema de una turbina Kaplan.



Si para unas condiciones dadas por la magnitud y dirección de V_1 y por la velocidad de giro ω , se quiere una incidencia correcta a lo largo del aspa para una máxima acción de la cantidad de movimiento en cada punto de la misma, y máximo momento sobre el eje de giro, conviene que el borde de ataque del álabe corresponda con la dirección que en cada punto exige la velocidad relativa. Ahora bien, si V_1 se modifica en dirección, por ejemplo, manteniendo la misma velocidad de giro, V_{r1} se modifica en dirección y en magnitud a lo largo del borde del álabe, produciéndose separación o choque contra el álabe (Fig. 5.3). Este hecho se presenta en la regulación de la carga de la turbina por medio del cambio en dirección de la velocidad absoluta.

Se puede corregir la incidencia modificando el paso de los álabes, labor que realiza precisamente la turbina Kaplan, por medio de un servomotor ajustado con el distribuidor y con el gobernador, con lo cual se logra mantener prácticamente el mismo valor del rendimiento para diferentes condiciones de trabajo.

El tubo de desfogue es casi siempre acodado y semejante al de la turbina Francis.

5.3. Expresiones de la energía transferida, del grado de reacción y del factor de utilización

La energía transferida de fluido a rotor, en una turbina, según se dedujo en el capítulo primero, tiene como expresión, bajo la forma de Euler

$$E = 1/g (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \quad (\text{Ec. 1.13})$$

O también

$$H = 1/g (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \quad (\text{Ec. 1.15})$$

si se da H en unidades de longitud, que equivale a considerar la energía por unidad de peso, como ya se señaló en el inciso 1.5.

Expresando la energía transferida bajo la forma de componentes energéticas, en la turbina axial tiene la forma

$$E = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g_c} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g_c} \quad (\text{Ec. 5.1})$$

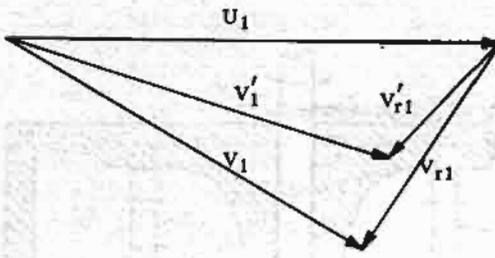


Fig. 5.3 Modificación de la velocidad relativa V_{r1} con el cambio en dirección de la velocidad absoluta V_1 .

esto es, desaparece el término de acción centrípeta, ya que la velocidad de arrastre conserva el mismo valor a la salida que a la entrada, pues no hay traslación radial del agua durante el paso de ésta por el rotor, sino solamente axial, lo que justifica su nombre.

También se puede sustituir E por H , expresando H en pies o metros y considerando la energía por unidad de peso.

La carga dinámica viene representada por el primer término del segundo miembro en la ecuación 5.1. La carga estática, aprovechada por la máquina, queda reducida en este caso al cambio energético debido a la velocidad relativa del fluido, manifiesta por un efecto acelerativo del agua a lo largo del ducto entre los álabes del rotor.

El grado de reacción en la turbina axial quedará expresado por

$$G_R = \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{V_1^2 - V_2^2 + V_{r2}^2 - V_{r1}^2} \quad (\text{Ec. 5.2})$$

o también

$$G_R = \frac{1}{\frac{V_1^2 - V_2^2}{V_{r2}^2 - V_{r1}^2} + 1} \quad (\text{Ec. 5.3})$$

Como $V_1 > V_2$ y $V_{r2} > V_{r1}$, el grado de reacción será positivo y menor que la unidad.

Con frecuencia se expresa el factor de utilización en función del grado de reacción. En efecto, el factor de utilización se define por la relación ya citada

$$\epsilon = \frac{E}{E + \frac{V_2^2}{2g_0}} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Sustituyendo E por su valor se tiene

$$\epsilon = \frac{V_1^2 - V_2^2 + V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{V_1^2 + V_{r2}^2 - V_{r1}^2} \quad (\text{Ec. 5.5})$$

Eliminando las velocidades relativas en las ecuaciones 5.3 y 5.4 se obtiene

$$\epsilon = \frac{V_1^2 - V_2^2}{V_1^2 - G_R V_2^2} \quad (\text{Ec. 5.4})$$

Expresión del factor de utilización en función del grado de reacción y de las velocidades absolutas de entrada y de salida. Se observa que el grado de reacción debe ser inferior a la unidad y positivo, como ya se indicó, pues el factor de utilización siempre es menor que uno. Se advierte también que con un grado de reacción alto se mejora el coeficiente de utilización.

La curvatura del álabe, definida por el ángulo θ para $V_a = \text{constante}$, hace que $V_2 < V_1$ y $V_{r2} > V_{r1}$, con el fin de tener un aprovechamiento de la carga dinámica y de la carga estática del agua (Ec. 5.1).

Esta disposición del álabe para una correcta incidencia del agua, es la correspondiente a las condiciones de diseño de toda turbina de hélice. En el caso de la Kaplan, se consigue, como se dijo, para diversas condiciones de trabajo, en virtud del cambio de paso que puede operarse en los álbes.

El diseño de los álbes suele hacerse para el 80% de la capacidad de gasto de la turbina, ya que en éstas condiciones se favorece el rendimiento global del álabe en las diferentes condiciones de carga parcial o sobrecarga, en las que con frecuencia se ve obligada a trabajar la máquina. Para las condiciones de diseño la apertura del ángulo del distribuidor suele ser de 45° , pudiendo variar entre 20° y 50° en términos generales.

El alabeo en los bordes de ataque y de fuga se define por los valores de los ángulos β_1 y β_2 , a lo largo de dichos bordes (Fig. 5.5):

$$\tan \beta_1 = \frac{V_a}{U - V_{u1}}; \quad \tan \beta_2 = \frac{V_a}{U}$$

siendo

$$V_a = \frac{Q}{A}; \quad U = \pi ND$$

La componente giratoria V_{u1} se calcula en cada punto de la zona de vórtices libres, que precede al rotor, aplicando el principio de conservación del momento de la cantidad de movimiento.

En la sección de salida del distribuidor (subíndice cero) se puede conocer la componente de giro V_{u0} y el radio R_0 . El momento de la cantidad de movimiento sobre la unidad de masa será $V_{u0}R_0$, que será constante en toda la zona de vórtices libres, pues no hay momento exterior en esa zona. Por lo tanto, si se designa por el subíndice (1) la sección de ataque del agua al rotor se tendrá

$$V_{u0}R_0 = V_{u1}R_1 = \text{constante}$$

donde R_1 puede variar del cubo al extremo del álabe y en consecuencia V_{u1} varía también, pero en forma opuesta a R_1 , para conservar el valor constante del producto. Como V_a es constante, resulta que $\tan \beta_1$ ó β_1 varía con U y con V_{u1} , o lo que es igual con el radio.

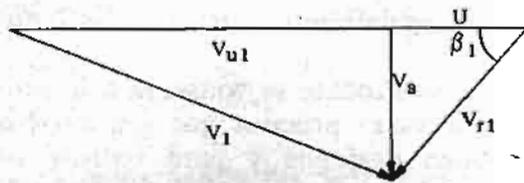
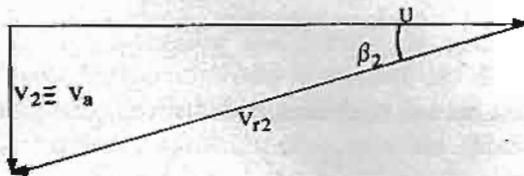


Fig. 5.5 Diagramas de velocidades a la entrada y a la salida.



En el borde de fuga el cambio de $\tan \beta_2$ ó β_2 , varía con $U = \pi ND$, el cual, como se ve tiene valores diferentes a distintos diámetros, para una misma velocidad de giro (véase ejemplo 5.1).

5.5. Proporción en las dimensiones en las turbinas Kaplan y de hélice

Las turbinas de agua axiales, como la Kaplan de álabes móviles y la de hélice de álabes fijos, son de alta velocidad específica, lo que caracteriza a estas máquinas para ser empleadas en saltos de agua de gran caudal y pequeñas cargas. La variación progresiva de la forma en la turbina Francis (Figs. 4.9 y 4.11), llega a eliminar toda acción radial en favor de una total acción axial, esto es, se tiene una turbina de hélice, capaz de un mayor caudal, que exigirá también secciones mayores para el paso del agua. Es evidente, que al desaparecer la acción centrípeta en el rodete móvil, se reduce notablemente el aprovechamiento de la carga estática del agua, que ahora queda a cargo solamente del cambio en la velocidad relativa, como ya se ha dicho,

El ducto de escurrimiento de una turbina axial se presenta radial al nivel del distribuidor, avanza por una zona de vórtices libres hasta alcanzar al rodete móvil en la dirección axial y termina en el tubo de desfogue, véanse figuras 5.6 y 5.8a. La zona de acción del rotor se encuentra comprendida generalmente entre dos superficies cilíndricas coaxiales en las turbinas de hélice y entre dos superficies esféricas concéntricas en las turbinas Kaplan, para permitir en este caso el pivoteo de los álabes.

La red de flujo (Fig. 5.6) se establece con las líneas de corriente y las ortogonales, definiendo tubos de corriente coaxiales (embudos coaxiales) de igual gasto, sin tener en cuenta el efecto de obstrucción de los álabes en la zona de acción del rotor, dada la gran dimensión de los canales de paso.

El coeficiente de la velocidad meridiana (véase inciso 1.3) viene dado por

$$\psi_m = \frac{\Delta Q}{2 \pi R \Delta s_p} \cdot \frac{1}{\sqrt{2 g H}} = \frac{V_m}{\sqrt{2 g H}} \quad (\text{Ec. 5.6})$$

Suele tener valores entre 0.30 y 0.70 dependiendo de la velocidad específica, correspondiendo valores más altos a mayores valores de n_s .

El coeficiente de la velocidad de arrastre está dado por la expresión

$$\phi = \frac{\pi ND}{\sqrt{2 g H}} \quad (\text{Ec. 5.7})$$

y su valor se muestra en la figura 5.7 en función de la velocidad específica.

Como puede verse es mayor que en la Francis (Fig. 4.12d) y también crece con n_s . Este coeficiente es útil en la determinación teórica del empuje del agua sobre el álabe. El coeficiente ϕ proporciona la velocidad de giro y el tamaño en función de la carga. Los valores de estos coeficientes son fruto de la observación de máquinas que han dado buenos resultados de trabajo.

En la turbina Francis se tenían dos coeficientes ϕ correspondiendo a dos diámetros del rotor, uno a la altura del distribuidor D_1 , y otro a sección de salida D_2 . En la turbina axial los dos diámetros se han convertido en uno solo D , que es el diámetro de la hélice (Fig. 5.8a). El valor de este diámetro se fija por la experiencia a través de fórmulas empíricas, entre ellas la siguiente:

$$D = \sqrt{\frac{68 \text{ HP}}{H}} \quad (\text{Ec. 5.8})$$

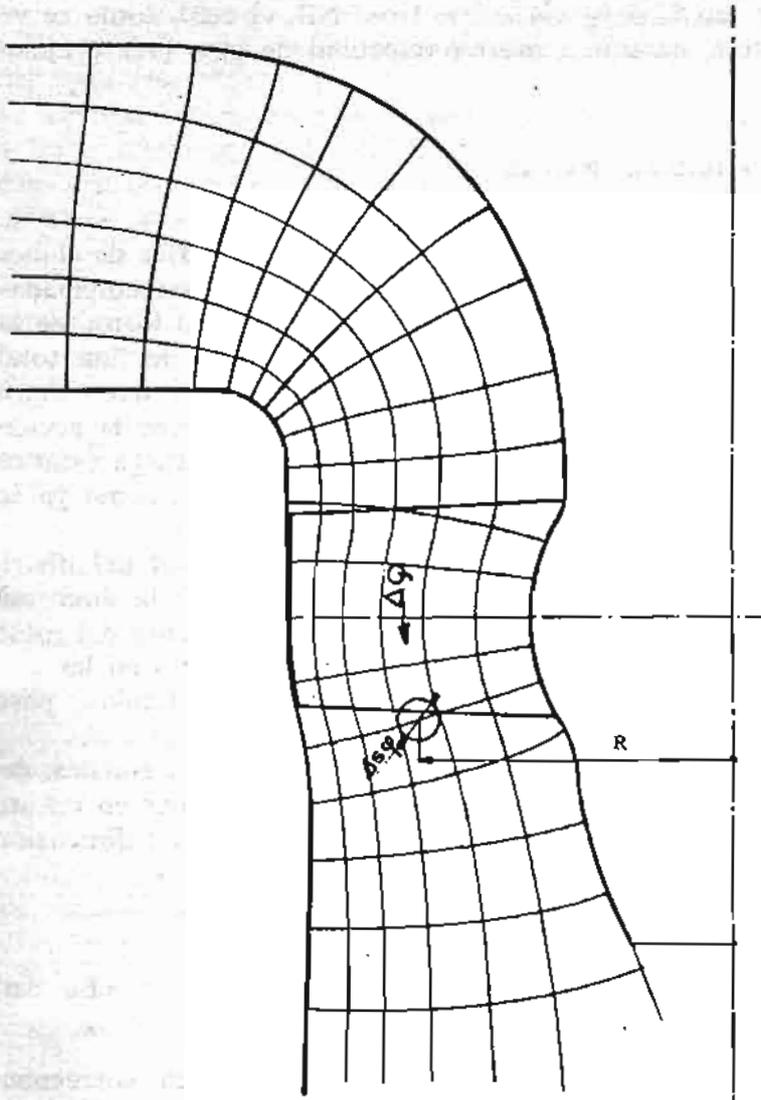


Fig. 5.6 Ducto de escurrimiento y red de flujo en una turbina de hélice.

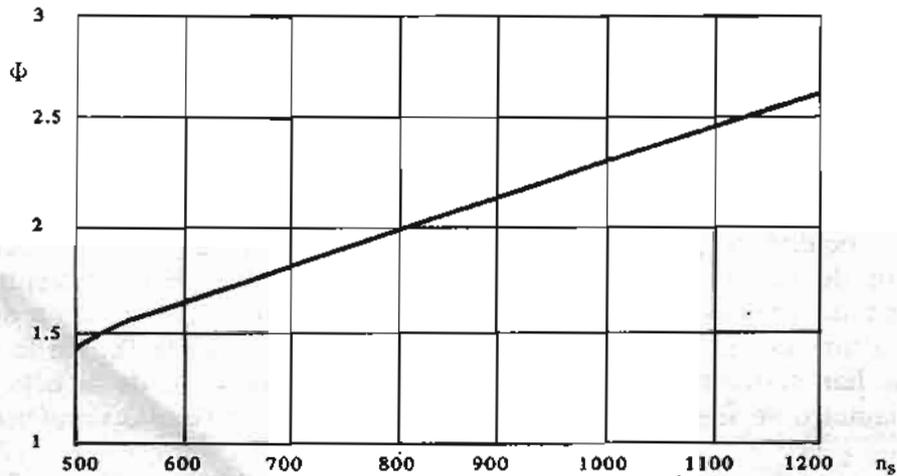
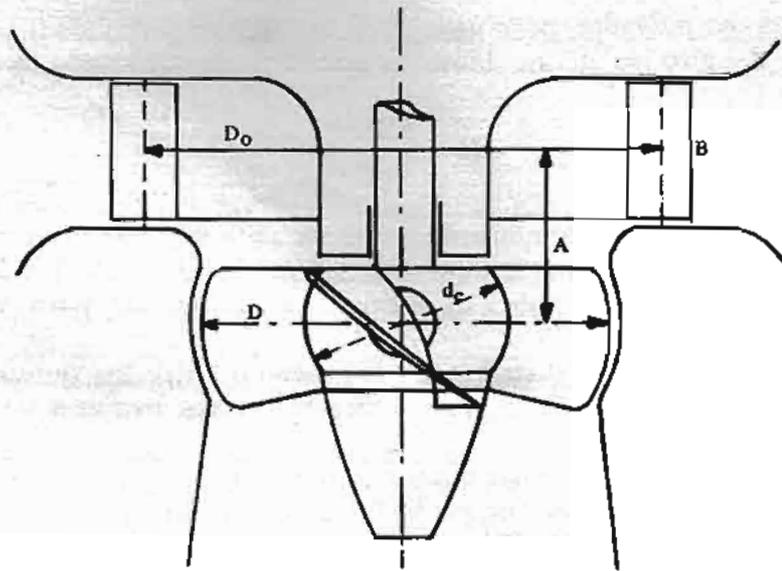
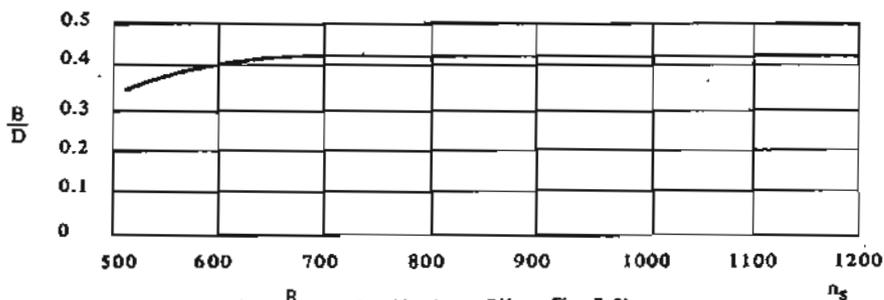


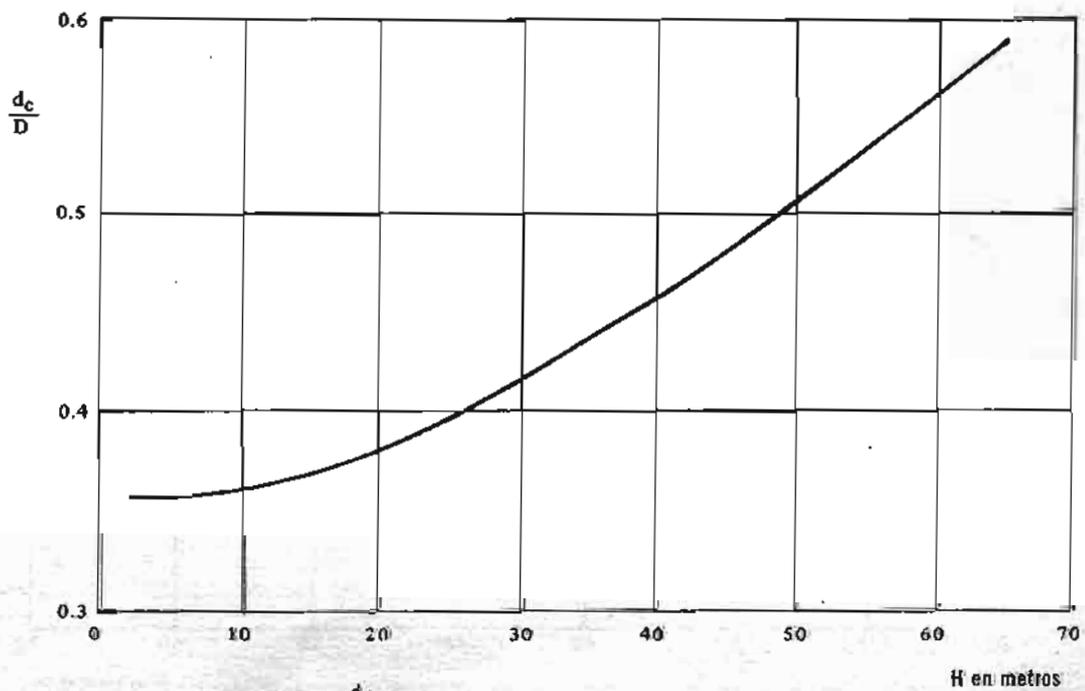
Fig. 5.7 Valor del coeficiente de velocidad en función de la velocidad específica en una turbina Kaplan. (L. Vivier).



a) Dimensiones fundamentales de una turbina Kaplan



b) Valores de $\frac{B}{D}$ en función de n_s (Véase Fig. 5.6)



c) Relación $\frac{d_c}{D}$ en función de H. (Véase Fig. 5.6)

Fig. 5.8 Proporción en las dimensiones en una turbina Kaplan. (L. Vivier).

en la cual D viene dado en pulgadas, para valores de la carga en pies y de la potencia en caballos. La velocidad de giro se define también por fórmulas prácticas, como la siguiente:

$$N = \frac{950 H^{\frac{3}{4}}}{(HP)^{\frac{1}{4}}} \quad (\text{Ec. 5.9})$$

donde N viene en revoluciones por minuto, la carga en pies y la potencia en caballos.

La distancia A entre el plano ecuatorial del distribuidor y el del rodete móvil está entre el 40 y el 50% del valor del diámetro de este último, siendo menor para valores altos de la velocidad específica.

El diámetro ecuatorial del distribuidor D_0 , medido entre los puntos de pivoteo de los álabes, es del orden de 1.20 a 1.30 D, correspondiendo valores menores para mayor velocidad específica.

La relación B/D (altura del distribuidor al diámetro de la hélice) es del orden de 0.40, esto es, mayor en la turbina Kaplan que en la Francis, como puede observarse en la figura 5.8b comparativamente con la figura 4.12b. Ello se debe a la necesidad de aumentar las secciones de paso a mayores caudales, sin agrandar exageradamente el diámetro del distribuidor.

La proporción entre el diámetro del cubo y el de la hélice (d_c/D) se da en la figura 5.8c en función de la carga. El cubo es muy robusto en la turbina Kaplan (más aún que en la de hélice) ya que debe alojar el mecanismo de reglaje del paso de los álabes del rotor y al mismo tiempo soportar el tremendo par que produce la acción del agua sobre los álabes.

En la figura 5.9 se da el número de álabes del rotor en función de la carga, en la turbina Kaplan. Como puede observarse, varía de 4 a 8, aunque hay turbinas Kaplan para altas cargas que llegan a tener 9 álabes. Los álabes son de grandes dimensiones a causa de la gran cantidad de agua con que deben operar para transmitir potentes pares al eje de la unidad. La relación del paso a la cuerda (s/c, inciso 3.3) es del orden de 1 a 1.5; y como la cuerda requerida es grande, se advierte que el número de álabes debe ser reducido, como se ha dicho antes.

Los álabes del rotor de toda turbina de hélice tienen muy poco espesor en relación a su gran tamaño, evitándose en todo momento formas redondeadas que produzcan aceleraciones locales que propicien la cavitación. Es por esto que las aristas de ataque se presentan relativamente agudas y que la curvatura del álabes es pequeña, lo que reduce la transferencia, ya que V_{r2} no puede hacerse *mucho* más grande que V_{r1} , limitándose la aplicación a pequeñas cargas.

El estudio y diseño de los álabes de una turbina Kaplan ha sido por mucho tiempo empírico o al menos no sujeto al análisis detallado que se realiza en las turbinas axiales de vapor o gas. No obstante, el rendimiento alcanzado en turbinas Kaplan llega a valores del orden del 93%, lo que justifica que no se haya prestado gran atención a los estudios analíticos. Sin embargo, la teoría del ala es aplicable en el diseño del perfil del álabes y en la determinación de la distribución de presiones y velocidades en los contornos del mismo, con objeto

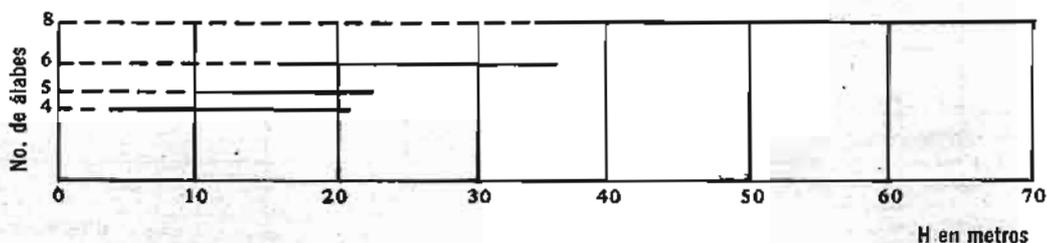


Fig. 5.9 Número de álabes del rotor en función de la carga, en una turbina Kaplan. (L. Vivier).

de predecir su comportamiento ante la cavitación. En el inciso 3.3 se han establecido algunos de estos principios fundamentales.

Ejemplo 5.1:

La turbina Kaplan de la figura 5.1 de 67,700 KW, bajo 34 metros de carga y 225 m³/seg de caudal, tiene un rotor de 5.7 metros de diámetro. La altura del distribuidor es B = 1.88 m. El diámetro ecuatorial medido a la salida del distribuidor es D₀' = 6.15 m. El diámetro del cubo es d_c = 2.90 m. Suponiendo que la velocidad absoluta de salida del distribuidor forma un ángulo de 45° con la dirección tangencial y considerando V_a = constante, determinar: a) Las velocidades tangenciales del agua (V_u), en la arista de ataque del rotor (11), a distancias R = 1.45 m (arranque en el cubo), R = 2.15 m (medio) y R = 2.85 m (extremo del álabe). b) El ángulo de la velocidad relativa del agua con la dirección tangencial (ángulo del álabe β₁ para las condiciones de diseño), para los tres puntos indicados. La velocidad de giro calcúlese por la ecuación 5.9, ajustada para un generador de una frecuencia de 50 ciclos/seg.

Solución:

a) En la zona de vórtices libres que precede al rotor, no se ejerce ninguna acción sobre el agua, o sea, que el momento exterior es cero; se conserva, por tanto, el momento de la cantidad de movimiento, luego

$$M_{ext.} = \frac{d}{dt} (m V_u R) = 0$$

$$m V_u R = cte.$$

ó

$$V_u R = cte.$$

En la sección de salida del distribuidor se tendrá

$$V'_{u0} R'_0 = cte.$$

como

$$V'_{u0} = V'_0 \cos 45^\circ = V'_0 \sin 45^\circ = V'_{r0}$$

y

$$V'_{r0} = \frac{Q}{\pi D'_0 B} = \frac{225}{\pi \times 6.15 \times 1.88} = 6.2 \text{ m/seg.}$$

resulta

$$V'_{u0} = 6.2 \text{ m/seg.}$$

por tanto

$$V'_{u0} R'_0 = 6.2 \times 3.075 = 19.05 = cte.$$

En la arista de ataque al rotor (11) se tendrá:
Para R = 1.45 m (arranque en el cubo):

$$V_{u1} R_1 = V_{u1} \times 1.45 = 19.05 \text{ cte.}$$

de donde

$$V_{u1} = \frac{19.05}{1.45} = 13.13 \text{ m/seg.}$$

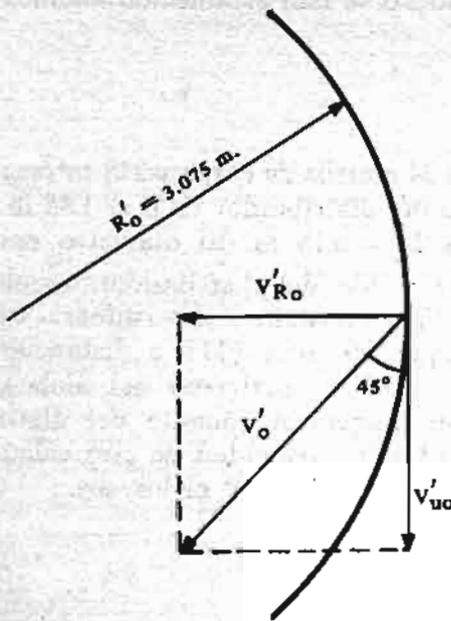


Fig. E.5.1.1.

Para $R = 2.15$ m (medio):

$$V_{u1} = \frac{19.05}{2.15} = 8.85 \text{ m/seg.}$$

Para $R = 2.85$ m (extremo del álabe):

$$V_{u1} = \frac{19.05}{2.85} = 6.68 \text{ m/seg.}$$

b) De las figuras 5.4 y 5.5 se tiene

$$\tan \beta_1 = \frac{V_a}{U_1 - V_{u1}}$$

Es preciso calcular V_a y U_1 , puesto que V_{u1} ya se conoce

$$V_a = \frac{Q}{A_{\text{paso}}} = \frac{2.25}{\pi (2.85^2 - 1.45^2)} = 11.6 \text{ pies/seg.}$$

Para calcular U_1 se necesita la velocidad de giro de la turbina. De la ecuación 5.9

$$N = \frac{950 H^{\frac{1}{2}}}{(HP)^{\frac{1}{2}}}$$

$H = 34$ m = 129 pies; la potencia $\frac{67,700 \text{ KW}}{0.746} = 90,600$ HP, luego

$$N = \frac{950 \times (129)^{\frac{1}{2}}}{(90,600)^{\frac{1}{2}}} = 120 \text{ R.P.M.}$$

Ajustada a un generador de 50 ciclos/seg, se tiene un número de pares de polos

$$p = \frac{60f}{N} = \frac{60 \times 50}{120} = 25 \text{ pares de polos}$$

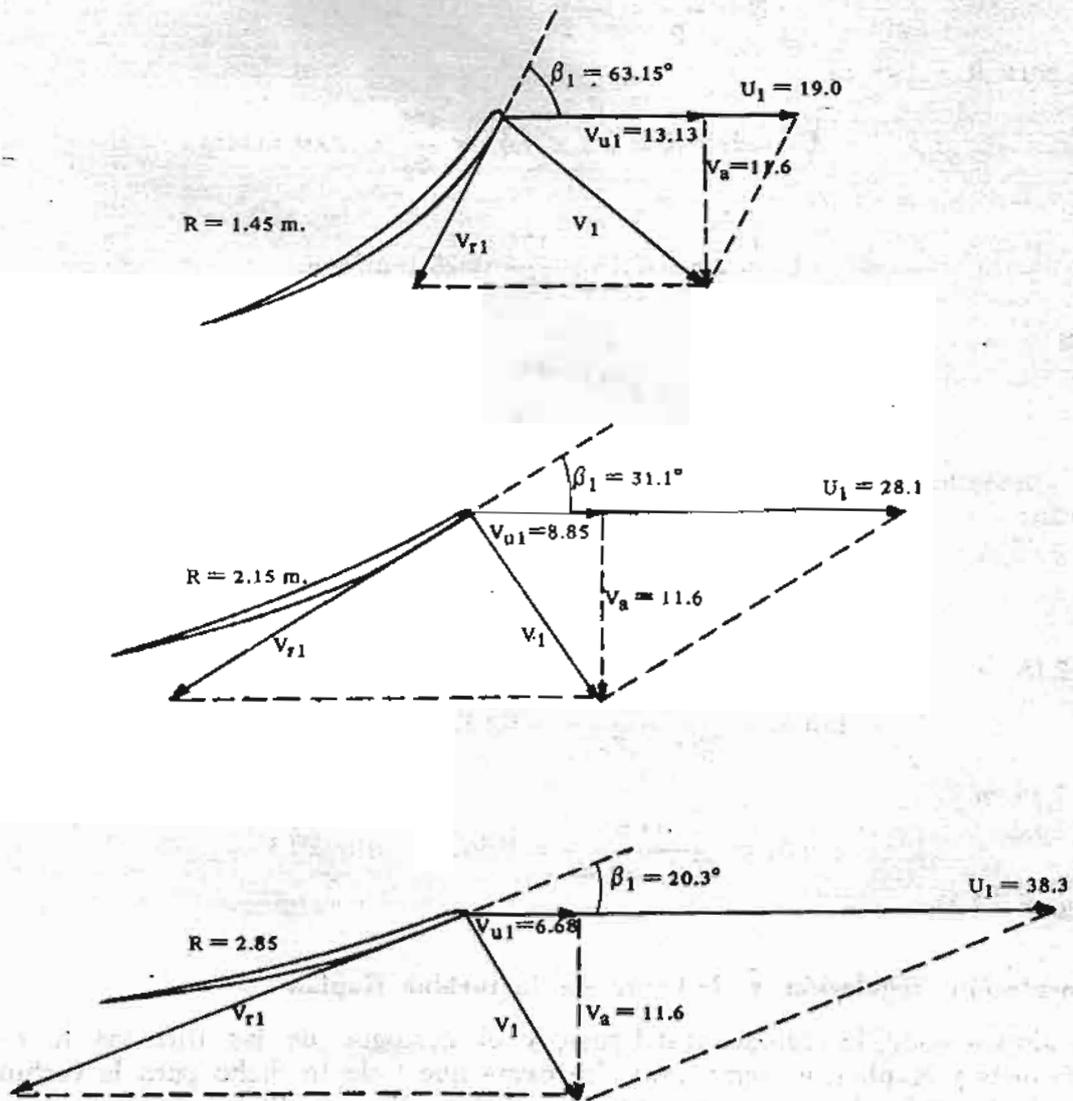


Fig. E.5.1.2 Variación del ángulo del álabe (β_1) en el borde de ataque, en la turbina Kaplan del ejemplo 5.1.

o sea, 50 polos. Se suele tomar mejor un múltiplo de 4, esto es, 48 polos, o sea 24 pares, con lo que la velocidad de giro viene ajustada a

$$N = \frac{60f}{p} = \frac{60 \times 50}{24} = 125 \text{ R.P.M.}$$

Por tanto, para $R = 1.45 \text{ m}$

$$U_1 = 2\pi R N = 2\pi \times 1.45 \times \frac{125}{60} = 19.0 \text{ m/seg.}$$

$R = 2.15 \text{ m}$

$$U_1 = 2\pi \times 2.15 \times \frac{125}{60} = 28.1 \text{ m/seg.}$$

$R = 2.85 \text{ m}$

$$U_1 = 2\pi \times 2.85 \times \frac{125}{60} = 38.3 \text{ m/seg.}$$

En consecuencia, los ángulos del álabe en los tres puntos señalados de la arista de ataque serán:

Para $R = 1.45 \text{ m}$

$$\tan \beta_1 = \frac{11.6}{19.0 - 13.13} = 1.976; \quad \beta_1 = 63.15^\circ$$

Para $R = 2.15 \text{ m}$

$$\tan \beta_1 = \frac{11.6}{28.1 - 8.85} = 0.6025; \quad \beta_1 = 31.1^\circ$$

Para $R = 2.85 \text{ m}$

$$\tan \beta_1 = \frac{11.6}{38.3 - 6.68} = 0.367; \quad \beta_1 = 20.3^\circ$$

(Véase Fig. E.5.1.2).

5.6. Alimentación, regulación y desfogue en la turbina Kaplan

La alimentación, la regulación del gasto y el desfogue de las turbinas hidráulicas de reacción Francis y Kaplan, es semejante, de forma que todo lo dicho para la turbina Francis en el capítulo 4 es prácticamente aplicable a la turbina Kaplan. Bien es verdad, que dadas las condiciones de operación de cada una caracterizadas por la velocidad específica, se definen dimensiones y proporciones diferentes, que ya se han considerado en incisos anteriores. También debe hacerse notar que en la regulación de la turbina Kaplan además del distribuidor que controla el gasto, es preciso corregir debidamente la orientación de los álabes del rotor. En el inciso 5.8 y en el ejemplo 5.2 se hacen notar estos dos parámetros de regulación, al definir el diagrama topográfico de la turbina Kaplan.

5.7. Valores del parámetro de cavitación en la turbina Kaplan

El parámetro o coeficiente de cavitación en turbinas de reacción se definió en el inciso 4.13. Se designa por la letra griega σ y tiene como expresión

$$\sigma = \frac{H_{at} - H_s}{H_n} \quad (\text{Ec. 4.34})$$

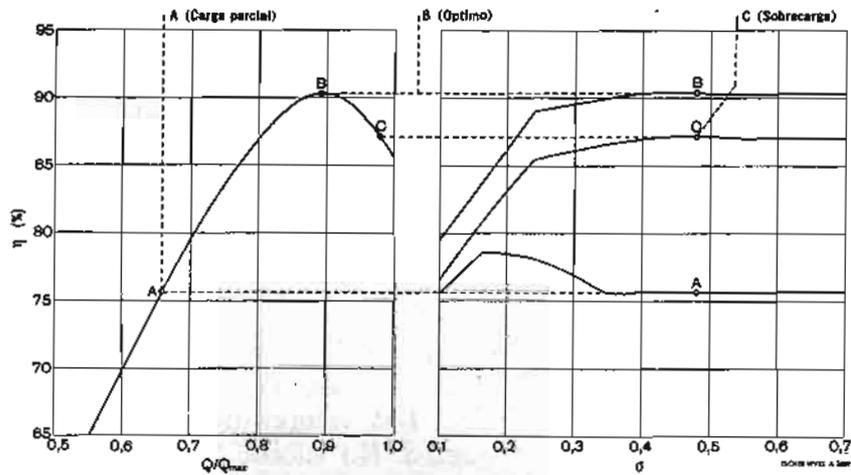
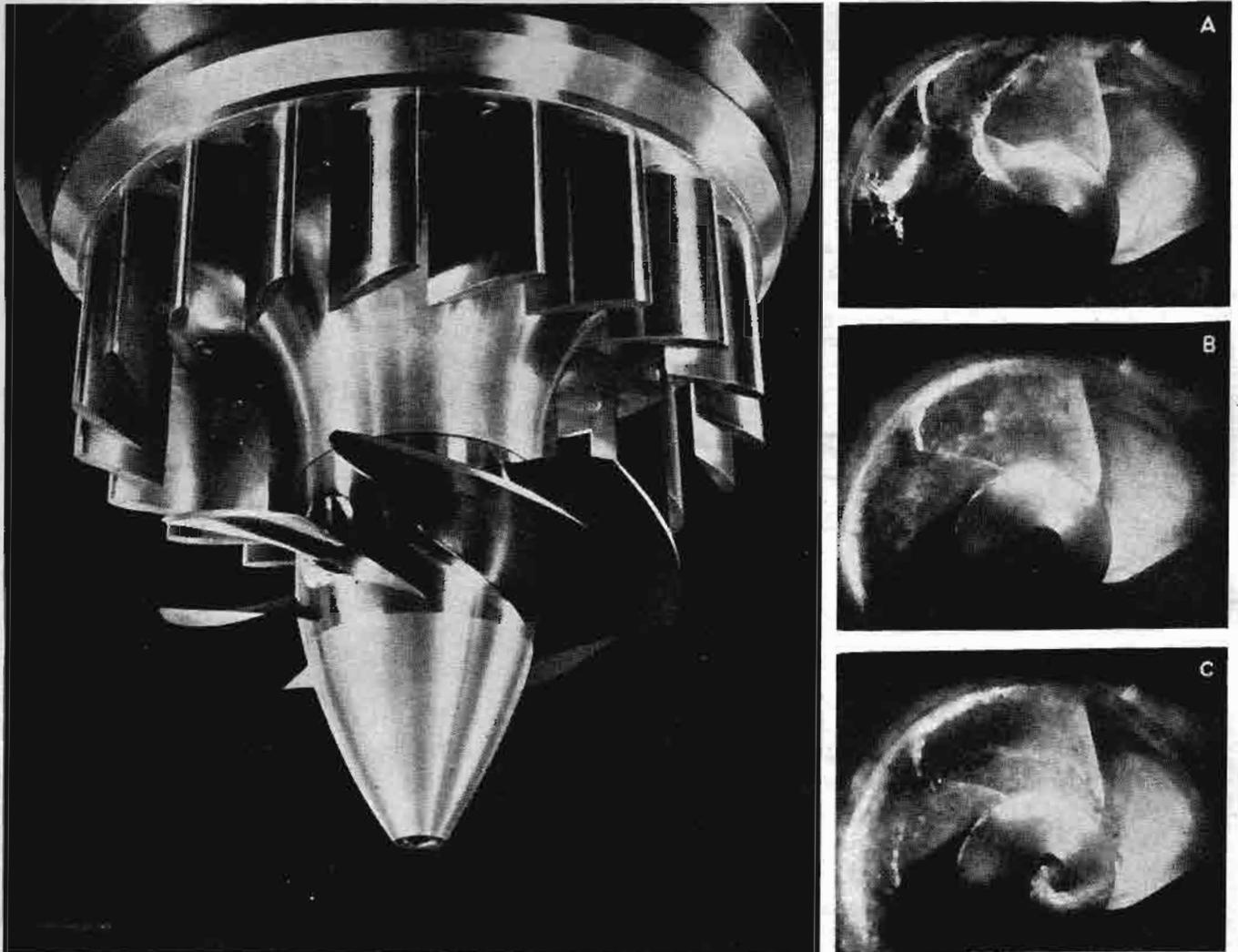


Foto 5.2 Turbina Kaplan modelo con resultados de experimentación del rendimiento y la cavitación: Condiciones óptimas (B), para la carga parcial (A) y con sobrecarga (C). Se presentan también las observaciones estroboscópicas en los tres casos. La turbulencia se ve acentuada en (A) y (C). [Cortesía Escher Wyss.]

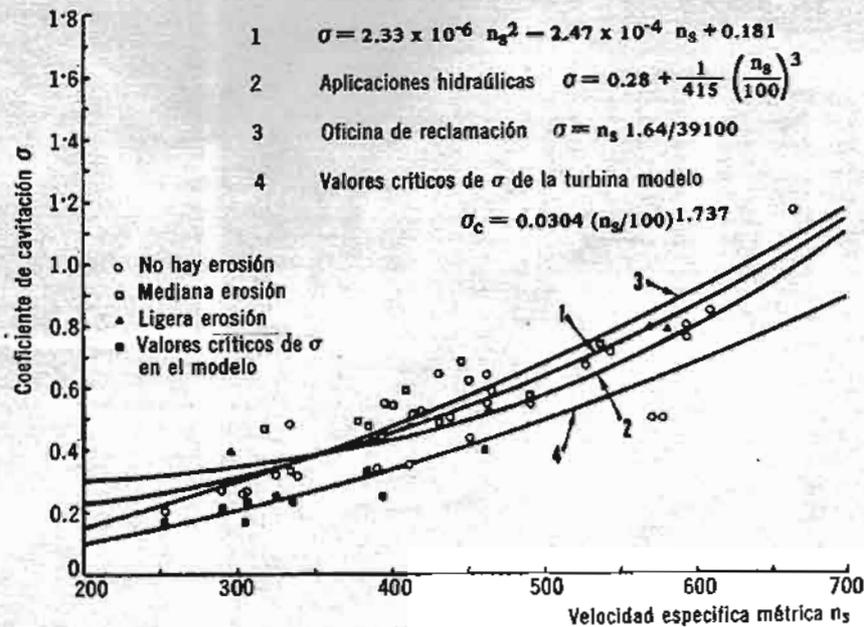


Fig. 5.10 Relación entre la velocidad específica y el coeficiente de cavitación en turbinas Kaplan. (TAKASHI HASHIMOTO—Water Power, abril de 1968.)

donde H_{at} representa la carga debida a la presión atmosférica, H_a es la altura de aspiración o carga de aspiración y H_n significa la carga neta sobre la turbina. En la Kaplan, lo mismo que en la Francis, ambas turbinas de reacción, el coeficiente de cavitación se deriva de la misma ecuación 4.34. El valor es, sin embargo, diferente, pues lo condiciona fundamentalmente la velocidad específica, que fija valores distintos para H_a según resultados de la experimentación.

En la figura 4.28 se da en forma gráfica la variación de σ con n_s para turbinas Francis y Kaplan. El valor de σ crece con n_s , siendo por tanto mayor en la Kaplan que en la Francis.

También en la figura 4.29 se señalan valores de H_a en función de H y de n_s para turbinas Francis y Kaplan. En la figura 5.10 se dan expresamente valores del coeficiente de cavitación σ en función de la velocidad específica para turbinas Kaplan, señalando precisamente los límites de aplicación. La foto 5.2 muestra una turbina Kaplan modelo con resultados de experimentación del rendimiento y la cavitación.

En cuanto a la posición de la turbina Kaplan con relación al nivel de aguas abajo, se remite al lector al inciso 4.13, en donde se contempla, en general, a las turbinas de reacción Francis y Kaplan. Desde luego, el coeficiente σ va a determinar la posición de acuerdo con la velocidad específica.

5.8. Diagrama topográfico de la turbina Kaplan

En el inciso 4.14 se trató ya de los ensayos sobre modelos, de los diagramas topográficos y de la transposición de rendimientos. En el caso de la turbina Francis, la regulación se realiza por un solo órgano: el distribuidor. Los valores de la potencia y del rendimiento están condicionados pues por un solo parámetro. No sucede lo mismo en la turbina Kaplan, en la cual intervienen dos parámetros de regulación: el distribuidor que controla el gasto, y el mecanismo (de cruceta y bielas) que corrige la orientación de los álabes del rotor, sobre los cuales actúa al mismo tiempo el servomotor que manda el gobernador.

En este caso es preciso dibujar dos diagramas topográficos parciales, con líneas de nivel correspondientes a iguales valores del rendimiento. Uno se establece con los álabes del

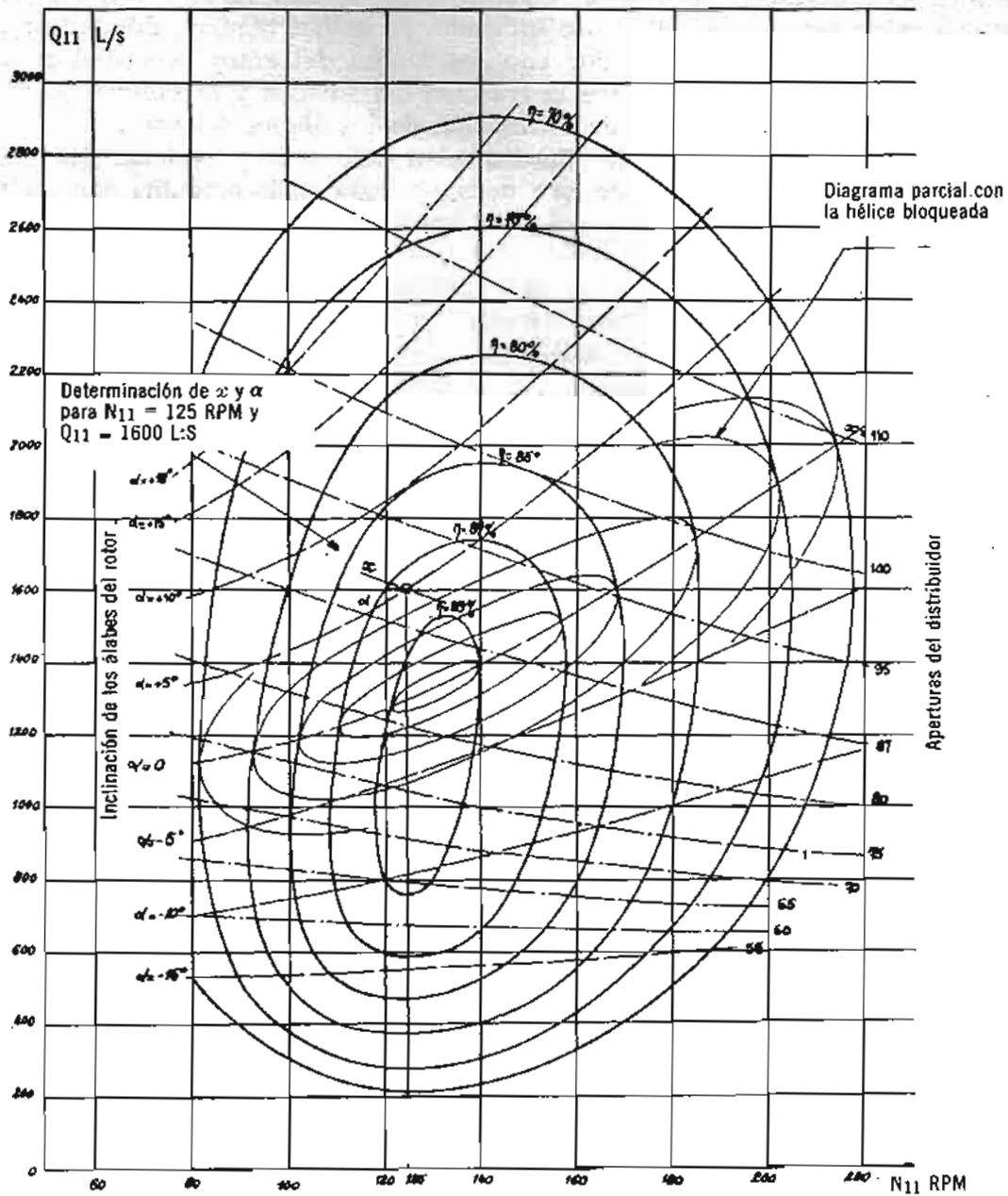


Fig. 5.11 Diagrama topográfico de una turbina Kaplan ($D_{11} = 1_{11}$ y $H_{11} = 1_{11}$).

rotor bloqueados y el otro con el distribuidor fijo. El diagrama topográfico de la turbina Kaplan queda constituido por las envolventes de las curvas de igual rendimiento trazadas sobre los dos diagramas parciales superpuestos.

La figura 5.11 representa un diagrama topográfico de una turbina Kaplan ($H_m = 1$ m y $D_m = 1$ m) obtenido por el procedimiento indicado. Se hallan también dibujados: el diagrama parcial correspondiente al distribuidor con los álabes del rotor bloqueados; la familia $Q_{11} = f(N_{11}, x)$, que tiene como parámetro la fracción del gasto x y la familia $Q_{11} = f(N_{11}, \alpha)$ que tiene como parámetro el ángulo α de inclinación de los álabes del rotor.

Para valores determinados de N_{11} y Q_{11} quedan definidos los valores de x , α y η . El ajuste entre α y x , para una velocidad de giro dada, se logra en la máquina por medio de una leva intercalada en el mecanismo que liga al distribuidor con el de variación del paso de los álabes del rotor.

Debe hacerse notar que si la carga no es constante se modifica la N_{11} o lo que es lo mismo, la conjugación hélice-distribuidor. En este caso es preciso prever también un juego de levas correspondientes a diversas condiciones de carga.

A continuación se da un ejemplo de aplicación de un diagrama topográfico o diagrama de ensayos en una turbina Kaplan.

Ejemplo 5.2

Determinar las características de operación de una turbina Kaplan que debe trabajar bajo una carga normal de 40 m desarrollando una potencia de 13 100 kw (17 800 CV) acoplada a un generador de 60 ciclos/seg.

Solución:

Según la figura 4.29, para una carga de 40 m puede haber solución con una turbina Kaplan o una Francis, correspondiendo a una velocidad específica de $n_s = 400$. El problema exige que sea Kaplan, aunque la velocidad específica es baja para este tipo, pero se busca aplicación del diagrama topográfico del modelo reducido que representa la figura 5.12, donde las condiciones óptimas corresponden a $n_s = 400$, cuyo parámetro es el que mejor puede caracterizar una similitud dinámica entre modelo y prototipo.

La velocidad de giro se puede pues deducir del valor de $n_s = 400$, o sea

$$n_s = \frac{N(CV)^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (\text{Ec. 1.28})$$

de donde

$$N = \frac{n_s H^{3/4}}{(CV)^{1/2}} = \frac{400 (40)^{3/4}}{(17,800)^{1/2}} = 300 \text{ RPM}$$

Velocidad de sincronismo para 60 ciclos/seg. Para

$$N = 300 \text{ RPM}$$

el número de polos del generador es

$$p = \frac{120f}{N} = \frac{120 \times 60}{300} = 24 \text{ polos}$$

cuyo valor es correcto, pues es par y múltiplo de 4.

Para definir el *diámetro de la hélice del rotor* se tendrá en cuenta la ecuación

$$N_{11} = \frac{ND}{H^{3/2}}$$

Como el coeficiente N_{11} es el mismo en modelo y prototipo, y según figura 5.12 en el modelo es $N_{11} = 123$, se tiene en el prototipo

$$123 = \frac{300 D}{(40)^{3/2}}$$

de donde

$$D_p = 2.60 \text{ mts.}$$

Es útil conocer los valores del rendimiento en el prototipo en función de la potencia exigida a la turbina, a $H = \text{cte.}$ y $N = \text{cte.}$, regulada mediante el gasto que controla el distribuidor. Se trata de conocer la función.

$$n_p = f(P)$$

que se va a obtener gráficamente.

Como P_{11} es el mismo en modelo y prototipo, de la ecuación

$$P_{11} = \frac{P}{H^{3/2} D^2} \quad (\text{Ecs. 4.38})$$

se tiene

$$P = P_{11} H^{3/2} D^2$$

para los valores del prototipo

$$P = P_{11} (40)^{3/2} (2.6)^2 = 1,700 P_{11}$$

En la figura 5.12 se van obteniendo diferentes valores de P_{11} para diversos valores del rendimiento y un valor constante de la velocidad de giro, los cuales van produciendo otros tantos valores de P . Para ello basta trazar una vertical por el punto deseado N_{11} , que en este caso será $N_{11} = 123$, que corresponde a las condiciones óptimas de funcionamiento. Así se han obtenido los valores de P (en CV) que figuran en la tabla E.5.2.

Los valores del rendimiento η_p se calculan por alguna de las fórmulas de transposición que se señalaron en el inciso 4.14, por ejemplo la Medici

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^2 \left(\frac{H_m}{H_p}\right)^{3/2} \quad (\text{Ec. 4.41})$$

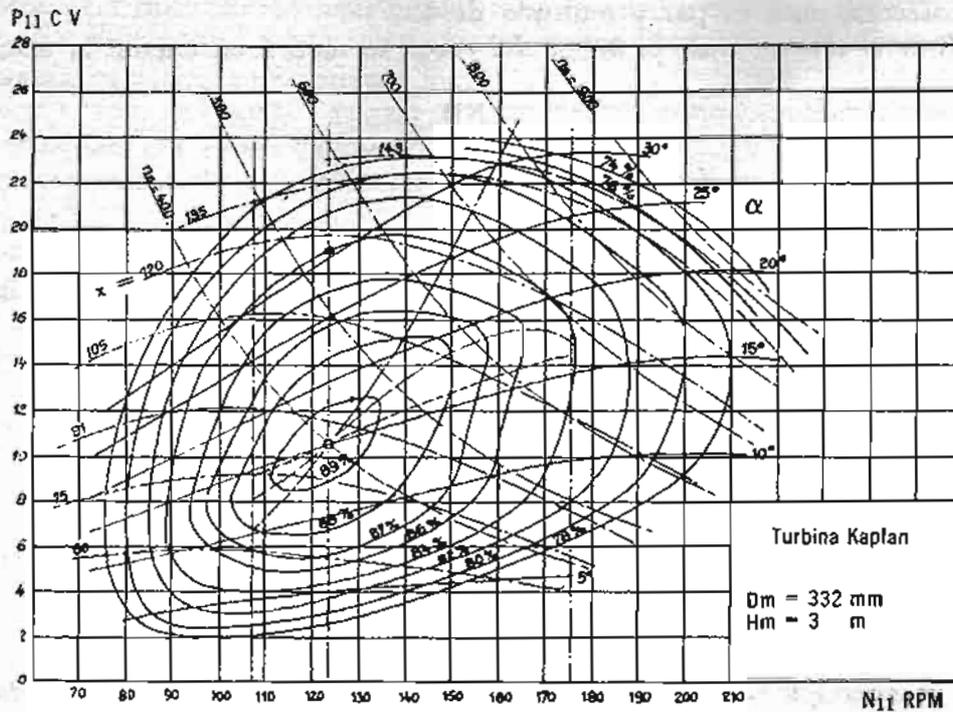


Fig. 5.12 Diagrama topográfico de una turbina Kaplan de ensayos que permite conocer las características de operación del prototipo ($D_m = 0.332_m$ y $H_m = 3_m$).

En este caso $D_m = 0.332$ m y $H_m = 3$ m. Como $D_p = 2.60$ m y $H_p = 40$ m. Se tiene

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = \left(\frac{0.332}{2.60}\right)^4 \left(\frac{3}{40}\right)^{1/10} = 0.6 \times 0.977 = 0.5862$$

de donde

$$\eta_p = 1 - (1 - \eta_m) (0.5862)$$

Los valores de η_m se van tomando en la vertical $N_{11} = 123$ los cuales se van traduciendo mediante la expresión anterior en los valores η_p que figuran en la tabla E.5.2, que se da a continuación:

TABLA E.5.2

η_m	Máx.	.89	.88	.87	.86	.84	.82	.80	.78
P_{11} CV	10.5	9.0	6.7	5.7	5.0	4.2	3.7	3.0	2.5
P CV	17,800	15,300	11,400	9,700	8,500	7,150	6,300	5,100	4,250
P_{11} CV	10.5	12.1	14.2	15.8	17.1	19.0	20.7	21.8	22.5
P CV	17,800	20,600	24,200	26,800	29,000	32,300	35,200	37,000	38,200
η_p	Máx.	.934	.929	.924	.918	.906	.894	.883	.871

Con los valores de la tabla E.5.2 se ha dibujado la curva de la figura E.5.2., $\eta_p = f(P)$.

5.9. Turbinas bulbo, tubulares y de pozo para cargas mínimas y grandes caudales

Buscando condiciones económicas favorables para el aprovechamiento de energía del agua, los ingenieros han fijado siempre su atención en los saltos de mediana y gran altura. Se

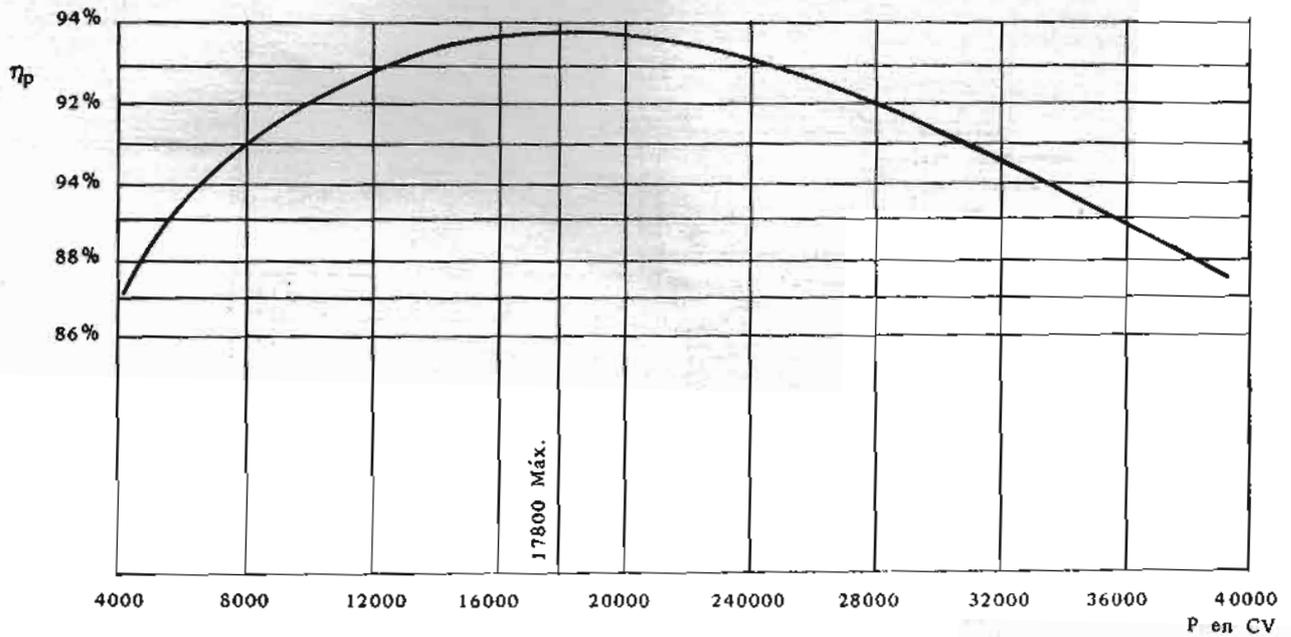
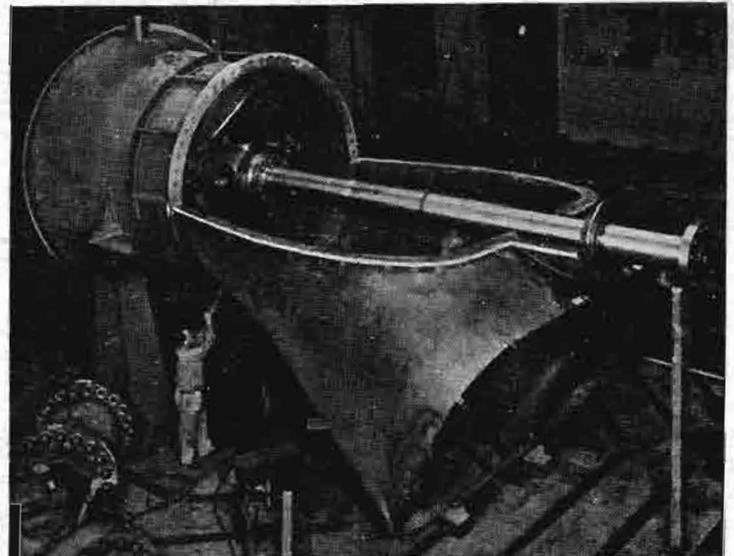


Fig. E.5.2 Variación del rendimiento con la potencia en la turbina Kaplan del ejemplo 5.2.

Foto 5.3 Turbina tipo TUBULAR en proceso de montaje. (Cortesía Allis Chalmers.)



han desarrollado así potentes turbinas, tratando de concentrar, cada día, mayor potencia en una sola unidad; lo que ha obligado, necesariamente, a proyectar máquinas de grandes dimensiones. Se menospreciaban los aprovechamientos de pequeñas cargas (5, 10 y hasta 15 metros) por resultar incosteables con el empleo de las turbinas convencionales Francis e incluso hélice o Kaplan, debido, fundamentalmente, a las profundas y costosas excavaciones.

Pero la creciente demanda de energía estaba obligando a pensar en toda clase de aprovechamientos. Si las máquinas convencionales no satisfacían, sería necesario idear otros tipos. Es así como aparecieron, en los pasados años, las *turbinas bulbo*, las *tubulares* y las *de pozo* (Fig. 5.13), que permiten aprovechar caídas de uno a quince metros.

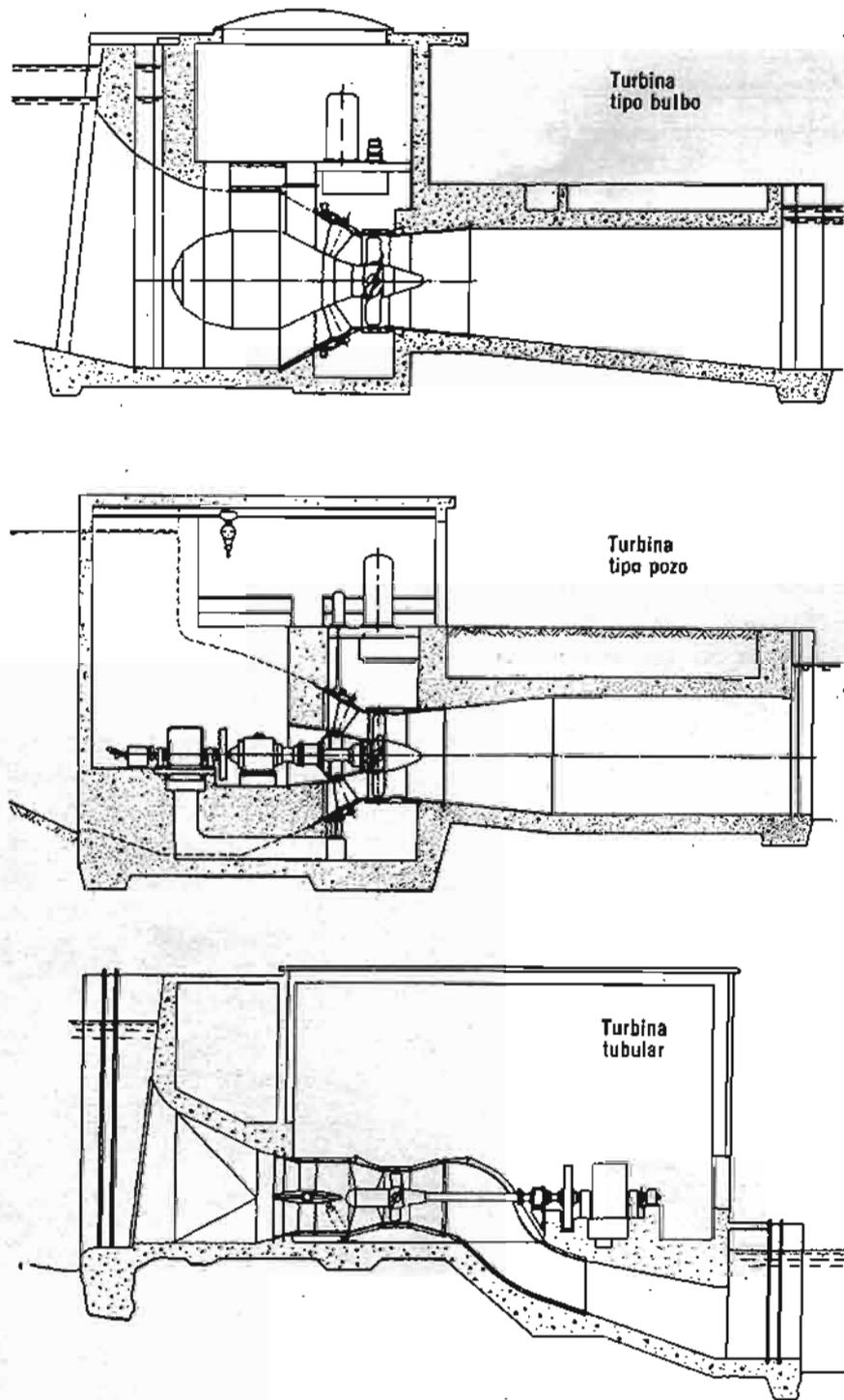


Fig. 5.13 Turbinas bulbo, pozo y tubular para cargas mínimas y grandes caudales.

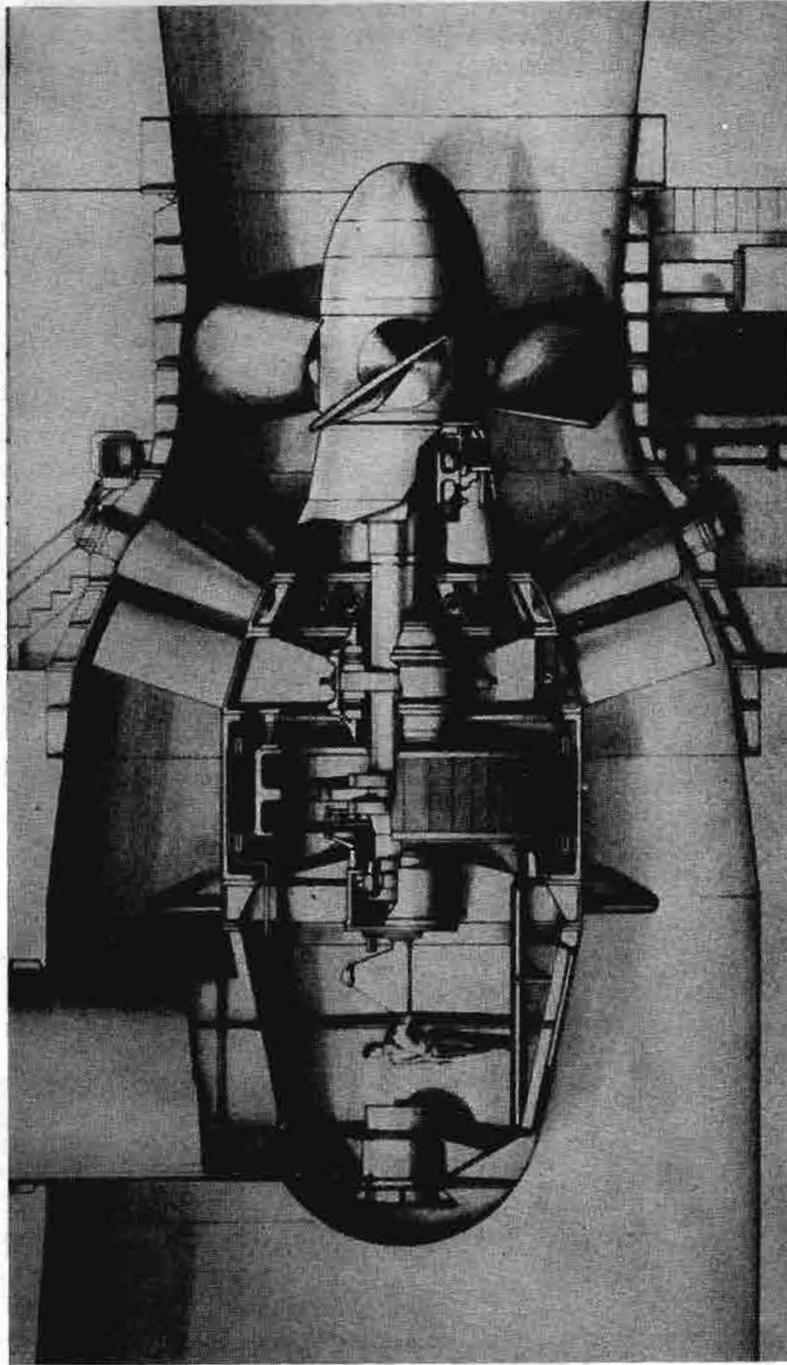


Foto 5.4 Turbina BULBO. Corte longitudinal. (Cortesía NEYRPRIC)

La particularidad fundamental en todas ellas es, que el eje se ha dispuesto en la dirección horizontal o casi horizontal, a fin de reducir las dimensiones en vertical y por tanto las excavaciones; circunstancia esta, que se presenta en la turbina Kaplan de eje vertical, a la cual podría recurrirse en los casos de pequeñas cargas.

En estos nuevos tipos, desaparece la cámara espiral o caracol, practicándose la alimentación directamente desde el embalse, por medio de un tubo de aspiración rectilíneo, que manda el agua sobre el rotor de la turbina a través de unas paletas directoras. El rotor, tipo hélice, con álabes fijos o ajustables, tiene su eje en la misma dirección del ducto, facilitando el paso de grandes caudales de agua. La descarga se logra por una continuidad del mismo ducto, en forma análoga al desfogue de una turbina de reacción convencional. Sólo en el tipo de turbina tubular se hace necesario un cambio en la dirección del ducto en la descarga para dar salida al eje del generador.

En la turbina TUBULAR, en efecto, el generador va instalado al exterior, fuera del ducto de paso del agua. Esto reduce el costo del generador, que puede ser así de tipo convencional, aunque presente algunos problemas de sellado de la flecha, de vibración por mayor longitud y de desfogue (Figs. 5.13 y foto 5.3).

En la turbina BULBO, el generador está encerrado en un recinto metálico estanco, que generalmente precede al rotor, apareciendo el conjunto como una pera o bulbo, de donde deriva su nombre esta turbina. Para el acceso al generador, así como para el paso de las conducciones y servicios, se dispone de un ducto o chimenea que comunica con el exterior (Fig. 5.13 y foto 5.4). Este sistema es ligeramente más costoso, pues requiere el empleo de generadores de diseño especial, pero tiene la ventaja de que se facilita el desfogue, incrementándose la energía recuperada en el mismo.

En el tipo POZO, el generador se independiza del rotor de la turbina por medio de muros de concreto, manteniéndolo en el mismo eje de la turbina o desplazándolo transversalmente. En este último caso la transmisión de la potencia se efectúa por medio de un multiplicador, pudiéndose hacer uso de generadores más económicos. La obra de fábrica es un poco complicada en cualquier caso y por esto el empleo de turbinas de pozo es más limitado.

El rendimiento de estos tres tipos de turbinas es tan satisfactorio o superior al de una turbina Kaplan, particularmente en aquellos casos en los que se disponen álabes ajustables en el rotor y en los portillos de acceso del agua al rotor. Además, el ducto rectilíneo de alimentación y de desfogue reduce al mínimo las pérdidas de energía en el flujo. La curva de rendimiento se mantiene así casi plana, a un nivel aproximado del 90%, para diferentes valores de la potencia.

Como obra hidráulica importante realizada con turbinas BULBO se puede citar la Planta Maremotriz del Rance, en la costa de Bretaña (Francia), que consta de 24 grupos bulbo de 10,000 KW cada uno, girando a 93.35 RPM y con diámetro de 5.35 metros en la hélice del rotor, cuyos álabes son ajustables. La carga media es de 5.75 metros y el caudal de 750 m³/seg por unidad. Las máquinas hidráulicas pueden operar como turbinas y como bombas, modificando la orientación de los álabes del rotor y las directrices. Las máquinas eléctricas tienen a su vez la doble función de generadores y de motores. Se consigue, en esta forma, una flexibilidad en el funcionamiento de la planta, pudiéndose llevar la explotación a un régimen de operación independiente del ritmo de las mareas.

Turbinas hidráulicas de impulso.

Turbina Pelton

6.1. Peculiaridad de las turbinas de impulso. La turbina Pelton

Las turbinas de impulso o de acción tienen la peculiaridad de aprovechar solamente la energía cinética del fluido; no existe, pues, gradiente de presión entre la entrada y la salida de la máquina. El grado de reacción es cero.

Entre las turbinas hidráulicas de este tipo la más representativa y por así decir, casi la única, es la Pelton, aunque también se podría citar la Michell-Ossberger de chorro cruzado, pero está poco generalizada y su empleo se halla limitado a muy pequeños aprovechamientos (25 a 2,000 l/seg y saltos de 12 a 50 m).

La turbina Pelton debe su nombre a Lester Allan Pelton (1829-1908) quien buscando oro en California, concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas que aprovechara la energía cinética de un chorro de agua, proveniente de una tubería de presión, incidiendo tangencialmente sobre la misma. Ensayó diversas formas de álabes hasta alcanzar una patente de la rueda en 1880, desde cuya fecha ha tenido gran desarrollo y aplicación.

En la turbina Pelton actual la energía cinética del agua, en forma de chorro libre, se genera en una tobera colocada al final de una tubería de presión. La tobera está provista de una aguja de cierre para regular el gasto, constituyendo el conjunto, el órgano de alimentación y de regulación de la turbina.

El álabe tiene la forma de doble cuchara, con una arista diametral sobre la que incide el agua, produciéndose una desviación simétrica en dirección axial, buscando un equilibrio dinámico de la máquina en esa dirección. Por ser el ataque del agua en sentido tangencial a la rueda se la denomina también turbina "tangencial"; por tener el fluido un recorrido axial a su paso por el álabe, se clasifica también entre las máquinas de tipo axial (foto 6.1).

Encuentra justa aplicación la turbina Pelton, en aquellos aprovechamientos hidráulicos donde la ponderación de la carga es importante respecto al caudal. La velocidad específica es pues baja (Fig. 4.2), entre 10 y 60 en el sistema métrico y entre 2 y 12 en el sistema inglés aproximadamente, siendo preferible valores centrales entre estos límites por razones del rendimiento, el cual es del orden del 90% y se conserva bastante bien a carga parcial, según puede observarse en la figura 4.16.

Entre las turbinas Pelton más grandes instaladas hasta el momento pueden citarse las de Mont-Cenis (Alpes franceses) de 272,000 HP cada una, bajo 870 m de carga.

6.2. Turbinas Pelton de eje horizontal y de eje vertical

La clasificación más general que puede hacerse de las turbinas Pelton es en tipos de eje horizontal y tipos de eje vertical. Existen otras divisiones que toman en cuenta el número de inyectores por rueda o el número de rotores montados en un mismo eje.

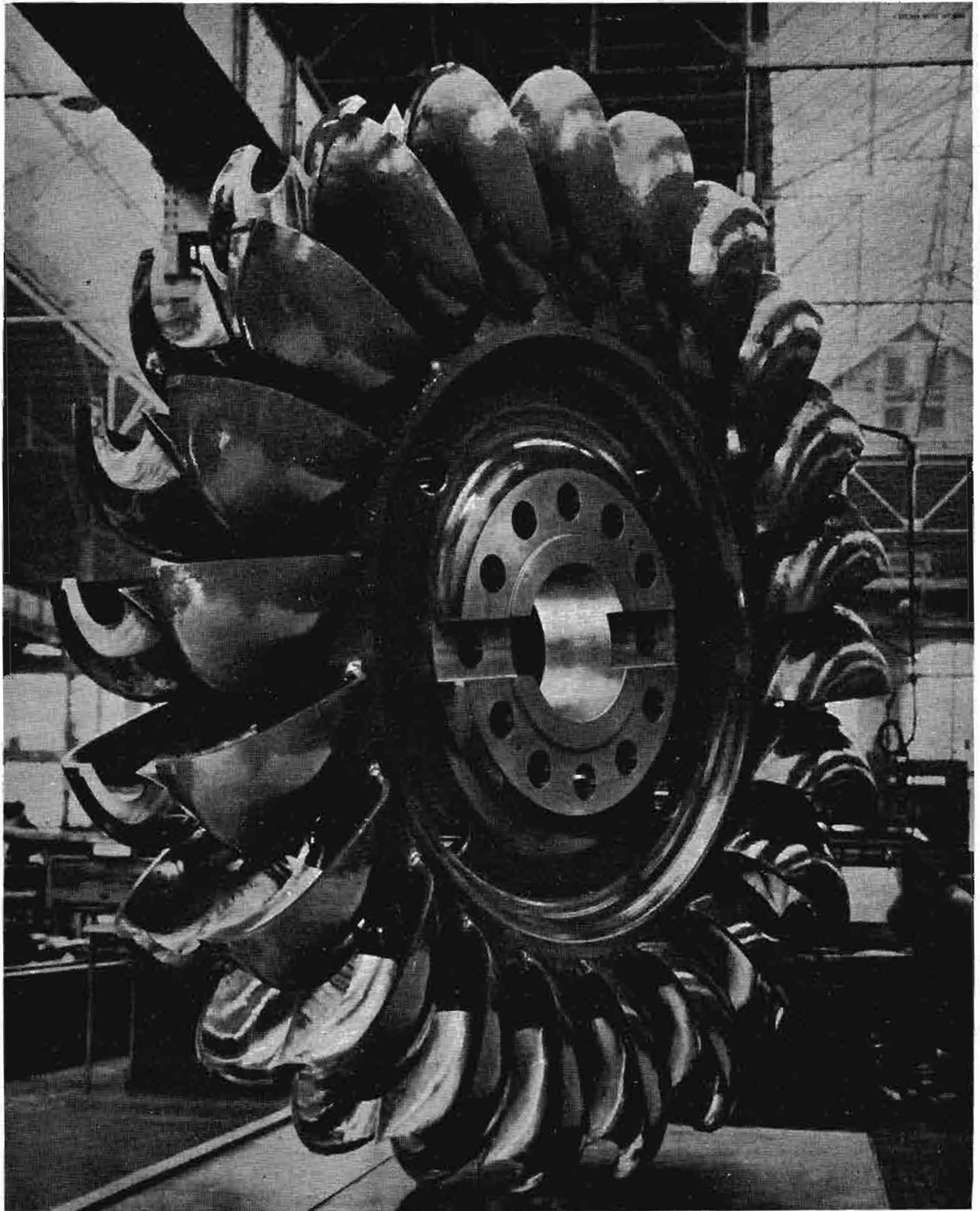
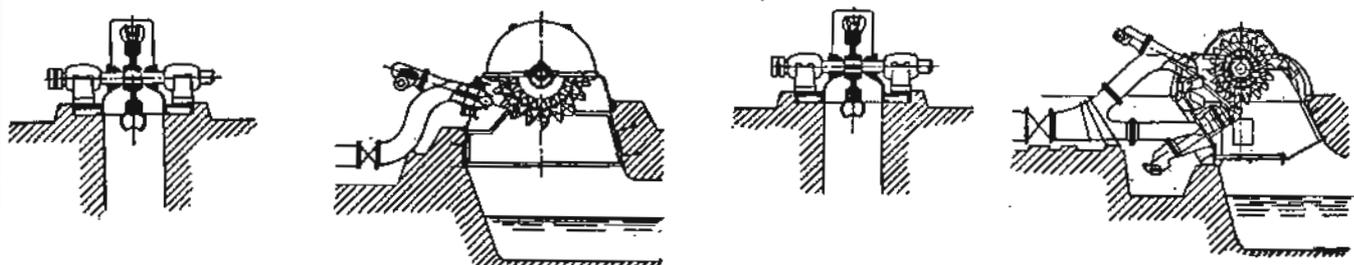
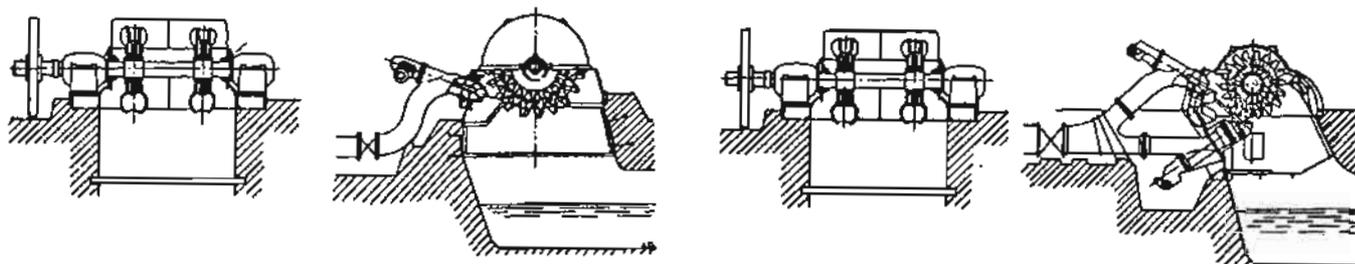


Foto 6.1 Rueda Pelton de una pieza $P = 37,000$ KW, $H = 415.5$ m, $N = 400$ rpm.
[Cortesía Escher Wyss]



P₁ N₁ - H Eje horizontal, una rueda y un chorro

P₁ N₂ - H Eje horizontal, una rueda y dos chorros



P₂ N₂ - H Eje horizontal, dos ruedas y dos chorros

P₂ N₄ - H Eje horizontal, dos ruedas y 4 chorros

Fig. 6.1 Cuatro disposiciones de turbinas Pelton de eje horizontal. (Cortesía Hitachi)

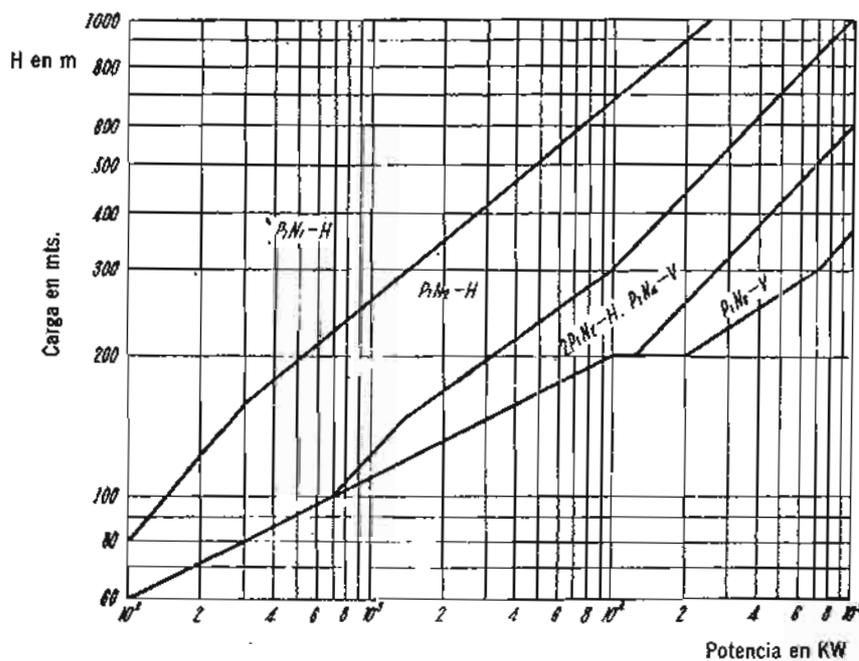


Fig. 6.2 Diagrama para la selección de la disposición más conveniente en función de la carga y la potencia. (Cortesía Hitachi)

En la disposición de *eje horizontal* el número de chorros por rueda se reduce generalmente a uno o dos, por resultar complicada la instalación en un plano vertical de las tuberías de alimentación y las agujas de inyección. La rueda queda sin embargo, más accesible para su inspección, lo mismo que los inyectores, con lo que la reparación de averías pequeñas y desgastes por erosión pueden efectuarse sin desmontar la turbina. Encuentra así aplicación, este sistema de montaje, en aquellos casos donde se tienen aguas sucias que producen deterioros o notable acción abrasiva. Con el eje en horizontal se hace también posible instalar turbinas gemelas para un solo generador colocado entre ambas, contrarrestando empujes axiales (Fig. 6.1).

Con la disposición de *eje en vertical* (foto 6.2) se facilita la colocación del sistema de alimentación en un plano horizontal, lo que permite aumentar el número de chorros por rueda (4 a 6); se puede así incrementar el caudal y tener mayor potencia por unidad (Fig. 6.2). Se acorta la longitud del eje turbina-generador; se amenguan las excavaciones; se puede disminuir el diámetro de la rueda y aumentar la velocidad de giro; se reduce en fin el peso de la turbina por unidad de potencia. Todo esto viene dando lugar a que encuentre más partidarios la disposición en vertical hoy día, a pasar de la preferencia que siempre tuvo, hasta hace poco, la instalación con eje horizontal. Conviene hacer notar, que con el montaje del eje en vertical, la inspección y las reparaciones se hacen más difíciles, por lo que conviene reservar esta disposición para aquellos casos en que se tengan aguas limpias que no produzcan gran efecto abrasivo sobre los álabes e inyectores; tanto más, que los álabes en este caso, están ya sometidos a una acción más repetida del agua, al existir mayor número de chorros por rueda. En la figura 6.2 se ofrece un diagrama para la selección de la disposición más conveniente, en el que puede advertirse la ventaja del eje vertical en grandes potencias.

X 6.3. Características constructivas del rodete Pelton. Número de álabes.

El rodete o rueda Pelton, como se muestra en las fotos 6.1 y 6.4, está constituido por un disco de acero con álabes periféricos en forma de doble cuchara. Estos pueden estar fundidos con el disco en una sola pieza (foto 6.1) o individualmente (foto 6.3), sujetándose después al disco por medio de bulones.

La fundición por separado de disco y álabes ha sido la forma más tradicional, ya que no sólo se facilita la construcción (fundición, maquinado y pulido de piezas) sino que también hace posible la reposición de cucharas averiadas por la erosión. Sin embargo, modernamente se advierte una gran tendencia a fundir disco y álabes en una sola pieza, sobre todo cuando se trata de ruedas de alta velocidad específica. Se consigue con este procedimiento mayor rigidez y solidez; uniformidad en la resistencia y montaje rápido. Para la misma potencia, las ruedas resultan más ligeras. Métodos modernos de fundición y de control de calidad (Magnaflex, Magnaglo, ultrasonidos, etcétera) permiten obtener piezas sin grietas ni fisuras en el templado.

El material de los álabes debe resistir a la fatiga, a la corrosión y a la erosión. Cuando estas acciones son moderadas puede bastar la fundición de grafito laminar. Si las condiciones de trabajo son más drásticas debe recurrirse al acero, al carbono aliado con níquel (0.7 a 1) – molibdeno (0.3). Aceros con 13% de cromo y los aceros austeno-ferríticos (Cr 20, Ni 8, Mo 3) presentan una resistencia extraordinaria a la cavitación y a la abrasión. El material del disco de la rueda es de acero fundido o forjado.

El número de álabes suele ser de 17 a 26 por rueda, dependiendo de la velocidad específica de la turbina. Para alta velocidad específica el número de álabes es menor. En efecto, para una rueda de un diámetro determinado por una carga y una velocidad de giro, si la velocidad específica es alta es que el gasto es grande, lo que exige *álabes mayores*, y por tanto *caben menos* en la misma periferia de la rueda. En cualquier caso, el número de álabes debe

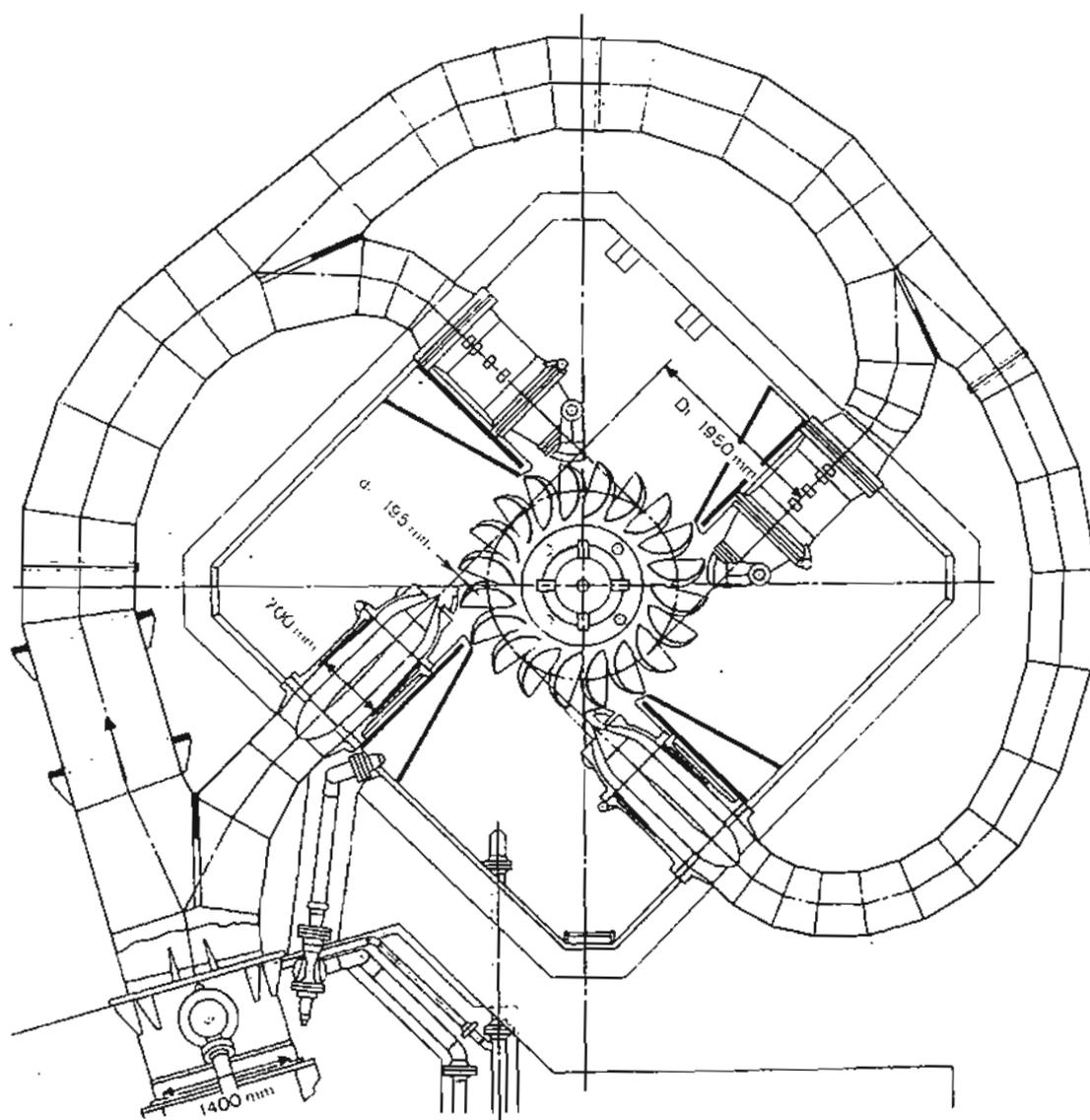


Foto 6.2 Turbina Pelton de 4 chorros y eje vertical. $P = 49,100 \text{ KW}$, $H = 478.2 \text{ m}$, $N = 375 \text{ rpm}$.
(Cortesía Escher Wyss)

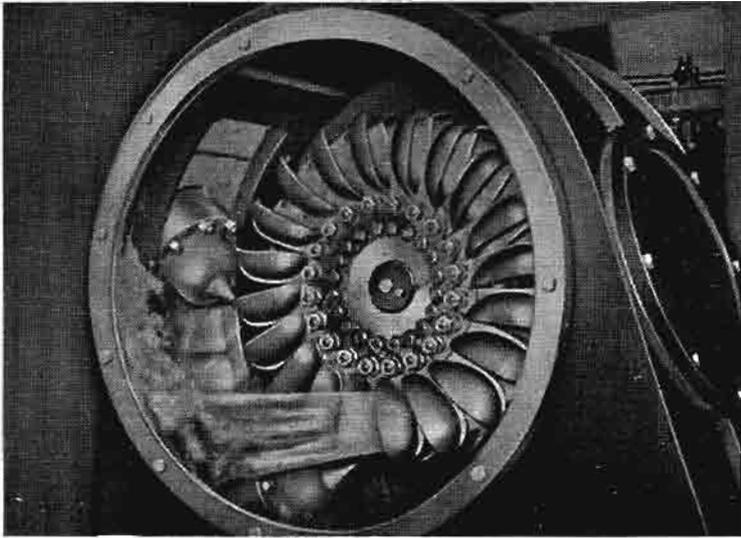


Foto 6.3 Modelo reducido de turbina Pelton.
(Cortesía Hitachi Ltd.)

ser tal que el agua proveniente del chorro no tenga lugar para pasar entre dos álabes sin acción sobre alguno de ellos. La determinación del paso se realiza con el trazado de las trayectorias relativas del agua respecto a la rueda concebida está en su plano ecuatorial geométrico.

La arista media del álabe no es completamente radial, sino que está ligeramente inclinada con relación a la dirección del chorro. El ángulo de inclinación es tanto mayor cuanto mayor es la velocidad específica de la turbina.

6.4. Forma y dimensiones de los álabes

Los álabes de una rueda Pelton tienen la forma de doble cuchara como ya se ha dicho, con una arista mediana donde se produce el ataque del chorro del agua. Las dimensiones del álabe (Fig. 6.3) son proporcionales al diámetro del chorro; éste a su vez es función del diámetro de la rueda y de la velocidad específica (Fig. 6.4). El valor de d_0 está entre el 5% y el 12% aproximadamente del valor de D_p .

Sería deseable que el ángulo α que forman las dos caras interiores del álabe fuera cero, para evitar componentes de choque de la velocidad en la incidencia; sin embargo, esto no es posible, ya que se debilitaría demasiado la arista media, sujeta a la acción directa del chorro de agua y a los efectos no solo mecánicos sino de erosión y corrosión. El ángulo α es del orden de 20° según recomendación de los constructores.

A la salida, el ángulo del álabe β está normalmente entre 8° y 12° en la parte media del álabe. También aquí convendría reducir en lo posible el valor de β para disminuir el valor de la velocidad absoluta de salida V_2 y mejorar la utilización de la energía del agua, pero se presenta el peligro de recirculación y de choque del agua contra el extradós del álabe siguiente. Hay que dar salida al agua con la propia forma del borde de fuga, a la cual se ayuda con las líneas de "thalweg" en la superficie del intradós (Fig. 6.3). El diseño del álabe se realiza definiendo las líneas de nivel de la superficie activa, cuyo trazado está basado, en mucho, en la práctica y la experiencia.

Como la energía cinética del agua del chorro decrece con la distancia al orificio de salida, conviene colocar los inyectores lo más cerca posible del rodete, para lo cual se produce en los álabes una entalladura en la parte periférica, la que además impide que el agua salpique por el borde de la cuchara e incluso que la ataque por la parte posterior. En las ruedas de alta velocidad específica debe acentuarse el tamaño de la entalladura o destalonado de los álabes, por ser el caudal relativamente más abundante.

Fig. 6.3 Forma y dimensiones de los álabes de una turbina Pelton.

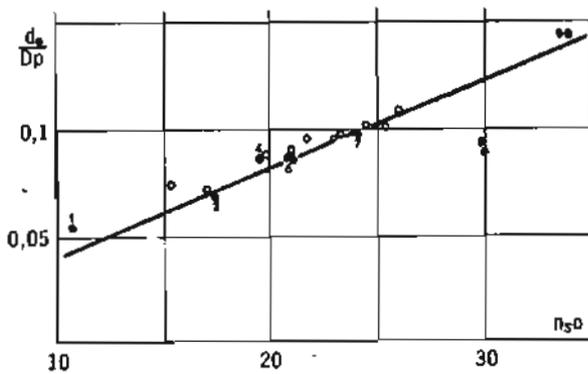
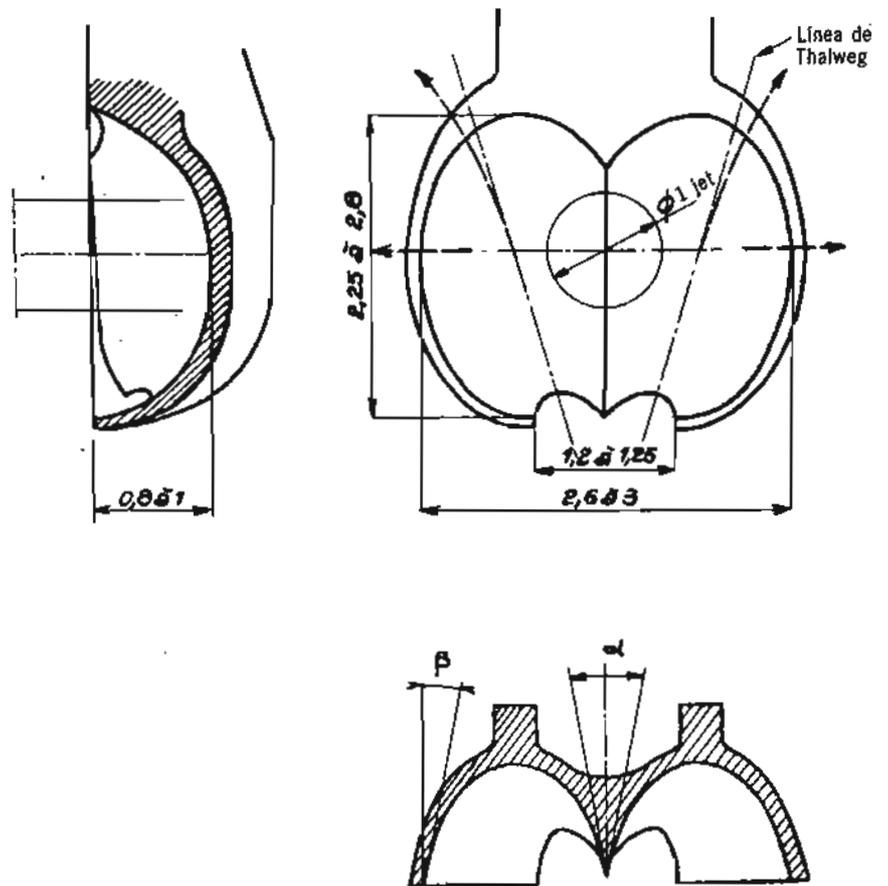


Fig. 6.4 Relación del diámetro del chorro al diámetro de la rueda en una turbina Pelton, en función de la velocidad específica por chorro.
(L. Vivier)

6.5. Diagramas de velocidades y expresión de la energía transferida en función del ángulo β

En la figura 6.5 se presenta en esquema un corte del álabe de una turbina Pelton producido por un plano perpendicular al radio de la rueda (paralelo al eje de la turbina). El chorro, con velocidad V , ataca al álabe en la arista media de la doble cuchara, la cual lo divide en dos porciones iguales de agua que recorren el álabe en dirección axial y escapan por el borde de fuga hacia el socaz. En la incidencia se desprecian los efectos de las componentes de choque que se producen al no ser cero el ángulo α , en parte compensados por la misma simetría del álabe, y se considera a la velocidad relativa V_{r1} en la misma dirección de la velocidad tangencial del álabe U_1 , en cuya dirección está también la velocidad absoluta V_1 , con lo que la ecuación vectorial

$$\vec{V}_1 = \vec{U}_1 + \vec{V}_{r1}$$

se convierte en la ecuación escalar

$$V_1 = U_1 + V_{r1}$$

cuyo diagrama se representa en la figura 6.5.

A la salida, la dirección de la velocidad relativa está definida por el ángulo β . La velocidad base conserva su valor en magnitud, dirección y sentido, esto es $U_2 = U_1 = U$, ya que se trata de una máquina axial como se ha dicho. La ecuación vectorial de las velocidades a la salida es

$$\vec{V}_2 = \vec{U}_2 + \vec{V}_{r2}$$

El ángulo β vale de 8° a 12° en la parte media del álabe, según se dijo. La magnitud de las velocidades relativas es la misma, esto es $V_{r2} = V_{r1} = V_r$. En efecto, de la ecuación de la transferencia bajo la forma de componentes energéticas

$$E = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g} \quad (\text{Ec. 6.4})$$

se tiene en este caso de turbina de impulso, un valor cero para la carga estática, representada por los dos términos

$$\frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g} = 0 \quad (\text{Ec. 6.5})$$

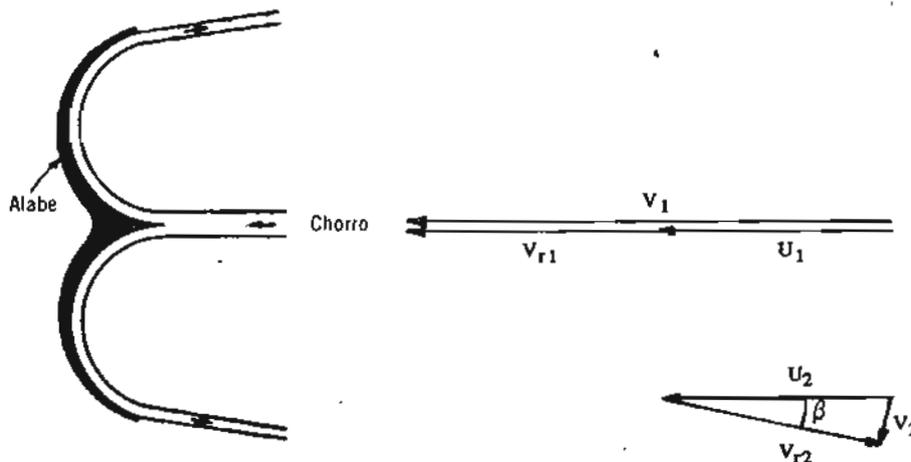


Fig. 6.5 Álabe de turbina Pelton y diagramas de velocidades a la entrada y a la salida.

y como $U_1 = U_2$ el primer término es cero, por tanto también lo será el segundo, con lo que

$$V_{r2} = V_{r1} = V_r$$

La ecuación de la transferencia se reduce en la turbina Pelton a

$$E = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g_c} \quad (\text{Ec. 6.6})$$

Y bajo la forma de Euler a

$$E = \frac{U}{g_c} (V_{u1} - V_{u2}) \quad (\text{Ec. 6.7})$$

Generalmente se expresa la energía transferida en función del ángulo β . Para ello basta sustituir los valores de V_1 y V_2 en la ecuación 6.6, de la siguiente manera:

Del triángulo de velocidades (Fig. 6.5) a la entrada, se tiene

$$V_1 = U_1 + V_{r1}$$

o también

$$V_1^2 = (U_1 + V_{r1})^2 = U_1^2 + V_{r1}^2 + 2 U_1 V_{r1}$$

Del triángulo de velocidades a la salida, se saca

$$V_2^2 = U_2^2 + V_{r2}^2 - 2 U_2 V_{r2} \cos \beta$$

Como $U_1 = U_2 = U$ y $V_{r1} = V_{r2} = V_r$, queda

$$V_1^2 - V_2^2 = 2 U V_r (1 + \cos \beta)$$

sustituyendo en la ecuación 6.6

$$E = \frac{U V_r}{g_c} (1 + \cos \beta) \quad (\text{Ec. 6.8})$$

Expresión de la energía transferida en una turbina Pelton en función del ángulo β o ángulo del álabe a la salida.

6.6. Condición para la máxima utilización de la energía del agua

Se definió ya el coeficiente de utilización (inciso 4.2) por la relación

$$\epsilon = \frac{E}{E + \frac{V_2^2}{2g_c}} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Se va a calcular el valor máximo de ϵ en función de la relación U/V_1 , a sea velocidad tangencial de la rueda a la velocidad absoluta del chorro. Sustituyendo en la ecuación 4.1 los valores de E dados por las ecuaciones 6.6 y 6.8 se tiene

$$\epsilon = \frac{E}{E + \frac{V_2^2}{2g_c}} = \frac{\frac{U V_r}{g_c} (1 + \cos \beta)}{\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g_c} + \frac{V_2^2}{2g_c}} = \frac{U V_r (1 + \cos \beta)}{\frac{V_1^2}{2}}$$

y como $V_r = V_1 - U$, sustituyendo queda

$$\epsilon = \frac{2U(V_1 - U)(1 + \cos \beta)}{V_1^2} = 2 \left(\frac{U}{V_1} - \left(\frac{U}{V_1} \right)^2 \right) (1 + \cos \beta)$$

Derivando respecto a $\frac{U}{V_1}$ como variable independiente e igualando a cero, se puede calcular el valor de $\frac{U}{V_1}$ que hace máximo el coeficiente de utilización ϵ , o sea

$$\frac{d\epsilon}{d\left(\frac{U}{V_1}\right)} = 0 = 2 \left(1 - 2 \frac{U}{V_1} \right) (1 + \cos \beta)$$

La segunda derivada es negativa, lo que prueba que la primera es un máximo. Como se está calculando U/V_1 para una turbina determinada, con un ángulo del álabe a la salida β fijo, se tiene, que en la expresión anterior sólo puede anularse el primer paréntesis, o sea

$$1 - 2 \frac{U}{V_1} = 0$$

de donde

$$\frac{U}{V_1} = \frac{1}{2} \quad (\text{Ec. 6.9})$$

Esta ecuación representa pues la condición para obtener una máxima utilización de la energía del agua con una turbina Pelton.

6.7. Conjugación del diámetro de la rueda y de la velocidad de giro. Coeficientes de velocidad

Con la ecuación 6.9 se puede definir fácilmente el diámetro de la rueda en función de la velocidad tangencial o viceversa. En efecto, la velocidad V_1 del chorro viene condicionada por la carga H , o mejor por $(2gH)^{1/2}$, afectada de un coeficiente C_{vt} de rendimiento de la tobera de inyección, denominado coeficiente de velocidad de tobera. Este se definió precisamente en el capítulo 1, inciso 1.12 y es

$$C_{vt} = \frac{V_1}{(2gH)^{1/2}} \quad (\text{Ec. 1.41})$$

La experiencia prueba que este coeficiente es del orden de 0.98. Según esto, fácil es calcular V_1 a partir de la carga H . Tenida V_1 se estima U por la ecuación 6.9. Conocida así la velocidad tangencial de la rueda U , en el punto de incidencia del chorro, se conjugan la velocidad de giro y el diámetro o tamaño de la rueda, ya que

$$U = \pi N D \quad (\text{Ec. 6.10})$$

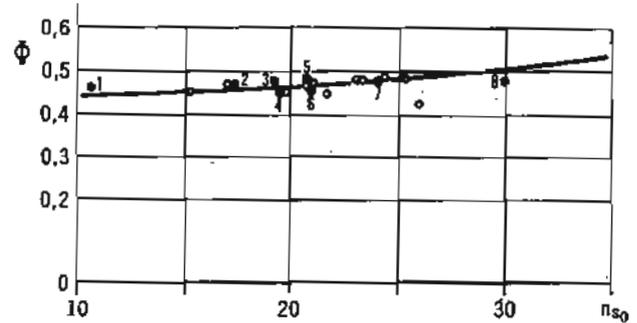
Como siempre, velocidad y tamaño son las dos variables que juegan el principal papel en el diseño de las máquinas.

Con las observaciones anteriores y con la experiencia se puntualizan valores del coeficiente que califica a la velocidad tangencial o velocidad de arrastre, definido en el capítulo 1, inciso 1.12 y que tiene por expresión

$$\Phi = \frac{U}{(2gH)^{1/2}} \quad (\text{Ec. 1.36})$$



Fig. 6.6 Valores del coeficiente Φ en función de lo n_s por chorro en una turbina Pelton.



Para $C_{vt} = 0.98$ y $\frac{U}{V_1} = \frac{1}{2}$, saldría $\Phi = 0.49$. Sin embargo, el valor de Φ es, en general, ligeramente inferior a ese valor, según puede apreciarse en la figura 6.6, fruto de la experiencia, la cual justifica mejores rendimientos reduciendo Φ a valores de 0.46 o 0.47. Esto equivale a tomar U algo menor de $0.5 V_1$, o lo que es lo mismo, V_{r1} algo mayor de $0.5 V_1$, con lo que V_{r2} (que es igual a V_{r1}) será mayor que U_2 (que es igual a $U_1 = U$). Así la V_2 tendrá una dirección más axial (Fig. 6.5), con lo que se facilita la salida del agua de la rueda, mejorando el rendimiento.

He aquí dos fórmulas prácticas que usan algunos constructores que aplican el sistema inglés.

Para calcular la velocidad de giro:

$$N = \frac{25 H}{(HP)^{1/2}} (n)^{1/2} \quad (\text{Ec. 6.11})$$

Para obtener el diámetro de la rueda al punto medio de incidencia del chorro:

$$D_p = \frac{850 (H)^{1/2}}{N} \quad (\text{Ec. 6.12})$$

En las cuales, N viene en rpm, H en pies, n = número de chorros, D_p en pulgadas y la potencia en HP.

6.8. El inyector: órgano de alimentación, de regulación y de conversión de energía. El deflector.

[La tubería de presión que sirve el agua a una turbina Pelton termina en un inyector en forma de tobera convergente, con aguja de cierre cónica, que cumple las funciones de alimentador, de regulador del gasto y de convertidor de la energía potencial del agua en energía cinética para ser aprovechada por la turbina.]

En la figura 6.7 se muestra un inyector, donde puede observarse la forma de la tobera y de la aguja de cierre. [La posición de la aguja determina el grado de apertura de la tobera y en consecuencia el gasto. El movimiento de la aguja se logra por medio de un servomotor ligado al gobernador del grupo turbina-generator. La potencia exigida queda así regulada por el gasto. La forma convergente de la tobera realiza la conversión de la energía de presión en energía de velocidad, que se traduce en un chorro de agua que ataca a los álabes de la rueda.] También se presenta en la figura 6.7 el deflector, cuya misión es la de desviar el chorro fuera de la rueda, impidiendo la acción sobre ésta, cuando la turbina se queda violentamente sin carga por alguna avería en el sistema de generación y distribución de energía eléctrica a que da servicio la turbina.

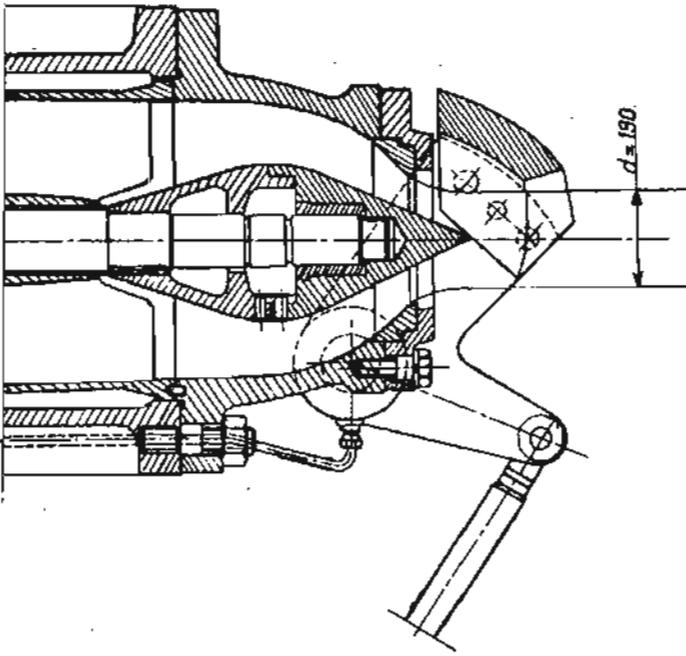
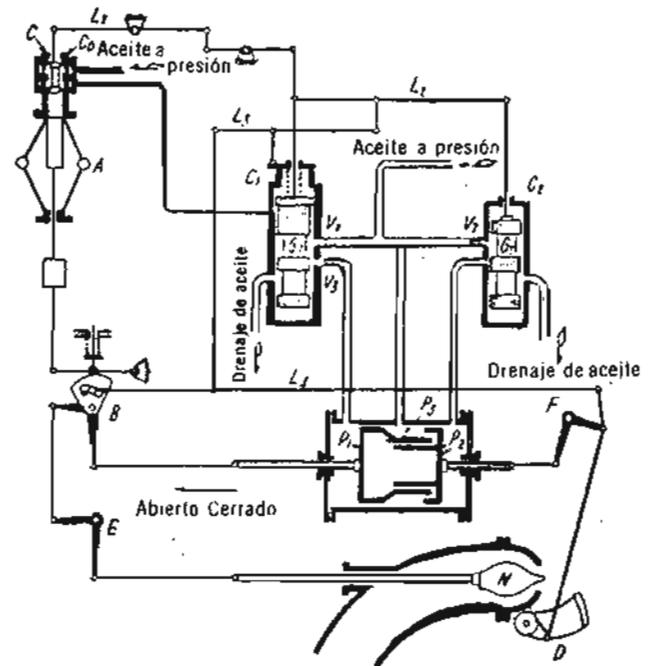


Fig. 6.7 Inyector de turbina Pelton con deflector.
(Cortesía Escher Wyss)

Fig. 6.8 Esquema para mostrar la doble acción del servomotor sobre la aguja del inyector y sobre el deflector, de acuerdo con el gobernador de la velocidad, en una turbina Pelton.
(Cortesía Hitachi Ltd.)



En el esquema de la figura 6.8 se muestra la doble función del servomotor conectado con el gobernador de la velocidad, actuando simultáneamente la aguja del inyector y el deflector, en una turbina Pelton.

El material de la punta de la aguja y el de la boca de la tobera, debe resistir la acción abrasiva y corrosiva del agua, por lo que en su construcción conviene emplear acero de alta calidad, análogo al de los álabes. Particularmente requieren especial cuidado los inyectores que deben trabajar con aguas sucias o que traen mucha arena en suspensión. En ciertos casos se hace la punta de la aguja intercambiable. Cuando se trata de pequeñas cargas, en turbinas de pequeña potencia, las agujas pueden ser de acero forjado en una sola pieza con el vástago.

El chorro de agua, que sale de la tobera, se contrae a un diámetro menor que el del orificio en las proximidades de éste, debido fundamentalmente a un efecto inercial. Influye, pues, en la contracción, la velocidad del agua, pero también la tensión superficial, la forma del inyector, la convergencia de los contornos y la posición de la aguja. Estos factores influyen también en el efecto de dispersión, que se manifiesta después de la contracción y a medida que el chorro se aleja más y más del orificio de salida. La energía cinética del chorro decrece con la distancia al orificio, por lo que es recomendable que los álabes de la rueda sean alcanzados lo más pronto posible por el chiflón de agua, para lo cual se coloca a los inyectores tan cerca de la rueda como sea posible, produciendo incluso en los álabes una entalladura periférica que permite mayor acercamiento, según ya se indicó en el inciso 6.4.

6.9. Número de chorros por rueda en función de la carga y de la velocidad específica

Ya en el inciso 6.2 se hizo patente que en las turbinas de eje horizontal el número de chorros por rueda era de uno o dos y que en las turbinas de eje vertical se colocaban de cuatro a seis. Se señalaron también las ventajas de tener más chorros por rueda, como son, la de incrementar el gasto y la potencia por unidad, la de reducir el diámetro de la rueda y aumentar su velocidad para un gasto determinado.

De todos modos, en las máquinas de eje vertical, el número de chorros viene restringido, por una parte, por limitaciones de espacio para la evacuación del agua que sale por la parte superior del rodete, y por otra parte, por la fatiga del metal de los álabes, sometidos a una acción muy repetida del agua a medida que aumenta el número de chorros.

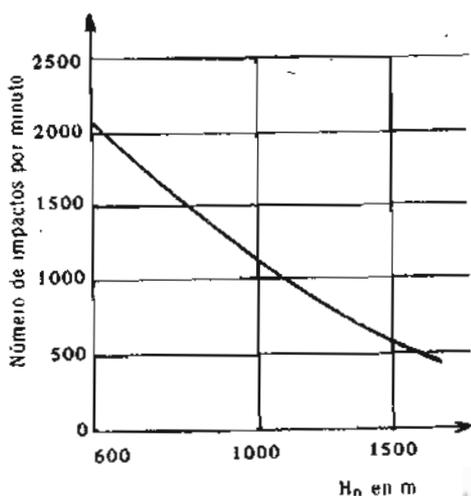


Fig. 6.9 Limitación del número de impactos en función de la carga.

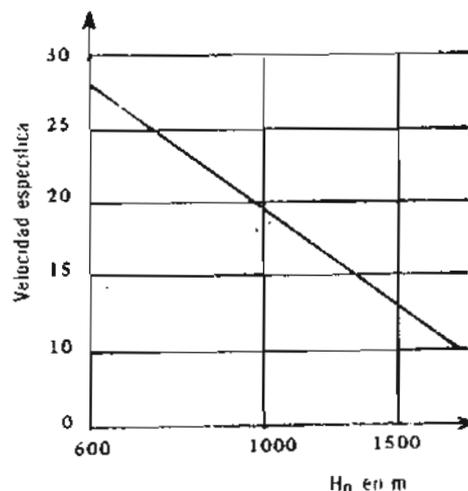


Fig. 6.10 Limitación de la velocidad específica por chorro en función de la carga.

En la figura 6.9 se precisa el número máximo de impactos por minuto sobre los álabes en función de la carga neta. La figura 6.10 señala la velocidad específica máxima por chorro que debe admitirse en función de la carga. En la figura 4.29 se muestra asimismo el número de chorros por rueda en relación con la carga y con la velocidad específica. La ecuación 6.11 relaciona también el número de chorros con la velocidad de giro, la carga y la potencia. En el diagrama de la figura 6.4 puede observarse la relación que debe guardar el diámetro del chorro con respecto al diámetro de la rueda en una turbina Pelton.

6.10. Diagrama topográfico del modelo reducido que permite deducir las características de operación de la turbina Pelton prototipo

La figura 6.11 representa un diagrama topográfico de una turbina Pelton modelo cuyas condiciones óptimas de operación corresponden a una velocidad específica $n_s = 30$, una potencia $P_{11} = 0.0795$ CV y una velocidad $N_{11} = 106.4$ rpm; con una apertura del inyector correspondiente a un gasto de 18.4. Como el gasto no está influenciado por la velocidad, las características de apertura del inyector resultan prácticamente paralelas a la coordenada de la velocidad. Las curvas de rendimiento constante aparecen con tendencia parabólica, esto es, alargadas en la dirección del eje de la potencia, lo que indica que el rendimiento no se modifica grandemente cuando la turbina trabaja a potencia parcial.

Con este diagrama topográfico se pueden estimar las características de operación de una turbina Pelton prototipo con la misma velocidad específica que la del modelo. A continuación se da un ejemplo.

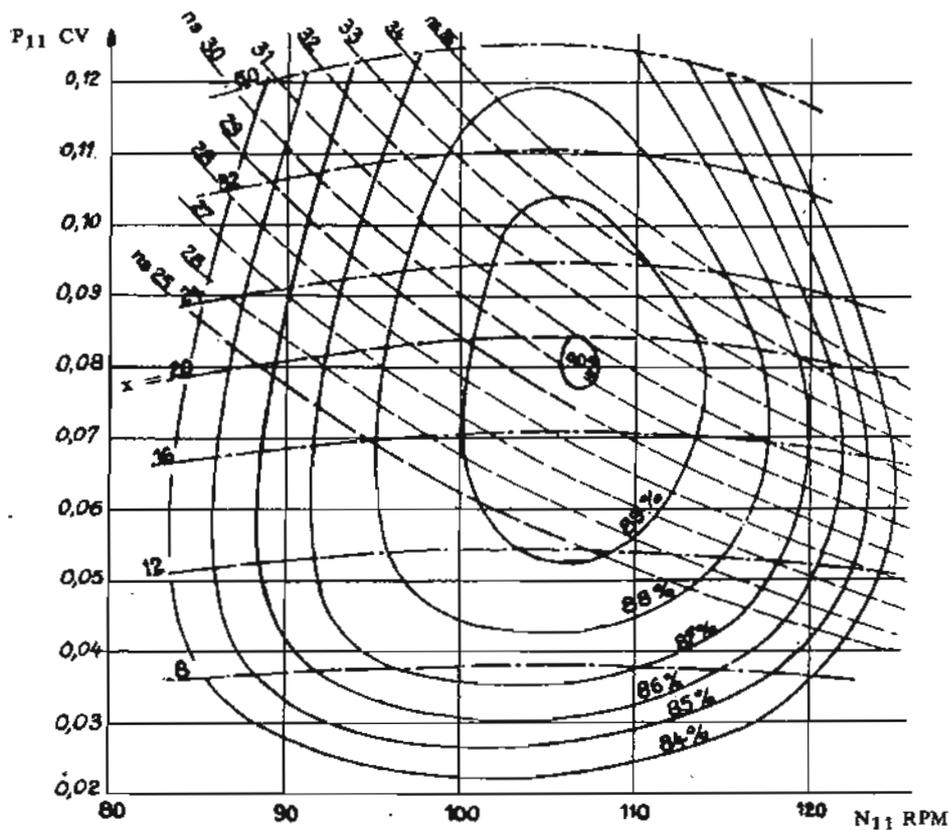


Fig. 6.11 Diagrama topográfico de una turbina Pelton modelo.
(L. Vivier)

Ejemplo 6.1

En un salto de agua de 700 m de carga neta se quiere instalar una turbina Pelton de 34,000 KW (46,200 CV) para mover un generador de 50 ciclos por segundo. Determinar las características de operación de la turbina.

Solución:

Tratando de hacer aplicable el diagrama topográfico de la figura 6.11 se han escogido los valores de los datos y así en la figura 4.29 se observa que para una carga de 700 m hay manera de encontrar solución con una turbina Pelton de dos chorros y una velocidad específica $n_s = 30$ (véase también Fig. 6.2), se puede, pues, establecer similitud de esta turbina prototipo con la turbina modelo del diagrama de la figura 6.11 a través de la velocidad específica.

El cálculo de la velocidad de giro se efectúa por medio de la fórmula de la ecuación 1.28, o sea

$$n_s = \frac{N (CV)^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (\text{Ec. 1.28})$$

de donde

$$N = \frac{n_s H^{3/4}}{(CV)^{1/2}} = \frac{30 \times (700)^{3/4}}{(46,200)^{1/2}} = 502 \text{ rpm}$$

Ajustada la velocidad a la de sincronismo se admitirá

$$N = 500 \text{ rpm}$$

El número de polos del generador será

$$p = \frac{120 f}{N} = \frac{120 \times 50}{500} = 12 \text{ polos}$$

que es múltiplo de 4, lo cual es muy conveniente en la construcción del generador.

El diámetro de la rueda al punto de incidencia del chorro se calculará por expresión 4.38 que da el valor de N_{11} , o sea

$$N_{11} = \frac{N D}{H^{1/2}} \quad (\text{Ec. 4.38})$$

Como este coeficiente de velocidad es el mismo en modelo y prototipo y según figura 6.11, $N_{11} = 106.4$, se tendrá para el prototipo

$$106.4 = \frac{500 D}{(700)^{1/2}}$$

de donde

$$D = 5.64 \text{ mts.}$$

Para trazar la curva del rendimiento en función de la potencia, regulada por el gasto, para $H = \text{cte.}$ y $N = \text{cte.}$, o sea

$$\eta = f(P)$$

se recurre a la expresión de P_{11} en las ecuaciones 4.38

$$P_{11} = \frac{P}{H^{3/2} D^2} \quad (\text{Ecs. 4.38})$$

de donde

$$P = P_{11} H^{3/2} D^2$$

Para valores del prototipo $H = 700$ m y $D = 5.64$ m queda

$$P = P_{11} (700)^{3/2} (5.64)^2 = 5.8 \times 10^6 P_{11}$$

Para un valor constante de la velocidad de giro, acorde con las condiciones óptimas de operación $N_{11} = 106.4$, se van obteniendo en la figura 6.11 diferentes valores de P , a cuyos valores corresponden otros tantos valores del rendimiento. En este caso de turbina Pelton no son aplicables las fórmulas de transposición del rendimiento (Ecs. 4.40 a 4.43) por no ser turbina de reacción, trabajando en ducto cerrado, exigencia que tienen las pruebas con aire que sirven de base para la deducción de dichas fórmulas de transposición. La turbina Pelton es de impulso y trabaja en cámara abierta a la presión atmosférica. El rendimiento del prototipo se considerará el mismo del modelo. Así se han deducido los valores de la tabla E.6.1 que se da a continuación:

TABLA E.6.1.

η	Máx.	0.89	0.88	0.87	0.86	0.85	0.84
P_{11} CV	0.0795	0.0522	0.0424	0.0355	0.0308	0.0275	0.0228
P CV	46,200	30,288	24,600	20,600	17,890	15,940	13,200
P_{11} CV	0.0795	0.1039	0.1183				
P CV	46,200	60,200	68,600				

Con los valores de la tabla E.6.1, se ha trazado la curva de la figura E.6.1, $\eta = f(P)$.

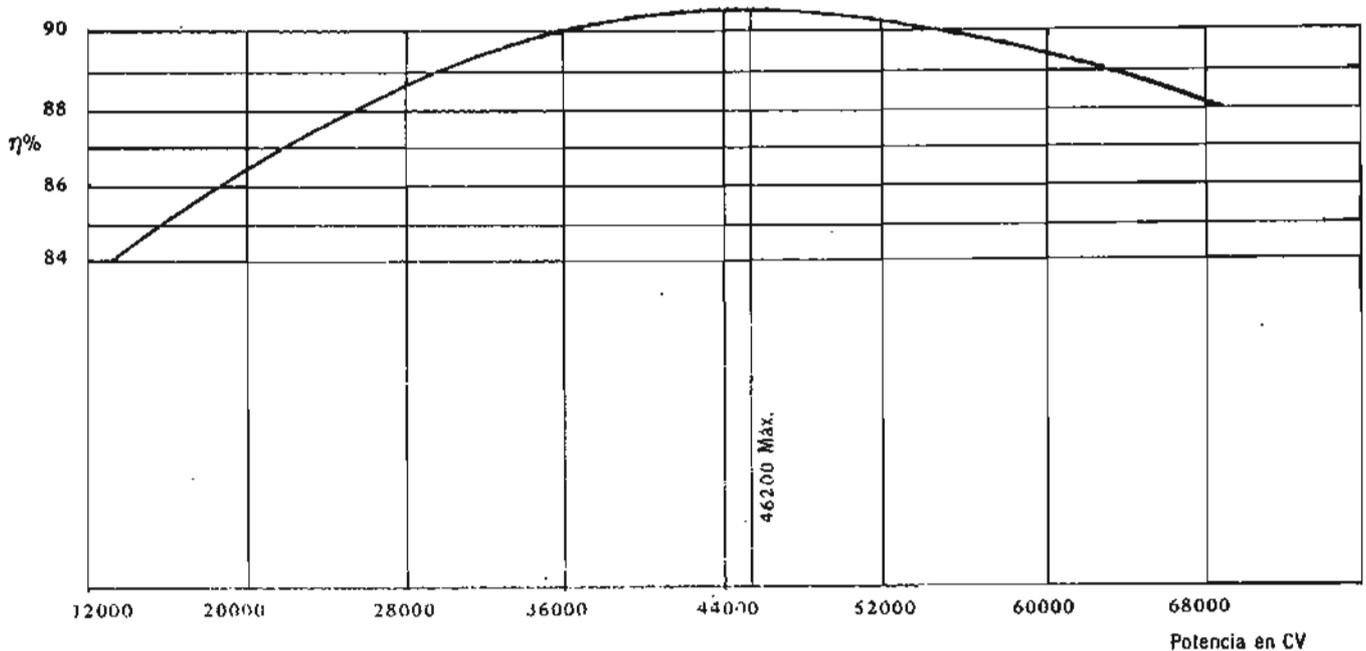


Fig. E.6.1 Variación del rendimiento con la potencia en la turbina Pelton del Ejemplo 6.1.

Solución

La disposición más conveniente, para la potencia de 34,000 KW bajo 700 m de carga puede deducirse de la figura 6.2, según la cual, esta turbina cae en la zona $P_1 N_2 - H$, o sea una turbina de eje horizontal con dos chorros.

Ejemplo 6.2

En un aprovechamiento hidroeléctrico se dispone de un caudal de 5.55 m³/seg y una carga neta de 460 m. Justificar el empleo de una turbina Pelton y determinar sus características principales.

Solución:

Potencia: Considerando un rendimiento de 90%, la potencia de la turbina será:

$$P = \frac{\eta \gamma QH}{75} = \frac{0.90 \times 1,000 \times 5.55 \times 460}{75} = 30,600 \text{ CV}$$

Tipo: Para esta potencia de 30,600 CV (22,600 KW) y una carga de 460 m se encuentra solución con turbinas Pelton según puede observarse en la figura 6.2. Se puede instalar una sola unidad $P_1 N_2 - V$, esto es, una turbina de eje vertical con 4 chorros, o también dos unidades $P_1 H_2 - H$, o sea, dos turbinas de eje horizontal con dos chorros cada una. Para una decisión entre estas dos soluciones, es preciso tener en cuenta otras consideraciones, como el estado del agua, la naturaleza de la excavación, interconexión con otras plantas, etcétera. A falta de datos y como vía de ejemplo se va a considerar la conveniencia de instalar una sola unidad de eje vertical con 4 chorros, que también puede ser más económico.

Velocidad específica: Se puede estimar por la figura 4.29. Para 460 m de carga y 4 chorros la velocidad específica es $n_s = 49$, en el sistema métrico.

Velocidad de giro: Sale de la fórmula de la velocidad específica, o sea

$$N = \frac{n_s H^{3/4}}{(CV)^{1/2}} = \frac{49 (460)^{3/4}}{(30,600)^{1/2}} = 600 \text{ rpm}$$

Que resulta ser velocidad sincrónica para un generador de 50 ó de 60 ciclos por segundo. Resulta más conveniente para 60 ciclo/seg ya que el número de polos es

$$p = \frac{120f}{N} = \frac{120 \times 60}{600} = 12 \text{ polos}$$

o sea, múltiplo de 4, que es muy conveniente en la construcción del generador.

Diámetro de la rueda: Se deducirá por medio del coeficiente Φ de la velocidad tangencial de giro, esto es

$$\Phi = \frac{U}{(2gH)^{1/2}} = \frac{\pi N D_p}{(2gH)^{1/2}} \quad (\text{Ec. 1.36})$$

En la figura 6.6 se da el valor de este coeficiente en función de la velocidad específica por chorro, la cual es

$$n_{so} = \frac{N (CV)^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{600 \left(\frac{30,600}{4} \right)^{1/2}}{(460)^{3/4}} = 24.4$$

a cuyo valor corresponde $\Phi = 48$, luego .

$$D_p = \frac{\Phi (2gH)^{3/2}}{\pi N} = \frac{0.48 (2 \times 9.81 \times 460)^{3/2}}{\pi \frac{600}{60}} = 1.47 \text{ m}$$

Valor del diámetro al punto de incidencia del chorro.

Diámetro del chorro: En la figura 6.4, para $n_{so} = 24.4$, se obtiene

$$\frac{d_o}{D_p} = 0.1$$

luego

$$d_o = 0.1 D_p = 0.1 \times 1.47 = 0.147 \text{ m}$$

$$d_o = 14.7 \text{ cm}$$

Acoplamiento fluido

7.1. El sistema bomba-turbina como base del acoplamiento fluido en la transmisión de un momento de giro

Se ha visto cómo la transferencia de energía de un rotor a un fluido puede realizarse por medio de una bomba, y también, cómo puede aprovecharse, en el eje de un rotor, la energía de un fluido por medio de una turbina. Conjugando las dos acciones en una sola máquina se puede obtener la transmisión de energía de un eje de potencia a un eje de carga a través de un fluido. Esto es, en efecto, lo que constituye un acoplamiento fluido: un conjunto bomba-turbina con un fluido de trabajo entre ambos. Este fluido es, por lo general, aceite, de una viscosidad que no sobrepase 180 segundos Saybolt a 130 grados Fahrenheit, que corresponde a un No. 10 S.A.E.

Como se indica en la figura 7.1, el eje de potencia o eje primario mueve el impulsor de bomba, el cual es, usualmente, de álabes radiales. Este imprime una energía al fluido, que aumenta con la velocidad de giro, hasta ser capaz de arrastrar al rotor de la turbina dispuesto enfrente, y con él, al eje secundario o de carga a que está ligado. El fluido se mueve en una trayectoria toroidal, formada por la caja o carcasa que aloja a los dos rotores. La conexión entre el eje de potencia y el eje de carga queda realizada a través del fluido, de aquí el nombre de "acoplamiento fluido", que gozará de las mismas propiedades elásticas del fluido.

Las ventajas de este acoplamiento son: Fácil alineamiento de los ejes de potencia y de carga, desembrague rápido y control inmediato de la velocidad, bloqueo de vibraciones y golpes, economía de potencia y protección del sistema de transmisión.

Ha encontrado así acertada aplicación en las máquinas Diésel de alta velocidad empleadas en la propulsión de barcos; en la tracción ferroviaria; en la industria automotriz y en incontables instalaciones industriales. La potencia transmitida puede variar desde un HP hasta

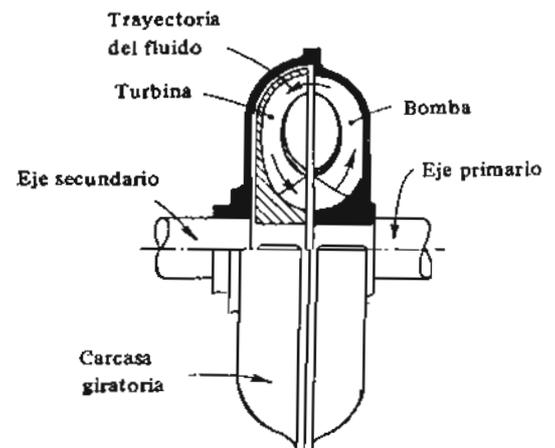
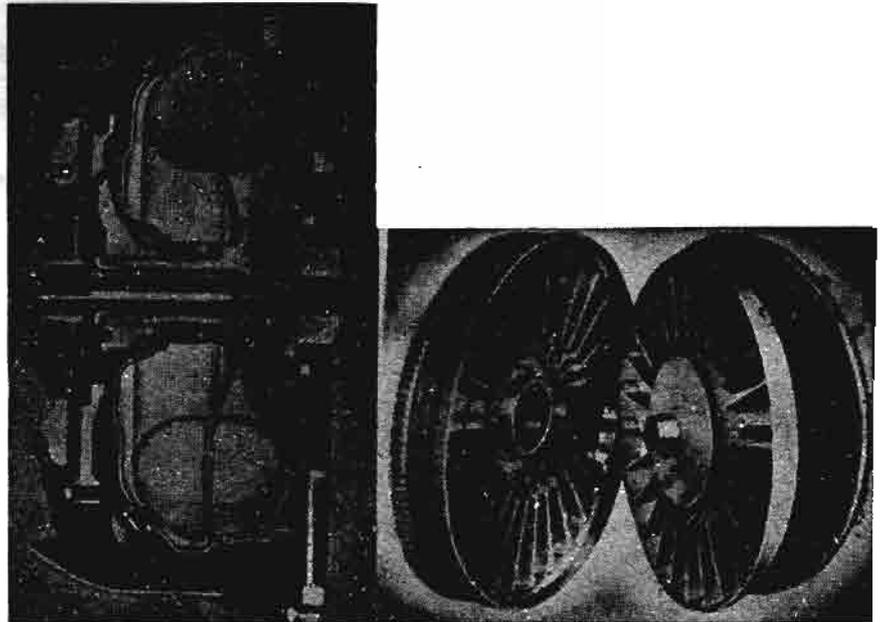


Fig. 7.1 Acoplamiento fluido.

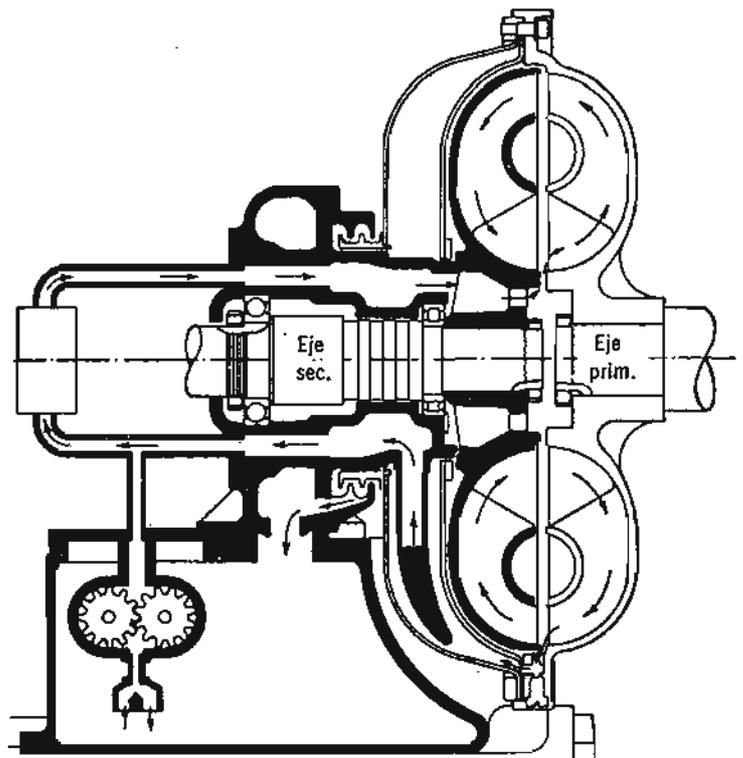
Foto 7.1 Acoplamiento fluido de automóvil.



40 000 HP. En la foto 7.1 se muestra un acoplamiento empleado en automóviles, para potencias inferiores a 500 HP.

El calor producido por fricción en el fluido del acoplamiento debe ser disipado por algún sistema de refrigeración o ventilación. En ciertos casos de transmisión de grandes potencias, se hace necesario un sistema de enfriamiento por medio de un intercambiador de calor con bomba auxiliar (Fig. 7.2).

Fig. 7.2 Acoplamiento fluido, con sistema de enfriamiento por circulación de aceite, con bomba auxiliar.



7.2. Características de operación

Como no hay elementos que produzcan un par de reacción, con excepción del impulsor de la bomba y del rotor de la turbina, el par en el eje secundario equilibra en todo instante al par del eje primario. Esto es, $M_s = M_p = M$, para un verdadero acoplamiento, despreciando esfuerzos debidos al empleo de álabes de curvaturas variadas.

La velocidad del eje secundario es siempre menor que la del primario, determinándose un deslizamiento, que tiene por expresión

$$d = \frac{\omega_p - \omega_s}{\omega_p} = \frac{N_p - N_s}{N_p} = 1 - \frac{N_s}{N_p} \quad (\text{Ec. 7.1})$$

en la que d significa el deslizamiento, ω_p la velocidad angular del eje primario y ω_s la del secundario. Al iniciarse la operación, el eje primario comienza a girar sin producir acción de giro sobre el eje secundario hasta que la energía del fluido es suficiente para mover al rotor de la turbina. Mientras $\omega_s = 0$, el deslizamiento es 100%; este valor se va reduciendo al iniciarse el movimiento del eje secundario hasta alcanzar valores del 4% o inferiores en funcionamiento de régimen normal.

Las características de operación de un acoplamiento fluido se pueden determinar por medio de pruebas dinamométricas. La figura 7.3 ilustra tres tipos de curvas, cada una función de la velocidad del eje primario. La curva de M para $N_s = 0$, significa la variación del par mientras el eje de carga está bloqueado. El punto de velocidad máxima a la que el eje motor puede girar con el eje secundario bloqueado, se llama punto de "stall". En acoplamientos de automóviles esta velocidad varía de 900 a 1400 rpm. A partir del punto de "stall" el deslizamiento cae rápidamente en cuanto el eje secundario empieza a girar, reduciéndose notablemente a medida que crece la velocidad de giro de dicho eje, esto es, a medida que la relación entre las velocidades de ambos ejes se hace menor, según puede advertirse en la ecuación 7.1. La curva M indica el par máximo transmitido a través del acoplamiento.

El rendimiento η del acoplamiento es la relación de la potencia de salida a la potencia de entrada, o sea

$$\eta = \frac{P_s}{P_p} = \frac{M_s \omega_s}{M_p \omega_p} = \frac{\omega_s}{\omega_p} = \frac{N_s}{N_p} \quad (\text{Ec. 7.2})$$

Combinando las ecuaciones 7.1 y 7.2 se obtiene

$$\eta = 1 - d \quad (\text{Ec. 7.3})$$

Según esto, la curva de deslizamiento en la figura 7.3, es en algún modo expresión del rendimiento, el cual crece a medida que el deslizamiento disminuye.

La potencia perdida en el acoplamiento es

$$M_p \omega_p - M_s \omega_s = M(\omega_p - \omega_s)$$

Si Q representa el gasto volumétrico de fluido que circula entre los dos rotores, la pérdida de carga o energía perdida por unidad de peso de fluido será

$$h_{\text{perd.}} = \frac{M(\omega_p - \omega_s)}{\gamma Q} \quad (\text{Ec. 7.4})$$

Ahora bien, según la ecuación de Euler

$$M = \frac{\gamma Q}{g_c} (R_2 V_{u2} - R_1 V_{u1}) \quad (\text{Ec. 1.8})$$

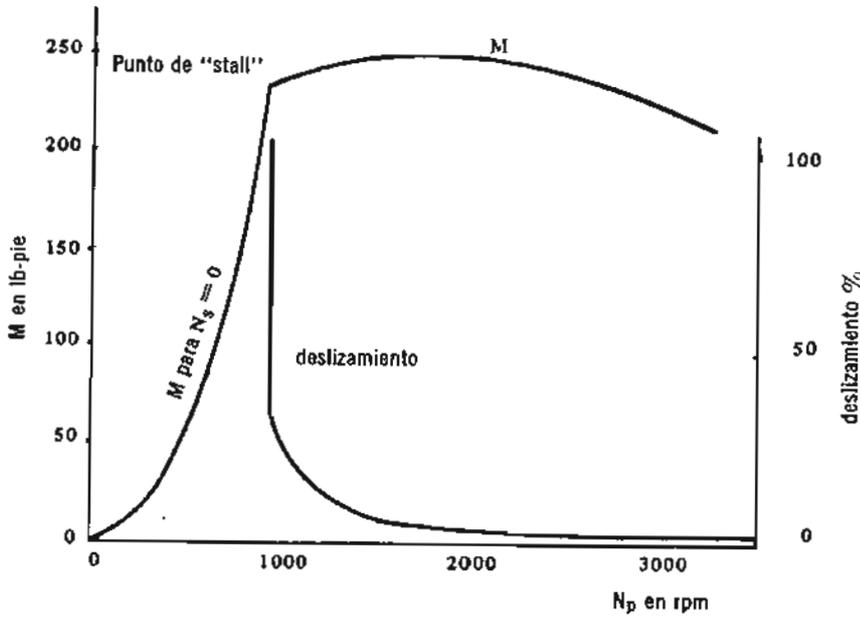


Fig. 7.3 Características de operación de un acoplamiento fluido.

Considerando que los álabes de ambos rotores son radiales y de idénticas dimensiones (acoplamiento de automóviles), las velocidades relativas del fluido serán radiales y por tanto las componentes tangenciales del fluido coincidirán en dirección, sentido y magnitud con las velocidades tangenciales de los álabes. Entonces, en la salida de la bomba.

$$V_{u2} = R_2 \omega_p$$

y en la entrada en la turbina

$$V_{u1} = R_1 \omega_s$$

Como los dos rotores son iguales, sustituyendo en la ecuación 1.8, se tiene

$$M = \frac{\gamma Q}{g_c} (R_2^2 \omega_p - R_1^2 \omega_s)$$

Sustituyendo en la ecuación 7.4 queda

$$h_{perd.} = \frac{1}{g_c} (R_2^2 \omega_p - R_1^2 \omega_s) (\omega_p - \omega_s) \tag{Ec. 7.5}$$

Los coeficientes de funcionamiento dados por las ecuaciones 1.25 del capítulo 1, son aplicables al acoplamiento fluido. Así para la bomba, el coeficiente de potencia será

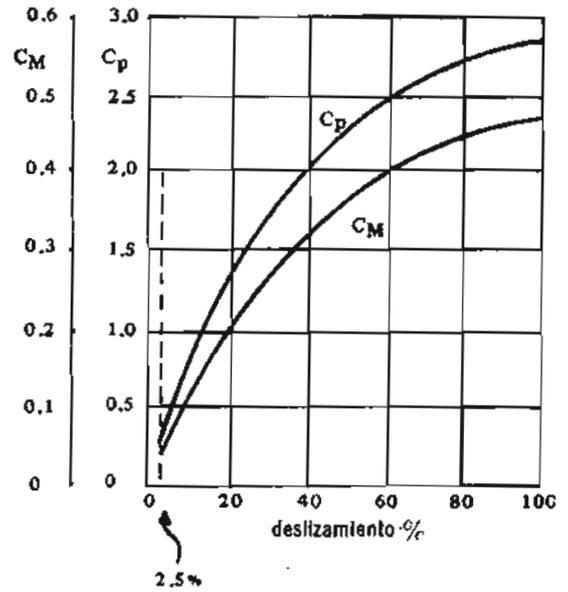
$$C_p = \frac{P g_c}{\rho N_p^3 D^5}$$

y el coeficiente del par o momento

$$C_M = \frac{M g_c}{\rho N_p^2 D^5}$$

En la figura 7.4 se muestran las características de estos dos coeficientes en función del deslizamiento, donde puede observarse que para una velocidad del eje primario constante, la potencia y el par aumentan rápidamente con el deslizamiento, particularmente a bajos valores de éste.

Fig. 7.4 Características del coeficiente de potencia y del coeficiente del par en función del deslizamiento, para $N_p = \text{cte}$, en un acoplamiento fluido.



7.3. El convertidor de par

El convertidor de par es un acoplamiento fluido en el cual se intercalan una serie de álabes fijos a la carcasa, a la salida de la turbina y antes de la entrada en la bomba, los cuales producen un cambio en la dirección y magnitud de la velocidad del fluido, que se traduce en una transformación en el valor del par y de la velocidad de giro en el eje secundario, esto es, dan lugar a un incremento en el momento con una reducción de la velocidad. Se tiene así

$$M_s = M_p + M_t$$

Son varios los arreglos que suelen adoptarse para la colocación del impulsor de bomba, del rotor de turbina y de los álabes fijos. Lo más usual es que los álabes fijos ocupen la mitad del espacio toroidal, como se ilustra en la figura 7.5. A veces se disponen varios pasos para multiplicar el poder de conversión.

En la figura 7.6 se dibujan en esquema los álabes estacionarios y de los rotores de bomba y turbina; se indican también los diagramas vectoriales típicos de las velocidades a la entrada y a la salida de los álabes de cada uno de estos elementos fundamentales del convertidor. El diseño y disposición de los álabes puede modificar las curvas características en el sentido deseado y de acuerdo con el servicio exigido. En la figura 7.7 se muestran algunas de estas curvas típicas. El rendimiento $\left(\eta = \frac{P_s}{P_p} = \frac{M_s \omega_s}{M_p \omega_p} \right)$ en general, es alto a bajas velocidades y alcanza del 80 al 85%.

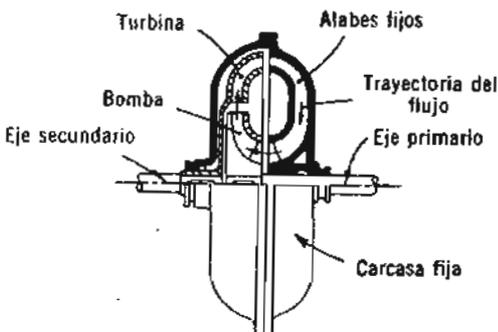


Fig. 7.5 Convertidor de par.

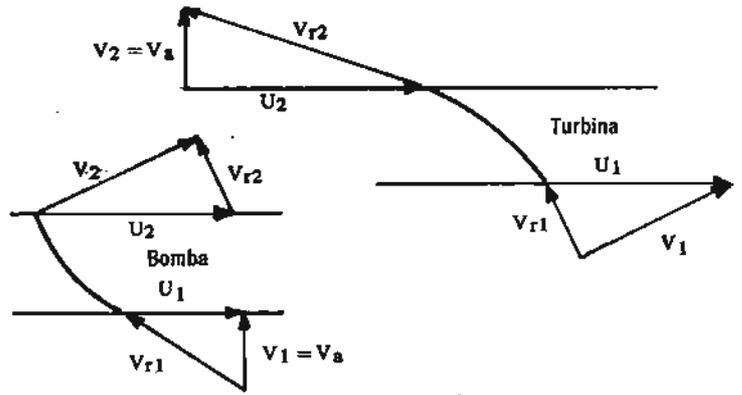
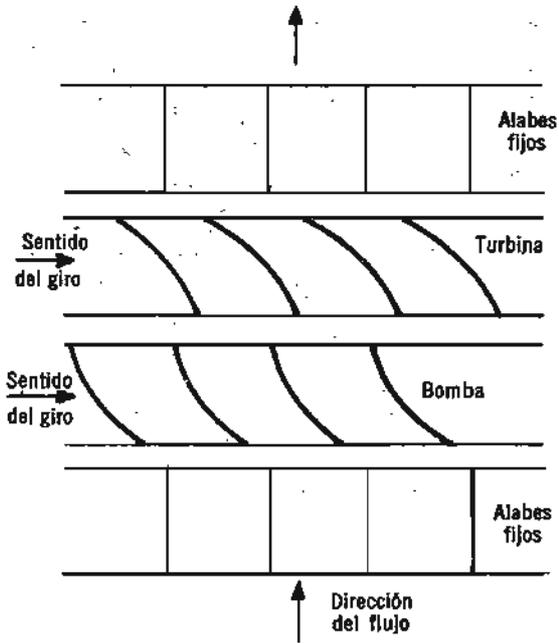


Fig. 7.6 Esquema de un convertidor de par y diagramas vectoriales de las velocidades.

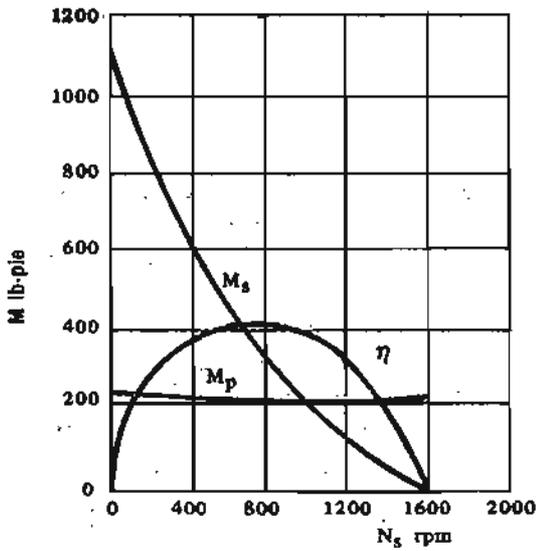
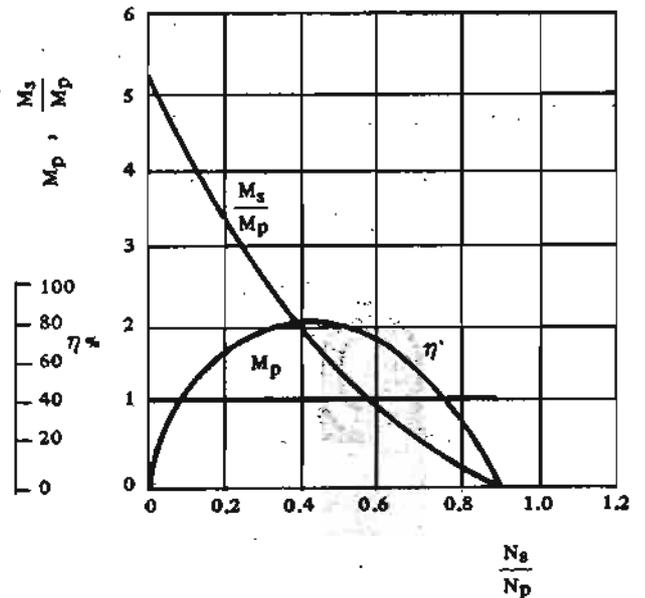


Fig. 7.8 Características relativas del mismo convertidor de la figura 7.6.

Fig. 7.7 Características de un convertidor de par para $N_p = 1,800$ rpm.



La variación, en forma inversa, del par del eje secundario con la velocidad de giro de dicho eje, es ventajosa, ya que favorece el arranque y la aceleración con fuertes cargas. La velocidad y el par del eje primario permanecen constantes, para cualquier valor del par y de la velocidad en el eje secundario, incluso para $N_s = 0$, o bloqueo del eje secundario por un exceso de carga. En la figura 7.8 se presentan las mismas curvas tomando la relación de velocidades como variable independiente. Para el caso presente y en las condiciones de máximo rendimiento, el par del eje secundario es más del doble del primario y llega a ser hasta cinco veces mayor en las condiciones de bloqueo.

Curvas semejantes a las de estas figuras pueden obtenerse para los coeficientes del par en el eje motor y en el eje de carga, en función de las velocidades. Los coeficientes del par son:

$$C_{M_p} = \frac{M_p g_c}{\rho N_p^2 D^5}$$

$$C_{M_s} = \frac{M_s g_c}{\rho N_s^2 D^5}$$

Los convertidores de par encuentran excelente aplicación en todos aquellos casos en los que es preciso disponer de fuertes pares en el eje de carga y amortiguar al mismo tiempo acciones vibratorias o sacudidas intensas, como por ejemplo: Propulsión de hélices de barcos, tracción ferroviaria, trabajo pesado de "bull-dozer" o en ciertas operaciones industriales. La transmisión de potencia puede alcanzar valores de 20 000 HP o más.

7.4. Combinación del acoplamiento fluido y del convertidor de par

En ciertas aplicaciones (los automóviles por ejemplo) resulta conveniente combinar el acoplamiento fluido con el convertidor de par, con objeto de equilibrar mejor los valores del rendimiento, en diferentes condiciones de operación, de una transmisión fluida. Si se observan, en efecto, las curvas de rendimiento de un acoplamiento fluido y de un convertidor de par, en función de la relación de velocidades del eje secundario al primario (Fig. 7.9), se advierte que el rendimiento del acoplamiento fluido, parte de cero y va subiendo en línea recta a medida que la velocidad del eje secundario aumenta respecto a la del primario, hasta alcanzar un valor máximo, ya en las proximidades del valor unitario de la relación N_s/N_p , cayendo en seguida súbitamente a cero. El rendimiento del convertidor de par presenta, por otra parte, una configuración diferente. Este arranca también de cero para $N_s/N_p = 0$, pero crece progresivamente por encima del rendimiento del acoplamiento fluido, hasta llegar a un máximo, para descender después gradualmente hasta cero. Debidamente combinados y operados los dos elementos, se pueden lograr excelentes condiciones de rendimiento en una transmisión de esta índole.

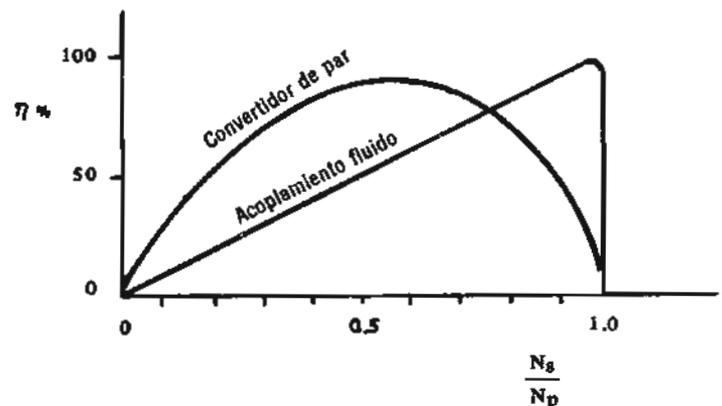


Fig. 7.9 Variación del rendimiento con la relación de velocidades en un acoplamiento fluido y un convertidor de par.

Una forma de arreglo puede ser la siguiente: Disponer un convertidor de par con álabes guía o álabes de reacción ligado a un sistema de embrague y volante, de un solo sentido de giro, el cual permitirá el movimiento sólo en el sentido del eje motor e impedirá el giro en sentido contrario. Los álabes guía se mantienen estacionarios para valores bajos de la relación de velocidades N_s/N_p , operando el conjunto como un convertidor de par. A valores altos de la relación N_s/N_p , los álabes guía podrán girar, sin producir efecto de reacción, con lo cual el sistema funcionará como un acoplamiento fluido. De esta manera podrá trabajar la transmisión en condiciones de buen rendimiento para diferentes valores de la relación de velocidades de los ejes de potencia y de carga.

Aprovechamientos hidráulicos.

Salto de agua

8.1. El aprovechamiento de la energía del agua.

Los saltos de agua

El agua, bajo la forma líquida o de vapor, es el fluido de que más se sirve el hombre en los procesos de conversión de energía. Se aprovecha la energía del agua de los ríos, transformándola en electricidad en plantas o centrales hidroeléctricas; se beneficia también su energía, en forma de vapor, en las plantas o centrales termoelectricas.

En este curso de Turbomáquinas Hidráulicas, se pondrá atención solamente en aquellas obras o *instalaciones hidráulicas*, que hacen capaz la utilización de la energía del agua de los ríos (e incidentalmente del mar) por medio de turbinas hidráulicas, convirtiéndola en energía mecánica, para una aplicación inmediata en la generación de energía eléctrica, base del desarrollo económico y social de los pueblos. Las construcciones hidráulicas que permiten llevar a cabo estos aprovechamientos hidráulicos se denominan comúnmente *saltos de agua*.

8.2. Previsión de caudales. Aforos

Para la explotación de un salto de agua es muy conveniente prever los *caudales*, a fin de conocer las disponibilidades de energía, fijar la ley de embalses más ventajosa y prevenirse contra daños que pudieran ocasionar riadas. El problema de previsión de caudales es complejo y depende de las características locales de cada cuenca, que deberán estudiarse con gran cuidado, siendo difícil dar normas generales útiles para todas las cuencas.

En *épocas secas*, en las que todo el caudal procede de las aguas retenidas en el terreno, la ley de reducción del caudal es función del tiempo y responde aproximadamente a la ecuación

$$Q = a e^b (t)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Ec. 8.1})$$

En la cual Q representa el caudal y t el tiempo; a y b dos parámetros que deben determinarse experimentalmente mediante observaciones.

La previsión del caudal procedente de la función de la *nieve* o glaciares se hace, para cada cuenca, mediante curvas empíricas, que dan los caudales en función de la temperatura en determinados puntos.

El caudal de *avenidas* o caudal máximo que suele ocurrir cada año (avenidas ordinarias) o el máximo que se conoce en un periodo largo de años (50 años generalmente) que puede dar lugar a avenidas extraordinarias, son datos que hay que conocer para fijar la capacidad de la evacuación de los vertederos de demasías. Mediante datos pluviométricos y con una observación cuidadosa se pueden predecir avenidas y evitar los daños que éstas ocasionan, manejando acertadamente las compuertas de los vertederos de presas de retención y regulación de caudales.

Para llegar a conocer los recursos hidráulicos de una cuenca, que sirva de base a la obra de ingeniería que se proyecta, es necesario medir, con constancia, el caudal diariamente y durante el mayor número posible de años.

Varios son los procedimientos de *aforo*, entre los que se pueden citar: El método *volumétrico*, el de flotadores, vertederos, hidrotímetros (molinete, tubo de Pitot), etcétera. De todos ellos, el método volumétrico es el más exacto, a condición de que el depósito de medición sea bastante grande y se pueda cubicar su capacidad de un modo preciso. Consiste en hacer desembocar la corriente en un depósito impermeable y cuyas pérdidas por evaporación puedan valorarse con certidumbre.

El método de flotadores consiste en calcular la velocidad media de la corriente en una sección determinada y calcular el gasto por la ecuación de continuidad.

Los *vertederos* de pared delgada constituyen un método muy exacto de aforo, aunque sólo encuentre aplicación en caudales relativamente pequeños. La fórmula es

$$Q = 2/3 C b h (2 g h)^{3/2} \quad (\text{Ec. 8.2})$$

En la cual Q es el caudal, C un coeficiente, b el ancho de la lámina de agua y h el espesor tomado antes de producirse la depresión superficial.

Los *hidrotímetros* como el molinete y el tubo de Pitot, sirven para medir la velocidad del agua en una sección de una corriente. El molinete consiste en una hélice que gira ante la acción de la energía cinética del agua y cuyo movimiento se transmite a un sistema medidor de vueltas. El tubo de Pitot, bien conocido, mide la carga dinámica produciendo un punto de estancamiento.

8.3. Tipos de saltos de agua

En dos formas o sistemas de particular realización puede resumirse las construcciones que permiten el aprovechamiento de la energía del agua de los ríos, comunmente denominados, saltos de agua. El sistema de *presa de derivación, canal y tubería de presión*, y el sistema de *presa de embalse*. En el primero se gana la altura de salto derivando el agua del río por medio de un azud, hacia un canal construido en la margen del cauce, que con reducida pendiente, conduce el agua a una cierta distancia, en la dirección de aguas abajo, hasta una cámara de agua, cuyo nivel es muy superior al del agua del río en igual trayecto. El agua cae por una tubería de presión sobre la turbina instalada al nivel del río. La ganancia en carga será tanto mayor cuanto mayor sea el desnivel natural del cauce del río entre la presa derivadora y la turbina.

En el sistema de presa de embalse, el salto se crea mediante la altura de una cortina de atajamiento de la corriente del río, que determina una elevación del nivel del agua retenida, la cual forma un embalse o pantano que sirve también para regularizar el caudal y controlar riadas aguas abajo de la presa. A la caída aprovechable que se origina se llama *salto de pie de presa*.

Las construcciones que integran el salto de agua son: Presa, regulador y toma de agua, canal o galería de presión, cámara de presión o chimenea de equilibrio, compuertas, rejillas, tubería de presión, turbinas, casa de máquinas y canal de desagüe.

8.4. Azud o presa derivadora

Se llama *azud o presa derivadora* a una construcción, de relativamente escasa altura, que se levanta en el lecho del río, para producir un remanso, que facilite la derivación de parte del agua a una canal, sin interrumpir el curso del caudal restante por encima de la misma presa, de donde su nombre también de presa vertedero, con que también se la conoce. Al perfil

longitudinal del nivel del agua remansada se llama *curva de remanso*. Como al disminuir la velocidad del agua, aumenta la sedimentación de su caudal sólido, es conveniente prever desagües en el azud junto a la toma del canal.

La *ubicación* del azud está sujeta a las circunstancias siguientes: Si se trata, no solamente de desviar el agua al canal, sino también de regular su empleo de acuerdo con las necesidades de los suministros de energía, conviene aumentar la capacidad del embalse, elevando la altura de la cortina, en cuyo caso convendrá situar la obra cerca de la casa de máquinas, sin olvidar que el costo de la construcción crece con el cubo de la altura.

En el caso de existir un rápido en el río convendrá situar el azud aguas arriba de aquel y así con pequeña altura de presa lograr una prudente caída.

Un recodo del río puede ser propicio para la ubicación del azud, ya que se puede colocar la toma del canal en la parte cóncava, reduciendo la sedimentación y facilitando los desagües de fondo, como se verá más adelante. En cualquier caso debe buscarse un lugar de buena cimentación y de fácil acceso.

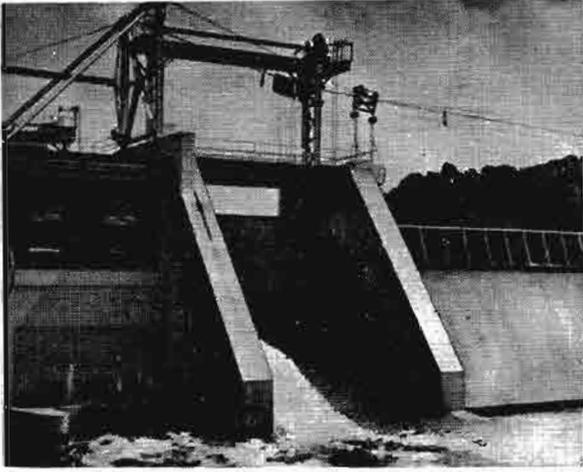
La *longitud* del azud ofrece dos posibilidades. Si es corto se disminuye el costo pero pueden resultar demasiado elevados el nivel del remanso y la cresta de agua sobre el vertedero. Si es de gran longitud se aumenta el costo, pero se baja el nivel del remanso, haciéndose más delgada la lámina vertiente, lo que favorece la regulación del nivel por medio de compuertas y reduce los peligros de socavación en el pie de presa. En cada caso particular habrá de estudiarse la solución más conveniente, para fijar la *altura* y la *longitud* del azud.

En cuanto a la *forma planimétrica*, los azudes pueden ser, rectos, curvos y quebrados. La disposición rectilínea es la que da menor longitud y, por tanto, el volumen de obra es menor. El trazado puede ser normal u oblicuo a la corriente. Puede adaptarse el primer trazado cuando la longitud de presa es relativamente grande y se tienen aguas limpias que no producen mucha sedimentación, ya que se frena mucho la velocidad del agua. La disposición oblicua guía mejor el agua hacia la toma o bocal, donde también se halla el desagüe de fondo, pero tiene el inconveniente de que derrama el agua en sentido transversal a la corriente del río y se puede producir erosión en las márgenes.

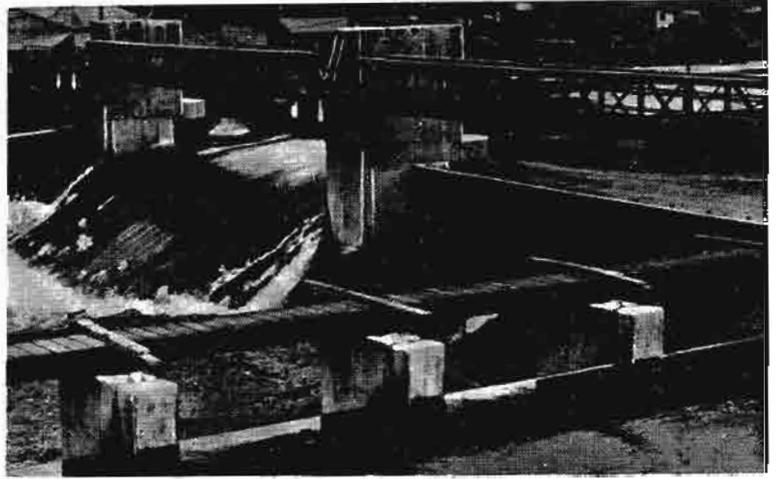
Por lo que afecta a la constancia o variabilidad del remanso, los azudes se clasifican en *fijos* y *móviles*. En los fijos no es posible controlar la curva de remanso, que puede ser necesario en ciertas circunstancias de caudales irregulares. En los azudes móviles se puede regular el nivel del agua retenida por medio de compuertas, semejantes a las que se presentan en la foto 8.1.

El perfil transversal de un *azud fijo* (Fig. 8.1) consta de: frente AB, coronación BC, escarpe CD, zampeado o contraescape DE, y en ciertos casos de la escollera o enrocamiento EF. El azud debe resistir la acción de las fuerzas estáticas y dinámicas del agua. El perfil Creager (Fig. 8.2), de bastante aplicación, tiene el frente recto, la coronación (labio) curvada y el escarpe parabólico. Para evitar las fuertes presiones y erosiones que se producirían sobre el zampeado o sobre el terreno, como consecuencia de un cambio brusco en la pendiente, se deben unir el escarpe de la presa y el zampeado mediante un acuerdo circular, cuyo radio debe ser tanto más grande cuanto mayor sea la altura de la presa y el espesor de la lámina vertiente. Al pie del azud la lámina tendrá un mínimo de espesor, y como la velocidad será mucho mayor que la que corresponde al régimen normal de aguas abajo del río, se producirá un resalto en el tramo del río que sigue el azud, pero antes puede producir erosiones en el cauce o al pie de la presa. Se protege, en muchos casos, el pie del azud con un cuenco de agua que absorbe la energía de la caída (Fig. 8.3). En algunos casos se construyen hitos o dados de concreto en la contraescarpa para destruir la energía del agua. En otros casos se ha usado un trampolín semisumergido en la contraescarpa.

Por otra parte, la naturaleza de la cimentación debe tenerse en cuenta al definir el *tipo de construcción*. Siempre es preferible contar con un terreno firme impermeable, pero



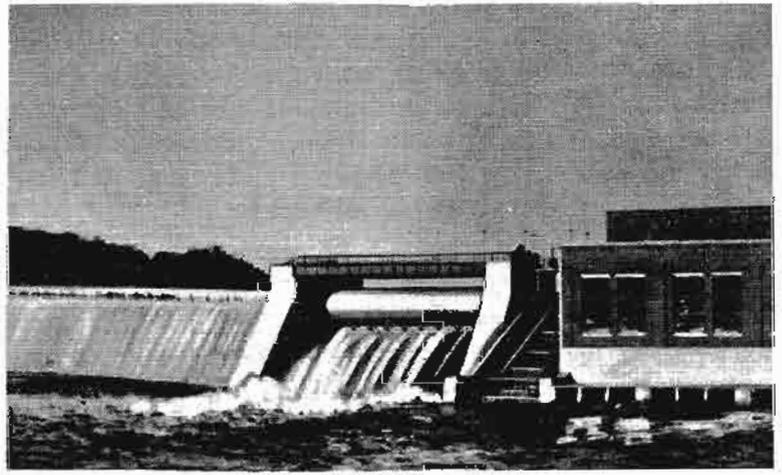
a)



b)



c)



d)

Foto 8.1 Compuertas de vertedor de presa.
(Cortesía Allis Chalmers)

- a) De guillotina
- b) Basculante
- c) De sector
- d) De rodillo

Fig. 8.1 Partes de que consta un azud.

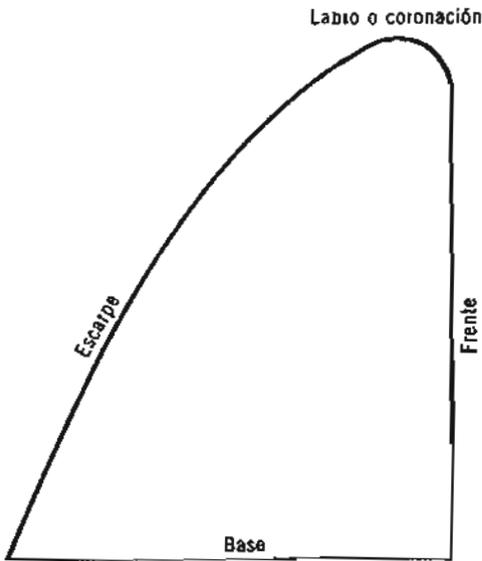
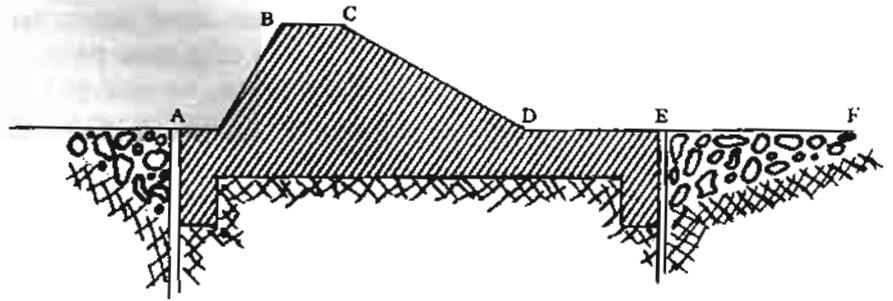


Fig. 8.2 Perfil Creager de presa vertedero.

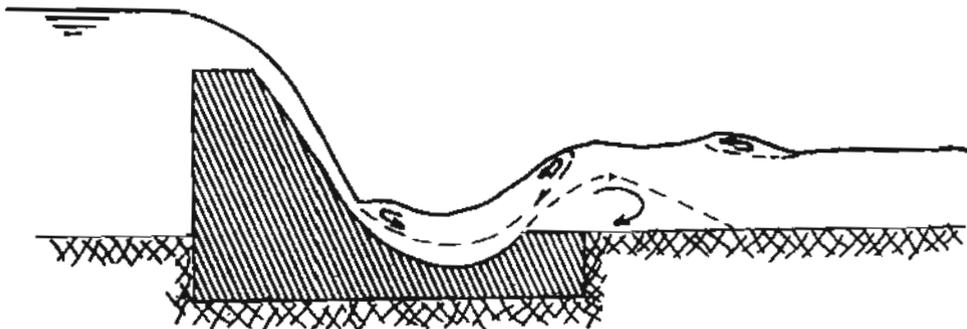


Fig. 8.3 Efecto del cuenco amortiguador al pie del azud.

si en alguna ocasión se tiene que levantar un azud sobre terreno permeable, deben realizarse las debidas protecciones con inyecciones de cemento, para evitar filtraciones de agua que puedan poner en peligro la estabilidad de la obra, no sólo por falta de un buen asentamiento sino también porque pueden producirse esfuerzos hacia arriba por presión del agua filtrada.

De acuerdo con el material empleado en la construcción, los azudes pueden ser: De ramaje y material menudo, obtenido por lo general del mismo río; la altura no debe exceder 2 metros. De escollera o enrocamiento, cuando se cuenta con una cantera próxima, rellenando con material menudo para evitar filtraciones; la altura puede llegar hasta 3 metros. De encofrado formado por pilotes de madera ligados por una tablazón superior, con relleno de piedra, arena y tierra; alturas de 3 a 4 metros. De gaviones metálicos o cajas formadas con tablestacas de hierro y tela de alambre galvanizada, rellenos de grava y acarreo del río; alturas de 2 a 3 metros. Y por fin los azudes de fábrica, que por su resistencia y duración son los indicados para soluciones definitivas y en aprovechamientos importantes. El material puede ser mampostería si la altura no es muy grande, con recubrimiento de sillería en los paramentos de aguas arriba y de aguas abajo, lo que les da belleza y resistencia al desgaste. Pero el material más usado hoy día es el concreto por la facilidad que se encuentra en la construcción y por su constitución monolítica. En presas de gran altura se usa el concreto armado.

Las presas *móviles o de compuertas* (foto 8.1) se justifican en aquellos casos en los que se quiere aprovechar en estiaje el máximo caudal a que se puede elevar el remanso, lo que no puede lograrse con la presa fija, porque en crecidas inundaría terrenos o perjudicaría la cola del embalse a otros aprovechamientos aguas arriba. Con la presa móvil se consigue que el remanso llegue al límite superior admisible; al sobrevenir un aumento de caudal por riadas, puede conservarse el mismo nivel abriendo las compuertas. También tienen buena aplicación las presas móviles en aquellos casos de aguas sucias que traen mucho material sólido en suspensión, como suele suceder en casos de avenidas; abriendo las compuertas se evita, no sólo que se produzcan desbordamientos aguas arriba sino que se deposite mucho de dicho material sólido en el embalse que produce el azud. Las compuertas son de varios tipos y formas. En la foto 8.1 se muestran cuatro tipos: De guillotina, basculante, de sector y de rodillo.

8.5. Canales

Canal es un conducto abierto por el que puede fluir agua conservando la superficie libre a la presión atmosférica. Se emplea en servicios de riego, de abastecimiento de agua a poblados o para la industria y como parte esencial en la explotación de un salto con presa derivadora. En ciertos casos se construyen canales navegables que permiten el transporte de personas y mercancías.

En el caso particular, que aquí interesa, de un *canal* para llevar agua del remanso de una *presa derivadora* hasta una cámara de presión, en la explotación de un salto de agua, deben tenerse en cuenta en el proyecto las consideraciones siguientes: Buscar la solución que represente la mayor economía, no sólo en construcción sino en explotación. Evitar el paso por terrenos permeables, para reducir al mínimo los revestimientos, ya sean de arcilla, de mampostería, de concreto en masa o de concreto armado y en algunos casos con cubierta asfáltica. Procurar llevar el canal en desmonte. No pasar demasiado cerca de los escarpes del río, para no ser atacado por éste en las crecidas. Reducir la construcción de diques o malecones de contención.

La *velocidad del agua en el canal* se determina por las conocidas fórmulas de Chezy, Bazin, Manning, etcétera. Las *pendientes* adoptadas varían según las circunstancias entre 0.00005 y 0.005. En saltos de gran caudal y poca altura se reduce la pendiente en el canal para no perder carga, exigiendo en este caso mejor acabado para reducir pérdidas y trabajos de limpieza, pues aumentará la sedimentación; también el costo será mayor por unidad de

longitud. Cuando el salto sea de gran altura y poco caudal se puede admitir mayor pendiente en el canal y buscar soluciones más económicas.

La *sección transversal* del canal puede ser trapecial, correspondiente a un semiexágono, o rectangular, con altura igual a la mitad de la base. Como se sabe, el perímetro mínimo corresponde a esta última, con lo que el radio hidráulico es mayor y por tanto más alta la velocidad del agua, para un área de paso dada. La excavación será también menor con perímetro más chico. Sin embargo, la estabilidad de los taludes, sobre todo en canales de tierra, es más crítica con la sección rectangular que con la exagonal. Teóricamente la sección ideal es la circular, pero no resulta práctica, debido también a problemas de estabilidad.

En algunas ocasiones, para reducir la longitud del canal, puede justificarse la perforación de *túneles* en la montaña, en cuyo caso hay que fijar bien los puntos de ataque y de apoyo, de manera a no elevar demasiado los trabajos de excavación y revestimiento si éste se hace necesario. En determinadas circunstancias puede hacerse inevitable la construcción de *acueductos*, pero en lo posible debe reducirse la obra de fábrica.

8.6. Toma de agua. Bocal y regulador

Se llama *bocal* a la construcción que se realiza en el origen del canal para dar paso al agua remansada del río. Se designa con el nombre de *regulador* al dispositivo de cierre, a la entrada del canal, que controla el caudal que debe pasar dentro de las posibilidades de capacidad de la conducción. Bocal y regulador constituyen la toma de agua.

La mejor ubicación de la *toma de agua* es inmediatamente al lado del azud y junto a los desagües de fondo, para que los sedimentos que se depositen junto al bocal sean arrastrados al abrirse las compuertas de desagüe. Si se aprovecha alguna curva del río para la situación del azud, se debe colocar la toma en la parte cóncava de la sinuosidad, que está más libre de sedimentos, los que por el movimiento helicoidal de los filetes líquidos en el codo, tienden a depositarse en la parte convexa.

El *decantador* del bocal suele estar en ángulo recto con la dirección de la corriente en el río (Fig. 8.4), para evitar sedimentos frente al bocal, aunque no se evita se depositen dentro de éste, debido al cambio de dirección en el movimiento del fluido. En la misma figura 8.4 se advierte la situación del canal de limpia para estos sedimentos. También se señala la posición de la presa móvil o compuerta para el desagüe de fondo del azud.

El *regulador* está constituido por una compuerta, generalmente de tipo de guillotina, que permite la admisión del agua por la parte inferior. Como quiera, conviene prever vertederos o aliviaderos en el canal para ciertas eventualidades, como pueden ser obstrucciones en el canal o una falsa maniobra del regulador.

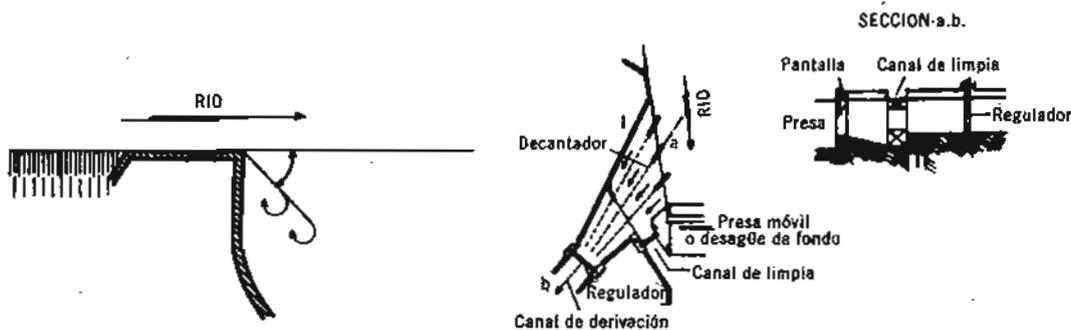


Fig. 8.4 Esquema de la toma de agua, a la entrada del canal, en una presa derivadora.

8.7. Tuberías de presión

El agua, retenida en una presa o almacenada en una cámara de presión, se hace llegar a las turbinas por medio de conducciones a presión. Si la casa de máquinas está cerca se instala directamente una tubería de presión; pero si está lejos, se gana distancia con una galería de presión de escasa pendiente (Fig. 4.6), al final de la cual se coloca una chimenea de equilibrio, y seguidamente se pone la tubería de presión con una acentuada inclinación. La chimenea de equilibrio se hace necesaria como protección de la galería de presión contra el golpe de ariete, cuyos efectos son tanto más sensibles cuanto más largo es el ducto cerrado; se limita así su acción sólo a la tubería de presión.

Las tuberías de presión o tuberías forzadas son de acero, de concreto precomprimido o de concreto armado, según sean los esfuerzos a que estén sometidas. Se suele definir la naturaleza de la tubería por el valor del producto $d \times h$, siendo d el diámetro de la tubería en metros y h la carga o altura del salto en metros. Si el resultado es mayor que $1,000 \text{ m}^2$ se aconseja tubería de acero, pudiendo llegar a $2,000 \text{ m}^2$ o más, sin importar la relación de valores entre d y h . Esto es, incluso para el valor de $d = 1 \text{ m}$ y $h = 2,000 \text{ m}$. Para valores del producto $d \times h$ comprendidos entre 200 m^2 y $1,000 \text{ m}^2$ se suele emplear tubería de *concreto armado precomprimido*. La altura de salto no debe ser superior a 500 metros. Las tuberías corrientes de *concreto armado* no es prudente usarlas en saltos de más de 60 metros, ni en valores del producto $d \times h$ superiores a 200 m^2 .

El número de tuberías dependerá del número de unidades y de la oportunidad de mantener la independencia de las mismas. En algunos casos, si la toma de agua está lejos de la casa de máquinas, puede resultar más económico instalar una sola tubería o galería de presión para todas las unidades y realizar después las derivaciones convenientes a cada una de las turbinas.

El diámetro de las tuberías de presión puede ser constante o decreciente (hacia la turbina). En saltos de poca altura, si se escoge espesor de pared constante, lo más práctico es adoptar un diámetro constante. Pero si se tienen altas cargas, puede resultar más conveniente construir los tramos de tubería con diámetro decreciente. El cálculo del diámetro se establece de acuerdo con el costo de la tubería y con las pérdidas en la misma, estimadas para una velocidad del agua alrededor de 5 m/seg (Fig. 8.5).

Al calcular el espesor de pared de la tubería de presión, se deben tener presentes no sólo las presiones de carga normal, sino, sobre todo, las sobrepresiones que resultan al producirse golpes de ariete, donde entran en juego la velocidad del agua, la longitud de la tubería y el tiempo de cierre y de apertura de las válvulas. Dada su importancia, se estudia a continuación este fenómeno.

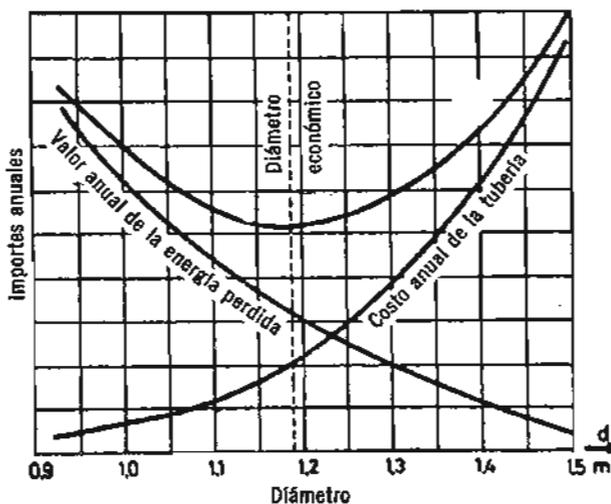


Fig. 8.5 Diagrama para obtener el diámetro económico de la tubería.

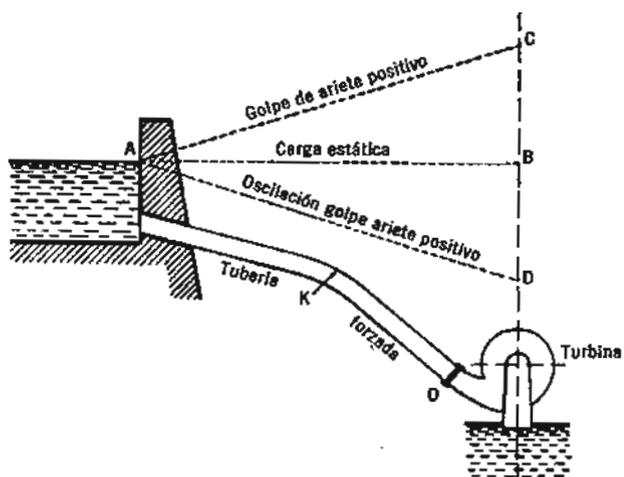


Fig. 8.6 Representación gráfica de un golpe de ariete positivo (cierre del distribuidor de la turbina).

Fig. 8.7 Representación gráfica de un golpe de ariete negativo (apertura del distribuidor).

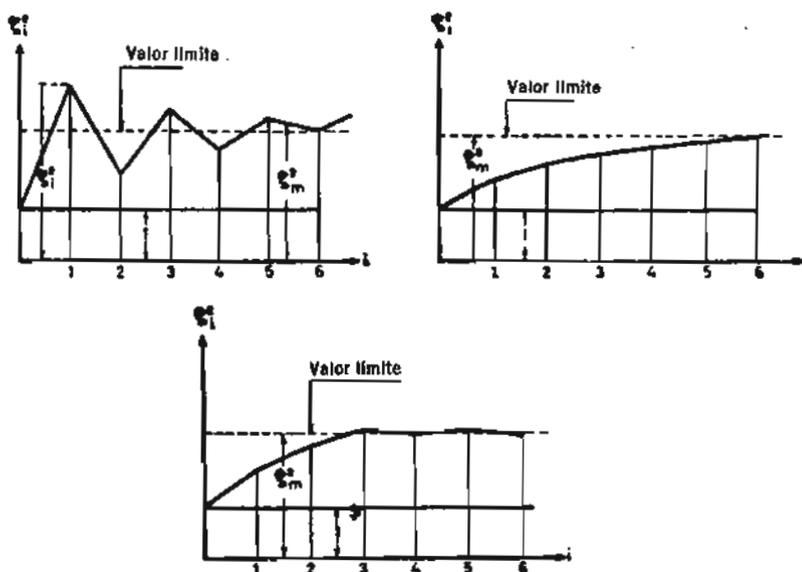
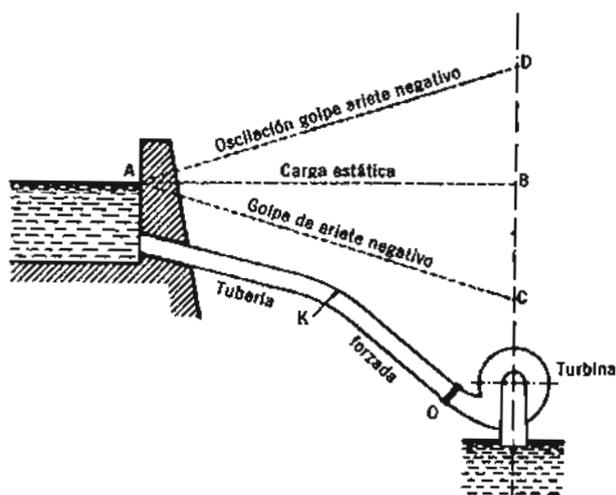


Fig. 8.8 Curvas típicas de las presiones ante el distribuidor.

8.8. Golpe de ariete

Las variaciones de carga en las turbinas, motivo por el cual y debido a la acción de los reguladores, se cierra o se abre el distribuidor, son la causa de variaciones en el caudal que circula por la tubería forzada, y por consiguiente de la velocidad del agua. Ello origina sobrepresiones o depresiones, que, como se comprende, tienen influencia sobre la tubería, que debe poder resistir aquellas y cuya determinación es objeto de este inciso. Supongamos una turbina y tubería esquemáticamente representada en la figura 8.6. En ella son A, nivel del agua en la cámara de presión, que se estima de suficiente capacidad para que no tenga influencia sobre aquella los fenómenos relativos al golpe de ariete; O, es el distribuidor, que obtura o abre la entrada del agua y que es movido por el regulador automático de la turbina.

Supuesto que, por reducirse la carga del grupo, el regulador cierre la entrada del agua, adaptando el caudal al necesario para equilibrar los trabajos motor y resistente, la energía cinética de la masa de agua, al quedar reducida en parte, se transforma en energías vibratorias, ondulatorias y en calor, manifiestas en presiones equivalentes a la energía viva que ha desaparecido. Esto origina un golpe de ariete positivo en la tubería, que dará lugar a una serie de sobrepresiones decrecientes desde el distribuidor al origen en la embocadura de la conducción. En la figura 50 la sobrepresión se representa por la línea piezométrica A-C, que se supone, para simplificar, que es una recta. Al terminar de cerrarse el distribuidor, las sobrepresiones positivas A-C oscilan hasta la línea piezométrica A-D aproximadamente simétrica de aquella con respecto a la línea de carga estática A-B, y siguen una serie de sobrepresiones y depresiones entre las posiciones extremas A-C y A-D, que, a consecuencia de los rozamientos, torbellinos y cambios de dirección de los filetes líquidos, se van amortiguando.

En el caso de apertura del distribuidor (Fig. 8.7) la conducción sufrirá un golpe de ariete negativo según la línea piezométrica A-C, y cuando haya cesado tal apertura, las depresiones A-C oscilan hasta la línea piezométrica A-D, en la que se verifica que B-D es menor que B-C, estableciéndose también en la forma anteriormente expresada una serie de depresiones y sobrepresiones que, por las razones apuntadas en el caso de cierre del distribuidor, se irán también amortiguando.

Es necesario que el trazado de la tubería se haga en forma que las líneas de depresiones A-D (Fig. 8.6) y A-C (Fig. 8.7) queden por encima de la arista superior de la tubería, pues, en caso contrario se producirá, en el punto K de las referidas figuras, que es el más elevado, un vacío parcial que de no poder soportarlo produciría el aplastamiento de la tubería.

En caso de reguladores automáticos de las turbinas, el problema se agrava, pues al crecer la presión en la tubería aumenta la potencia de la turbina, que se acelerará por tal motivo y el regulador cerrará más de prisa y con ello se elevará la presión del golpe de ariete.

Como se verá, el golpe de ariete es tanto mayor cuanto más rápido es el cierre del distribuidor, y por ello es necesario conocer el valor de la sobrepresión en función del tiempo de cierre para calcular con arreglo a aquella el espesor de la tubería.

Teoría de Allievi: El ingeniero L. Allievi ha sido reconocido como uno de los investigadores que mejor han estudiado el fenómeno del golpe de ariete, al contemplar con la debida ponderación la influencia de la elasticidad del agua y de la tubería en los distintos procesos de cierre brusco y cierre lento de la conducción. He aquí una síntesis de su contenido.

Como se ha dicho, las sobrepresiones debidas al golpe de ariete se propagan a lo largo de la tubería, entre el órgano de cierre y la cámara de presión, en forma ondulatoria, manifiesta por compresiones del agua y dilatación de la tubería en un sentido, y en forma inversa en sentido contrario. La *velocidad de propagación de esa onda elástica* (también llamada *celeridad*) se deduce fácilmente conjugando el fenómeno elástico en el fluido y en el material de la tubería; se suele expresar por la letra *a* y tiene como expresión

$$a = \frac{c}{1 + \frac{\epsilon d}{E e}} \text{ m/seg.} \quad (\text{Ec. 8.3})$$

en donde c simboliza la velocidad del sonido en el agua (1,420 m/seg a 15° C), ϵ es el módulo de elasticidad del agua (2×10^8 kg/m²), E es módulo de elasticidad del material de la tubería (kg/m²), e y d representan respectivamente el espesor y el diámetro de la tubería (m).

La relación $\frac{\epsilon}{E}$, tiene los valores aproximados siguientes:

Para tubería de acero	0.01
Para tubería de fundición	0.02
Para tubería de concreto armado .	0.10 a 0.15

El valor hallado para la velocidad de la onda elástica supone que la tubería es de un mismo material, diámetro y espesor constante. Si se tratase de tramos desiguales habría que calcular para cada uno de ellos el correspondiente valor de a , y supuesto que éstas fuesen: $a_1, a_2, a_3, \dots, a_m$ y que las longitudes correspondientes de los tramos tuviesen los valores $L_1, L_2, L_3, \dots, L_m$, el valor medio de a que habría de considerarse sería:

$$a_m = \frac{L_1 + L_2 + L_3 + \dots + L_m}{\frac{L_1}{a_1} + \frac{L_2}{a_2} + \frac{L_3}{a_3} + \dots + \frac{L_m}{a_m}} \quad (\text{Ec. 8.4})$$

La velocidad de propagación disminuye con el aumento del diámetro y con la reducción del espesor de la tubería, y, como orientación, estos valores suelen oscilar entre 800 y 1,000 m/seg para tuberías metálicas, y 1,000 a 1,200 m/seg en las tuberías de concreto armado.

Golpe de ariete con cierre brusco. La onda de presión con origen en la sección de cierre, una vez que ha llegado a la cámara de presión se refleja y va nuevamente hacia la turbina. Si el tiempo de cierre (ritmo) T_r , es igual o menor que el período $\mu = 2L/a$, o sea el tiempo de cierre es menor que el necesario para que la onda que parte del distribuidor vuelva a éste, la sobrepresión, entonces, se obtiene por la fórmula:

$$h = \frac{a}{g} (V_0 - V_1) \quad (\text{Ec. 8.5})$$

en la que h es la sobrepresión en metros, a la velocidad de la onda elástica, V_0 la velocidad de régimen (m/seg) en la tubería forzada, V_1 la velocidad final (m/seg) después de la manobra de cierre.

Por ejemplo, si $V_0 = 4$ m/seg y supuesto un cierre completo, para el que $V_1 = 0$, tendremos:

Para tubería metálica	$h = 370$ m
Para tubería de hormigón armado	$h = 450$ m

La sobrepresión hallada puede ser grande o aceptable, según sea la altura del salto. Si se admite que la sobrepresión límite debe ser 50% de altura del salto y ésta es H , tendremos en el caso considerado que $h = 370 \text{ m} = 0.5 H$, $H = \frac{370}{0.5} = 740$ m; para un salto menor, la sobrepresión sería inadmisibles y por ello el tiempo de cierre habría de ser mayor que el correspondiente al cierre brusco.

Esta sobrepresión se manifiesta a partir de la sección de cierre (distribuidor de la turbina) en un tramo de la tubería hacia arriba de longitud igual a: $L - a(T_r/2)$, para decrecer finalmente hacia la cámara de presión.

Golpe de ariete con cierre lento. Así como el cierre brusco requiere $T_r \leq \mu = 2L/a$, el cierre lento se efectúa en un tiempo mayor que $2L/a$. Admite la teoría de Allievi que el cierre del distribuidor es lineal y completo en T_r segundos, es decir, que las secciones de paso del distribuidor varían linealmente con el tiempo; si σ_t representa la abertura del distribuidor correspondiente al instante t , que se convierte en cero para T_r , en el instante t , el grado de apertura vendrá expresado por:

$$\eta_t = \frac{\sigma_t}{\sigma_0} = \frac{T_r - t}{T_r} = 1 - \frac{t}{T_r} \quad (\text{Ec. 8.6})$$

Las ecuaciones obtenidas en su teoría por Allievi, permiten deducir en todos los casos las presiones y velocidades ante el distribuidor de la turbina para todos los valores comprendidos entre 0 y T_r . Este último puede expresarse en función de μ por: $T_r = i \times \mu + t_1$, siendo $t_1 < \mu$; por consiguiente i es el número de fases durante el tiempo de cierre cuyo valor será igual a cero para el caso de cierre brusco. El tiempo relativo de cierre θ , tiene por valor:

$$\theta = \frac{T_r}{2 \frac{L}{a}} = \frac{T_r}{\mu} \quad (\text{Ec. 8.7})$$

Por otra parte, el grado de apertura η_i , al final de la fase i , y teniendo en cuenta que $t_i = i\mu$, resultará:

$$\eta_i = 1 - \frac{t_i}{T_r} = 1 - \frac{i\mu}{\theta\mu} = 1 - \frac{i}{\theta} \quad (\text{Ec. 8.8})$$

En virtud de lo expuesto, se procederá a determinar la presión relativa al final de la primera fase ($i = 1$) llamada de *golpe directo* y cuyo valor de apertura será entonces.

$$\eta_1 = 1 - \frac{1}{\theta} \quad (\text{Ec. 8.9})$$

La ecuación de Allievi, para este caso de cierre lento de la tubería se escribirá entonces en la siguiente forma:

$$\zeta_1^2 + 2\rho\zeta_1\eta_1 - (1 + 2\rho) = 0 \quad (\text{Ec. 8.10})$$

que es de segundo grado y cuya solución positiva resuelve el problema, obteniéndose:

$$\zeta_1 = -\rho\eta_1 + (\rho^2\eta_1^2 + 1 + 2\rho)^{1/2} \quad (\text{Ec. 8.11})$$

En dicha fórmula, ζ^2 es la presión relativa en el obturador, es decir $(H + h)/H$, y ρ es el número de Allievi, que tiene por valor:

$$\rho = \frac{aV}{2gH} \quad (\text{Ec. 8.12})$$

llamado también *característica de la conducción*, designando, en ella: V la velocidad que corresponde al régimen permanente, a la velocidad de las ondas y H la presión estática sobre el distribuidor.

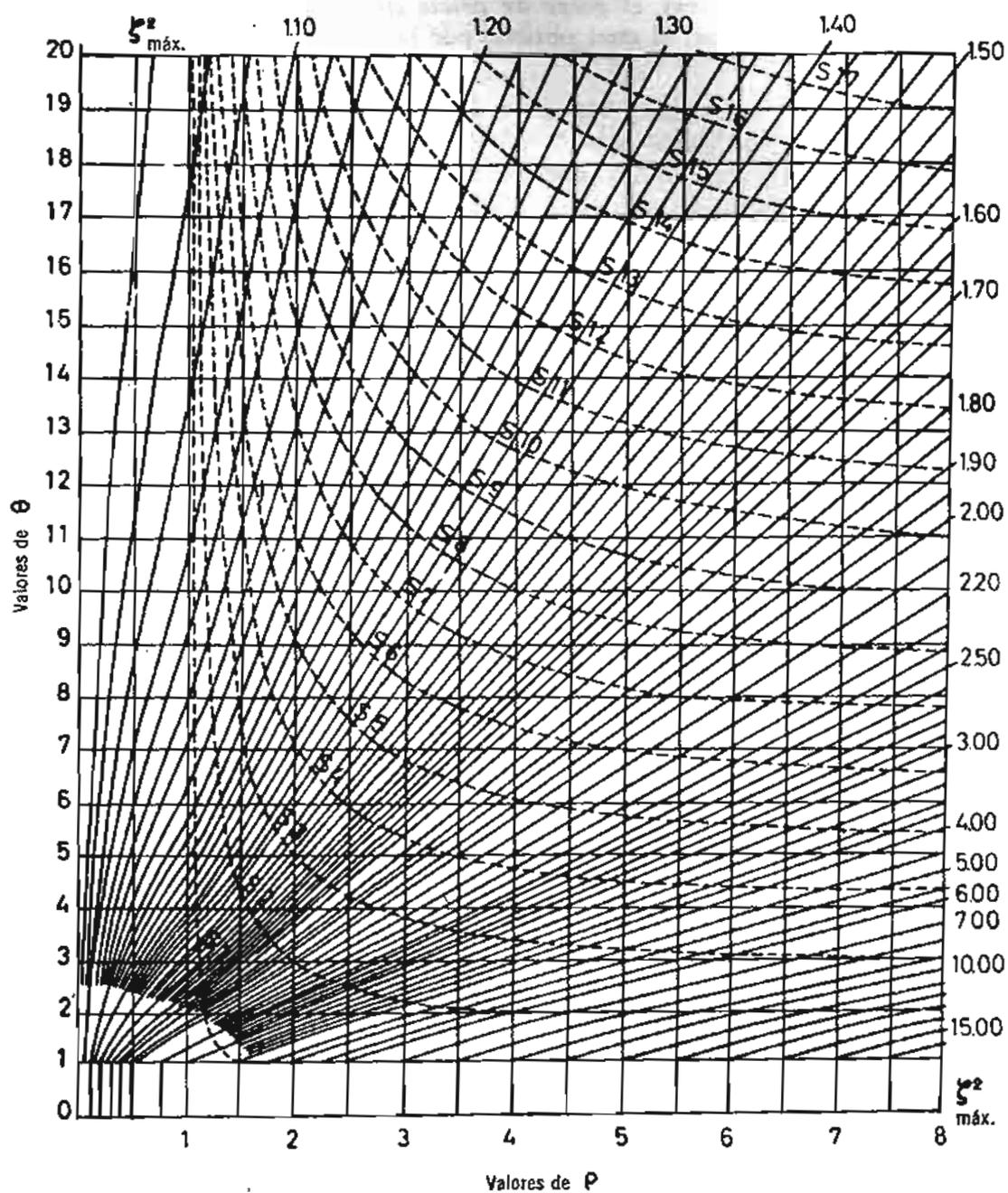


Fig. 8.9 Abaco de Allievi para obtener la máxima presión al cerrar el distribuidor de la turbina.

El valor máximo del golpe directo ζ_1^2 tiene lugar para $\eta_1 = 0$, o sea para el caso de cierre brusco y, por tanto, es el máximo que puede alcanzar en el distribuidor la presión relativa ζ_1^2 durante un cierre lineal cualquiera.

Considera igualmente Allievi, el *golpe de ariete límite* o presión límite relativa correspondiente al período perturbador, el cual obtiene por la ecuación:

$$\zeta_m^2 - 1 = \frac{\rho}{\theta} \zeta_m \quad (\text{Ec. 8.13})$$

cuya solución positiva da:

$$\zeta_m = + \frac{\rho}{2\theta} + \left(\left(\frac{\rho}{2\theta} \right)^2 + 1 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Ec. 8.14})$$

elevada al cuadrado dará el *golpe límite* o sea presión relativa, que corresponde al período perturbado.

Los gráficos de las presiones ante el distribuidor pueden clasificarse en cierto número de *curvas típicas* que muestra la figura 8.8, observándose en ellas que la máxima presión relativa ζ_m^2 puede producirse al final de la primera fase, es decir, coincidiendo con el golpe directo, o durante el final de una de las fases siguientes.

Para calcular la presión máxima ζ_m^2 en un cierre lineal, se determina el golpe directo ζ_1^2 y el golpe límite ζ_m^2 mediante las respectivas ecuaciones 8.11 v 8.14; tomando para ζ_m^2 el mayor valor de los hallados se obtiene un resultado con suficiente aproximación. En el caso de cierre

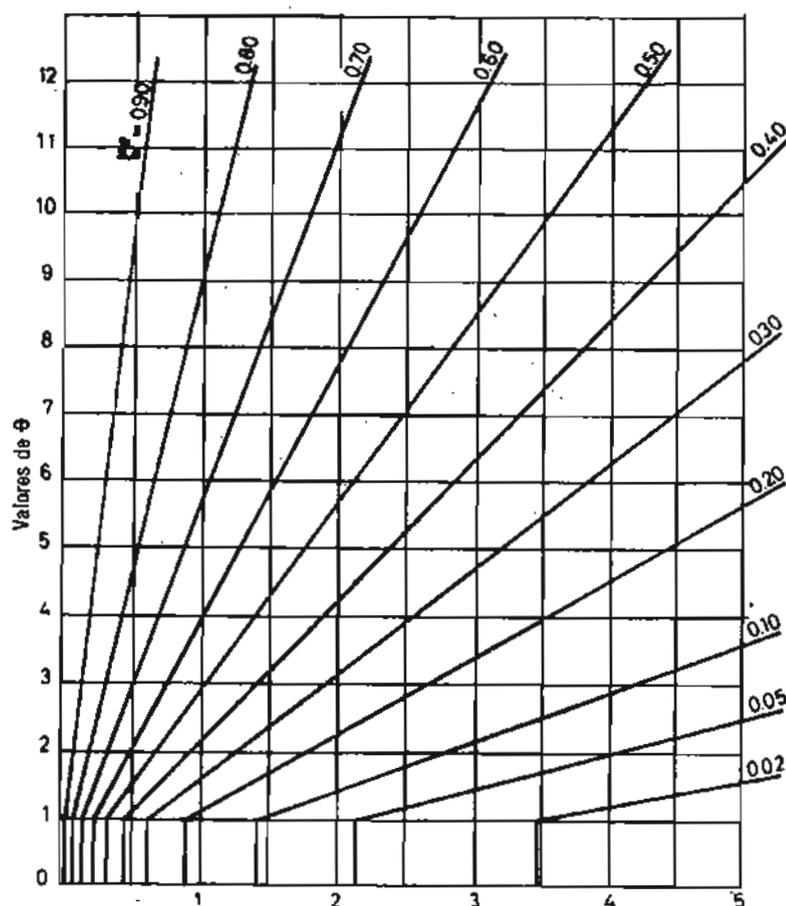


Fig. 8.10 Ábaco de Allievi para obtener la máxima depresión al abrir el distribuidor de la turbina.

lineal lento, la sobrepresión decrece también linealmente desde el distribuidor a la cámara de presión; por ello, en un punto a la distancia x a lo largo de la tubería y desde el origen, la sobrepresión tendrá por valor:

$$h_x = x \frac{h}{L} \quad (\text{Ec. 8.15})$$

Allievi ha establecido un ábaco (Fig. 8.9), que permite en función de ρ y θ , obtener la máxima presión ξ_m^2 para el cierre del obturador y para cualquier velocidad. Estudió, asimismo, el golpe de ariete en el caso de apertura del distribuidor (lineal) y también ha establecido como resumen de sus cálculos un ábaco (Fig. 8.10), que permite determinar la depresión máxima que se produce en este caso.

El valor de ρ es, según hemos visto, función de la velocidad V_0 , de régimen permanente; pero si la tubería estuviese formada por varios tramos de distintos diámetros, entonces la velocidad que habría que introducir en el valor de ρ sería:

$$V = \frac{L_1 V_1 + L_2 V_2 + \dots + L_n V_n}{L} \quad (\text{Ec. 8.16})$$

en la que $L_1, L_2, L_3, \dots, L_n$, son las diversas longitudes, y V_1, V_2, \dots, V_n , las velocidades correspondientes al caudal de agua de que se trate, en los varios diámetros de cada uno de los tramos.

Hay que observar que, según Allievi, en la determinación de a , si se trata de tramos con características diferentes y para los cuales se calcula el valor medio a_m , se parte del supuesto de que el fenómeno de régimen variable es de suficiente duración para que actúe la elasticidad de la tubería en su totalidad, es decir, que se trata de cierres o aperturas lentos. Si tal no fuese, no podría hacerse la sustitución del conducto real por otro ficticio y sería preciso seguir la onda en todas sus reflexiones parciales que corresponden a los cambios de característica de la tubería.

Pero en la práctica las maniobras rápidas, de duración inferior a la fase, aun cuando son posibles, ponen en juego únicamente variaciones de caudal relativamente pequeñas, que no producen las sobrepresiones más peligrosas, y por ello es posible la aplicación del método de sustitución indicado.

Ejemplo de cálculo por la teoría de Allievi. Se supone una tubería compuesta de distintos trozos de diversas secciones y que calculada la celeridad de las ondas por la ecuación 8.3 se obtiene $a = 840$; asimismo la velocidad correspondiente es de 3.2 m/seg, el caudal 15 m³/seg, la longitud de la tubería 270 m y la presión estática H , en el final de la tubería, alcanza el valor de 100 metros. En estas condiciones:

$$\mu = \frac{2L}{a} = \frac{2 \times 270}{840} = 0.645$$

que es el tiempo crítico. Se considerarán los tres casos siguientes:

- Determinación del tiempo de cierre mínimo para que la sobrepresión al final de la tubería no exceda, por ejemplo, del 51%, esto es: $h = 0.51 \times 100 = 51$ m de columna de agua.
- Determinación de la máxima presión que se producirá en el final de la tubería (junto a la turbina), si el tiempo de cierre es por ejemplo de 2.75 segundos.
- Determinación de la depresión que se obtendrá cuando se abra el distribuidor de la turbina en un tiempo de 1.5 segundos, para un caudal de 0.6 del de la plena carga, es decir, de 9 m³/seg.

En el caso (a) se tendrá: $H + h = 100 + 51 = 151$ m de columna de agua y por consiguiente:

$$\zeta_{\text{máx.}}^2 = \frac{151}{100} = 1.51 \quad \text{y} \quad \rho = \frac{a V}{2 g H} = \frac{840 \times 3.2}{2 \times 9.81 \times 100} = 1.4$$

Para $\zeta^2 = 1.51$ y $\rho = 1.4$, corresponde la curva $S = 1.8$, es decir la presión máxima se obtendrá en un tiempo: $1.8 \mu = 1.8 \times 2 L/a = 1.8 \times 0.645 = 1.16$ segundos a contar desde el instante en que ha comenzado la maniobra.

En el caso (b) el tiempo de cierre es de 2.75 segundos y hay que determinar la sobrepresión máxima en la tubería. Para ello se procederá en sentido inverso, comenzando por hallar

$$\theta = \frac{a T}{2 L} = \frac{840 \times 2.75}{2 \times 270} = 4.3$$

por otra parte:

$$\rho = \frac{a V}{2 g H}$$

que es igual según se ha visto anteriormente a 1.4. Conocidos pues θ y ρ , se buscará, en el diagrama de la figura 8.9, el punto de intersección que corresponde a

$$\zeta^2 = 1.51 = (h \times 100)/100$$

de donde $h = 51$ m y la sobrepresión será $151/100 = 1.51$.

En el caso (c) se determinará la depresión que se produce al abrir el distribuidor por aumento de carga, en el supuesto de que ésta exija el 0.6 del caudal máximo y que la maniobra se ha de realizar en un tiempo de 1.5 segundos.

La velocidad del agua a plena carga es de 3.2 m/seg; luego, para 0.6 del caudal máximo, la velocidad correspondiente será: $0.6 \times 3.2 = 1.92$ m/seg, y por otra parte se tiene que:

$$\theta = \frac{a T}{2 L} = \frac{840 \times 1.5}{2 \times 270} = 2.34$$

$$\rho = \frac{a V}{2 g H} = \frac{840 \times 1.92}{2 \times 9.81 \times 100} = 0.825$$

En el diagrama de la figura 8.10 se hallará el punto de intersección de los valores ρ y θ y se obtendrá:

$$\zeta^2 = 0.49$$

por lo cual:

$$0.49 = \frac{h_1 + H}{H} = \frac{h_1 + 100}{100}; \quad h_1 = 49 - 100 = -51 \text{ m.}$$

que es la depresión por bajo de la presión estática.

Hay que tener en cuenta que si hubiese chimenea de equilibrio, tanto en el caso de sobrepresión como en el de depresión, habría que sumar —a h ó a h_1 — el valor de h_c , que es la altura de la columna de agua equivalente a la variación máxima del nivel del líquido en la chimenea de equilibrio.

El valor de ρ es un número que Allievi definió como la relación entre la energía cinética unitaria (o fuerza viva de la unidad de longitud de la columna líquida) y la energía potencial unitaria (que comprende la compresión elástica del líquido y la distensión elástica del tubo). Otra forma de la ecuación de Allievi, es la siguiente:

$$\hat{h} = \frac{1}{2} [c^2 \pm c \sqrt{4 + c^2}] H$$

el signo + corresponde a la reducción del caudal (sobrepresión) y el signo, - al aumento de caudal (depresión). Además:

$$c = \frac{\rho}{\theta} = \frac{L V}{g H T}$$

Cuando c es muy pequeño, la ecuación anterior se convierte en la siguiente:

$$h = \pm c H = \pm \frac{L V}{g T}$$

que es aplicable a los tubos de aspiración de las turbinas. Si la característica ρ tiene valores inferiores a 1.0 ó 1.5, se puede emplear la fórmula:

$$h = \pm 2 c H = \pm \frac{2 L V}{g T}$$

conocida como *fórmula de Allievi-Michaud*, mediante cuya aplicación se procede con cautela a estimar la sobrepresión debida al golpe de ariete.

En estas últimas fórmulas son también: H , la altura (m) de la columna de agua sobre el distribuidor, V , la velocidad del agua en la tubería (m/seg) y T , el tiempo de cierre del distribuidor de la turbina.

8.9. Dispositivos de cierre de las tuberías. Válvulas

En el origen de las tuberías hay que poner cierre hermético, que conviene vaya seguido de una chimenea de ventilación, para evitar el vacío interior y el peligro de aplastamiento. Varios son los tipos de válvulas de cierre.

Las *llaves-compuerta*, que según la presión a que están sometidas pueden maniobrarse a mano o con motor. Para facilitar la apertura, cuando la presión es alta, se provee de una tubería de rodeo o *by-pass*, que permite un equilibrio de presiones de ambos lados de la compuerta. Tiene la ventaja de producir cierres estancos, gran resistencia mecánica y manejo sencillo. Sin embargo, resulta difícil conservar en buen estado de funcionamiento las guías de desplazamiento de la compuerta, requiriendo grandes esfuerzos para vencer las resistencias por fricción, sobre todo cuando no están equilibradas las presiones.

En tuberías grandes se suelen instalar *válvulas mariposa* o de disco giratorio alrededor de un eje diametral, las cuales se mueven mecánicamente o con presión de aceite (foto 8.2). Tienen la ventaja de engendrar un equilibrio de presiones en el disco durante la maniobra y por lo general no necesitan tubería de rodeo. Presentan el inconveniente de no procurar cierres estancos y originar cierta pérdida de carga en la posición de abiertas, a causa de la resistencia de la lenteja (foto 8.2). Son sencillas y de bajo costo, encontrando buena aplicación con caudales abundantes y cargas moderadas, inferiores a 200 metros. Existe un tipo de válvula de mariposa accionada por un dispositivo, generalmente hidráulico, que actúa cuando la velocidad del agua en la tubería alcanza un determinado valor, del orden del 20% superior al normal, determinando el cierre automático de la tubería. Se llaman válvulas de cierre automático.

Un tipo de válvula que está dando buenos resultados en medianas y grandes cargas es la *válvula esférica*. En la figura 8.11 se presentan en esquema tres secciones de este tipo de válvula. Consta de un segmento de tubo, que puede girar alrededor de un eje horizontal; alineado éste con la tubería (posición a , tubería abierta), la válvula deja paso libre al fluido

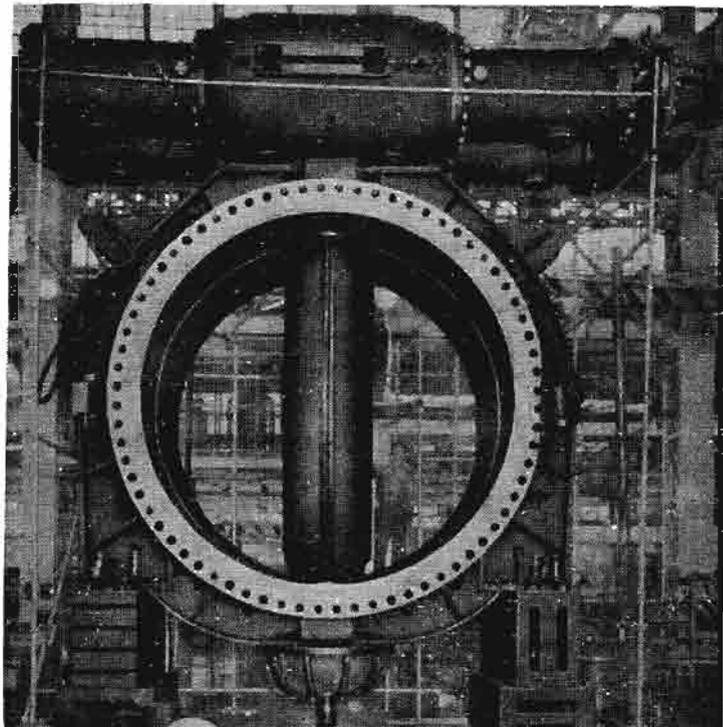
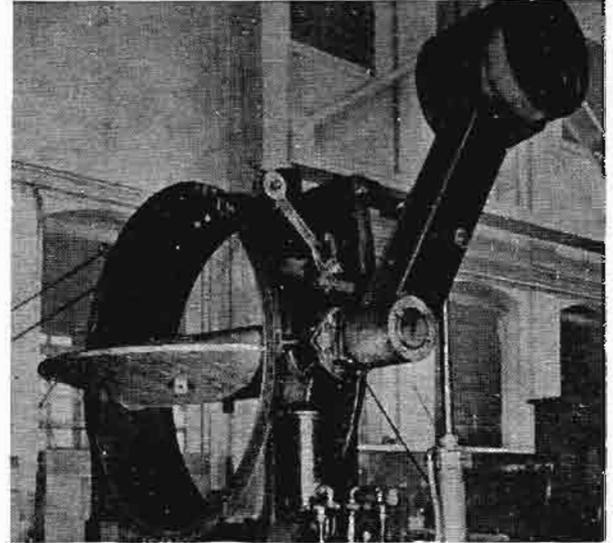
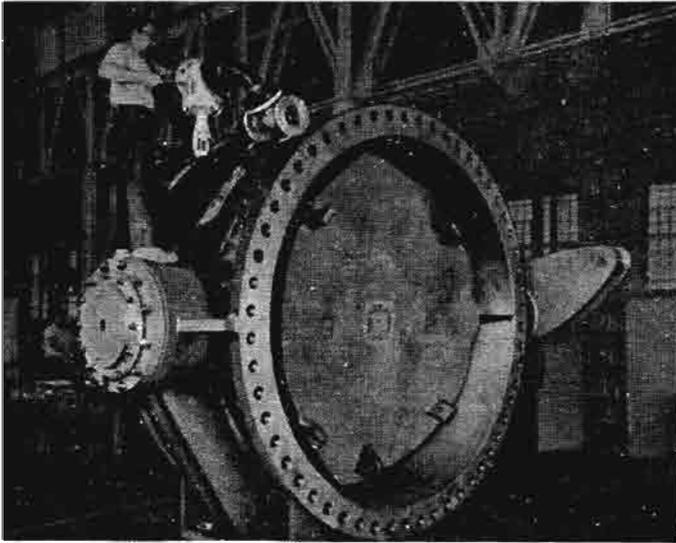


Foto 8.2 Tres tipos de válvula mariposa.
Arriba: Dos Allis Chalmers con acción mecánica.
Abajo: Una Hitachi, Japón, de cierre automático accionada por aceite a presión.

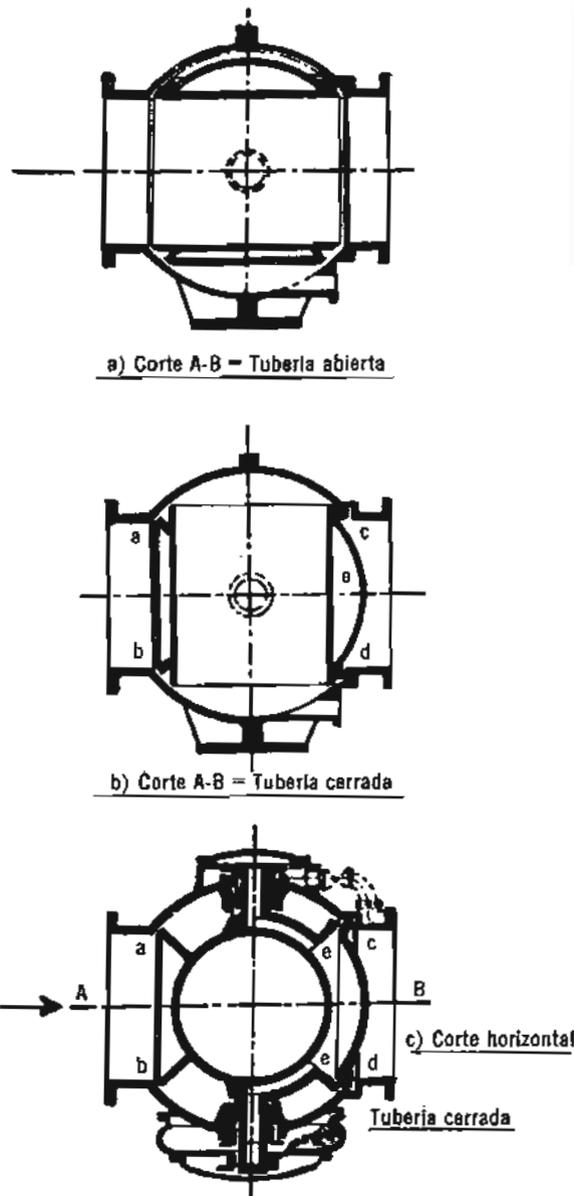
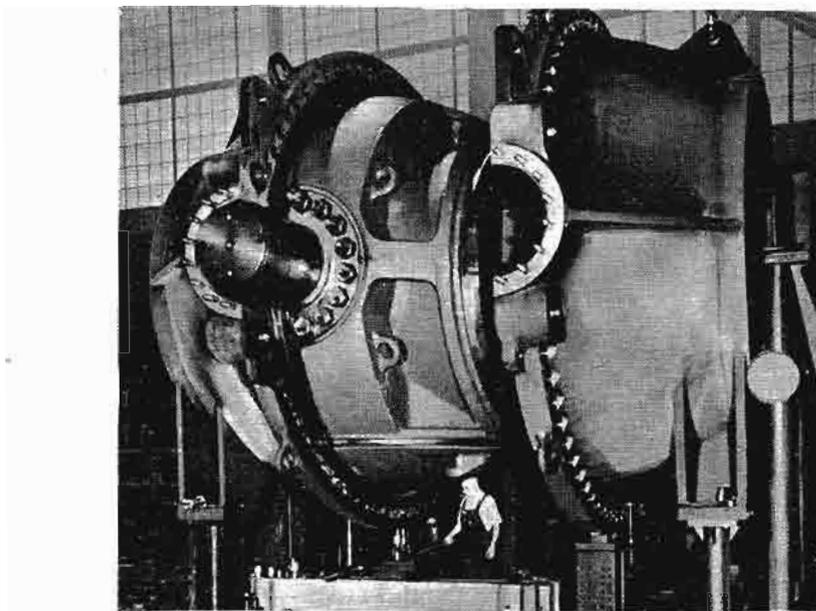
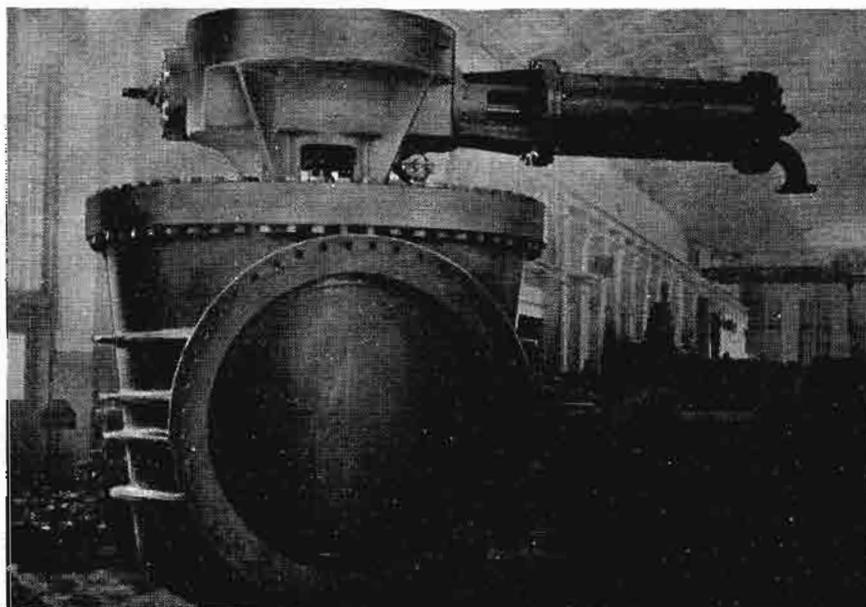


Fig. 8.11 Válvulo esférica sistema Escher Wyss & Co.



a)



b)

Foto 8.3 Válvulas para altas cargas. (Cortesía Allis Chalmers)

- a) Válvula esférica.
- b) Rotaválvula.

sin crear prácticamente pérdida de carga. En la posición de cierre (posiciones *b* y *c*) presenta dos discos paralelos, uno fijo, *ab*, que deja entre él y la envolvente un espacio para paso del agua, y otro, *cd*, con posibilidad de cierto desplazamiento para aplicarse contra una guarnición fija. En la posición de válvula cerrada, la cámara *e* queda en comunicación con aguas arriba a través de la holgura del disco *ab*, presionando el agua al disco *cd* contra su asiento. Para abrir, se comunica la cámara *e* con aguas abajo por medio de una pequeña tubería de rodeo (señalada con puntos en el corte horizontal), se equilibran las presiones en las dos caras del disco *cd* y se gira la válvula fácilmente hasta la posición de apertura. Se ha empleado hasta en 1,000 metros de carga con caudales reducidos, pero puede operar con diámetro de tubería hasta de 4 metros, reduciendo la carga a unos 200 metros (foto 8.3a). En la foto 8.3b se muestra otro tipo de válvula para altas cargas con giro alrededor de un eje vertical, la *rotoválvula*, que la Allis Chalmers recomienda hasta en 1,100 metros de carga con diámetros de tubería de 60 centímetros.

Existen otras *válvulas de descarga libre* o válvulas de alivio de los embalses, con disipación de la energía de salida (foto 8.4), también llamadas de chorro hueco, pues la válvula, de tipo de aguja, tiene un vástago cónico que cierra contra una guarnición fija, liberando el agua por una corona, que da lugar a un chorro hueco con gran dispersión, para disipar la energía del agua.

La pérdida de carga en las válvulas se calcula por la fórmula de Weisbach

$$h_p = K \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 8.17})$$

Siendo *V* la velocidad del agua en la tubería y *K* un coeficiente que depende de la forma de la válvula y del grado de apertura de la misma. El valor de *K* varía mucho con el grado de apertura. En una válvula de compuerta rectangular puede valer desde cero, para una apertura total, hasta 45 para una apertura de 2/10. En la válvula de compuerta circular, para las mismas condiciones, puede variar de 0.4 a 48. En las válvulas mariposa es función del ángulo que forma la lenteja con la dirección del flujo; para 10° es del orden de 0.5 y para 60° llega a valer 74. La variación no es lineal en ninguna, sino que se acentúan las pérdidas extraordinariamente con la estrangulación de la corriente.

8.10. Rejillas

Las rejillas son elementos de protección que se colocan a la entrada de las tuberías o galerías de presión, antes de las compuertas (foto 8.5). Tienen por objeto impedir el paso a cuerpos sólidos que puedan dañar los álabes del distribuidor y del rodete de la turbina. Se clasifican en gruesas y finas. Las primeras están constituidas por barrotes metálicos que dejan entre sí una luz de 5 a 25 centímetros y detienen cuerpos de regular tamaño, casi siempre productos leñosos o témpanos de hielo en climas fríos. Las rejillas finas son las que en realidad ofrecen verdadera protección a los elementos de las turbinas. La distancia entre barrotes es menor, sólo de unos 3 centímetros.

8.11. Presas de embalse

Presa de embalse es una construcción, configurada por una cortina, de relativamente gran altura, levanta en el cauce de un río, en dirección transversal, que produciendo una obstrucción a la corriente, crea, en el propio cauce, un embalse o pantano artificial, cuya capacidad es con frecuencia de varios miles de millones de metros cúbicos de agua, alcanzando la cola varias decenas de kilómetros aguas arriba de la cortina. A veces se hacen necesarios diques



Fig. 8.4 Válvulas de descarga libre. (Cortesía Allis Chalmers.)

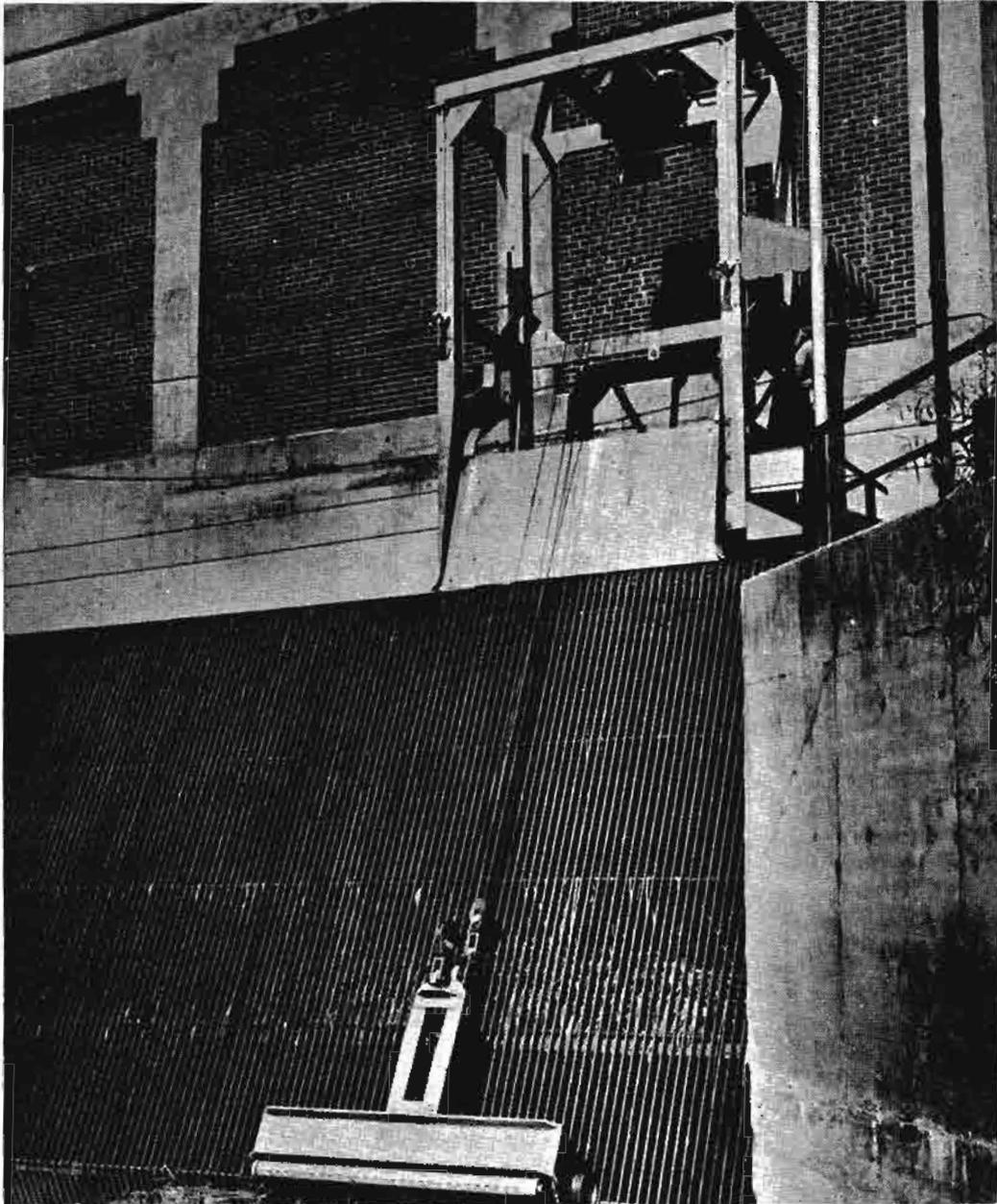


Foto 8.5 Rejilla de protección con rastrillo limpiador.
(Cortesía Allis Chalmers)

de contención en ciertas partes del cauce para mantener un determinado nivel en el vaso. El nivel se controla por medio de un vertedor de demasías, de compuertas y de válvulas de alivio.

Este tipo de obra cumple casi siempre los *finés* siguientes:

- 1) Regulariza el caudal del río de forma a mantener unas condiciones de flujo de acuerdo con las necesidades que se tengan aguas abajo de la presa.
- 2) Garantiza el *régimen de riegos* de las tierras limítrofes, de manera que éstos puedan realizarse en las épocas y momentos propicios, sin importar los períodos de seca.
- 3) Asegura los *abastecimientos de agua potable, servicios sanitarios o industriales* de las ciudades y pueblos que atraviesa el río.
- 4) Debidamente regulado el nivel, ofrece *protección en caso de avenidas*, reteniendo en su vaso las avalanchas producidas por abundantes lluvias.
- 5) La elevación del nivel en el embalse sobre el nivel de aguas abajo de la cortina, permite el aprovechamiento de un salto de agua, denominado *salto de pie de presa*, cuya energía se utiliza en la generación de electricidad para toda clase de usos industriales y domésticos. El agua embalsada es energía almacenada, bajo la forma potencial, cuyo consumo puede regularse y administrarse según necesidades de los usuarios.

Las *condiciones* fundamentales a que está sujeta la construcción de una presa de embalse suelen ser:

- a) Que se pueda formar un *vaso de gran capacidad*, para lo cual es preferible buscar zonas del cauce con fondo plano y bordes abiertos. Las gargantas profundas y cauces cerrados son buenos para ganar altura de salto, pero en general no procuran tanta cubicación como los valles abiertos.
- b) Que haya seguridad de *llenado del vaso*, y para esto debe hacerse un estudio cuidadoso del régimen de lluvias y de aportación de afluentes, a fin de llegar a conocer el caudal disponible en el aprovechamiento del agua embalsada.
- c) Que los terrenos que constituyen el embalse sean *impermeables* y que no se haga necesaria mucha obra de fábrica (diques o malecones de retención) para evitar derrames con la elevación del nivel.
- d) Que se tenga un lugar propicio para el *emplazamiento de la cortina*, como puede ser un estrechamiento en el cauce, que permita reducir la longitud de la presa y que ofrezca la posibilidad de obtener buena altura de salto. El terreno debe ser firme para la cimentación de la construcción.

8.12. Tipos de presa de embalse

De acuerdo con el material empleado en su formación las presas de embalse pueden ser:

- 1) Presas de materiales incoherentes, que se mantienen unidos por su peso, consiguiéndose la impermeabilidad con apelmazamiento, mediante apisonado, cilindrado, sedimentación, o por una pantalla de fábrica dispuesta junto al paramento de aguas arriba, o por un corazón de arcilla. De este grupo son las *presas de tierra*, las de *enrocamiento o escollera* y las *mixtas*.
- 2) Presas construidas con materiales coherentes, que, a la vez dan resistencia e impermeabilidad. En este grupo se clasifican las cortinas de fábrica, como son, las de *gravedad*, *bóveda sencilla*, *bóvedas múltiples* y otros tipos.

Las presas de embalse han de ser prácticamente impermeables para que sea eficaz el almacenamiento de agua; y han de ser estables, resistiendo, con suficiente garantía, a los esfuerzos a que están sometidas.

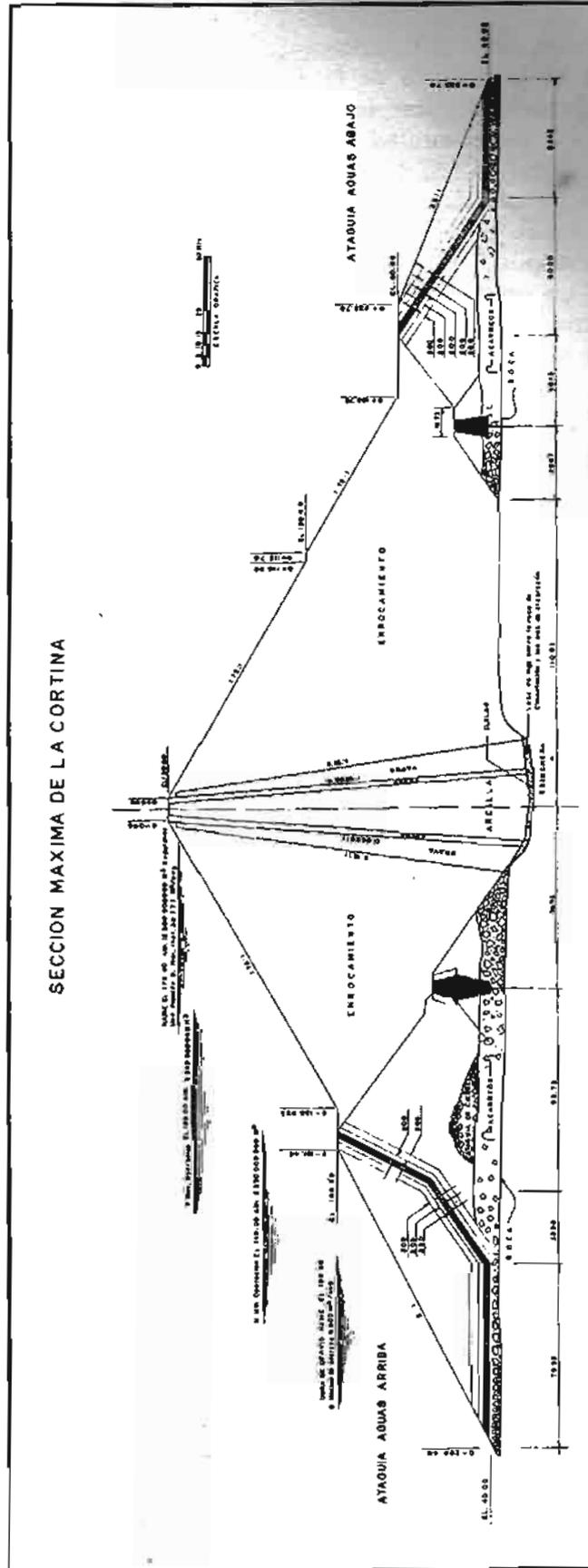


Fig. 8.12 Presa de tierra, tipo inglés, de la planta "El Infiernillo", México.

8.13. Presas de tierra

Son las más antiguas en la historia de la construcción de embalses, y se comprende que, al llevarlas a cabo, se pretendió crear un atajamiento natural análogo al que constituyen las laderas de un valle. En la actualidad se emplea este tipo de presas en los casos de *valle abierto*, donde por lo general se requieren cortinas de *mayor longitud y altura reducida*, y donde además es difícil encontrar terreno propicio para cimentar la construcción.

El perfil transversal típico es el trapecial, con taludes más o menos tendidos y con un ancho de coronación correspondiente al lado menor del trapecio. La impermeabilización se fía, o al macizo total, o a un espaldón aguas arriba, o a un núcleo central de arcilla o de concreto. Las *dimensiones* que se adoptan para el perfil no se deducen de cálculos matemáticos, sino de las modernas teorías de Geotecnia sobre la estabilidad de taludes, los cuales se protegen con enrocamiento contra la erosión por oleaje.

La figura 8.12 representa, en sección, la cortina de tierra, de tipo inglés, de la planta "El Infiernillo", Estado de Michoacán, México. Un corazón central de arcilla evitará cualquier filtración de agua; se halla protegido por capas de material seleccionado de arena y grava; fuertes y espesas capas de enrocamiento constituyen los paramentos de aguas arriba y de aguas abajo. En la misma figura se observan las dos ataguías que sirvieron para independizar un fondo seco donde se levantó la cortina. Las ataguías se aprovecharon, en este caso, en la formación de la misma cortina.

8.14. Presas de enrocamiento o escollera

Las primeras presas de este tipo nacieron en California, en 1848, con los buscadores de oro. Esencialmente están formadas por un macizo estabilizador de rocas y una pantalla impermeabilizadora. La adopción de estas presas está justificada en los casos siguientes:

- 1) Cuando no se tiene buena cimentación para una presa de fábrica, ni se encuentran próximas tierras de buena calidad para levantar una presa de tierra.
- 2) Cuando la obra de fábrica puede resultar muy costosa por dificultades de acarreo de cemento y otros materiales.
- 3) En regiones muy frías, que reducen el tiempo de trabajo en una obra de fábrica.
- 4) Cuando el terreno de cimentación es de roca muy agrietada, que diera lugar a filtraciones y a subpresiones que pusieran en peligro la estabilidad de una obra de fábrica.
- 5) Cuando se cuenta con canteras próximas para la sacada de las rocas necesarias para levantar la cortina.

Este tipo de presas, lo mismo que las de tierra, requieren más gastos de conservación que las presas de concreto, pero resisten mejor que las de concreto a los movimientos sísmicos y las eventualidades de posibles roturas.

Se distinguen dos tipos o *perfiles*: el americano y el italiano. En Norteamérica la roca se vierte a piedra perdida, arreglándola sólo a mano en un cierto espesor, en donde debe apoyarse la pantalla impermeabilizadora. El perfil resulta muy tendido y el volumen de construcción grande, pero se economiza mano de obra. En Italia se va arreglando la piedra a mano como si se construyera un muro seco; el volumen de cortina es menor, pero se encarece la mano de obra.

La *pantalla impermeabilizadora* se coloca en el paramento de aguas arriba y suele ser de arcilla, protegida finalmente con capa de rocas para resistir al oleaje.

En algunos casos se construyen presas con muros o pantallas de concreto protegidos por espaldones de rocas y tierra, a las cuales se les llama presas mixtas.

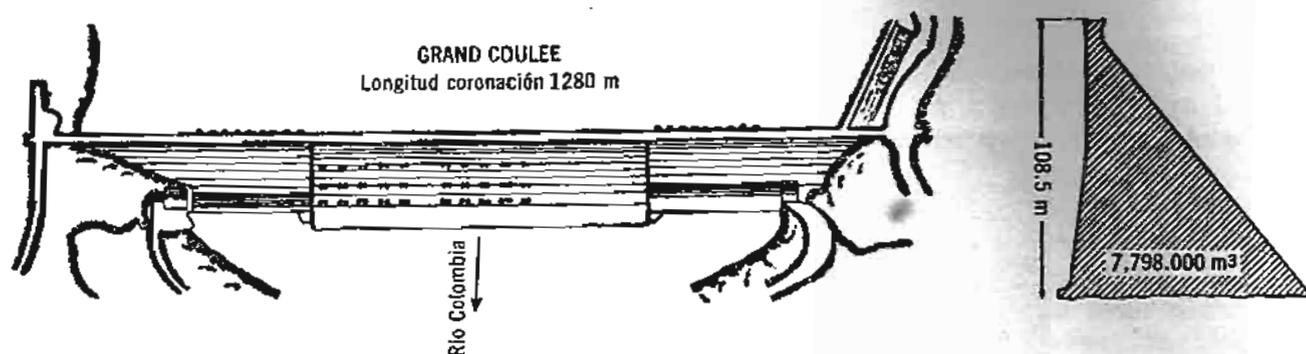


Fig. 8.13 Planta y perfil de la presa de gravedad de Grand Coulee, EE.UU.

8.15. Presas de gravedad

En la construcción de embalses, lo más frecuente es emplear cortinas de fábrica y especialmente *cortinas o presas de gravedad*, así denominadas porque resisten por su propio peso los esfuerzos a que están sometidas. Como todas las presas de fábrica, las presas de gravedad requieren esencialmente, cimentación sobre roca sana, resistente e impermeable. Se construyen de cemento, empleando grandes piedras, junto con otro material más menudo, ya que es muy grande el volumen de obra; es lo que se llama concreto u hormigón ciclópeo. La temperatura tiene gran importancia en la construcción y en la explotación.

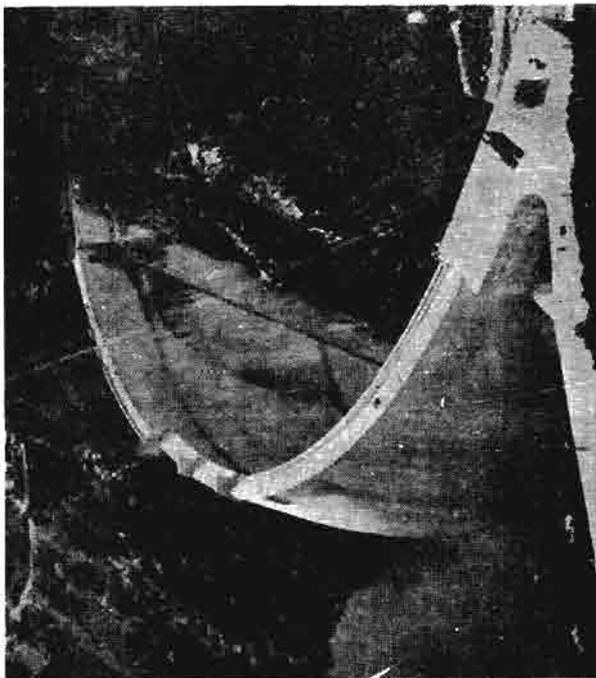
La forma planimétrica de las presas de gravedad puede ser rectilínea, o curvada en el plano horizontal. Son varias las razones que arguyen los defensores de una y de otra de estas dos formas, las cuales pueden resumirse así: Los partidarios de la forma curvada sostienen que ésta puede presentar mejores condiciones de resistencia al empuje de las aguas y ante las variaciones de temperatura. Los que defienden la forma recta prueban, que no son necesarios los arcos horizontales para soportar la carga hidrostática, que el volumen de obra es menor y que se facilita la construcción. En la figura 8.13 se muestra en esquema la presa recta de Grand Coulee (EE. UU.).

8.16. Presas-bóveda

Cuando se cuenta con un cauce estrecho y profundo para el emplazamiento de la cortina, con laderas resistentes, es aconsejable una presa-bóveda, por la economía de material que ésta representa. En estas presas la subpresión es menor y el coeficiente de seguridad al deslizamiento es mayor. Requieren un cálculo y una construcción cuidadosos, así como buena impermeabilización. En algunos casos puede hacerse necesario crear estribos artificiales de gravedad para regularizar las laderas.

La presa trabaja como ménsula empotrada en el piso y como arco apoyado en las laderas. La tendencia, al construir este tipo de presa, es reforzar mucho la base para dar resistencia a la ménsula, de tal manera que la verdadera bóveda se tiene en la parte superior.

En su evolución, la presa-bóveda ha ido aligerando la base, introduciendo una junta perimetral de apoyo en el piso, con lo que se han logrado estructuras más esbeltas con forma de cúpula. Son las conocidas presas de arco-cúpula, que permiten abordar su cálculo como membranas. Descompuesta en elementos horizontales y verticales, los primeros son arcos que rotulan en los estribos, y los segundos, ménsulas que rotulan en la base y apoyados en el arco de coronación que es de mayor espesor y rigidez por requerirlo la ubicación del vertedor de demasías. En la foto 8.6 se muestra la presa de arco-cúpula del salto de Eume (España).



a) Embalse en proceso de llenado



b) Embalse lleno vertiendo demasías

Foto 8.6 Presa de arco-cúpula del salto de Eume, España.

- a) Embalse en proceso de llenado
- b) Embalse lleno vertiendo demasías

8.17. Planta o casa de máquinas

Se denomina planta, central o casa de máquinas al local destinado a alojar las turbinas, generadores, tableros de maniobra y aparatos auxiliares. La subestación para la elevación del voltaje para el transporte de la energía eléctrica generada, se instala, por lo general, a la intemperie (transformadores, interruptores, sistema de protección, barras colectoras, etc.).

La planta debe situarse junto al pie de presa y lo más cerca posible del nivel de aguas abajo, evitando desagües largos, pues en caso de aluviones se pueden producir retrocesos o zonas de calma que propician el depósito de sedimentos, los cuales pueden obstruir o elevar el nivel, dificultando la descarga y reduciendo la altura de salto. Conviene tener presente, al señalar la ubicación, las condiciones de acceso, que deben ser fáciles y buenas. De igual manera se debe procurar que la cimentación encuentre roca firme y sana, siendo ésta una condición muy importante, ya que de la estanqueidad de la construcción depende también la amortiguación de las vibraciones de las máquinas. Es prudente prever espacio para futuras ampliaciones. La construcción se realiza, por lo general, de concreto armado y en forma de edificio de varios pisos, según exigencias y proporciones de los grupos turbina-generador. En ciertos casos, debidamente justificados, se sitúa la planta en una excavación subterránea, abierta en las laderas del cauce (Fig. 8.14) o se aloja dentro de la misma cortina.

La toma de agua del embalse es muy variada. Se construye a veces una torre, llamada torre de toma, a la cual penetra el agua por unas rejillas de protección contra cuerpos sólidos. De la torre pasa el agua a la conducción a presión, en cuya entrada se dispone una compuerta de cierre. En otros casos, se hace la toma en la ladera del embalse (Fig. 8.14), o en la misma presa, siempre con la protección de la rejilla y la compuerta. La conducción a presión puede ser una galería o túnel con poca pendiente en el primer tramo, con tubería de presión y fuerte pendiente en un segundo tramo, o también, la tubería de presión puede arrancar directamente de la toma.

Como saltos de agua de magnitud gigante pueden citarse el de Grand Coulee, sobre el río Columbia, en el estado de Washington (EE. UU), donde se hallan instaladas 12 turbinas de 820,000 HP cada una, con un peso de 520 toneladas por unidad, girando a 72 rpm, bajo 285 pies de carga y con un gasto de 30,000 pies³/seg a través de válvulas de 40 pies de diámetro. En Rusia el salto de Krasnoyarsk, sobre el río Yenisei, el más caudaloso de la URSS, tiene una potencia instalada de 6.000,000 KW.

8.18. Plantas maremotrices

Las modernas turbinas hidráulicas de tipo axial, como las BULBO, capaces de aprovechar muy pequeñas cargas y grandes caudales, están haciendo posible la utilización del salto que puede producirse con la amplitud de la marea, esto es, por la diferencia de niveles entre la marea alta y la marea baja en un lugar apropiado. Esto ha originado las plantas maremotrices.

Para que sea realizable una obra de esta naturaleza, es preciso encontrar condiciones propicias, como son, una variación de nivel sensible dentro de un gran volumen de agua en movimiento, con un ciclo regular de las mareas; un lugar satisfactorio para la ubicación del embalse y para la construcción de los diques de retención del agua que arroja el mar.

La planta más importante de esta índole es sin duda, hasta hoy, la del Rance, en las costas de Bretaña (Francia), que ya lleva varios años en operación. En el estuario del Rance la amplitud de la marea es por término medio de 8.50 metros, alcanza a veces 13.50 metros, en los equinoccios, cuando el desplazamiento del agua llega hasta 180 millones de metros cúbicos, que corresponde a un caudal de 18,000 m³/seg. Por otra parte, el ciclo de mareas es muy favorable: Dos pleamar y dos bajamar en 24 horas 50 minutos. He aquí el ritmo de aprovechamiento que puede seguirse:

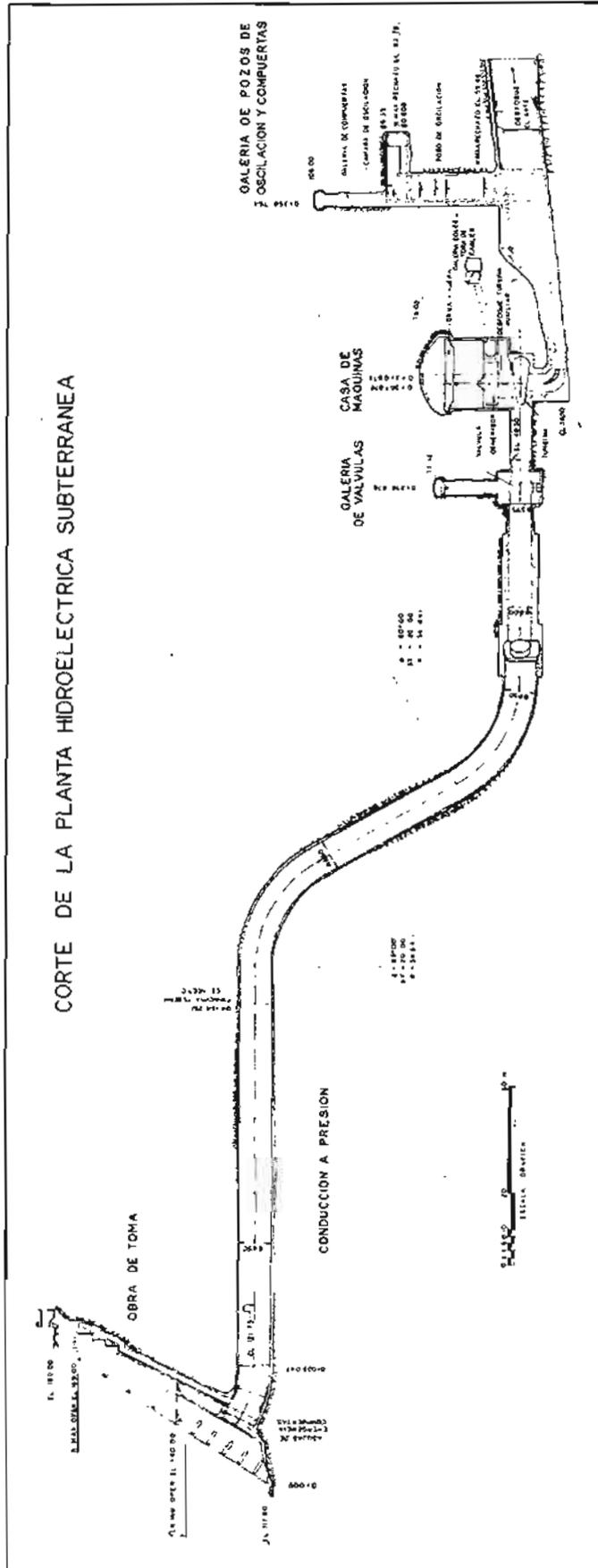


Fig. 8.14 Planta hidroeléctrica subterránea "El Infiernillo", México.

- 1) Ciclo de simple efecto, al vaciar el embalse.
- 2) Ciclo de doble efecto, al llenar y al vaciar el embalse.

Estos ciclos operan de la manera siguiente:

1) *Ciclo de simple efecto al vaciar el embalse.* Se llena el vaso al subir la marea (fase a, Fig. 8.15). A mar alta se cierran las compuertas, quedando el vaso lleno; el nivel del mar y el del embalse es el mismo, punto B. Viene una fase de espera, o de bombeo, (b); el nivel del mar baja hasta C; el del vaso puede ser C' o C'', sin o con bombeo respectivamente. Sigue la fase de trabajo (c), dando salida al agua a través de las turbinas, aprovechándose la carga C'C, que va descendiendo hasta el valor A'A. Cesa la utilización y comienza de nuevo el llenado del vaso, al empezar a subir el nivel mar en A, repitiéndose el ciclo de nuevo.

2) *Ciclo de doble efecto, al llenar y al vaciar el embalse.* Al empezar a subir la marea (punto A, Fig. 8.16) hay una fase de espera durante la cual el nivel del agua del mar sube hasta B, pero el del embalse permanece en AB', porque están cerradas las compuertas y no entra agua en el vaso. Ya en B el nivel del mar, se da entrada al agua por las turbinas (previa la debida orientación de los álabes, ya que cambia el sentido del flujo), con lo que se genera energía en la subida de la marea, aprovechándose la carga BB', la cual va cayendo ligeramente hasta CC', pues va subiendo el nivel en el embalse a un ritmo más rápido que el del mar. Al reducirse la carga a CC' se paran las turbinas y se termina de llenar el vaso por las compuertas, hasta el punto D. Se cierran las compuertas y viene una fase de espera, o de bombeo, durante la cual, el nivel del mar baja hasta E y el del vaso permanece en DE' (sin bombeo), o sube hasta E'' (con bombeo). Entra la fase de trabajo dando salida al agua por las turbinas; la carga aprovechable varía de E'E (o E''E) hasta F'F (o F''F), (sin o con bombeo). Al reducirse la carga a F'F se interrumpe el funcionamiento de las turbinas y el embalse se vacía hasta el nivel G en que se encuentra el mismo nivel que el mar, ya empezando a subir la marea. Se cierran las compuertas en G y sigue una fase de espera, o de bombeo (ahora del vaso al mar), hasta que la diferencia de niveles entre el mar y el vaso alcanza el valor HH' o HH'' (sin o con bombeo). Se da seguidamente entrada del agua al vaso por las turbinas, aprovechándose la carga HH' o HH'', la cual se va reduciendo suavemente hasta el valor II' o II''. Se interrumpe el trabajo de las turbinas y termina el llenado del embalse por las compuertas hasta A, donde se repite de nuevo todo el ciclo.

Como ya se ha señalado, las turbinas tienen que poder operar en dos sentidos opuestos de flujo, y con carga variable. Las turbinas tipo BULBO, instaladas en Rance, son de hélice con álabes de paso variable, tipo Kaplan, permitiendo el ajuste conveniente con la variación de la potencia y el cambio de sentido del flujo. Hay instalados 24 grupos turbina-generador, de 10,000 KW cada uno, para una carga de 5.75 metros, con un diámetro de hélice de 5.35 metros, girando a 93.75 rpm, los cuales generan unos 544 millones de KWH anuales.

8.19. Esquema de una planta hidroeléctrica

En la figura 8.17 se presenta en esquema una planta hidroeléctrica. Una cortina produce el atajamiento de la corriente del río y determina un embalse. Parte de la cortina sirve de vertedor de demasías, permitiendo además regular el nivel del agua por medio de compuertas (3), las cuales se abren en el caso de que se tengan que desalojar grandes caudales. Para pequeños caudales se hace uso de las válvulas de descarga libre (6).

El agua que van a utilizar las turbinas se hace pasar a través de unas compuertas (2), protegidas por rejillas, hacia la tubería de presión, al final de la cual se halla una válvula de cierre (5). Cede el agua su energía a las turbinas (9) y descarga por el tubo de desfogue (8) en el socaz.

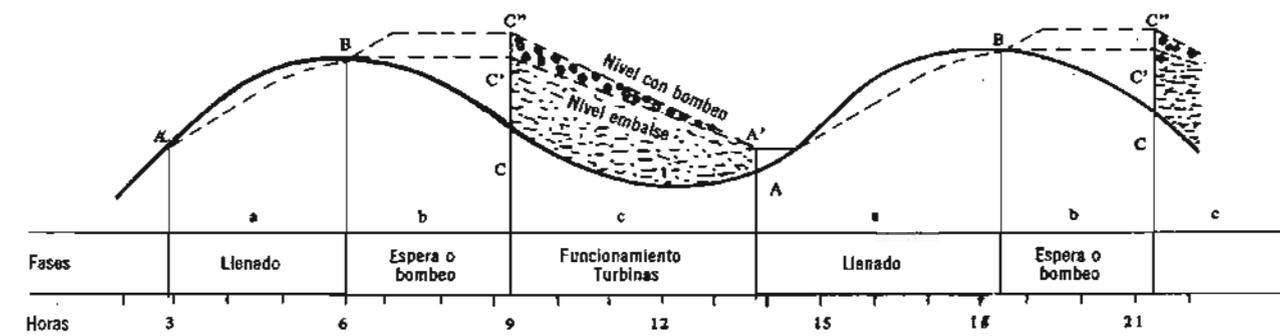


Fig. 8.15 Ciclo de simple efecto al vaciar el embalse.

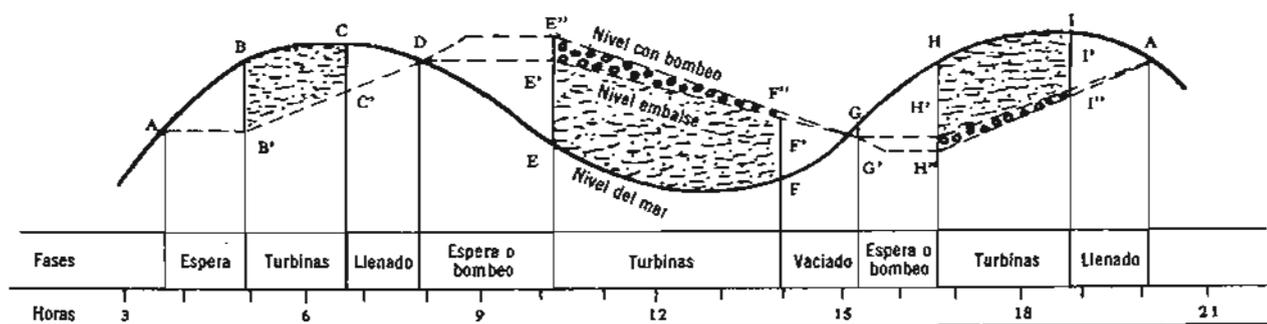
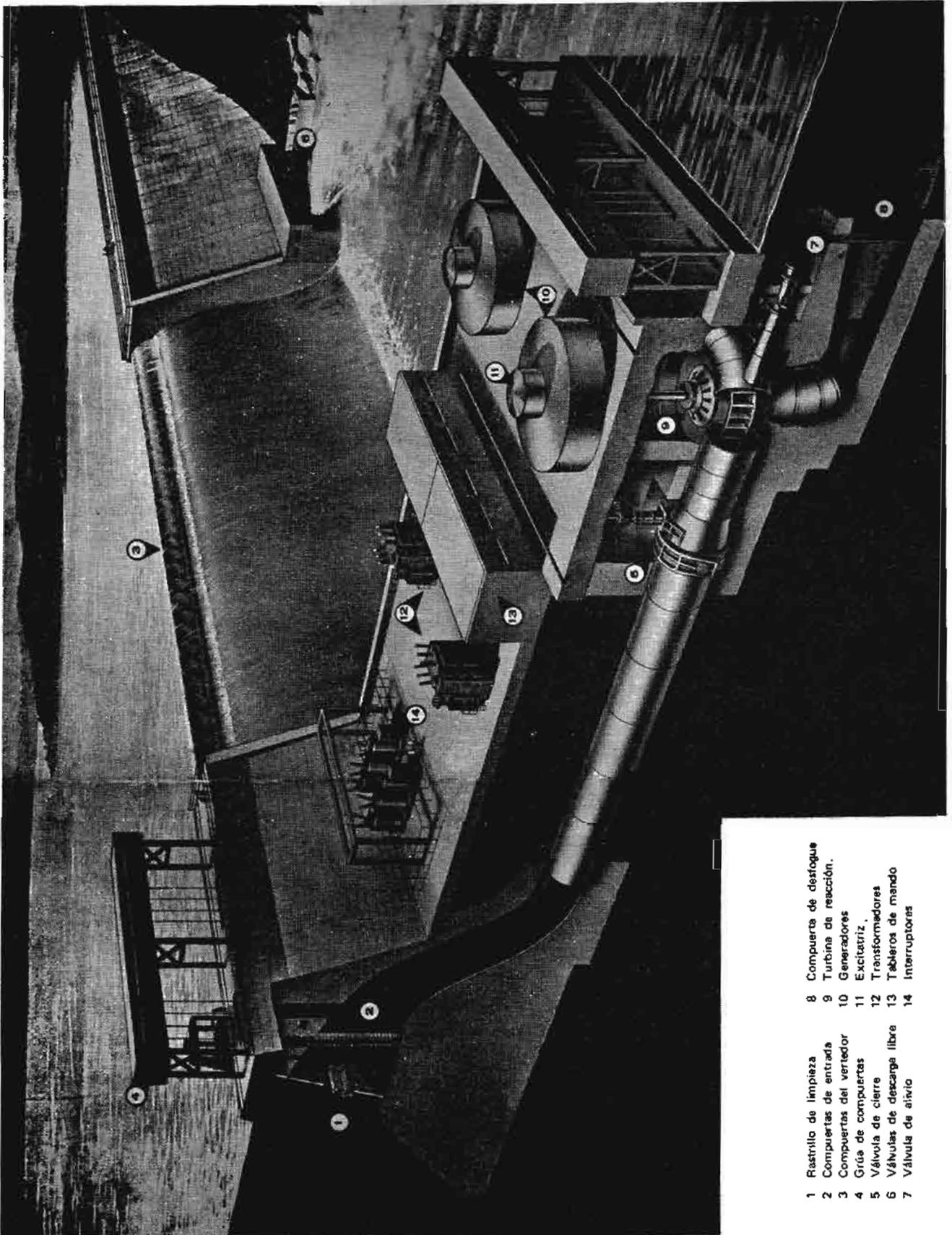


Fig. 8.16 Ciclo de doble efecto, al vaciar y llenar el embalse.



- | | | | |
|---|----------------------------|----|-----------------------|
| 1 | Rastrillo de limpieza | 8 | Compuerta de desfogue |
| 2 | Compuertas de entrada | 9 | Turbina de reacción. |
| 3 | Compuertas del vertedor | 10 | Generadores |
| 4 | Grúa de compuertas | 11 | Excitatriz. |
| 5 | Válvula de cierre | 12 | Transformadores |
| 6 | Válvulas de descarga libre | 13 | Tableros de mando |
| 7 | Válvula de aívio | 14 | Interruptores |

Montados en el mismo eje de las turbinas están los generadores eléctricos (10), y sus excitatrices (11). La energía eléctrica generada se manda a las líneas de transmisión, elevada la tensión previamente por medio de los transformadores (12), protegidos por los interruptores (14).

El control de operación de la planta se lleva a cabo en una sala (13) donde se hallan instalados los tableros de mando.

Apéndice

Problemas sobre bombas

B.1. Una bomba centrífuga tiene un gasto de agua de 300 galones por minuto girando a 1,450 rpm. El ángulo del álabe a la salida $\beta_2 = 30^\circ$. La luz entre cubiertas a la salida es $e_2 = \frac{1}{3}$ plg. La componente radial es constante e igual a 6 pies por segundo. a) Dibuje el diagrama vectorial a la salida. b) Calcule la carga suponiendo un rendimiento de 100%. c) Dibuje la curva carga-caudal. d) Señale la carga correspondiente a la salida cerrada.

B.2. El agua alcanza al impulsor de una bomba centrífuga en dirección axial a una velocidad de 8 pies/seg operando en condiciones de diseño. El diámetro exterior del ojo es de 4 pulgadas, el interior de $1\frac{1}{2}$ pulgadas y el del impulsor 14 pulgadas. La luz entre cubiertas a la salida es una pulgada. El caudal es de 1,000 gpm y la velocidad de giro 1,760 rpm. Los álbes están curvados hacia atrás y $\beta_2 = 35^\circ$

- Defina rendimientos y calcule la carga y la potencia.
- Calcule el grado de reacción.
- Calcule los ángulos del álabe a la entrada, en los puntos interior y exterior del ojo.
- Demuestre que se produce golpeteo o separación al modificar el caudal a valores de $\pm 50\%$ sobre los valores de diseño.

B.3. Se desea construir una bomba prototipo para un gasto de 20 pies³/seg y una carga total de 50 pies. Se procede antes de realizar unas pruebas en el laboratorio con un modelo de características similares, donde se dispone de un motor de 10 HP nominales y un caudal de 3 pies³/seg. Determine para el modelo: a) Tipo de bomba. b) Velocidad de giro en rpm. c) Diámetro del impulsor.

B.4. Calcule el gasto de agua en gpm de una bomba centrífuga de las características siguientes: $N = 2,400$ rpm, $D_{imp} = 10$ plg; luz entre cubiertas a la salida, $e = 1\frac{3}{4}$ plg. Álbes curvados hacia atrás, $\beta_2 = 30^\circ$. No hay componente tangencial de la velocidad del agua a la entrada. La bomba se mueve con un motor de 150 HP nominales y el rendimiento global del grupo moto-bomba es de 65%.

B.5. El gasto normal de una bomba radial es de 260 gpm trabajando en condiciones de diseño y girando a 1,450 rpm. El diámetro del impulsor es de 12 plg y la luz entre cubiertas a la salida $\frac{1}{2}$ plg. Con la salida cerrada la diferencia de presión entre la entrada y la salida es de 44 lbs/plg². Considerando que el rendimiento manométrico $\left(\eta_{ma} = \frac{H_{man}}{U_2 V_{n2}} \right)_{g_c}$ es de 60%, calcule el ángulo del álabe a la salida. Considere álbes bidimensionales y que no hay giro del agua a la entrada.

B.6. Para secar una laguna, cerrada por un dique, se emplean bombas axiales que permiten mover grandes caudales aunque a cargas reducidas. Justifique el empleo de este tipo de bombas al tratar de instalar unidades para un caudal de 40,000 gpm y una carga de 30 pies. Calcule la velocidad de giro, el diámetro del impulsor y la potencia del motor por unidad.

B.7. Para dar servicio a un poblado se toma agua de una presa y se eleva a un tanque desde donde se efectúa la distribución al vecindario. La diferencia de niveles entre la presa y el tanque es de 250 pies; la longitud de la tubería, de acero comercial, es de 40,000 pies y el caudal necesario 8,000 gpm. Defina la estación de bombeo necesaria, el tipo de bombas, la velocidad de giro, el diámetro de los impulsores, y la potencia total necesaria para dar este servicio.

B.8. Resuelva el problema 7 para una diferencia de niveles de 600 pies.

B.9. Resuelva el problema 7 suponiendo que el nivel del tanque de distribución está 60 pies más bajo que el de la presa.

B.10. Resuelva el problema 7 suponiendo que la longitud de la tubería es de 10,000 pies.

B.11. De un tanque de almacenamiento situado en una loma se alimenta otro tanque de servicio por corriente natural, manteniéndose una diferencia de niveles de 90 pies con un caudal de 2 pies³/seg. Se quiere aumentar el caudal a 2.5 pies³/seg poniendo una bomba auxiliar y conservando la misma tubería. Supuestas las pérdidas en tubería proporcionales al cuadrado del gasto, calcular: a) Tipo de bomba. b) Velocidad de rotación. c) Diámetro del impulsor. d) Potencia del motor.

B.12. Calcular la velocidad de rotación en rpm, el número de pasos y la potencia del motor de una bomba de pozo profundo del tipo tazones, cuya carga piezométrica sea 750 pies, el gasto 550 gpm y el impulsor de 8 pulgadas.

B.13. Una bomba radial que gira a 1,200 rpm impulsa agua por una tubería contra una columna de 120 pies. El diámetro del impulsor es de 14 plg y la luz entre cubiertas a la salida es una pulgada. Los álabes están curvados hacia atrás y $\beta_2 = 35^\circ$. Suponiendo $\eta_h = 80\%$, calcule el gasto y la potencia del motor. Las pérdidas en tubería son 25 pies y no hay giro del agua en el ataque del agua al álabe a la entrada.

B.14. El impulsor de una bomba centrífuga tiene un diámetro de 8 plg y gira a 1,200 rpm. Los álabes están curvados hacia atrás y $\beta_2 = 28^\circ$. La luz entre cubiertas a la salida es de $\frac{3}{4}$ plg. La voluta convierte el 60% de la carga dinámica en carga de presión. En la succión hay una pérdida de carga equivalente a $0.8 \frac{V_R^2}{2g_c}$. No hay giro del agua a la entrada y $V_R = \text{cte}$. Calcule el valor de V_R que hace máxima la energía de salida y los valores correspondientes de Q, H y el rendimiento global. Considere que los álabes son bidimensionales y que el espesor de los álabes reduce el área de salida en un 12%.

B.15. Una bomba de tipo radial con álabes bidimensionales tiene las siguientes características: $R_1 = 4''$, $R_2 = 12''$, $\beta_1 = 30^\circ$, $\beta_2 = 25^\circ$, $e_1 = 2''$, $e_2 = \frac{3}{4}''$, $N = 1,750$ rpm. Despreciando el espesor de los álabes y suponiendo que no hay giro del agua a la entrada, calcule el gasto y la gradiente de presión creada por la bomba entre la entrada y la salida. Desprecie las pérdidas.

B.16. Definir las características de una bomba de pozo profundo, para un caudal de 300 gpm y una carga de 400 pies.

B.17. Para incrementar el caudal de agua en una tubería se instala una bomba auxiliar. Sin la bomba y debido a una pendiente natural de 50 pies entre la toma y la descarga, el gasto es de 10,000 gpm; con la bomba instalada se espera tener un gasto de 20,000 gpm. Defina la bomba que pueda hacer este servicio.

B.18. Con fines de recuperación de energía, se almacena agua en un gran depósito situado en una loma. El agua se eleva de un río cercano por medio de bombas que trabajan un turno de 8 horas por día; la recuperación se efectúa con turbinas que operan en otro turno de 8 horas por día. Suponiendo que la diferencia media de niveles entre el río y el depósito es de 350 metros y que el caudal a mover es de 20 m³/seg, calcular las características de la estación de bombeo.

B.19. Resuelva el problema B.18 para una diferencia de niveles de 80 pies y el mismo caudal.

B.20. Resuelva el problema B.18 para una diferencia de niveles de 80 pies y un caudal de 20,000 gpm.

Problemas sobre turbinas hidráulicas

T.1. En un salto de agua se cuenta con una carga estimada neta de 97.75 m y un caudal disponible de $11.4 \text{ m}^3/\text{seg}$. Por condiciones del servicio se van a instalar dos unidades generadoras. Calcular: 1) Tipo de turbinas. 2) Potencia por unidad. 3) Velocidad de giro.

T.2. La potencia disponible en un aprovechamiento se ha estimado en 100,000 CV, instalando 4 turbinas hidráulicas que permitan utilizar una carga de 510 metros. Calcular: 1) Tipo de turbinas. 2) Caudal por unidad. 3) Velocidad específica.

T.3. Una planta hidroeléctrica tiene instaladas 5 unidades Francis bajo una carga de 37.5 metros y un caudal de $19 \text{ m}^3/\text{seg}$, como condiciones de diseño. Calcular: 1) Velocidad específica. 2) Potencia por unidad. 3) Velocidad de giro. 4) Parámetro de cavitación. 5) Posición de las turbinas respecto al nivel de aguas abajo. 6) Diámetros D_1 y D_2 .

T.4. Una turbina hidráulica trabaja bajo una carga neta de 25 metros dando una potencia de 15,400 CV. Calcular: 1) Tipo de turbina, 2) Velocidad específica. 3) Caudal. 4) Velocidad de giro. 5) Altura de aspiración. 6) Diámetro del rodete.

T.5. Una turbina Pelton opera con una carga de 450 metros y un caudal de $10 \text{ m}^3/\text{seg}$. Calcular: 1) Velocidad específica. 2) Potencia. 3) Velocidad de giro. 4) Diámetro de la rueda. 5) Número de chorros. 6) Posición del eje (horizontal o vertical). 7) Número de álabes.

T.6. Una turbina trabaja bajo una carga de 57 metros, dando una potencia de 30,200 CV. Determinar: 1) Tipo de turbina. 2) Velocidad de giro. 3) Caudal. 4) Parámetro de cavitación. 5) Posición de la turbina respecto al nivel de aguas abajo.

T.7. Una turbina Kaplan debe operar bajo una carga de 35.50 metros, produciendo una potencia de 12,900 HP. Calcular: 1) Velocidad específica. 2) Velocidad de giro. 3) Caudal. 4) Diámetro de la hélice. 5) Velocidad axial del agua. 6) Altura de aspiración.

T.8. Una turbina trabaja bajo una carga de 460 metros, dando una potencia de 30,600 CV. Calcular: 1) Tipo de turbina. 2) Velocidad de giro. 3) Diámetro del rodete móvil.

T.9. Se tiene un salto de agua de 149.5 metros y un caudal disponible de $1 \text{ m}^3/\text{seg}$. Defina tipo, número y características de las turbinas para este aprovechamiento hidráulico.

T.10. En un salto de pie de presa se hallan instaladas 6 turbinas, cada una con una potencia de 170,000 CV, operando bajo una carga de 139 metros. Calcule: 1) Tipo de turbinas. 2) Velocidad específica. 3) Velocidad de giro con generadores de 50 ciclos/seg. 4) Parámetro de cavitación. 5) Posición de las turbinas respecto al socaz. 6) Diámetros del rodete. 7) Altura del distribuidor. 8) Dimensiones de la cámara de alimentación. 9) Dimensiones del tubo de desfogue.

T.11. Una turbina Kaplan de eje vertical trabaja bajo una carga de 45 metros, con un caudal de $27.60 \text{ m}^3/\text{seg}$. Determine: 1) Velocidad específica. 2) Velocidad de giro. 3) Potencia. 4) Diámetro de la hélice. 5) Dimensiones de la caja espiral. 6) Dimensiones del tubo de desfogue. 7) Número de polos del generador para una frecuencia de 60 ciclos/seg.

T.12. Se proyecta sacar del embalse de una presa un caudal de $120 \text{ m}^3/\text{seg}$. Si la carga de diseño es de 87 metros, determine: 1) Número de turbinas. 2) Tipo de turbinas. 3) Velocidad específica. 4) Velocidad de giro. 5) Número de polos del generador ajustado a una frecuencia de 60 ciclos/seg.

T.13. En un salto de agua de 342 metros se obtiene una potencia de 166,000 CV. Determine el número, tipo y características de las turbinas instaladas.

T.14. Un salto de 942 metros es aprovechado por una turbina produciendo una potencia de 99,000 CV. Determine el tipo de turbina y sus características principales.

T.15. Una turbina aprovecha un caudal de $17.5 \text{ m}^3/\text{seg}$ y una carga de 48.50 metros. Calcule las características principales de dicha turbina, conectada a un generador de 60 ciclos/seg.

T.16. En una planta hidroeléctrica se halla instalada una potencia de 108,400 CV aprovechando un salto de 32.3 metros. Defina el número de unidades, tipo y características fundamentales.

T.17. Dos turbinas Francis se encuentran instaladas aprovechando cada una un caudal de 49.5 m³/seg. bajo una carga de 71 metros (condiciones de diseño). Calcule: 1) Velocidad específica. 2) Velocidad de giro. 3) Diámetros D_1 y D_2 . 4) Altura del distribuidor. 5) Coeficientes de velocidad Φ_1 y Φ_2 . 6) Dimensiones de la caja espiral. 7) Dimensiones del tubo de desfogue. 8) Parámetro de cavitación. 9) Posición de las turbinas respecto al nivel de aguas abajo.

T.18. En una turbina Francis, trabajando en las condiciones de diseño, el valor del ángulo del distribuidor es de 35°. Si el ángulo del álabe del rodete móvil es de 100°, ¿cuál será el valor del ángulo del distribuidor cuando la turbina trabaje al 80% de la potencia de diseño? ¿Y cuánto para el 110%?

T.19. Una turbina operando bajo una carga de 48.50 metros da una potencia de 28,500 HP. Defina el tipo de turbinas y sus características principales.

T.20. Dibuje la curva de rendimiento en función de la potencia de una turbina Francis que deba trabajar con una carga de 90 metros, considerando $n_s = 260$ y $N = 225$ rpm.

T.21. Trace la curva de rendimiento en función de la potencia de una turbina Kaplan que trabaja bajo una carga de 45 metros, considerando $n_s = 400$ y $N = 300$ rpm.

T.22. Dibuje la curva de rendimiento en función de la potencia de una turbina Pelton que opera bajo una carga de 220 metros, considerando $n_s = 30$ y $N = 600$ rpm.

Tabla de equivalencia de unidades

Por razones que se explican en el prólogo, se ha juzgado útil hacer uso de los sistemas inglés y métrico, en las unidades, debido a que ambos tienen aplicación práctica en el campo de las turbomáquinas que se está tratando. Para facilitar las conversiones se da la tabla de equivalencias siguiente:

LONGITUD		SUPERFICIE	
1 in	2.5400 cm	1 sq in	6.4516 cm ²
1 ft	0.3048 m	1 sq ft	9.2903 dm ²
1 yd	0.9144 m	1 sq yd	0.8361 m ²
1 stat mile	1.6093 km	1 acre	4840 sq yd
1 naut mile	1.8532 km		

CAPACIDAD		GASTO VOLUMETRICO	
1 cu in	16.3871 cm ³	1 US gal/min	0.2271 m ³ /hr
1 cu ft	28.3167 dm ³	1 US gal/min	0.063 lt/seg
1 cu yd	0.7646 m ³	15.852 gal/min	1 lt/seg
1 US galón	3.7854 dm ³		

PESO

1 lb	0.45359 Kg.
2.2046 lbs	1 Kg
2204.6 lbs	1 Ton. métrica
2000 lbs	1 Ton. corta
2240 lbs	1 Ton. larga

PRESION

1 at	1.0000 Kg/cm ²
1 atm	1.03323 Kg/cm ²
1 in Hg	3.4532 × 10 ⁻² Kg/cm ²
1 in H ₂ O	2.5400 × 10 ⁻² Kg/cm ²
1 psi	7.0307 × 10 ⁻² Kg/cm ²
14.237 psi	1 Kg/cm ²

TEMPERATURA

°F = 9/5 °C + 32
°R = °F + 460
°K = °C + 273
°R = 9/5 °K

CALOR Y TRABAJO

1 BTU	0.2520 IT Kcal
1 BTU/lb	0.5555 IT Kcal/Kg
1 lb-pie	0.1383 Kgm
1 Kgm	7.2333 lbs-pie

POTENCIA

	INT. KW	CV	HP
1 erg/seg	9.9981 × 10 ⁻¹¹	1.3596 × 10 ⁻¹⁰	1.3410 × 10 ⁻¹⁰
1 int. J/seg	1.0000 × 10 ⁻³	1.3599 × 10 ⁻³	1.3413 × 10 ⁻³
1 Kgm/seg.	9.8048 × 10 ⁻³	1.3333 × 10 ⁻³	1.3151 × 10 ⁻³
1 lb-pie/seg	1.3556 × 10 ⁻³	1.8434 × 10 ⁻³	1.8182 × 10 ⁻³
1 in KW	1	1.3599	1.3413
1 IT Kcal/seg	4.1860	5.6925	5.6147
1 BTU/seg	1.0549	1.4345	1.4149
1 CV	0.73536	1	0.98632
1 HP	0.74556	1.0139	1

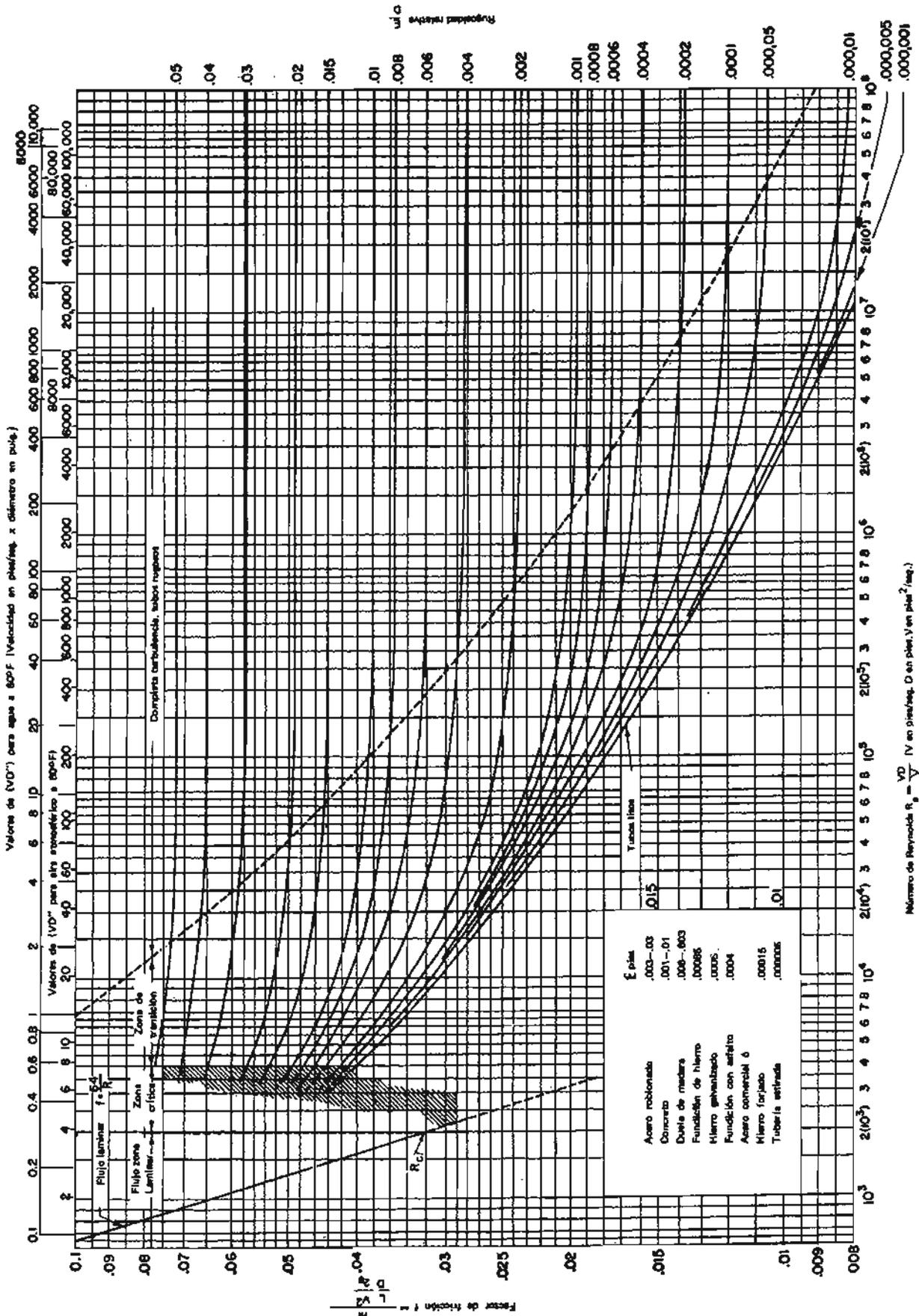


Fig. A.1. Diagrama de Moody para la determinación de la pérdida de carga en tuberías.

Bibliografía

- ADDISON, H., *Tratado de hidráulica aplicada*, tercera edición, Ed. Gustavo Gili, S. A., Barcelona, 1959.
- ADOLPH, M., *Turbomáquinas*, Ed. EAPSA, Madrid, 1971.
- ARMANET, L., *Aplicación de las leyes de similitud en el estudio de las turbinas hidráulicas*, Informations Techniques Charmilles, Gêneve, Suiza, nº 3, 1951.
- BESSON, L. A., *Reglage de las turbinas Kaplan de diales móviles*, Informations Techniques Charmilles, Gêneve, Suiza, nº 7, 1958.
- BINDER, R. C., *Advanced fluid mechanics*, Ed. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J., 1958.
- BINDER, R., *Fluid mechanics*, 4th edition, Ed. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J., 1962.
- BORTOLOTTI, B., *Evolución de las turbinas hidráulicas*, Bulletin Technique Vevey, Vevey, Suiza, nº 1, 1958.
- CAMPBELL, P. y GIRARD, H., *Estudio sobre modelos reducidos de turbinas Francis*, Asociación Internacional de Investigaciones Hidráulicas, Simposium de Niza, 1960. La Houille Blanche.
- CHURCH, A. H., *Bombas y máquinas soplantes centrifugas*, Ed. Reverté, S. A. Barcelona, 1954.
- COMOLET, R., *Mecanique experimental des fluides*, Ed. Mason, Paris, 1963.
Allyn and Bacon, Boston, 1962.
- CUSICK, C. F., *Flow Meter, engineering handbook*, 3th edition, Minneapolis-Honeywell Regulator Co. Philadelphia, Pa., 1961.
- DIXON, S. L., *Fluid mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, E. Pergamon Press, London, 1966.
- ESKINAZI, S., *Principles of Fluid Mechanics*, Ed. Allyn and Bacon, Boston, 1962.
- FERRY, S., *Examen comparativo de las pérdidas en los diversos tipos de turbinas Pelton*, Asociación Internacional de Investigaciones Hidráulicas, Simposium de Niza, 1960.
- GIBART, R., *Bombas-turbinas*, La Houille Blanche, 1958.
- GILES, R. V., *Fluid mechanics and hydraulics*, Ed. Shaum's, New York, 1962.
- GÓMEZ NAVARRO, J. L. y ARACIL, J. J., *Salto de agua y presas de embalse*, Tipografía Artística, Madrid, 1945.
- HICKS, G. T., *Bombas, su selección y aplicación*, 6ª impresión, Ed. CECSA, México, 1970.
- HUGUENIN, R., *Influencia de la cavitación sobre los ruidos, la erosión y el rendimiento en las máquinas hidráulicas*, La Houille Blanche, nº 3, 1964.
- KARASSIK, I. J., y CARTER, R., *Bombas centrifugas*, CECSA, México, 1966.
- KING, H. W. y BRATER, E. F., *Manual de hidráulica*, Ed. UTHEA, México, 1962.
- KOVALEV, N. N., *Hydroturbines. Design and construction*, Ed. Oldbourne Press, London, 1965.
- LANA SARRATE, I. y ALBRECHT, K., *Hidráulica, motores hidráulicos y bombas*, 3ª edición, Editorial Labor, Madrid, 1962.
- LAZARHIEWIEZ, S., *Impellers Pumps*, Ed. Pergamon, Londres, 1965.
- LECHER, W., *Investigaciones sobre la cavitación en turbinas hidráulicas*, Bulletin Echer Wyss, Zurich, Suiza, Tomo 33, 1960.
- MARTIN, G. y GIRAUD, H., *Estudio de las pérdidas en las turbinas axiales*, A. I. de I. H., Simposium de Niza, 1960.
- MATAIX, C., *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*, Ed. Castillo, Madrid, 1970.
- MERENDA, A., *Evolution actuelle des turbines hydrauliques*, Bulletin Technique Vevey, Vevey, Suiza, 1964.
- NECHLEBA, N., *Hydraulic Turbines. Their design and equipment* Ed. Artia, Praga, 1957.
- OSTERWALDER, J., *Estudios sobre modelos reducidos de turbinas hidráulicas*, Bulletin, Escher Wyss, Zurich, Suiza, tomo 33, 1960.
- PEENNINGER, A., *Evolución en la construcción de las turbinas tubulares*, Bulletin Escher Wyss, Zurich, Suiza, nº 2, 1957.
- PRANDL, L., *Guide a travers la mecanique des fluides*, Ed. Dunod, Paris, 1952.
- REYES AGUIRRE, M., *Curso de máquinas hidráulicas*, Ed. UNAM, México, 1964 y 1967.
- REYES AGUIRRE, M., *Curso de plantas generadoras de electricidad*, Ed. UNAM, México, 1964.

- RIBAUX, N., *Hydraulique appliqué*, Ed. La Moraine, Gèneve, 1953.
- RICO GARZA, A., *Proceso de fabricación de bombas*, Tesis profesional, UNAM, México, 1958.
- ROUSE, H., *Mechanics of fluids*, Ed. John Wiley, New York, 1959.
- SHEPHERD, D. G., *Principles of Turbomachinery*, Ed. Mac Millan, New York, 1957.
- STEPANOFF, A. J., *Centrifugal and axial flow pumps*, Ed. John Wiley & Sons, New York, 1961.
- STREETER, V. L., *Fluid mechanics*, Ed. Mac Graw-Hill, New York, 1958.
- STREETER, V. L., *Handbook of fluid mechanics*, Ed. Mac Graw-Hill, New York, 1961.
- THIN, D., *Les pompes et leur applications*, Ed. Eyrolles, Paris, 1955.
- VARLET, N., *Turbines hydrauliques et groupes hydroélectriques*, Ed. Eyrolles, Paris, 1964.
- VIVIER, L., *Turbines hydrauliques et leur régulation*, Ed. Alvin-Michel, Paris, 1966.
- WISLICENUS, G. P., *Fluid mechanics and Turbomachinery*, Ed. Dover-Publication, New York, 1965.

Revistas

- Allis Chalmers Electric Review*, New York, EE. UU.
- Bulletin Escher Wyss*, Zurich, Suiza.
- Bulletin Technique Vevey*, Vevey, Suiza.
- Bulletin Technique de la Suisse Romande*, Lausana, Suiza.
- Engineering Journal*, Montreal, Canadá.
- Hitachi Review*, Tokio, Japón.
- Informations Techniques Charmilles*, Ginebra, Suiza.
- La Houille Blanche*, Grenoble, Francia (Publica los trabajos de la "Société hidrotechnique de France" (SHF) y de la "Association Internationale de Recherches Hydrauliques" (AIRH).
- Mechanical Engineer*, New York, EE. UU.
- Revue Schneider*, Westinghouse, París.
- Revue Technique Sulzer*, Winterthur, Suiza.
- Technical Review Mitsubishi*, Tokio, Japón.
- The English Electric Journal*, Stafford, England.
- Transactions ASME*, New York, EE. UU.
- Water Power*, Tothill Press Ltd. London E. C. 4.

Casas constructoras consultadas

- ALLIS-CHALMERS Mng., Co. Milwaukee, Wis., EE. UU.
BALDWIN - LIMA - HAMILTON Co. Philadelphia, Pa., EE. UU.
BOMBAS BARNES, Ciudad de México, México.
BOMBAS TORREÓN, Torreón, Durango, México.
B.V.S. (Válvulas y compuertas) Grenoble, Francia.
CHARMILLES, Ginebra, Suiza.
DEMING DIVISION CRANE Co. Salem, Ohio, EE. UU.
ESCHER WYSS LTD., Zurich, Suiza.
FAIRBANKS MORSE, Kansas, EE. UU.
HITACHI, LTD., Tokio, Japón.
JACUZZI UNIVERSAL, Monterrey, N. L., México.
KOBÉ STEEL, Kobe, Japón.
KSB MEXICANA, S. A., León, Gto., México.
LEFFEL, JAMES & Co., THE, Springfield, Ohio, EE. UU.
NEYRPIC, Grenoble, Francia.
PEERLESS TISA S. A., Monterrey, N. L., México.
PELTON WATER WHEEL Co., San Francisco, Calif., EE. UU.
SOGREAH (Société Grenobloise d'Etudes et Applications Hydrauliques), Grenoble, Francia.
TAMPELLA, Helsinki, Finlandia.
TOSI SPA e ANSALDO, Milano, Italia.
VIKING PUMP, Cedar Falls, Iowa, EE. UU.
VOITH, Heidemheim, Alemania Occidental.
VON ROLL LTD., Klus, Suiza.
WORTHINGTON, S. A., Ciudad de México, México.

