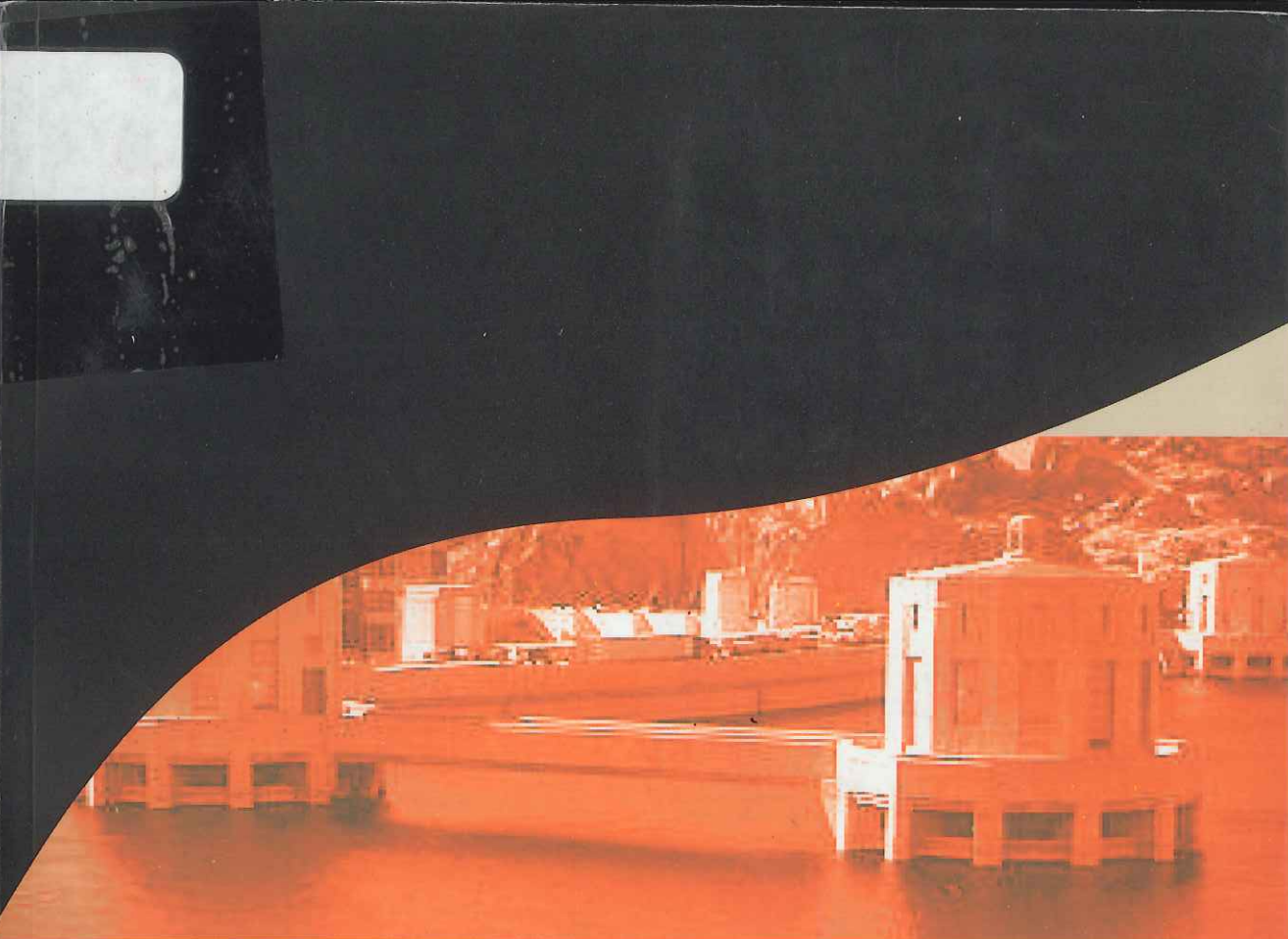




centrales hidroeléctricas

tomo II

tomás ochoa rubio

ediciones



UNIVERSIDAD
la gran colombia





Tomás Ochoa Rubio es un ingeniero civil con maestría en hidráulica y estructuras hidráulicas de la Universidad de la Amistad de los Pueblos (Patricio Lumumba), de Moscú. Posee una experiencia superior a los 20 años como consultor nacional e internacional en diseño hidráulico y planeación de centrales hidroeléctricas, distritos de riego, acueductos, alcantarillados, plantas de tratamiento, puertos y obras de drenaje en vías; incluyendo captaciones, presas de derivación, presas de embalse, vertederos, túneles, canales de conducción y distribución, desarenadores, tomas, puentes, sifones, tuberías, estudios de socavación en puentes, etc.

Su experiencia docente por más de 15 años en las asignaturas de estructuras hidráulicas, centrales hidroeléctricas, recursos hídricos, recursos energéticos, hidráulica de tuberías, hidráulica de canales, hidráulica fluvial, mecánica de fluidos y estabilidad de taludes, en las universidades La Gran Colombia, Javeriana y Santo Tomás.

Se desempeña además, como profesional investigador inscrito en Colciencias, en los temas de socavación en cauces naturales y resistencia hidráulica en ríos colombianos. Es autor de artículos sobre hidráulica y estructuras hidráulicas en las revistas de ingeniería de la Universidad La Gran Colombia, Javeriana y Santo Tomás.

centrales hidroeléctricas

tomo II

tomás ochoa rubio



José Galat

Rector

Rafael Beltrán Bejarano

Vicerrector

Guido Taborda Fernández

Secretario General

Manuel Ricardo Ruiz Romero

Decano Facultad de Ingeniería Civil

Primera edición: tomos I y II, junio de 2002

© *Tomás Ochoa Rubio*

© Ediciones Grancolombianas

Universidad La Gran Colombia

ISBN: 958-9441-13-0

ISBN: 958-9441-15-7

Diseño, producción editorial,
fotomecánica, impresión y encuadernación:

Departamento de Divulgación
Universidad La Gran Colombia



Ediciones Grancolombianas

Lucía Muelle de Esguerra

Directora

Bogotá, D.C., sede central *La Candelaria*

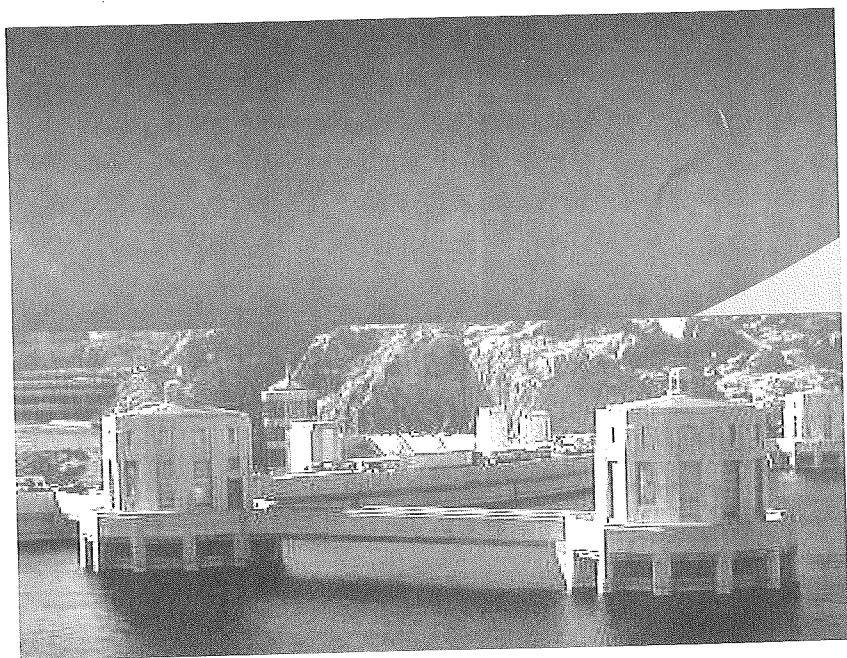
Carrera 5a. No. 13-41 Fax 243 46 94

Teléfonos: 243 34 42 - 286 82 00 Ext: 223

Correo electrónico: edgrancol@hotmail.com

Printed and made in Colombia

Impreso y hecho en Colombia



centrales hidroeléctricas

tomo II

tomás ochoa rubio

ediciones
g
grancolombianas

UNIVERSIDAD
la gran colombia



ÍNDICE

TOMO II

5	ELEMENTOS DEL EQUIPO ELECTROMECAÁNICO DE UNA CASA DE MÁQUINAS	331
5.1	Principales elementos del equipo electromecánico	333
5.1.1	Unidades de generación	/333
5.1.2	Equipo eléctrico	/336
5.1.3	Equipo mecánico	/337
5.2	Equipo auxiliar de la casa de máquinas en una central	338
5.2.1	El sistema de bombeo de agua (SBA)	/338
5.2.2	El centro neumático (NC)	/339
5.2.3	Las instalaciones de aceite (IA)	/339
5.2.4	La estación de bombeo (EB) del distribuidor de la turbina y tubo de succión	/339
5.3	Instalaciones sanitarias y contra incendios	339
6	TURBINAS	341
6.1	Clasificación	343
6.2	Potencia de la corriente y potencia de la turbina	346
6.3	Ecuación fundamental de la turbina	347
6.4	Transferencia de energía	352
6.5	Principios de regulación del caudal	354
6.6	Parámetros fundamentales de las turbinas	357
6.6.1	Semejanza de turbinas modelos	/358
6.6.2	Velocidad específica de las turbinas	/362
6.6.3	Eficiencia de las turbinas	/364
6.6.4	Cavitación en las turbinas	/367
6.7	Ensayos en modelos y características de las turbinas	372
6.8	Características de embalaje	377
6.9	Presión axial del agua	378
6.10	Elementos constructivos de las turbinas	379
6.10.1	El espiral o caracol	/380
6.10.2	El distribuidor de las turbinas	/386
6.10.3	Los rodets de las turbinas	/391
6.10.4	Tubos de succión	/394
6.11	Esquemas constructivos de las turbinas contemporáneas	398
6.11.1	Turbinas Francis	/399
6.11.2	Turbinas Kaplan	/400
6.11.3	Turbinas de bulbo	/401
6.11.4	Turbinas Pelton	/407

7	GENERADORES	411
7.1	Principales parámetros de un generador	413
7.1.1	Potencia del generador	/413
7.1.2	Tensión nominal	/415
7.1.3	El factor de potencia $\cos \varphi$	/415
7.1.4	La velocidad normal de rotación	/415
7.1.5	La eficiencia η_G	/416
7.1.6	Resistencias reactivas	/417
7.2	Parámetros mecánicos de un generador	418
7.2.1	La velocidad de embalaje	/418
7.2.2	Efecto del volante $W D_i^2$ ($t m^2$)	/419
7.2.3	La constante inercial T_a	/420
7.3	Sistema de excitación de los generadores	421
7.4	Refrigeración de los generadores	421
7.5	Esquemas constructivos de los generadores	425
7.5.1	Generadores verticales	/428
7.5.2	Generadores horizontales	/434
7.6	Elementos constructivos de los generadores	434
7.7	El estator	438
7.8	El rotor	441
7.9	Características energéticas de las unidades de generación y de los bloques de unidades	448
7.9.1	Características energéticas de las unidades	/448
8	EL EQUIPO MECÁNICO	451
8.1	Válvulas	453
8.1.1	Válvulas mariposa	/454
8.1.2	Válvulas esféricas	/456
8.1.3	Válvulas de aguja	/457
8.2	Compuertas	457
8.2.1	Clasificación de las compuertas	/459
8.2.2	Compuertas de fondo	/466
8.3	Las rejillas y sus mecanismos de limpieza	473
8.3.1	Clasificación de las rejillas	/477
8.3.2	Limpieza de rejillas	/479
8.4	Equipo de elevación y transporte	482
8.4.1	Grúas de pórtico	/482
8.4.2	Puentegrúas	/505
9	DISEÑO DE TURBINAS REACTIVAS	519
9.1	Selección del número de unidades en una central hidroeléctrica	521
9.1.1	Criterios económicos para la selección del número de unidades	/526

9.2	Selección del tipo de turbina	530
9.3	Determinación de los parámetros de las turbinas reactivas	537
9.3.1	Método I /540	
9.3.2	Método II /583	
10	DISEÑO DEL ESPIRAL O CARACOL	605
10.1	Consideraciones generales y criterios de diseño	607
10.2	Guía de utilización de los diferentes tipos de espirales	607
10.3	Forma del flujo en el espiral y métodos de cálculo utilizados	610
10.4	Elección de los parámetros de diseño del espiral y su fundamentación	613
10.4.1	Ángulo de cobertura y área de la selección de entrada al espiral /613	
10.4.2	Elección de la forma de las secciones transversales /615	
10.5	Cálculo del espiral según la condición de la constancia del momento de velocidad $V_{ur} = \text{const}$	619
10.5.1	Secuencia de cálculo del espiral de sección trapezoidal /621	
10.5.2	Cálculo del espiral de sección circular según la condición $V_{ur} = \text{const}$ /625	
10.6	Influencia del espiral en las características energéticas de las turbinas	630
10.7	Métodos estadísticos para el cálculo del espiral	639
11	DISEÑO DEL DISTRIBUIDOR	643
11.1	Consideraciones generales y criterios de diseño	645
11.2	Parámetros constructivos e hidráulicos fundamentales	647
11.3	Tipos de distribuidores y su utilización	651
11.3.1	Distribuidor radial ($\Theta = 0^\circ$; $r_A = r_B$) /652	
11.3.2	Distribuidor axial ($\Theta = 90^\circ$; $r_B > r_A$; $V_B \approx V_A$) / 652	
11.3.3	Distribuidor cónico ($r_A \neq r_B$; $k \neq 1$) /653	
11.4	Pérdidas de energía en el distribuidor radial	653
11.5	Determinación de los parámetros fundamentales del distribuidor	656
11.5.1	Determinación del diámetro de los servomotores /658	
12	DIMENSIONAMIENTO DEL TUBO DE SUCCIÓN	663
12.1	Funciones y tipos utilizados	665
12.1.1	Turbina hidráulica sin tubo de succión /667	

12.1.2	Turbina con tubo de succión cilíndrico /667	
12.1.3	Turbina con tubo de succión normal (curvo) /668	
12.2	Coeficiente de recuperación y pérdidas de energía en el tubo de succión	670
12.2.1	Pérdidas de energía en el difusor de entrada /672	
12.2.2	Pérdidas de energía en el codo /673	
12.2.3	Pérdidas de energía en el difusor de salida /673	
12.3	Dimensionamiento de tubos de succión cónicos rectos	675
12.4	Selección y dimensionamiento de tubos de succión curvos	676
12.5	Métodos estadísticos para el dimensionamiento del tubo de succión	680
13	TURBINAS PELTON	689
13.1	Turbinas de eje horizontal	693
13.2	Turbinas de eje vertical	694
13.3	Características de operación	694
13.4	Características constructivas	695
13.4.1	Número de chorros por rueda /696	
13.4.2	Número de cangilones por rueda /699	
13.5	Dimensionamiento de una turbina Pelton	700
14	SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS GENERADORES	717
14.1	Selección del tipo de generador	719
14.1.1	Según su disposición /719	
14.1.2	Según el número de polos /719	
14.1.3	Según la disposición de los cojinetes /719	
14.2	Determinación de los parámetros básicos del generador	720
14.2.1	Potencia /720	
14.2.2	Factor de potencia $\cos\phi$ /720	
14.2.3	Tensión nominal /720	
14.2.4	Eficiencia del generador /721	
14.2.5	Velocidad de rotación /721	
14.3	Cálculo de las características mecánicas de los generadores	721
14.3.1	Torque en el eje /721	
14.3.2	Velocidad de embalaje /721	
14.3.3	Efecto de volante /722	
14.4	Dimensionamiento de los generadores	722

15 SELECCIÓN Y CÁLCULO DEL EQUIPO MECÁNICO	
AUXILIAR	729
15.1 Válvulas de admisión	731
15.2 Rejillas	736
15.2.1 Cálculo del área de la rejilla	736
15.3 Compuertas	737
15.3.1 Selección del tipo de compuerta	738
15.3.2 Garantía de maniobra de las compuertas	739
15.3.3 Fuerzas actuantes sobre las compuertas	743
15.3.4 Determinación del peso de las compuertas	749
15.3.5 Diseño de compuertas	751
15.4 Cálculo del mecanismo de elevación de las grúas de pórtico	752
15.4.1 Determinación de los esfuerzos de elevación (capacidad de carga)	752
15.4.2 Determinación de las tensiones en los cables de acero y su elección	753
15.4.3 Cálculo de la potencia del motor del mecanismo de elevación	754
15.4.4 Cálculo de los frenos	754
15.4.5 Estabilidad de las grúas de pórtico	756
15.5 Selección y dimensionamiento de los puentegrúas	759
BIBLIOGRAFÍA	773

5 ELEMENTOS DEL EQUIPO ELECTROMECAÁNICO DE UNA CASA DE MÁQUINAS

Con el fin de que una central hidroeléctrica realice su principal función, que es la producción de energía eléctrica, se necesita un conjunto de equipos de diversa naturaleza de los cuales depende la efectividad y confiabilidad de la operación de la central. Este hecho hace que la elección de los tipos y parámetros de los equipos principales y auxiliares sea una etapa importante y de mucha responsabilidad en el diseño de la casa de máquinas. La solución de problemas tales como composición y ubicación del equipo, considerando las propiedades y características de cada uno de sus elementos en relación con los demás, de tal manera que su funcionamiento sea seguro y su operación cómoda, también ocupa un lugar prominente en el diseño de centrales hidroeléctricas.

5.1 PRINCIPALES ELEMENTOS DEL EQUIPO ELECTROMECAÁNICO

La nomenclatura e interpretación de los diferentes elementos del equipo se presenta de una manera visual en el esquema tecnológico de la (Figura 5.1). Los equipos y sistemas principales involucrados en este esquema se pueden dividir en varios grupos, de acuerdo con sus funciones.

5.1.1 Unidades de generación

En este grupo se incluye la turbina y el generador. En la turbina la energía cinética y potencial del agua se convierten en energía mecánica de rotación transmitida por el eje. Los principales elementos de una turbina reactiva son: su parte sumergida (el espiral o caracol, el foso del rodete y el tubo de succión) y su parte hidromecánica (el estator, el distribuidor y el rodete) (Figura 5.2). En función, principalmente de la caída, en la central se instalan turbinas Francis, Kaplan o Pelton. También existen turbinas diagonales, Banking, Michel y otras de baja caída pero menos utilizadas.

El generador convierte la energía mecánica de la turbina en energía eléctrica al girar con ella alrededor de un eje común. Los principales elementos del generador son el rotor y el estator.

El sistema automático de regulación de la turbina (SART), está destinado a regular el caudal de la turbina variando la abertura de los álabes del distribuidor en las turbinas Francis; variando la abertura de los álabes del distribuidor y el ángulo de giro de los álabes del rodete en las turbinas Kaplan y variando la abertura de las válvulas de aguja en las turbinas Pelton. El SART incluye la instalación de aceite a presión (IAP) que distribuye aceite generalmente a una presión de 40 kg/cm^2 y a veces de 64 kg/cm^2 ; el tablero de control (TC); los servomotores (S) y los conductos de aceite. Con ayuda del SART se realiza el

arranque, frenado y cambio de potencia de la turbina lo mismo que se mantiene la velocidad de rotación de la unidad (Figura 5.1).

Para garantizar una frecuencia estándar. (en Colombia 60 Hertz) el rotor del generador debe conservar una velocidad constante al operar bajo carga. Dado que el rotor del generador está unido por medio del eje al rodete de la turbina, sus velocidades son iguales.

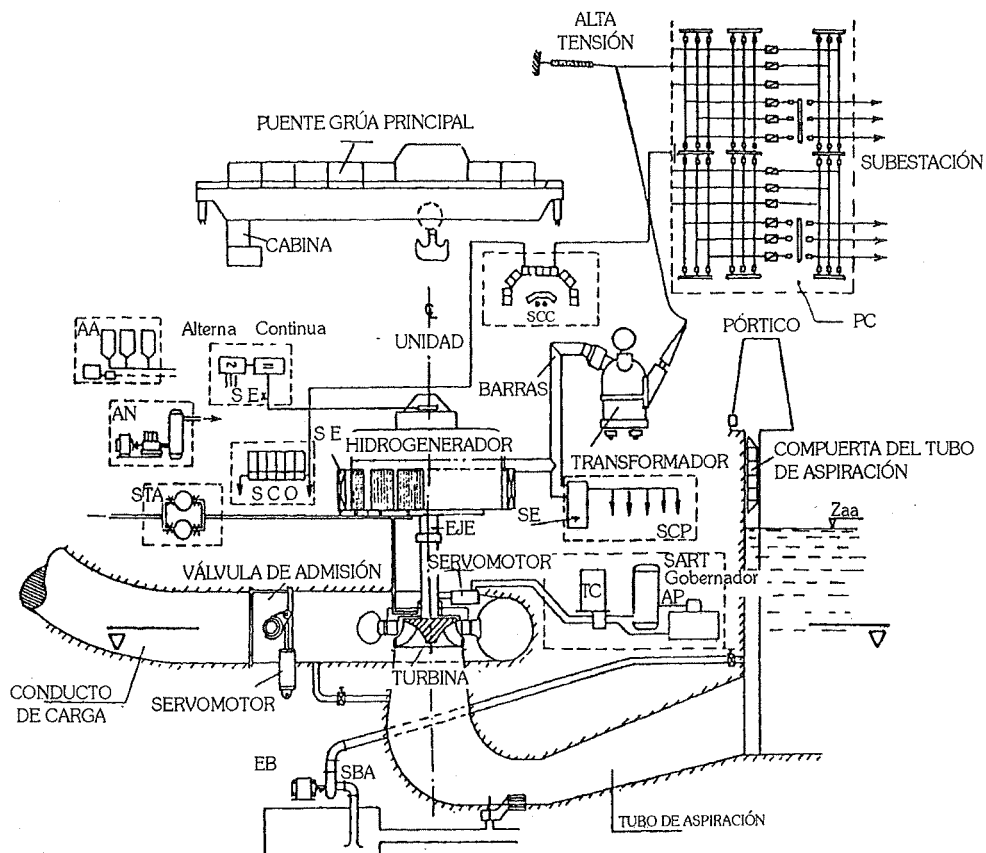


Figura 5.1 Bloque específico de los equipos de una central hidroeléctrica

SART: Sistema automático de regulación de la turbina

TC: Tableros de control

IAP: Instalaciones de aceite a presión

SCC: Sistema central de control

SE: Sistema de enfriamiento (S.R.)

SCP: Sistema de consumo

Sex: Sistema de excitación

SCO: Sistema de control de operación

AA: Almacenamiento de aceite

AN: Almacenamiento neumático

STA: Suministro técnico de agua

SBA: Sistema de bombeo de agua

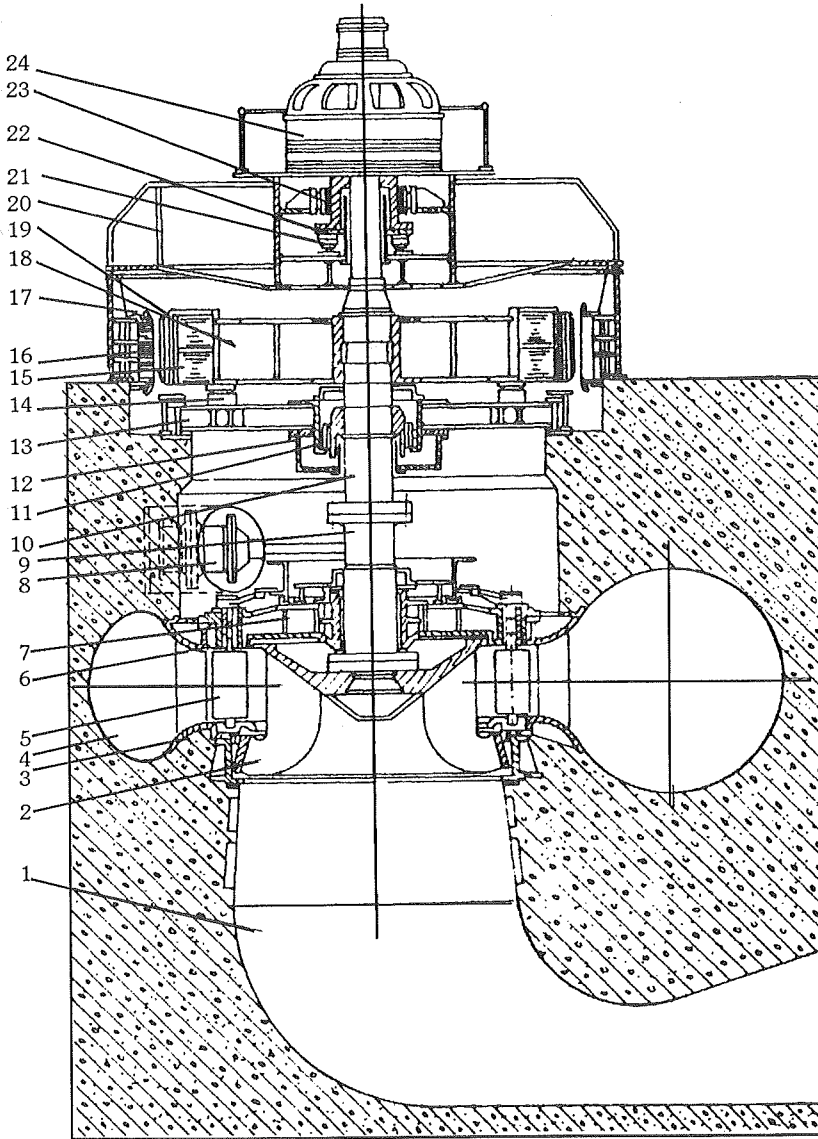


Figura 5.2 Unidad vertical con una turbina Francis y generador de suspensión

- | | |
|--|--|
| 1. Tubo de succión | 13. Tapa inferior del generador |
| 2. Rodete de la turbina | 14. Frenos del generador |
| 3. Estator | 15. Anillo del rotor del generador |
| 4. Espiral | 16. Núcleo del estator del generador |
| 5. Álabes del distribuidor | 17. Devanado del estator del generador |
| 6. Cojinete de la turbina | 18. Cubo del rotor |
| 7. Tapa de la turbina | 19. Polos del rotor |
| 8. Servomotor de los álabes del distribuidor | 20. Tapa superior |
| 9. Eje de la turbina | 21. Segmentos de los apoyos |
| 10. Eje del generador | 22. Disco del apoyo |
| 11. Cojinete inferior del generador | 23. Cojinete guía superior del generador |
| 12. Baño de aceite del cojinete | 24. Excitador del generador |

El sistema de excitación (SEx) del generador, debe garantizar la alimentación del devanado del rotor con una corriente constante; ya que la suspensión de esta corriente hace caer a cero instantáneamente la potencia del generador, el SEx es una instalación que posee una importancia especial. Por lo general, el SEx es individual para cada generador y puede ser electromecánico, iónico o con utilización de semiconductores rectificadores, etc.

Aún siendo la eficiencia del generador alta (alcanza hasta 98%) las pérdidas en él pueden producir un recalentamiento peligroso del devanado y la carcasa del estator. Para mantener la temperatura del generador dentro de límites permisibles se requiere de una constante evacuación de calor, lo cual se logra con el sistema de refrigeración (SR). Todas las construcciones del SR utilizan agua en mayor o menor grado, la cual se toma de la tubería de presión, del tubo de succión o del río aguas abajo, por medio de bombas.

El conjunto formado por una turbina y el generador se llama unidad de generación o simplemente unidad. El número de unidades puede ser diferente y depende de la potencia instalada de la central y de la potencia de la misma unidad. Para potencias instaladas altas se tiende a disminuir el número de unidades aumentando su potencia unitaria.

5.1.2 Equipo Eléctrico

Este equipo incluye los cables o barras del generador, los transformadores principales, las salidas de alta tensión, el patio de conexiones (PC), el sistema eléctrico interno (SEI), el sistema de control de operación (SCO) y el panel central de dirección (PCD) o sistema central de control (SCC).

La tensión de los generadores sincrónicos es relativamente baja y está entre 10.5 y 24 kV. En estas condiciones la transmisión de una gran potencia eléctrica del generador al transformador se realiza con valores altos de corriente, lo cual exige una gran sección de las barras. Dado que el costo de estas barras es alto y en ellos se producen grandes pérdidas de energía, su longitud se debe minimizar acercando los transformadores a los generadores.

Los transformadores elevan la tensión (voltaje) hasta los valores exigidos para la transformación de energía a grandes distancias, tales que produzcan un mínimo de pérdidas (de 110 a 750 kV). Los transformadores trifásicos tienen prioridad, pero para grandes potencias es frecuente utilizar grupos de tres transformadores monofásicos. Los transformadores por regla general se instalan al aire libre (excepto en las centrales subterráneas). Todos los transformadores requieren de refrigeración de aire o de agua. El carter del generador está lleno de aceite aislante lo cual exige la instalación de conductos para conducir y evacuar el aceite.

Las salidas de alta tensión sirven para transmitir la energía de los transformadores al patio de conexiones (PC). En la mayoría de los casos estas salidas son cables de características corrientes pero en casos especiales se deben utilizar cables llenos de aceite de baja tensión (hasta 220 kV) y de alta tensión (500 kV).

El patio de conexiones (PC) es el sitio donde se distribuye la energía producida por la central entre las diferentes líneas de transmisión (Figura 5.1).

El sistema eléctrico interno (SEI) debe garantizar el suministro de energía al equipo necesario para la operación de la central. Dentro de este equipo están los motores eléctricos del (IAP), los sistemas de acueducto y drenaje, alumbrado, los sistemas automáticos y de prevención, etc. La confiabilidad del SEI debe ser considerablemente alta y debe tener la posibilidad de alimentarse aún con las unidades fuera de operación.

El sistema de control de operación (SCO) incluye una serie de equipos que tienen un gran significado en la operación de la central. Dentro de ellos se encuentra una cantidad innumerable de dispositivos que controlan el estado de las unidades y otros equipos (mediciones de potencia, tensiones, presiones, temperaturas de diferentes piezas, transmisión de aceite, refrigeración, velocidades, etc.) concentrados en tableros de mano especiales, los cuales producen una señal en caso de que se sobrepasen los valores permisibles en las cantidades medidas o crean un impulso al sistema de regulación automática de la central. En el SCO están involucrados los órganos de dirección que posibilitan la completa automatización de la central, la cual opera con un mínimo de personal de planta e incluso sin él. Estos mecanismos reciben una corriente constante de operación de transformadores especiales o baterías recargables. Los principales mecanismos de dirección y control se encuentran en el panel central de dirección (PCD) desde el cual se dirige la operación de las unidades de generación (Figura 5.1). En esta figura se le denomina sistema central de control (SCC).

5.1.3 Equipo mecánico

El equipo mecánico se compone de las válvulas, compuertas, rejillas y equipo de elevación o izaje dentro del cual las grúas son los elementos principales.

Las válvulas contiguas a la turbina aguas arriba, de mariposa o esféricas, se instalan cuando el agua llega por tuberías de presión individuales. Estas válvulas sirven para disminuir los escapes de agua a través del distribuidor de la turbina y para su defensa por cavitación, cuando la turbina no está trabajando. Además, las válvulas garantizan la defensa de la unidad contra el embalaje cuando el sistema de regulación automático no opere. Las válvulas permiten realizar reparaciones en seco del equipo de generación.

Las compuertas en los tubos de succión se cierran para secar la parte sumergida de la turbina y efectuar su revisión y reparación.

El principal mecanismo de elevación es la grúa viajera o puente grúa cuya capacidad debe ser exigida por el elemento más pesado de la unidad, que generalmente es el rotor del generador. En ciertas ocasiones se instalan dos grúas, las cuales deben operar conjuntamente al transportar los elementos más pesados. La grúa viajera se utiliza en el montaje y reparación del equipo de la casa de máquinas, incluyendo las válvulas. Cuando las válvulas se instalan en salas aparte, lo cual sucede en algunas centrales subterráneas, se instala una grúa especial (en el esquema no se muestra) (Figura 5.1).

Para la instalación de las compuertas de los tubos de succión también se contempla una grúa especial.

El equipo mecánico en las centrales pie de presa y fluviales tiene algunas características especiales. El agua llega a las turbinas por medio de una tubería de presión relativamente corta, que permite reemplazar las válvulas de las turbinas por compuertas de acción rápida situadas en la estructura de captación. Estas compuertas, que poseen mecanismos de elevación individuales, se cierran cuando el sistema de regulación automática no funciona o cuando la unidad adquiere velocidades de embalaje. Se cierran también en caso de reparación de la tubería de presión o de algún elemento de la turbina.

Los elementos adicionales del equipo mecánico en centrales pie de presa y fluviales, además de las compuestas de la captación, son las rejillas de limpieza, la grúa de la captación y el mecanismo de limpieza de las rejillas. Se dejan, además, las guías para compuertas auxiliares que se utilizan en caso de reparación (compuertas de guarda).

5.2 EQUIPO AUXILIAR DE LA CASA DE MÁQUINAS EN UNA CENTRAL

El equipo auxiliar incluye el sistema de suministro técnico de agua, el centro neumático, las instalaciones de aceite y la estación de bombeo utilizado para extraer el agua de la parte sumergida de la turbina en caso de revisión o reparación.

5.2.1 El sistema de bombeo de agua (SBA)

Abastece el sistema de refrigeración de las unidades y demás equipos que necesitan de agua para su normal funcionamiento. A este sistema están integrados los mecanismos de lubricación de los cojinetes guías de la turbina, de los enfriadores de aire y de los intercambiadores de calor del generador y del sistema de excitación; lo mismo que los enfriadores de aceite de los transformadores. El agua de este sistema se puede extraer con bombas del río aguas abajo de la central (cabezas menores de 10 m. y mayores de 200 - 250m.), por gravedad extrayéndola de la tubería de presión (cabezas de 10 a 100m.) o con eyectores de la tubería de presión o del río (cabezas de 50 a 250m.)

El sistema de bombeo de agua es de vital importancia y de su efectividad depende el buen funcionamiento de toda la central hidroeléctrica. Debido a esto, siempre se contempla la instalación de un sistema de suministro de agua de reserva. El sistema debe garantizar, además de un caudal y presión adecuados, un grado alto de limpieza del agua. Con este fin se instalan filtros especiales que periódicamente se limpian. El control del sistema de suministro de agua debe ser automatizado.

5.2.2 El centro neumático (NC)

Garantiza el aire a presión al equipo eléctrico y mecánico de la central. Generalmente en una casa de máquinas se tienen dos sistemas de aire a presión: uno de baja presión 8 kg/cm^2 (para el frenado de las unidades, los aparatos neumáticos del sistema de dirección y control) y otro de alta presión 25 - 40 o 60 kg/cm^2 (para los tanques de la instalación de aceite a presión, los interruptores eléctricos de aire, el sistema de presión de agua del rodete pasar la unidad a un régimen de compensador sincrónico). El centro neumático se compone de compresores, conductos de aire y tomas a la presión correspondiente.

El funcionamiento del centro neumático tiene un gran significado en la operación de la central; por lo tanto su control debe ser automatizado (Figura 5.1). En la figura aparece con el nombre de almacenamiento neumático AN.

5.2.3 Las instalaciones de aceite (IA)

Alimentan el sistema de lubricación de la turbina y el de aislamiento de los transformadores. Cuenta con tanques especiales que conservan reservas de aceite limpio y seco y guardan el aceite ya utilizado, tubería de distribución, bombas de succión y las instalaciones de limpieza y purificación del aceite. Las tuberías y tanques para el aceite utilizado y el puro se instalan aparte. En la figura aparece con el nombre de almacenamiento de aceite AA.

5.2.4 La estación de bombeo (EB) del distribuidor de la turbina y tubo de succión

Es indispensable en casos de revisión o reparación. Está compuesta de tuberías de evacuación del agua bombeada con sus respectivas válvulas, colectores, tanques de captación y bombas calculadas para bombear al río el agua extraída por un período no mayor de 8 horas. Se construyen, además, galerías y canales de drenaje que evacúan el agua que se infiltra en las diferentes salas de la casa de máquinas.

5.3 INSTALACIONES SANITARIAS Y CONTRA INCENDIOS

En la casa de máquinas se tienen equipos e instalaciones propensas a explosiones e incendios. Entre ellas se encuentran los generadores, los transformadores, los cables, las instalaciones de aceite, los acumuladores, etc. Esto exige que se tomen las correspondientes medidas para descubrir y apagar cualquier incendio. En la mayoría de los casos el apagado de incendios debe ser automático. En las grandes centrales se instalan sistemas contraincendios independientes.

Para garantizar condiciones normales de operación, la casa de máquinas debe contar con calefacción (utilizando el aire recalentado de los generadores), agua potable, ventilación, aire acondicionado, etc.

6 TURBINAS

Una turbina hidráulica es un motor en el cual la energía cinética y potencial del flujo en movimiento se convierten en energía mecánica de rotación. La energía mecánica de la turbina luego se convierte, con ayuda de un generador, en energía eléctrica que se transporta por medio de líneas de transmisión a los consumidores.

Las turbinas actuales poseen un alto grado de utilización de la energía del agua; velocidades de rotación altas y posibilidades de concentrar una gran potencia en un sola unidad.

6.1 CLASIFICACIÓN

La energía por unidad de peso del líquido, expresada por la ecuación de Bernoulli:

$$E = \frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + Z \quad (6.1)$$

se compone de energía cinética $v^2 / 2g$ y dos tipos de energía potencial: energía de presión p/γ y energía de posición Z .

En función del tipo de energía utilizada en el rodete de la turbina éstas se dividen en dos tipos: activas y reactivas.

En las turbinas activas el rodete gira bajo la acción de un chorro libre que posee energía cinética e igual presión antes y después de pasar por el rodete. De todos los tipos de turbinas activas sólo las Pelton (Figura 6.1 y 2.14) tienen significado y aplicación práctica. Se utilizan generalmente para caídas de 300 a 800 m., aunque en algunos casos se utilizan para caídas menores.

En las turbinas reactivas el rodete gira dentro de un flujo que posee energía cinética y potencial. En este caso el agua posee mayor presión al entrar al rodete que al salir de él. Las turbinas de este tipo son las más difundidas y se utilizan para caídas de 1,5 m. hasta 750 m. (Figura 2.12)

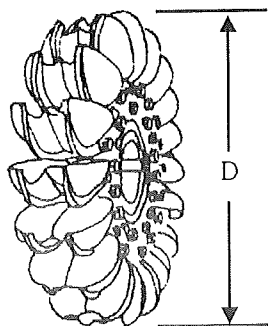


Figura 6.1 Rodete de una turbina Pelton

De acuerdo con sus características constructivas las turbinas se dividen en axiales como las Kaplan (Figura 6.2) y radiales-axiales como las Francis (Figura 6.3). En las turbinas Kaplan el movimiento del agua en la zona del rodete es esencialmente paralelo al eje de la turbina; y en las turbinas Francis el agua cambia gradualmente su movimiento desde una dirección radial, en la entrada al rodete, hasta una dirección paralela al eje de la turbina en la salida del rodete (Figura 6.4). Las turbinas axiales o Kaplan pueden tener las aletas fijas o éstas pueden girar alrededor de su propio eje, (Figura 6.2).

A pesar de existir otros tipos de turbinas, en el presente texto sólo se hablará de los tres arriba mencionados que, en definitiva, son los más usados en la práctica: Francis, Kaplan y Pelton.

En general, una turbina se compone de los siguientes elementos principales: caracol o espiral, distribuidor, rodete de trabajo con su eje y apoyos y el tubo de succión (Figura 6.5 y 5.2).

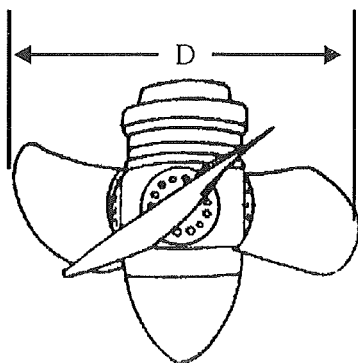


Figura 6.2 Rodete de una turbina Kaplan

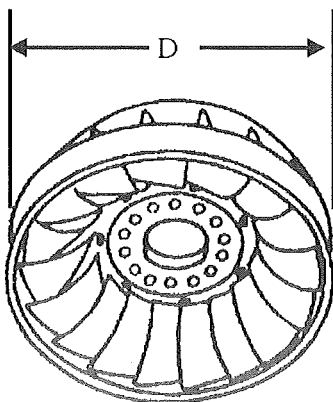


Figura 6.3 Rodete de una turbina Francis.

En las turbinas reactivas el espiral garantiza una distribución uniforme del agua en su llegada al distribuidor. En las turbinas activas el agua llega al rodete en forma de chorro y por lo tanto, el espiral está formado por un tubo de diámetro relativamente pequeño del cual se desprenden uno o más chorros. En este caso, al espiral se llamará colector (Figura 6.47).

El distribuidor de la turbina garantiza la necesaria dirección de llegada del flujo al rodete y regula el caudal desde cero hasta su máximo valor. En las turbinas reactivas los álabes del distribuidor son láminas de forma especial que giran alrededor de su propio eje. En las turbinas activas los álabes son remplazados por una válvula de tipo aguja, que con movimientos longitudinales de su cono interior, regula el caudal que sale en forma de chorro.

El rodete es el principal órgano de trabajo de la turbina en el cual la energía del agua en movimiento se convierte en energía mecánica de rotación de la turbina. En las turbinas Kaplan el giro de las aletas garantiza una llegada del agua sin ningún tipo de golpe, lo cual permite mantener valores altos de la eficiencia. En las turbinas Francis las aletas son fijas. En las turbinas Pelton las cucharas del rodete son también fijas.

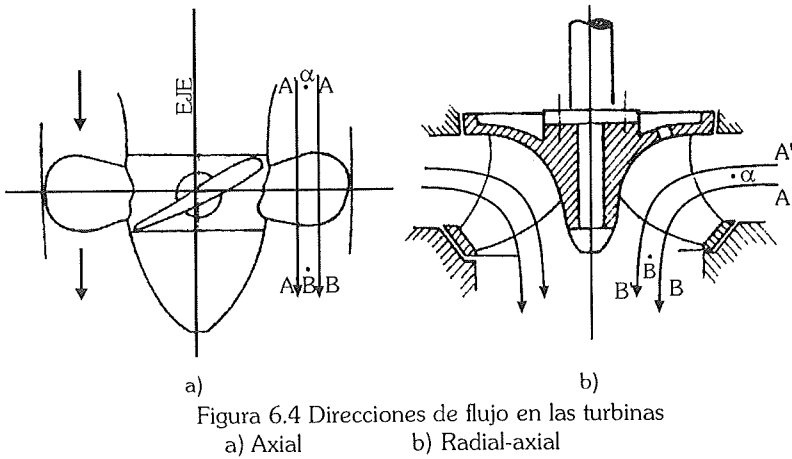


Figura 6.4 Direcciones de flujo en las turbinas

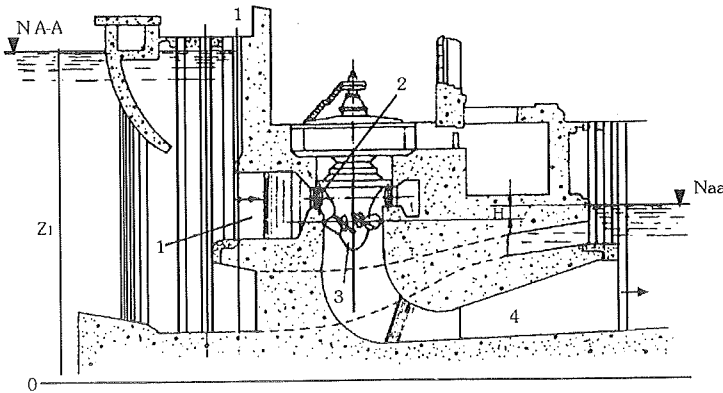


Figura 6.5 Esquema general de una turbina

1. Espiral 2. Distribuidor 3. Rodete 4. Tubo de succión

El tubo de succión es un difusor que garantiza la disminución de velocidades a la salida de la turbina y permite la utilización de la energía del agua que sale del rodete. En la mayoría de los casos el tubo de succión es de tipo curvo. En las turbinas Pelton a la salida del rodete la presión es igual a la atmosférica y por lo tanto no se instala tubo de succión.

6.2 POTENCIA DE LA CORRIENTE Y POTENCIA DE LA TURBINA

La potencia de una corriente depende de su caudal y de la caída creada en la central hidroeléctrica y es igual a:

$$P = 9,81 Q H, (\text{kW}) \quad (6.2)$$

Donde:

Q es el caudal, m^3/s

H es la caída del río en el tramo aprovechado, m.

La potencia de la turbina será menor que la de la corriente ya que parte de su energía, inevitablemente, se pierde en el trayecto de la corriente a la turbina y en el proceso de transformación de la energía hidráulica en energía mecánica.

La caída que se utiliza en la turbina se llama útil. Ella siempre es menor que la de la corriente en un valor equivalente a las pérdidas en la tubería de presión y en el canal de fuga; es decir:

$$H_N = H_S - (h_{\text{perd}}) \quad (6.3)$$

Donde:

H_N es la caída útil, m.

h_{perd} son las pérdidas de cabeza en los túneles y tuberías (o canales) de conducción, m.

La caída útil también se define como la diferencia de las energías específicas del flujo en la sección de entrada de la turbina y en su salida, aguas abajo (Figura 2.10).

$$H_N = H_B - h_{\text{per}} + \frac{\alpha_o V_o^2}{2g} - \frac{\alpha_{aa} V_{aa}^2}{2g} \quad (6.4)$$

De tal manera la caída útil es la cantidad de energía específica que físicamente se puede utilizar en la turbina.

La potencia del generador medida en sus bornes es:

$$P_G = P_T * \eta_G = 9.81 * Q * H_N \eta_T \eta_G \quad (\text{kW}) \quad (6.5)$$

Donde:

η_g es la eficiencia del generador que considera las pérdidas eléctricas de energía, lo mismo que la mecánica.

En las grandes turbinas actuales la eficiencia alcanza valores entre 92% y 96%, mientras en el generador la eficiencia varía entre 95% y 98%. De tal manera, la máxima eficiencia de la unidad (turbina y generador), puede alcanzar valores entre el 87% y 94%.

6.3 ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LA TURBINA

El recorrido del agua antes de llegar a la casa de máquinas es independiente del tipo de turbina, así como los elementos que se requieren para la formación y aprovechamiento de la caída. El agua, que es tomada por la estructura de captación, se conduce por tuberías o túneles de presión hasta la casa de máquinas. Para el caso de las turbinas de impulso, el agua de la conducción sale por una tobera hasta hacer contacto con los álabes; en las turbinas de reacción la conducción se transforma en un caracol que bordea la turbina y va disminuyendo de sección, permitiendo que el agua entre al distribuidor con una velocidad constante. Del distribuidor el agua pasa al rodete, donde se realiza la transformación de energía hidráulica a energía mecánica de rotación; posteriormente el agua es evacuada por el tubo de succión (Figura 2.12 y 2.13).

Como resultado de la interacción del flujo del agua con los álabes del rodete, la energía que posee el flujo se transmite a los álabes. Esto sucede como consecuencia del hecho de que el flujo, al encontrar en su camino a los álabes, cambia su dirección inicial de movimiento y toma una dirección determinada por la superficie de éstos, ejerciendo cierta presión sobre el cuerpo del álabe. Así se crea un momento de giro con relación al eje del rodete bajo cuya acción éste entra en movimiento.

Para que la transferencia de energía pueda realizarse, se necesita de elementos auxiliares que completen la turbina. En las turbinas de impulso, la energía del fluido, en su mayor parte, es transformada en dinámica por medio de toberas, para que así pueda ser aprovechada por la turbina (Figura 2.14). En las turbinas reactivas donde se aprovecha la energía estática del fluido, se disponen como elementos importantes el caracol, el distribuidor y el tubo difusor (Figura 6.5). El caracol garantiza que el agua que llega por la conducción alimente convenientemente a la turbina. Del caracol pasa el agua al distribuidor guiado por unas paletas direccionales fijas a la carcasa, que forma los portillos de acceso.

El distribuidor lo constituyen una serie de álabes en forma de persianas circulares cuya orientación 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 regula el caudal de acuerdo con la potencia requerida. En el distribuidor se transforma parcialmente la energía de presión en energía cinética.

Posteriormente el agua llega al rodete móvil, el cual está conformado por una serie de álabes que se encuentran incrustados en un plato perpendicular al eje de la máquina; los álabes se ciñen en su extremo final a un anillo, para darle la debida rigidez al conjunto, aquí en el rodete, es donde se realiza la conversión de la energía cinética y potencial del flujo de energía mecánica de rotación.

Finalmente, el agua que ha sido utilizada por la turbina, pasa al tubo de succión; el cual le da la salida y al mismo tiempo, produce una ganancia en carga estática, ya que en su inicio la presión es negativa y a su salida alcanza el valor de la presión atmosférica. El tubo de succión tiene una forma divergente, para así, disminuir las pérdidas.

La potencia de la turbina es el resultado de la reacción del flujo en los álabes del rodete y su valor depende de la cantidad de agua que pasa por la turbina y del valor de la caída que crean sus correspondientes velocidades de movimiento del agua.

En la (Figura 6.6) se explica el significado de las velocidades del agua en los álabes. Si el conjunto de venas formadas por álabes tiene una velocidad u , una partícula de agua en el punto 1 tendrá una trayectoria 1-3 que será real o absoluta y una 1-2 relativa, que sería la trayectoria del agua si las venas estuvieran en reposo; si una partícula de agua al cabo de un instante ha recorrido un espacio sobre la trayectoria se tiene que:

$$\begin{aligned} W &= \overline{(1 - 1'') / dt} && \text{velocidad relativa} \\ V &= \overline{(1 - 1') / dt} && \text{velocidad absoluta} \\ u &= \overline{(1'' - 1') / dt} && \text{velocidad periférica} \end{aligned}$$

$$\text{además: } \bar{V} = \bar{u} + \bar{W}$$

El agua sale de los álabes del distribuidor con una velocidad V_1 hacia la parte exterior de los álabes del rodete; se mueve a lo largo de cada álabe con una velocidad relativa W_1 dirigida tangencialmente con respecto a la superficie exterior del contacto y gira con una velocidad periférica u_1 . La velocidad absoluta del agua V_1 , es igual a la suma vectorial de las velocidades W_1 y u_1 . Su línea de acción forma en la entrada un ángulo α_1 con u_1 .

A la salida, el agua abandona el álabe del rodete con una velocidad absoluta V_2 que es también la suma vectorial de las velocidades W_2 y u_2 . El ángulo α_2 entre las velocidades V_2 y u_2 se llama ángulo de salida. En la (Figura 6.7) se muestran los ángulos β_1 y β_2 entre las velocidades periférica y relativa. En las (Figuras 6.7, 6.8 y 6.9), se muestran los diagramas de velocidades para las turbinas Francis, Kaplan y Pelton. Ahora se determinará el momento de reacción del flujo con el rodete para un régimen de operación estable de la turbina (Figura 6.7). En el tiempo Δt al álabe del rodete ingresa una cantidad de agua de masa m , y basados en la ley de continuidad, la misma cantidad de agua sale del

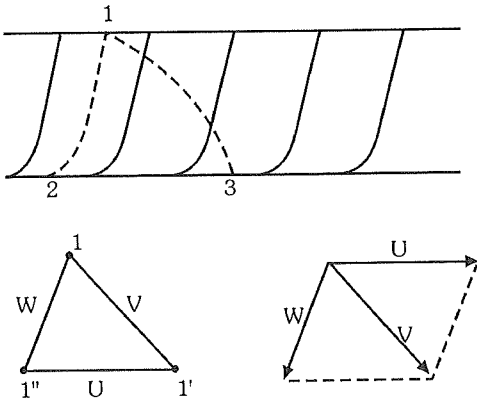


Figura 6.6 Velocidad del agua en los álabes

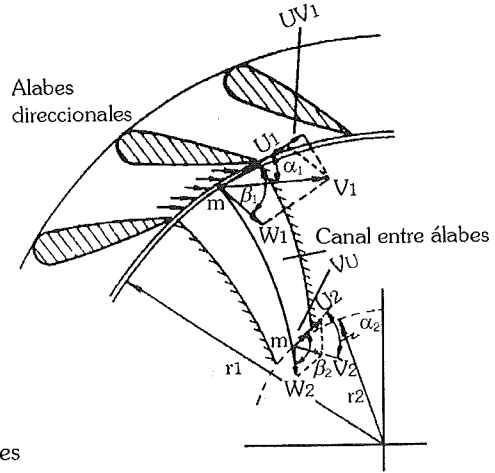


Figura 6.7 Esquemas de flujo del agua a través del distribuidor y del rodete en una turbina radial-axial

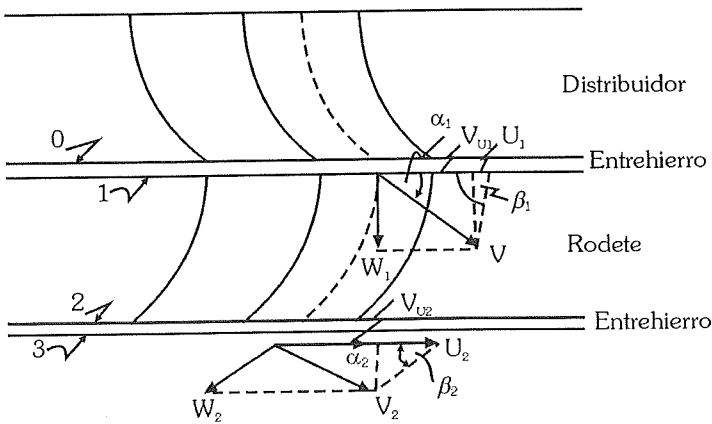


Figura 6.8 Diagrama de velocidades en una turbina axial

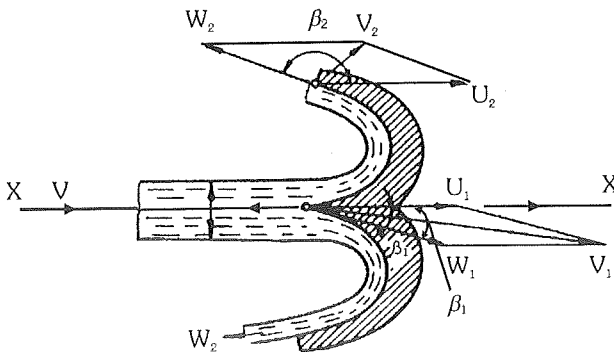


Figura 6.9 Diagrama de velocidades en una turbina Pelton

rodete de trabajo. La masa de agua que entra al rodete durante el tiempo Δt al ingresar al álabe posee una cantidad de movimiento $m V_1$ y a la salida del rodete tiene una cantidad de movimiento $m V_2$. De la mecánica es sabido que el cambio de la cantidad de movimiento de cierta masa en la unidad de tiempo es proporcional a la fuerza que actúa sobre ella.

Se designarán las proyecciones de las velocidades V_1 y V_2 en la dirección de la velocidad periférica u a través de V_{u1} y V_{u2} . Entonces la proyección de la cantidad de movimiento de todas las partículas de agua en la dirección de la velocidad periférica hasta la entrada en el rodete será $m V_{u1}$ y luego de abandonarlo será $m V_{u2}$. Los momentos de cantidad de movimiento con relación al eje de giro del rodete serán correspondientemente $m r_1 V_{u1}$ y $m r_2 V_{u2}$, en donde r_1 y r_2 son los radios del centro de gravedad de la masa de agua m a la entrada del rodete y a su salida.

El cambio del momento de la cantidad de movimiento durante el tiempo Δt es igual al producto del momento de las fuerzas que se desplazan por el tiempo que dura su acción:

$$M \Delta t = m r_2 V_{u2} - m r_1 V_{u1}$$

o

$$M = \frac{m}{\Delta t} * (r_2 V_{u2} - r_1 V_{u1}) \quad (6.6)$$

El momento actuante en el álabe del lado del flujo (momento dinámico de la turbina) en valor absoluto es igual al momento obtenido y tiene signo contrario:

$$M_T = -M = -\frac{m}{\Delta t} (r_1 V_{u1} - r_2 V_{u2})$$

Sabiendo que:

$$m = \frac{\gamma Q}{g} \Delta t$$

Donde:

Q es el caudal.

γ es el peso de la unidad de volumen (peso unitario).

g aceleración de la fuerza de gravedad.

entonces:

$$M_T = -\frac{Q \gamma}{g} (r_1 V_{u1} - r_2 V_{u2})$$

La potencia desarrollada en el eje de la turbina es:

$$P_T = M_T w = \frac{Q \gamma}{g} (r_1 V_{u1} - r_2 V_{u2}) w$$

Donde:

w es la velocidad angular.

Las velocidades periféricas a la entrada y a la salida se determinan con las relaciones: $r_1 W = u_1$ y $r_2 W = u_2$, de las cuales, al ser colocadas en la ecuación fundamental, se obtiene:

$$P_T = \frac{Q \gamma}{g} (V_{u1} u_1 - V_{u2} u_2)$$

por otra parte, la potencia de la turbina es igual a:

$$P_T = Q H \gamma \eta_T$$

colocando el valor P_T en la igualdad anterior, obtenemos:

$$\eta_T g H = V_{u1} u_1 - V_{u2} u_2 \quad (6.7)$$

Esta ecuación, que expresa la ley de variación de los momentos de la cantidad de movimiento aplicada a la turbina hidráulica, fue deducida por Euler y lleva el nombre de Ecuación fundamental de la turbina.

Con base en la ecuación 6.7 se puede decir que:

a. Para obtener mejores resultados, se debe tratar que la magnitud del término V_{u1} sea grande, lo cual se logra con un α_1 pequeño y que el término V_{u2} tienda a cero, lo que se logra cuando la velocidad absoluta V_2 es perpendicular.

b. Para que una turbina opere con valores altos de eficiencia, el agua debe entrar al rodete sin ningún tipo de golpe. La entrada suave del agua se garantiza haciendo coincidir la velocidad del flujo que sale de los álabes del distribuidor con la velocidad absoluta del agua a la entrada del rodete V_1 en valor y dirección. Si la dirección de la velocidad V_1 no coincide con la dirección del tramo exterior en la entrada del álabe del rodete, el movimiento del agua estará acompañado de pérdidas adicionales de energía. Por lo tanto, del valor del ángulo α_1 depende la efectividad de la transformación de energía, es decir, la eficiencia. El valor óptimo del ángulo α_1 , con el cual se logra la máxima eficiencia, se llama ángulo de entrada suave.

c. Para cambiar la potencia de la turbina, los álabes del distribuidor se hacen girar, con lo cual se varía el ángulo α_1 . En las turbinas Francis los álabes

del rodete son fijos y al valor óptimo de α_1 , corresponde sólo un cierto régimen de operación de la turbina que generalmente se encuentra entre 3/4 y 7/8 de la potencia total:

d. En las turbinas Kaplan, moviendo los álabes del rodete, es posible alcanzar valores de α_1 cercanos al óptimo para diferentes aberturas de los álabes. Esto permite conservar altas eficiencias de la turbina dentro de un rango considerable de potencias.

6.4 TRANSFERENCIA DE ENERGÍA

La ecuación de Euler:

$$\eta_T g H_N = V_{u1} u_1 - V_{u2} u_2$$

no suministra información sobre la naturaleza de la energía transferida, ni la importancia de una forma de energía con respecto a la otra; esto es, la cuantificación de la energía cinética o potencial sobre el total transferido. Esta ecuación puede ser modificada fácilmente de manera que exprese los componentes energéticos específicos por unidad de peso.

En el triángulo de velocidades a la entrada del rodete:

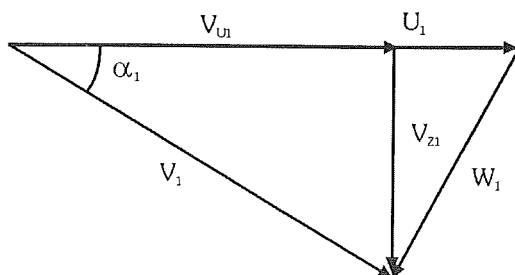


Figura 6.10 Triángulo de velocidades a la entrada del rodete

o lo que es lo mismo:

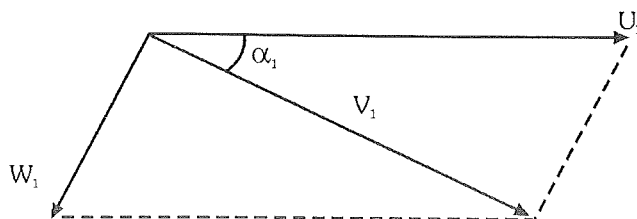


Figura 6.11 Triángulo de velocidades a la entrada del rodete

se tiene que:

$$W_1^2 = V_1^2 + u_1^2 - 2 V_1 u_1 \cos \alpha_1 \quad (6.8)$$

y a su vez:

$$W_2^2 = V_2^2 + u_2^2 - 2 V_2 u_2 \cos \alpha_2 \quad (6.9)$$

de la (Figura 6.10) se tiene que:

$$V_{u1} = V_1 \cos \alpha_1 \quad (6.10)$$

análogamente:

$$V_{u2} = V_2 \cos \alpha_2 \quad (6.11)$$

De las ecuaciones (6.8) y (6.9) y reemplazando en (4.10) y (4.11)

$$u_1 V_{u1} = \frac{V_1^2 + u_1^2 - W_1^2}{2} \quad (6.12)$$

$$u_2 V_{u2} = \frac{V_2^2 + u_2^2 - W_2^2}{2} \quad (6.13)$$

Reemplazando en la ecuación de Euler:

$$\eta_{TH} = \frac{V_1^2 - u_1^2 - W_1^2 - V_2^2 - u_2^2 - W_2^2}{2g} \quad (6.14)$$

$$\eta_{TH} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \quad (6.15)$$

De la anterior ecuación (6.15) se tiene:

a. El término:

$$\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}$$

expresa el cambio de energía cinética transferida por unidad de peso y se le denomina carga dinámica.

b. Los términos:

$$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$$

representan el cambio de energía estática y se le denomina carga estática y representan el grado de reacción en las turbinas reactivas.

c. Como se dijo antes, en las turbinas de impulso la carga estática es cero, por lo cual, la ecuación (6.15) queda de la siguiente forma:

$$\eta_T H = (V_1^2 - V_2^2) / 2g$$

d. El término:

$$\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$$

representa la carga estática debido a la acción centrífuga; como las velocidades periféricas en un turbina axial son iguales a la entrada y a la salida del rodete, este término no se presenta por lo que la ecuación (6.15) toma la siguiente forma:

$$\eta_T H = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$$

6.5 PRINCIPIOS DE REGULACIÓN DEL CAUDAL

Considerando el flujo en los álabes del distribuidos de la turbina, en la (Figura 6.12) se muestra un corte con dos álabes; su abertura es la luz entre ellos.

Esta distancia se determina por la circunferencia de diámetro a_0 , limitada por los álabes y tangente a ellos.

Si se designa la velocidad del agua entre los álabes como V_0 , entonces el caudal que pasa por los álabes será:

$$Q = V_0 a_0 b_0 Z_0$$

Donde:

a_0 es la abertura de los álabes.

Z_0 es el número de álabes.

b_0 es la altura de los álabes.

Si se expresa la velocidad V_0 a través de su proyección en la dirección periférica; entonces

$$Q = \frac{V_{u0} a_0 b_0 Z_0}{\cos \alpha_0}$$

o multiplicando y dividiendo por r_0 :

$$Q = \frac{V_{u0} r_0 a_0 b_0 Z_0}{r_0 \cos \alpha_0}$$

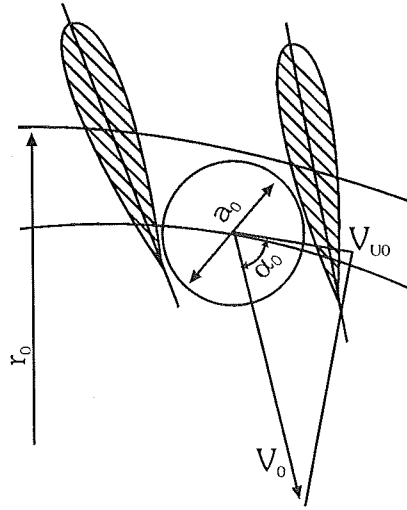


Figura 6.12 Corte de los álabes del distribuidor

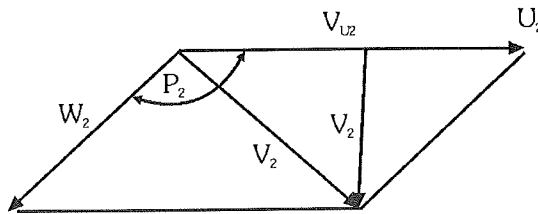


Figura 6.13 Diagrama de velocidades a la salida del rodete

Dado que entre el distribuidor y el rodete no actúa ninguna fuerza que pueda cambiar el momento de la cantidad de movimiento, se puede escribir:

$$V_{u0} \quad r_0 = V_{u1} \quad r_1$$

luego de breves transformaciones se obtiene:

$$V_{u1} = \frac{Q \quad r_0 \quad \cos \alpha_0}{r_1 \quad a_0 \quad Z_0 \quad b_0} \quad (6.16)$$

Se considera el triángulo de velocidades a la salida del flujo del rodete (Figura 6.13), la proyección de la velocidad absoluta en el eje Z, es decir, V_z determina el caudal Q que pasa a través de la turbina. Se puede escribir:

$$Q = K \quad V_z \quad (6.17)$$

Donde:

K es un coeficiente dimensional que caracteriza el área a través de la cual pasa el caudal Q con una velocidad V_z entonces la velocidad V_{u^2} :

$$V_{u^2} = u_2 - V_z \operatorname{ctg} (180^\circ - \beta)$$

o, después de reemplazar (4.17), se obtiene:

$$V_{u^2} = u_2 - \frac{Q}{K} \operatorname{ctg} (180^\circ - \beta_2) \quad (6.18)$$

Si se colocan las ecuaciones (6.16) y (6.18) en la ecuación fundamental de la turbina:

$$\eta_T g H = u_1 \frac{Q r_0 \cos \alpha_0}{r_0 a_0 Z_0 b_0} - u_2 \left[u_2 - \frac{Q}{K} \operatorname{ctg} (180^\circ - \beta_2) \right]$$

o:

$$\eta_T g H + u_2^2 = u_1 \frac{Q r_0 \cos \alpha_0}{r_0 a_0 Z_0 b_0} + u_2 \frac{Q}{K} \operatorname{ctg} (180^\circ - \beta_2)$$

despejando el caudal:

$$Q = \frac{\eta_T g H + u_2^2}{u_1 \frac{r_0 \cos \alpha_0}{r_1 a_0 b_0 Z_0} + u_2 \frac{1}{K} \operatorname{ctg} (180^\circ - \beta_2)}$$

En esta ecuación para una turbina dada y un régimen de operación considerado $\eta_T, g, H, u_2, r_0, u_1, Z_0, K$, son cantidades constantes.

Denominando:

$$\eta_G g H + u_2^2 = A_1; \quad \frac{u_1 r_0}{r_1 Z_0} = A_2; \quad \frac{1}{K} u_2 = A_3;$$

se obtiene:

$$Q = \frac{A_1}{A_2 \frac{\cos \alpha_0}{a_0 b_0} + A_3 \operatorname{ctg} (180^\circ - \beta_2)} \quad (6.19)$$

A continuación se explica cómo influye la abertura de los álabes del distribuidor a_0 y el ángulo α_0 , la altura de los álabes b_0 y el ángulo de giro de los álabes del rodete φ en el caudal que pasa por la turbina.

a. Si se aumenta a_0 , se disminuye α_0 y el denominador en su conjunto disminuye, por lo tanto, el caudal Q aumenta. Es decir, al aumentar la abertura de los álabes el caudal de la turbina aumenta, lo cual es apenas evidente.

b. Si se aumenta la altura de los álabes b_0 el denominador disminuye, es decir, el caudal aumenta. Por lo tanto, se puede regular el caudal de la turbina variando la altura de los álabes del distribuidor.

c. Si se giran los álabes de la turbina Kaplan abriéndolas; el ángulo β_2 y la $\text{ctg} (180^\circ - \beta_2)$ disminuyen y por lo tanto el caudal aumenta.

De tal manera, el caudal de la turbina se puede regular variando la abertura de los álabes, lo cual se hace en las turbinas Francis; variando el ángulo de giro de los álabes del distribuidor lo cual se hace en las turbinas Kaplan junto con la variación de la abertura de los álabes y variando la abertura de los mismos, lo cual no es posible hasta el momento aunque la idea de tal turbina existe.

6.6 PARÁMETROS FUNDAMENTALES DE LAS TURBINAS

Los parámetros energéticos y constructivos fundamentales de las turbinas son:

H_N caída de trabajo o caída útil, m;

Q caudal de diseño m^3/s .

P_T potencia en el eje de la turbina, kW, (o potencia útil).

η_T eficiencia de la turbina.

n velocidad de rotación r.p.m.

D diámetro nominal del rodete, m.

n_s velocidad específica.

σ coeficiente de cavitación o de Thoma.

La caída de trabajo H_N se determina así: Para las turbinas reactivas como la diferencia de las energías específicas del flujo a la entrada al espiral y a la salida de la turbina, aguas abajo de ella.

Para las turbinas activas, se define como la energía específica a la entrada en la válvula de aguja relacionada a la cota del punto más bajo de la circunferencia del rodete, tangencial al eje del chorro.

El caudal de diseño Q es la cantidad de agua máxima que pasa a través de la sección de entrada de la turbina en la unidad de tiempo. Este caudal depende en general del caudal medio del río y del grado de regulación del embalse creado por la presa.

La potencia de la turbina en el eje P_T es la potencia útil, obtenida en la turbina y utilizada por el generador.

La eficiencia de la turbina η_T se determina por las pérdidas de potencia así:

Pérdidas de volumen, causadas por el escape de cierto volumen de agua a través del espacio entre el rodete de la turbina y el foso de ésta.

Pérdidas hidráulicas, causadas por la viscosidad del agua. Estas son las pérdidas de energía del flujo a su paso por la turbina.

Pérdidas mecánicas, compuestas por las pérdidas de potencia a causa de la fricción mecánica en los cojinetes de la turbina y los apoyos por la fricción hidráulica en los espacios entre el rodete y la parte fija de la turbina.

La velocidad de rotación n de la turbina es el número de revoluciones del rodete de la turbina en un minuto.

El diámetro nominal del rodete D en las turbinas Kaplan es el diámetro del foso del rodete en el nivel de los ejes de los álabes. En las turbinas Francis es el diámetro mayor del rodete en la entrada de sus aletas y en las turbinas Pelton es el diámetro de la circunferencia del rodete, tangencial al chorro, (Figuras 6.1, 6.2 y 6.3).

La velocidad específica n_s caracteriza las propiedades hidráulicas de la turbina y se estudiará más adelante.

El coeficiente de cavitación o de Thoma σ determina el comienzo de la aparición en la turbina del fenómeno de cavitación.

6.6.1 Semejanza de turbinas modelos

Con el fin de garantizar los parámetros requeridos de una turbina a fabricar, que se llamará prototipo, generalmente al principio se efectúan ensayos experimentales en un modelo. La turbina se calcula y diseña teóricamente y luego, al hacer el modelo, se experimenta en el laboratorio y los resultados de estos experimentos y ensayos se tienen en cuenta al fabricar la turbina en su tamaño natural (turbina prototipo).

El traslado de los resultados de los ensayos del modelo a la turbina prototipo se debe realizar recalculando los parámetros energéticos fundamentales de la turbina: la velocidad de rotación, el caudal, la potencia y la eficiencia.

La velocidad periférica de la turbina prototipo se determina como:

$$u_p = K_u \sqrt{2 g H} = \frac{\pi D n}{60}$$

y para el modelo:

$$u_M = K_u \sqrt{2 g H_M} = \frac{\pi D_M n_M}{60}$$

Donde:

K_u es el factor de velocidad periférica, igual para ambas turbinas.

D diámetro del rodete de la turbina.

n velocidad de rotación del rodete.

Resolviendo simultáneamente estas dos ecuaciones, se obtiene:

$$\frac{K_U \sqrt{2 g H}}{K_U \sqrt{2 g H_M}} = \frac{\pi D n}{\pi D_M n_M}$$

de donde:

$$\frac{n D}{n_M D_M} = \sqrt{\frac{H}{H_M}}$$

o

$$n = n_M \frac{D_M}{D} = \sqrt{\frac{H}{H_M}} \quad (6.20)$$

El caudal de agua que pasa por el rodete de la turbina prototipo se puede expresar por medio de la componente axial de la velocidad absoluta V_z y del diámetro del rodete (despreciando las pérdidas de energía por volumen a causa de los escapes en las juntas):

$$Q = V_z \times \frac{D^2}{4} = \pi \frac{D^2}{4} \times K_V \sqrt{2 g H}$$

Correspondientemente, en la turbina modelo para la misma velocidad específica absoluta K_V :

$$Q_M = V_{zM} \times \frac{D_M^2}{4} = \pi \frac{D_M^2}{4} \times K_V \sqrt{2 g H_M}$$

Para las turbinas semejantes se puede escribir:

$$\frac{Q}{Q_M} = \frac{4 D^2 K \sqrt{2 g H}}{4 D_M^2 K \sqrt{2 g H_M}} = \frac{D^2}{D_M^2} \sqrt{\frac{H}{H_M}}$$

y por lo tanto:

$$Q = Q_M \frac{D^2}{D_M^2} \sqrt{\frac{H}{H_M}} \quad (6.21)$$

Si se supone que las eficiencias del modelo y la turbina prototipo son iguales, las potencias de las turbinas serán:

$$\text{Turbina prototipo: } P = \eta_T Q H \gamma$$

$$\text{Turbina modelo: } P_M = \eta_T Q_M H_M \gamma$$

Entonces:

$$\begin{aligned} \frac{P}{P_M} &= \frac{\eta_T Q H \gamma}{Q_M H_M} = \frac{Q H}{Q_M H_M} = \frac{D^2}{D_M^2} \frac{H}{H_M} \sqrt{\frac{H}{H_M}} \\ P &= P_M \frac{D^2}{D_M^2} \frac{H}{H_M} \sqrt{\frac{H}{H_M}} \end{aligned} \quad (6.22)$$

Las fórmulas (6.20) y (6.22) son llamadas Fórmulas de semejanza.

Buscando comodidad en la comparación de turbinas semejantes y de un mismo tipo se creó el concepto de valores unitarios. Con este fin, tanto el modelo como la turbina prototipo (real) no se comparan una con otra sino con una tercera turbina convencional cuyo rodete tiene un diámetro de 1 metro y una cabeza también de 1 metro. Los parámetros de tal turbina se denominan unitarios:

Velocidad de rotación unitaria n'_1 ; caudal unitario Q'_1 y potencia unitaria P'_1 .

Reemplazando en las fórmulas (6.20) a (6.22) la velocidad de rotación, el caudal y la potencia de la turbina modelo por los valores unitarios y también $D_M = 1$ $H_M = 1$; se pueden expresar los parámetros de la turbina prototipo de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} n &= n'_1 \frac{\sqrt{H}}{D} \\ Q &= Q'_1 D^2 \sqrt{H} \\ P &= P'_1 D^2 H \sqrt{H} \end{aligned} \quad (6.23)$$

pero $P'_1 = 9,81 Q'_1 \eta_T$ y entonces:

$$P_1 = 9,81 \eta_T Q'_1 D^2 H \sqrt{H}, \text{ (kW)}$$

Las relaciones (6.23) son cómodas para la elección y cálculo de los parámetros fundamentales de la turbina prototipo (real).

Resolviendo estas ecuaciones para los valores unitarios determinados en los ensayos del modelo y que caracterizan todas las turbinas semejantes de un tipo dado, se obtiene:

$$\begin{aligned} n'_1 &= \frac{n D}{\sqrt{H}} \\ Q'_1 &= \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \\ p'_1 &= \frac{P}{D^2 H \sqrt{H}} \end{aligned} \quad (6.24)$$

En las ecuaciones anteriores no se ha considerado la diferencia en las eficiencias de las turbinas modelo y prototipo. Prácticamente, las eficiencias de turbinas geométricas semejantes pero de dimensiones diferentes, son también diferentes a causa de lo cual serán también diferentes los valores de los parámetros unitarios. Por eso, al determinar los parámetros unitarios de un turbina prototipo según los resultados de los ensayos de su modelo y considerando los cambios de eficiencia, se deben utilizar las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} n'_1 &= n'_{IM} \sqrt{\frac{\eta}{\eta_M}} \\ Q'_1 &= Q'_{IM} \sqrt{\frac{\eta}{\eta_M}} \\ p'_1 &= P'_{IM} \frac{\eta}{\eta_M} \sqrt{\frac{\eta}{\eta_M}} \end{aligned} \quad (6.25)$$

Cuando la turbina opera con caídas variables o cuando se presenta la necesidad de utilizarla en otra unidad (en otra central) con una caída diferente, los parámetros de la turbina corresponderán a la nueva caída. Para determinar en

estos casos los parámetros reales de la turbina, se pueden utilizar las fórmulas (6.20) a (6.22) que gracias a la constancia de D tendrán la siguiente forma:

$$\begin{aligned} n_1 &= n \sqrt{\frac{H_1}{H}} \\ Q_1 &= Q \sqrt{\frac{H_1}{H}} \\ P_1 &= P \frac{H_1}{H} \sqrt{\frac{H_1}{H}} \end{aligned} \quad (6.26)$$

Donde: los valores con el subíndice $_1$ corresponden a la nueva caída.

6.6.2 Velocidad específica de las turbinas

Con el fin de especificar las características hidráulicas de una turbina de acuerdo con su velocidad de rotación y su capacidad de vertimiento, lo mismo que para comparar entre sí turbinas de diferentes tipos, en la construcción de turbinas se introdujo el concepto de velocidad específica.

La velocidad específica n_s es la velocidad de rotación de una turbina de tipo dado, la cual, operando bajo una caída de un (1) metro desarrolla una potencia de un caballo de fuerza.

Esta velocidad tiene un significado especial en la selección de la turbina, ya que ofrece la posibilidad de comparar todos los tipos y series de turbinas y clasificarlas de acuerdo con su velocidad de rotación y por su capacidad de dejar pasar un determinado caudal (capacidad hidráulica).

De la ecuación de semejanza (6.20) se tiene:

$$n_M = n \frac{D}{D_M} \sqrt{\frac{H_M}{H}}$$

Colocando n_s cambio de n_M y $H_M = 1$ m, se obtiene:

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \frac{D}{D_M} \quad (6.27)$$

según la ecuación (6.22) y para $P_M = 1$ H. P y $H_M = 1$ m, la potencia será:

$$P = P_M \frac{D^2}{D_M} \frac{H}{H_M} \sqrt{\frac{H}{H_M}} = \frac{D^2}{D_M^2} H \sqrt{H}$$

Colocando en la ecuación (4.27):

$$\frac{D}{D_M} = \sqrt{\frac{P}{H \sqrt{H}}}$$

entonces:

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{H \sqrt{H}}} = \frac{n \sqrt{P}}{H \sqrt{H}} \quad (6.28)$$

Donde:

n es la velocidad de rotación, r.p.m.

P es la potencia de la turbina en H.P. La velocidad específica cuando la potencia de la turbina se calcula en kW será:

$$n_s = 1,167 \frac{n}{H} \frac{\sqrt{P}}{\sqrt[4]{H}} \quad (6.29)$$

La velocidad específica se calcula en función del caudal de la turbina de la siguiente manera:

$$n_s = 3,65 \quad n \quad \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (6.30)$$

En valores unitarios y considerando la eficiencia de la turbina la velocidad específica será:

$$n_s = 3,65 \quad n'_1 \sqrt{Q'_1 \eta_T} \quad (6.31)$$

Dado que la velocidad específica depende de la potencia, de la velocidad de rotación y de la caída y cambia su valor al variar estos parámetros; al comparar turbinas del mismo tipo de acuerdo con la velocidad específica se debe hacerlo para regímenes iguales. Generalmente la velocidad específica se determina para la potencia nominal, la caída de diseño y la velocidad nominal de rotación.

El incremento de la velocidad específica para una turbina dada de caída conocida, permite construir turbinas de grandes velocidades con menores dimensiones y peso. De la fórmula (6.31) se ve que el aumento de la velocidad específica se puede lograr aumentando la velocidad unitaria n'_1 y/o la capacidad hidráulica de la turbina Q'_1 .

Por ésto, la tendencia fundamental en la actual construcción de turbinas es el aumento de la velocidad específica de las turbinas. Sin embargo, al aumentar la velocidad específica se debe considerar que lo mejor es hacerlo aumentando el caudal Q' , ya que así se logra la disminución del diámetro del rodete proporcionalmente a la raíz cuadrada del caudal unitario y el aumento de la velocidad de rotación de la turbina es proporcional a la velocidad específica; mientras que aumentar la velocidad específica gracias sólo a la velocidad unitaria conlleva sólo el aumento de la velocidad nominal sin la correspondiente disminución del diámetro del rodete.

En la (Figura 6.14) se muestran las dimensiones de rodetes de diferente velocidad específica diseñados para una potencia de un caballo de fuerza y una caída de un metro, donde se ve cómo al aumentar la velocidad específica disminuyen las dimensiones del rodete.

Las turbinas más rápidas son las de tipo axial (Kaplan), luego siguen las de tipo radial-axial (Francis) y por último, las turbinas más lentas son las Pelton. Los valores de la velocidad específica de diferentes sistemas de turbinas se muestran a continuación:

Sistema de Turbinas	Velocidad Específica (n_s)
Pelton	
de un chorro	4 - 35 r.p.m.
de dos chorros	17 - 50
de cuatro chorros	24 - 70
Francis	
lentas	80 - 120 r.p.m.
normales	120 - 250
rápidas	250 - 350
super rápidas	350 - 450
Kaplan	
lentas	300 - 550
normales	550 - 750
rápidas	750 - 1.000

6.6.3 Eficiencia de las turbinas

El valor de las pérdidas de energía en la turbina depende tanto del diámetro del rodete como de la caída. Al aumentar el diámetro del rodete, los componentes de las pérdidas de energía en la turbina (hidráulicas, de volumen y mecánicas) disminuyen relativamente y por lo tanto, la eficiencia de la turbina prototipo (real) en comparación con la del modelo debe aumentar.

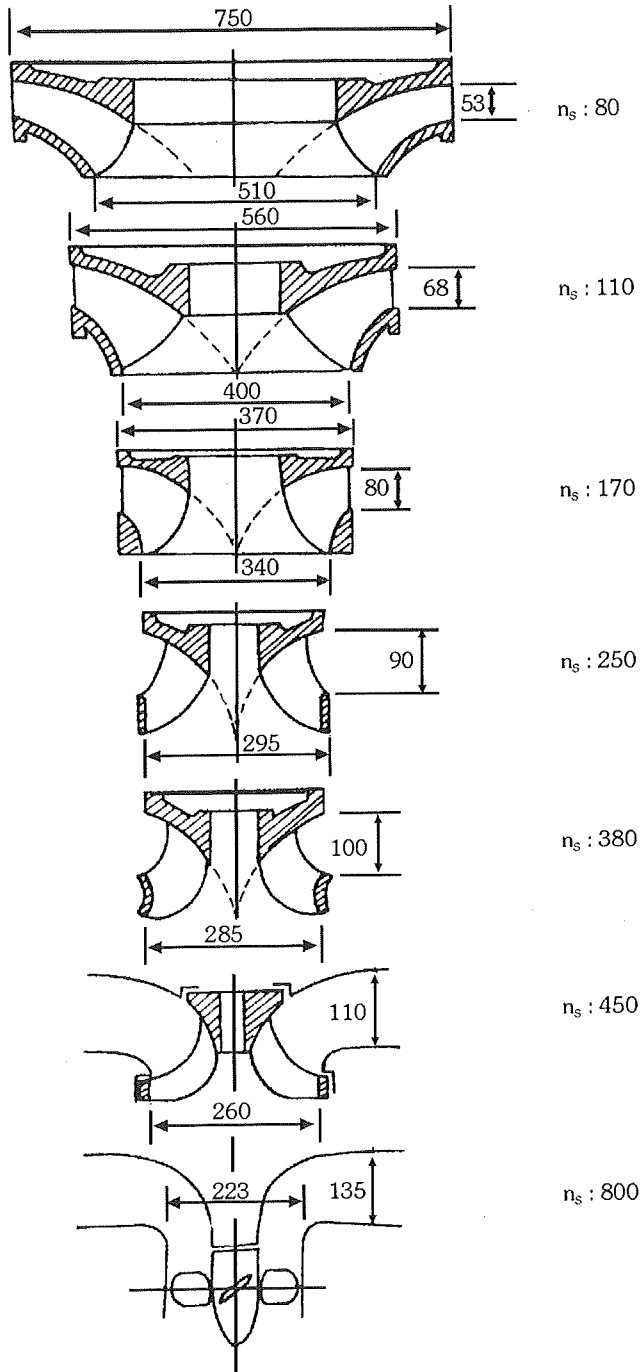


Figura 6.14 Evolución de la forma del rodete en función de la velocidad específica. Las dimensiones corresponden a rodetes de 1 C.V. y 1m de caída.

El cálculo teórico de la eficiencia de una turbina es complicado a causa de la insuficiencia en los conocimientos sobre las leyes de variación de las pérdidas de energía en la turbina. Por ésto, en la práctica la eficiencia de la turbina prototipo se calcula a partir de la obtenida en la turbina modelo por medio de fórmulas empíricas.

Las más comunes de las fórmulas empleadas son:

Para turbinas que operan con caídas $H < 150$ m:

$$\eta_T = 1 - (1 - \eta_M) \sqrt[5]{\frac{D_M}{D}} \quad (6.32)$$

Donde:

η_T es la eficiencia de la turbina prototipo.

η_M es la eficiencia de la turbina modelo.

D_M es el diámetro del rodete de la turbina modelo.

D es el diámetro del rodete de la turbina prototipo.

Para turbinas que operan con caídas $H > 150$ m:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_M) \sqrt[5]{\frac{D_M}{D}} \sqrt[20]{\frac{H_M}{H}} \quad (6.33)$$

Estas fórmulas dan un error mínimo para el régimen óptimo de la turbina ya que en esta zona el valor de las pérdidas locales de energía es mínimo. En virtud de lo anterior, el cálculo de la eficiencia de la turbina prototipo basado en la del modelo, prácticamente se efectúa de la siguiente manera:

Para las turbinas Francis según la máxima eficiencia del modelo η_M se determina la máxima eficiencia del prototipo η y se calcula la corrección $\Delta\eta = \eta - \eta_M$. Esta corrección se toma igual para toda la zona de la característica universal. Así, la eficiencia de la turbina prototipo en todos los regímenes será:

$$\eta = \eta_M + \Delta\eta$$

Para las turbinas Kaplan, se calcula la mayor eficiencia de la turbina prototipo según la máxima eficiencia de la turbina modelo para cada ángulo de giro de los álabes del rodete y, luego para cada ángulo de giro según las máximas eficiencias de las turbinas prototipo y modelo se determina su corrección $\Delta\eta = \eta - \eta_M$ la cual se toma como constante para todos los puntos de la característica universal de este ángulo de giro.

Al determinar la eficiencia de las turbinas prototipo Pelton, se puede omitir la corrección por cambio de diámetro del rodete y de la caída, si el modelo se ensayó con un chorro de diámetro mayor de 55 mm. En tales casos la eficiencia del prototipo se puede tomar igual a la del modelo.

Las máximas eficiencias de las grandes turbinas pueden tomar los siguientes valores:

	η
Turbinas Francis $D > 6,5$ m. para $\eta_s = 200 - 220$	94,0 - 95,0%
Turbinas Kaplan $D > 8,5$ m. para $\eta_s = 450$	94,0%
Turbinas Pelton $D > 3,5$ m. para $\eta_s = 18 - 20$	92,0%

6.6.4 Cavitación en las turbinas

La cavitación es un fenómeno que se presenta en diferentes elementos y aparatos cuyo proceso está relacionado con el movimiento del agua a altas velocidades. Este fenómeno puede producir la alteración del régimen normal de operación y funcionamiento y la destrucción de los elementos por donde transita el flujo.

La cavitación se presenta frecuentemente en las turbinas. Como se sabe, en un flujo que posee determinada energía, los elementos constitutivos de ésta pueden variar. Si como resultado de la geometría (forma y dimensiones de la sección transversal) de un tramo de la turbina en el flujo se presenta un aumento local de la velocidad, entonces la componente cinética de la energía aumenta y por lo tanto, la energía de presión disminuye. Si la presión en el flujo para una temperatura dada disminuye hasta la presión de vapor de agua, entonces se presenta la ebullición en frío del agua y en el flujo aparecen burbujas de vapor. Dado que el agua del río contiene siempre aire disuelto y al hervir el agua éste fácilmente se libera, entonces las burbujas que se forman aparecen llenas de una mezcla de vapor de agua y de aire. Si estas burbujas son transportadas por el mismo flujo a una zona de mayor presión, entonces el vapor de agua se condensa y el aire no alcanza a disolverse en el agua ya que este proceso de disolución del aire en el agua requiere de mucho más tiempo. Como resultado de la condensación del vapor de agua, en las burbujas queda un aire fuertemente enrarecido. La presión exterior del flujo es mayor que en las burbujas y esto produce un fenómeno de compresión sobre ellas. Este proceso termina cuando la energía cinética del agua, dirigida hacia el centro de las burbujas con una determinada velocidad, se convierte en energía de presión del aire comprimido. Entonces, el proceso de compresión termina, pero la presión en las burbujas de aire se torna mayor que la presión del flujo exterior. Las burbujas de aire aumentan de tamaño, gastando energía de presión al transmitir cierta velocidad al flujo, dirigida desde el centro de la burbuja. Cuando se ha gastado toda la energía, la presión en la burbuja de nuevo se torna menor que en el flujo y el proceso se repite.

De tal manera, se presenta una pulsación de las burbujas. Los experimentos han demostrado que todo este proceso ocurre a una gran velocidad; la frecuencia de las pulsaciones de las burbujas alcanza varios cientos de veces por segundo y la presión en las burbujas comprimidas se eleva hasta varias decenas de millones de Pascales (varios centenares de atmósferas). Pero lo más frecuente es que al condensarse el vapor ocurra la explosión de las burbujas, acompañada de un extraordinario aumento de la temperatura local. Si el proceso ocurre cerca de la superficie de cualquier elemento de la turbina, ésta experimentará golpes hidráulicos y mecánicos frecuentes y de gran fuerza que producen la fatiga del metal, el cual comienza a destruirse. El fenómeno de destrucción del metal se llama erosión; la superficie destruida tiene aspecto delgado; la cavitación puede adquirir una gran intensidad. Se conocen casos cuando de los rodetes de turbinas, tras un período relativamente corto, se erosionaron varios cientos de kilos de metal. Una cavitación fuertemente desarrollada, puede conllevar a una disminución extraordinaria de la eficiencia, lo cual puede producir una caída sustancial de la potencia. La erosión del metal es más intensa si es acompañada de corrosión. Por eso, los aceros de aleación a base de carbón, se destruyen más fácilmente que los que contienen cromo. De ahí que una de las formas de combatir la erosión causada por la cavitación, es usar piezas de acero con un adecuado contenido de cromo, que las hace inoxidable.

Para determinar las condiciones que producen la cavitación, en la (Figura 6.15) se muestra el esquema de una turbina. Se supone que en el álabe del rodete en el punto K, apareció la cavitación. Esto significa que en el punto K la presión cayó hasta la presión de formación de vapor; ahora se encontrará esa presión.

Considerando el tramo K - 2 y 2 - 3, se obtiene la ecuación de Bernoulli para el flujo elemental; como superficie de referencia se toma el nivel aguas abajo. En el tramo K - 2, se tiene un movimiento relativo del flujo con respecto al álabe, por Ésto, la ecuación de Bernoulli se debe tomar para el movimiento relativo.

- tramo K - 2.

$$\frac{p_K}{\gamma} + \frac{W_K^2 - u_K^2}{2g} + H_s + h = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{W_2^2 - u_2^2}{2g} + H_2 + \sum_{K-2} h$$

Donde:

W es la velocidad relativa.

u es la velocidad perimetral.

h son las pérdidas de cabeza.

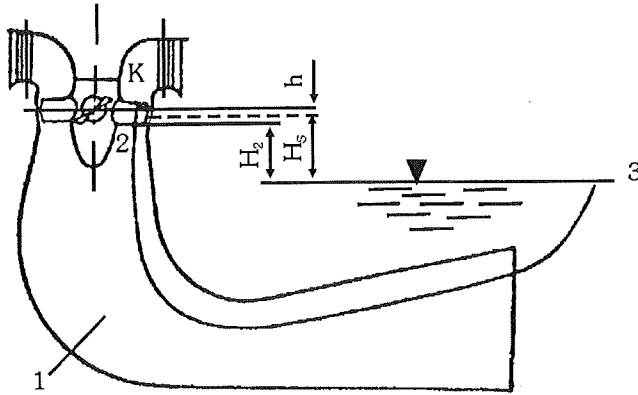


Figura 6.15 Esquema de una turbina para determinar las condiciones que producen cavitación.

- tramo 2 - 3

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + H_2 = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + \sum_{2-3} h$$

Luego de resolver simultáneamente las dos ecuaciones anteriores se obtiene:

$$\frac{p_K}{\gamma} + \frac{W_K^2 - u_K^2}{2g} + H_s + h + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{W_2^2 - u_2^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} - \frac{u_3^2}{2g} + \sum_{K-3} h$$

véase que P_3 es la presión atmosférica;

$$\frac{p_3}{\gamma} = H_{atm}$$

Cuando la presión en el punto K es igual a la presión de formación de vapor p_K , la ecuación obtenida determina el comienzo de la cavitación. Entonces se puede escribir:

$$\frac{p_K}{\gamma} = H_v$$

La velocidad V_3 es suficientemente pequeña y se desprecia;

$$\sum_{K-3} h = C_{K-3} \times H$$

Donde: C es el coeficiente de pérdidas.

Colocando en la ecuación los valores mencionados, efectuando la correspondiente reagrupación, los cambios de signos y dividiendo todos los miembros por H, se obtiene:

$$\frac{H_B - H_D^v - H_S - h}{H} = \frac{W_K^2 - W_2^2 + u_2^2 - u_K^2 + V_2^2}{2 \cdot g \cdot H} - \frac{C}{K-3} \quad (6.34)$$

La parte derecha de la igualdad es, para un tipo dado de turbina y para un régimen de operación considerado, un valor constante dependiente sólo de la geometría de la parte en contacto con el flujo de la turbina y no depende de sus dimensiones o de la caída.

Denominando:

$$\frac{W_K^2 - W_2^2 + u_2^2 - u_K^2 + V_2^2}{2 \cdot g \cdot H} - \frac{C}{K-3} = \sigma_T \quad (6.35)$$

El coeficiente σ_T se llama coeficiente de cavitación de la turbina o coeficiente de Thoma.

Nótese que la parte izquierda de la ecuación (6.34) depende sólo de los parámetros de la central y de la posición vertical con respecto al nivel aguas abajo.

Denominando:

$$\frac{H_{atm} - H_v - H_S + h}{H} = \sigma_{CHE} \quad (6.36)$$

σ_{CHE} es el coeficiente de cavitación o de Thoma de la central.

Entonces la condición de aparición de la cavitación se escribe:

$$\sigma_{CHE} = \sigma_T \quad (6.37)$$

De la ecuación (6.36):

$$H_B - H_S + h - \sigma_T H = H_D^v$$

Si la parte izquierda de la ecuación es menor que H_v , entonces se presenta la cavitación y al contrario. Así, la condición de ausencia de cavitación será:

$$H_B - H_S + h - \sigma_T H \geq H_D^v$$

o

$$H_s \leq H_B - H_v + h - \sigma_T H \quad (6.38)$$

De esta expresión se ve que la altura H_s , llamada sumergencia y que caracteriza la posición vertical de la turbina con respecto al nivel aguas abajo es mayor, mientras es menor el coeficiente de cavitación de la turbina σ_T . Por lo tanto, las turbinas con menor coeficiente de cavitación poseen las mejores características por concepto de cavitación. Este coeficiente se determina experimentalmente en laboratorio y en forma indirecta. Variando la posición vertical de la turbina con respecto al nivel aguas abajo, se mide la eficiencia de la turbina modelo y se construye la característica cuyo modelo se muestra en la (Figura 6.16).

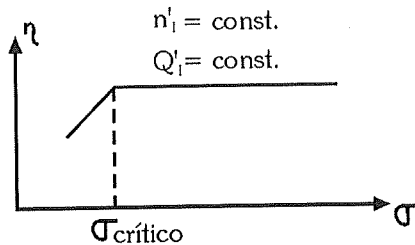


Figura 6.16 Variación de la eficiencia en función de la posición vertical de la turbina.

En la característica se marca el punto en el cual se presenta una caída de eficiencia. Se considera que esta caída es causada por la aparición de cavitación en la turbina. El valor σ para el cual se presenta la caída de eficiencia es un valor crítico σ_{CRIT} y es el coeficiente de cavitación de la turbina para un régimen dado.

Para las turbinas Kaplan el punto de aparición de la cavitación se toma con referencia al eje de rotación de los álabes. Para las turbinas Francis se toma con referencia a la superficie inferior del distribuidor. Para las turbinas horizontales se toma con referencia a la cota superior de la cámara del rodete. Desde estas cotas o niveles se mide la sumergencia H_s . En este caso el valor h en la fórmula (6.38) pierde sentido y se puede excluir. Teniendo en cuenta que en los cambios posibles de temperatura, la presión de formación de vapor varía en un rango pequeño, se toma $H_{\text{atm}} - H_v = 10$ m para una cota absoluta de la central igual a cero. La corrección $\frac{\square}{900}$ considera la altura de la casa de máquinas, donde

$\square$ es la cota del nivel de aguas abajo en metros sobre el nivel del mar.

Además, generalmente, el coeficiente de cavitación se aumenta en un 5 a 10%. Para una caída grande se toma el menor valor.

Así, la fórmula para determinar la sumergencia toma la siguiente forma:

$$H_s \leq 10 - \frac{\sigma}{900} - (K) \sigma_T H \quad (6.39)$$

Donde:

$$1,05 \leq K \leq 1,10$$

Prácticamente, en las grandes turbinas actuales el coeficiente de cavitación varía entre los valores 0,4 y 2,0 para turbinas Kaplan y de 0,03 a 0,35 en las turbinas Francis.

Como se sabe, para evitar la cavitación, en el diseño de centrales hidroeléctricas se debe considerar que el coeficiente de cavitación de la turbina σ_T debe ser algo menor que el correspondiente a la central. Esto se puede lograr, usando turbinas con pequeños σ_T o aumentando el coeficiente de la central σ_{CHE} , para lo cual se debe disminuir el valor de la sumergencia H_s . Sin embargo, la disminución de la sumergencia H_s generalmente exige la profundización de la turbina, lo cual produce grandes y costosas excavaciones. Para evitar esto, la tendencia es la de utilizar turbinas con valores pequeños de σ_T , es decir, con características óptimas por cavitación.

La sumergencia H_s para las turbinas Kaplan verticales, se mide desde el eje de giro del rodete hasta el nivel mínimo aguas abajo (Figura 6.17a) y para las Francis, desde la superficie del anillo inferior del distribuidor hasta el nivel mínimo aguas abajo (Figura 6.17c). En las turbinas horizontales de espiral y de bulbo, la sumergencia es la distancia vertical desde el punto superior del rodete hasta el nivel mínimo aguas abajo (Figura 6.17d). La sumergencia se considera positiva si el nivel mínimo del agua se encuentra debajo de los puntos o cotas de las turbinas arriba mencionados. Por el contrario, una sumergencia negativa indica que el rodete de la turbina está por debajo del nivel mínimo aguas abajo.

6.7 ENSAYOS EN MODELOS Y CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS

Para construir una turbina y tener una idea completa sobre su comportamiento se debe saber:

- Los datos energéticos y de cavitación de la turbina dada para todos sus posibles regímenes de operación, es decir, saber cómo varía la eficiencia y el coeficiente de cavitación de la turbina en función de las variaciones de su potencia y caída.
- Las fuerzas que actúan en los elementos de la turbina al cambiar el régimen de operación o funcionamiento: sobre el distribuidor, sobre los álabes, etc.

Con todo, los métodos actuales de cálculo y diseño de los elementos de la turbina, no permiten en forma completa y teóricamente, determinar la mejor

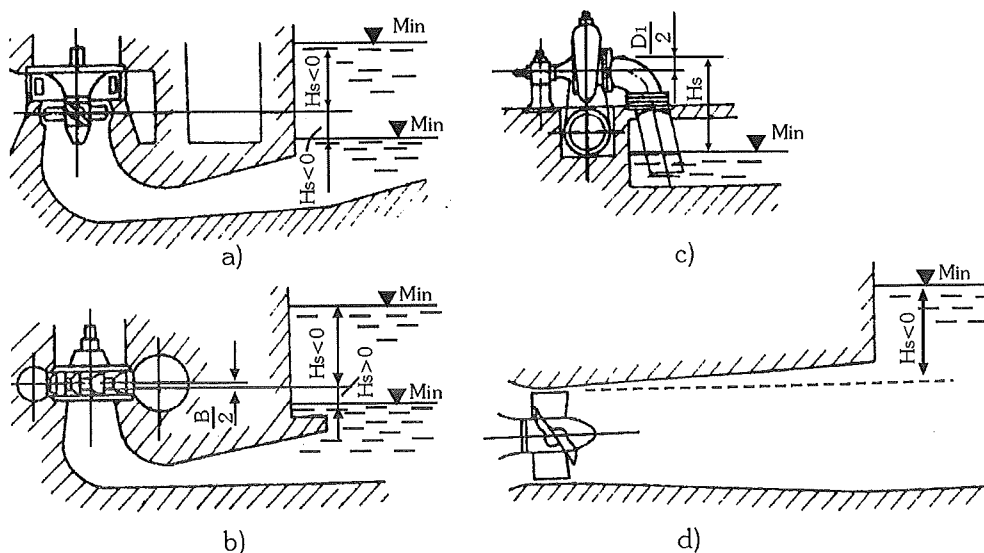


Figura 6.17 Sumergencia en diferentes turbinas

- a) Kaplan
- b) Francis vertical
- c) Francis horizontal
- d) Bulbo

configuración del espiral, del tubo de succión o del rodete que posean la mayor eficiencia y las mejores características de cavitación para una caída y caudal dados. Por ello, al diseñar una turbina, generalmente se calculan varias alternativas de espiral, tubo de succión y rodete y se construyen sus modelos. Luego, estos modelos se ensayan en laboratorios y así se establecen las formas y dimensiones óptimas de sus partes componentes.

Los ensayos en modelos se efectúan en dos grandes direcciones: energética y de cavitación.

En la parte energética se investiga la eficiencia en función del régimen de operación de la turbina.

Las investigaciones en el campo de la cavitación permiten establecer la relación entre el coeficiente de Thoma y el régimen de operación.

Como resultado de los ensayos de laboratorio, en un gran intervalo de regímenes de operación, se construyen las características de las turbinas, las cuales dan una idea completa sobre sus indicativos energéticos y de cavitación.

Los resultados fundamentales de los ensayos energéticos y de cavitación en modelos de turbinas se representan en la característica universal de la turbina (Figura 6.18). En el eje de las abscisas aparece el caudal unitario Q'_1 y en eje de las ordenadas, la velocidad de rotación unitaria n'_1 . En el campo de estas coordenadas se dibujan las líneas de igual eficiencia del modelo η_M ; las líneas de iguales coeficientes de cavitación σ_T ; las líneas de igual abertura de los álabes a_0

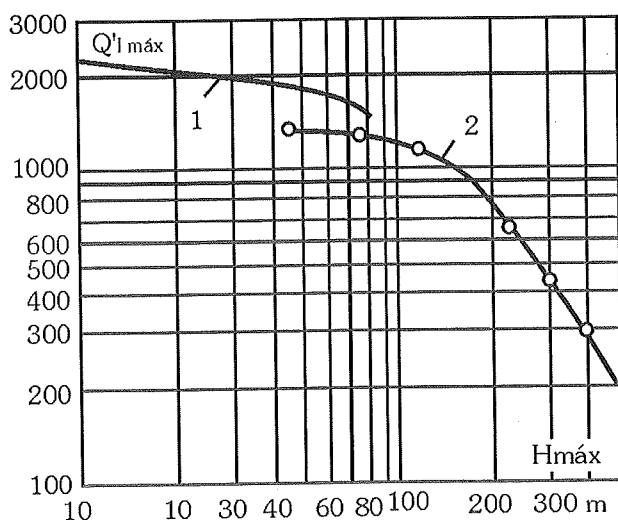


Figura 6.19 Valores máximos aproximados de los caudales unitarios en función de la caída.
1. Turbinas Kaplan 2. Turbinas Francis.

Las características universales de las turbinas tienen gran importancia y significado. Ellas dan la posibilidad de determinar en forma cómoda y sencilla la eficiencia η , la abertura de los álabes a_0 , el coeficiente de cavitación σ_T , el ángulo de giro de las aletas del rodete φ° , (para las turbinas Kaplan) en función del régimen de operación.

Conociendo el caudal unitario Q' , y el diámetro del rodete de la turbina D se puede, con ayuda de la característica universal, determinar la potencia de la turbina teniendo en cuenta la eficiencia en un punto dado de la característica universal. Teniendo los valores de los coeficientes de cavitación y las caídas de la turbina prototipo se puede, para cada potencia, determinar el valor límite de la sumergencia H_s .

Teniendo las características universales, para una potencia y caída de turbina dadas, se pueden determinar fácilmente sus dimensiones fundamentales como son: el diámetro del rodete D , la velocidad de rotación n , el caudal Q , lo mismo que los parámetros energéticos y de cavitación.

La característica universal se construye en valores unitarios y por lo tanto utilizarla directamente en la operación de la turbina es incómodo; ella sirve sólo para determinar las dimensiones y características de una turbina dada.

Ahora bien, para detectar y evaluar los cambios de eficiencia en los diferentes regímenes de operación de la turbina, en la central hidroeléctrica se construye la característica de trabajo, que muestra la variación de la eficiencia en función de la potencia de la turbina y se expresa por medio de la curva $\eta = f(P)$ para una caída constante y una velocidad de rotación.

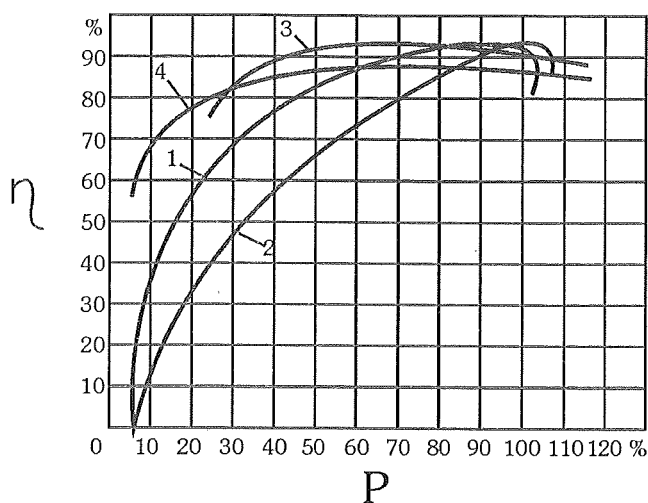


Figura 6.20 Característica de trabajo de diferentes turbinas

- | | |
|------------|-------------|
| 1. Francis | 2. Diagonal |
| 3. Kaplan | 4. Pelton |

En la (Figura 6.20) se muestran las características de trabajo para turbinas de diferente tipo.

Comparando estas características se ve que la zona más estrecha de altas eficiencias corresponde a las turbinas Francis. La característica de esta turbina muestra que los valores de la eficiencia son bastante altos en su zona óptima.

La característica de trabajo de la turbina Kaplan, gracias a la posibilidad de girar las aletas del rodete al ángulo óptimo tiene la curva de las eficiencias alargada en el sentido de las potencias. Las turbinas de este tipo conservan valores altos de la eficiencia en un rango de potencias considerable y poseen la eficiencia media de trabajo más alta.

Las turbinas Pelton conservan valores altos de la eficiencia para un mayor rango de variación de la potencia que el de las turbinas Kaplan, pero los valores de la eficiencia son menores que los de las Francis y Kaplan.

Basados en la sola característica de trabajo, es difícil obtener una idea sobre todos los regímenes de operación de la turbina: para cada caída se debe tener una curva separada. Además, estas características de trabajo no muestran los parámetros de cavitación de la turbina. Así, usando las características de trabajo se construye la característica universal de operación (Figura 6.21) en la cual, para una velocidad de rotación n constante, en las coordenadas de caída H (eje de ordenadas) y de potencia P_T (eje de abscisas), se dibujan las líneas de igual eficiencia y las líneas de igual sumergencia. Además, se representan las líneas de limitación de potencia establecidas para caídas menores que la

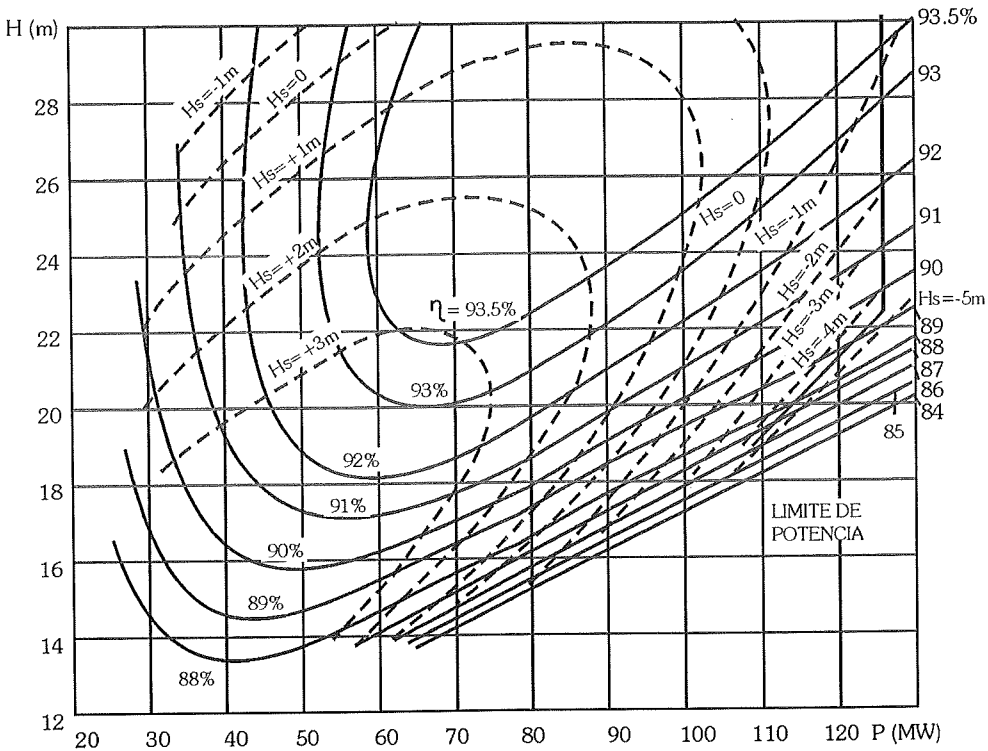


Figura 6.21 Característica universal de operación de una turbina Kaplan.

de cálculo por los parámetros de la turbina y mayores que ésta por los parámetros del generador.

La característica universal de operación muestra la interrelación entre los parámetros fundamentales de la turbina y, especialmente, la eficiencia de la turbina en función de la carga y la caída para una velocidad de rotación normal (nominal). Esta característica tiene una importancia especial en la organización de la correcta operación del equipo electromecánico (energético) de la central.

La construcción de las características de trabajo y de operación se efectúa a partir de la característica universal de la turbina modelo del tipo escogido para un diámetro dado del rodete D , una velocidad de rotación n y para caídas dentro de un rango de variación comprendido dentro de las posibilidades físicas reales de la central.

6.8 CARACTERÍSTICAS DE EMBALAJE

Si se desconecta la unidad (generador y turbina) de la red eléctrica, sin cerrar los álabes del distribuidor, ésta empezará a elevar su velocidad de rotación, la cual, después de cierto tiempo, alcanzará su máximo valor llamado velocidad de embalaje.

El valor de la velocidad de embalaje de una unidad se debe conocer para calcular la resistencia de los elementos de la turbina en rotación o afectados por ella, lo mismo que los del generador. Este valor no se puede determinar teóricamente, por lo cual, se halla experimentalmente en los modelos de las turbinas.

En los ensayos, el modelo se lleva hasta la velocidad de embalaje y se construye una característica especial de embalaje, en la cual se da la curva de la velocidad unitaria de embalaje n'_{le} en función de la abertura de los álabes del distribuidor.

La velocidad del embalaje de la turbina prototipo se calcula por la fórmula:

$$n_e = n'_{le} \frac{\sqrt{H_{MAX}}}{D} \quad (6.40)$$

Para las turbinas Francis y Pelton, la velocidad de embalaje depende de la abertura de los álabes y de la caída. Para las Kaplan, esta velocidad depende además, del ángulo de giro de los álabes del rodete φ . La mayor velocidad de embalaje se obtiene para una abertura total de los álabes del distribuidor o cercana a ella.

La práctica ha mostrado que la relación entre la velocidad de embalaje y la nominal (o normal) (n_e/n) en las turbinas prototipo (reales) alcanza: en las turbinas Francis 1,70 a 2,0, en las turbinas Kaplan 2,0 a 2,2 cuando se conserva la relación de combinación, de lo contrario será de 2,4 a 2,6 e incluso 3,0.

6.9 PRESIÓN AXIAL DEL AGUA

El flujo de agua al pasar por el rodete, causa un esfuerzo axial que actúa en el rotor. El valor de este esfuerzo se debe conocer para calcular las partes de la turbina y el generador.

Aproximadamente, el valor de este esfuerzo se puede calcular con la siguiente fórmula empírica:

$$P_{AX} = k D^2 H_{MAX} \gamma, \quad (\text{kg}) \quad (6.41)$$

Donde:

D y H_{MAX} son el diámetro del rodete y la caída máxima, m.

γ peso específico del agua.

k coeficiente que depende del tipo de rodete.

Para las turbinas Francis k depende de la velocidad específica del rodete y para las Kaplan de la cantidad de álabes del rodete. Los valores de k se dan en el (Cuadro 6.1).

Cuadro 6.1 Valores de k para determinar la presión axial del agua

Turbinas Francis		Turbinas Kaplan	
Velocidad específica n_s	k	Número de álabes del rodete	k
90	0,055-0,90	4	0,67
100	0,060-0,11	5	0,69
150	0,11-0,16	6	0,71
200	0,16-0,22	7	0,73
250	0,22-0,30	8	0,75
300	0,30-0,35	-	-
350	0,37-0,42	-	-
400	0,40-0,45	-	-

* Los valores menores de k se deben tomar para grandes diámetros del rodete.

6.10 ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS DE LAS TURBINAS

La parte sumergida (húmeda) de una turbina reactiva de eje vertical y de construcción normal, se compone de los siguientes elementos (Figura 6.22): cámara de turbina 1 (generalmente en forma de espiral), estator 2, distribuidor 3, rodete de trabajo 4, foso del rodete 5 (anillo de apoyo en las Francis) y tubo de succión 6.

La cámara de la turbina que en planta generalmente tiene forma de espiral o caracol, conduce de una manera uniforme el agua a los álabes. Del espiral el agua entra al estator de la turbina pasando por los espacios entre los álabes del distribuidor. De allí el agua llega al rodete cuya construcción depende del tipo de turbina y luego entra al tubo de succión que la conduce al canal o túnel de fuga aguas abajo de la central.

La parte sumergida de las turbinas activas Pelton (Figura 6.23) se diferencia radicalmente de la correspondiente a las turbinas reactivas. La conducción del agua desde la tubería de presión 1 hasta el rodete 2, se efectúa a través de una válvula de aguja 3 de cono o aguja interior 4 movable, la cual hace las veces de álabes del distribuidor. El mecanismo tiene una tapa superior 5.

La válvula de aguja o tobera es un cilindro que termina en forma de cono truncado, de cuyo orificio sale un chorro a una gran velocidad, el cual choca contra las cucharas del rodete haciéndolo girar. El cono o aguja interior al moverse longitudinalmente en una u otra dirección, varía las dimensiones del orificio de salida de la válvula, regulando así el caudal y la potencia de la turbina.

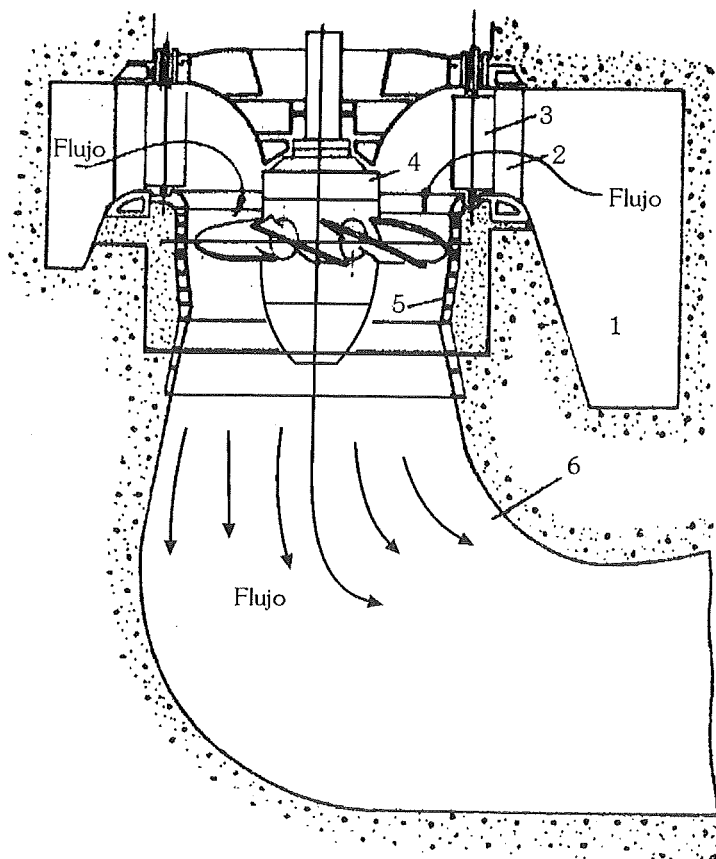


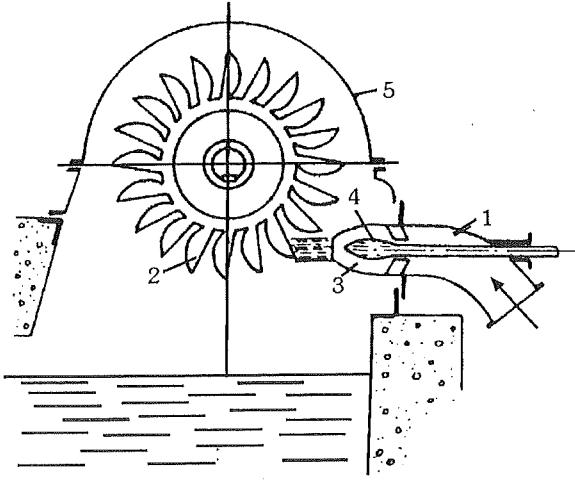
Figura 6.22 Esquema del tramo sumergido de una turbina reactiva.

- | | | |
|-------------------------|--------------------------|--------------------------------|
| 1. Caracol o espiral | 2. Estator de la turbina | 3. Distribuidor con sus álabes |
| 4. Rodete de la turbina | 5. Foso de la turbina. | 6. Tubo de succión. |

6.10.1 El espiral o caracol

La conducción del agua al distribuidor y al rodete de las turbinas respectivas, se realiza por medio de cámaras de diferentes tipos: abiertas, de techo, de espiral, en concreto o metálicas. La elección del tipo de cámara, está condicionada por la caída y las dimensiones de la turbina.

La conducción en espiral del agua a la turbina es la más económica, ya que así se obtienen las menores dimensiones del bloque correspondiente a la turbina, por eso, el tipo de cámara más difundido es precisamente el de espiral (Figura 6.24), utilizado en turbinas medianas y grandes. Las secciones transversales de tales cámaras van disminuyendo desde su entrada hasta su terminación.



1. Cuerpo de la válvula de agua 2. Cangilones o cucharas
3. Tobera 4. Aguja de regulación. 5. Tapa o cubierta.

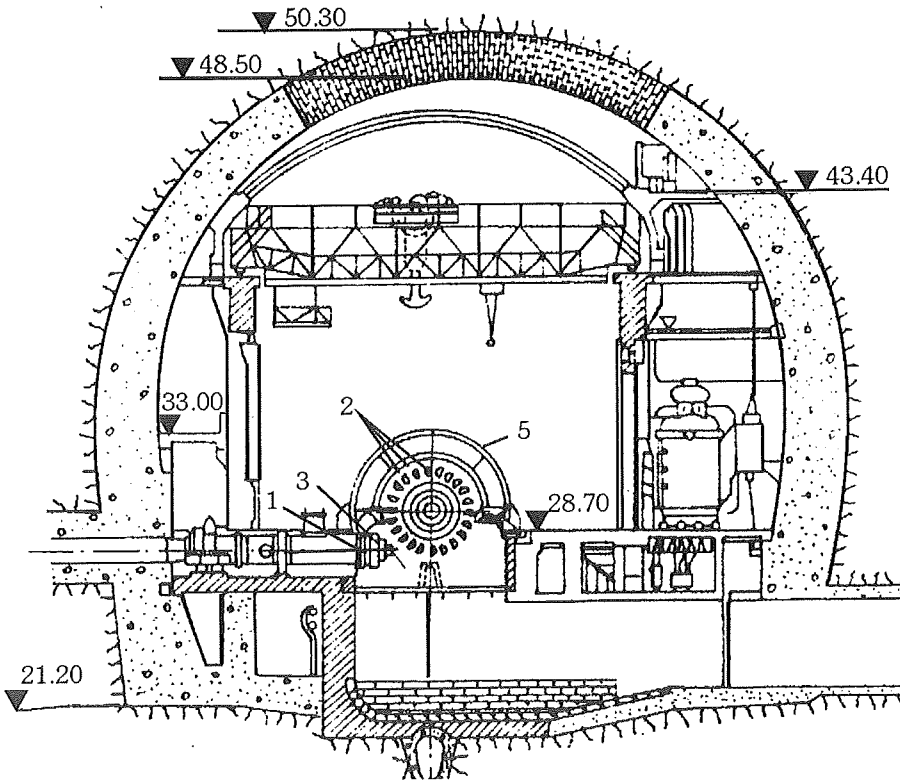


Figura 6.23 Esquema de una turbina activa (Pelton)

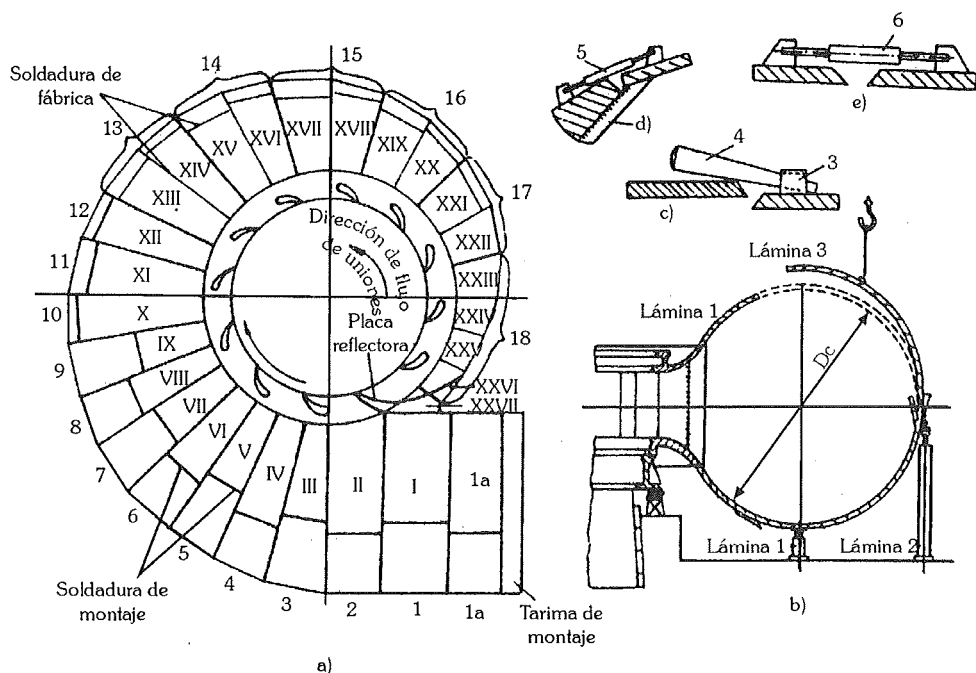


Figura 6.24 Esquema de montaje de un espiral de láminas

- a) Esquema del espiral
- b) Esquema de montaje de una lámina
- c) Soldadura de una junta
- d) Unión de una lámina con el costado superior del estator
- e) Tensionado de una junta
1. Gatos hidráulicos de instalación
2. Gatos hidráulicos de regulación
3. Ángulo
4. Cuña
5. Barra
6. Apoyo.

Para caídas menores de 80 m., en las turbinas de eje vertical, generalmente se utilizan espirales de concreto, cuya sección transversal está formada por líneas rectas en "T". (Figura 6.25a). Estas cámaras se revisten parcial o totalmente con láminas de acero.

Para caídas iguales o mayores de 80 m., cuando es imposible construir espirales en concreto, se hacen metálicos. Para el metal, la forma más indicada es la circunferencia. Para tal forma, las láminas de acero tienen el menor espesor (Figura 6.25b y 6.24). Las láminas de acero para pequeños diámetros pueden ser enterizas, es decir, fundidas en su totalidad (Figura 6.25). Para diámetros mayores, las láminas se sueldan en el sitio.

A medida que la caída crece, se hace necesaria la construcción de espirales metálicas embebidas en concreto armado; parte de la carga es soportada por el revestimiento metálico y parte es transmitida por el concreto a la armadura circular, o al contrario (Figura 6.26).

El ángulo de cobertura del espiral de concreto φ para caídas hasta de 30 m. puede alcanzar 180° a 200° ; para caídas de 30 a 50 m. se recomienda tomar dentro de un rango de 200° a 225° y para caídas de 50 a 80 m. de 225° a 270° . En los espirales metálicos (Figura 6.27) el ángulo de abarcamiento φ generalmente se toma igual a 345° .

La determinación de las dimensiones y forma del espiral, ya sea circular o en forma de "T" se efectúa partiendo de las dos siguientes condiciones:

a. La llegada del agua a la turbina se realiza de una manera uniforme en todo el perímetro del distribuidor y por lo tanto, la velocidad radial del flujo dirigida perpendicularmente al eje de la turbina, es igual en cada punto del perímetro, y será:

$$V_2 = \frac{Q}{\pi D_0 b_0}$$

Donde:

Q caudal que pasa por la turbina, m^3/s .

D_0 diámetro exterior de los álabes, m.

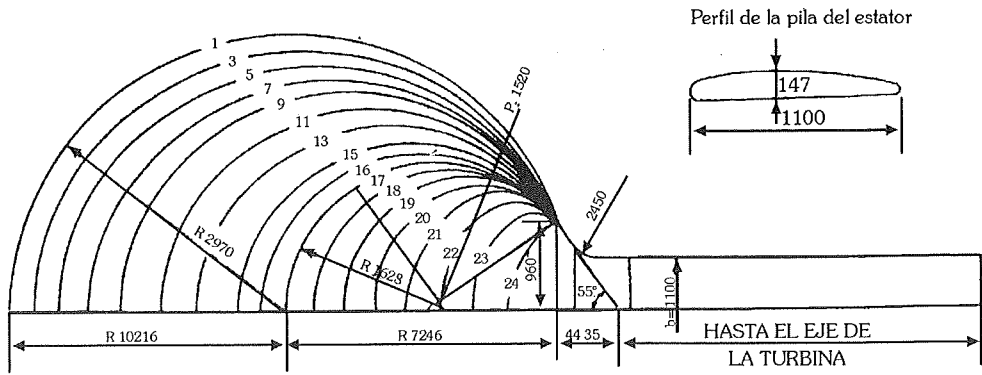
b_0 altura de los álabes, m.

b. El movimiento del agua en el espiral, es regido por la ley de constancia de las áreas, según la cual, la velocidad periférica V_U en cualquier punto del flujo de radio r es constante:

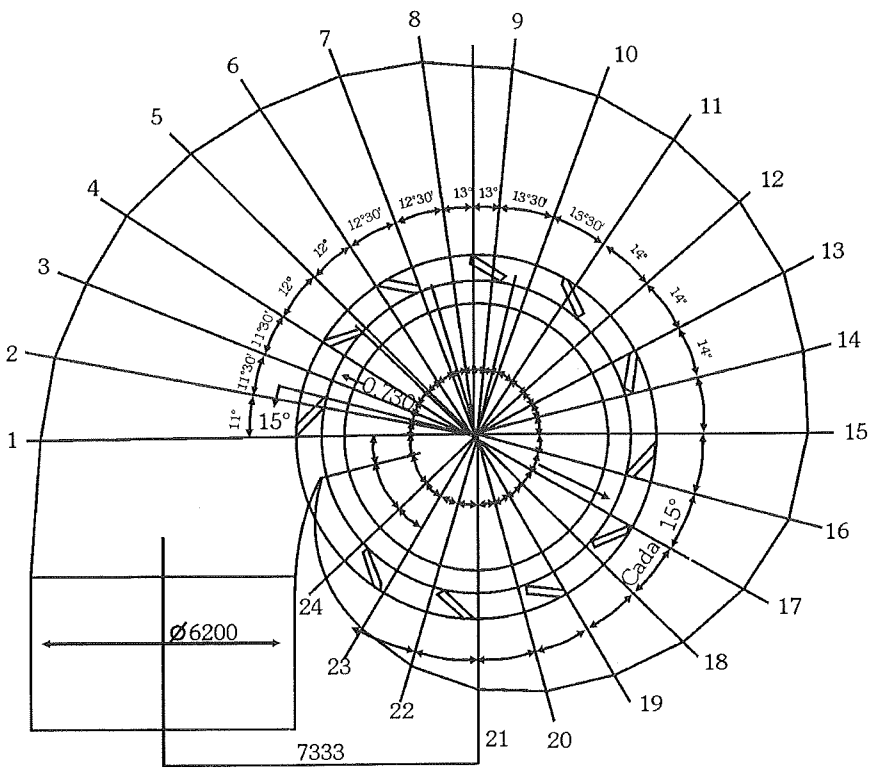
$$V_U \cdot r = \text{const} = k$$

Las dimensiones del espiral se determinan por el área de su sección transversal de entrada, en función de la velocidad del agua en esta sección y del caudal de diseño, lo mismo que del ángulo de cobertura del espiral φ . Así, después de elegir la forma de la sección de entrada del espiral y dándose una velocidad según la (Figura 6.28), se determina el área de la sección de entrada. Luego se calculan las siguientes secciones que garantizan una distribución uniforme del agua en todo el perímetro de los álabes. Este cálculo se efectúa en forma grafo-analítica o analítica.

El estator de la turbina es un elemento intermedio entre el espiral de la turbina y el distribuidor y sirve para transmitir a la fundación las cargas producidas por el peso de las partes estáticas y giratorias de la unidad, por la presión axial del agua sobre el rodete y del peso del macizo de concreto sobre la unidad. Las pilas del estator se diseñan y orientan según la dirección del flujo.



Vista en corte



Vista en planta

Figura 6.27 Esquema de un espiral metálico de sección circular.

El estator se construye como una pieza independiente sólo en los espirales de concreto y metálicos fundidos de manera enteriza de las turbinas de eje vertical. En los espirales de láminas soldadas en turbinas de eje vertical y en las de eje horizontal, el estator generalmente va unido al espiral, formando un sólo bloque.

Adicionalmente, se puede agregar que el aumento del ángulo de cobertura del espiral, ya sea de concreto o metálico, generalmente aumenta la eficiencia de la turbina η_T .

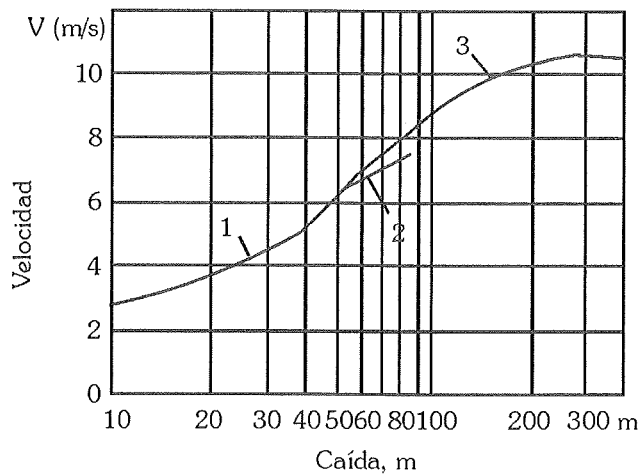


Figura 6.28 Velocidades medias de entrada al espiral

1. Sección en concreto para turbina Kaplan
2. Espiral metálica de turbina Kaplan
3. Espiral metálica de turbina Francis

6.10.2 El distribuidor de las turbinas

El distribuidor de las turbinas reactivas sirve para imprimir al flujo la dirección necesaria en la entrada a las álabes del rodete y para regular el caudal en función de la carga y de la velocidad de rotación de la turbina. En posición cerrada, los álabes del distribuidor interrumpen completamente el paso del agua al rodete y cumplen el papel de una válvula cerrada, colocada antes de la turbina.

La variación del caudal y del ángulo de entrada del flujo al rodete, se realiza girando los álabes. La creación de una entrada suave del agua a los álabes del rodete de las turbinas Kaplan en todos los regímenes de operación, se garantiza haciendo girar simultáneamente los álabes del distribuidor y del rodete de la turbina.

La posición de los álabes en el proceso de regulación, se define por su abertura a_0 la cual es la menor distancia entre el vértice de un álabe y el cuerpo del siguiente (Figura 6.29).

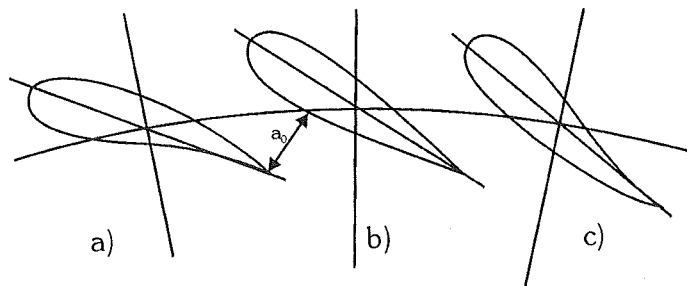


Figura 6.29 Esquemas de los tipos de álabes
a) Cónico
b) Simétrico
c) Convexo

El perfil y las dimensiones de los álabes se diseñan en función de las dimensiones y tipo del espiral, lo mismo que del tipo de rodete. En la (Figura 6.29), se muestran los tres perfiles de álabes más usados: cóncavo, convexo y simétrico.

En el perfil cóncavo, el flujo, pasando por los álabes, efectúa un giro adicional antes de llegar al rodete. Tales perfiles se utilizan cuando la cámara de la turbina es abierta.

En el perfil convexo, el flujo, luego de pasar por los álabes, efectúa un giro en sentido contrario al eje del rodete, como desenvolviéndose, antes de pasar por éste. Estos perfiles se utilizan en turbinas Francis con cámaras en espiral.

En las turbinas Kaplan con cámaras en espiral se utilizan perfiles de forma simétrica y sencilla.

En la (Figura 6.30) se muestra el esquema de las fuerzas que actúan en un álabe en posición cerrada. La resultante de las presiones P está aplicada en un

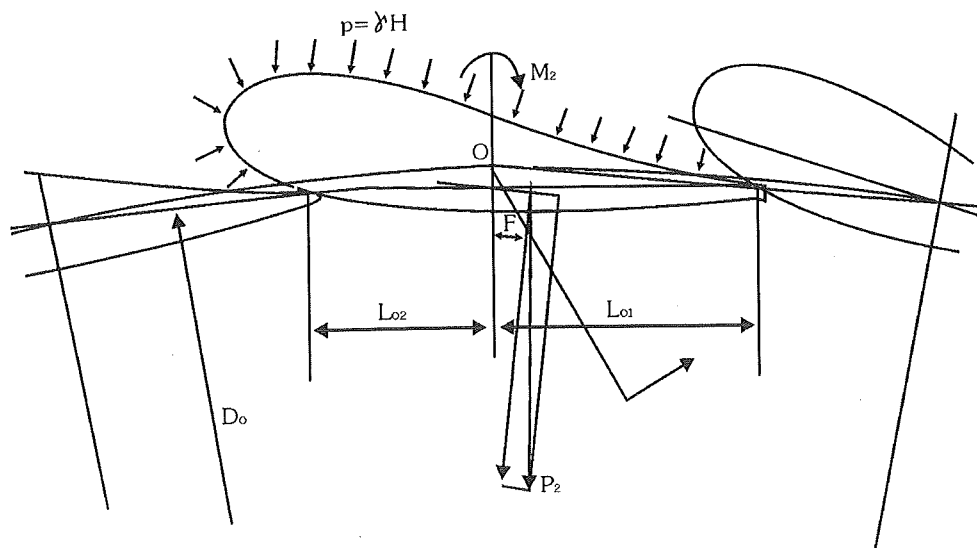


Figura 6.30 Esquema de las fuerzas que actúan sobre un álabe en posición cerrada.

punto alejado del eje de giro del álabe una distancia igual a la excentricidad E hacia la salida del álabe. El valor de la excentricidad, generalmente se toma entre 0.03 y 0.05 L .

La excentricidad para la cual el momento hidráulico M_H trata de abrir el álabe, se considera positiva. Cuando la excentricidad es negativa, el álabe tratará de cerrarse.

Los álabes en una turbina activa o Pelton, en realidad no existen como tales. Sus funciones las cumple una válvula de aguja, de sección circular, en cuyo interior un cono o aguja se mueve longitudinalmente. Se trata de un elemento en el cual la energía de presión se transforma en energía cinética. Sirve también para variar lentamente el caudal al regular el régimen de la turbina.

La válvula de aguja (Figura 6.31) se compone de un codó 1, un cilindro que termina en cono truncado 2, de una aguja 3 que se apoya en un soporte 4. La configuración del cilindro y de la aguja tal que garanticen altas eficiencias, se escoge con base a ensayos en modelos.

Las dimensiones del cilindro y la aguja, lo mismo que el número de chorros, dependen del caudal para una caída dada.

Para cerrar rápidamente la turbina se debe cortar el paso de agua en forma inmediata. Si esto se realiza con la aguja, cerrando momentáneamente el cilindro, en la tubería de presión se produce el golpe de ariete, lo cual puede ocasionar graves accidentes. Para evitar lo anterior, la turbina se cierra momentáneamente, orientando el chorro hacia un lado de las cucharas del rodete, por medio de un aparato especial, llamado deflector (Figura 6.31). En las (Figuras 6.32 y 6.33) se muestran algunas partes constructivas del distribuidor.

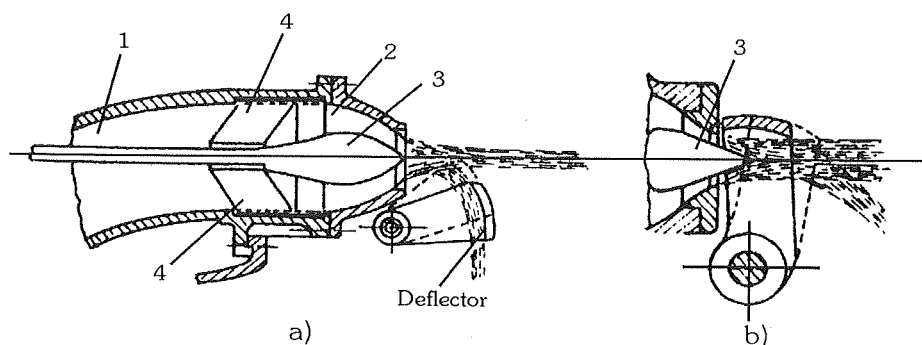


Figura 6.31 Válvula de una turbina Pelton

- a) Válvula con guía de flujo
- b) Desviador del chorro, o deflector.

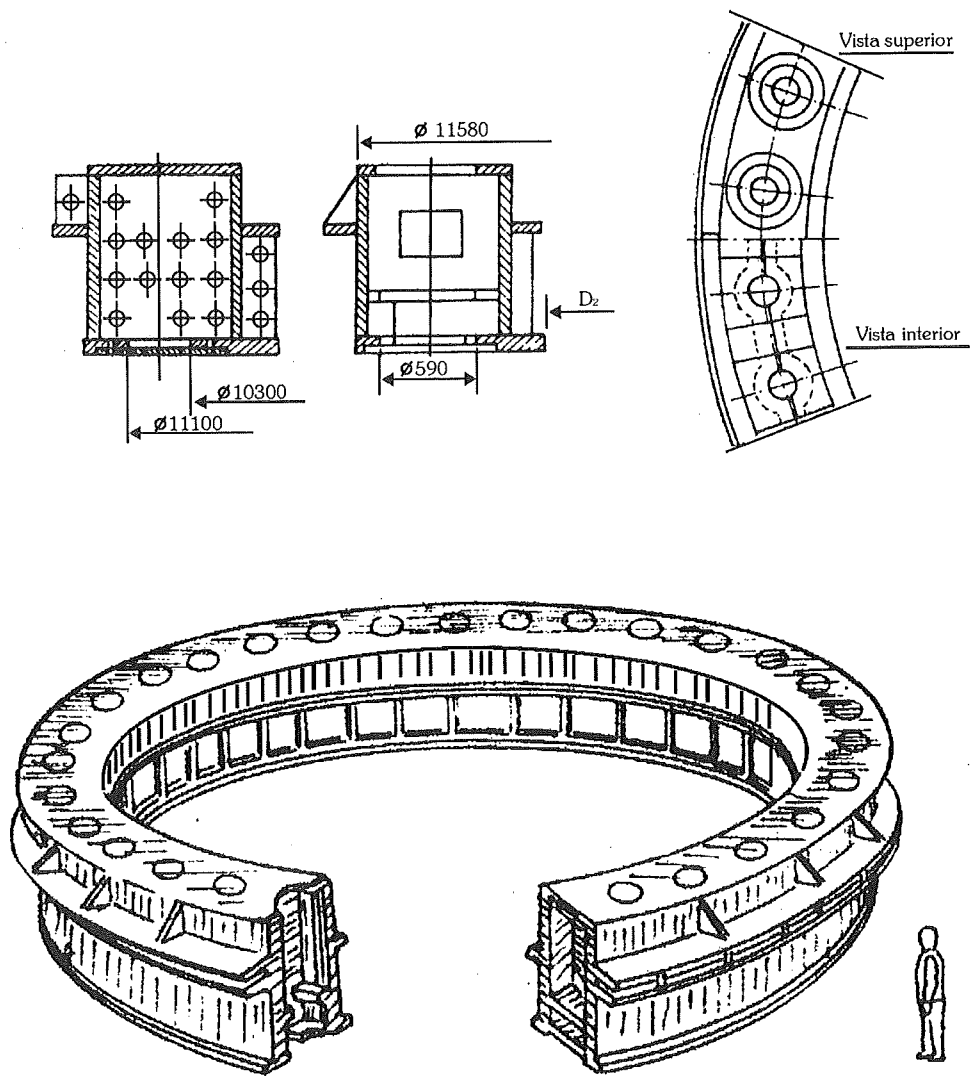


Figura 6.32 Anillo superior del distribuidor de una gran turbina.

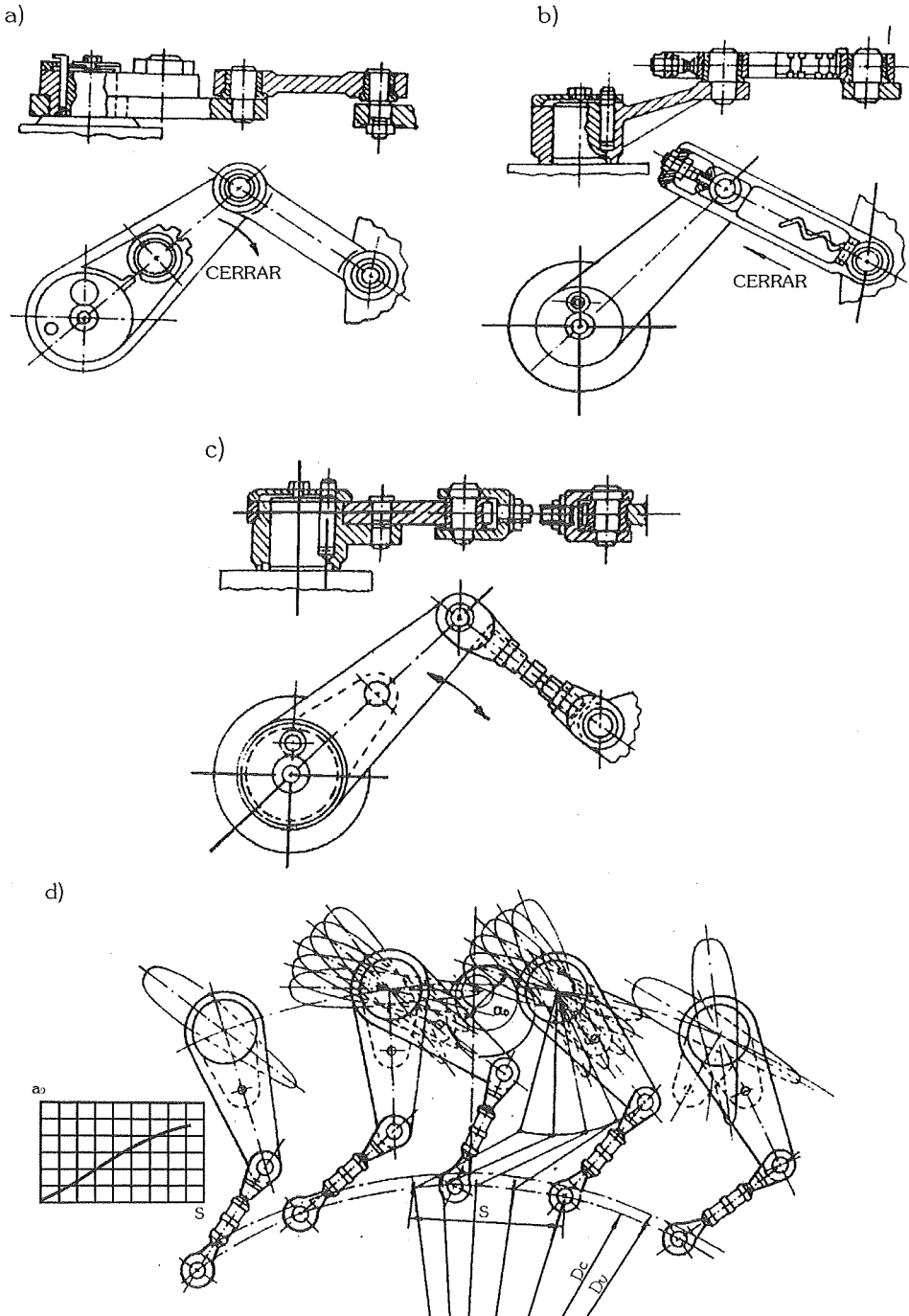


Figura 6.33 Esquemas de accionamiento de los álabes del distribuidor

- a) Con palanca giratoria
- b) Con tuercas móviles
- c) Con palanca móvil
- d) Construcción del distribuidor

6.10.3 Los rodetes de las turbinas

El rodete de la turbina Francis (Figura 6.34) se compone de tres elementos principales: el cono de entrada 1, los álabes 2 y el anillo inferior 3.

La particularidad constructiva de los rodetes en las turbinas Francis, consiste en la entrada radial del agua a los álabes y su salida paralela al eje de la turbina axial, lo mismo que la presencia del anillo inferior que se une con los bordes exteriores de los álabes.

Con el fin de garantizar altos indicadores energéticos de la turbina, los álabes del rodete se construyen siguiendo formas complicadas en el espacio. El número de álabes depende de la velocidad específica del rodete y se toma igual a 9 en los rodetes de baja caída (velocidad específica alta) hasta 21 en los rodetes de alta caída (velocidad específica baja).

En la (Figura 6.34) se muestra el diámetro D del rodete. Como ilustración, en las (Figuras 6.35 y 6.36) se muestran algunos rodetes de turbinas Francis.

El rodete de la turbina Kaplan (Figura 6.37) se diferencia del correspondiente a la turbina Francis en que el flujo, tanto a la entrada como a la salida de él, sigue una dirección paralela a su eje (axial), lo mismo que por la ausencia del anillo inferior propio de las turbinas Francis. El número de álabes del rodete en este tipo de turbinas es menor que el de las Francis, pero tienen la posibilidad de girar alrededor de su propio eje, lo cual es imposible en otros tipos de turbinas. El rodete en las turbinas Kaplan se compone de cuerpo principal 1, álabes 2, cono del fuselaje 3 y el foso de la turbina 4, (Figura 6.37).

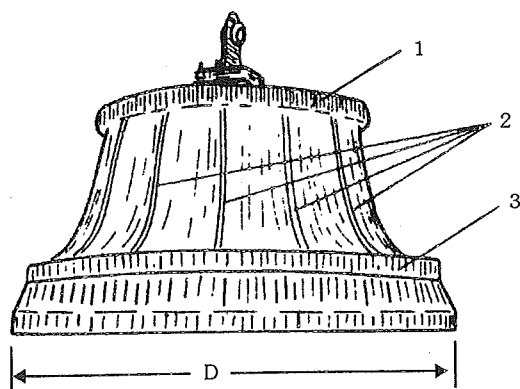


Figura 6.34 Rodete de una turbina Francis

1. Cono de entrada
2. Los álabes
3. Anillo inferior

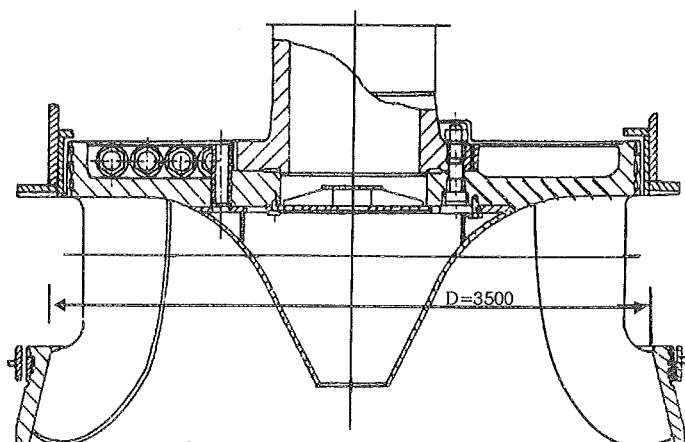


Figura 6.35 Rodete de una turbina Francis

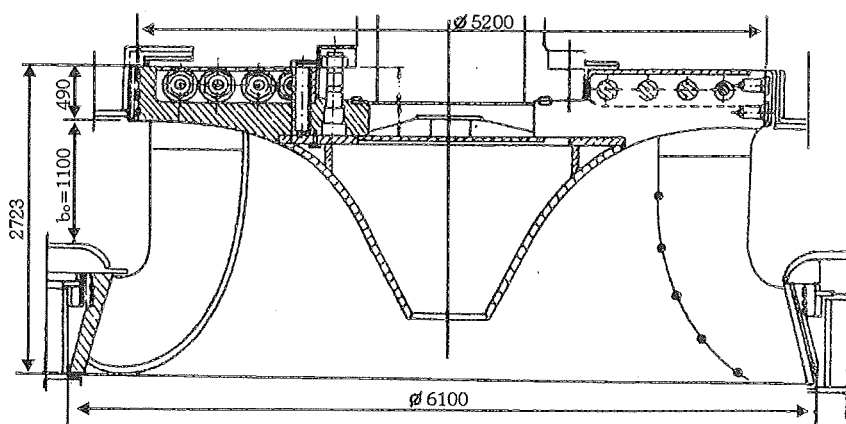


Figura 6.36 Rodete de una turbina Francis

El número de álabes y el diámetro del cuerpo principal, aumenta al aumentar la caída de la central. Para caídas de 20 m. y menos, el rodete se construye generalmente de 4 álabes; para caídas de 40 a 80 m. hasta de 8 álabes. El diámetro del cuerpo principal depende del número de álabes y se encuentra entre $0.35 D$ para 4 álabes y 0.60 para 8 álabes.

El mecanismo de giro de los álabes del rodete (servomotor), por lo general, se encuentra dentro del cuerpo del rodete, aunque en algunas ocasiones se construye sobre el rodete, a los lados del eje entre la turbina y el generador.

El rodete se sitúa dentro del foso de la turbina 4, cuya parte superior se encuentra arriba del eje de giro de los álabes y es de forma cilíndrica. La parte del foso situada por debajo del eje de giro de los álabes es de forma esférica (Figura 6.37). Esta configuración del foso garantiza un mínimo de pérdidas de agua entre los álabes en movimiento y éste, ya que la distancia entre ellos es mínima; además, no obstruye el montaje de la turbina.

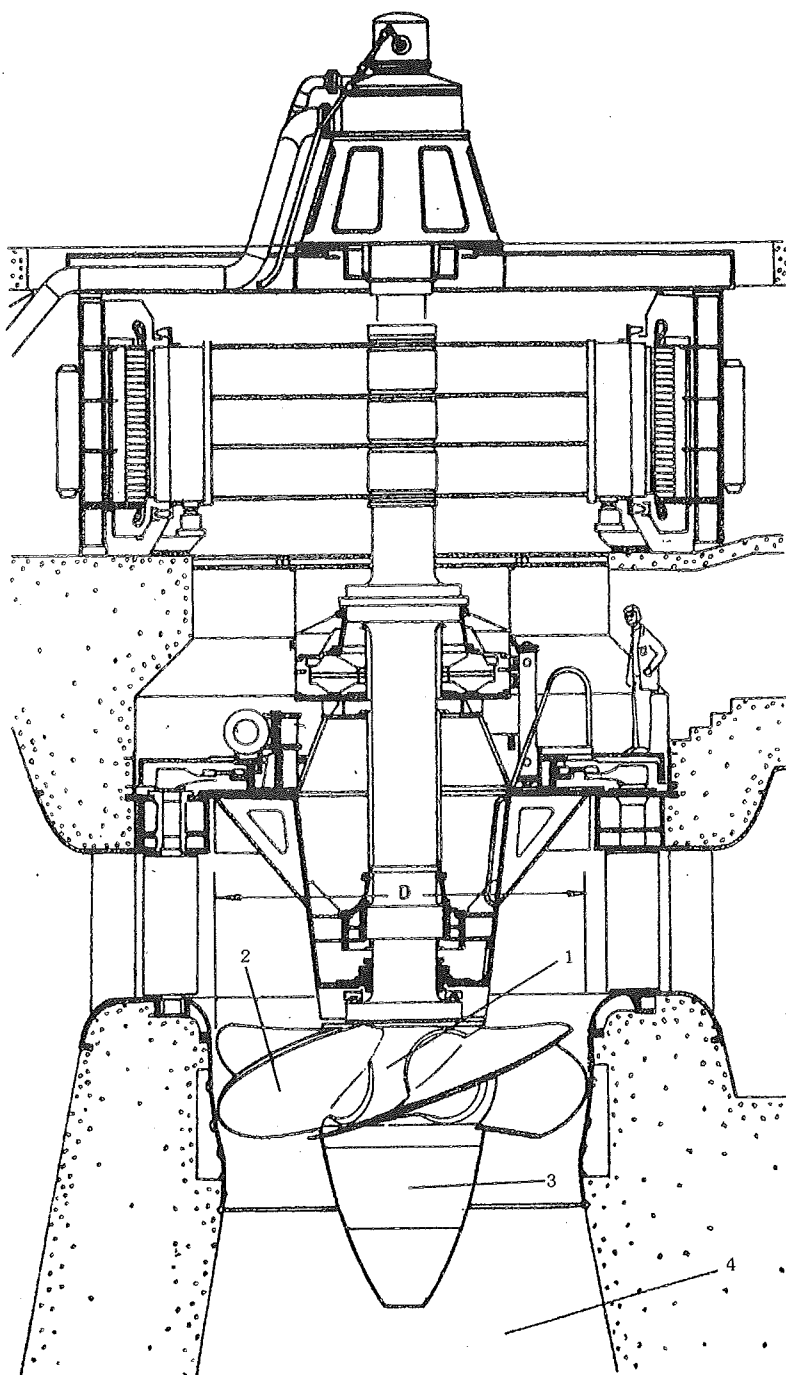


Figura 6.37 Rodete de una turbina Kaplan

1. Cuerpo principal
2. Álabes
3. Cuerpo de fuselaje
4. Foso de la turbina

En la (Figura 6.37) se muestra el diámetro D del rodete. Como ilustración en las (Figuras 6.38 y 6.39) se muestran algunos rodetes de turbinas.

El rodete de la turbina Pelton (Figura 6.40) se compone de un disco 1 y de cucharas o cangilones especiales 2 situadas a lo largo de su perímetro. En realidad se trata de dos cucharas unidas entre sí en forma simétrica por una cuchilla afilada. El chorro que se estrella en la cuchara es dividido en dos por esta cuchilla y cada parte sigue la dirección marcada por cada una de las cucharas unidas entre sí. Generalmente, el rodete posee de 18 a 26 pares de cucharas o cangilones.

En la (Figura 6.1) se muestra el diámetro D del rodete.

6.10.4 Tubos de succión

El tubo de succión de una turbina reactiva sirve para evacuar el agua del rodete hacia el canal o túnel de fuga, con las mínimas pérdidas de energía.

La utilización del tubo de succión da la posibilidad de situar el rodete de la turbina sobre el nivel mínimo aguas abajo, sin perder caída y utilizar una parte considerable de la energía cinética del agua al salir del rodete. El tubo de succión tiene una importancia especial en las centrales de baja caída donde el flujo, después de pasar por el rodete, conserva aún hasta el 40 a 50% de su energía.

Al disponerse de tubo de succión, bajo el rodete de la turbina, se forma un vacío y la caída total actuante en los álabes del rodete será igual a la caída estática que es la diferencia de alturas del nivel agua arriba (nivel del embalse, generalmente) y la sección de salida del rodete de la turbina más el valor producido por el tubo de succión.

La utilización de la energía cinética del flujo que sale del rodete, se realiza diseñando el tubo de succión en forma de cono abierto en la dirección del flujo. Esta construcción hace que la velocidad del agua a su salida sea considerablemente menor que en la entrada al tubo y por lo tanto, se disminuyen las pérdidas de energía del flujo. El valor de la altura de succión y el ángulo de abertura del cono tienen determinados límites, dictados por la necesidad de evitar una cavitación de características no permisibles.

La forma óptima del tubo de succión que garantiza el mínimo de pérdidas, es el cono de eje recto. Tales tubos se pueden utilizar sólo en turbinas horizontales y en las verticales de baja potencia, ya que por la longitud necesaria de estos tubos rectos L (4,5 a 5,0) D en las turbinas medianas y grandes, exige una profundización excesiva de la casa de máquinas. Por esta razón, en las turbinas medianas y grandes se utilizan tubos de succión curvos, es decir, de codo.

El tubo de succión curvo (Figuras 12.1 y 12.2) se compone de un cono o difusor 1 de sección circular. Este difusor se une con el codo 2 cuya sección de entrada tiene forma circular y la sección de salida forma rectangular. Al codo se une el difusor horizontal 3 de sección rectangular. Estos tubos deben ser lo suficientemente lisos como para garantizar un mínimo de pérdidas.

Las dimensiones del tubo de succión curvo, que establecen su posición dentro de la casa de máquinas, son su altura h y su longitud L .

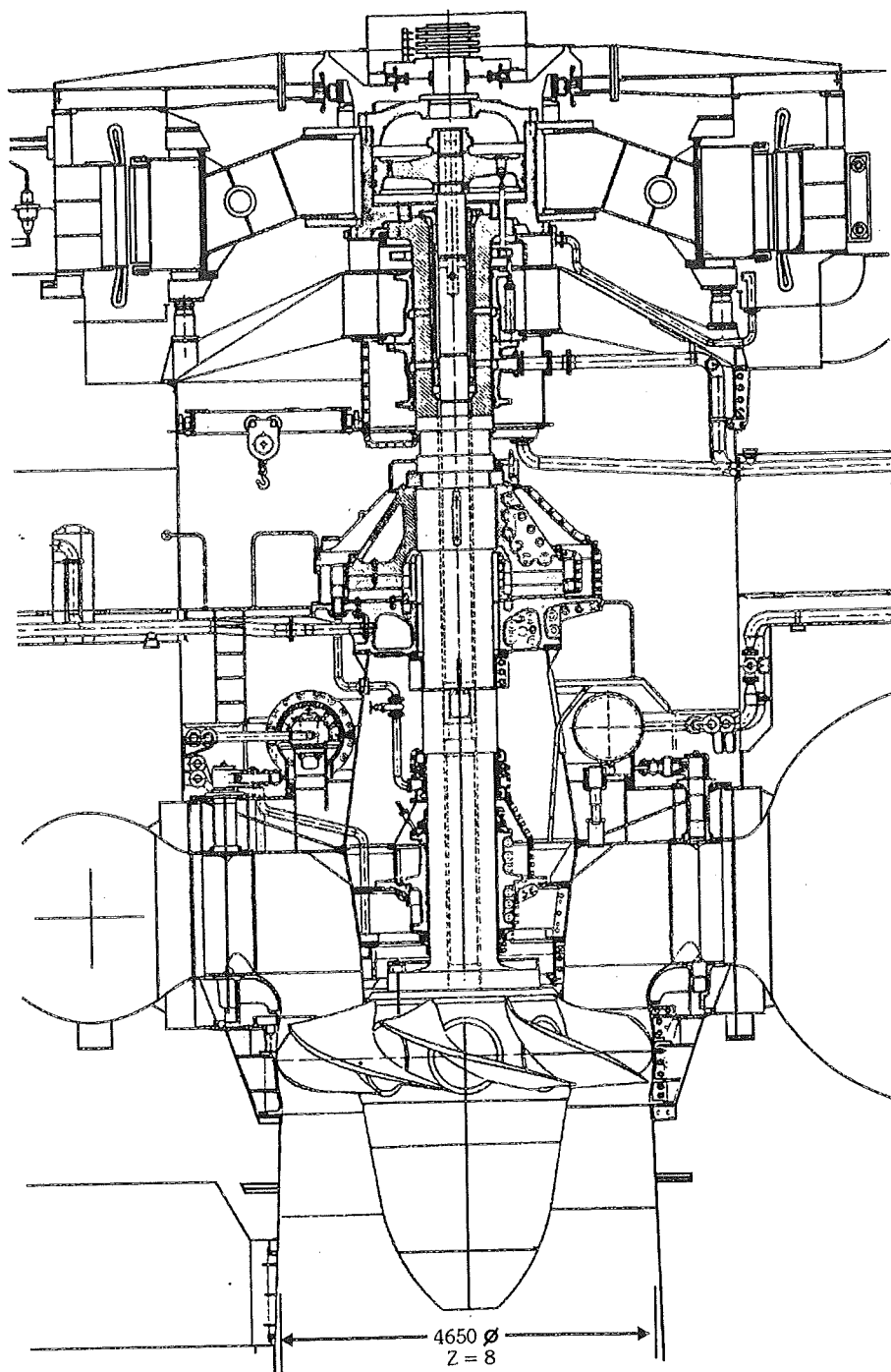


Figura 6.38 Esquema de una turbina Kaplan y su espiral.

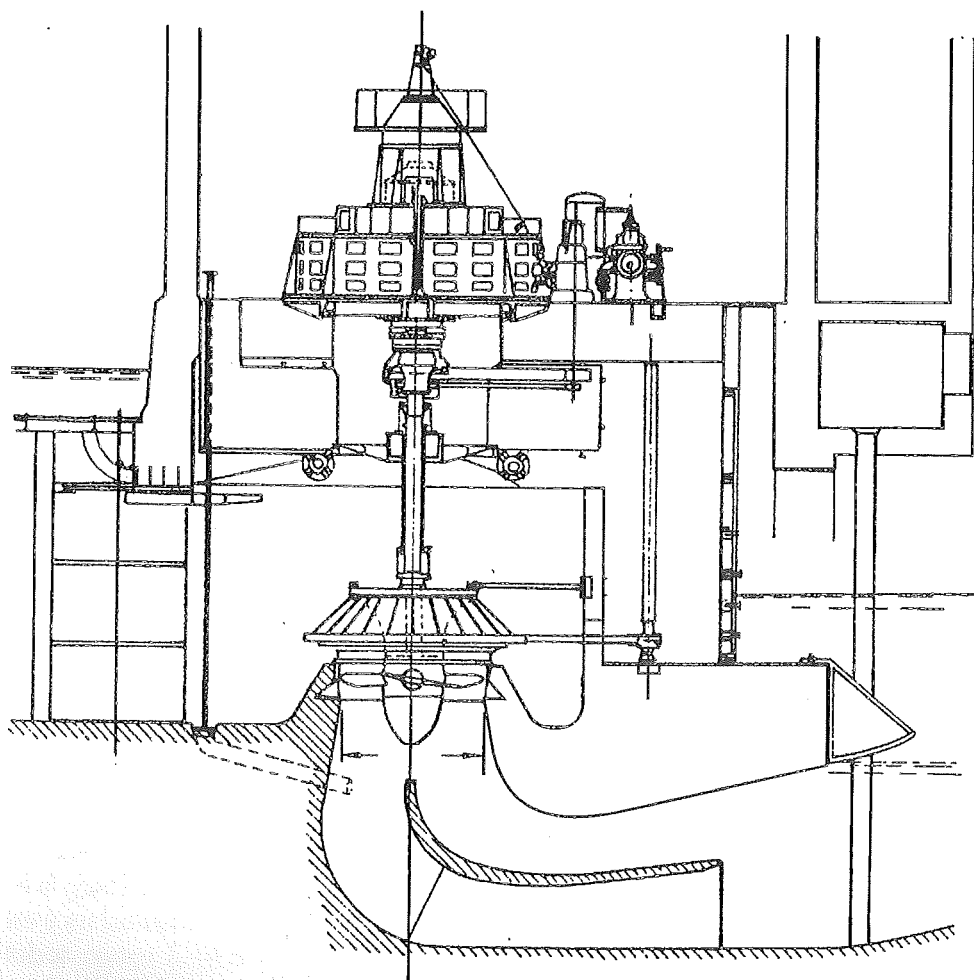


Figura 6.39 Esquema de una turbina Kaplan.

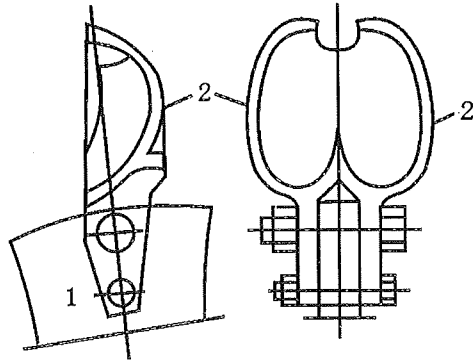


Figura 6.40 Cangilones de una turbina Pelton.

1. Rodete
2. Cangilones o cucharas

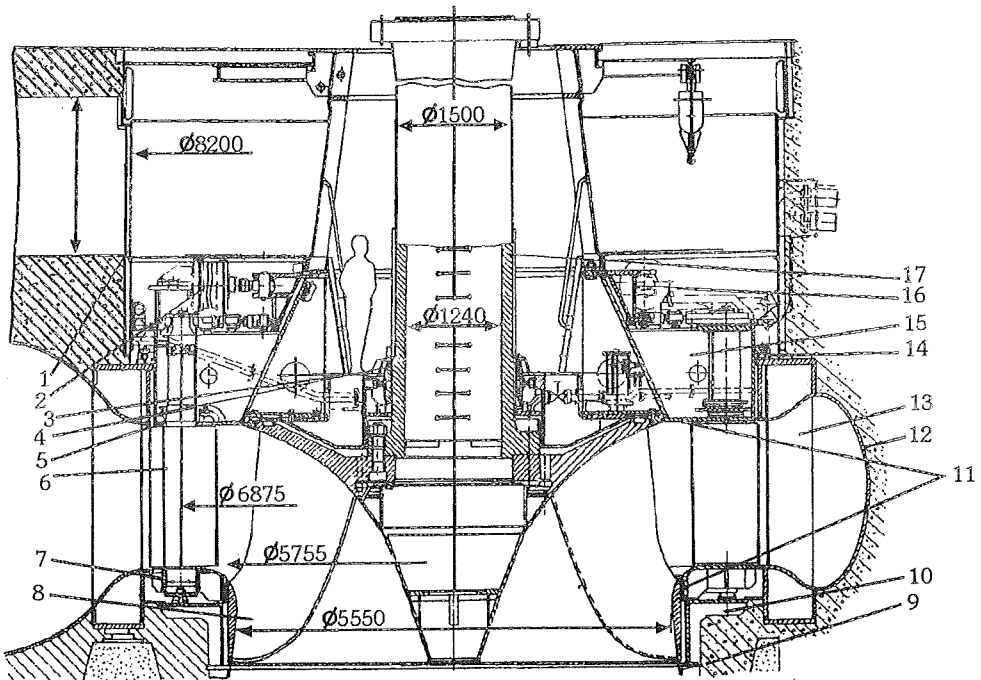


Figura 6.41 Corte de una turbina Francis.

- | | |
|---|--------------------------|
| 1. Revestimiento del paso de la turbina | 10. Anillo inferior |
| 2. Servomotores | 11. Anillo de contacto |
| 3. Soporte | 12. Espiral metálica |
| 4. Cojinete direccional | 13. Estator |
| 5. Cojinete | 14. Soporte |
| 6. Distribuidor | 15. Tapa de la turbina |
| 7. Cojinete | 16. Anillo de regulación |
| 8. Rodete | 17. Eje de la turbina |
| 9. Revestimiento tubo de succión | |

Para garantizar indicativos energéticos suficientemente buenos, la altura h de los tubos de succión de turbinas verticales, se recomienda tomar así:

- En turbinas Kaplan para caídas hasta de 30 m. $h = (1,9 \text{ a } 2,3) D$;
- En turbinas Kaplan para caídas de 30 a 80 m. h no menos de $2,3 D$;
- En turbinas Francis $h = (2,3 \text{ a } 2,6) D$
- En turbinas localizadas en centrales subterráneas se recomienda utilizar tubos curvos más altos $h = (4,0 \text{ a } 5,0) D$
- Donde D es el diámetro del rodete de la turbina.

Al disminuir considerablemente la altura del tubo se produce la vibración de la unidad, ya que el vórtice que sale del rodete llega a la zona del codo del tubo creando un flujo demasiado inestable. Además, es desde todo punto de vista deseable realizar la disminución de velocidad del agua en la parte inicial del difusor, pero como éste no puede tener un ángulo de abertura demasiado grande porque el flujo se desprende de sus paredes, entonces, en este sentido, son más deseables los tubos altos. Generalmente el ángulo de abertura del difusor en cada lado varía entre 7° y 11° (Figura 12.2). La longitud del tramo horizontal del tubo está entre los límites $L = (4 \text{ a } 5,5) D$. El ancho del tubo se diseña entre $B = (2,5 \text{ a } 3,0) D$.

Generalmente el difusor vertical del tubo se reviste en acero. El codo y el difusor horizontal se hacen de concreto sin revestimiento metálico, ya que las velocidades en ellos son menores que en el cono vertical. De todas maneras, el acabado debe ser tal que su superficie quede lisa. En el difusor horizontal generalmente se construyen una o dos pilas, según las condiciones de resistencia. La parte posterior de estas pilas se revisten de metal para evitar la erosión del concreto.

En la (Figura 12.5) se muestra un tubo en forma de cono de eje recto y en la (Figura 12.9) se muestran diferentes formas de tubos curvos.

6.11 ESQUEMAS CONSTRUCTIVOS DE LAS TURBINAS CONTEMPORÁNEAS

De acuerdo con la disposición de su eje, las turbinas se dividen en verticales y horizontales.

Las turbinas de eje vertical, tienen una serie de ventajas esenciales sobre las de eje horizontal:

- La ausencia de cojinetes radiales y generalmente pesados;
- La disposición cómoda del espiral dentro del bloque de la turbina;
- La posibilidad de profundizar el rodete de la turbina por debajo del nivel mínimo del agua y así, mejorar sus características por concepto de cavitación;
- La comodidad en el montaje y reparación de la turbina.

A pesar de estas ventajas, la construcción de turbinas verticales se popularizó sólo después de la introducción de unidades de gran potencia que facilita-

ron la construcción de generadores individuales. Actualmente, casi todas las turbinas de potencia considerable se fabrican de eje vertical.

Las principales desventajas de las grandes turbinas de eje vertical son la necesidad de instalar tubos de succión curvos que, hidráulicamente tienen un peor comportamiento que los tubos rectos y la considerable altura de la parte sumergida de la casa de máquinas.

Las turbinas hidráulicas con eje horizontal de mediana y pequeña potencia, en el pasado se utilizaban preferencialmente en calidad de transmisiones de diferentes tipos, lo mismo que en el trabajo conjunto con generadores fabricados en serie. En los últimos tiempos, las turbinas horizontales de pequeña y mediana potencia e incluso las de gran potencia, se empezaron a utilizar en las centrales acumuladoras.

Es interesante anotar que en las centrales de pequeñas caídas, actualmente se están utilizando con más frecuencia las turbinas de eje horizontal llamadas de bulbo, que en realidad son de tipo Kaplan.

La construcción de las turbinas hidráulicas de diferente tipo es bastante diferente, hasta tal punto que las hace incomparables.

Las turbinas de las diferentes fábricas del mundo poseen los mismos elementos esenciales, pero por su tipo de construcción se puede determinar de qué firma son. El acabado de una turbina depende de las tradiciones de la fábrica y de las exigencias de los clientes. También influye en el acabado la etapa de desarrollo de la construcción de turbinas en un determinado país, lo mismo que la tendencia a buscar formas más económicas, efectivas, eficientes y estéticas, factor al cual últimamente se le presta especial atención.

Se considerarán las características constructivas de los tipos de turbinas más utilizados.

6.11.1 Turbinas Francis

En la (Figura 6.41) se muestra un corte de una turbina Francis de 245 MW de potencia y una caída de 87 m.

Los elementos embebidos en concreto de la turbina son: el revestimiento del tubo de succión 9, el anillo inferior 10, el estator 13, el espiral metálico 12 y el revestimiento del foso de la turbina 1.

El elemento de construcción más complicada es el espiral. Este se compone de troncos de cono, de forma circular que se sueldan entre sí y se unen al estator. En turbinas grandes, todas las uniones y soldaduras se efectúan en el montaje. En el anillo superior del estator, se asegura la tapa de la turbina 15. En el anillo inferior de los álabes del distribuidor se sitúa el cojinete 7 y en la tapa de la turbina el cojinete 5.

Los cojinetes se diseñan de un material sintético de composición especial, el cual no necesita lubricación y se comporta bien bajo el agua, evitando así complicados mecanismos de conducción de aceite. El mecanismo que mueve los álabes del distribuidor es análogo al descrito en las turbinas Kaplan. En la

tapa de la turbina se hallan cuatro servomotores, dos unidos al anillo de regulación 16. Tal disposición de los servomotores permite efectuar, de una manera económica, la regulación con el anillo. Dentro de la tapa de la turbina se fija un cojinete direccional 4 compuesto de trozos de un caucho especial. Al ser lubricado por el agua, el caucho junto al acero inoxidable, trabajan en forma óptima. El eje de la turbina 17 va recubierto de una camisa de acero inoxidable. El agua de lubricación llega al cuerpo del cojinete 4, pasa por los trozos que lo componen, "lubrica" el eje y sale al tubo de succión. La tapa de la turbina posee juntas, tales que no permiten el escape de agua a través de ella. La parte superior del eje se une con la inferior del generador. El eje de la turbina en su parte inferior está unido con el rodete 8. El rodete se fabrica de acero inoxidable.

Las turbinas Francis, se utilizan para caídas de 30 hasta 750 m, su construcción depende del valor de la caída, pero el esquema constructivo es prácticamente igual para todas.

La conducción del agua al rodete de trabajo se realiza generalmente por medio del espiral y a través de los álabes; la evacuación la realiza el tubo de succión. El rodete está unido al eje de la turbina, el cual se fija en posición vertical por medio del cojinete direccional que está unido a la tapa de la turbina. En la tapa de la turbina se monta el anillo de regulación con el servomotor que es el mecanismo que efectúa el giro de los álabes.

6.11.2 Turbinas Kaplan

Estas turbinas son bastante usadas para caídas pequeñas y medianas hasta de 80 m. Su utilización para caídas mayores está limitada por el aumento del valor del coeficiente de cavitación en comparación con las Francis, lo cual exige profundizar demasiado el rodete, resultando antieconómicas dadas las enormes excavaciones que produce.

El esquema general de estas turbinas de eje vertical es similar al de las turbinas Francis, pero su construcción es mucho más complicada por la necesidad de garantizar el giro de los álabes del rodete alrededor de su propio eje. El sistema de regulación es también más complicado, ya que exige el giro simultáneo de los álabes del rodete y del distribuidor.

En la (Figura 6.42) se muestra el corte de una turbina Kaplan con todos sus elementos constitutivos.

La base en la cual se apoya la turbina es el estator 11, compuesto por un anillo superior y otro inferior, unidos por pilas de forma delgada, que ofrecen buenas condiciones para el paso del agua. El estator va embebido en concreto y sobre éste se monta toda la turbina.

El estator transmite las cargas producidas por el peso de los diferentes mecanismos estáticos y en movimiento, lo mismo que la presión axial del agua. Estas cargas son transmitidas a la fundación de la casa de máquinas. El anillo inferior del estator de la turbina constituye la entrada al foso del rodete 13 que por debajo del eje de giro de los álabes, tiene forma esférica hasta convertirse en

un cono. La parte inferior de este foso está unida con el revestimiento del cono inicial del tubo de succión 20.

El anillo superior del estator se une al revestimiento del foso de la turbina 29. Todos los elementos anteriores van embebidos en el concreto del bloque de la turbina.

En el anillo superior del estator se sitúa el anillo superior 9 del distribuidor y en el anillo inferior del estator se dispone el anillo inferior del distribuidor 12. El diámetro interno del anillo superior se construye con un diámetro algo superior al diámetro del rodete, con el fin de facilitar el montaje de este último. Entre los anillos se colocan los álabes 25, los pivotes superior e inferior que están unidos a cojinetes de bronce, a los cuales, a su vez, se fijan los anillos y los cilindros 26 del anillo superior. Las bielas 8 que hacen girar cada álabe, van unidas al anillo regulador, que gira gracias a la acción de dos servomotores 6 unidos al apoyo del soporte de la unidad 31, colocado en la tapa de la turbina 10.

Los servomotores son cilindros en los cuales se mueve un pistón unido a una biela. Los pistones se mueven por la acción del aceite que se le introduce por uno de los lados del cilindro, bajo presiones cuyo valor es alrededor de 40 kg/cm². Dentro de la tapa de la turbina se encuentra el cojinete direccional 24, que mantiene el eje de la turbina 30 en posición vertical (u horizontal). Al extremo inferior del eje va unido el rodete 18. El extremo superior del eje se une con el generador. El rodete se compone de cuerpo principal 21 dentro del cual se encuentra el mecanismo de giro de los álabes y por fuera los álabes mismos 14. El cuerpo del rodete está cubierto en su parte superior por una tapa que es una pieza intermedia entre el cuerpo y el eje de la turbina. Dentro de la tapa de la turbina se colocan bombas de drenaje que evacúan el agua de ella y un colector de aceite de escapes que lo conduce al tanque de aceite a presión. El aceite a presión entra a los servomotores por medio del sistema de regulación. Las (Figuras 6.38 y 6.39) corresponden a turbinas Kaplan y algunos de sus elementos, que se muestran como ilustración.

6.11.3 Turbinas de bulbo

La utilización para caídas pequeñas de turbinas verticales convencionales con espiral y tubo de succión curvo, conlleva a un aumento extraordinario de las dimensiones, tanto de la misma unidad como de la casa de máquinas. Por tal motivo, en los últimos años, se empezaron a utilizar unidades horizontales de bulbo con turbinas Kaplan, las cuales resultaron suficientemente efectivas para caídas bajas.

La ventaja fundamental de las unidades de bulbo, se debe a la disminución de las resistencias hidráulicas en todo el tramo correspondiente al bulbo; al aumento del caudal unitario, de la potencia y la velocidad de rotación y por lo tanto, a la disminución del diámetro del rodete y las dimensiones de la unidad. La simplificación de la forma geométrica de la parte sumergida, lo mismo que la elevación de la cota de la placa inferior de la casa de máquinas, produce cierta disminución en los volúmenes de excavación.

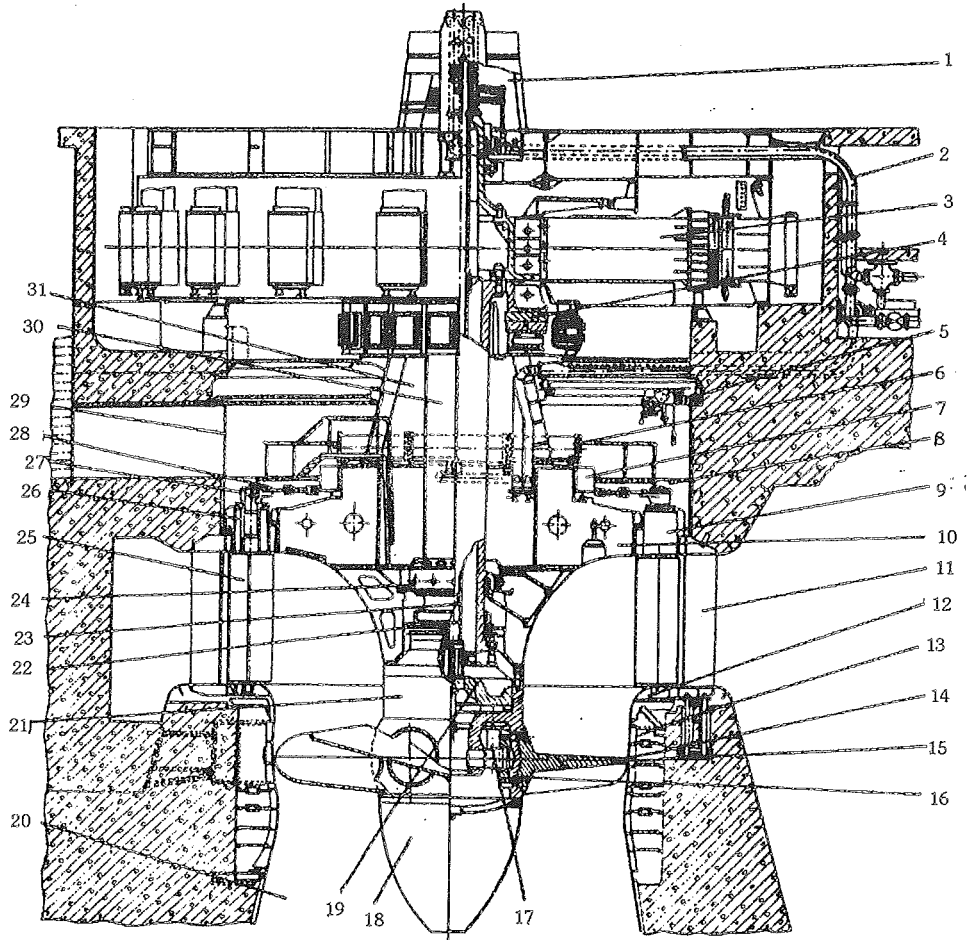


Figura 6.42 Corte de una turbina Kaplan

- | | |
|--------------------------------------|-------------------------------------|
| 1. Captación de aceite | 16. Mecanismo de giro de los álabes |
| 2. Conducto de aceite | 17. Servomotor |
| 3. Rotor del generador | 18. Rodete |
| 4. Cojinete guía | 19. Apoyo cónico |
| 5. Grúa | 20. Tubo de succión |
| 6. Servomotores | 22. Soporte del eje |
| 7. Anillo regulador | 23. Cables |
| 8. Bielas | 24. Cojinete direccional |
| 9. Anillo superior del distribuidor | 25. Álabes del distribuidor |
| 10. Tapa de la turbina | 26. Cilindro del anillo |
| 11. Estator | 27. Apoyo superior de los álabes |
| 12. Anillo inferior del distribuidor | 28. Biela |
| 13. Foso del rodete | 29. Revestimiento |
| 14. Álabes | 30. Eje de la turbina |
| 15. Recubrimiento del foso | 31. Soporte de la unidad |

Sin embargo, las unidades de bulbo poseen una seria desventaja que consiste en la baja estabilidad de operación dentro del sistema, causada por la dificultad de conservar velocidades constantes de rotación y por lo tanto, la imposibilidad de conservar constante la frecuencia de la energía eléctrica en las descargas repentinas. Esto se debe a que, debido a las limitadas dimensiones del bulbo, es imposible garantizar el necesario momento de masas de la unidad. Esta desventaja es más sensible mientras más potente sea la central y mayor sea el significado de ella dentro del sistema.

En la práctica se ha demostrado la conveniencia de utilizar unidades de bulbo de potencia del orden de 20 a 22 MW y diámetros hasta de 6 m., los cuales ofrecen una operación estable.

En la unidad horizontal (Figura 6.43) la turbina y el generador inmediatamente unido a ella, se encuentran dentro de una cápsula o bulbo apoyado en pilas delgadas del estator del cuerpo principal y del estator de la turbina. Adicionalmente, el bulbo está fuertemente sostenido lateralmente por apoyos metálicos, que le imprimen rigidez a la unidad.

La conducción del agua a los álabes se realiza por medio de una tubería recta de sección de entrada cuadrada con transición a una forma circular, llegando al bulbo. El agua se evacúa por medio de un tubo de succión recto de sección circular y con transición a una forma cuadrada en el tramo de aguas abajo.

El apoyo situado más aguas arriba, es un estator y se compone de tres columnas construidas con perfiles. La columna superior sirve de acceso al bulbo. Además, la parte delantera del bulbo está sujeta por tres poderosos apoyos empotrados en el concreto del túnel dentro del cual se encuentra la unidad. El siguiente apoyo es el estator de la turbina que está compuesto de seis columnas de perfiles soldados a un anillo interior y a otro exterior. Al estator de la turbina se suelda el distribuidor de forma cónica y los apoyos del cojinete.

La parte central del bulbo está formada por el estator del generador unido por medio de bridas al anillo interno del estator de la turbina y a la parte aguas arriba del bulbo.

El distribuidor, de forma cónica, está unido al estator de la turbina y a la cámara del rodete. Los álabes del distribuidor se hacen girar por medio de un anillo regulador situado en la parte exterior de la turbina. El rodete forma un voladizo con respecto al cojinete de apoyo.

El eje de la unidad se puede componer de ejes individuales correspondientes a la turbina y al generador, apoyados en tres cojinetes o bien, puede ser uno solo con apoyos en dos cojinetes.

La parte superior del bulbo situada sobre el rodete, no se reviste en concreto, lo cual permite desmontarla con el fin de extraer el rodete en caso de necesidad. Como ilustración adicional, en las (Figuras 6.44 y 6.45) se muestran dos turbinas de bulbo.

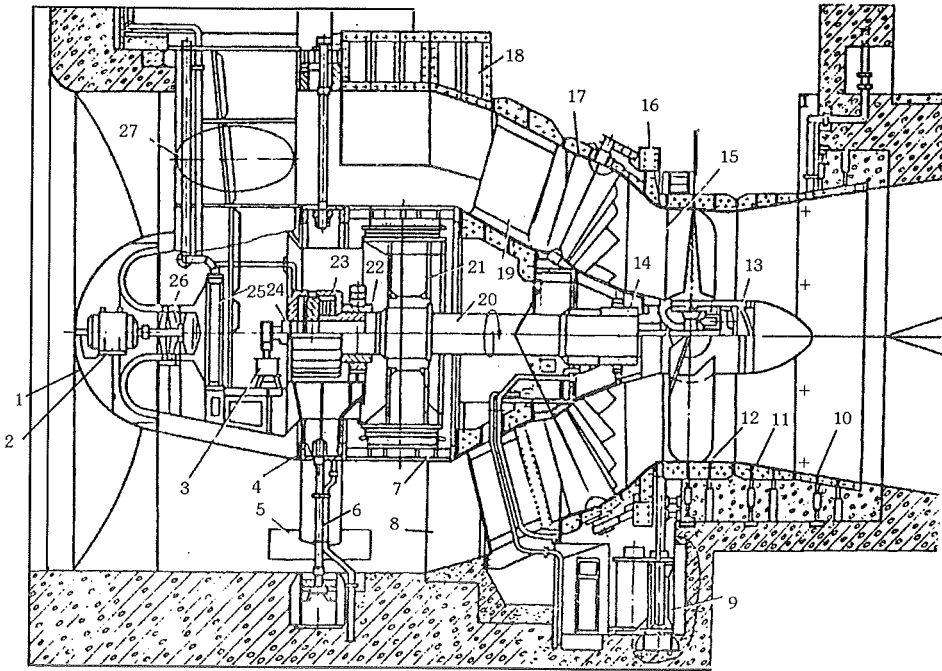


Figura 6.43 Corte de una turbina horizontal de bulbo.

- | | |
|----------------------------------|--------------------------------|
| 1. Culata del bulbo | 15. Apoyo del anillo regulador |
| 2. Motor del compresor | 16. Anillo regulador |
| 3. Generador regulador | 17. Distribuidor |
| 4. Anillo intermedio | 18. Sello de acceso de montaje |
| 5. Columna de montaje | 19. Estator de la turbina |
| 6. Tensores | 20. Eje |
| 7. Estator del generador | 21. Rotor del generador |
| 8. Revestimiento del estator | 22. Cojinete del generador |
| 9. Servomotores del distribuidor | 23. Cojinete de apoyo |
| 10. Cono del tubo de succión | 24. Captación de aceite |
| 11. Anillo de apoyo | 25. Enfriador de aire |
| 12. Foso del rodete | 26. Compresor |
| 13. Rodete | 27. Pila de acceso |
| 14. Cojinete de la turbina | |

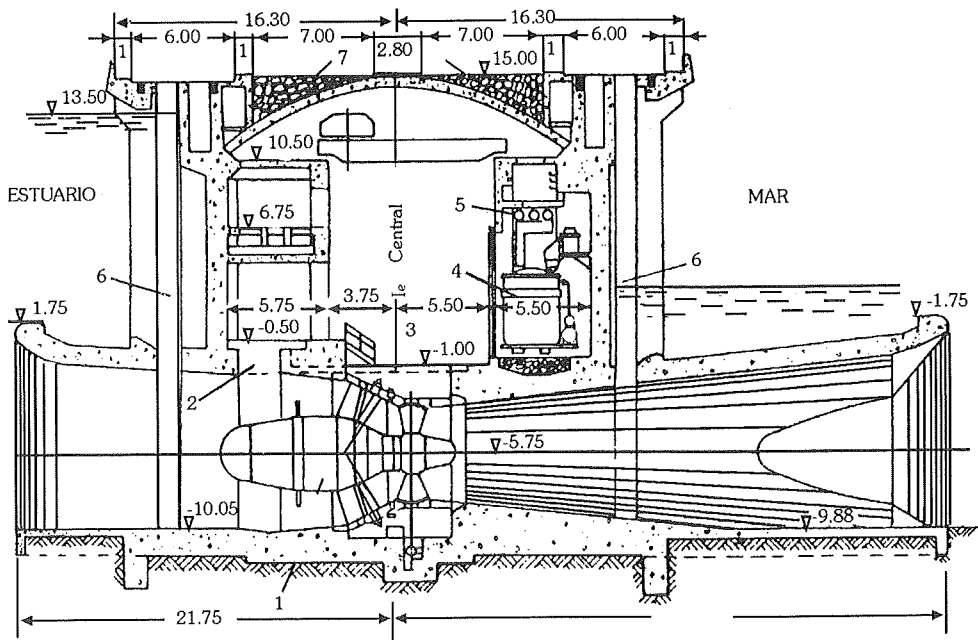


Figura 6.44 Corte de una turbina de bulbo

1. Cápsula del generador
2. Foso de acceso a la cápsula
3. Tapa desmontable de la turbina
4. Transformador
5. Cables de alta tensión
6. Ranura para compuerta
7. Vía

Longitud total 372.4 m.; 24 unidades de 10 Mw c/u. Inauguración 1968
CHEA La Rance Francia

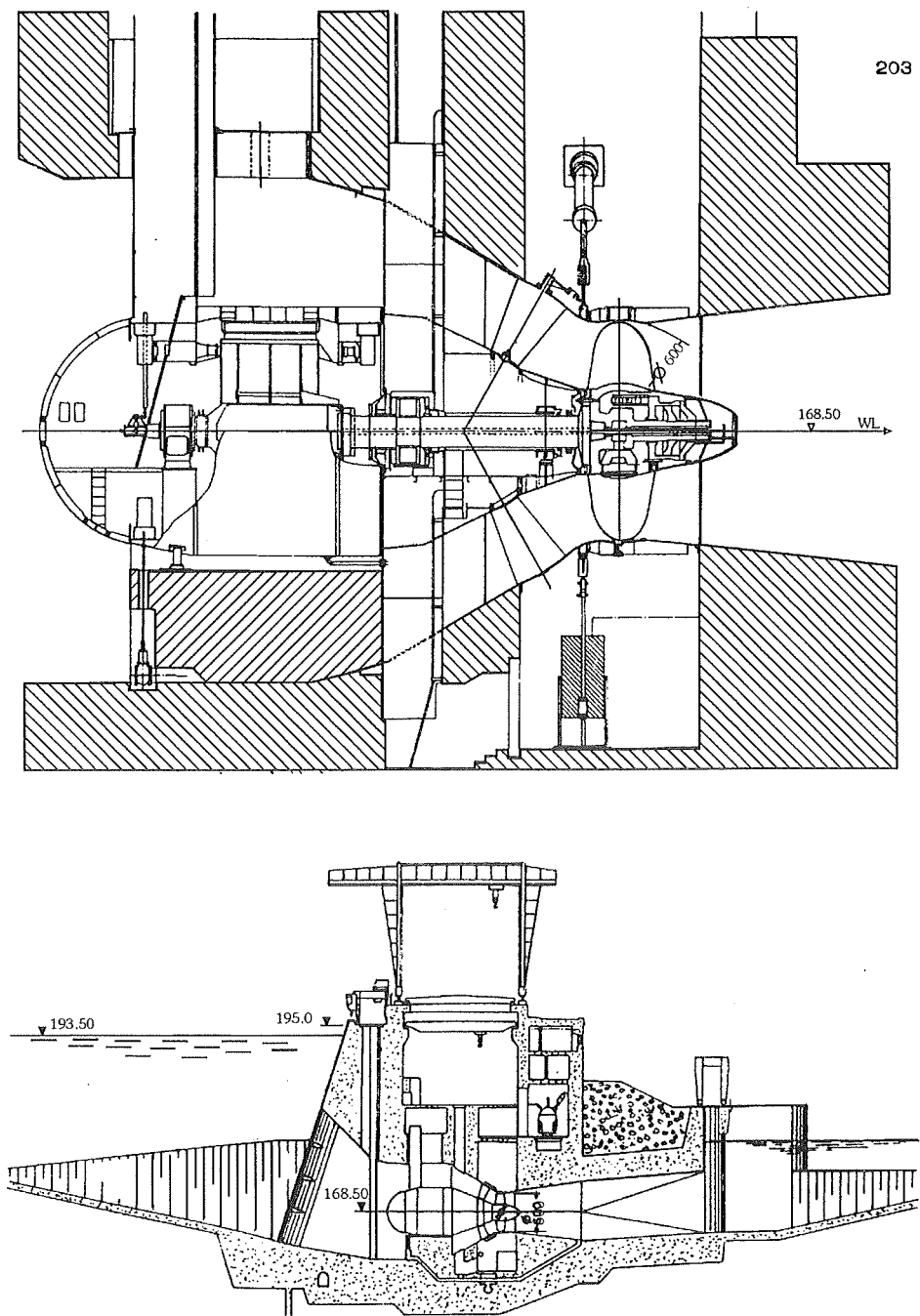


Figura 6.45 Vista en corte de una turbina de bulbo.

6.11.4 Turbinas Pelton

Este tipo de turbinas se utiliza en centrales hidroeléctricas de grandes caídas y alcanzan potencias considerables. La turbina se compone esencialmente de uno o varios distribuidores, de una válvula de aguja por cada chorro del rodete y su respectiva tapa.

En la (Figura 6.46) se muestra el corte de una turbina Pelton. Al borde inferior del eje 1 se suelda el rodete 6. El borde superior del eje se une al eje del generador. El eje de la turbina se sostiene en posición vertical (u horizontal) por medio del cojinete 2. El cojinete está unido a la tapa de la turbina 3. La forma de la tapa se diseña de tal manera que dirija en forma óptima al agua que rebota del rodete. El agua que sale del colector circular 4 se distribuye en varias válvulas de aguja de las cuales sale formando chorros, los que golpean varios pares de cucharas unidas entre sí por una cuchilla. El rodete se compone de un disco al cual van unidas radialmente varios pares de cucharas, las cuales, al recibir el impacto de los chorros de agua, hacen girar todo el rodete. Para mayor ilustración, en las (Figuras 6.47 y 6.48) se muestran varios esquemas de turbinas Pelton.

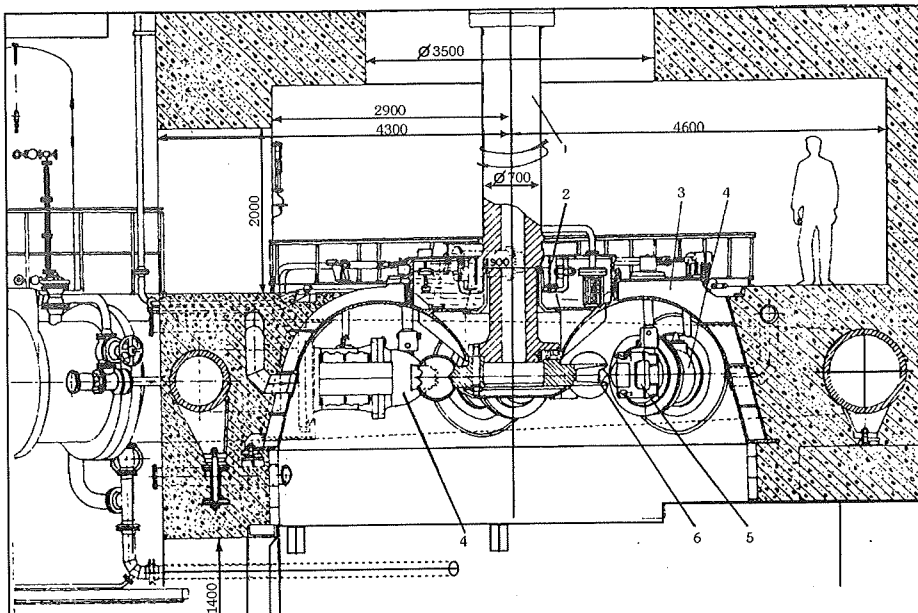


Figura 6.46 Corte de una turbina Pelton

1. Eje de la turbina
2. Cojinete
3. Tapa de la turbina
4. Colector
5. Tobera
6. Rodete

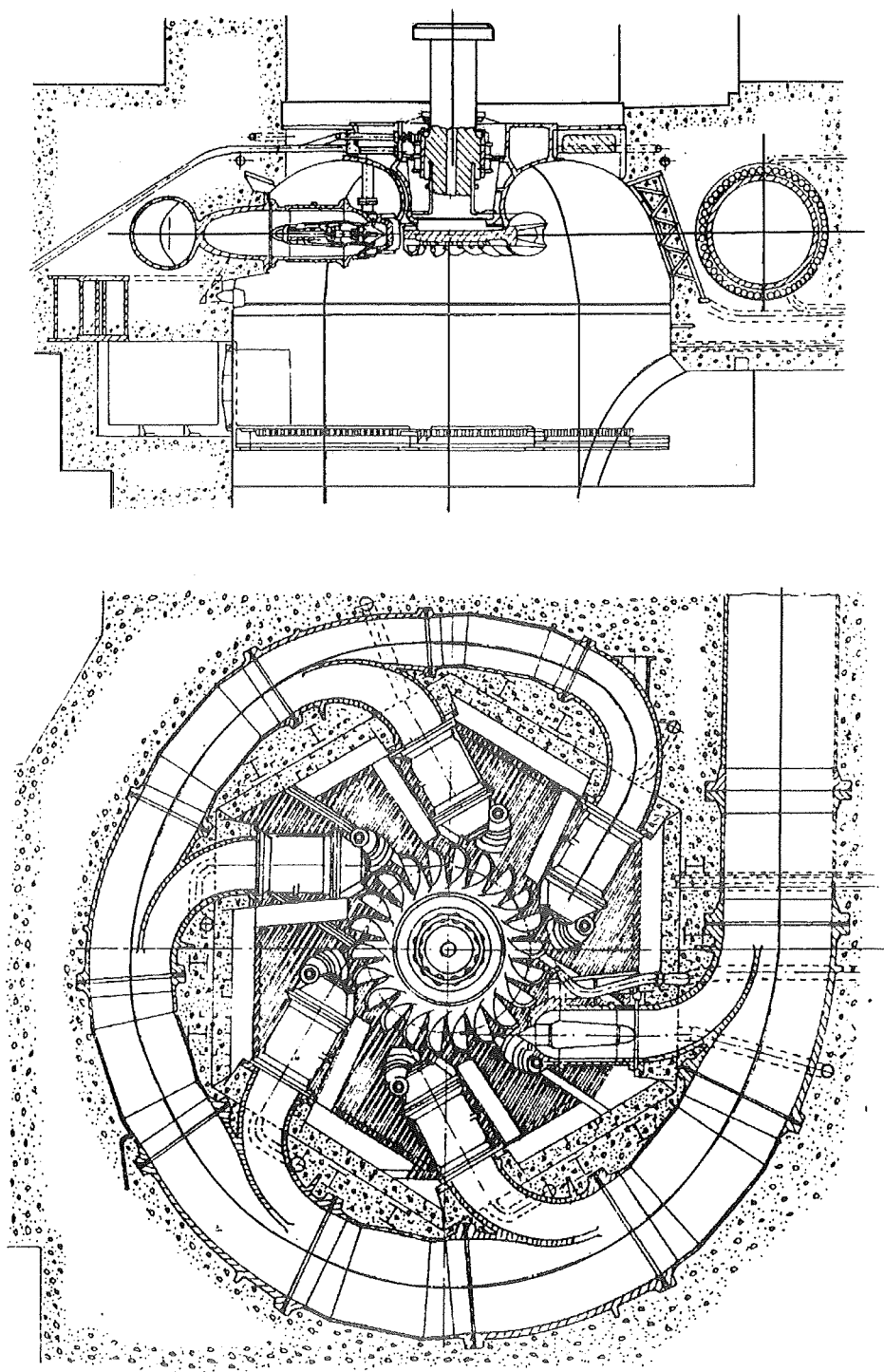


Figura 6.47 Turbina Pelton de eje vertical

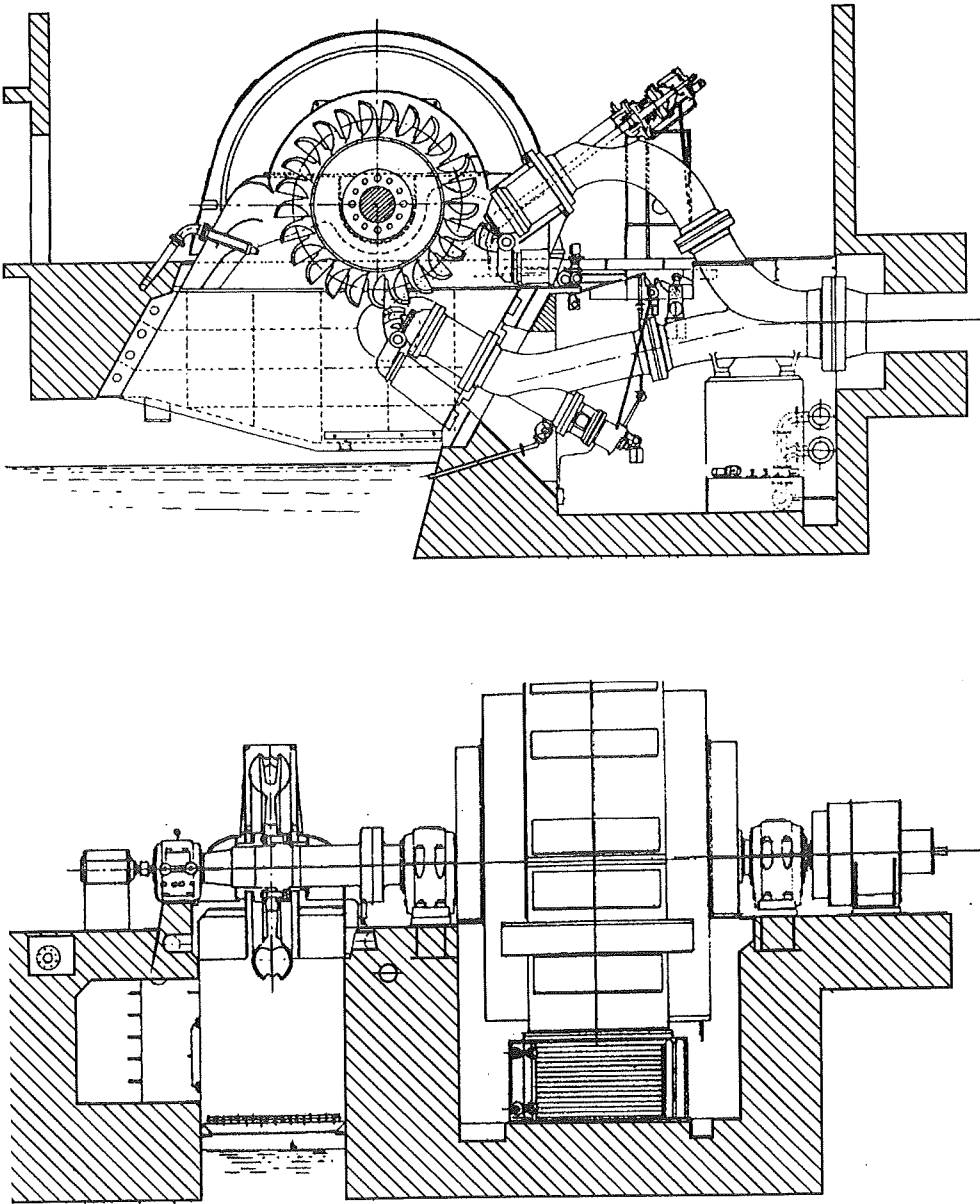


Figura 6.48 Vistas en corte de una turbina Pelton de eje horizontal.

7 GENERADORES

El generador es una máquina sincrónica de corriente alterna trifásica que al girar alrededor de un eje común a él y a la turbina, convierte la energía mecánica de ella en energía eléctrica. El generador también puede cumplir las funciones de un condensador al girar como un motor, es decir, sin producir energía sino al contrario, consumiéndola de la red eléctrica.

Según la posición del eje, los generadores pueden ser verticales u horizontales. Los generadores horizontales se utilizan con turbinas Pelton de eje horizontal y en unidades de bulbo preferencialmente. Actualmente, en centrales de potencia mediana y alta, se utilizan por lo general generadores de eje vertical, lo cual simplifica su construcción, aumenta su eficiencia y mejora las condiciones de explotación de la unidad. Además, disminuye las dimensiones de la casa de máquinas.

El generador es una parte constitutiva de la unidad de generación en la cual, las piezas y elementos del generador y la turbina están ligadas en forma constructiva, tecnológica y por su composición. Por ejemplo, algunos generadores no poseen eje propio, por lo cual, el eje de la turbina se fija en su rotor. En algunas construcciones el cojínete del generador se apoya en la tapa de la turbina.

Un generador sincrónico (Figura 7.1) posee polos situados en todo el perímetro de la parte giratoria que es el rotor 1. La captación de la energía eléctrica se realiza en la parte estática del generador que es el estator 2, el cual tiene un devanado de varillas uniformemente distribuido en todo su perímetro 3. El sistema magnético se forma por medio de los polos, que son electroimanes situados en el anillo del rotor y el núcleo del estator; en las guías de este último se aseguran las varillas del devanado. El peso del rotor, del generador y el del rodete de la turbina, lo mismo que la presión axial del agua, se transmiten a través del soporte 4 a los soportes principales de la unidad.

7.1 PRINCIPALES PARÁMETROS DE UN GENERADOR

Los principales parámetros de un generador son la potencia total P_{GT} , la tensión nominal V , el factor de potencia $\cos \varphi$, la velocidad normal de rotación n , la eficiencia η , las resistencias reactivas X_R y la frecuencia de la corriente f .

7.1.1 Potencia del generador

Se diferencian tres tipos de potencia: la total P_{GT} , la activa P_{GA} y la reactiva P_{GR} .

a. La potencia total P_{GT} se expresa en kilovoltioamperios (kVA) o para unidades potentes en megavoltioamperios (MVA) y es el valor que fundamentalmente determina las dimensiones del generador para una velocidad de rotación dada.

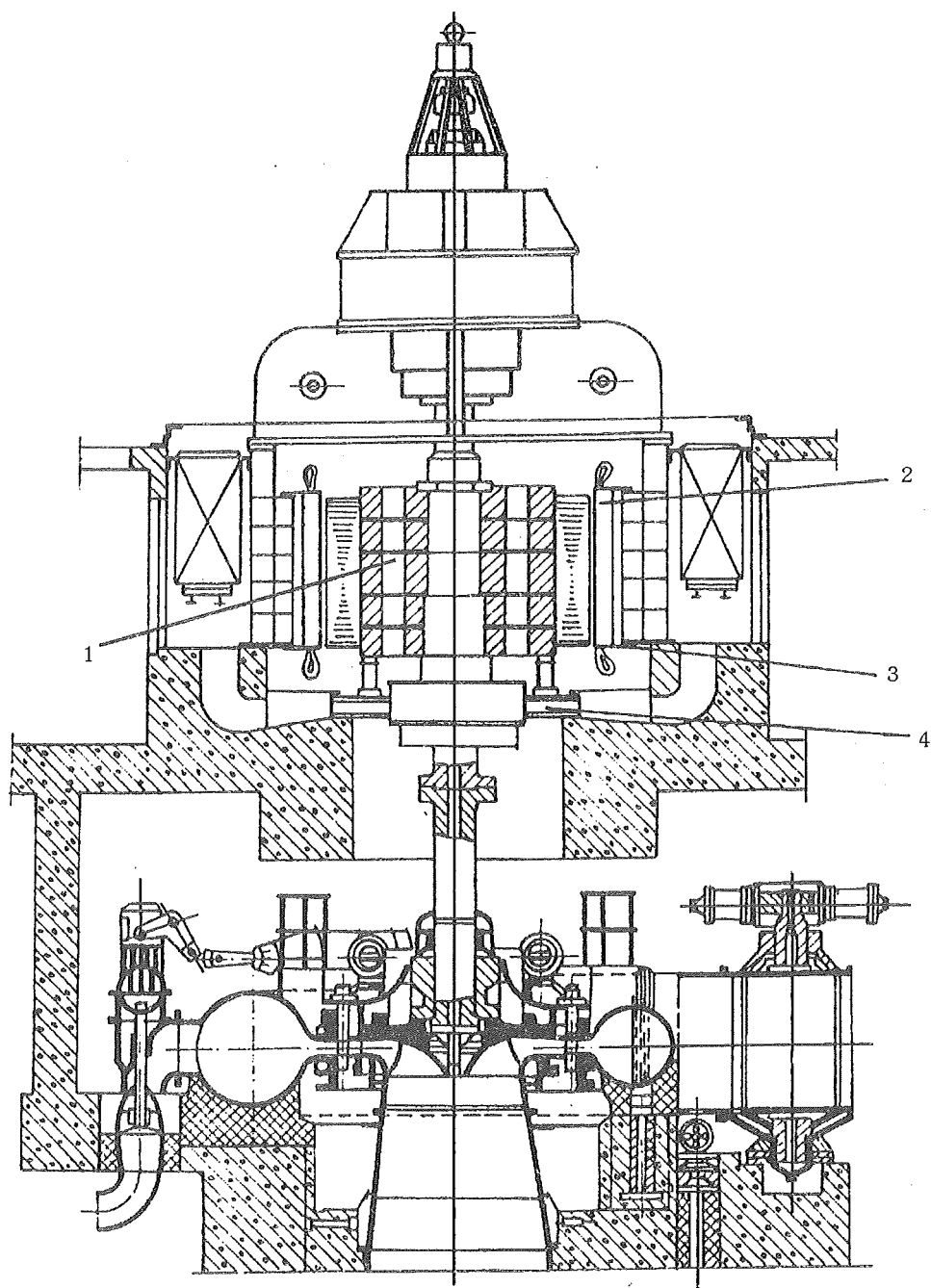


Figura 7.1 Generador de una turbina Francis

1. Rotor
2. Estator
3. Devanado
4. Soporte

b. La potencia activa P_{GA} se mide en kilovatios (kW) o en megavatios (MW) y está relacionada con la potencia de la turbina P_T por la relación $P_{GA} = P_T \times \eta_G$ donde η_G es la eficiencia del generador y con la potencia total del generador por la relación $P_{GA} = P_{GT} \cos \varphi$ donde $\cos \varphi$ es el factor de potencia. El valor de la potencia activa caracteriza el proceso de transformación de la energía mecánica de la turbina en energía eléctrica.

c. La potencia reactiva P_{GR} se mide en kilovoltioamperios (KVAR) reactivos o en megavoltioamperios (MVAR) reactivos y está relacionada con la potencia total del generador por la fórmula $P_{GR} = P_{GT} \sin \varphi$.

7.1.2 Tensión nominal

En algunos países europeos, su elección se efectúa según normas estandarizadas con los siguientes valores: 3,15, 6,3, 10,5, 13,8, 15,75 kV, y para generadores de potencia menor de 15 MW se toma 6,3 kV, para potencias hasta de 70 MW se toma 10,5 kV, para potencias hasta de 160 MW se toma 13,8 kV y para potencias mayores se toma 15,75 kV. Para generadores superpotentes de más de 700 MW se toma 18 kV. En los generadores de unidades de bulbo se usan los siguientes voltajes: para potencias hasta de 25 MW se toma 3,15 kV y hasta 50 MW se toma 6,3 kV.

Sin embargo, en la mayoría de los países no existen normas estrictas que regulen su elección y se encuentran generadores con tensión nominal de: 7, 9, 11, 12, 13,5, 14,4, 16, 18 y 21 kV y aún con valores intermedios.

La tendencia que ofrece mejores perspectivas es la de usar generadores de alto voltaje. El nivel actual de la técnica permite construir generadores de 110 - 220 kV de tensión nominal. La central Sjodnenska posee un generador de 14,5 MW, 110 kV y una velocidad de rotación de 187,5 r.p.m., que opera exitosamente desde el año 1971.

7.1.3 El factor de potencia $\cos \varphi$

Se toma en calidad de valor de diseño en función de las condiciones de operación del generador dentro del sistema interconectado, de su potencia y de factores económicos. El aumento del valor de diseño de $\cos \varphi$ es deseable desde el punto de vista de la disminución de las pérdidas, de la masa y del costo del generador. En los últimos 15 años se ha desarrollado la tendencia de aumentar los valores de diseño del factor de potencia. Los generadores potentes y superpotentes se construyen para valores del factor de potencia $\cos \varphi = 0,92$ a 0,98 y en algunos casos $\cos \varphi = 1,0$. (Para su definición ver el parágrafo "parámetros y conceptos en los estudios de regulación").

7.1.4 La velocidad normal de rotación

Se mide en número de revoluciones por minuto (r.p.m.) y está relacionada con la frecuencia de la red eléctrica f y con el número de pares de polos del rotor p , por la siguiente fórmula:

$$n = \frac{60 f}{p} \text{ r.p.m.}$$

En todos los países europeos y en algunos países asiáticos la frecuencia de la corriente eléctrica es $f = 50$ Hertz. Para tal frecuencia el valor de la velocidad normal será:

$$n = \frac{3.000}{p}, \text{ r.p.m.}$$

En todos los países del continente americano (incluida Colombia y excluyendo Paraguay) y en Africa (exceptuando a Egipto) lo mismo que en la mayoría de los países asiáticos y en Oceanía la frecuencia es $f = 60$ Hertz. En tales casos la velocidad sincrónica de rotación será:

$$n = \frac{3.600}{p}, \text{ r.p.m.}$$

Es decir, la velocidad sincrónica de rotación es mayor en un 20% que la correspondiente a una frecuencia de 50 Hertz.

La velocidad de rotación de los generadores se encuentra entre 50 y 750 r.p.m.

7.1.5 La eficiencia η_G

Puede adquirir los siguientes valores:

- En generadores de potencia media es del 96,5%
- En generadores de potencia alta es del 9,5 a 97,8%
- En generadores superpotentes hasta 98,4%

El valor garantizado de la eficiencia de un generador se establece en las fábricas, basado en cálculos analíticos suficientemente exactos, partiendo de la suma de las pérdidas en el generador.

La expresión de la eficiencia de un generador η_G como la relación entre la potencia P_{GA} transmitida a la red eléctrica y la potencia transmitida a su eje desde la turbina será:

$$\eta_G = \frac{P_{GA}}{P_{GA} + \Sigma \Delta P_{GA}} = \frac{P_{GA}}{P_T}$$

Donde:

$\Sigma \Delta P_{GA}$ son las pérdidas en el generador.

El sistema de refrigeración influye en gran medida en el valor de la eficiencia del generador (ver numeral 7.4). En los generadores con refrigeración de aire

el punto de máxima eficiencia se encuentra en la rama ascendente de la curva que relaciona la eficiencia y la carga, fuera de los límites de la potencia nominal del generador. En los generadores con refrigeración directa de agua en el embobinado, el máximo de la eficiencia corresponde aproximadamente al 80% de la carga nominal, lo cual determina las ventajas de operación de tal sistema de refrigeración.

7.1.6 Resistencias reactivas

El embobinado del generador posee resistencia activa y reactiva. La resistencia activa ocasiona pérdidas de potencia proporcionales al cuadrado de la fuerza eléctrica que se transforman en energía calorífica.

Las resistencias reactivas (reactancia) no producen pérdidas de potencia, pero son parámetros que determinan el régimen de operación del generador dentro del sistema interconectado e influyen en el funcionamiento paralelo de las unidades de la central hidroeléctrica. Los valores de la reactancia se expresan generalmente en unidades relativas: en fracciones de la llamada resistencia nominal del generador:

$$X = V_F / I_F$$

Donde:

V_F es la tensión de fase, V.

I_F es la fuerza eléctrica en la fase, Amp.

En los parámetros de operación y en los indicativos técnico - económicos del generador tienen una significativa influencia las tres siguientes cantidades:

a. La reactancia sincrónica X_d que es la resistencia reactiva del generador no excitado para la velocidad normal de rotación n ; numéricamente es igual a la resistencia reactiva del generador excitado durante el corto circuito. Generalmente, los valores de X_d son:

- Para generadores de potencia hasta de 200 MVA:
 - Lentos, $X_d = 0,52$ a $0,8$
 - Rápidos, $X_d = 0,87$ a $1,15$
- Para generadores potentes y superpotentes con refrigeración de agua:

$$X_d = 1,0 \text{ a } 1,8$$

La disminución del valor de X_d aumenta la estabilidad del trabajo paralelo de las unidades y de la capacidad de sobrecargarse de los generadores pero aumenta sus dimensiones y pérdidas. Debido a ésto, el valor de X_d se toma por debajo de los límites arriba establecidos sólo en casos especiales.

b. Reactancia de transición X'_d es la resistencia reactiva en el momento inicial del corto circuito trifásico del generador excitado y que antes del corto

circuito trabajaba sin carga (al vacío). Mientras menor sea el valor de X'_d menores serán las fluctuaciones de la tensión durante las descargas y mayores serán los momentos de torsión transmitidos durante el corto circuito por el estator a sus apoyos y a la cimentación. Generalmente, para aparatos con refrigeración de aire $X'_d = 0,20$ a $0,35$ y para aparatos con refrigeración de agua $X'_d = 0,37$ a $0,56$. La disminución del valor de X'_d ocasiona el aumento de las dimensiones del generador para una potencia dada y de la velocidad de rotación proporcionalmente a la expresión $(1 / \sqrt{X'_d})$.

Además de aumentar las dimensiones del equipo, la disminución del valor de X'_d ocasiona pérdidas adicionales. Al disminuir X'_d dos veces con relación a los límites arriba recomendados, el generador se encarece aproximadamente en 1,6 veces.

c. Reactancia instantánea de transición X''_d , por su significado físico es idéntica a la reactancia de transición X'_d , pero se presenta sólo en los generadores de devanado amortiguado. Los valores comunes de esta reactancia son $X''_d = 0,15$ a $0,27$. Esta cantidad caracteriza el paso de corrientes instantáneas y los valores instantáneos del momento de torsión transmitido por el estator durante el corto circuito (momento máximo) a los apoyos y a la cimentación.

Para generadores que no poseen devanado amortiguado $X''_d = X'_d$.

7.2 PARÁMETROS MECÁNICOS DE UN GENERADOR

Dentro de los principales parámetros mecánicos de los generadores se encuentran la velocidad de rotación de embalaje, el efecto del volante, la constante inercial, las características del frenado y el momento torsor transmitido por el estator a los apoyos durante el corto circuito de la mitad de sus polos.

7.2.1 La velocidad de embalaje

Se determina en la fábrica de la turbina, partiendo de la característica de embalaje del modelo de la turbina a fabricar. Las fuerzas centrífugas que aparecen en el rotor son proporcionales a K_{eM}^2 , donde $K_{eM} = n_{eM} / n$. El parámetro K_{eM} es determinante al calcular la resistencia del rotor e influye en la masa del generador: tomando como el 100% de la masa del generador para $K_{eM} = 1,7$; para $K_{eM} = 1,8$ la masa será el 102%; K_{eM} para $= 2,0$ la masa será el 106% y para $K_{eM} = 2,2$ la masa alcanzará el 112%. Considerando que dentro del sistema de regulación automática de la turbina se encuentran mecanismos que regulan el embalaje bastante confiables, siempre se tomará $K_{eM} \leq 1,7$.

De todas maneras, considerando la posibilidad de daños en el sistema de regulación automática, se chequea la resistencia del anillo del rotor para un embalaje casi completo, permitiendo esfuerzos hasta el límite de resistencia elástica del acero con el cual se fabrica el anillo del rotor.

7.2.2 Efecto del volante $W D_i^2$ (t m²)

Se determina fundamentalmente por el efecto de volante del rotor del generador. Generalmente, el rodete de la turbina tiene un efecto del volante que no sobrepasa el 5 a 6% del $W D_i^2$ del rotor, donde D_i es el diámetro de inercia.

El efecto del volante es un parámetro determinante en el cálculo de la regulación garantizada de la unidad y caracteriza sus propiedades inerciales:

$$W D_i^2 = 4 J, (t m^2)$$

Donde:

$J = W r_i^2$ es el momento de inercia de las partes de la unidad que giran.
 r_i es el radio de inercia.

Para alcanzar el efecto del volante exigido en el cálculo de la regulación garantizada, el rotor se debe diseñar de dimensiones adecuadas, determinadas por su diámetro y la altura del núcleo o longitud del rotor L_c .

A cambio del diámetro de inercia del rotor, se usa un valor cercano a él que es el diámetro del devanado del estator D_g que puede ser tomado como diámetro del rotor D_g . Este diámetro se determina aproximadamente con la siguiente fórmula:

$$D_g = K_1 \frac{P_{GT}^{0.2}}{n^{0.8}}$$

Donde para $n \leq 300$ r.p.m., $K_1 = 38$ a 41 , P_{GT} en kVA

Dado que el cálculo y diseño del generador es un problema de ingeniería, cuya solución no es única, para determinar L_c se puede usar la siguiente fórmula basada en datos estadísticos de generadores ya fabricados.

$$L_c = \beta D \times 10^{-2}$$

Donde: β es un coeficiente que tiene los siguientes valores para generadores con refrigeración de aire y con potencias de 40 a 200 MW y de acuerdo con las siguientes velocidades de rotación:

Cuadro 7.1 Valores de β para calcular la longitud del rotor

n, (r.p.m.)	50-51.7	62.5-68.2	83.3-150	187.3-250	375-500	600-750
β	7.4-9.0	11.9-13.7	14.2-20.6	27-42.5	54-63	112-137

Para generadores de potencia media de 20 a 38 MW los valores L_c se toman en un 20-30% mayores que los indicados y para generadores con refrigeración de agua y de potencias hasta de 800 MW los valores arriba obtenidos, se deben multiplicar por 0.55 a 0.65.

7.2.3 La constante inercial T_a

Es un parámetro mecánico importantísimo en un generador. La constante inercial es el tiempo (en segundos) necesario para sacar al rotor del generador de su estado de reposo y hacerlo girar con la velocidad normal de rotación n como un motor, si del sistema energético el generador recibe una potencia nominal P_N , kVA.

Se considera que sólo la mitad de toda la energía gastada por el sistema energético durante el tiempo en que el rotor está girando, se utiliza en la creación de energía cinética y el resto de la energía debe cubrir las pérdidas mecánicas, de ventilación y de otros tipos.

La constante inercial determina, por un lado, la estabilidad del funcionamiento paralelo de los generadores en la central hidroeléctrica y dentro del sistema interconectado y, por otro lado, el efecto del volante necesario, es decir, el peso del rotor W_R . Para P_N en K_{VA} , $W D_1^2$ en $t m^2$ y n en r.p.m.

$$T_a = \frac{J w^2 N}{P_{GT}} = \frac{2.74 \times 10^{-3} W D_1^2}{P_{GT}} ; s.$$

La experiencia ha mostrado que la constante inercial no debe sobrepasar los siguientes valores:

- 7,7 para generadores lentos con potencias hasta de 270 MVA
- 8,1 para generadores con potencia hasta de 270 MVA
- 6,8 para generadores con potencia hasta de 150 MVA
- 4,5 para generadores de potencia media

Los generadores con refrigeración de agua con potencias entre 200 y 350 MVA tienen $T_a = 6,0$ a $7,2$ s; y para potencias entre 450 y 800 MVA; $T_a = 8$ a 9 s.

El peso del rotor y por lo tanto, el peso total del generador, cambia proporcionalmente al valor T_a . Por ejemplo: si a los generadores de la central Bratsk se les varía el valor de T_a de 8,15 a 12 s, el peso del generador aumentará de 1300 a 1800 toneladas.

El aumento no fundamentado del valor del cálculo de T_a conlleva a gastos extras de metal en los rotores, el aumento del peso de todo el equipo y de su costo, lo mismo que al aumento de la capacidad y dimensiones requeridas de la grúa. En vista de lo anterior, el valor de cálculo de T_a se fundamenta experimentalmente en un modelo eléctrico del sistema energético.

Por regla general, el valor de T_a , que garantiza la estabilidad del funcionamiento paralelo de los generadores, produce un efecto de volante $W D_1^2$ que satisface las condiciones de una regulación garantizable.

La energía de giro del rotor se expresa a través del efecto del volante $E_R = 13,7 n^2 W D_1^2 \times 10^{-4}$ kW/s. El valor $t = E_R / P_{GT}$ convencionalmente determina el tiempo en segundos durante el cual el generador podría desarrollar una potencia activa, gracias a la energía almacenada por el rotor y numéricamente igual a su potencia total P_{GT} después de cerrar los álabes del distribuidor de la turbina.

Cuando se desconoce el valor del efecto del volante, el valor de t se puede determinar aproximadamente con la siguiente fórmula.

$$t = 74.7 \times 10^{-3} \sqrt{P_{GT} n}$$

Los valores E_R y t son necesarios en los cálculos del frenado del generador.

7.3 SISTEMAS DE EXCITACIÓN DE LOS GENERADORES

Para excitar los generadores sincrónicos se utiliza corriente continua, la cual pasa a través del devanado del rotor (los polos) y excita el campo magnético. Al girar el rotor, el campo magnético intercepta el enbobinado estático situado uniformemente a lo largo de todo el perímetro del estator.

Se utilizan los siguientes sistemas de excitación de los generadores: Electromecánico, iónico y con utilización de semiconductores rectificadores.

La excitación electromecánica puede ser directa o indirecta. En la excitación directa se coloca en el eje del generador una máquina de corriente continua (excitador). La excitación indirecta puede ser individual o de grupo. En la excitación individual indirecta, en el eje del generador se instala un generador sincrónico auxiliar o en el caso general, de la red interna de la central se alimenta una unidad transformadora compuesta de un motor eléctrico y de un generador de corriente continua, este último es el excitador y alimenta el devanado de los polos del generador. En el caso del excitador de grupo, una unidad transformadora se instala para varios generadores. En centrales potentes, para convertir la corriente alterna en continua, que es la que se usa en la excitación, se utilizan transformadores iónicos o semiconductores rectificadores.

7.4 REFRIGERACIÓN DE LOS GENERADORES

Durante la operación del generador, en él se desprende una gran cantidad de calor C , (kCaloría/hora) proporcional a las pérdidas de potencia ΔP , kW,

$$C = 3.6 \Delta P, \text{ MJul} = 860 \Delta P$$

Por ejemplo, un generador de 500 MW de potencia para una eficiencia $\eta = 0.984$ pierde $\Delta P \approx (1 - \eta_{GEN}) P_{GEN} = 8.000$ kW. El trabajo de una decena de tales generadores durante las 24 horas del día con la potencia total, produce una cantidad de calor igual a 6.9 TJul (1.647×10^9 kilocalorías) lo que es equivalente al contenido de calor de 235 Ct.c.e. (toneladas de combustible equiva-

lente) con una capacidad calorífica de 7.000 kilocalorías/kilogramo. Una parte del calor se desprende en el devanado y en la carcasa del generador y debe ser eliminado de él con el fin de evitar un indebido recalentamiento del devanado y del núcleo del generador.

En la refrigeración por aire existen dos sistemas: abierto y cerrado. En el sistema abierto, el aire generalmente se extrae del exterior, se limpia de polvo, pasa por el generador y ya recalentado se conduce de nuevo al exterior. Este sistema se utiliza en generadores cuya potencia es menor de 10 MW.

El sistema cerrado se considera obligatorio en generadores cuya potencia es mayor de 15 MW. En este sistema circula el mismo volumen de aire, el cual se hace correr por medio de tubos enfriadores de aire que funcionan con agua. En condiciones medias, al calentar el aire de 25° a 55°C y el agua de 20° a 34°C el consumo de aire para 1 MW de potencia del generador es de aproximadamente 0,65 m³/s. y el caudal de agua es de 5,4 m³/hora. Si el agua entra a una temperatura de 5°C su caudal disminuye dos veces.

En los grandes generadores actuales, con el fin de disminuir sus dimensiones, se utiliza el sistema de refrigeración por agua. La refrigeración directa por agua del embobinado del generador, permite disminuir sus dimensiones en un 20 a 25% y su peso en un 10-15%.

Se diferencian dos sistemas de refrigeración por agua:

a. El embobinado del estator se refrigera con agua y los polos del rotor poseen un enfriamiento intensivo de aire (los enfriadores de aire se necesitan sólo para el rotor).

b. El embobinado del estator y los polos del rotor se refrigeran con agua.

El esquema principal del sistema de refrigeración, compuesto de dos circuitos se muestra en la (Figura 7.2). En el primer circuito (cerrado) circula agua destilada. En el segundo circuito (abierto) circula agua corriente del acueducto, la cual enfría el agua destilada en los intercambiadores de calor. La circulación del agua destilada en el primer circuito, se garantiza por medio de bombas (las normales y las de reserva que empiezan a trabajar automáticamente). En el nivel más alto se instala un dilatador, que es un cilindro para el agua destilada que garantiza el llenado permanente del circuito interno. El enfriamiento del agua destilada en los intercambiadores de calor se garantiza con el grupo de bombas de agua corriente.

En los últimos años el análisis económico por medio de computadores, es la base para escoger, no sólo las soluciones constructivas y los parámetros de los generadores, sino los sistemas de refrigeración que influyen notablemente en las dimensiones y costos de los generadores.

Para evaluar las soluciones constructivas de los generadores, se utilizan los siguientes indicativos:

a. Utilización del volumen activo

$$\frac{\text{kVA}}{\text{m}^3 \text{ r.p.m.}}$$

$$C_E = \frac{P_{GT}}{D_1^2 L_c n}$$

b. Peso específico del metal gastado

$$\frac{Kg}{kVA}$$

$$C_M = G / P_{ET}$$

Para generadores con potencia hasta de 230 MW que poseen el sistema común de refrigeración por aire y utilización de enfriadores de agua, se tiene:

	C_E	C_M
a. Generadores lentos (50 a 150 r.p.m.)	4,6 a 5,4	14,2 a 9,8
b. Generadores rápidos (214 a 428 r.p.m.)	5,6 a 6,25	5,6 a 4,5

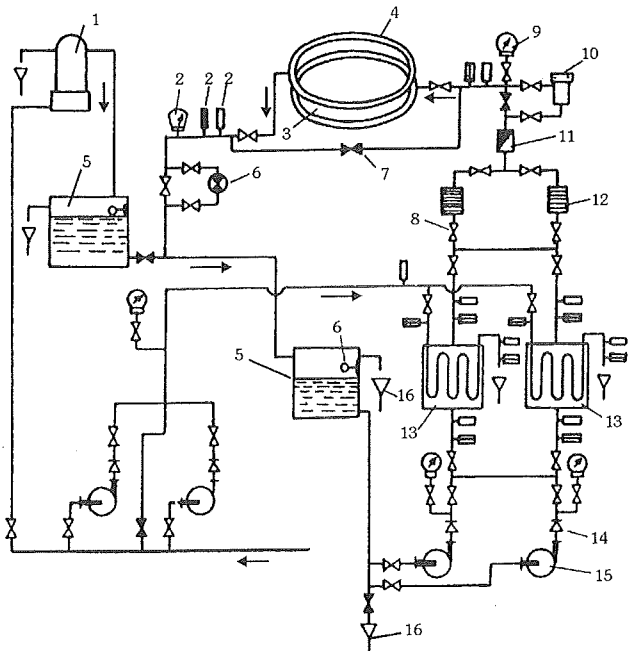


Figura 7.2 Sistema de refrigeración con agua de un generador

1. Destilador

2. Termómetro

3. Colector a presión

4. Colector con vertedero

5. Recipiente de agua destilada

6. Indicador

7. Válvula cerrada normalmente

8. Válvula normalmente abierta
9. Manómetro

10. Medidor de sal

11. Medidor de agua

12. Filtro

13. Intercambiador de calor

14. Válvula

15. Bomba

16. Vertimiento

Los generadores con refrigeración de agua se caracterizan por unos indicativos considerablemente altos de economía en un amplio rango de velocidades de rotación:

En la (Figura 7.3) se muestra un esquema de ventilación del generador.

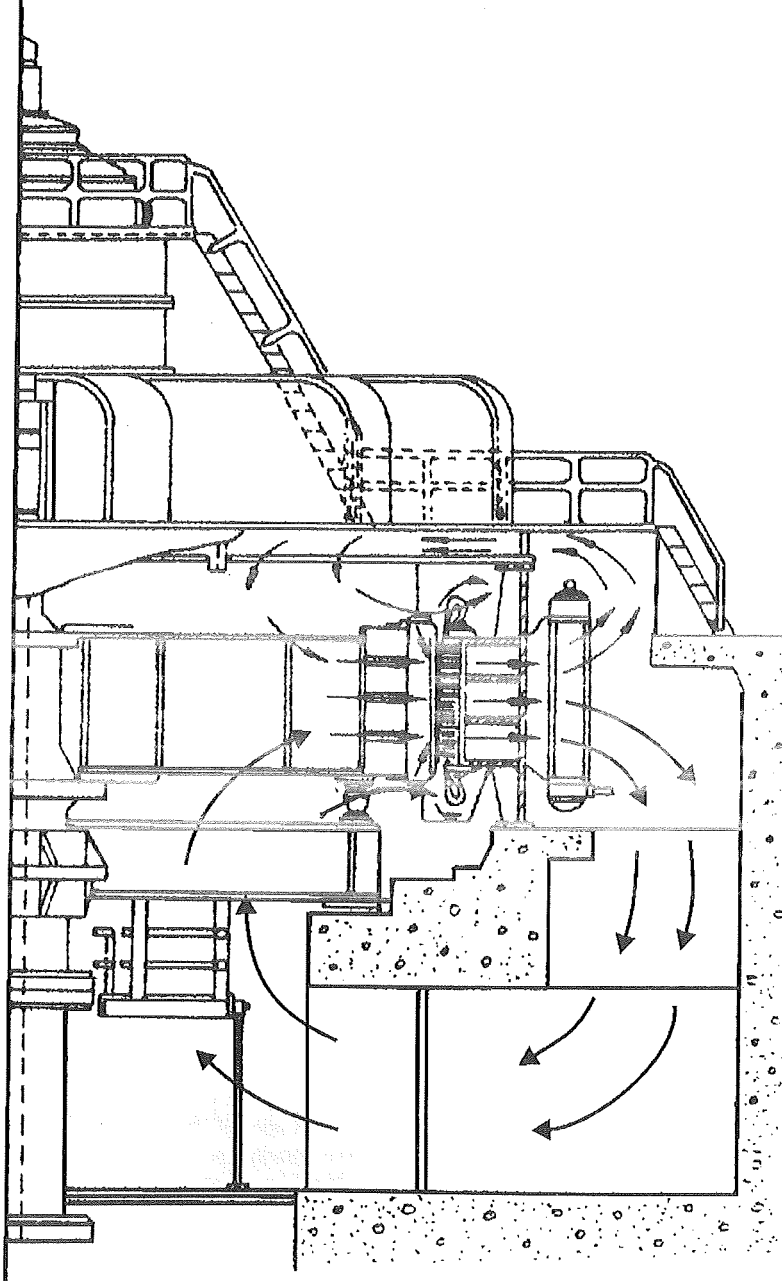


Figura 7.3 Esquema de ventilación de un generador

7.5 ESQUEMAS CONSTRUCTIVOS DE LOS GENERADORES

Los generadores del eje vertical se fabrican de dos tipos: de suspensión y generadores de tipo sombrilla.

Esta es una diferenciación de construcción y la establece la posición del soporte con relación al rotor.

En los generadores de suspensión, el soporte está situado en un nivel superior al del rotor sobre la tapa superior del generador. En los generadores de tipo sombrilla el soporte está situado en un nivel inferior al del rotor sobre la tapa inferior del generador o sobre la tapa de la turbina.

En la (Figura 7.4a) se muestra el esquema de un generador de suspensión con dos cojinetes guías situados en las tapas superior e inferior, lo cual se usaba en todos los generadores de este tipo. Sin embargo, la tendencia a diseñar unidades más compactadas y simplificadas y a la disminución de las dimensiones del eje, lo mismo que de su peso, llevó a la construcción de un generador de suspensión con un sólo cojinete sobre el rotor del generador (Figura 7.4b), el cojinete inferior se une con el cojinete de la turbina. Este es el tipo de construcción más usual actualmente.

En los esquemas antes usados de generadores de tipo sombrilla (Figura 7.5), el soporte se apoyaba en la tapa inferior del generador, el cojinete guía superior se instalaba sobre la tapa superior y el cojinete inferior se situaba bajo el soporte en la tapa inferior. En algunos generadores el cojinete inferior se une con el soporte. Subsiguientes investigaciones mostraron la posibilidad de unir los apoyos del soporte con la tapa inferior en la tapa de la turbina, directamente o mediante un apoyo especial, eliminando el cojinete inferior, cuya función la cumplirá el cojinete de la turbina. Este tipo de generador sombrilla (Figura 7.6), disminuye considerablemente el peso y el costo del generador, lo mismo que las dimensiones del eje, pero hace un poco más pesada y complicada a la turbina por la necesidad de tener una tapa más pesada, que es la que sostiene el peso del soporte. En la mayoría de los generadores de sombrilla actuales ya se usa este tipo de construcción.

Una composición aún más compacta del generador y la turbina se obtiene al utilizar un generador de sombrilla sin eje (Figura 7.7). En tal construcción, el generador no posee eje y el rotor de éste se une al eje de la turbina el cual se convierte así, en el único eje de la unidad de generación. El soporte como en el esquema anterior, se apoya en la tapa de la turbina. La unidad, en este caso, cuenta con dos cojinetes: el inferior, en el eje de la turbina y el superior, sobre la tapa superior del generador. Así, el generador se simplifica disminuyendo su peso y sus dimensiones a lo largo del eje.

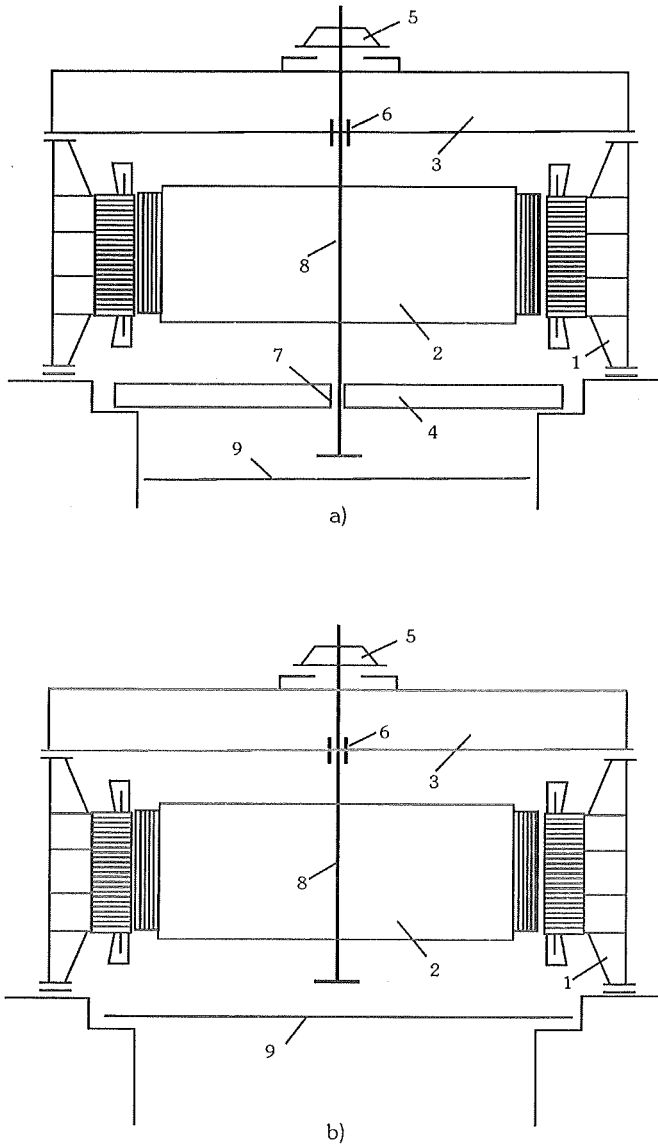


Figura 7.4 Esquemas generales de generadores hidráulicos de suspensión.

a) Con dos cojinetes guía

b) Con un cojinete guía

1. Estator

2. Rotor

3. Cruceta superior

4. Cruceta inferior

5. Quicionera

6. Cojinete guía superior

7. Cojinete guía inferior

8. Árbol del rotor del generador

9. Recubrimiento del foso

10. Apoyo de la quicionera

11. Adaptador del árbol del generador

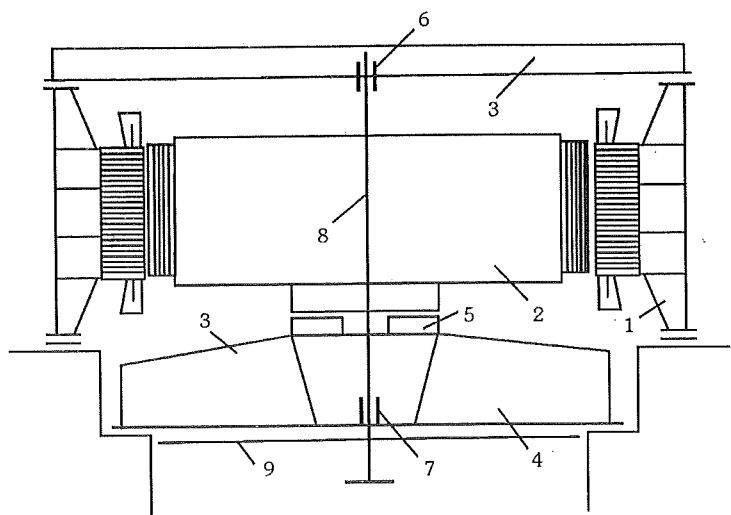


Figura 7.5 Esquema del generador hidráulico de tipo sombrilla con dos cojinetes guía

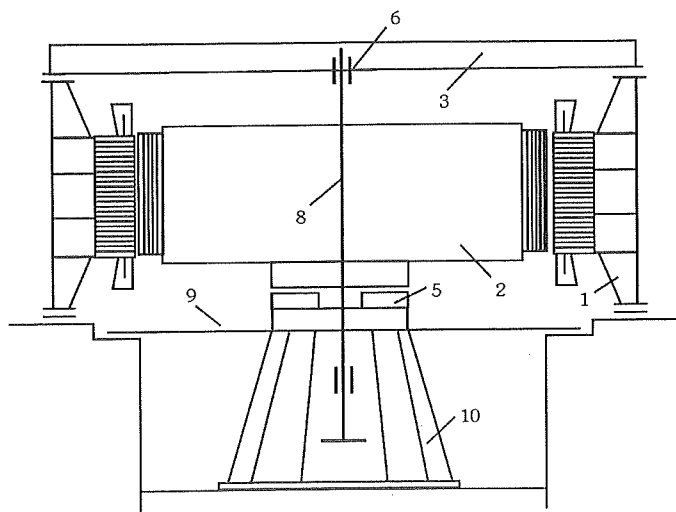


Figura 7.6 Esquema del generador hidráulico de tipo sombrilla con apoyo de la quicionera en la tapa de la turbina

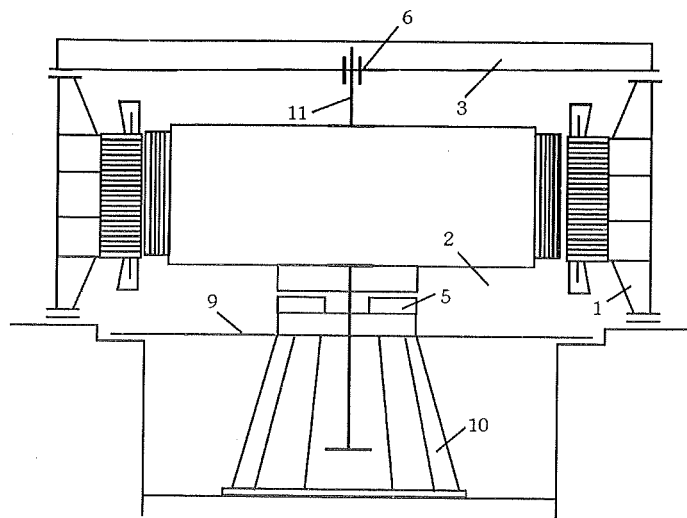


Figura 7.7 Esquema del generador hidráulico de tipo sombrilla con estructura sin árbol del rotor.

En la construcción actual de generadores, se usan ambos tipos: los de suspensión y los de sombrilla.

Al escoger el tipo de generador, se debe considerar la influencia de los siguientes factores técnico - económicos: la altura de la unidad y el costo de la casa de máquinas, el peso y el costo del generador y la turbina, la eficiencia del generador, las vibraciones, la estabilidad y rigidez de la unidad, la confiabilidad en el comportamiento del soporte.

En un rango conocido de potencias, dimensiones y velocidades de rotación, la elección del generador es única y precisa, pero también existe una zona de estas características donde se puede usar cualquiera de los dos tipos.

Según datos estadísticos se puede establecer que los generadores tipo sombrilla se utilizan para velocidades de rotación hasta de 100 r.p.m. y una relación Dg/Lc no mayor de 7. Los generadores de suspensión se utilizan para relaciones Dg/Lc menores de 7 y para velocidades de rotación de 125 r.p.m. y más.

7.5.1 Generadores verticales

La turbina por intermedio del eje, transmite al generador un momento giratorio M que es directamente proporcional a su potencia P_T e inversamente proporcional a su velocidad de rotación:

$$M = 9,55 \frac{P_T}{n}$$

Donde:

M está dado en kilonewtons x metro (kNm)

La velocidad de rotación varía generalmente de 50 a 850 r.p.m. de acuerdo con los parámetros de la central.

La pequeña velocidad de rotación de los generadores de centrales de baja caída, está determinada por sus grandes dimensiones (en planta, hasta 22 m. y de alturas hasta de 28 m., contando desde el eje del rodete de la turbina y un peso total hasta de 3.000 toneladas), lo cual dificulta la transmisión de grandes momentos de rotación de la turbina al rotor del generador.

Los ejes destinados a transmitir momentos de giro hasta de 10 M.N.m. (1.000 t-metro) generalmente se fabrican macizos forjados y su diámetro llega hasta 1,20 m.

Con el fin de transmitir grandes momentos de rotación (del orden de 3000 t-metro), se utilizan ejes de paredes delgadas y soldadas de diámetros del orden de 1,5 a 2,5 m. La distribución del material en tales ejes es más racional que en los macizos y su rigidez es mayor. Estos ejes se sueldan y están compuestos por cilindros de 0,15 a 0,30 m.

Las unidades con velocidades de rotación mayores de 250 r.p.m. y potencias hasta de 250 MW generalmente llevan ejes macizos, ya que sus momentos de rotación no superan los 10 M.N.m. (1000 t-metro).

Las unidades de potencia media poseen ejes macizos hasta de 0,70 m. Gracias a sus ventajas constructivas y de operación, los generadores más usados son los de eje vertical. La principal pieza de apoyo de la unidad vertical es el soporte, al cual se transmite el peso total de las partes en rotación de la turbina y el generador, la presión axial del agua sobre el rodete de la turbina, etc.

La construcción del soporte se ve en la (Figura 7.8). El espejo pulido del soporte 6 forma una superficie de rozamiento con los segmentos 7 cubiertos de metal babbitt blanco, los cuales poseen apoyos de tornillo. El soporte está sumergido en un baño de aceite. El aceite sirve para lubricar las partes en contacto y para su enfriamiento.

En la (Figura 7.9) se muestra el esquema de un soporte de segmentos sobre apoyos hidráulicos. En las (Figuras 7.10 y 7.11) se muestran las partes constitutivas del soporte.

El eje de la unidad gira sostenido por los cojinetes guías. Dentro de todos los elementos giratorios el que tiene mayor efecto del volante, es el rotor del generador situado en la parte superior. Por eso, incluso una ligera excentricidad entre los ejes de giro y la aparición de pulsaciones radiales, causadas por la asimetría del campo magnético, inmediatamente producen la vibración de todo el sistema de rotación y la unidad se desbalancea.

El número y posición de los cojinetes guías, influyen considerablemente en la uniformidad del funcionamiento de la unidad. Los generadores de suspensión generalmente tienen tres cojinetes (dos en el generador y uno en la turbina) y los de tipo sombrilla tienen dos (uno en el generador y otro en la turbina). Las unidades que llevan dos cojinetes operan mejor, ya que en el esquema de tres cojinetes uno de ellos se sobrecarga o se excluye del contacto.

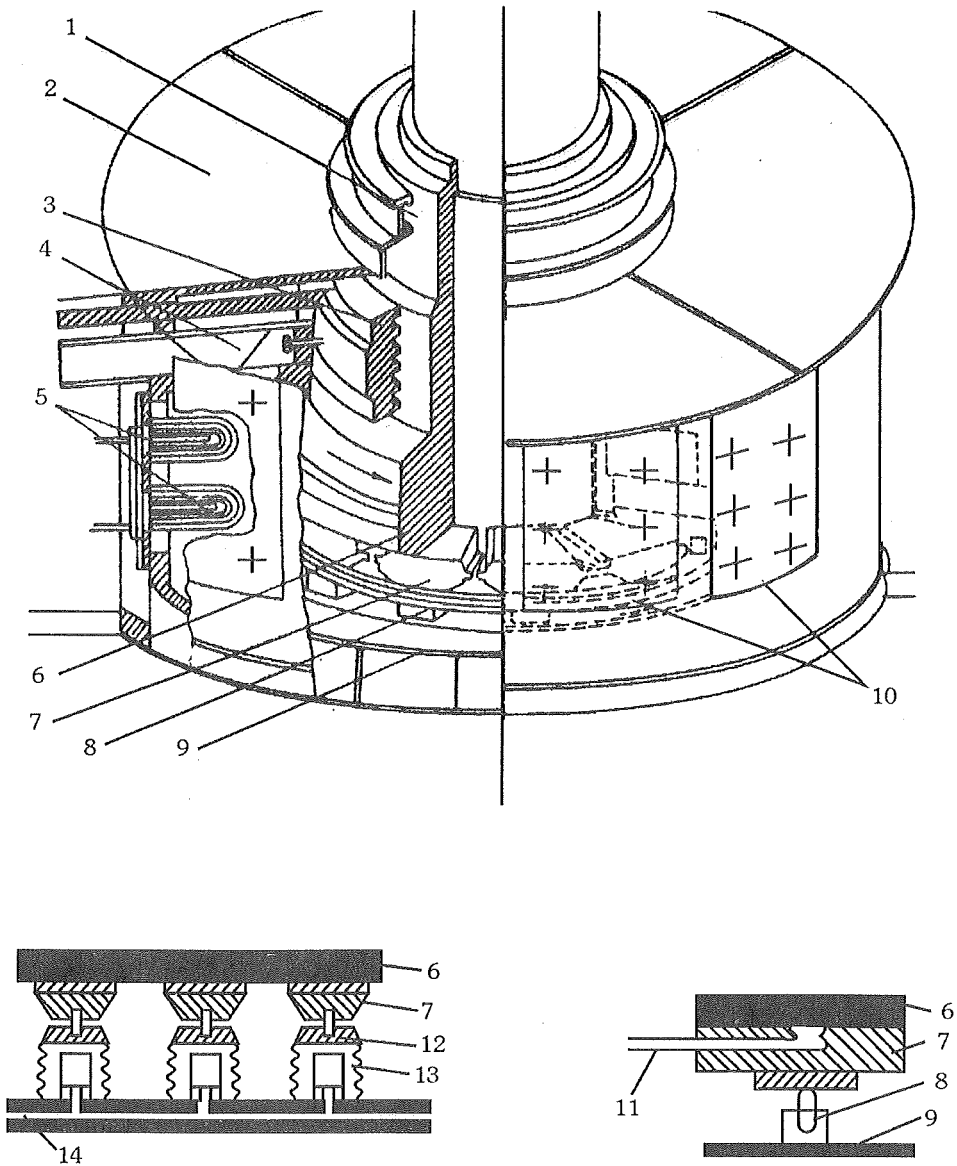


Figura 7.8 Esquema de un soporte para generador

- | | |
|-------------------------------------|---|
| 1. Eje | 8. Apoyo del segmento |
| 2. Tapa superior del baño de aceite | 9. Apoyo del baño de aceite |
| 3. Guía directriz | 10. Cuerpo del baño de aceite |
| 4. Apoyo de la guía directriz | 11. Tubo para transportar el aceite |
| 5. Refrigeración de aceite | 12. Plato para transportar los espejos del segmento |
| 6. Espejo pulido del soporte | 13. Apoyo del segmento |
| 7. Segmentos | 14. Sistema para el aceite entre segmentos |

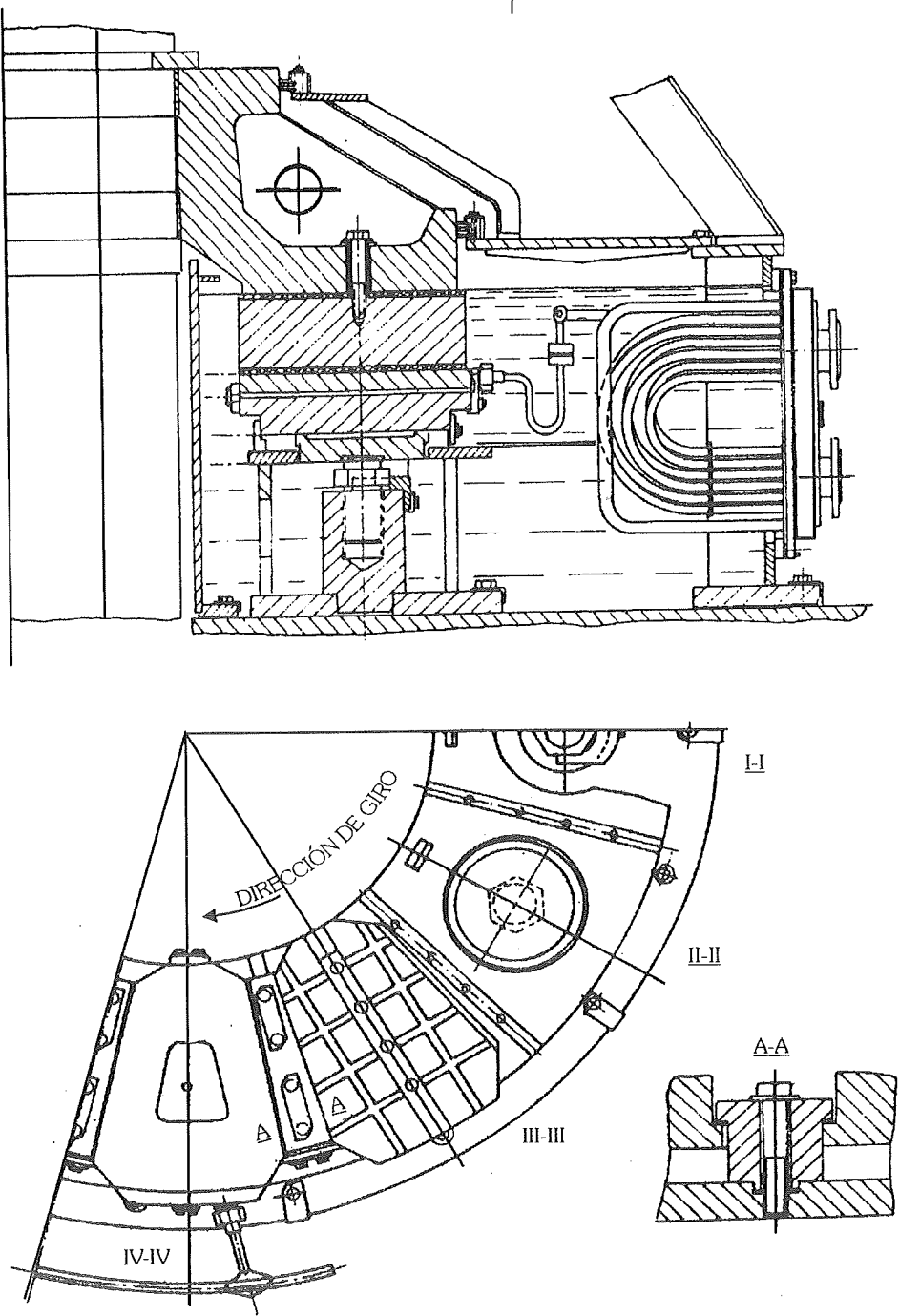


Figura 7.9 Soporte de segmentos en un generador.

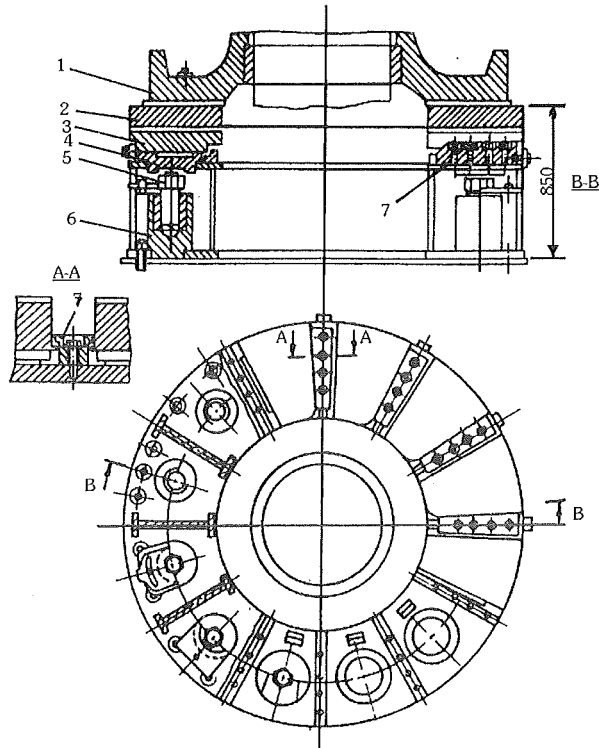


Figura 7.10 Quionera con apoyos de resorte ubicados en fila

- | | |
|------------------------------|-----------------------------------|
| 1. Extremidad de la quionera | 5. Tornillo de apoyo |
| 2. Disco de la quionera | 6. Vaso en la mesa de la quionera |
| 3. Segmento de una capa | 7. Elemento de confinamiento |
| 4. Plato elástico | |

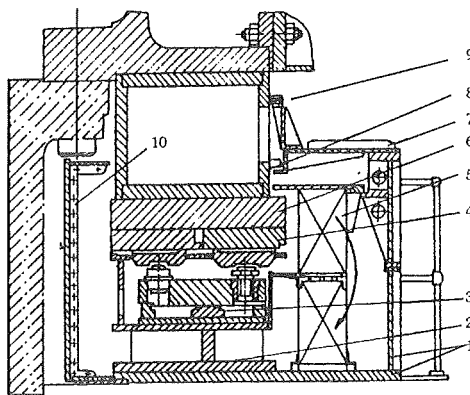


Figura 7.11 Quionera con apoyo de doble fila en la parte inferior del generador

- | | |
|---------------------|-----------------|
| 1. Carcasa | 6. Disco espejo |
| 2. Cuerpo principal | 7. Tapa |
| 3. Apoyo | 8. Apoyo |
| 4. Segmentos | 9. Remache |
| 5. Refrigerador | 10. Perfil |

Los esquemas de construcción principales, se muestran en las (Figuras 7.5 a 7.7). Estos esquemas se pueden sistematizar de la siguiente manera:

- a. Por el apoyo del soporte sobre la tapa superior, sobre la tapa inferior del generador o sobre la tapa de la turbina.
- b. Por la construcción del eje, con un eje único, con ejes individuales para la turbina y el generador y con ejes individuales pero con un tramo de unión aparte.
- c. Por la posición del cojinete superior, sobre el rotor del generador o debajo de él.
- d. Por la posición del servomotor del rodete de la turbina Kaplan, dentro del cuerpo del rodete, en el rotor del generador, en la unión de los ejes de la turbina y el generador.
- e. Por el sistema de excitación, sistema de excitación de grupo, en voladizo sobre la parte superior del eje, con generador auxiliar sincrónico, con excitador dentro del generador, con excitador fuera del generador, con excitador de diodos, con excitador giratorio.
- f. Por las dimensiones de la superestructura sobre la unidad, con superestructura alta (de 4 a 8 m.), sobre el piso de la sala de máquinas o sobre la tarima del generador cuando el estator está situado sobre el piso, con superestructura intermedia (de 1,2 a 3,8 m.), con superestructura baja (hasta de 1 m.) sin partes sobresalientes sobre el piso.

La composición constructiva del eje, el número y posición de los cojinetes guías y la ubicación del soporte determinan el balance de la unidad. La mejor solución constructiva será la que contemple la menor longitud del eje y altura de la unidad, pero tales que produzcan la mayor uniformidad en la operación bajo diferentes regímenes y la estabilidad de las piezas. Debe buscarse también la comodidad en las reparaciones, el consumo mínimo de metal, etc.

Para unidades potentes con generadores tipo sombrilla se recomienda la construcción con un sólo eje.

La solución que considera el soporte apoyado en la tapa de la turbina permite disminuir la altura de la unidad aproximadamente en un valor igual a $(0.2 \text{ a } 0.3) D$ y disminuir su peso total, gracias a la exclusión de la tapa inferior del generador. (D - diámetro del rodete de la turbina).

La exclusión de la excitación electromecánica aumenta la estabilidad de la operación del generador. Por ésto, se recomienda usar otro tipo de excitación.

La disminución de la altura de la superestructura sobre el generador permite también disminuir la cota o nivel de la grúa, en los casos en que el rotor o el estator del generador se deben transportar a sitios ubicados en la parte superior de la unidad. Esto también permite disminuir considerablemente la altura de la casa de máquinas. En las casas de máquinas subterráneas, es especialmente importante la disminución de la altura de la superestructura, lo cual permite la excavación de cavernas de menor altura y ancho. Esta tendencia es clara en las construcciones modernas de centrales hidroeléctricas.

En las unidades de alta caída se presentan pequeñas dimensiones en planta pero alturas relativamente grandes. Las turbinas Francis de alta caída, poseen grandes velocidades de rotación, de 600 a 1000 r.p.m., lo cual determina la forma y dimensiones del generador: pequeños diámetros del estator y grandes alturas (una relación de $L_c/D_g \geq 120\%$).

7.5.2 Generadores horizontales

La construcción de un generador horizontal se ve en la (Figura 7.12a). De un lado y sobre el eje, se sitúa el excitador y del otro lado el cojinete de apoyo. Los generadores de eje horizontal se utilizan generalmente en centrales de alta caída con turbinas Pelton y velocidades de rotación superiores a 300 r.p.m. (véase también Figura 7.13).

Es posible utilizar cualquiera de los siguientes esquemas:

- El generador está unido al eje de una turbina.
- El generador está unido con dos turbinas Pelton situadas cada una a un lado del generador. (Figura 7.13)

La construcción de generadores horizontales con salidas bajo el estator y con refrigeración de aire, teniendo los enfriadores de aire también bajo el estator, determinan la composición y dimensiones de la casa de máquinas. La presencia de generadores horizontales hace obligatoria la construcción de orificios profundos y canales de aire en el piso de la sala de máquinas, lo cual complica la construcción del foso de la turbina. En la (Figura 7.12b) se muestra la disposición de los refrigeradores de aire.

En las unidades de bulbo es inevitable una alta humedad en la zona del generador a causa de la condensación de la humedad en las superficies internas del bulbo. La tensión en los generadores se toma entre 3,15 y 6,3 kV. Una desventaja notoria en las unidades de bulbo es el pequeño valor de la constante inercial $T_a = 1$ a 2 s, por la limitación de las dimensiones, lo cual influye negativamente en la estabilidad de su operación paralela con otras unidades. Para este tipo de unidades tiene mejores perspectivas la refrigeración de agua, del embobinado del estator y del rotor.

La mayor unidad horizontal de bulbo hasta el momento instalada, tiene una potencia de 45 MW para caídas de 9,7 m a 16 m, una velocidad de rotación $n = 62,5$ r.p.m., un diámetro del rodete $D = 7,5$ m.

7.6 ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS DE LOS GENERADORES

En calidad de ejemplo se mostrará un generador de suspensión y otro tipo sombrilla.

En la (Figura 7.14) se muestra un generador de suspensión con una potencia de 250 MW y una velocidad de 125 r.p.m. unido a una turbina Francis.

El cuerpo del estator 1 está formado por láminas de acero soldadas y lo constituyen seis segmentos. El estator se apoya en las losas de la cimentación. El

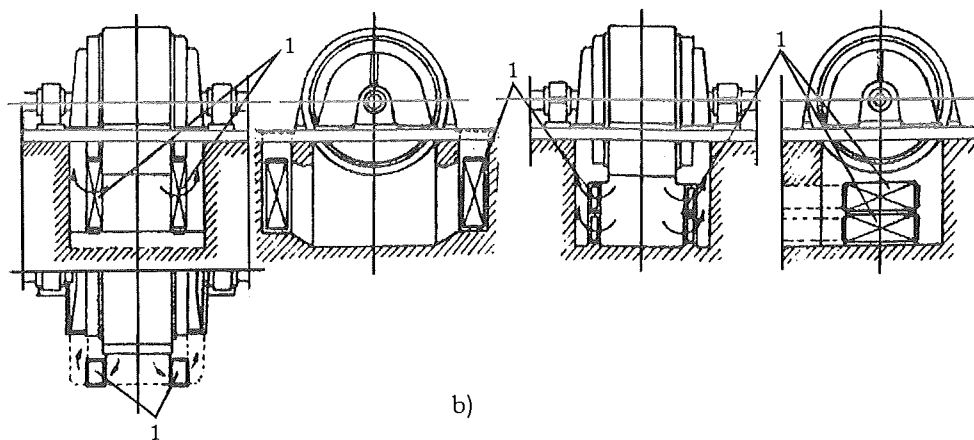
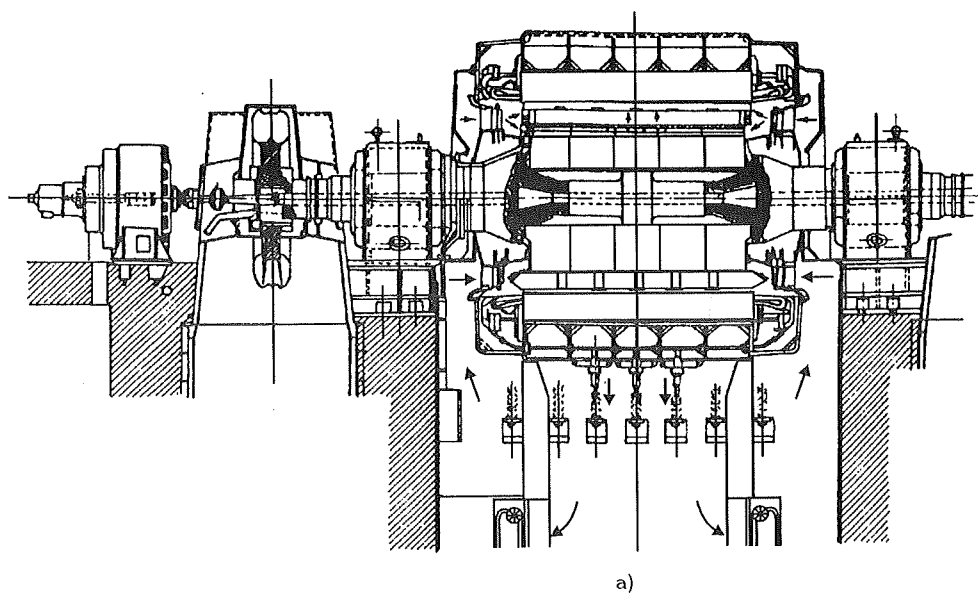


Figura 7.12 a) Hidrogenador de 100 MVA y 600 r.p.m. con eje horizontal
b) Ubicación de los enfriadores de aire. 1 en los canales bajo el estator

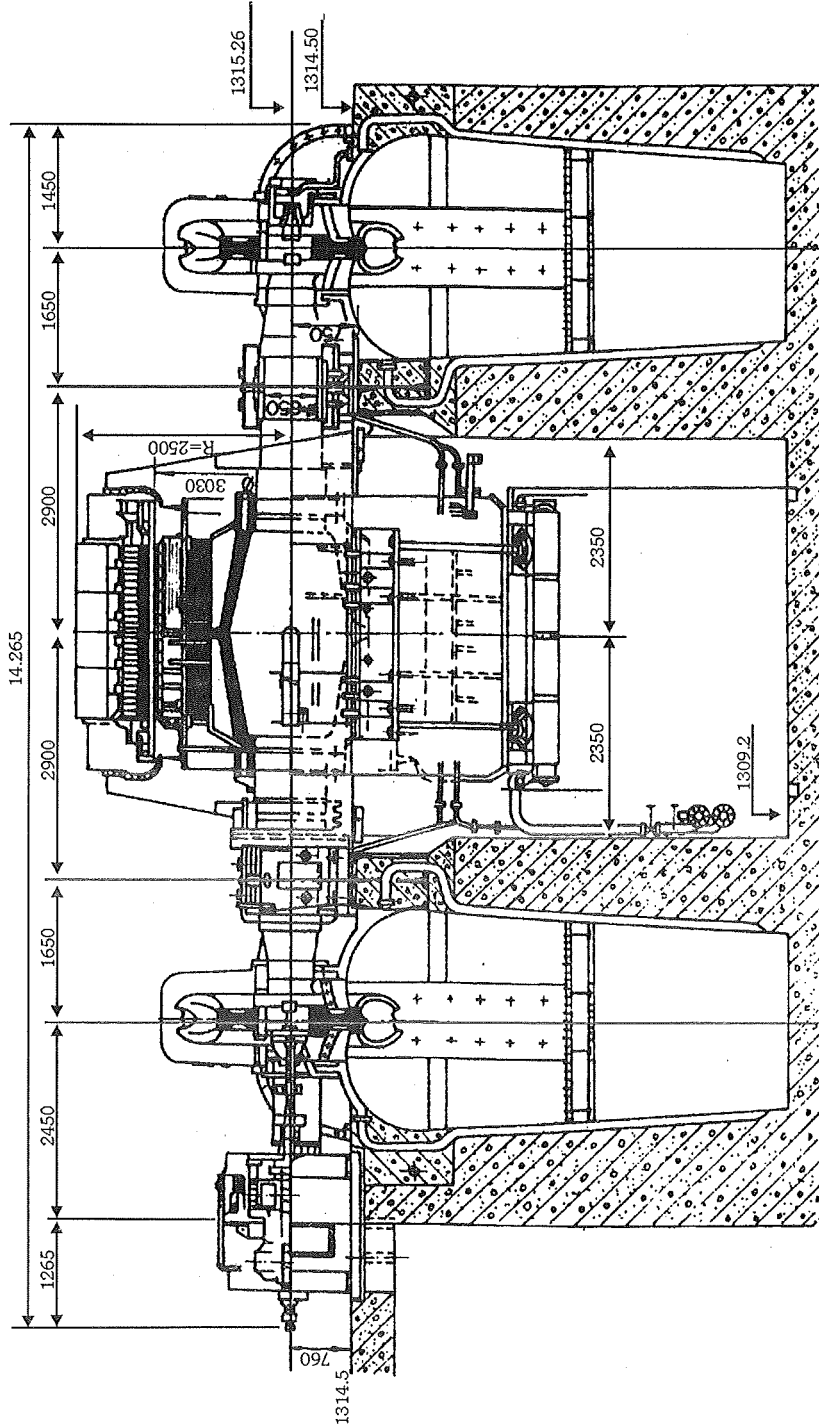


Figura 7.13 Unidad horizontal con turbinas Pelton

rotor 2 está unido al eje 3 que giran apoyados por el soporte 6, el cual se apoya en la tapa superior 5. El cojinete guía 7 está situado arriba del rotor en la parte inferior de la tapa superior. En la parte superior del anillo del rotor, se sitúa el rotor del generador auxiliar 8, cuyo estator está unido por debajo a la tapa superior. Bajo el anillo del rotor, en las placas de concreto de la cimentación, están situados los gatos hidráulicos del sistema de frenado 4 de la unidad. La tapa superior es soldada y bastante rígida ya que debe soportar todo el esfuerzo axial de la unidad. Con el fin de obtener la estabilidad necesaria, la tapa superior se apoya lateralmente en gatos especiales 13, situados a lo largo de su perímetro y que se apoyan en el macizo de concreto del bloque de la casa de máquinas. Arriba del soporte está situado el generador regulador 9 y el excitador 10.

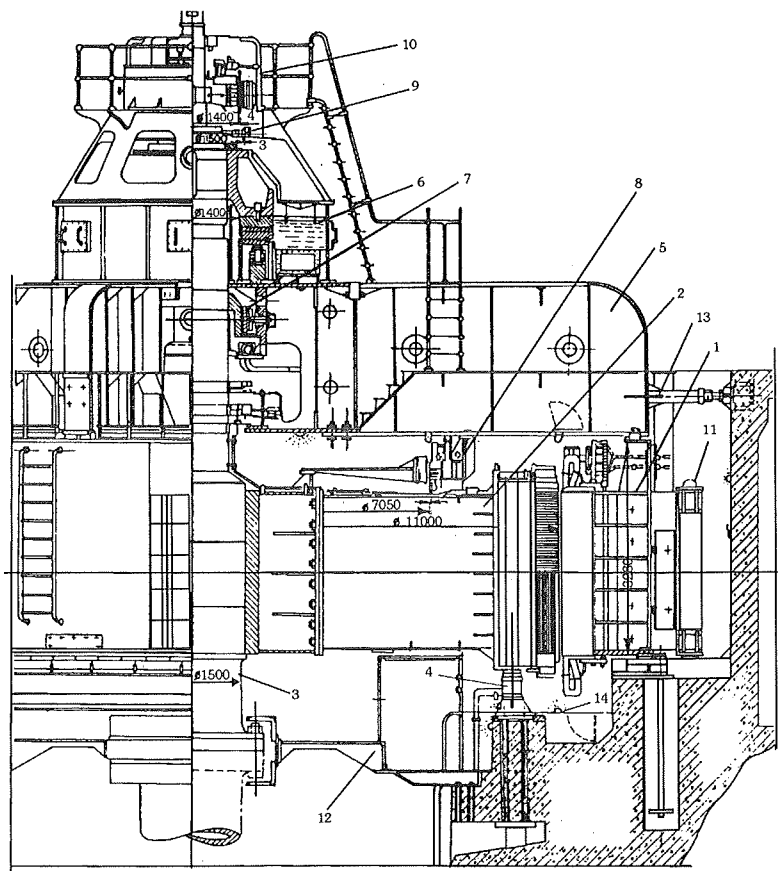


Figura 7.14 Generador de suspensión

- | | |
|---|---|
| 1. Cuerpo del estator | 8. Rotor del generador auxiliar |
| 2. Rotor | 9. Generador regulador |
| 3. Eje | 10. Excitador |
| 4. Gato hidráulico del sistema de frenado | 11. Tubos para refrigeración |
| 5. Tapa superior | 12. Placa |
| 6. Soporte | 13. Gato para obtener la estabilidad |
| 7. Cojinete guía | 14. Sistema de tubo para apagado de incendios |

La refrigeración del embobinado del generador se realiza por medio de un ciclo cerrado con enfriamiento de aire utilizando los tubos 11, situados alrededor del estator y en su cuerpo. Para crear la cámara cerrada de ventilación, el generador está separado de la turbina por la placa 12. En caso de incendio, el apagado se realiza con agua por medio del sistema de tubos 14.

En la (Figura 7.15) se muestra la construcción de un generador tipo sombrilla con el soporte situado sobre la tapa de la turbina.

El estator 1 del generador está compuesto de seis segmentos. El rotor 2 con el eje 15 son de construcción corriente. La tapa del rotor es común con la del soporte, el cual se suelda al eje 15. El generador no tiene eje propio y el rotor se une al eje de la turbina.

En la parte superior del eje se encuentra una placa 10 que une el rotor con el cojinete guía 9. La tapa superior 3 es el apoyo del cojinete. La excitación del generador es iónica con un generador auxiliar 4.

La refrigeración del embobinado del estator es de agua y la del núcleo y del embobinado de excitación es de aire con ayuda de los enfriadores de aire 8. Los gatos hidráulicos de frenado 11, el sistema contra incendio 12, el apoyo del soporte 14 y la tapa inferior 13 son de construcción convencional.

Las unidades con generadores sin eje, cuyo rotor está directamente unido al eje de la turbina, son cada vez más usados.

7.7 EL ESTATOR

El estator es la parte estática del generador y se compone del cuerpo principal y del núcleo, en cuyas guías se encuentra el devanado o bobina. Con el fin de facilitar su transporte, que generalmente es sobre rieles, se divide en dos, cuatro o seis partes cuando su diámetro excede los cuatro metros. La unión de estas partes se realiza en la sala de máquinas por medio de soldadura o tornillos especiales.

En la (Figura 7.16) se muestra una construcción típica del estator de un generador. El cuerpo principal está compuesto de láminas de acero de 25 mm. de espesor. Constructivamente, está compuesto de cuatro láminas horizontales 1, que sirven para sostener el núcleo, de un borde superior 2 y otro inferior 3, que sirven de apoyo y de un revestimiento o enchapado vertical 4. Entre las láminas horizontales y los bordes se sueldan placas radiales 5 que imprimen rigidez al cuerpo y en su parte interna, perfiles en ángulo 6. El estator se apoya en la cimentación por medio del borde inferior. El borde superior va unido a la tapa del generador. El revestimiento vertical 4 posee ventanas a través de las cuales se evacúa el aire recalentado por el embobinado y el núcleo. Por fuera del revestimiento y alrededor del estator se instalan enfriadores de aire y aspiradores.

Las chapas del núcleo están compuestas de acero electrotécnico de alta aleación, de 0.5 mm de espesor. Al montar el estator, las placas se arreglan en un paquete 7, el cual se suelda a las láminas horizontales. Verticalmente las chapas

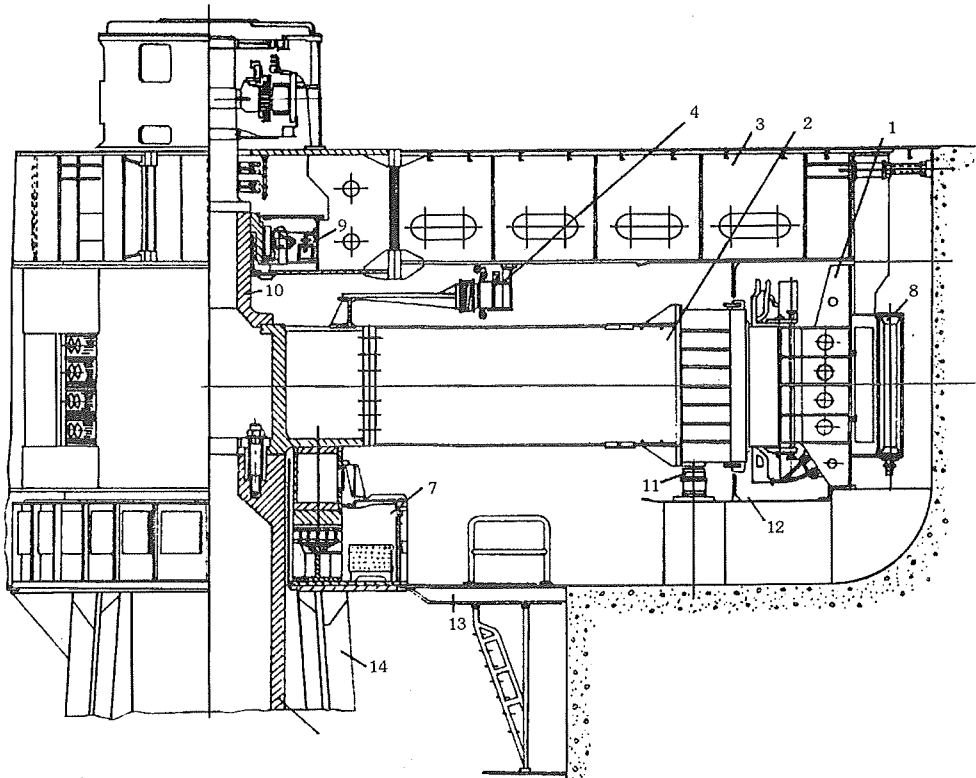


Figura 7.15 Generador tipo sombrilla

1. Estator
2. Rotor
3. Tapa superior
4. Generador auxiliar
7. Soporte
8. Enfriadores de aire
9. Cojinete guía
10. Placa
11. Gato hidráulico
12. Sistema contra incendio
13. Tapa inferior
14. Soporte
15. Eje

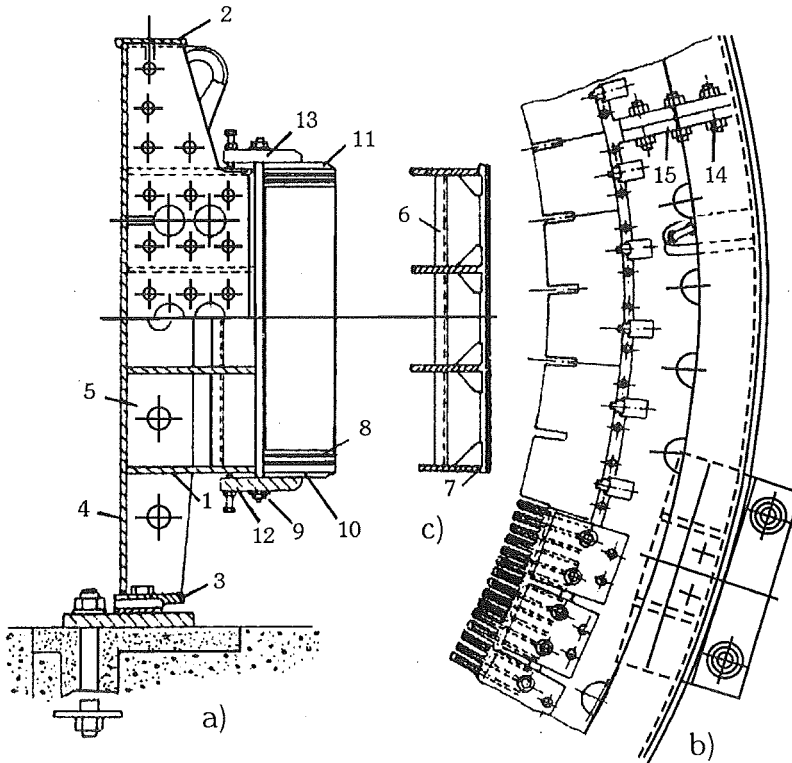


Figura 7.16 Estator de un generador

- | | |
|--------------------------------------|-----------------------------------|
| a) Corte del estator | 6. Perfiles en ángulo |
| b) Planta de un segmento del estator | 7. Paquete de placas |
| c) Cuerpo del estator | 8. Paquetes de chapas del estator |
| 1. Lámina horizontal | 9. Tornillos verticales |
| 2. Borde superior | 10. y 11. Láminas |
| 3. Borde inferior | 12. y 13. Placas |
| 4. Revestimiento | 14. Tornillo |
| 5. Placas radiales | 15. Placas |

del estator están divididas en paquetes 8, entre los cuales se abren canales para el paso del aire de la refrigeración. Al acabar el montaje las chapas del estator se aseguran por medio de los tornillos verticales 9, con ayuda de las placas 12 y 13, que sostienen las láminas 10 y 11. Del lado interno del núcleo se dejan canales radiales y verticales en los cuales se enrolla el embobinado del estator.

En el gráfico mostrado, el estator se compone de seis partes unidas por las placas 15 y aseguradas por los tornillos 14. Actualmente, es más común unir las placas soldadas a las láminas horizontales. Cada parte puede ser transportada por la grúa viajera, la cual la agarra de una varilla soldada a ella 19. (Veáse también Figura 7.17).

7.8 EL ROTOR

El rotor es la pieza mayor y más complicada del generador. Su peso generalmente alcanza el 47 a 54% del peso total del generador. En la operación del generador el rotor cumple tres funciones fundamentales siendo, en primer lugar, un inductor que forma un campo magnético de excitación; en segundo lugar, un ventilador que crea la corriente de aire necesaria para el enfriamiento del generador y, en tercer lugar, es un volante que garantiza la estabilidad en la operación del generador. Además, el rotor se utiliza como un disco de frenado de la unidad.

El rotor se compone de las siguientes partes fundamentales: el eje, el casco o armazón, el anillo, los polos, los ventiladores y los segmentos de frenado. El diámetro exterior del rotor en los generadores grandes alcanza los 16 m hasta los polos y 14 m hasta el anillo. Su peso llega a las 900 toneladas.

En los generadores lentos de gran potencia es aconsejable aumentar el diámetro del rotor hasta el límite permitido por su resistencia mecánica para la velocidad de embalaje. Al aumentar el diámetro se alcanza una mejor ventilación del generador y la disminución del peso del anillo para un efecto de volante dado.

Los ejes de los generadores se fabrican generalmente vacíos en su interior, es decir, en forma de cilindros huecos y su construcción es análoga a la de los ejes de las turbinas.

En función de sus dimensiones, se utilizan diferentes tipos constructivos de armazones. Para diámetros hasta de 4 m el armazón y el disco constituyen una sola unidad, formada por un cilindro de discos unidos al eje. Para diámetros hasta de 6 a 7 m. se pueden fabricar armazones de tambor no desarmables. Para diámetros de más de 7 a 8 m. se utilizan armazones desarmables, de rayos o varillas dispuestas radialmente.

Los armazones de disco son los de construcción más confiable y los que mejor soportan el momento de giro. Los de rayos o varillas desarmables son constructivamente más complicados, ya que el momento de giro es soportado por los tornillos que sostienen las varillas radiales. Estas varillas radiales se unen por un lado al eje del generador y por el otro a un anillo que la soporta.

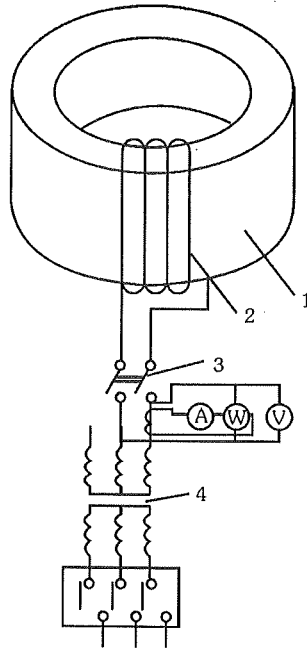


Figura 7.17 Esquema del devanado del estator de un generador

1. Estator del generador
2. Devanado
3. Interruptor
4. Transformador del sistema eléctrico interno

Las dimensiones del anillo en los generadores de mediana y gran potencia exigen que su transporte se realice por partes que luego se unirán en el sitio de montaje.

Verticalmente, el anillo se compone de una serie de paquetes unidos entre sí. En el espacio entre cada uno de estos paquetes se dejan canales que cumplen la función de ventiladores que transportan aire a las partes más recalentadas del generador.

En la superficie inferior del anillo se instalan los segmentos pulidos del sistema de frenado.

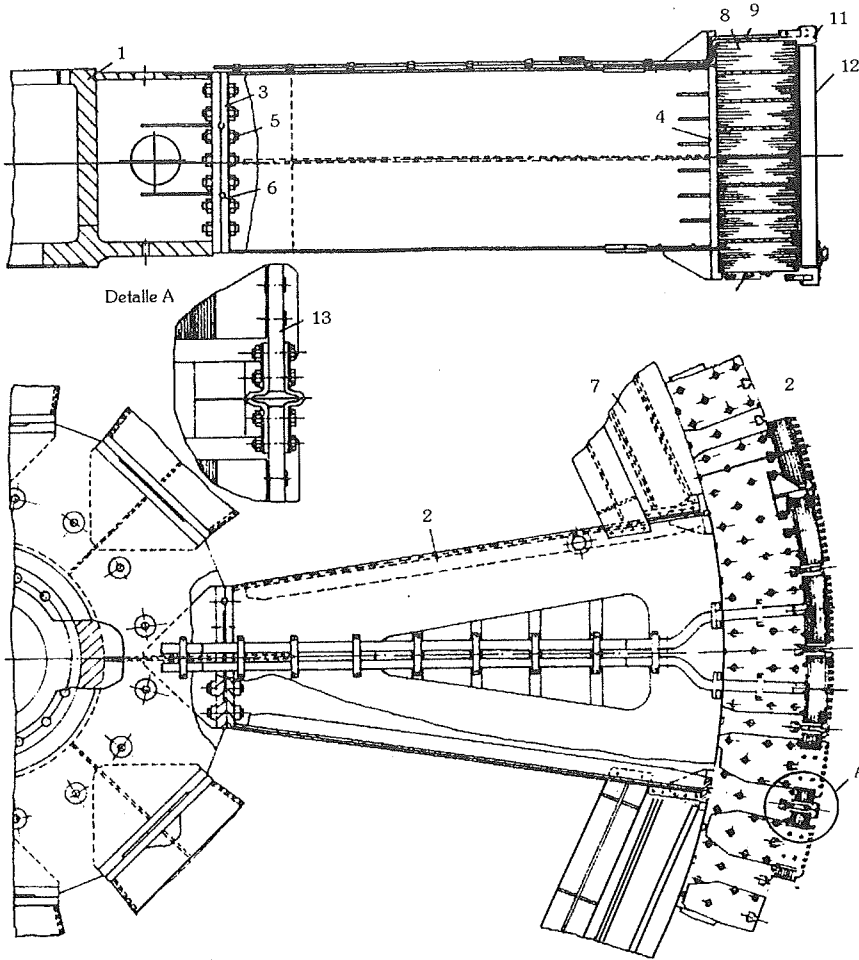


Figura 7.18 Rotor de un generador de suspensión

1. Cubo
2. Rayos del rotor
3. Placas interiores
4. Placas exteriores
5. Pernos
6. Chavetas
7. Láminas
8. Anillo del rotor
9. Placas
10. Segmentos de frenado
11. Álabes de ventilación
12. Polos
13. Bobinas amortiguadoras

Los polos del generador se componen de núcleo, devanado de excitación y empaques aisladores que separan el núcleo de las espiras de la bobina y las espiras entre sí. El núcleo de los polos se construye con placas delgadas de acero electrotécnico unidas entre sí. El devanado de excitación es un carrete de cobre plano enrollado en el núcleo.

En la (Figura 7.18) se muestra la construcción de un rotor de un generador de suspensión de gran potencia. El cubo 1 es de construcción cilíndrica y compuesta de láminas de acero. La superficie exterior de este cilindro posee placas verticales a las cuales van unidas las varillas o rayos 2 del rotor. Estas varillas en realidad son perfiles en doble T de acero unidos a placas interiores 3 y exteriores 4. Las placas interiores van unidas al cubo central por medio de pernos 5. La posición radial de las varillas se fija por medio de las chavetas 6. La parte externa de los perfiles se cubre en sus partes superior e inferior con las láminas 7.

El anillo del rotor 8 se compone de segmentos planos que forman ocho paquetes en sentido vertical. Además de los canales de ventilación entre los paquetes, en las uniones se dejan espacios para la circulación del aire de la refrigeración. Los paquetes están asegurados por las placas 9. Los segmentos del frenado 10 se unen a la parte inferior del anillo por medio de pernos. En todo el perímetro del anillo arriba y abajo se instalan álabes o aletas de ventilación 11.

Los polos 12 se llevan completamente armados al sitio de instalación en donde se aseguran en las guías dejadas en el anillo del rotor. Con el fin de que los carretes de embobinado permanezcan unidos a las zapatas de los polos, se instala una gran cantidad de resortes unidos a las tuercas inferiores de los carretes que los presionan en dirección radial. Las bobinas amortiguadoras 13 unidas forman un anillo aparte por medio de placas elásticas que compensan las deformaciones por temperatura (véase también Figura 7.19).

En la (Figura 7.20) se muestra la construcción del rotor de un generador de tipo sombrilla. El eje del generador de este tipo se diferencia del correspondiente al generador de tipo colgante en que su parte superior (arriba del rotor), no soporta el momento de giro y es sólo el apoyo del cojinete direccional. Por esto, el eje en su parte superior se fabrica de menor sección. En la construcción mostrada en el sitio de unión del eje 1 con el cubo 2 del rotor se instala el anillo 3.

El cubo del rotor en un generador tipo sombrilla es al mismo tiempo el apoyo del soporte, lo cual hace su construcción más complicada. La fijación del cubo al eje del generador se ejecuta como en los generadores de tipo colgante. La unión de los perfiles radiales 4 del rotor con el cubo 2 se efectúa por medio de un disco inferior 5 y otro superior 6 con ayuda de los pernos 7.

Todas las demás piezas y detalles del rotor, tales como el anillo 8, los polos 9, los álabes de ventilación 10, los segmentos de frenado 11 y otros, son análogos a las piezas del rotor en los generadores de suspensión. Las (Figuras 7.22 y 7.23) muestran con más detalle, partes fundamentales del rotor.

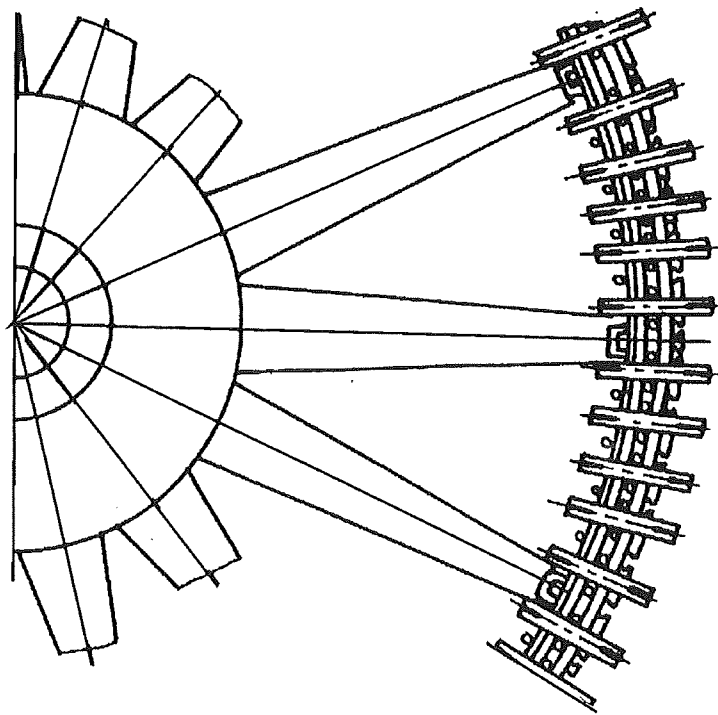
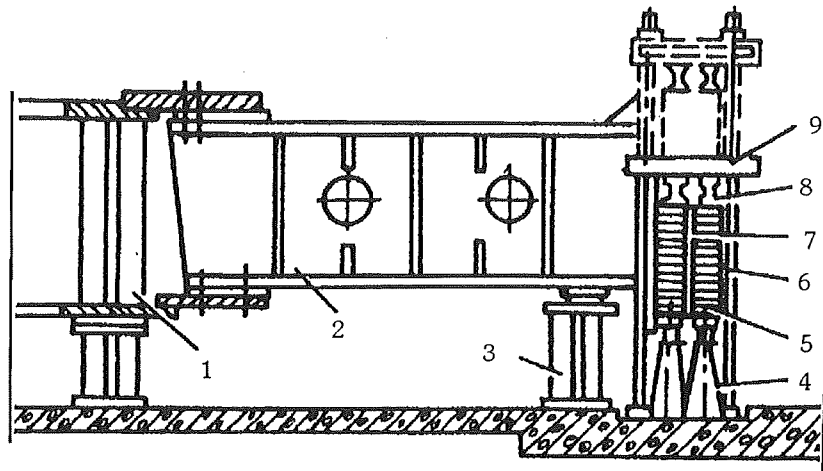


Figura 7.19 Montaje del rotor de un generador

- 1. Junta
- 2. Brazos
- 3. Pedestales
- 4. Martinete
- 5. Borde de hierro
- 6. Apoyo
- 7. Retenedores
- 8. Viga

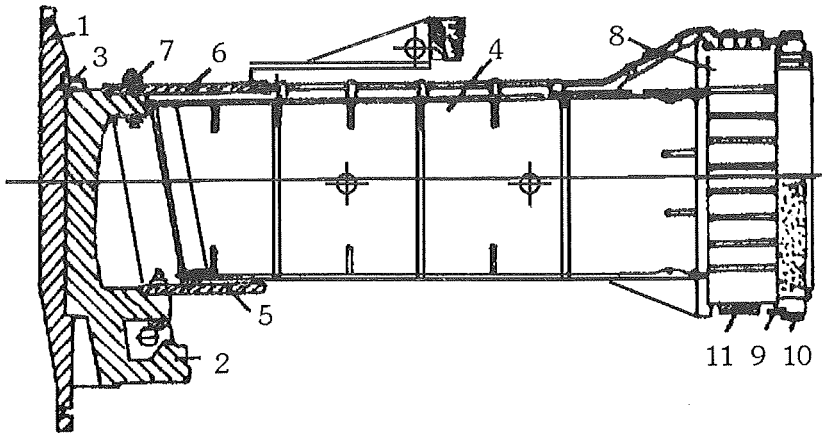


Figura 7.20 Rotor de un generador de sombrilla

- | | |
|----------------------|---------------------------|
| 1. Eje | 7. Pernos |
| 2. Cubo | 8. Anillo |
| 3. Anillo | 9. Polos |
| 4. Perfiles radiales | 10. Álabes de ventilación |
| 5. Disco interior | 11. Segmento de frenado |
| 6. Cubo superior | |

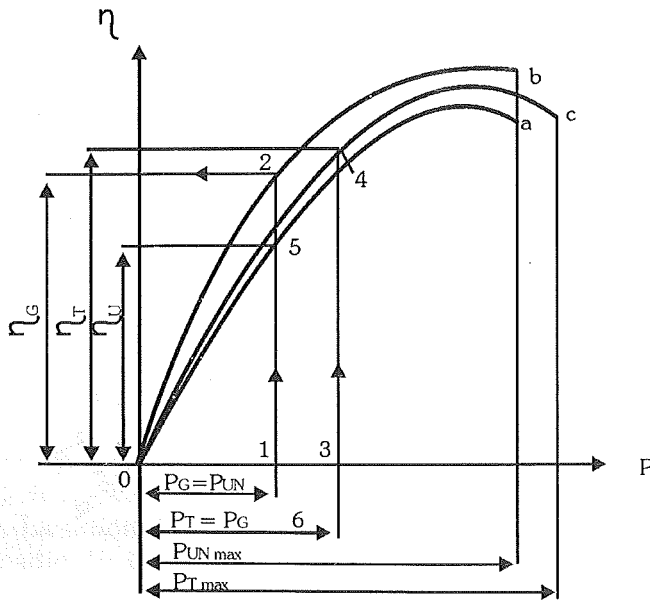


Figura 7.21 Construcción de la característica de trabajo de la unidad

- Característica de trabajo de la unidad
- Característica de trabajo del generador
- Característica de trabajo de la turbina

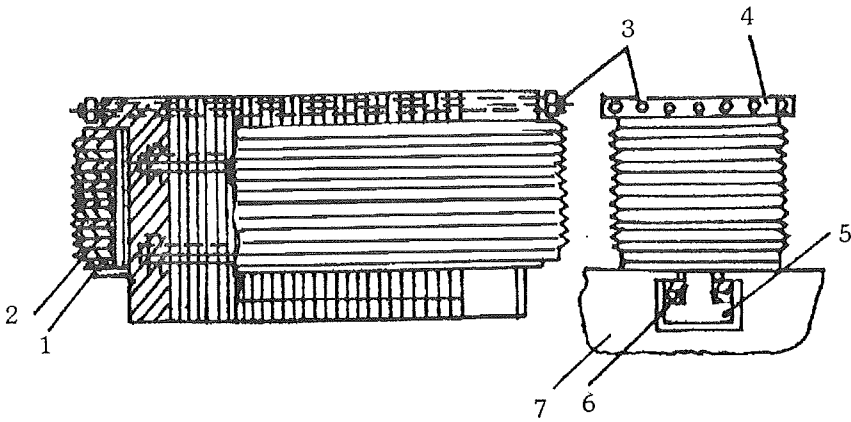


Figura 7.22 Polo de un generador

1. Disco aislante
2. Arrollamiento
3. Sistema de refrigeración
4. Conexión del sistema de refrigeración
5. Espiga del polo
6. Cuñas
7. Borde del rotor

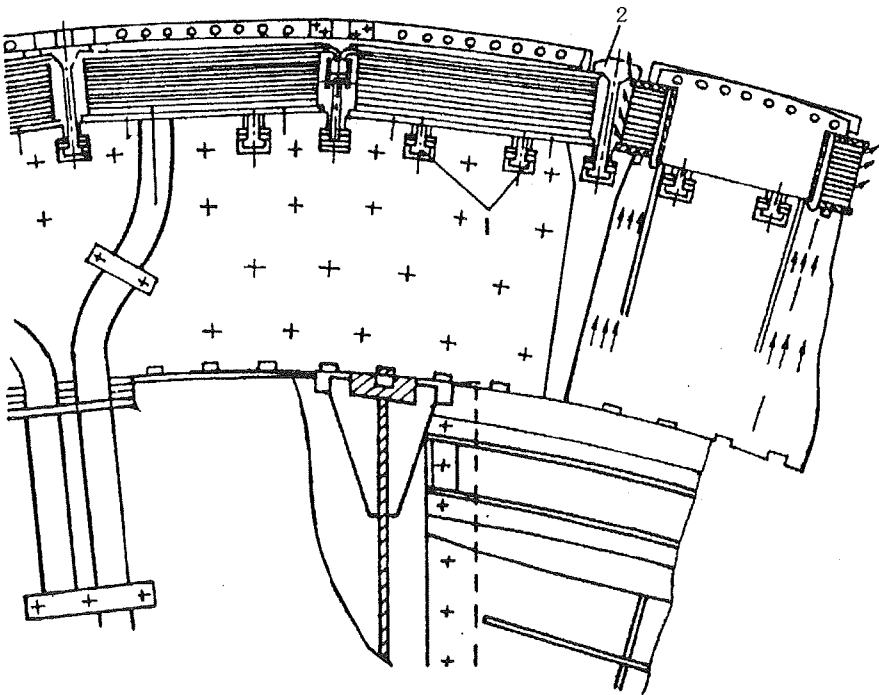


Figura 7.23

1. Polos del rotor con dos espigas
2. Abrazadera adicional de refrigeración

7.9 CARACTERÍSTICAS ENERGÉTICAS DE LAS UNIDADES DE GENERACIÓN Y DE LOS BLOQUES DE UNIDADES

7.9.1 Características energéticas de las unidades

La característica de operación de la unidad es la relación de su eficiencia η_{UN} con la carga P_{UN} para una caída constante de la turbina.

Dándose una serie de valores de la potencia del generador P_{GA} se pueden obtener los valores de las eficiencias del generador, usando su característica de trabajo (línea b en la Figura 7.21). Usando la característica de trabajo de la turbina, se puede determinar su eficiencia (línea c en la Figura 7.21) y calcular la eficiencia de la unidad $\eta_{UN} = \eta_{TUR} \times \eta_{GEN}$.

Con los datos de potencia de la unidad $P_{UN} = P_{GA}$ y los valores calculados de su eficiencia η_{UN} se construye la característica de trabajo de la unidad $\eta_{UN} = f(P_{UN})$ (línea a en la Figura 7.21) para una caída H constante. En la (Figura 7.21) con las cifras 1, 2, 3, 4 y 5 se indica el orden del cálculo.

Dándose varios valores de la eficiencia de la unidad con base a las características de trabajo para diferentes caídas H , se determina la potencia de la unidad P_{UN} y en el campo de ordenadas cartesianas H y P_{UN} se dibujan los puntos de iguales eficiencias y potencias. Como resultado se obtiene la característica de operación de la unidad $\eta_{UN} = f(H, P_{UN})$ (Figura 7.42a). La característica de operación de la unidad también se puede construir en coordenadas H y Q (Figura 7.24b).

Para varios valores de la caída obtenidos de la característica de operación de la unidad $\eta_{UN} = f(H, P_{UN})$ se pueden obtener las potencias y sus correspondientes eficiencias η_{UN} . Multiplicando las potencias obtenidas por 2, 3, 4, ..., obtenemos los datos para construir la característica de operación de un grupo de unidades de generación que se dibuja como la envolvente de iguales valores mayores de las eficiencias (Figura 7.25).

Para equipos diferentes, la característica de operación del grupo de unidades se construye, ya no multiplicando la potencia por el número de unidades, sino sumando las potencias.

Al utilizar la característica de operación de la central $\eta_{Cen} = f(H_{Cen}, P_{Cen})$ se puede considerar la variación de la caída de la central en función de su carga (Figura 7.26).

Es sabido que la caída del bloque H_{BL} depende del número y régimen de carga de las unidades en operación e incluso de la posición de éstas con relación a una unidad dada.

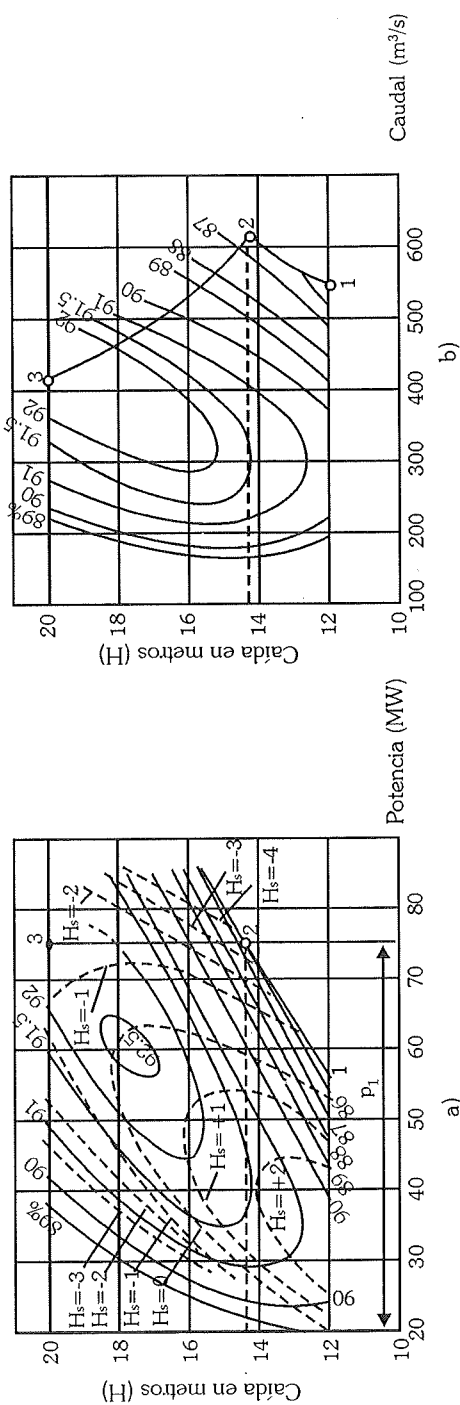


Figura 7.24 Característica de operación de una unidad a) en coordenadas H.P. b) en coordenadas H.Q. 1,2 Línea de limitación de potencia de la unidad por parte de la turbina 2,3 Línea de limitación de la potencia por parte del generador.

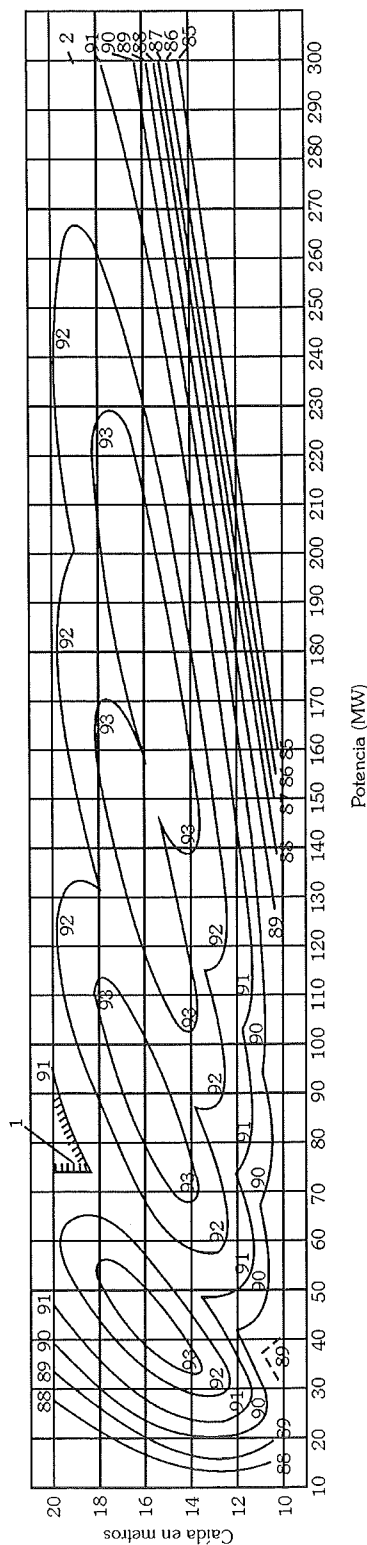


Figura 7.25 Característica de operación en un grupo de cuatro unidades iguales. 1. Línea de limitación de la potencia por parte de la turbina. 2. Línea de limitación de la potencia por parte del generador.

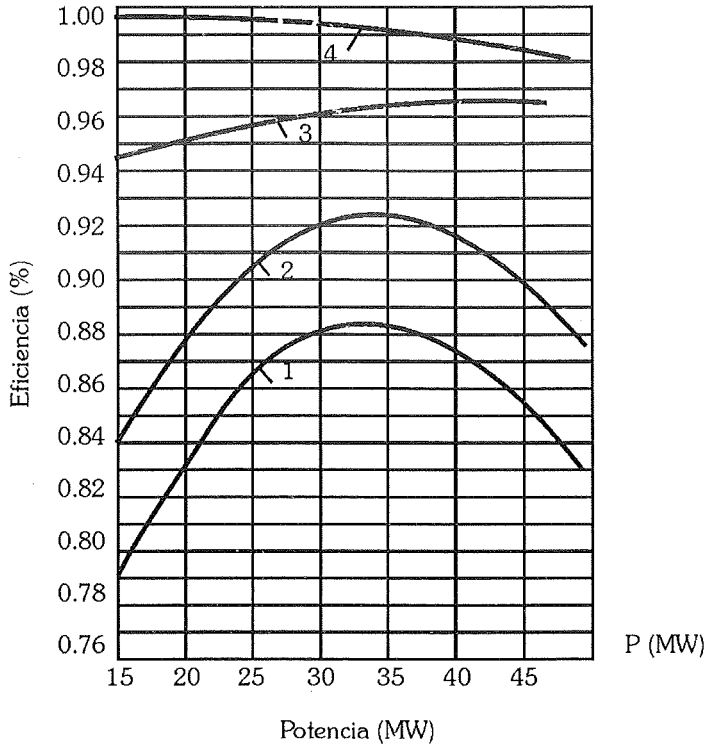


Figura 7.26 Característica de trabajo de un bloque para una caída de 24 metros.

1. Bloque
2. Turbina
3. Generador
4. Conducción

8 EL EQUIPO MECÁNICO

Se considera que el equipo mecánico cumple funciones auxiliares dentro del funcionamiento global de una central hidroeléctrica, pero dada su importancia se tratará en un capítulo aparte. Dentro de este equipo se encuentran las válvulas, las compuertas de diferentes tipos, las rejillas con sus mecanismos de limpieza y las grúas.

8.1 VÁLVULAS

La puesta en funcionamiento o arranque de una turbina, lo mismo que su frenado y detención se realiza por medio de los álabes del distribuidor. Estos álabes al abrirse y cerrarse, regulan el caudal que entra al rodete de la turbina.

Las válvulas generalmente no regulan el caudal que llega al rodete de la turbina. Estas, en realidad, son unos dispositivos de cierre de las tuberías de presión que se pueden instalar inmediatamente después de la captación, después de la almenara o inmediatamente antes de la turbina.

Después de la captación, se instalan cuando es técnica y económicamente aconsejable y en este caso se instalarían para reemplazar una compuerta plana o radial.

Después de la almenara se instalan válvulas cuando se tienen dos o más tuberías de presión que se desprenden directamente de la almenara. En este caso las válvulas aíslan el tramo de tubería entre la almenara y la casa de máquinas en caso de revisión o reparación, mientras que las demás tuberías paralelas a la que se está reparando, siguen en funcionamiento normalmente.

Inmediatamente antes de la turbina se instalan válvulas en los siguientes casos:

- En caso de conducción del agua a las turbinas por medio de tuberías de presión individuales de longitud superior a 150 m. y caídas de 200 - 300 m y más.
- En caso de conducción del agua por medio de una sola tubería de presión que se ramifica al llegar a las turbinas. En cada ramificación se instala una válvula.

En este último caso, las válvulas sirven para aislar las turbinas previendo accidentes y para garantizar la posibilidad de reparación de una turbina sin que se detenga el funcionamiento de las demás que se alimentan de la misma captación y conducción.

Todo lo anterior está relacionado con centrales de conducción que terminan en tuberías de presión. En las centrales fluviales se instalan solamente compuertas de reparación. La duración de su apertura y cierre por medio de grúas puede ser de 3 a 4 horas. Las compuertas o válvulas de emergencia no se consideran obligatorias, ya que el sistema de regulación automático de las turbinas posee mecanismos confiables que defienden las unidades de los cambios bruscos del sistema.

En centrales de conducción, de pie de presa o fluviales son necesarias las compuertas de emergencia y reparación en la estructura de captación que de-

fienden la tubería de presión; esta necesidad se ha confirmado en la práctica. Se han presentado casos de explosión de la tubería, desprendimiento de las láminas de acero de las mismas, fisuras en el revestimiento de concreto, etc. Las compuertas o válvulas rápidas instaladas en la captación se deben cerrar en un tiempo no mayor de cien (100) segundos, lo cual exige mecanismos de operación individuales (elevadores hidráulicos o motores eléctricos). La elevación de la compuerta o la abertura de la válvula se puede efectuar durante algunos minutos. Aguas arriba de estas compuertas o válvulas se instalan compuertas de reparación.

Las válvulas instaladas en la casa de máquinas deben tener la misma resistencia que los demás elementos; tales como el espiral, la tapa de la turbina, la tubería de presión, etc. Todos los elementos se deben calcular para que resistan el golpe de ariete. Estas exigencias adquieren un significado especial para centrales de alta caída, ya que al explotar el cuerpo de la válvula es prácticamente imposible garantizar la evacuación del agua.

Las válvulas más usuales son las de mariposa (para caídas hasta de 200 m), las esféricas (para caídas de más de 200 m) y para caídas excepcionalmente grandes se usa un tipo de válvula llamada "de aguja". Este último tipo de válvula es el utilizado en los distribuidores de la turbina Pelton, a cambio de los álabes del distribuidor de las turbinas Francis y Kaplan y cumplen las mismas funciones: la de regular el caudal en las turbinas.

8.1.1 Válvulas mariposa

Este es el tipo de válvula más usual. Sus principales ventajas son las siguientes:

- Son relativamente sencillas de construir.
- Tienen dimensiones y peso menores que las demás.
- Son de fácil maniobrabilidad.

Entre sus desventajas se encuentra el valor relativamente alto de las pérdidas de caída al fluir el agua sobre la lenteja. (El coeficiente de pérdidas k cuando la válvula está completamente abierta es 0,15).

En la (Figura 8.1) se muestra la construcción de una válvula mariposa. Esta se compone de un cuerpo principal cilíndrico 1 dentro del cual gira un disco 2, también llamado lenteja, sobre un eje generalmente horizontal. El giro del disco se efectúa por medio de un servomotor 3 que trabaja hidráulicamente. Antes de abrir la válvula, su tramo aguas abajo (que es el tramo seco) se llena de agua por medio de un tubo de diámetro pequeño, llamado *by-pas*, lo cual garantiza iguales presiones a ambos lados de la válvula.

La presencia de un disco giratorio en el centro del flujo crea grandes pérdidas de caída en posiciones semi-abiertas, lo mismo que la aparición de cavitación. Por estas razones, esta válvula no se utiliza como reguladora del caudal y por lo general se construye para dos posiciones del disco: abierto y cerrado. El diámetro de la válvula se hace algo mayor que el diámetro de entrada al espiral, lo cual requiere de una tubería de transición de forma cónica.

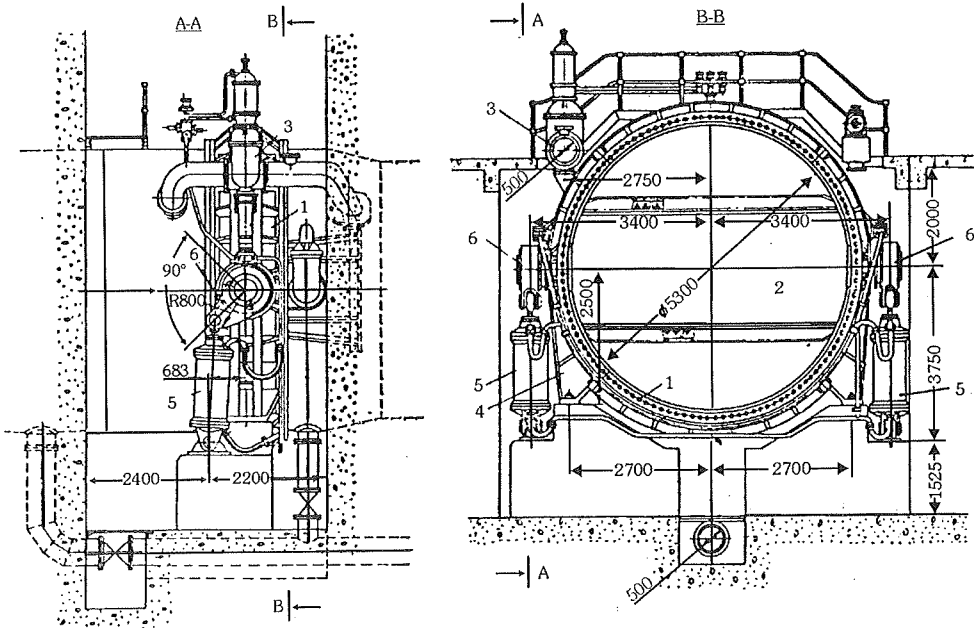


Figura 8.1 Válvula mariposa ($D_o = 5,3$ m. $H = 62$ m)

- | | |
|--------------------|---------------------------------------|
| 1. Cuerpo de acero | 4. Apoyo |
| 2. Lenteja | 5. Servomotor |
| 3. By-pas | 6. Palanca unida al eje de los álabes |

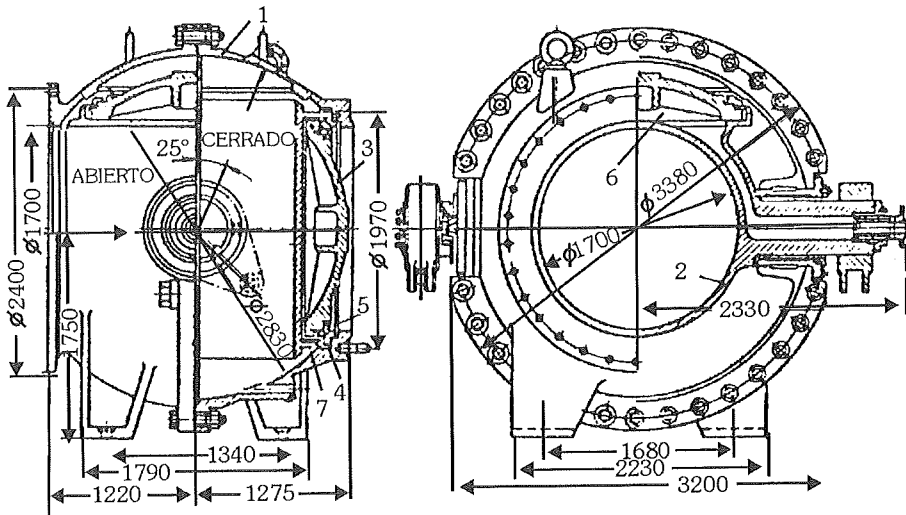


Figura 8.2 Válvula esférica ($D_o = 1,70$ m. $H = 297$ m)

- | | |
|----------------------------|-----------------------------------|
| 1. Cuerpo de la válvula | 5. Anillo de fijación |
| 2. Rotor cilíndrico | 6. Cámara de presión del disco |
| 3. Disco esférico de apoyo | 7. Canales de presión a la cámara |
| 4. Anillo de fijación | |

A pesar de que generalmente las válvulas mariposa se utilizan para caídas hasta de 200 m, en la práctica mundial se encuentran válvulas mariposa para caídas hasta de 800 m, para caídas hasta de 300 m se usan con un diámetro hasta de 5,5 m. Para cabezas menores de 200 m hasta de 8,5 m. Para caídas grandes se usan diámetros menores, hasta de 1,5 m.

En la construcción de válvulas de diámetro mayor de 4,5 m se encuentran dificultades de transporte; en esos casos, es necesario fabricar la válvula desarmable. Se fabrica el cuerpo principal y el disco cada uno compuesto de dos partes. Generalmente el cuerpo se suelda y el disco es de fundición o soldable.

Las válvulas mariposa poseen tracción hidráulica con servomotores, que se instalan en el cuerpo de la válvula, por lo general, lateralmente y, sostienen de una manera firme y segura el disco, ya que el momento actuante, debido a la fuerza hidrodinámica del flujo, siempre está dirigido en el sentido del cierre. Un cierre instantáneo de la válvula produce un golpe de ariete y el daño de la unidad.

8.1.2 Válvulas esféricas

Las principales ventajas de este tipo de válvula es la ausencia de pérdidas locales y la gran facilidad de operación, lo mismo que su gran resistencia bajo presiones altas. Sus principales desventajas son sus dimensiones relativamente grandes, lo mismo que su peso y costo.

La (Figura 8.2) muestra una válvula esférica que se compone de un cuerpo principal esférico 1 y de un rotor cilíndrico 2, cuyo diámetro interno es igual al diámetro de la tubería de presión donde se instala.

El giro de 90° del rotor se efectúa con ayuda de un servomotor, quedando cerrada la turbina de una manera compacta. En posición cerrada, la válvula no presenta escapes. Los cierres se pueden cambiar sin desarmar la válvula. Todas estas ventajas hacen aconsejable el uso de estas válvulas en todos los casos en que económicamente sea viable.

Es claro que, como en las válvulas mariposa, antes de abrir la válvula sus dos extremos deben estar llenos de agua, para igualar las presiones, lo cual se logra con la instalación de un *by-pass*.

En posición abierta la válvula está exenta de resistencias hidráulicas, lo cual garantiza un mínimo de pérdidas de caída.

A las ventajas antes mencionadas, se contrapone la dificultad de construcción, su gran peso (35 - 40% más pesadas que las válvulas mariposa de igual diámetro y cabeza), su elevado costo (en promedio 1,5 veces más costosas que las válvulas mariposa de iguales parámetros).

Las dimensiones del cuerpo principal para grandes diámetros y caídas, exigen esfuerzos para girar el órgano de cierre hasta de 1000 toneladas de fuerza. Con el fin de disminuir esos esfuerzos se utilizan válvulas dobles (Figura 8.3).

En Canadá fueron fabricadas e instaladas en la central Bercimi - 2 - válvulas esféricas dobles, con un diámetro equivalente de 3,67 m, para una presión

de 28 kg/cm². El diámetro del cuerpo de esta válvula es de 9,2 m. y un esfuerzo del servomotor dos veces menor que para una válvula corriente.

Por lo general, para centrales con caídas de 450 m. y más, se usan sólo válvulas esféricas, que en estos casos tienen diámetros relativamente pequeños. Existen válvulas esféricas instaladas en centrales con caídas hasta de 1600 m. De ahí se deduce que estas válvulas prácticamente no tienen limitaciones por caída.

8.1.3 Válvulas de aguja

Las válvulas de aguja se componen de un cuerpo principal 2 (Figura 8.4), dentro del cual se localiza una guía para el flujo 4, dos cámaras especiales 5 y 6, un cono movable 7, sus respectivos mecanismos de cierre 9 y una especie de aguja 8, que con movimientos axiales (longitudinales) abre y cierra la entrada de agua de la tubería de presión en su tramo aguas abajo, que generalmente es el espiral de la turbina.

Las válvulas de aguja regulan de una manera precisa y relativamente sencilla el caudal que pasa a través de ellas. Este es el tipo de válvulas que se utilizan en los distribuidores de las turbinas Pelton para regular el caudal de éstas, cumpliendo funciones similares a las de los álabes de los distribuidores en las turbinas Francis y Kaplan.

Normalmente, las válvulas de aguja se usan para grandes caídas. Este tipo de válvula posee excelentes cualidades hidráulicas, cierra perfectamente, se manobra fácilmente y puede operar en posiciones intermedias. Sus desventajas son su compleja construcción, sus dimensiones y peso considerable, lo mismo que su alto costo.

8.2 COMPUERTAS

Las compuertas son elementos mecánicos que se instalan en los vertederos de diferente tipo, en los canales, en los túneles, en las estructuras de captación, en los tubos de succión, etc.

En el presente trabajo se estudiarán las compuertas destinadas a instalarse en las estructuras de captación de las centrales hidroeléctricas, en los túneles de conducción (o derivación) y en la parte final de los tubos de succión de la casa de máquinas, en vertederos, etc.

En las estructuras de captación de las centrales hidroeléctricas se instalan compuertas planas y/o compuertas radiales, con el fin de controlar la toma de agua con fines energéticos o dado el caso, interrumpir su entrada. Las compuertas en las captaciones defienden eficazmente la conducción y en general, todo el tramo situado aguas abajo de ellas y además permiten efectuar revisiones y reparticiones en este tramo, interrumpiendo la entrada de agua siempre que sea necesario.

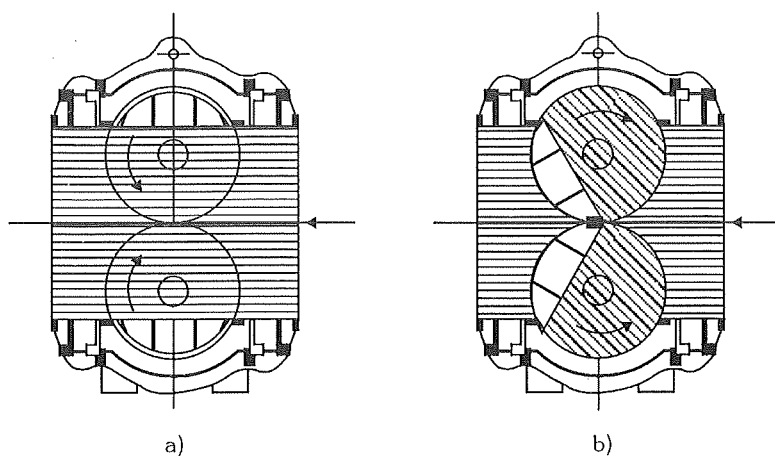


Figura 8.3 Válvulas esféricas dobles

- a) abiertas
- b) cerradas

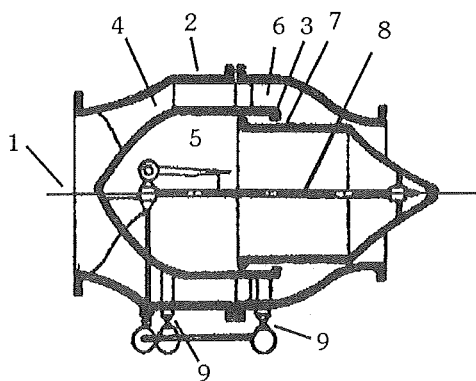


Figura 8.4 Válvula de aguja

- 1. Ingreso del flujo
- 2. Cuerpo principal
- 3. Organo de cierre
- 4. Guía para el flujo
- 5. y 6. Cámara
- 7. Cono movable
- 8. Aguja
- 9. Válvulas

Generalmente, las captaciones están provistas de una rejilla y dos compuertas instaladas una al lado de la otra. De acuerdo con sus funciones, la primera compuerta se llama de reparación y la segunda de reparación y emergencia o de guarda. Los mecanismos de elevación de las compuertas pueden ser permanentes o móviles, de acuerdo al número de orificios. Los mecanismos móviles se pueden utilizar también para la limpieza de las rejillas. Para las compuertas de emergencia es preferible utilizar mecanismos de elevación permanentes. Si al final de la conducción se tiene una válvula de emergencia y las averías o accidentes en el tramo entre esta válvula y la captación son poco probables, es posible descartar la instalación de compuertas de reparación y emergencia en la estructura de captación. Con el fin de garantizar el descenso y cierre de la compuerta de reparación, es indispensable la utilización de un *bypass*. Cuando la compuerta plana se compone de varias secciones superpuestas verticalmente, se deja un espacio entre la sección inferior y la superior que se cierra por medio de acoplamientos especiales, sólo después de encajar todas las secciones (Figura 8.5). Con el fin de llevar aire a la conducción cuando la compuerta está cerrada, se instala un tubo de aireación.

En los túneles de conducción (o de derivación) se instalan compuertas planas y/o radiales a cambio de válvulas, cuando ésto es técnica y económicamente factible. La utilización de compuertas en las conducciones se efectúa cuando en la captación sólo se dispone de una rejilla y cumple las mismas funciones que si se hubiera instalado directamente en la captación. De todas maneras, estas compuertas, siempre se ubican cerca de la captación, con su respectivo pozo. Las condiciones geológicas, topográficas y la facilidad o dificultad de maniobrar estas compuertas hacen que se instalen directamente en la captación o en el tramo inicial de la conducción. En general, la conducción se comporta en su tramo inicial como un orificio de fondo y consecuentemente, las compuertas son compuertas de fondo.

Normalmente se utiliza una compuerta radial de reparación y aguas arriba de ésta, una compuerta plana de reparación y emergencia. Lo expuesto acerca de las compuertas en las captaciones es válido para las instaladas en los túneles de conducción.

En los tubos de succión de la casa de máquinas se instalan generalmente compuertas planas que se maniobran con grúas, motores eléctricos o elevadores hidráulicos. La principal función de estas compuertas, es la de aislar el tubo de succión y toda la parte sumergida de la turbina del río o del canal o túnel de fuga con el fin de realizar revisiones o reparaciones en cualquier sitio de la turbina y su tramo sumergido.

8.2.1 Clasificación de las compuertas

Las compuertas se clasifican de acuerdo con diferentes características. Las más importantes son: por su función específica, por la posición del orificio que va a cerrar la compuerta con respecto al nivel del agua y por la forma de evacuar el agua.

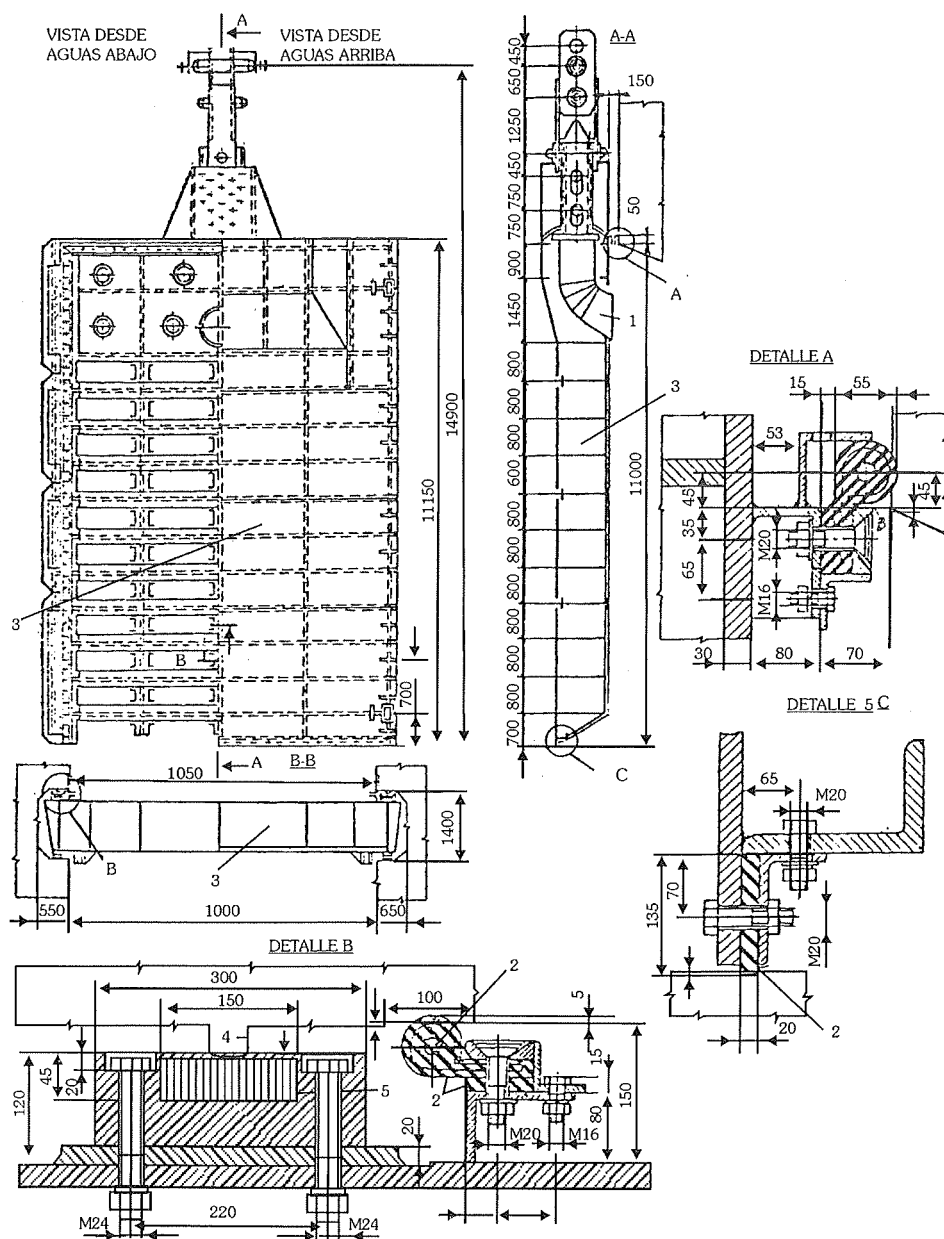


Figura 8.5 Compuerta plana instalada en una captación

1. By-pas
2. Sello de caucho
3. Cuerpo principal
4. Acero inoxidable
5. Barra de deslizamiento

1. Por su función específica, las compuertas se dividen en principales, de emergencia, de reparación (de reparación y emergencia) y de construcción.

Compuertas principales

Estas compuertas están destinadas a garantizar el cumplimiento permanente de las principales funciones en el orificio donde se encuentran. Dichas funciones son la evacuación o regulación del caudal y/o el mantenimiento del nivel del agua en ciertas cotas dadas. Estas compuertas siempre deben encontrarse en posición de maniobrar en cualquier momento; deben garantizar su maniobrabilidad bajo cualquier flujo y bajo cualquier condición de presión y para las diferentes cabezas que se puedan presentar. El tiempo de operación de las compuertas principales bajo presión o dentro de un flujo, no se limita.

Compuertas de emergencia (de guarda)

Su principal función es la de interrumpir la entrada o salida de agua en las captaciones, conducciones, desviaciones, derivaciones, etc., en caso de averías o accidentes. En caso de averías, también sirven para anular la presión (cabeza de presión) en las compuertas principales o en las turbinas. Estas compuertas deben garantizar el cierre del orificio donde se instalan cuando el flujo está pasando y para cualquier valor del caudal o la cabeza de presión dentro de los rangos posibles. La abertura de la compuerta bajo presión, generalmente no es necesaria y el tiempo de operación bajo presión o dentro de un flujo está limitado por la duración y frecuencia de las averías o accidentes.

Por lo general, un movimiento de traslación de la compuerta de emergencia con una velocidad de 0,2 a 0,5 m/s es suficiente para interrumpir una situación de emergencia. En algunos casos (por ejemplo, en las estructuras de captación de las centrales hidroeléctricas) se instalan compuertas de acción rápida de operación automática y manejo a control remoto, que se cierran en unos cuantos segundos.

Compuertas de reparación

Se utilizan para cerrar temporalmente la entrada de agua a las captaciones, conducciones, desviaciones, derivaciones, etc., con el fin de revisar o reparar equipos o estructuras aguas abajo de ellas. Estas compuertas operan bajo cargas estáticas y cualquier maniobra con ellas debe hacerse con el agua en reposo.

Compuertas de reparación y emergencia

Reúnen las funciones de las compuertas de reparación y de las compuertas de emergencia, lo mismo que sus características. La función mixta de este tipo de compuerta, actualmente se utiliza con bastante frecuencia, dadas sus ventajas técnico-económicas.

Compuertas de construcción

Este tipo de compuertas se utilizan para cerrar los rebosaderos en el período de construcción de las obras. Por sus funciones, estas son compuertas principa-

les y de reparación y emergencia. Actualmente, existe la tendencia a unir las funciones de las compuertas de construcción y las de operación permanente, programando correspondientemente la evacuación de los caudales en época de construcción y el orden de construcción de las diversas partes de la central. Las compuertas de construcción (o las compuertas permanentes que se utilizan cumpliendo funciones durante la construcción), operan en las siguientes condiciones: regulación del paso del agua en un rango alto de caudales y cabezas de presión, de los mínimos diarios a los máximos de construcción, paso de gran cantidad de cuerpos flotantes a través de los orificios y la utilización de mecanismos temporales. Estas condiciones son más críticas y complicadas que las normales de operación. Por lo anterior, la elección del tipo y disposición de las compuertas de construcción, debe ser un tema de especial atención. La subvaloración de la importancia de las compuertas de construcción (ocasionada por el carácter temporal de su funcionamiento) puede conllevar a serios accidentes y averías y por eso es inaceptable.

Es importante anotar que la división de acuerdo con las funciones de las compuertas es también válida para las válvulas.

2. Por la posición de la compuerta con respecto al nivel del agua, las compuertas se dividen en superficiales y de fondo. Las compuertas superficiales se utilizan predominantemente en los vertederos y canales. En el presente trabajo no se estudiará detalladamente este tipo de compuertas. De las compuertas de fondo se hablará más adelante.

3. Por la forma de evacuar el agua se diferencian compuertas con desagüe de un sólo lado de su parte móvil (generalmente bajo la compuerta) y con desagüe por debajo y por encima de la compuerta (Figura 8.6).

4. Las compuertas también se clasifican de acuerdo con sus características constructivas, de la siguiente forma:

- De acuerdo con la forma de transmitir la presión del agua a las estructuras se diferencian compuertas que transmiten la presión a la pila (Figura 8.7), a la solera (Figura 8.8a-c), a las pilas y a la solera (Figura 8.8b), a todo el perímetro de los orificios de fondo o sólo a una parte de su contorno (Figura 8.9a-c).

- De acuerdo con su forma de movimiento: existen compuertas que poseen movimiento de translación rectilíneo (figura 8.7a,b), giratorio (Figura 8.7 c,d), de translación y giro simultáneo (figura 8.8b) y aquellas que flotan libremente (Figura 8.8d).

- De acuerdo con sus medios de translación: las compuertas se dividen en deslizantes (Figura 8.7a), de ruedas (Figura 8.7b), de dientes (Figura 8.14) e hidráulicas (Figura 8.8c).

- De acuerdo al material: se diferencian compuertas metálicas, que son las más usadas, de madera, de concreto armado.

- De acuerdo al mecanismo de elevación: se encuentran compuertas con elevadores mecánicos (manuales y/o eléctricos); con elevadores hidráulicos, con acción del agua; que supone un movimiento de la compuerta bajo la acción de la cabeza de presión aguas arriba (Figura 8.8c) y con elevadores mixtos.

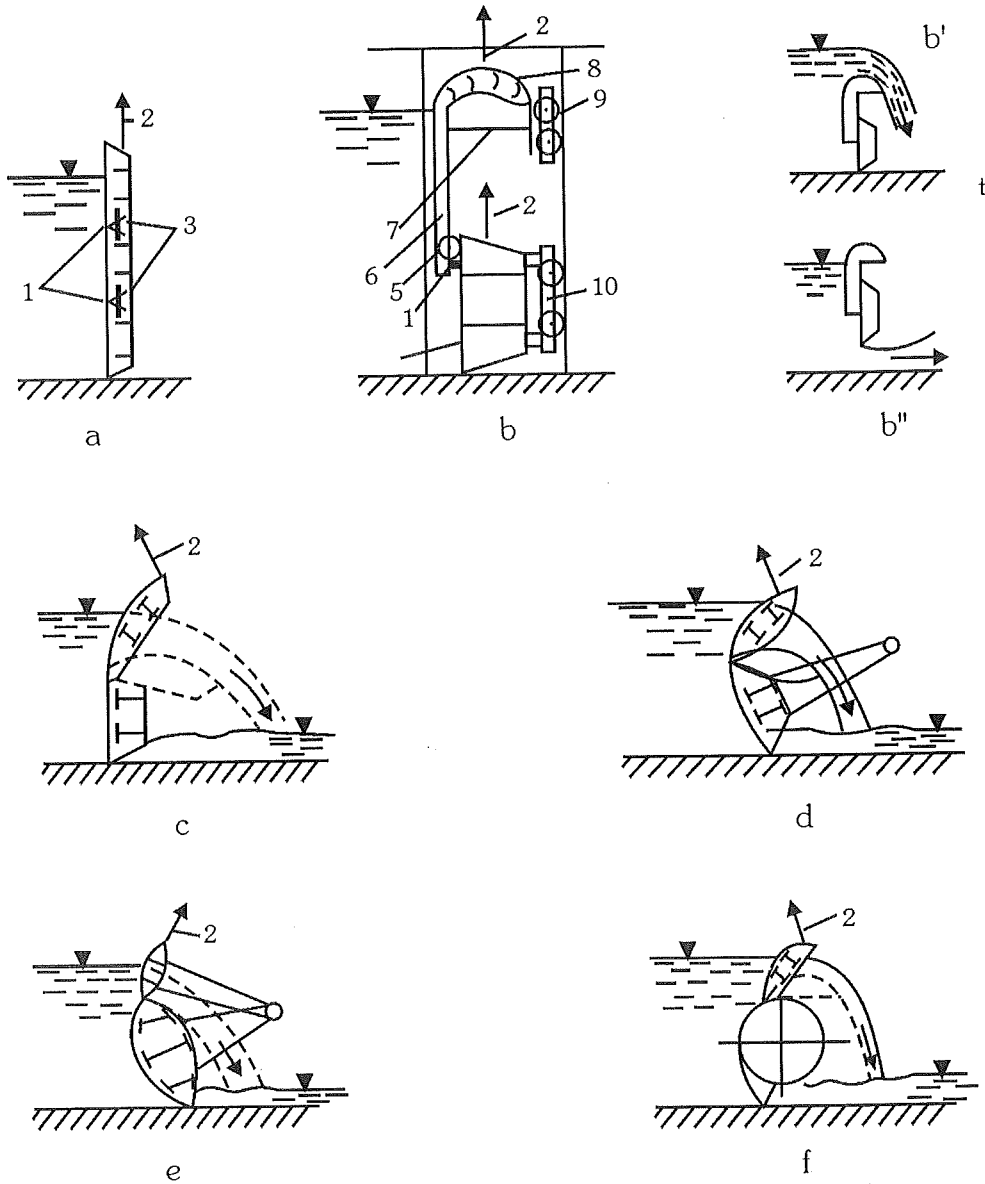


Figura 8.6 Diferentes tipos de compuertas superficiales

a) De secciones b) Doble b' b'' Paso de flujo sobre la compuerta y bajo la compuerta doble
 c) Compuerta plana plegable d) Compuerta radial plegable e) Compuerta radial con elemento de giro superior f) Compuerta cilíndrica con elementos de giro superior e inferior.

1. Juntas entre secciones 2. Cable de elevación 3. Elemento de rigidez entre secciones 4. Sección inferior 5. Rueda entre secciones 6. Elemento de rigidez de la sección superior 7. Viga de la sección superior 8. Cresta de la sección superior 9. y 10. Carretes de la sección superior e inferior

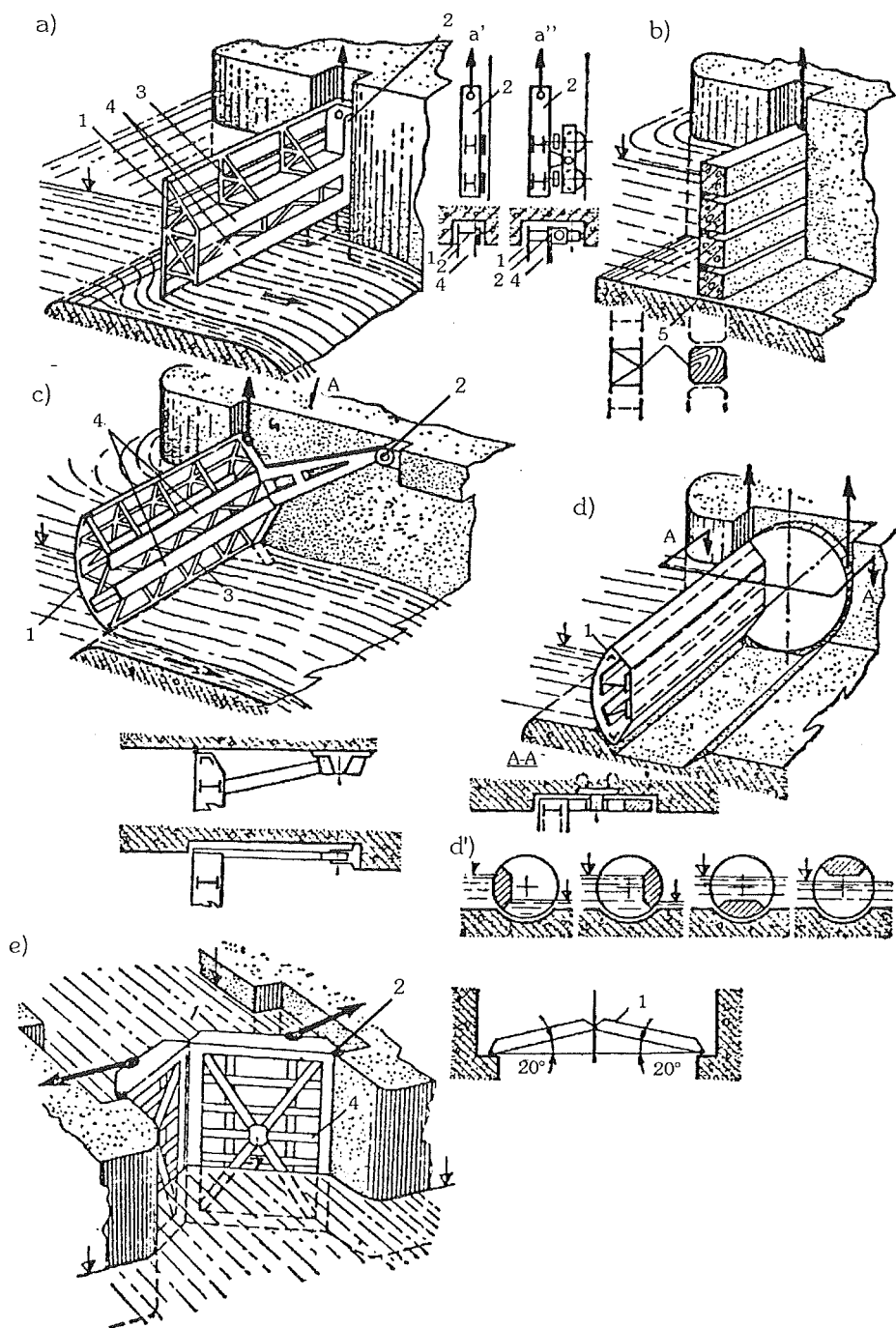


Figura 8.7 Tipos más comunes de compuertas superficiales

a) Planas a' Con apoyo deslizante a'' Con apoyo de rueda b) De tablonces c) Radiales d) De giro completo d') Posibles posiciones de la compuerta de giro e) Compuertas dobles

1. Lámina principal 2. Apoyos 3. Cercha 4. Vigas 5. Secciones o tablonces

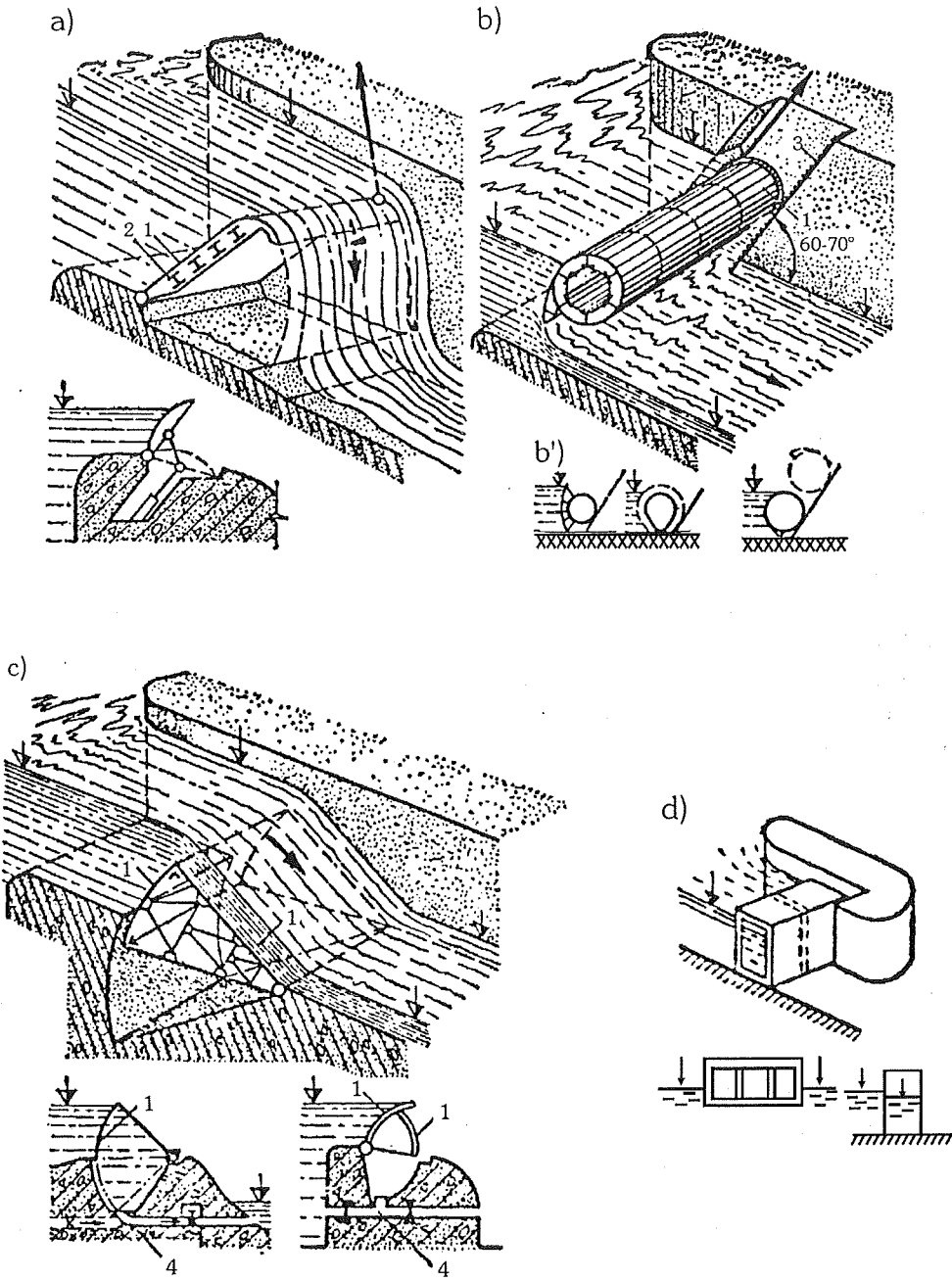


Figura 8.8 Compuertas poco utilizadas
a) Levadiza plana
b) Flotante cilíndrica
b') Flotante con cierre
c) Radiales levadizas
d) Flotante plana

Además, las compuertas de fondo, frecuentemente se clasifican de acuerdo a la cabeza de presión que soportan. Las que soportan una cabeza menor de 25 metros son de baja presión, para cabezas de 25 a 50 m son de presión media y las que soportan cabezas superiores a los 50 m son de presión alta. Sin embargo, esta clasificación es bastante convencional, ya que el avance de la técnica constantemente hace variar este tipo de clasificaciones. (Lo mismo sucede con las alturas de las presas, las potencias de las turbinas, etc.).

8.2.2 Compuertas de fondo

Las compuertas de fondo se instalan en orificios situados por debajo del nivel mínimo del agua (Figura 8.9) por lo menos de uno de los lados de la compuerta. Estos orificios, como es sabido, también se llaman de fondo.

Los orificios de fondo pueden ser circulares, cuadrados, rectangulares u ovoidales con una relación de altura a ancho no mayor de 3.

En las conducciones donde se instalan compuertas de fondo se construyen cámaras de compuertas (de la misma manera, existen cámaras de válvulas). La cámara de compuertas es una parte de la conducción (túnel) que contiene las compuertas y las transiciones entre éstas y la propia conducción. En los límites de la cámara de compuertas, generalmente se cambian la forma y dimensiones de la conducción con el fin de optimizar el régimen de flujo de agua. Si esto es necesario, se construyen pilas con el fin de instalar varias compuertas paralelas en la misma conducción y el flujo se divide o se integra de acuerdo con las necesidades. Con el fin de defender los muros y pilas de la cámara de la acción dinámica del flujo, lo mismo que de los efectos erosivos por cavitación y abrasión, éstas se recubren de un revestimiento metálico.

a. Compuertas de fondo planas: la construcción de esta compuerta es relativamente simple y consiste, esencialmente, en una lámina plana apoyada en vigas transversales, que se mueve en línea recta en apoyos deslizantes o de ruedas a lo largo de guías previstas en las pilas y a las cuales transmiten la presión del agua.

Las compuertas deslizantes tienen apoyos continuos en todo su contorno y son las que más garantizan la impermeabilidad. Resultan más económicas para bajas presiones y tamaños moderados.

En las grandes compuertas, se disponen en el tablero móvil, dispositivos de rodadura que permiten disminuir el esfuerzo necesario para el accionamiento de la compuerta, lo que reduce el volumen y el costo de los mecanismos de elevación.

En toda clase de compuertas, hay que proyectar el perfil de modo que no se presenten separaciones imprevistas entre la lámina de agua y la parte inferior de la compuerta. Esto se produce cuando la compuerta está levantada parcialmente, lo que provoca oscilaciones que pueden ser violentas y a la vez ser transmitidas a los pilares, lo mismo que a los mecanismos de cierre. Este fenómeno se explica en la (Figura 8.10). Para evitar estas vibraciones se hace que el ancho de

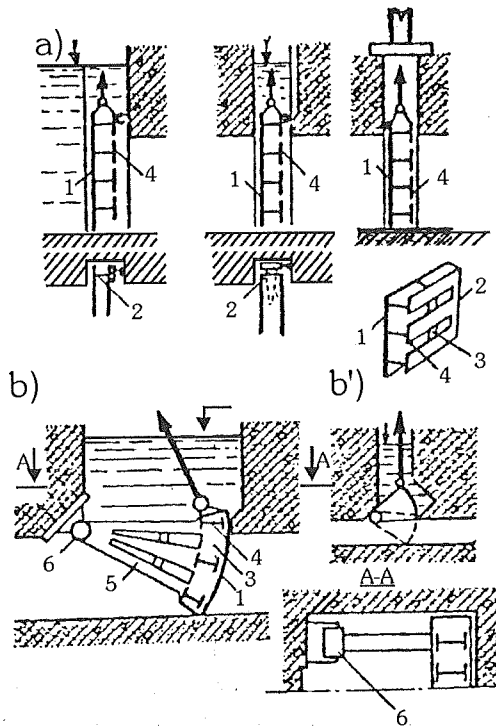


Figura 8.9 Compuerta de fondo con cámara

- | | |
|---------------------|-------------------|
| a) Planas | b, b' Radiales |
| 1. Lámina principal | 4. Vigas |
| 2. Lámina posterior | 5. Brazos |
| 3. Cercha | 6. Pivote o apoyo |

la parte inferior de la compuerta sea el mínimo que permita la resistencia de la compuerta y se le de una forma adecuada, aunque no sea posible evitar totalmente dicha vibración, porque a cada alternativa de elevación de la compuerta le correspondería una forma específica. Por lo general, con un borde redondeado, se puede impedir la separación de la lámina.

Se pueden usar compuertas de madera, de tal forma que el máximo espesor sea de 0,3 m y si la altura es muy grande, presentándose diferencias entre el espesor de los tableros, se pueden adoptar dos o tres espesores diferentes (Figura 8.11). Las compuertas de madera se componen de tableros sueltos, unidos por largos pernos, que alcanzan toda la altura de la compuerta (Figura 8.12). Los tableros también llevan unos hierros planos que impiden su deformación (Figura 8.12). Para sellar los tableros entre sí, se utilizan vigas de hierro doble T que a la vez sirven de refuerzo.

Las compuertas de acero están formadas por una superficie continua de plancha de acero reforzada con un sistema de hierros laminados, que transmiten el esfuerzo del agua a las guías y éstas a la vez, a los pilares (Figura 8.13). Las vigas se colocan en cada franja del triángulo de la presión hidrostática a la altura del centro de presión. Además, se colocan vigas inferiores y superiores en los bordes para dar mayor rigidez.

En compuertas grandes, por el número de vigas horizontales, se transmite el empuje del agua a sólo dos vigas maestras colocadas a una distancia grande para facilitar su cuidado y conservación.

Las compuertas van guiadas por ranuras en los pilares. En proyectos grandes, estos pilares son de concreto. Las compuertas de madera, se construyen deslizantes y como guías se utilizan barras angulares de acero (Figura 8.14). Las compuertas pequeñas de acero se deslizan en perfiles de acero en U, mientras las compuertas grandes corren mediante rodillos en carriles sujetos a las guías de los pilares.

Para el cierre hermético de las compuertas, se utilizan sellos de neopreno, que van firmemente adheridos por medio de tornillos. La parte inferior de la compuerta ajusta perfectamente con la base, gracias a la fuerza de compresión. Por lo general, cada casa de fábrica tiene un diseño especial para asegurar el cierre hermético de las compuertas (Figura 8.15).

Las compuertas se elevan por medio de ruedas de control accionados por un servomotor, pero conviene prever un accionamiento manual para casos imprevistos. En esencia, una rueda de control consta de un tornillo sin fin con rueda helicoidal y unas ruedas dentadas cilíndricas, que engranan con una cadena o una barra empernada (Figura 8.16).

Para las grandes compuertas, se utilizan casi exclusivamente dispositivos hidráulicos con servomotor, mandados por válvulas de gobierno manuales o eléctricas a distancia, o también con mando totalmente automático.

Cuando se tratan las grúas de pórtico, se explica su utilización en el manejo de compuertas.

b. Compuertas de fondo radiales. Se usan sobre todo para grandes presiones. Consisten en un segmento de cilindro circular, cuyos órganos de cierre se apoyan mediante dos brazos con articulaciones horizontales. El movimiento se realiza por giro en las articulaciones. Un ejemplo se muestra en la (Figura 8.17).

La superficie cilíndrica forma el paramento en contacto con el agua, resistiendo la presión de ésta y está constituida por una plancha metálica reforzada con un entramado de vigas verticales y horizontales. Por lo general, se construyen en acero pero también pueden ser consturidas en aluminio o en otro material anticorrosivo. Estas compuertas se diseñan y se fabrican para cada proyecto en particular.

Cuando el centro de la curvatura coincide con la articulación, se presenta la forma más ventajosa desde el punto de vista teórico, porque el empuje resutlante del agua pasa por la articulación.

Como en las compuertas planas, en las compuertas radiales grandes se proyecta el empuje del agua a las pilas. Las vigas maestras se unen rígidamente en ambas extremidades, formando así una estructura aporticada.

Para el cierre hermético de las compuertas radiales se utilizan sellos de caucho en los lados y en la base de la compuerta. Cuando se utilizan como compuertas de fondo, la parte superior también lleva estos sellos de caucho. Los

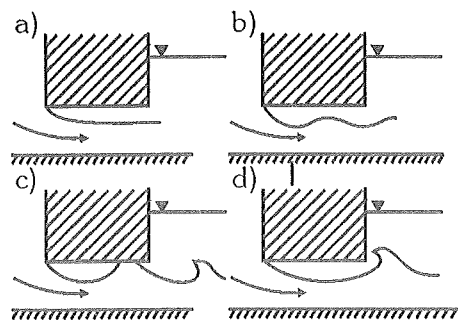


Figura 8.10 Separación de la lámina en la salida de una compuerta y formación de vacío

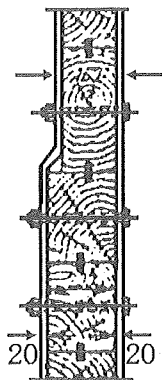


Figura 8.11 Compuerta de madera cuyo espesor aumenta con la profundidad

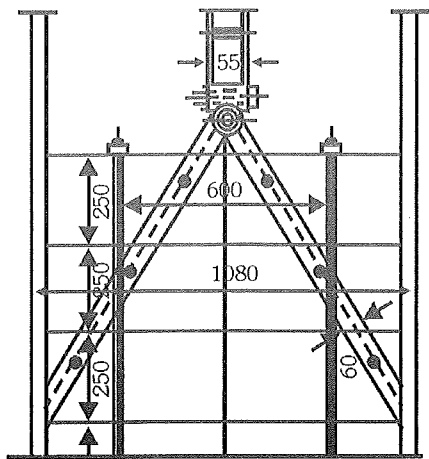


Figura 8.12 Compuerta de madera colgada de una sola barra.

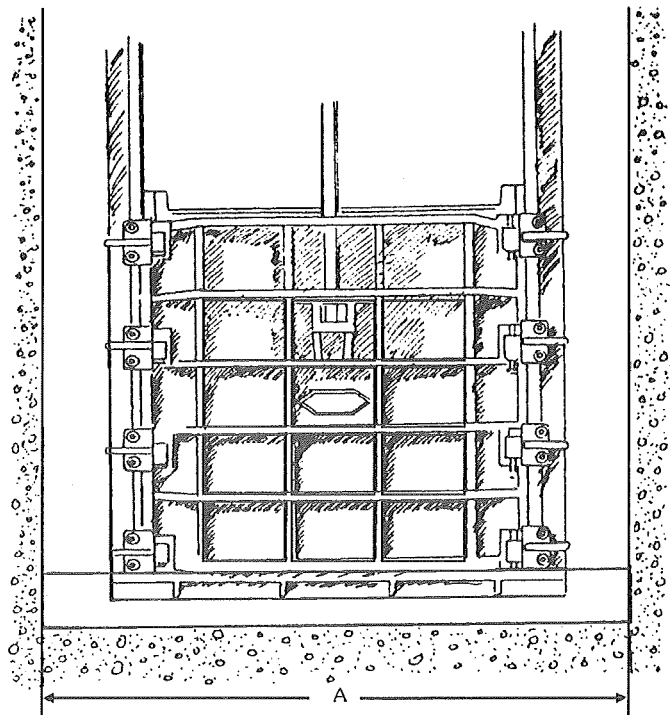


Figura 8.13 Compuerta metálica

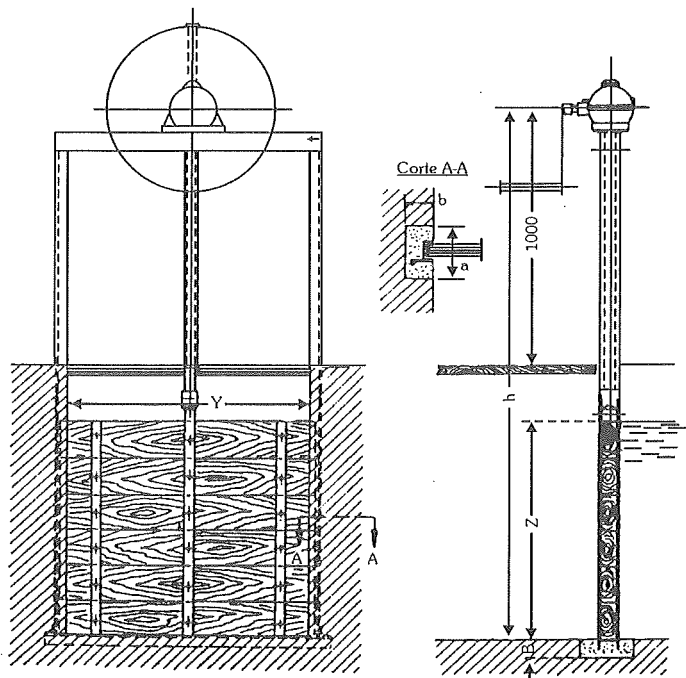


Figura 8.14 Compuerta de madera deslizante

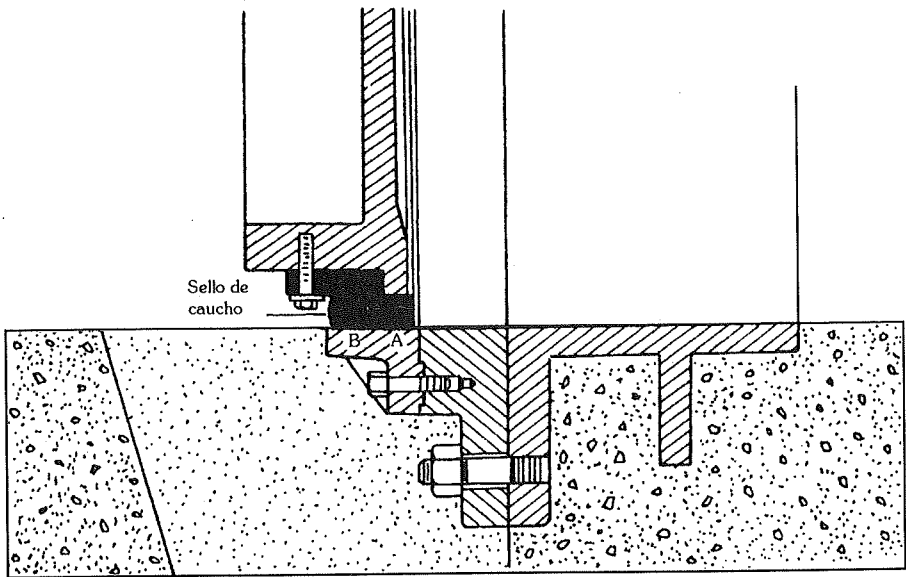


Figura 8.15 Cierre hermético de las compuertas

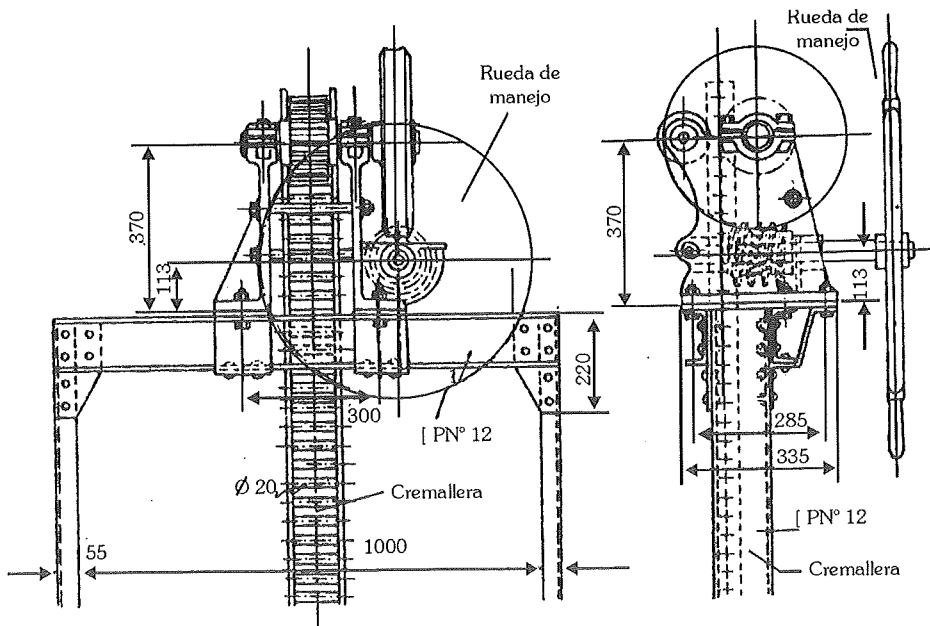


Figura 8.16 Mecanismo de elevación de una compuerta

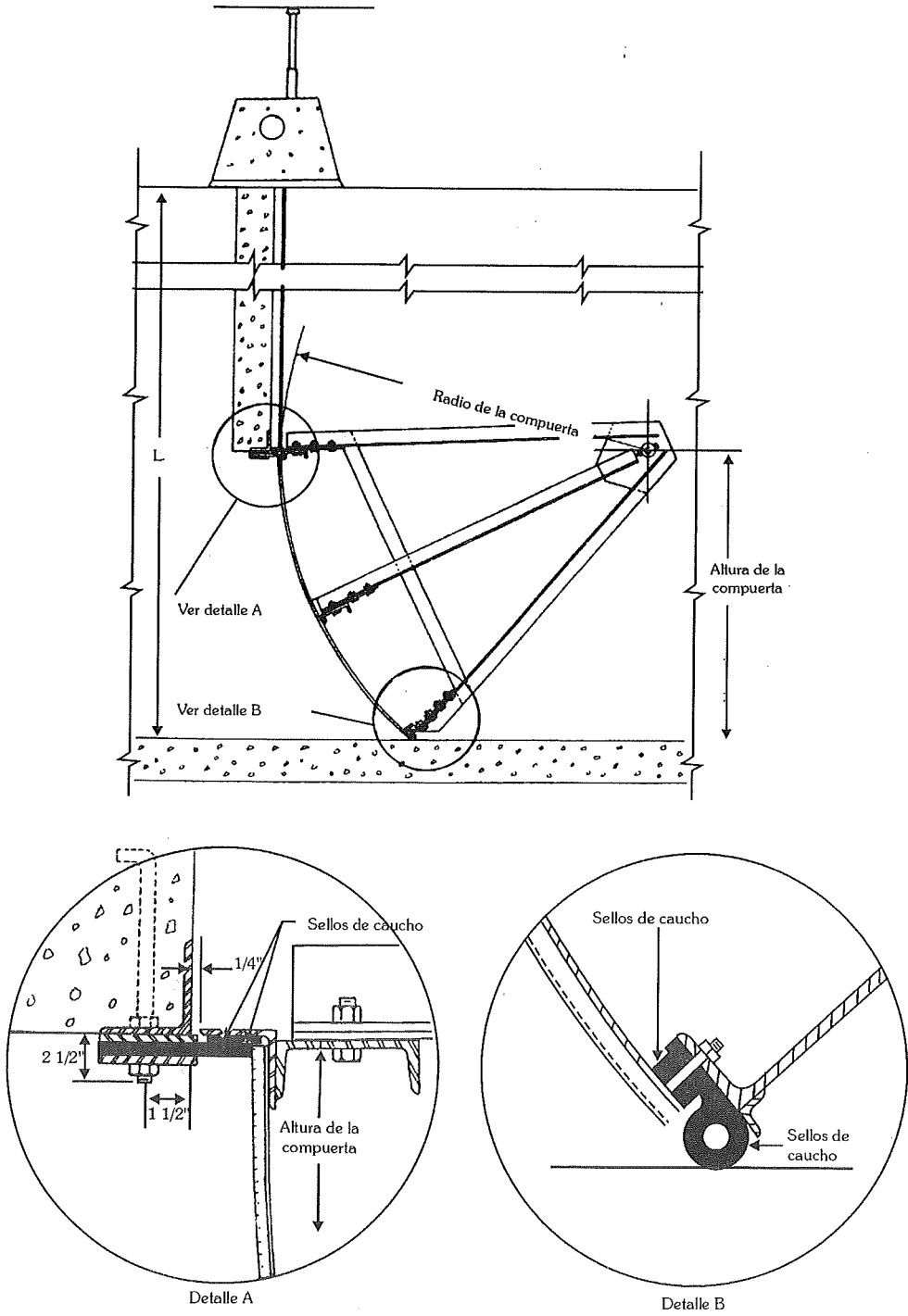


Figura 8.17 Compuerta radial tipo Taintor.

sellos que lleva la compuerta se diseñan de tal manera que ajusten perfectamente contra otros sellos que se encuentran en las paredes de concreto, debido a la presión del agua. Los sellos laterales se construyen con la misma forma de la compuerta, mientras que los sellos de los bordes superior e inferior son de una forma lineal. Un ejemplo de cómo se puede lograr un cierre hermético en el fondo de la compuerta, se muestra en la (Figura 8.17).

Desde que la reacción del agua se encuentre en la articulación o pivote, el mecanismo de elevación sólo tiene que vencer las cargas debidas al peso propio de la compuerta y a la fricción. El mecanismo de elevación se diseña especialmente para cada proyecto. Normalmente son operadas por un motor eléctrico que se puede controlar a control remoto. También se usan sistemas hidráulicos o neumáticos.

Cuando el agua es evacuada por debajo de la compuerta, se denomina tipo Taintor y cuando el agua se evacua por encima, se denomina de Sector (Figura 8.18). La compuerta tipo Taintor se cierra bajo su propio peso.

8.3 LAS REJILLAS Y SUS MECANISMOS DE LIMPIEZA

Las rejillas tienen como objeto impedir el paso de troncos, ramas y en general cuerpos flotantes de ciertas dimensiones que puedan ingresar a los canales y conductos de derivación y que al penetrar en las turbinas podrían causar daños, especialmente en los álabes del distribuidor y el rodete. Además, los ecologistas, suelen pedir que los peces no salgan perjudicados por la toma de agua, ya que si llegan a las turbinas, es de temer que los álabes de éstas les causen algún daño; la variación de la presión al pasar del rotor al tubo de aspiración, puede ser también muy peligrosa. Pero ensayos en centrales existentes, han probado que al pasar por una turbina de hélice o de tipo Kaplan con cabeza hasta de 20 m, rara vez los peces sufren alguna herida. Las rejillas se colocan en las estructuras de captación o también se ubican en los tanques de carga en la parte inicial de la tubería de presión.

Las rejillas no son de construcción estándar y por lo tanto deben diseñarse en cada caso particular y para cada central. En su diseño se considera la profundidad a la cual deben instalarse el tipo y densidad de cuerpos que debe retener y la intensidad de golpes que debe soportar por parte de los cuerpos flotantes. La velocidad del flujo y la dirección de las líneas de corriente al paso de agua, etc. Para calcular las rejillas con plena seguridad, conviene partir de la hipótesis de que la rejilla está completamente obturada y fijar entonces como solicitaciones admisibles para el material de que están hechas, las correspondientes al límite de proporcionalidad de los esfuerzos y deformaciones.

Las rejillas se construyen formando paquetes con los barrotes o platinas y para evitar un peso excesivo, el ancho de cada paquete es máximo, de un metro. Generalmente, se utilizan rejillas fabricadas de varillas metálicas planas (platinas), orientadas verticalmente y unidas a una armazón, formada por varillas y vigas

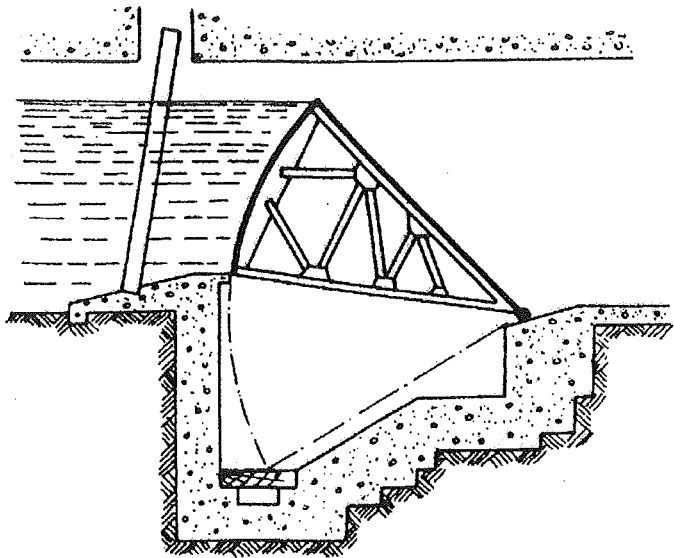


Figura 8.18 Sección de una compuerta de sector (radial)

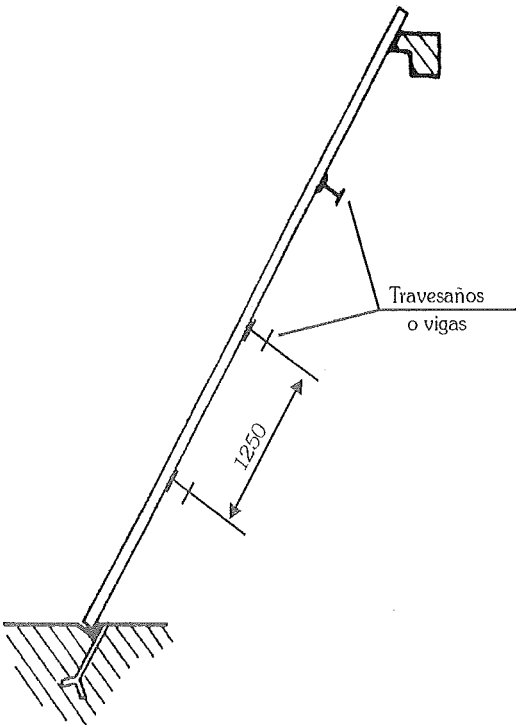


Figura 8.19 Barrotes soportados por travesaños horizontales para aumentar la resistencia mecánica de aquellos.

metálicas dispuestas horizontalmente o en forma transversal. Esta armazón se apoya en muros o en guías especiales previstas en pilas de concreto, lo cual es más usual.

Se mejora la resistencia de las platinas, disminuyendo la luz entre apoyos a lo largo de la longitud de aquellos; para ello, se colocan travesaños formados por vigas de acero perfiladas (Figura 8.19), estos tienen el inconveniente de entorpecer el paso del agua, dando origen a remolinos; por este motivo, se emplean travesaños como el de la (Figura 8.20), que son de hormigón armado con sección fuselada, así como se disponen pilares del mismo material para soportar los travesaños.

Las rejillas producen una pérdida de carga al paso del agua por las mismas. Con el fin de disminuir este valor, especialmente en las platinas, se les imprime una forma aerodinámica y se instala en dirección del flujo. Las distintas clases de plantinas empleadas en la construcción de rejillas, se indican en la (Figura 8.21). Es de notar que por economía, es más generalizado el empleo del modelo A.

La pérdida de carga que es ocasionada por las rejillas, puede ser calculada teóricamente por medio de la fórmula de Kirschmer, cuya expresión es:

hr = B (S/b)^{4/3} $\frac{V^2}{2g}$ sen α

- Donde:
- hr pérdida de carga (m.)
 - b distancia entre platinas (m.)
 - S espesor de las platinas (m.)
 - V velocidad del agua en la llegada a la rejilla (m.)
 - α ángulo de inclinación de la rejilla con respecto a la horizontal (Figura 8.22).
 - B factor que depende de la forma de las platinas y tiene los siguientes valores, de acuerdo con la (Figura 8.21), cuadro 8.1.

Cuadro 8.1 Coeficiente B para obtener las pérdidas de carga dentro de las rejillas.

Forma	A	B	C	D	E	F	G
Coef. B	2,42	1,83	1,67	1,035	0,92	0,76	1,79

Otra fórmula que tiene gran aplicación para la determinación del valor de la pérdida de carga ocasionada por una rejilla, es la siguiente:

hr = K $\frac{(V^2)}{2g}$

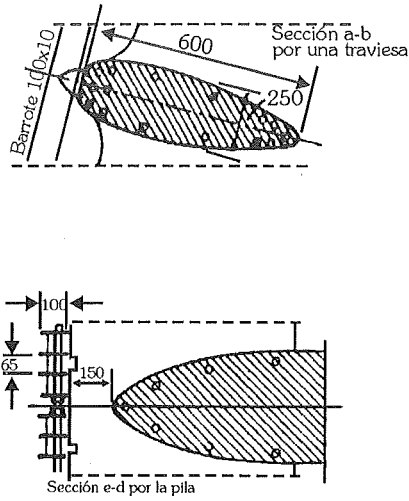


Figura 8.20 Travesaños y pilares de hormigón armado para apoyo de los barros.

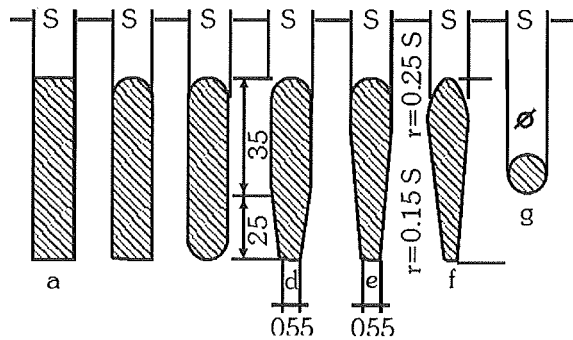


Figura 8.21 Diversas clases de barros para las rejillas.

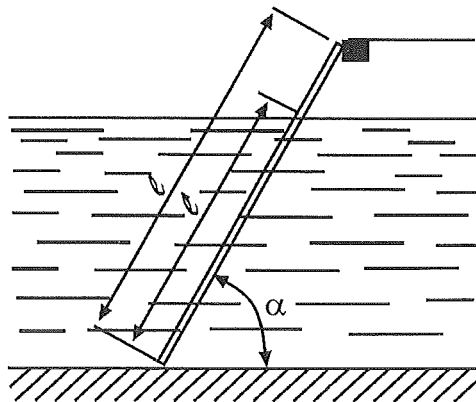


Figura 8.22 Barros de la rejilla montados con la inclinación correspondiente.

Donde:

K es un coeficiente de pérdida de carga que depende de la forma y dimensiones de las platinas de la rejilla; del grado de contracción del flujo con los elementos constructivos; del atascamiento de la rejilla y de la dirección del flujo al llegar a ésta. El coeficiente K para una llegada frontal del flujo a la rejilla, puede ser determinado por la fórmula de Berezinski:

$$K = B \frac{(A_r + A_o)^{1/6}}{A} \times (2,3 \frac{\ell}{b} + 8 + 2,4 \frac{b}{\ell}) \operatorname{sen} \alpha$$

Donde:

B coeficiente que depende de la forma de las platinas y se toma de acuerdo con la (Figura 8.23).

A_r área de la rejilla considerando sus elementos

A_o área obstruida

A área del orificio protegido por la rejilla

ℓ longitud de los barrotes (Figura 8.22)

α inclinación de la rejilla con respecto a la horizontal (Figura 8.22)

b distancia entre barrotes (Figura 8.24)

Cuando el flujo llega formando un ángulo horizontal con la rejilla δ°, el coeficiente de pérdida aumenta, lo cual puede ser considerado introduciéndose en la expresión anterior un coeficiente C₁, que se toma de acuerdo con la (Figura 8.24). Entonces la expresión queda así:

$$K = K \times C_1$$

Se recomienda tomar la luz entre las platinas de tal manera que los cuerpos que pasan entre ellas no se atasquen en el distribuidor de las turbinas Francis y Kaplan o en las válvulas de aguja de las turbinas Pelton. El valor de (b) de esta luz se toma de acuerdo al tipo de turbina de la siguiente manera:

- Para turbina Kaplan b = (1/20) D (pero no mayor de 20 cms.)
 - Para turbina Francis b = (3.2 - 10) cm.
 - Para turbina Pelton b = (2.0 - 6.5) cm.
- D = diámetro del rodete de la turbina.

8.3.1 Clasificación de las rejillas

Con base a la separación entre barrotes, las rejillas se pueden clasificar en dos grandes grupos así:

a. Rejas gruesas: se emplean para la retención de cuerpos voluminosos flotantes. La distancia entre barras varía entre 5 y 20 cm. Como barra se emplean tubos de acero, rieles y laminados de acero.

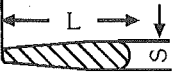
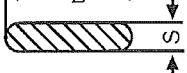
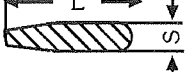
FORMA	B	FORMA	B
	0.504		0.18
	0.37		0.15
	0.32		0.26
	0.21		

Figura 8.23 Diferentes formas de los barrotes de las rejillas y sus correspondientes coeficientes de pérdidas.

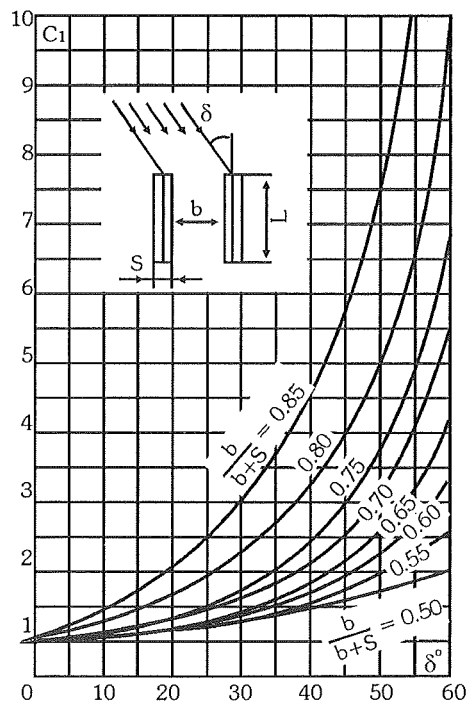


Figura 8.24 Valores del coeficiente C_1 en función del ángulo horizontal del flujo con respecto a la orientación de la rejilla.

Las secciones de estas barras tienen formas hidráulicamente muy desfavorables, el empuje contra una reja gruesa es insignificante, pero puede aumentar notoriamente si se obturan sus pasos con cuerpos voluminosos.

b. Rejas finas: Este tipo de rejas protege más a fondo los elementos de la turbina, la distancia entre los barrotes es menor: sólo de unos 20 a 30 mm.

En la (Figura 8.25) se muestra una rejilla plana de varillas, compuesta de varias secciones y diseñada para instalarse en la captación de una central hidroeléctrica. Verticalmente, la rejilla está dividida en tres secciones. Cada sección está compuesta de dos vigas horizontales 1, de paralelas 2, de viguetas horizontales 3, de travesaños 4, de los apoyos de la parte deslizante o rodante 5 y de las platinas verticales 6, unidas en paquetes separados por medio de pernos especiales. La distancia entre las platinas se fija por medio de barras separadoras. Los paquetes de platinas se fijan a las vigas horizontales por medio de abrazaderas diseñadas para tales efectos.

Si las rejillas finas se colocan tan profundas bajo el nivel del agua que no se puedan limpiar sin desplazarlas de su sitio, hay que hacerlas móviles. De tales rejillas se colcan por lo general dos, para permitir que durante la limpieza de una de ellas, subsista una toma aunque sea reducida.

Si las rejillas se levantan verticalmente, se construyen en forma de recogedor de modo que levanten consigo los cuerpos retenidos que se desprenden y cargan al cesar el empuje del agua sobre ellos (Figura 8.26).

Existe otro tipo de rejillas independientes de la separación entre barrotes. Se les denomina rejillas eléctricas, tienen como base el hecho de que los peces son muy sensibles a la acción de la corriente eléctrica y se emplean para impedir su paso por un lugar determinado.

Al efecto, se colocan en el agua dos filas de electrodos en forma de barras conectadas a una corriente, esta corriente se debe fijar con cuidado para impedir que cause daños a los peces. Una rejilla eléctrica debe colocarse oblicuamente en relación a la corriente, para permitir que los peces desviados por la rejilla, puedan escapar fácilmente de la zona cerrada.

8.3.2 Limpieza de rejillas

La limpieza efectiva de las rejillas es de gran importancia para el funcionamiento normal de una hidroeléctrica y para garantizar la máxima producción de energía. En función del carácter de los cuerpos y elementos que pueden pegarse a la rejilla o atascarla, se utilizan diferentes mecanismos de limpieza, tales como ganchos manuales de mango largo, greifers, cucharas especiales, rastrillos mecánicos, agarraderas, etc. (Figura 8.27).

El equipo de limpieza generalmente se suspende de los cables de acero de las grúas que operan las compuertas en las captaciones o se instalan en carretillas de limpieza que se deslizan a todo lo largo de las rejillas.

Los rastrillos se utilizan especialmente para extraer basura pequeña como hojas, ramas, hierbas, etc. Los greifers se utilizan para extraer troncos, ramas de

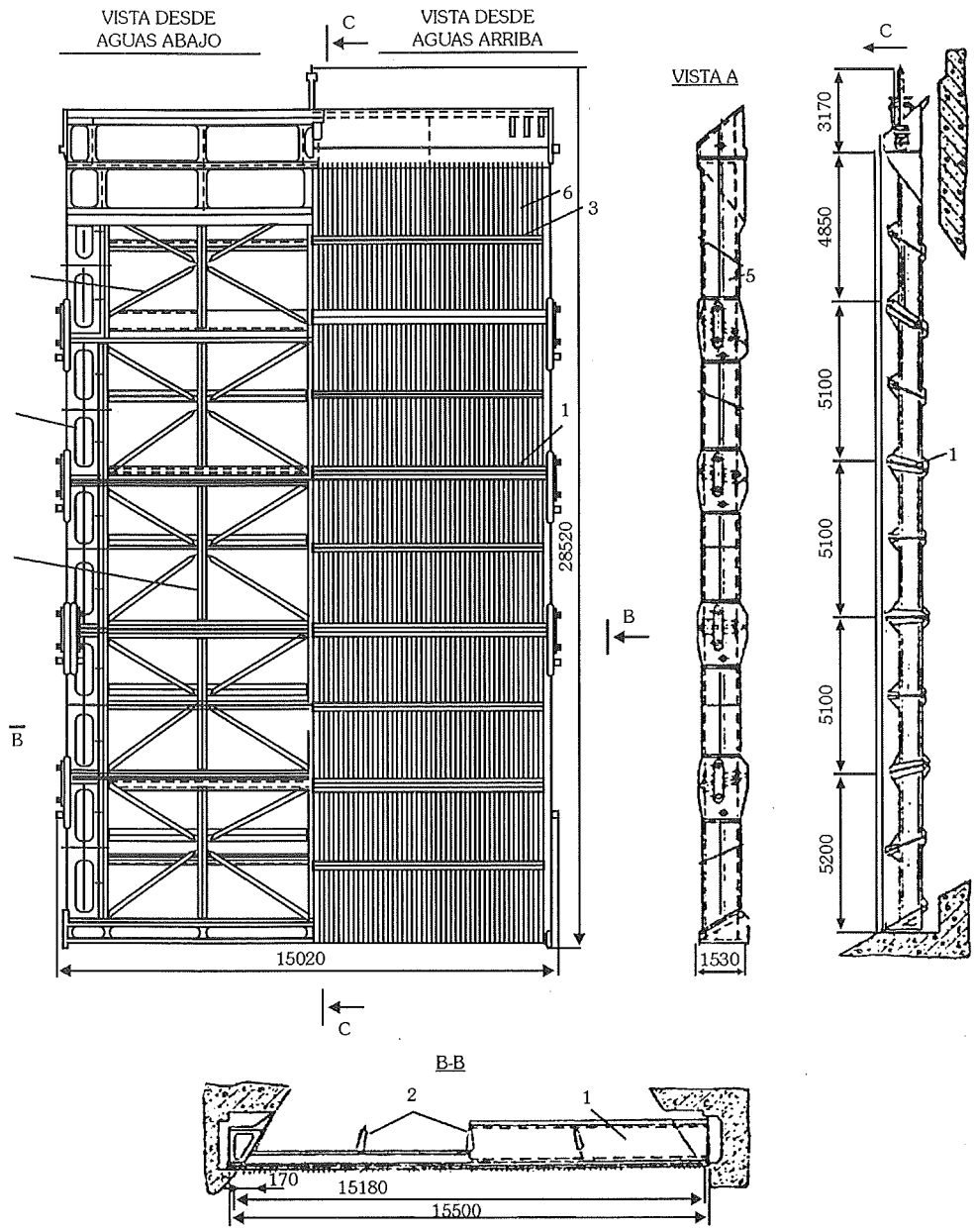


Figura 8.25 Rejilla con varillas en la dirección del flujo

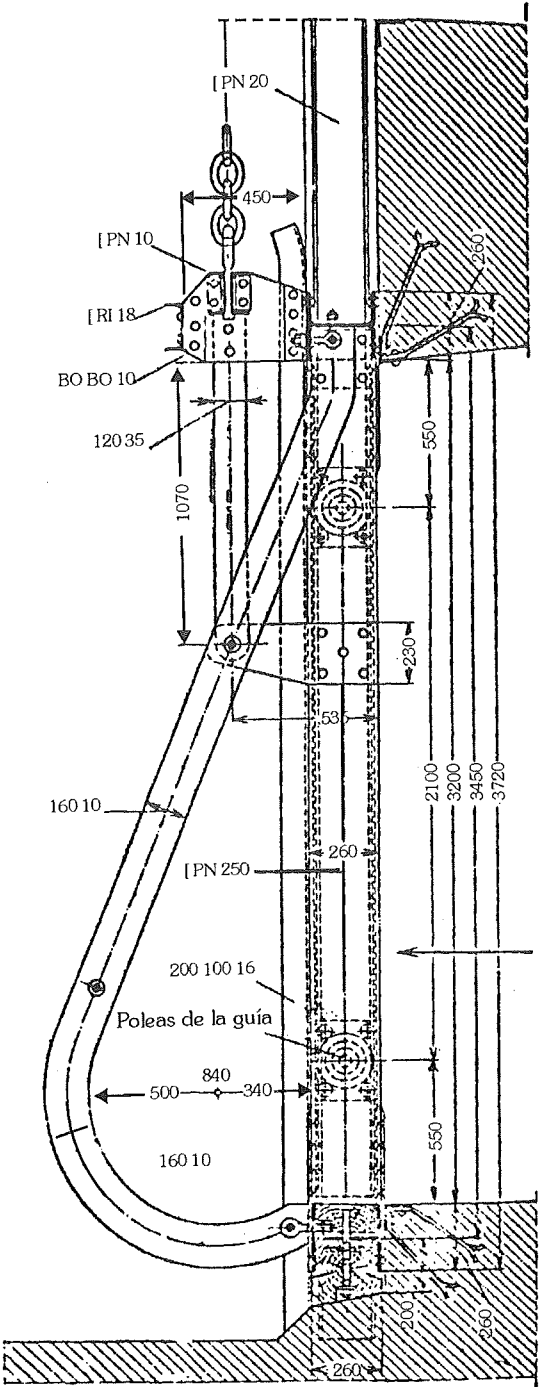


Figura 8.26 Reja en forma de recogedor con deslizamiento vertical.

gran tamaño y en general cuerpos flotantes de tamaño considerable. Existen greifers y otros mecanismos especiales que cortan o trituran los elementos atrapados en los espacios entre las patinas.

8.4 EQUIPO DE ELEVACIÓN Y TRANSPORTE

Con el fin de llevar a cabo operaciones de transporte y elevación en el montaje y reparación de las unidades y demás equipo, lo mismo que para el transporte e instalación de válvulas y compuertas, de las rejillas y sus mecanismos de limpieza en las centrales hidroeléctricas, se utilizan diversos tipos de grúas que se diferencian por su construcción, sus funciones, capacidad de carga; lo mismo que mecanismo de transporte y elevación de pequeñas dimensiones y capacidad y que son auxiliares de las grúas. Las grúas utilizadas en las centrales hidroeléctricas son las grúas de pórtico y los puente grúa.

8.4.1 Grúas de pórtico

Las grúas de pórtico en las centrales hidroeléctricas cumplen diferentes operaciones de elevación y transporte relacionadas con el montaje y operación de estas centrales. Por lo general, sirven para maniobrar las compuertas en las estructuras de captación (bocatomas), realizan las operaciones de transporte, instalación, limpieza y desmontaje de las rejillas, maniobran las compuertas en los tubos de succión y en los rebosaderos y sirven, en algunos casos, para instalar las turbinas, generadores y transformadores. Todo el conjunto de estas operaciones en una central es realizado por grúas para el servicio de la casa de máquinas, por grúas para el servicio de la presa, etc. El carácter de las funciones realizadas con ayuda de cada grúa y la capacidad de carga exigida en cada función, determinan su tipo de construcción que frecuentemente es original y única.

De tal manera, las grúas de pórtico son mecanismos de funciones especiales y se caracterizan por una capacidad de carga alta (500 toneladas y más) y una luz (ancho) relativamente pequeña (de 7,5 a 27 m). La capacidad de carga de estas grúas está determinada por el peso de las piezas de los generadores (hasta 600 toneladas y más) y el de las compuertas planas (100 toneladas y más), lo mismo que por las resistencias adicionales que se presentan especialmente al elevar o extraer las compuertas planas. Estas resistencias se producen por la fricción de las compuertas deslizantes o por sus posibles atascamientos.

Las luces relativamente pequeñas de las grúas de pórtico, están condicionadas por las pequeñas distancias entre las compuertas principales y las compuertas de reparación o las de emergencia o por la distancia entre las compuertas y las rejillas.

Al mismo tiempo, las grúas de pórtico en las centrales hidroeléctricas se caracterizan por sus cortos tiempos de utilización durante toda su vida útil. Las grúas de pórtico en los vertederos funcionan fundamentalmente sólo durante las

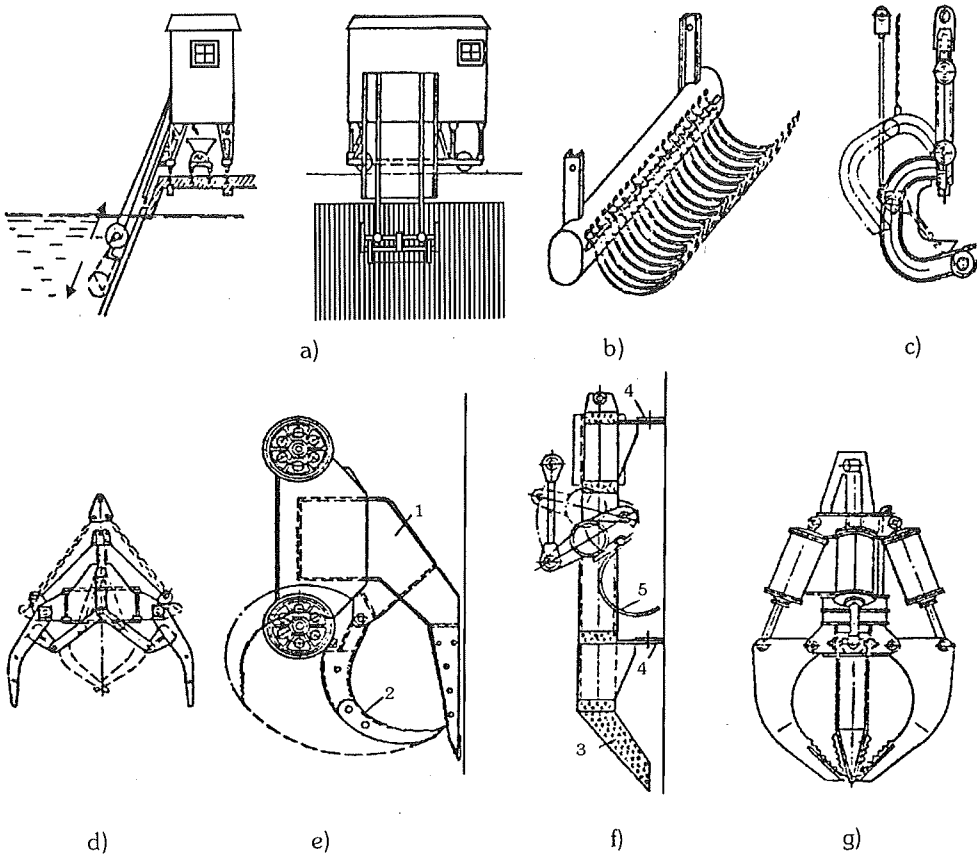


Figura 8.27 Equipo de limpieza de rejillas

- a) Carreta de rastrillos
- b) Rastrillo
- c) Cuchara
- d) Greifer horizontal
- e) Greifer neumático
- f) Gancho
- g) Tenaza
- 1. Pala superior
- 2. Pala inferior
- 3. Cuchilla
- 4. Apoyos
- 5. Rastrillos

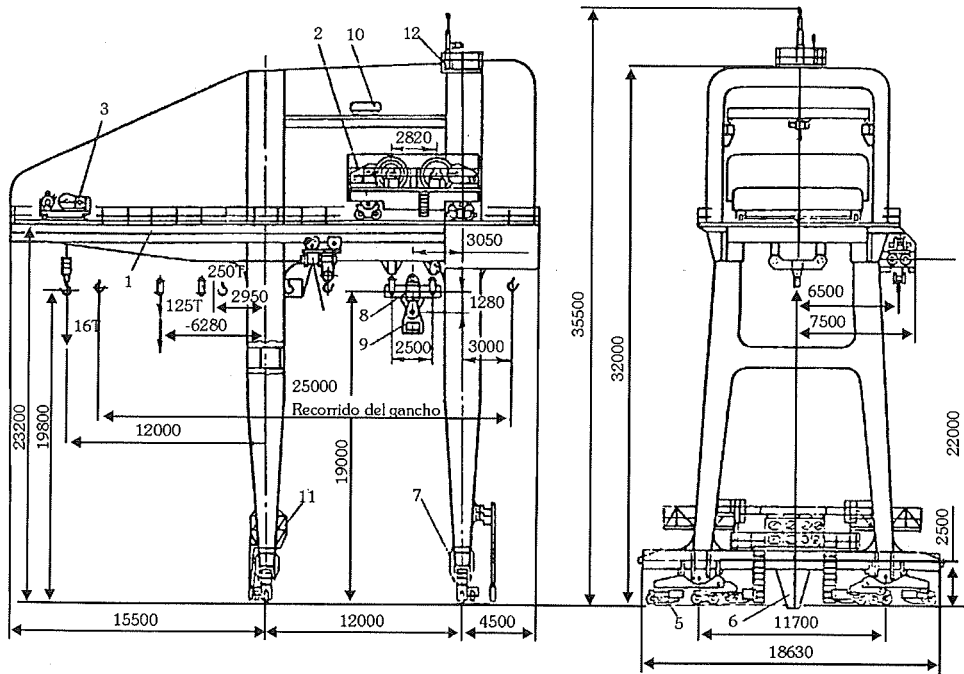


Figura 8.28 Grúa de pórtico con capacidad $2 \times 125 + 16 + 10 \text{ t}$

- | | |
|---|--|
| 1. Cuerpo metálico | 6. Soporte |
| 2. Cuerpo principal de capacidad $2 \times 125 = 250 \text{ t}$ | 7. Contrapeso |
| 3. Carrete de capacidad 16 t | 8. Viga travesaño de $Q = 250 \text{ t}$ |
| 4. Grúa eléctrica de 20 t | 10. Grúa de montaje |
| 5. Mecanismo de traslación de la grúa | 11. Cabina |
| | 12. Indicador de presión |

crecientes de invierno. Las grúas instaladas en las salas de máquina sólo funcionan durante la instalación y reparación de las diferentes piezas de las unidades y demás equipo. De tal manera, el régimen de operación de las grúas en las centrales hidroeléctricas se puede considerar como holgado en la mayoría de los casos.

Su disposición en cualquier momento y en cualquier punto del área de servicio, su construcción relativamente sencilla, su elevada seguridad y su costo relativamente bajo, hacen irremplazables a estas grúas en todos los sitios donde su vida útil pase de un año.

En la (Figura 8.28) se muestra la construcción de una grúa de pórtico instalada en una estructura de captación. Se compone fundamentalmente de un portal o armazón metálico 1 unido a las columnas de soporte que se apoyan en un mecanismo de translación 5 con sus respectivas ruedas, sobre los cuales se ubican los contrapesos y balanceadores 7. La carreta principal 2 se mueve por rieles y tiene una capacidad de carga de $2 \times 125 = 250$ toneladas. La carreta 3 tiene una capacidad de 16 toneladas. Además, se dispone de una grúa de montaje de 5 toneladas de capacidad.

Cada carreta cuenta con su mecanismo de elevación. La elevación y suspensión de las compuertas y rejillas se realiza por medio del travesaño 8 y el gancho 9 que son maniobrados por la carreta principal 2 por medio de cables de acero.

Con el fin de evitar el deslizamiento y pérdida de estabilidad de la grúa, se instala un mecanismo de seguridad, apoyado en el piso 6 que se fija automáticamente en el momento en que se presenta un viento de características peligrosas. Con el fin de detectar y medir la fuerza del viento, se instala un mecanismo especial 12, que instantáneamente transmite la señal o la orden de activación del mecanismo de fijación.

La carreta auxiliar 3 está montada sobre una estructura en voladizo y no propiamente sobre el pórtico. El manejo de la grúa se efectúa desde la cabina 11. La grúa cuenta, además, con un aparejo eléctrico de elevación 4 cuya capacidad de carga es de 20 toneladas.

Clasificación de las grúas de pórtico: La capacidad de carga, la luz y las velocidades de funcionamiento de las grúas de pórtico se determinan por el tipo de la central y su esquema general lo cual, a su vez, depende de una serie de factores analizados anteriormente. Todo esto en su conjunto determina, en la mayoría de los casos, el carácter individual de la construcción de la grúa.

La enorme diversidad de construcciones de grúas de pórtico dificulta realizar una clasificación suficientemente exacta.

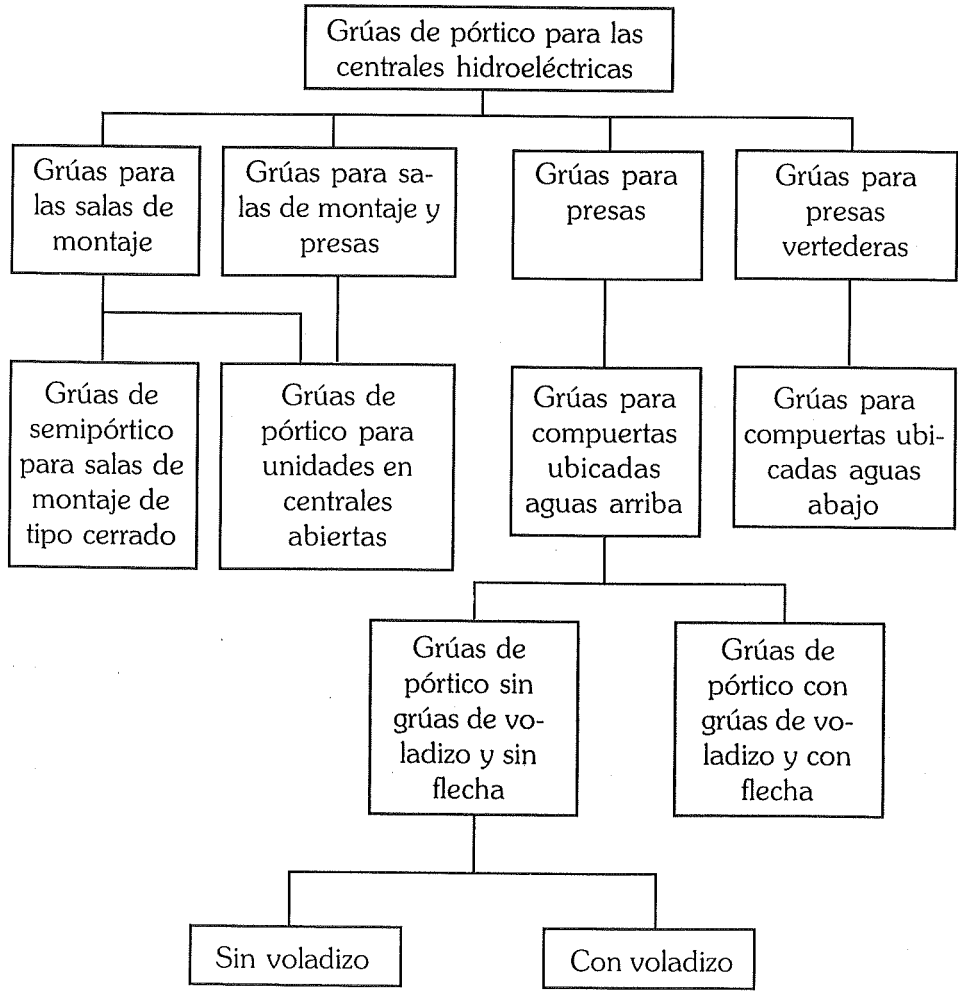
En el cuadro 8.2 se presenta una clasificación general de las grúas de pórtico para centrales hidroeléctricas de acuerdo con sus características de operación y construcción. En adelante, la construcción de estas grúas y su utilización se estudiarán de acuerdo con esta tabla.

1. *Grúas de pórtico trunco para el servicio en las salas de máquinas:* Para instalar transportar y reparar las unidades localizadas en la sala de máquinas de la central, se requiere de grúas de una gran capacidad de carga.

Las piezas de las unidades de generación se pueden elevar y transportar por medio de puente grúas, grúas de pórtico trunco y grúas de pórtico (en las casas de máquinas de tipo abierto, es decir, en la cuales la sala de máquinas se encuentra al aire libre).

La utilización de grúas de pórtico trunco en las salas de máquinas de las centrales hidroeléctricas permite eliminar una serie de columnas y vigas a un lado de la sala de máquinas, lo cual aumenta su área útil, optimiza la iluminación natural y mejora la estética interna de la casa de máquinas. En la central de Asuán en Egipto, fue instalada una grúa de pórtico trunco en la sala de máquinas.

Cuadro 8.2 Clasificación de las grúas de pórtico



En la (Figura 8.29) se muestra la construcción típica de una grúa de pórtico trunco cuyos mecanismos de elevación tienen una capacidad de carga de 400/32/3,2 toneladas (la convención anterior indica que la grúa posee tres mecanismos de elevación independientes; uno de 400, el siguiente de 32 y el último de 3,2 toneladas. En adelante, se seguirá utilizando la misma convención). La grúa se compone de un semiportal 8 con su columna 9, de la carreta principal de elevación 3, de los mecanismos de translación de la grúa 2 y 10. En la carreta se encuentran los mecanismos de elevación y los de su propia translación. El mecanismo de elevación incluye los ganchos 4, 5 y 6 de capacidad de carga de 3,2, 32 y 400 toneladas correspondientemente. En los casos en que la capacidad de carga de una grúa sea insuficiente (al elevar el rotor del generador), es posible la operación simultánea de dos grúas. El rotor, en este caso, se eleva por medio de los travesaños 11. El manejo de las grúas en su trabajo simultáneo se puede efectuar desde la cabina de una de ellas o desde ambas cabinas.

El mecanismo de translación de la grúa está compuesto de dos sistemas independientes de impulsores: el mecanismo 2 de translación del apoyo superior y el mecanismo 10 de translación del apoyo inferior. Cada uno de estos mecanismos impulsa el sistema de rodamientos 12. La grúa funciona con corriente alterna. La transmisión de la corriente a los motores de la grúa se efectúa por medio de los troles 1 y a los motores de la carreta por medio de cables que se enrollan en la carreta 7.

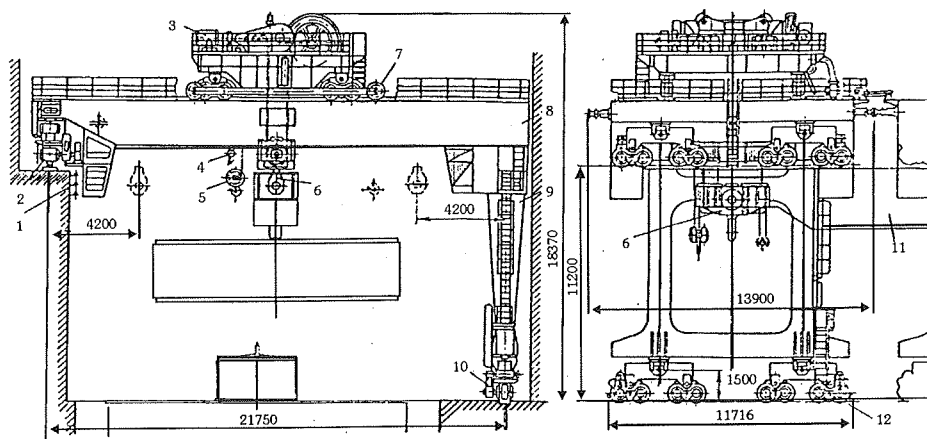


Figura 8.29 Grúa de pórtico trunco de capacidad 400/32/3.2 t

1. Conexión eléctrica
2. Mecanismo de translación
3. Carrete
- 4., 5. y 6. Ganchos
7. Carrete
8. Semiportal
9. Columna de apoyo
10. Mecanismo de translación
11. Viga travesaño
12. Balancines

2. *Grúas de pórtico para el servicio de las unidades energéticas en casas de máquinas de tipo abierto:* Las casas de máquinas de tipo abierto se caracterizan por tener la sala de máquinas al aire libre. Las unidades de generación están cubiertas con tapas especiales o con techos que generalmente son desarmables (Figura 8.30). En estos casos la grúa se utiliza, no sólo para elevar y transportar las piezas de las unidades, sino para montar y desmontar el techo desarmable o las tapas de las unidades. La utilización de grúas de pórtico de gran capacidad de carga permite en estos casos, operar eliminando las costosas obras necesarias en las casas de máquinas con sala de máquinas cubierta, de tipo convencional.

En calidad de ilustración, en la (Figura 8.31) se muestra la construcción de una grúa de pórtico para el servicio de las unidades en una casa de máquinas de tipo abierto. La capacidad de carga de la grúa es de $2 \times 250/100 + 5$ toneladas. En la grúa se han instalado aparejos eléctricos con capacidad de 5 toneladas. Al elevar las piezas de las unidades, los ganchos principales operan con ayuda del travesaño 6. La grúa se apoya en cuatro rieles por medio de 32 ruedas de diámetro igual a 1000 mm. La cabina de mando 2 está situada en los apoyos de la grúa, lo cual da una buena visibilidad al operador. La corriente utilizada por la grúa es alterna.

Al encontrarse la carreta sobre la estructura en voladizo (fuera del portal propiamente dicho), la grúa puede realizar otro tipo de operaciones, como la elevación y transporte de las compuertas de la presa, ya que se trata de una central de río.

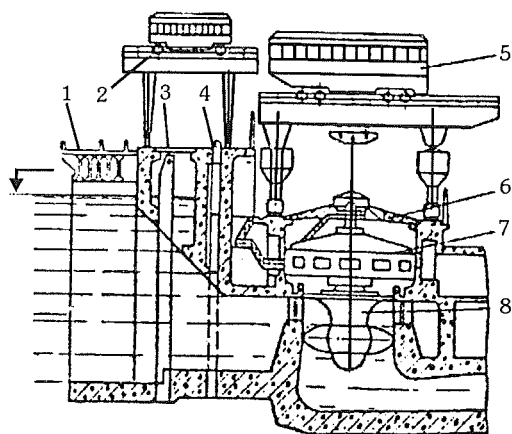


Figura 8.30 Instalación de grúa de pórtico en centrales del tipo abierto

1. Carrete
2. Grúa de compuertas y rejillas
3. Rejilla
4. Compuerta
5. Grúa para las unidades de generación
6. Tapa
7. Generador
8. Turbina

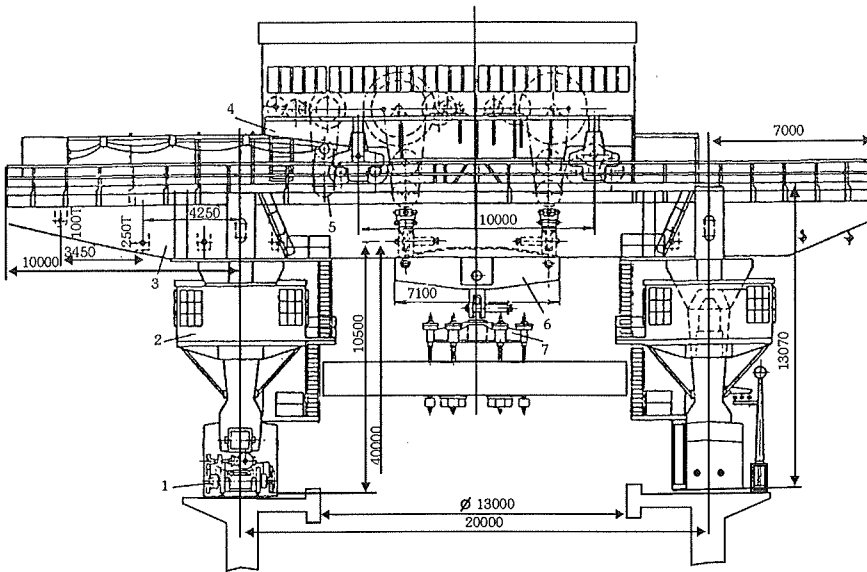


Figura 8.31 Grúa de pórtico de 2 x 250/100 + 5 t

1. Mecanismo de translación
2. Cabina
3. Pórtico
4. Carrete
5. Gancho de 100 t de capacidad
6. Viga travesaño de 2 x 250 t
7. Dispositivo para la elevación del rotor del generador

Con el fin de evaluar el gasto de metal en la construcción de las grúas de pórtico de todos los tipos, es cómoda la utilización del factor de gasto de metal q que es la relación entre el peso de la grúa P y la capacidad de carga multiplicada por la luz L (ancho), es decir:

$$q = \frac{P_{\text{GRÚA}}}{(Q_{\text{PR}} + Q_{\text{AUX}}) L}$$

Donde:

Q_{PR} y Q_{AUX} son las capacidades de carga de los ganchos principal y auxiliar.

Los valores de q para los tipos principales de grúas de pórtico se presentan en el cuadro 8.3 y se encuentran entre 0,037 y 0,245 t/(t metro).

3. *Grúas de pórtico para el servicio de casas de máquinas y presas de las centrales hidroeléctricas:* Las grúas de pórtico por medio de las cuales se elevan y transportan las piezas de las unidades del equipo turbogeneradores de casas

de máquinas de tipo abierto, se encuentran en presas unidas a la casa de máquinas ya que, generalmente, se trata de centrales fluviales. Esto permite ampliar el círculo de operaciones efectuadas por la grúa, maniobrando las compuertas, por ejemplo, elevando así elevar la efectividad de su utilización.

Un esquema típico de una grúa que sirve indistintamente a las unidades de la central y de la presa, operando las compuertas, rejillas, etc., se muestra en la (Figura 8.32). Esta grúa tiene una capacidad de carga de $2 \times 180/50 + 10$ toneladas. La carreta principal 1 sale del pórtico a los voladizos 4 con el fin de maniobrar las compuertas y rejillas aguas arriba y abajo de la presa.

La grúa se apoya en 24 ruedas que soportan el mecanismo de translación 8 y los estabilizadores.

Cuadro 8.3 Características de algunos modelos de grúas de pórtico para centrales hidroeléctricas

Indicativos	Capacidad de las grúas en toneladas			
	400/32/3.2	2x250/100+5	500/50+5	350/100+75
Luz en metros	21,75	20	20	22
Base en metros	7	10,2	9	14
Velocidad en metros por minuto				
- Del gancho principal	1,0/0,3	0,926	1,0	0,5-1,0
- Del gancho auxiliar	8,10	2,23	9,5	3-5
- De translación del carrete	5	4,05	5,1	10
- De translación de la grúa	20	14,8	26	35-40
Peso de la grúa en toneladas	350	770	607	
Gasto específico de metal en ton/(t-m)	0,037	0,064	0,056	

La elevación y transporte del rodete de la turbina, de los transformadores de alta tensión y demás equipo, excluyendo el rotor del generador, se realizan con la grúa por medio del travesaño 9 cuya capacidad de carga es de 350 toneladas. El rotor del generador, cuyo peso es de 600 toneladas, se eleva por medio de dos grúas con ayuda del travesaño 10 cuya capacidad es del 600 toneladas. Antes de elevar las piezas, se quita la tapa 5.

Las compuertas y rejillas se maniobran con ayuda de los ganchos principales de capacidad de carga igual a 2×180 toneladas. En este caso, las grúas actúan separadamente por medio de las vigas de elevación 5. Utilizando el gancho auxiliar cuya capacidad es de 50 toneladas, se realizan diversas operaciones bajo agua y sobre la superficie.

Las piezas livianas se elevan y transportan por medio de una pequeña carreta que rueda sobre un riel y cuya capacidad de carga es de 10 toneladas.

Con el fin de facilitar la reparación de las carretas, en la parte superior de la grúa se instala un puente grúa 2, cuya capacidad es de 5 toneladas.

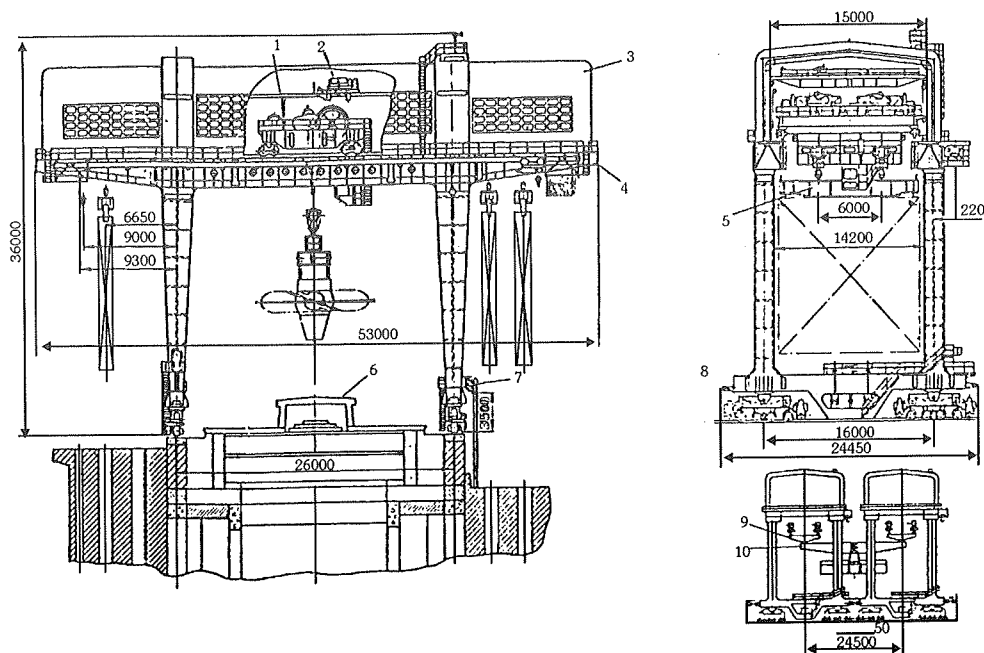


Figura 8.32 Grúa de pórtico de doble voladizo

- | | |
|--------------------|-----------------------------|
| 1. Carrete | 6. Tapa |
| 2. Puente | 7. Cables |
| 3. Carcaza | 8. Mecanismo de translación |
| 4. Pórtico | 9. Viga travesaño de 350 t |
| 5. Vigas de agarre | 10. Viga travesaño de 650 t |

La alimentación de energía se lleva a cabo por medio de los trolés 7 instalados en el apoyo flexible del portal, del lado aguas abajo de la presa.

La grúa está provista de su respectivo techo 3.

4. *Grúas para el servicio en estructuras de captación y en presas:* Las grúas que operan en las captaciones cumplen una gran variedad de operaciones, entre las principales, se encuentran: la operación de las compuertas que incluye su elevación, descenso, instalación en sus respectivas guías, etc.; la operación de las rejillas incluyendo, el manejo de los mecanismos de limpieza; el transporte de las compuertas y rejillas a los patios de reparación y el transporte de transformadores cuando esto es necesario.

Este es el grupo más variado de grúas de pórtico. Una parte de ellas no posee grúas de flecha auxiliares para el manejo de los mecanismos de limpieza en las captaciones y sólo maniobra las compuertas y las rejillas. Otro grupo de grúas de pórtico posee flechas auxiliares que operan los mecanismos de limpieza y a la vez sirven de grúas de montaje. Un tercer grupo de grúas de pórtico está

constituido por aquellas que están provistas de mecanismos (greifers planos) por medio de los cuales se evacúan los cuerpos flotantes situados cerca a la rejilla o retenidos por ella.

Las grúas de pórtico que operan solamente con compuertas, suelen utilizarse frecuentemente en las captaciones y en las presas vertederas y por eso su clasificación de acuerdo al sitio de instalación es bastante convencional. En algunas centrales de pie de presa en donde la captación y la presa vertedera están ubicadas en el mismo eje, la misma grúa de pórtico puede operar las compuertas del vertedero, las de la captación y las rejillas con su mecanismo de limpieza.

El esquema de una grúa de pórtico instalada en una captación, se muestra en la (Figura 8.33).

5. *Grúas de pórtico para captaciones y presas sin voladizos auxiliares:* Una construcción típica de grúas instaladas en captaciones y presas, se muestra en la (Figura 8.34). El pórtico sin voladizo 2 está apoyado en un armazón metálico que se mueve sobre rieles. La compuerta 4 se eleva por medio de la viga o travesaño 3. Los mecanismos de la carreta principal 1 están cubiertos con su respectivo techo.

En la (Figura 8.35) se muestra una grúa cuya capacidad de carga es de $2 \times 200/2 \times 30$ toneladas, destinada a maniobrar compuertas planas, rejillas y sus mecanismos de limpieza.

Las compuertas y las rejillas se elevan por medio del gancho 7 cuya capacidad es de 2×200 toneladas. Las operaciones de limpieza, utilizando un greifer plano 5, se realizan por medio de un gancho cuya capacidad es de 2×30 toneladas.

La energía es transmitida a la grúa por medio del trolley 1. La corriente llega a 3000 V y es transformada a 380 V por medio de un transformador instalado en la grúa.

6. *Grúas de pórtico con voladizos auxiliares:* Los voladizos auxiliares se instalan en las grúas de pórtico para la ejecución de operaciones de elevación y transporte o en el período de construcción de la central, en calidad de grúas de montaje y construcción o en el período normal de operación. En este último caso, se llamarán voladizos tecnológicos.

A fin de que las grúas de pórtico puedan cumplir funciones de montaje durante la construcción de la central, se les anexa una flecha unida por medio de articulaciones (charnelas). Estas flechas 5 (Figura 8.36), se pueden desmontar después de la construcción o se dejan, dependiendo de las necesidades. Generalmente, estas flechas son giratorias.

En la (Figura 8.37), se ven claramente los mecanismos de la flecha: el de elevación 4 y el de rotación 2. La estabilidad de la grúa se garantiza por medio de los contrapesos 5 y trasladando la carreta principal al lado de los contrapesos. La grúa de pórtico opera normalmente las compuertas de una presa vertedera. El gancho principal puede descender hasta 8,5 metros por debajo de los rieles de la grúa.

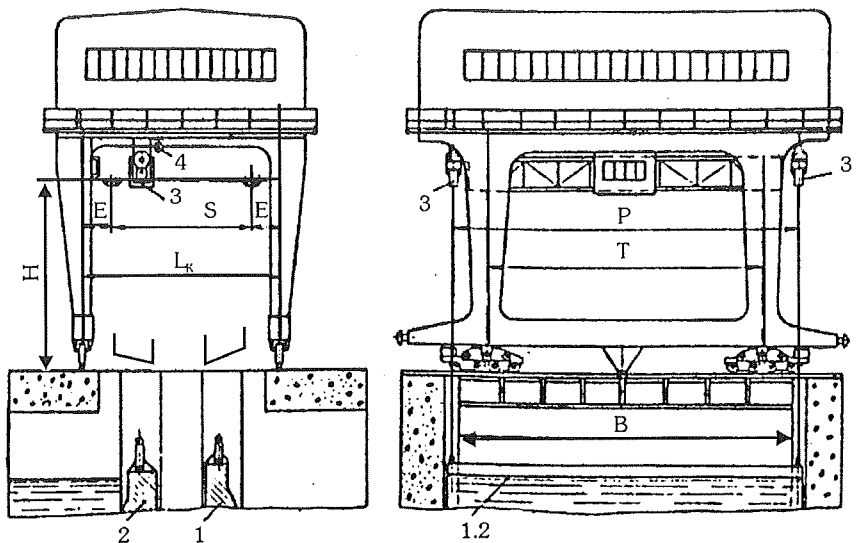


Figura 8.33 Grúa de pórtico en la presa de una central

- 1. Compuerta principal
- 2. Compuerta de guarda
- 3. Gancho principal
- 4. Gancho auxiliar

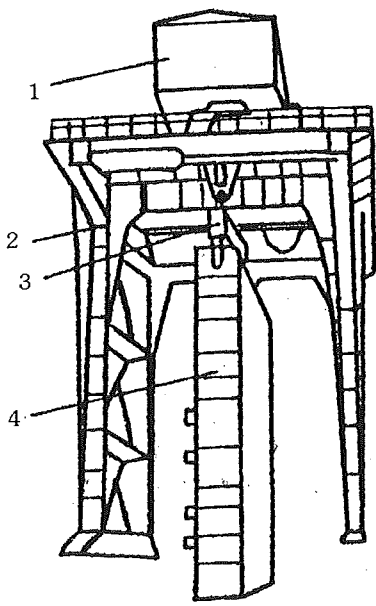


Figura 8.34 Grúa de pórtico de 2 x 150/30 t con la compuerta izada

- 1. Carrete principal
- 2. Pórtico
- 3. Viga travesaño
- 4. Compuerta

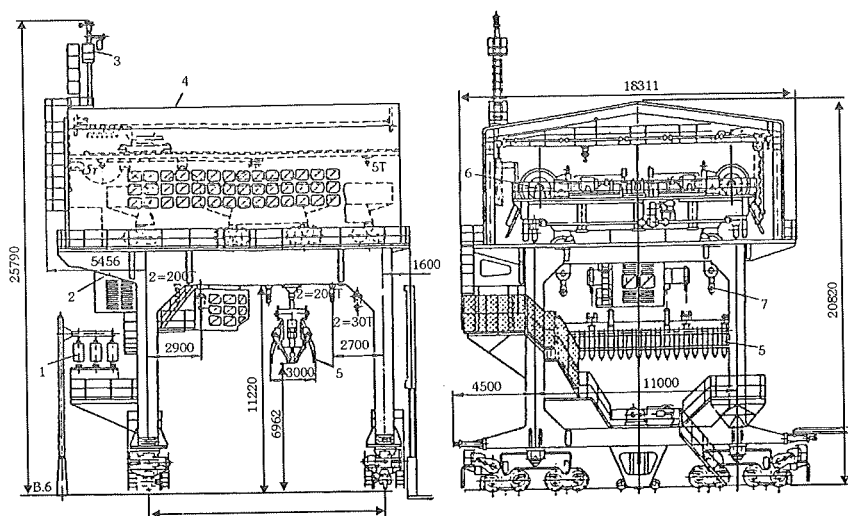


Figura 8.35 Grúa de pórtico de 2 x 200/2 x 30 para servicio de una central

1. Conexión eléctrica
2. Pórtico
3. Indicador de fuerzas del viento
4. Carcaza
5. Greifer plano
6. Carrete
7. Gancho principal

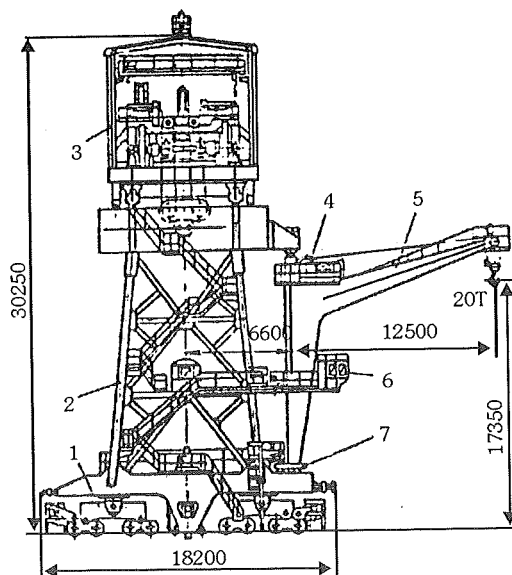


Figura 8.36 Grúa de pórtico con flecha

1. Mecanismo de traslación
2. Pórtico
3. Carrete
4. Mecanismo de elevación
5. Flecha con grúa
6. Cabina
7. Mecanismo de giro de la flecha

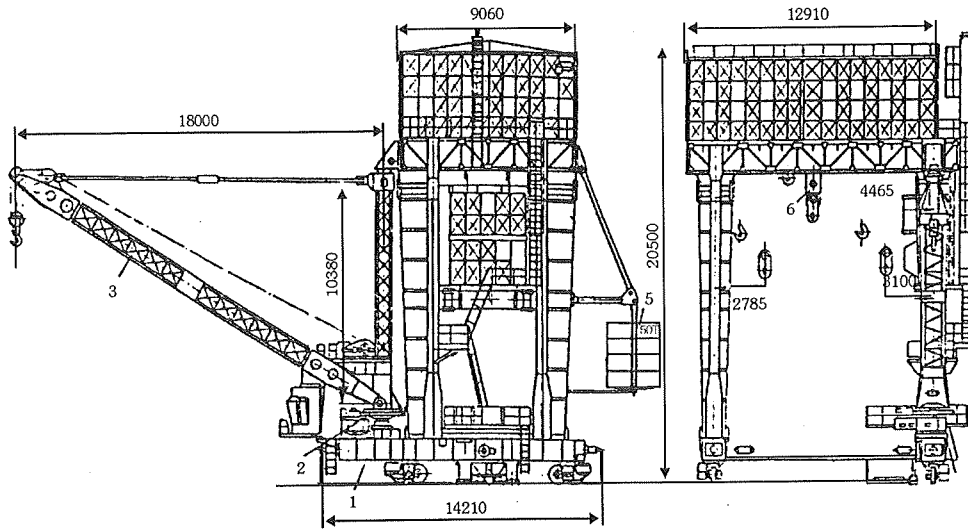


Figura 8.37 Grúa de pórtico de 100/20 t

1. Pórtico
2. Mecanismo de giro de la flecha
3. Flecha
4. Mecanismo de elevación del gancho
5. Contrapeso
6. Elevador principal

En la (Figura 8.38) se muestra el esquema de una grúa de pórtico de capacidad de carga por 2 x 125 toneladas y provista de una flecha 7, cuya capacidad es de 20 toneladas. La función principal de la grúa es la operación de las compuertas de una captación. Con el fin de facilitar la operación de agarre y desgancho de las compuertas, la grúa está provista de una plataforma 5 que se mueve junto con el gancho.

La grúa de pórtico de la (Figura 8.39) tiene una capacidad de 2 x 150/30 toneladas y está provista de una flecha cuya capacidad es de 20 toneladas. La grúa maniobra compuertas planas por medio del travesaño 4. Las flechas de las grúas mostradas anteriormente son todas montadas para cumplir funciones durante la construcción y eventualmente pueden seguir operando.

Las flechas o voladizos tecnológicos se utilizan para maniobrar los mecanismos de limpieza de las rejillas en las captaciones, extrayendo los cuerpos flotantes o atrapados por la rejilla.

Con el fin de atrapar cuerpos pequeños se utilizan greifers de varias tenazas, las cuales se abren y cierran hidráulica o neumáticamente. El greifer se maniobra por medio del mecanismo 6 (Figura 8.40) instalado en la flecha 7. El ángulo de giro de las flechas es de 140° a 190°.

La grúa de la (Figura 8.41) es de características más universales y de construcción más complicada. Esta grúa tiene una capacidad de carga de 2 x 125/2

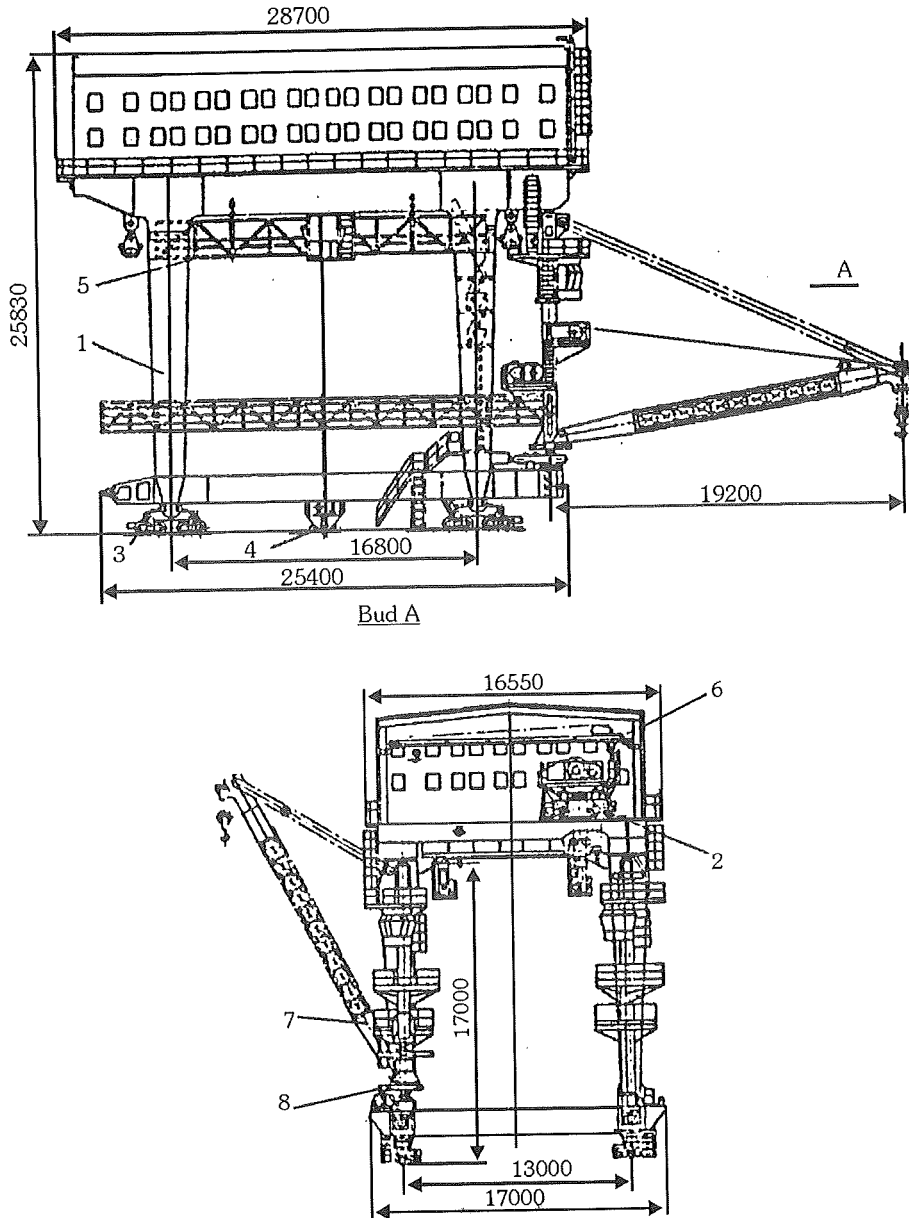


Figura 8.38 Grúa de pórtico de capacidad 2 x 125/20 t

1. Pórtico
2. Carrete
3. Mecanismo de translación
4. Apoyo
5. Reja de elevación
6. Grúa de reparaciones
7. Flecha
8. Mecanismo de giro de la flecha

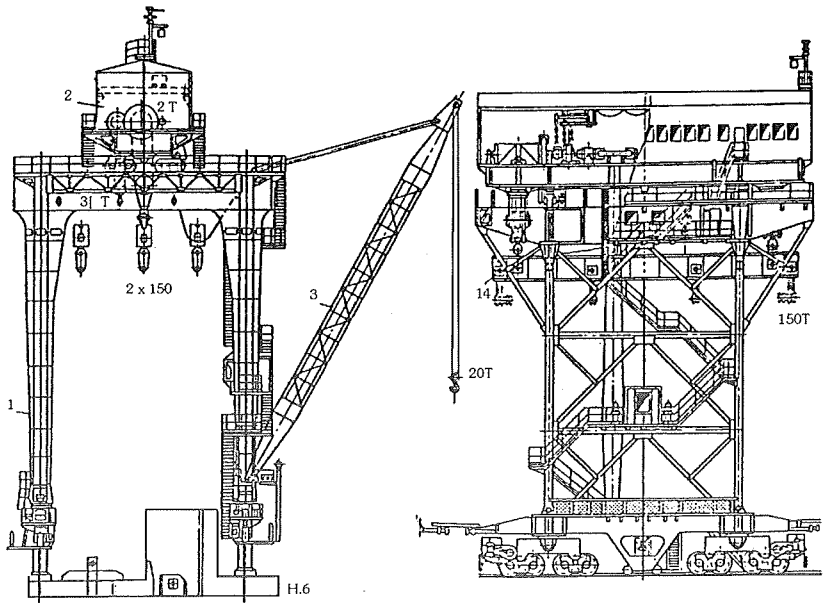


Figura 8.39 grúa de pórtico de 2 x 150/30 t

- 1. Pórtico
- 2. Carrete
- 3. Flecha
- 4. Viga de agarre

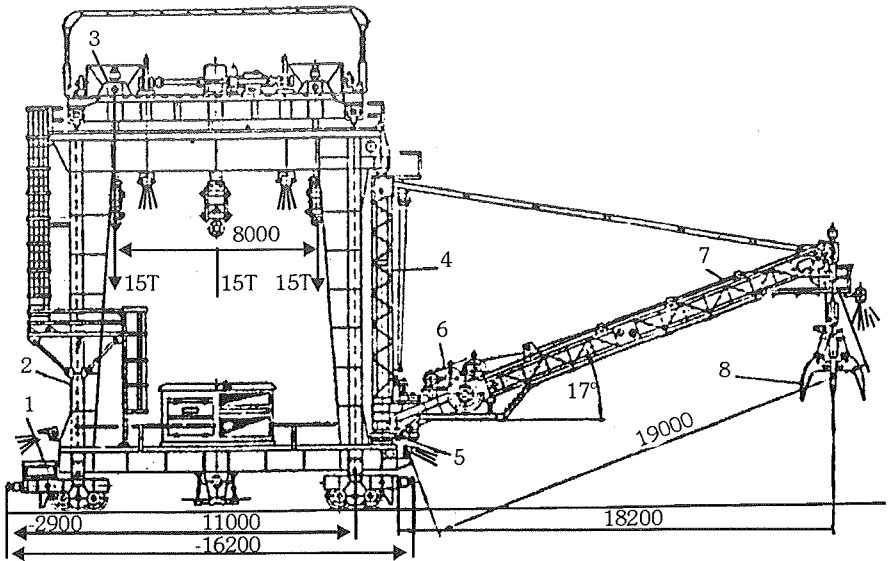


Figura 8.40 Grúa de pórtico con flecha giratoria

- | | |
|---------------------------------|---------------------------------------|
| 1. Mecanismo de translación | 5. Mecanismo de giro de la flecha |
| 2. Pórtico | 6. Mecanismo de elevación del greifer |
| 3. Carrete | 7. Flecha |
| 4. Columna de giro de la flecha | 8. Greifer |

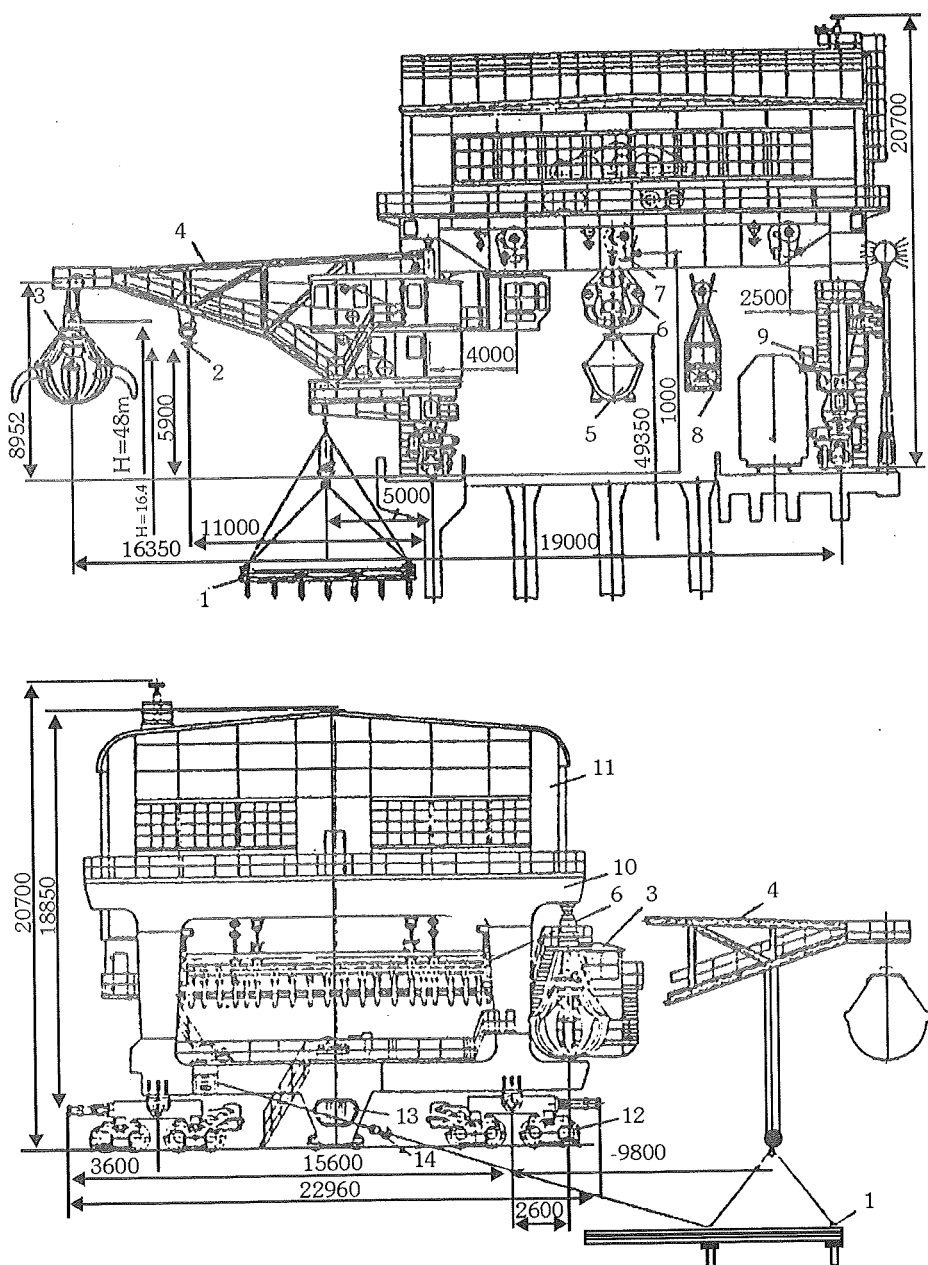


Figura 8.41 Grúa de pórtico para maniobrar compuertas y rejillas en una central hidroeléctrica equipada con flecha y greifer.

- | | |
|----------------|------------------------------|
| 1. Ratrillo | 9. Puente |
| 2. Gancho | 10. Pórtico |
| 3., 6. Greifer | 11. Carcasa |
| 4. Flecha | 12. Mecanismo de translación |
| 5. Contenedor | 13. Soporte |
| 7. Carrete | 14. Gancho |
| 8. Canasta | |

x $25/2 \times 10 + 10/6$ toneladas y está destinada a maniobrar las compuertas, rejillas y mecanismo de limpieza, incluyendo la extracción de materiales flotantes de una bocatoma. La grúa se compone de un pórtico propiamente dicho 10, con su respectivo techo 11, de su mecanismo de translación 12, del mecanismo de fijación o anclaje 13, del voladizo o flecha 4 cuya capacidad de carga es de 10 toneladas, de la carreta principal 7 cuya capacidad es $2 \times 125/2 \times 10/2 \times 25$ toneladas.

La flecha giratoria posee un mecanismo de elevación y cierre del greifer, el greifer de varias tenazas 3, cuya capacidad es de 6.5 t y el gancho 2 que manobra el rastrillo 1.

La grúa de pórtico está provista de un greifer 6, de una canastilla 8 con el fin de revisar las piezas de la rejilla y las guías y de un recipiente 5 para transportar la basura.

Las compuertas y rejillas se maniobran con ayuda de los ganchos principales, cuya capacidad es de 2×125 toneladas. El greifer 6 es plano y el 3 tiene forma de canasta. Los demás mecanismos y operaciones se pueden ver en la figura.

7. *Grúas de pórtico instaladas en vertederos:* Las grúas de pórtico en una presa vertedera (Figura 8.42) se instalan con el fin de maniobrar las compuertas planas principales 3 y las de emergencia 4, lo cual es indispensable para la evacuación de las crecientes, la regulación del nivel del embalse, etc.

En la (Figura 8.43) se muestra el esquema de una grúa de pórtico de pequeña capacidad de carga, igual a $2 \times 62.5/20$ toneladas, instalada en una presa vertedera. El mecanismo de la carreta principal 2 está cubierto de su respectivo techo 6. El travesaño 3 permite enganchar las compuertas y puede descender hasta 33 metros por debajo de los rieles de la grúa. Los mecanismos de la grúa operan con corriente continua, para lo cual, se instala el transformador 9.

En la (Figura 8.44) se muestra una grúa con dos carretas. En la (Figura 8.45) se muestra una grúa provista de una plataforma 4, suspendida en dos ganchos, cuya operación sincrónica se garantiza por medio de un eje instalado en la carreta principal.

Las características técnicas de las grúas descritas y otras adicionales, se muestran en el cuadro 8.4.

b. *Carros de elevación:* En las carretas de las grúas se instalan los mecanismos de elevación de las piezas (rotores, rodetes, compuertas, etc.) y el mecanismo de translación de la misma carreta. El mecanismo de elevación principal (máxima) y malacates auxiliares.

Dependiendo de las funciones de las grúas de pórtico en las centrales hidroeléctricas, la composición de los mecanismos del carro de la grúa es variable, lo mismo que la construcción de estos mecanismos. En este sentido, son típicas las construcciones de los carros de las siguientes grúas: grúas instaladas en las salas de máquinas, grúas instaladas en las presas y captaciones y grúas en casa de máquinas de tipo abierto. Miremos la construcción de estos carros.

1. *Carros de elevación en grúas instaladas en salas de máquinas:* en la (Figura 8.46) se muestra la composición más sencilla de los mecanismos en un carro de una grúa de pórtico trunco, cuya capacidad de carga es 400/32/3,2 toneladas (Figura 8.29). En el carro están ubicados los siguientes mecanismos: el malacate 1 de elevación principal cuya capacidad es de 400 toneladas, el malacate 3 de elevación auxiliar de 32 toneladas, el malacate 2 cuya capacidad es de 3,2 toneladas y el mecanismo de translación del carro 4. Cada malacate de un tambor se compone de un motor eléctrico, un reductor, una transmisión abierta de dientes, un tambor y su freno.

La forma y composición del carro de la grúa está determinada por la aproximación de los soportes, la capacidad de carga de los malacates y la altura de elevación de la carga.

2. *Carros de elevación en grúas instaladas en presas y captaciones:* en la elevación de compuertas y rejillas, se exige una operación estrictamente sincronizada de los malacates del carro de la grúa, con el fin de evitar su atascamiento en las grúas de deslizamiento. Para ésto, se instalan mecanismos que sincronizan las operaciones de los malacates.

El esquema cinemático y la composición del mecanismo de elevación de una grúa de pórtico instalada en una captación, están determinados por la distancia entre los puntos de agarre de la viga (travesaño) de suspensión y la altura de elevación, lo mismo que de la necesidad de acelerar la elevación de la carga con el fin de disminuir la duración del ciclo de operación con las compuertas. En la (Figura 8.48) se muestra el esquema cinemático del mecanismo principal de elevación de una grúa de pórtico cuya capacidad de carga es de 2 x 180 toneladas.

La elevación de las compuertas o rejillas se efectúa por medio de una viga de suspensión soportada por cables de acero enrollados en los dos tambores 7. En este caso el giro de un tambor a cada lado del mecanismo, se logra por medio de dos motores 8 a través del engranaje reductor 11, de las transmisiones cóni-

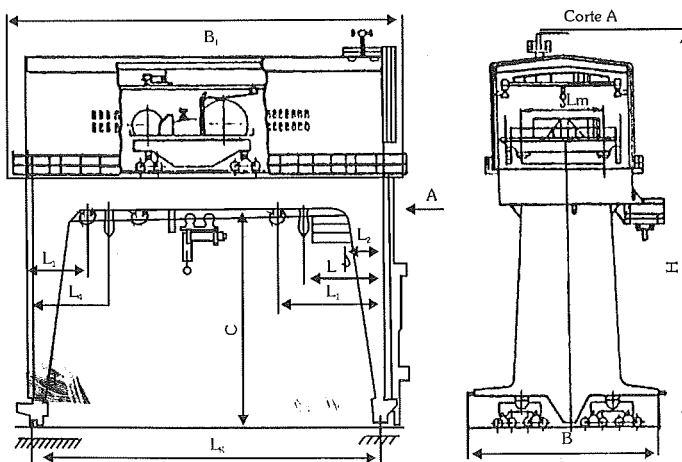


Figura ilustrativa del cuadro 8.4

Cuadro 8.4 Dimensiones principales de las grúas de pórtico en centrales hidroeléctricas.
(ver Figura en la página anterior).

Capacidad en toneladas				Altura de elevación			Velocidad (m/min)			H	B	B ₁	C	L _m	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	Instalación de la carcasa	Peso en toneladas							
Tipo de grúa	Gancho principal	Gancho auxiliar	Carreta de una sola vía	Cmta de reparación	Luz	Velocidad de elevación			Velocidad de translación												Peso del carrete	Del mecanismo de translación	Del pórtico	De la grúa con el equipo eléctrico				
						Del gancho principal	Del gancho auxiliar	Del carrete	De la grúa																			
Tipo de grúa	2 x 125/50 + 5	2 x 125	50	5	5	22,0	38,5	41,0	30,0	1,9	5,25	3,6	9,8	28,0	13,1	30,0	7,0	2,1	0,65	2,2	4,8	2,1	En el pórtico	108,0	50,0	180,0	380,0	
	2 x 125/50	2 x 125	50	5	5	13,0	26,0	41,0	30,0	2,0	5,25	4,9	25,0	22,4	18,9	17,9	10,5	3,0	3,0	2,5	2,5	2,5	En el pórtico	105,0	50,0	151,0	321,0	
	2 x 150/30	2 x 150	30	2	2	12,0	21,0	30,0	30,0	2,5	7,0	5,5	23,0	30,8	20,7	15,8	19,4	2,8	4,2	1,6	3,0	3,0	En el carrete	140,0	94,0	178,0	418,0	
	350 + 20	350	100	2	2	12,0	72,5	30,0	35,0	2,5	5,0	5,5	14,0	32,0	18,2	21,4	6,5	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	En el pórtico	233,0	92,0	191,0	580,0	
	400/100 + 2 x 10	400	100	5	5	26,0	30,0	30,0	35,0	1,1	5,0	5,0	18,0	28,9	18,6	29,2	16,3	6,0	5,2	2,0	2,8	2,8	En el pórtico	140,0	93,0	300,0	565,0	
	2 x 140/60/50 + 10	2 x 150	50	10	5	27,0	44,5	50,0	35,0	1,0	5,0	5,8	21,4	27,4	18,1	31,0	5,4	7,3	3,3	3,0	8,4	6,8	En el pórtico	222,0	82,0	432,0	797,0	
	2 x 200/10	2 x 200	10	5	5	7,5	45,0	35,0	35,0	0,95	9,0	6,5	33,0	28,6	18,6	15,2	12,6	2,4	1,1	3,1	1,8	1,8	En el pórtico	186,0	70,0	220,0	488,0	
	250/50 + 2 x 16 + 10	250	50	10	5	15,0	25,0	35,0	35,0	1,0	5,0	5,5	27,3	25,2	13,6	25,0	6,0	3,0	4,8	3,2	1,2	3,0	3,0	En el pórtico	100,0	51,0	217,0	411,0
	2 x 225/32 + 10	2 x 225	32	10	2	27,0	50,0	56,0	35,0	1,9	8,4	5,0	20,0	30,1	18,7	32,2	18,8	12,6	3,5	1,4	3,0	5,1	3,0	En el carrete	229,0	85,0	382,0	727,0
	150-450	150-450				23,0	34,5			0,5	3,2	3,2	19,0	22,65	14,0	25,9	14,0	4,5	2,8	3,4	3,4	3,4	En el carrete	86,0	50,0	176,0	337,0	
2 x 280 + 5	2 x 280	20	5		14,0	24,0			1,27	6,25	5,0	40,0	26,5	28,3	30,9	17,0	6,0	0	2,5	4,0	0	0	En el carrete	106,0	167,0	275,0	568,0	
	2 x 125/2 x 7,5/20	2 x 125	20	5	5	13,0	20,0	40,0		4,0	6,25	5,0	40,0	26,5	28,3	25,5	17,0	17,8	3,0	2,5	4,0	2,5	En el pórtico	95,0	62,0	270,0	458,5	

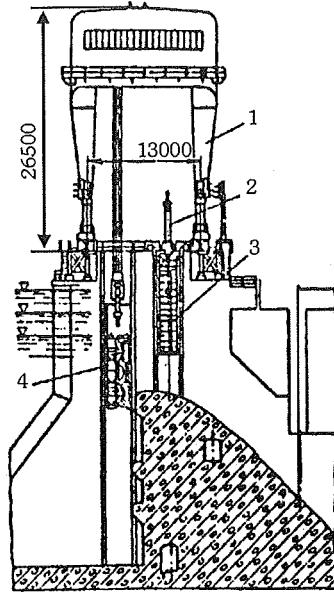


Figura 8.42 Esquema de una grúa de pórtico sobre un vertedero

1. Grúa de pórtico
2. Elevador de la compuerta principal
3. Compuerta principal
4. Compuerta de guarda

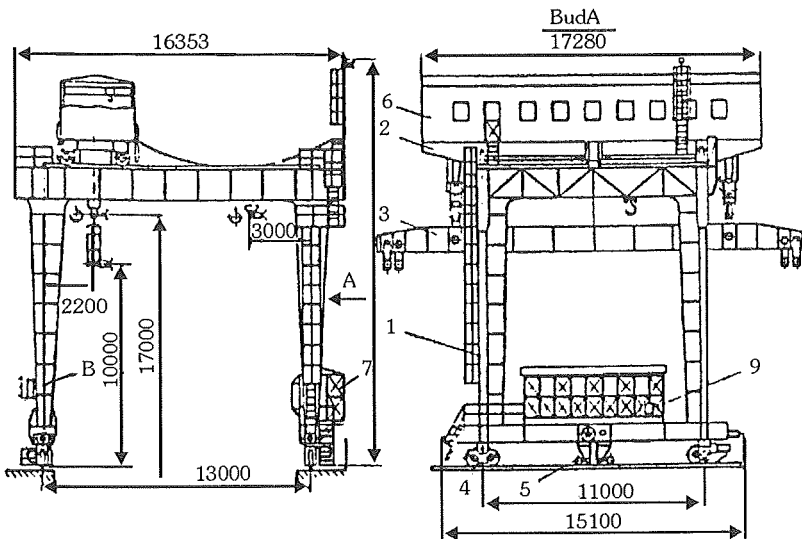


Figura 8.43 Grúa de pórtico para compuerta de vertedero de 2 x 62.5 / 20 t

- | | |
|-----------------------------|----------------------|
| 1. Pórtico | 6. Carcasa |
| 2. Carrete | 7. Cabina |
| 3. Travesaño | 8. Sistema eléctrico |
| 4. Mecanismo de translación | 9. Transformador |
| 5. Apoyos | |

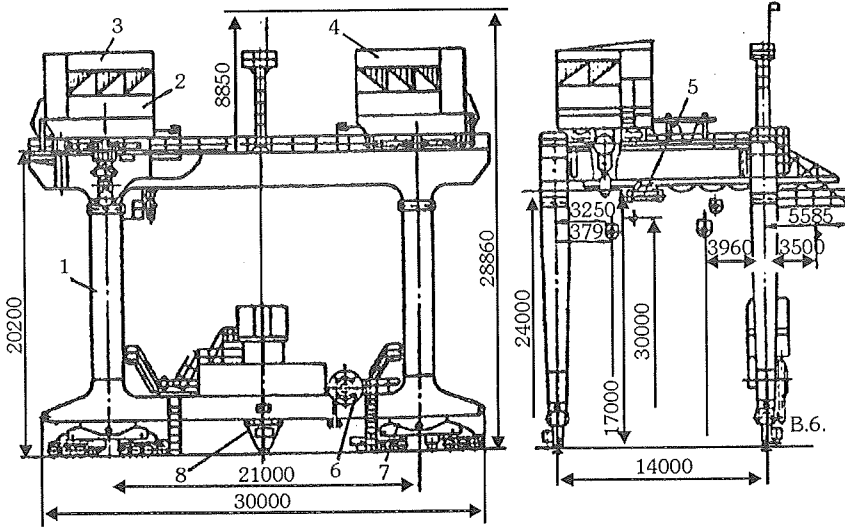


figura 8.44 Grúa de pórtico con capacidad de $2 \times 180 + 10$ t con rodetes

- | | |
|-------------------------------|-----------------------------|
| 1. Portal | 6. Tambor de cables |
| 2. Carrete principal de 280 t | 7. Mecanismo de translación |
| 3., 4. Carcazas | 8. Apoyo |
| 5. Carrete de un riel de 10 t | |

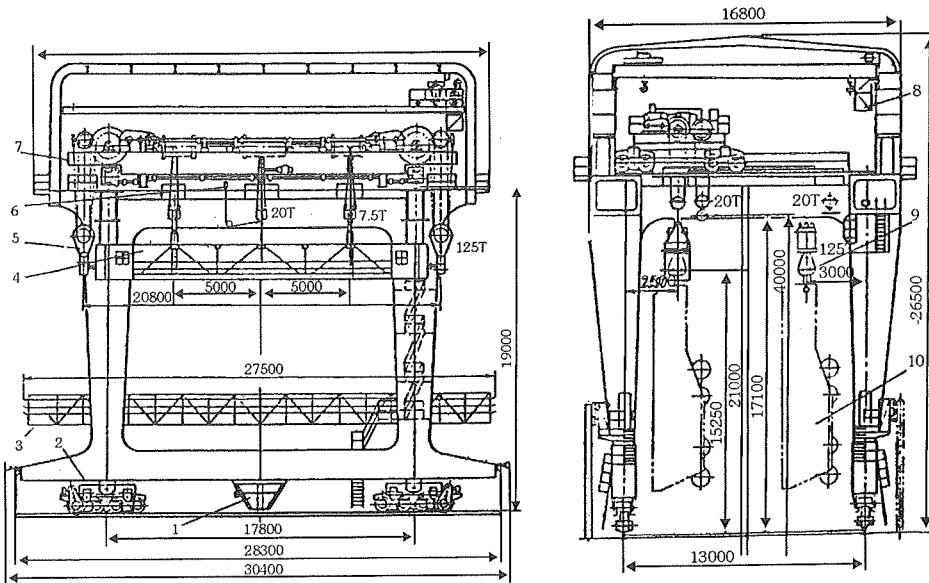


Figura 8.45 Grúa de pórtico con capacidad de $2 \times 125/2 \times 7.5/20$ t

- | | |
|----------------------|---------------------------|
| 1. Apoyo | 6. Mecanismo de elevación |
| 2. Balancines | 7. Rodete de carga |
| 3. Sistema eléctrico | 8. Grúa de reparaciones |
| 4. Reja de elevación | 9. Gancho de 125 t |
| 5. Elevador de 125 t | 10. Compuerta |

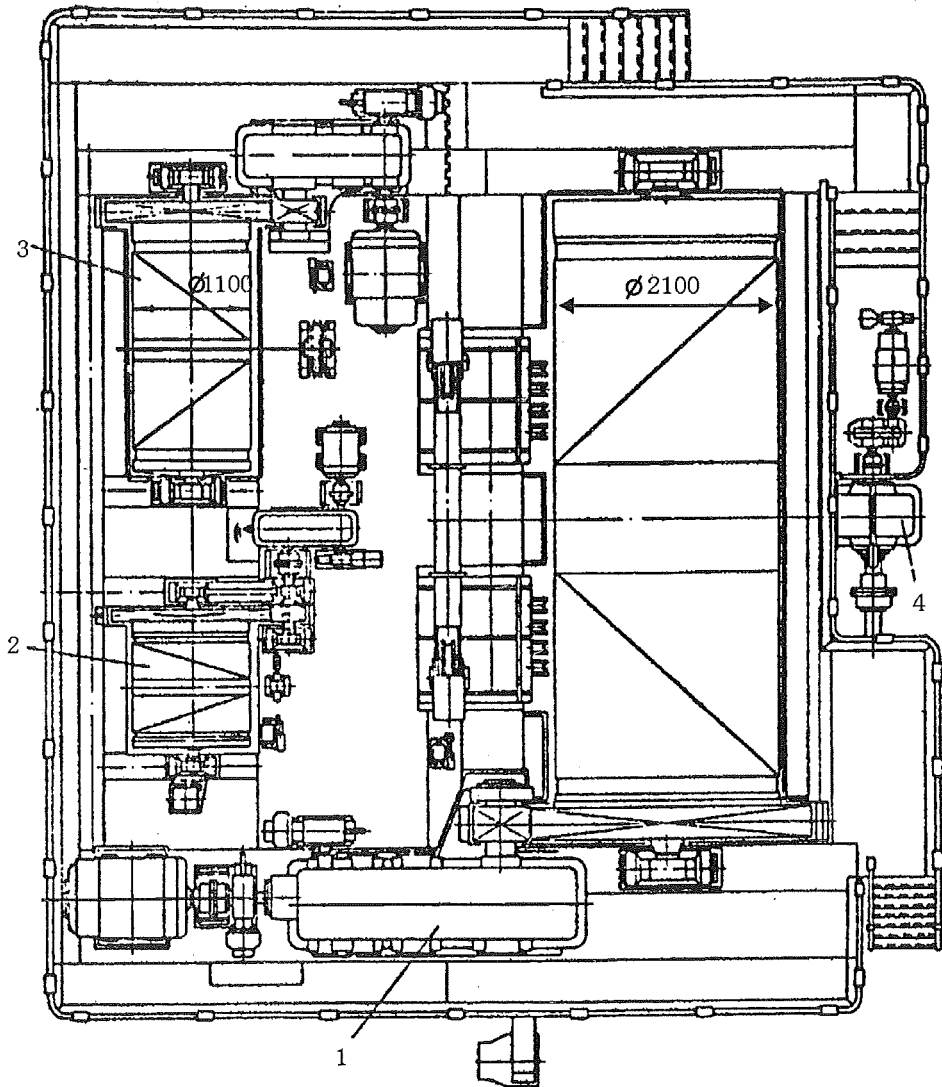


Figura 8.46 Mecanismo del rodete de una grúa de pórtico 400/32/3,2 t

- 1. Malacate principal
- 2., 3. Malacate auxiliar
- 4. Mecanismo de translación

cas dentadas de los embragues 5 y del engranaje reductor cónico 3, en el cual el par cónico a través de los reductores 1 está unido con el eje sincrónico 13. Al elevar las compuertas, los frenos 4 y 9 están abiertos y los frenos de los embragues 5 que sostienen las guías, están cerrados. En este caso, ambos motores 2 están desconectados y no crean momentos de giro.

Cuando los reductores 11 y los embragues 5, están conectados, el número de transmisión aumenta, es decir, para la misma velocidad de rotación de los ejes de los motores 8 se disminuye la velocidad de rotación de los tambores. Las unidades 4, 5, 8 y 9 forman un mecanismo que produce pequeñas velocidades de elevación y descenso de las compuertas. Tales velocidades son especialmente indispensables en el montaje y reparación de las unidades de generación, de las compuertas y rejillas.

Para alcanzar mayores velocidades de elevación, los dos motores 2 se ponen en funcioamiento, transmitiendo un movimiento de rotación a los tambores 7 a través de los engranajes reductores 3. En este caso, los frenos 4 y el freno del embrague están desconectados y los dos frenos 9 que sostienen los motores 8 están presionados.

En la cadena sincrónica del sistema, se instala un embrague con freno 12 que permite igualar la posición de los soportes con uno de los motores 8. En este caso, el freno 12 está desconectado.

3. *Carros de elevación de grúas en casa de máquinas de tipo abierto:* En las grúas de pórtico instaladas en casas de máquinas de tipo abierto y que operan con las unidades de generación, lo mismo que con compuertas y rejillas, el esquema de disposición de los mecanismos en el carro de la grúa es más complicado, dado el gran número de tambores y de mecanismos de sincronización.

En la (Figura 8.49) se muestra el esquema de un mecanismo de elevación de este tipo cuya capacidad de carga es de 2 x 140/160 toneladas. En la (Figura 8.50) se muestran los mecanismos correspondientes a este esquema.

8.4.2 Puente grúas

En la gran mayoría de los casos, los puente grúas se utilizan en las salas de máquinas de centrales hidroeléctricas en el montaje, transporte y reparación del equipo electromecánico pesado. En las centrales hidroeléctricas se utilizan puente grúas fabricados generalmente en serie, con capacidades de carga hasta de 250 toneladas y con alturas normales de elevación hasta de 24 metros y alturas forzadas hasta de 32 metros. Las grúas fabricadas en serie, generalmente tienen dos mecanismos de elevación: uno principal y otro auxiliar. El peso de las grúas con altura de elevación forzada es en un 5 a 10% mayor que las grúas con altura de elevación normal (Figura 8.51). La luz de las grúas fabricadas en serie se elige en función del ancho de las salas de máquinas y generalmente sus dimensiones van variando de metro en metro. En centrales hidroeléctricas con unidades de gran potencia, se hace necesario solicitar la construcción de puente grúas de mayor capacidad de carga (de más de 250 toneladas).

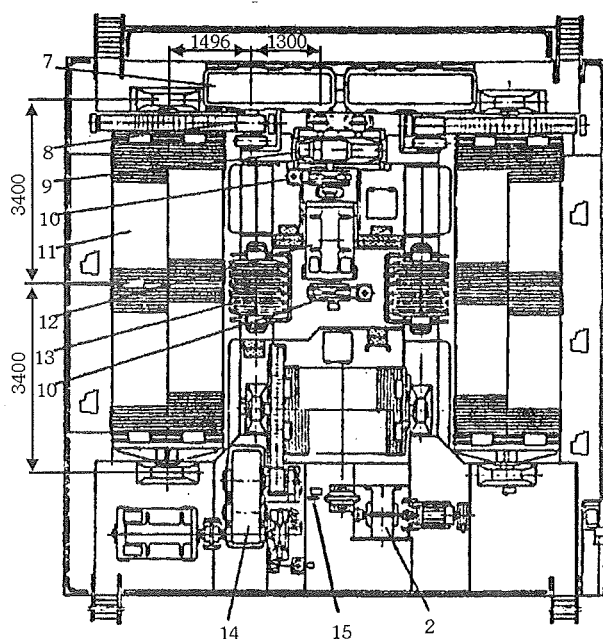
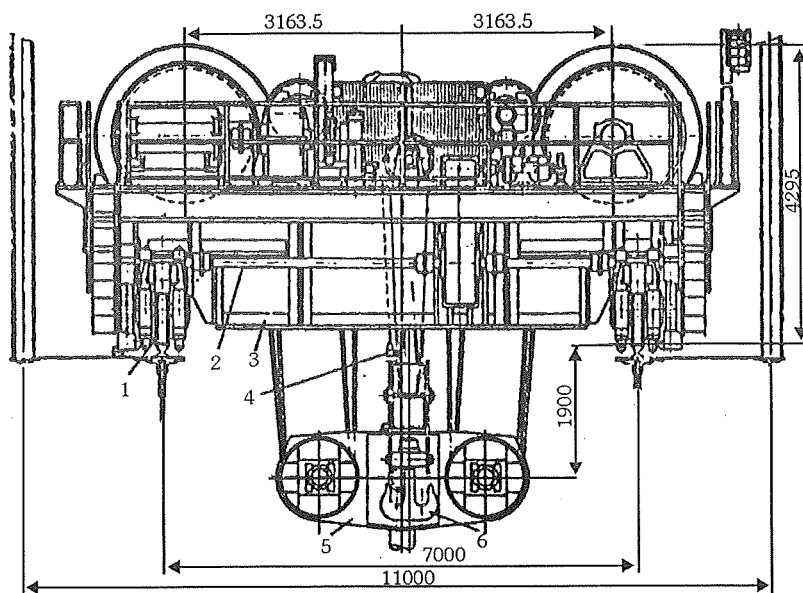


Figura 8.47 Carrete de 500/50t

1. Rueda de translación
2. Mecanismo de translación
3. Cercha
4. Contrapeso
5. Travesaño
6. Gancho
7. Reductor
8. Transmisión

9. Reductor
10. Frenos
11. Tambor
12. Motor eléctrico
13. Bloques
14. Mecanismo de elevación
15. Interruptor

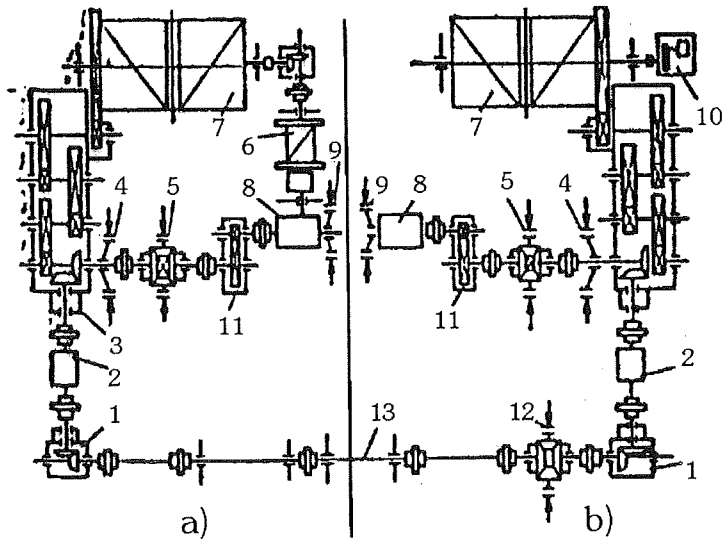


Figura 8.48 Esquema cinemático de una grúa de 2 x 180
a) Parte izquierda
b) Parte derecha

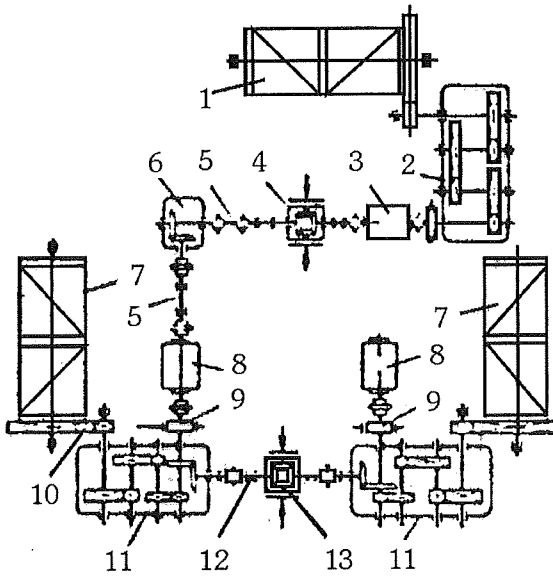


Figura 8.49 Esquema cinemático de mecanismo de elevación de una grúa de 2 x 140/160 t

- | | |
|-------------------------------|---------------------------|
| 1. Tambor | 7. Tambores de 2 x 140 t |
| 2. Engranaje reductor | 9. Freno |
| 3., 8. Motores | 10. Transmisión |
| 4. Mango planetario con freno | 11. Reductor |
| 5. Eje de sincronización | 12. Eje de sincronización |
| 6. Transmisión cónica | 13. Freno |

Los puentegrúa convencionalmente se clasifican como mecanismo de régimen liviano de trabajo ya que la duración de su funcionamiento, con la potencia nominal de los motores eléctricos de los mecanismos de elevación, generalmente no sobrepasa los 30 minutos. Estas grúas tienen las siguientes velocidades características de sus principales órganos, en metro/minuto:

Velocidad de elevación del gancho principal	0,4 - 1,1 m/min.
Velocidad de elevación del gancho auxiliar	2 - 8 m/min.
Velocidad de translación del carro de la grúa	5 - 25 m/min.
Velocidad de translación de la grúa	12 - 40 m/min.

La capacidad de carga de los puentegrúas instalados en las salas de máquinas, se determina por el peso de la mayor pieza a elevar, que generalmente es el rotor del generador. Cuando el peso de la mayor pieza a elevar, excede los límites convencionales de una grúa, las operaciones de montaje y reparación se efectúan por medio de dos puentegrúas de igual capacidad de carga, operando simultáneamente. En este caso, las grúas se unen firmemente y la carga se transporta por medio de vigas o travesaños de suspensión, las cuales se aseguran por medio de los mecanismos de agarre (Figura 8.52). En el caso de utilización de vigas de suspensión, la capacidad de carga del puentegrúa se debe aumentar en un 10 a 15%.

De acuerdo con los tres parámetros fundamentales del puentegrúa que son, su capacidad de carga, su luz y la altura de elevación de los ganchos, se determinan sus dimensiones, la zona de acción de los ganchos, el peso de la grúa, la velocidad de elevación de los ganchos, el número de ruedas, el esquema de su ubicación y la presión de las ruedas sobre los rieles en que se mueven.

En algunas ocasiones se utilizan puentegrúas en los cuales a cambio de electromotores, se utilizan gatos hidráulicos, lo cual, frecuentemente, permite disminuir las dimensiones de la sala de máquinas.

La cota de los rieles sobre los cuales se apoya y traslada el puentegrúa, debe garantizar un transporte libre y seguro, especialmente del rotor del generador y del rodete de la turbina, observando los respectivos márgenes de seguridad entre la carga transportada y el equipo instalado en la sala de máquinas o las construcciones dentro de ella. Los márgenes mínimos, en metros, generalmente aceptados, son:

Margen vertical para suspensión con cables	0,5 - 1
Margen vertical para suspensión rígida	0,5
Margen horizontal	0,15 - 0,30

Las diferentes clases de puentegrúas se muestran en los cuadros 8.5 y 8.6.

La distancia entre rieles, es decir, la luz de los puentegrúas L_k en función del ancho L de la sala de máquinas y de la capacidad de carga de la grúa Q , se muestra en el cuadro 8.7.

Cuando no se han previsto pasadizos a lo largo de los rieles, las distancias entre el eje de las columnas y el eje de los rieles L_1 y L_2 se toman iguales (Figura 8.53).

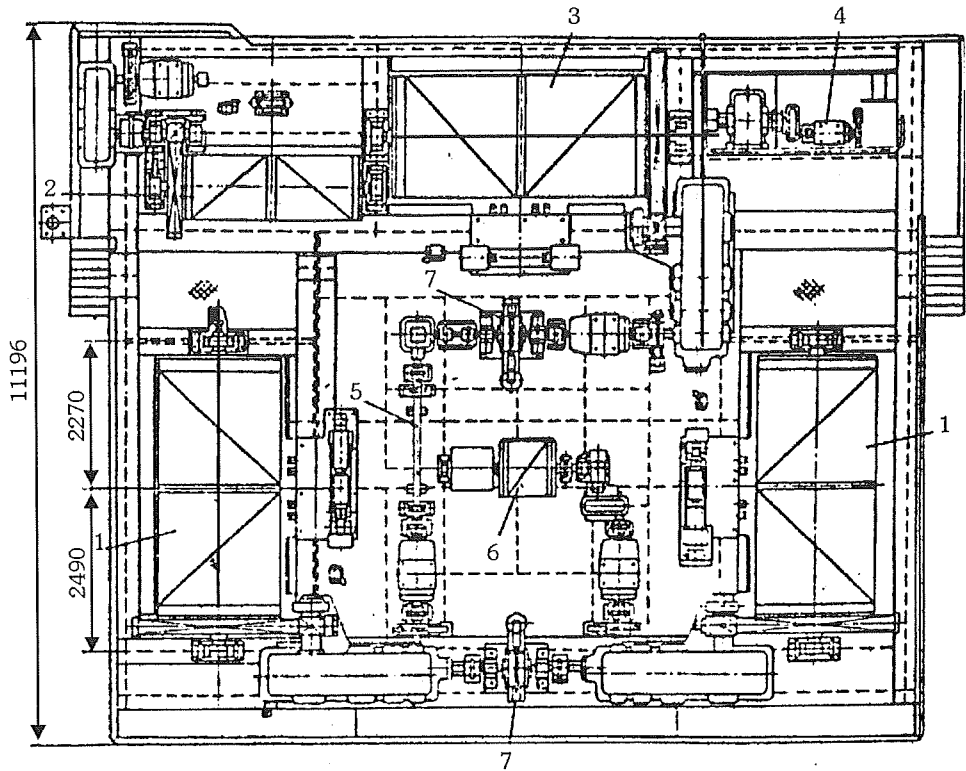


Figura 8.50 Mecanismo de un carrete para una grúa de 2 x 140/160/50 t

- 1. Malacate de 2 x 140 t
- 2. Mecanismo de 50 t
- 3. Mecanismo de 160 t
- 4. Mecanismo de translación del carrete
- 5. Dispositivos de sincronización
- 6. Tambor
- 7. Relé de cobrecarga

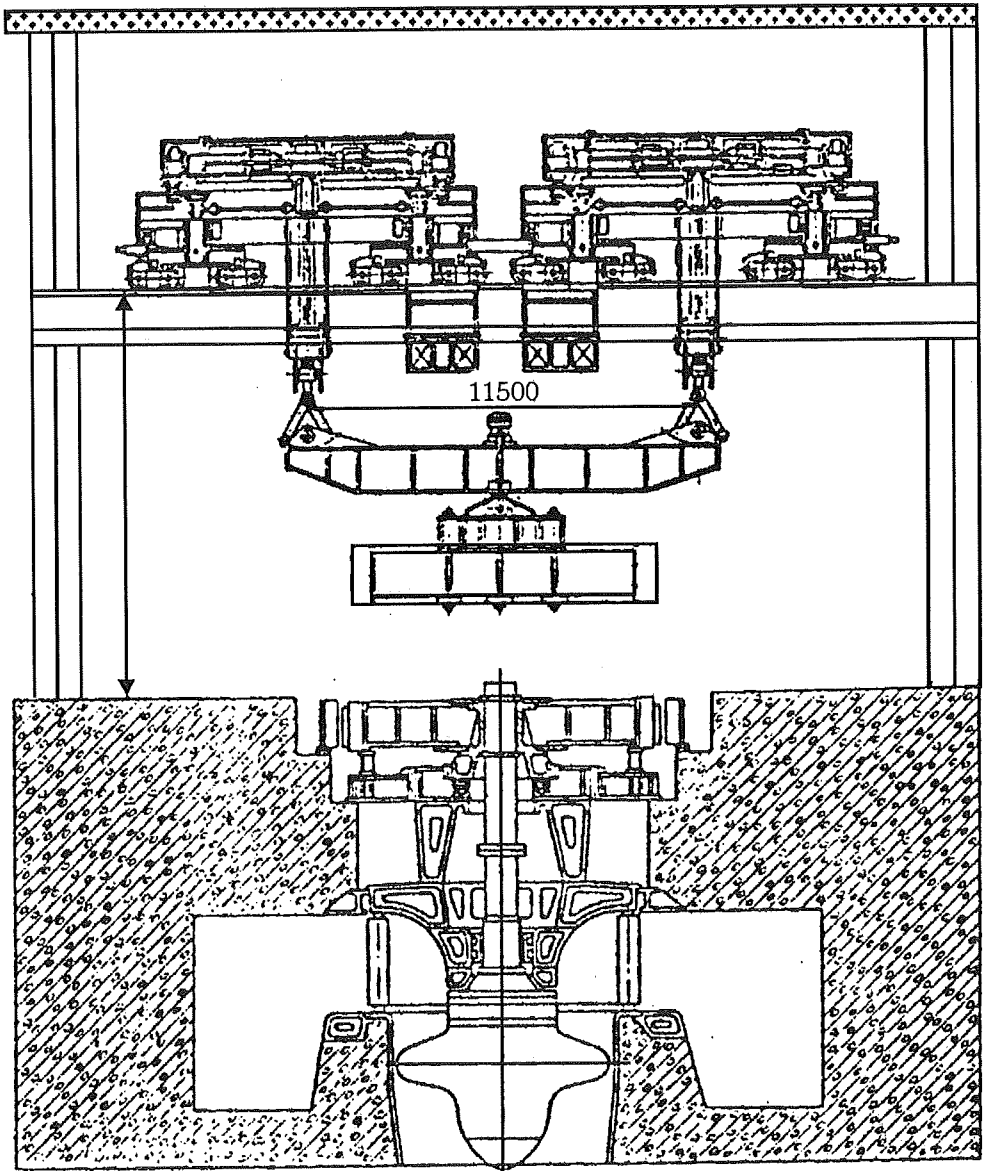


Figura 8.52 Esquema de operación simultánea de dos puentesgrúas con una viga travesaño.

Cuando se han previsto pasadizos a lo largo de los rieles, se debe cumplir:

$$L_1 + L_2 = L - L_k$$

Los valores de L_1 y L_2 se pueden tomar de acuerdo con la (Figura 8.53).

Dependiendo del material y de la construcción de las columnas, los pasadizos a lo largo de los rieles se pueden situar junto a las columnas, como se muestra esquemáticamente en la (Figura 8.53) o en el interior de éstas.

En algunos casos, cuando esto simplifica la ubicación de las diferentes estructuras, las distancias L se pueden tomar diferentes desde ambos lados de la grúa y con la presencia de pasadizos, pero con la condición de que la luz del puente grúa corresponda con los datos del cuadro 8.7.

La luz de los puente grúas eléctricos para $Q \leq 15$ toneladas y de puente grúas manuales (sin limitaciones de capacidad de carga) puede ser aumentada en comparación con los datos del cuadro 8.7 en 0,5 metros, en el caso de que las dimensiones de las columnas lo permitan.

Cuando se instalan dos o más puente grúas de diferente capacidad de carga en rieles comunes, la luz de la grúa y el ancho de los rieles se eligen de acuerdo con las características del puente grúa de mayor capacidad de carga.

Cuando se instalan puente grúas en dos niveles diferentes, las luces indicadas en el cuadro 8.7, se refieren a la grúa situada en el nivel superior. La luz de las grúas situadas en el nivel inferior se eligen teniendo en cuenta el tipo de construcción de las columnas y se aconseja que el incremento de variación sea de 0,5 metros.

En el cálculo de las estructuras que sostienen el puente grúa, es decir, de las vigas portagrúa, columnas, cerchas, etc., la carga vertical se toma del número real de puente grúas, pero de no más de dos de ellas, unidas para su funcionamiento simultáneo.

La posición relativa de las grúas que trabajan simultáneamente y las posiciones extremas de los carros de las grúas, lo mismo que la dirección de las fuerzas de frenado, se toman de acuerdo al posible funcionamiento de las grúas.

En la carga horizontal normativa debida a las grúas, excepto en casos especiales, se debe tomar:

- La componente horizontal a lo largo de los rieles (sólo para grúas eléctricas) debe ser 0,1 de la presión normativa vertical, en las ruedas de frenado.
- La carga horizontal perpendicular a los rieles (sólo para grúas eléctricas) debe ser de 0,05 de la suma de la capacidad de carga, más el peso normativo del carro de la grúa. Para grúas con suspensión flexible y para grúas con suspensión rígida la carga debe ser 0,1 de la misma suma.

a. *Características constructivas de los puente grúas:* en la (Figura 8.54) se muestra el carro de una grúa, cuya capacidad de carga es de 125/20 toneladas (el numerador corresponde al gancho principal y el denominador al auxiliar). La distancia entre las ruedas es de 3800 mm. y la base es de 2900 mm. Los meca-

Cuadro 8.5 Características técnicas de los puentegrúas

Indicativos	Grúas principales				Grúas en sala de máquinas							
	Grúas en sala de máquinas				160/32	200/32	250/30/5	300/100	310/75/20	320/32	400/100/20	450/100
	75/30	100/20	125-43	125/20-51								
Capacidades en toneladas Del gancho principal Del primer gancho auxiliar Del segundo gancho auxiliar Luz en metros Altura de elevación de los ganchos en metros Del gancho principal Del primer gancho auxiliar Del segundo gancho auxiliar Velocidad de elevación en metros por minuto Del gancho principal Del primer gancho auxiliar Del segundo gancho auxiliar Velocidad de translación de los carretes en metros por minuto Del principal Del auxiliar Velocidades de translación de la grúa en metros por minuto Peso del puente en kilogramos Peso del carrete en kilogramos Peso total del puente grúa en kilogramos	75	100	125	125	160	200	250	300	310	320	400	450
	20	20	20	20	32	32	30	100	75	32	100	100
	23,5	23,5	43	51	22	22	5	21	20	22	20	21
	20	20	20	20,26	25/32	25/27	16,6	16	32	25/32	25	33
	22	22	22	22,39	27/34	32/34	16,6	16	35	27/34	25	55
				23,44					40		32	
	1,25	1,0	1,0	0,79	1,0	0,76	0,92	1,0	0,63	0,4	1,08	1,0
	7,32	7,5	9,7	9,4	8,0	7,6	3,9	2,54	2,0	8,0	4,7	4,9
				2,2			8,0		8,0		8,0	
	11,65	12	11,65	11,4	12,5	12,6	6,7	25	12,5	12,5	8,0	5,0
								34,5	34,5			
	30	28	19	26,5	32,0	20	12,0	41,0	16,0	20	28,	40
	73.000	80.000	131.000	165.000				125,425	92,650		96.000	123.000
							11.904	137,735				
32.200	34.000	34.700	37.100	60.000	68.000	71.000	32.084	19.190	105.000	182.000	186.000	
				65.000								
110.000	120.000	203.700	229.000	170.000	185.000	205.000	353.000	297.890	255.000	344.100	389.250	
				180.000								

Cuadro 8.6 Tipos de grúas estandarizadas

Tipos de grúas	Q
Manuales	1/20
De una viga y con malacate eléctrico	1/5
Eléctricas de utilización general	5/50
	75/250
Para calderas	75/350

Cuadro 8.7 Luces de los puentegrúas

Ancho de la casa de máquinas (L) en metros	Luces de las grúas Lk (m)					Ancho de la casa de máquinas (L) en metros
	Grúa del primer grupo		Grúa del segundo grupo			
	Grúas sin pasadizos	Grúas con pasadizos a ambos lados o de un sólo lado	Grúas sin pasadizo	Con pasadizos		
a ambos lados				a un sólo lado		
6	4,5	4				6
9	7,5	7				9
12	10,5	10	10	9,5	9,5	12
15	13,5	13	13	12,5	12,5	15
18	16,5	16	16	15,5	15,5	18
21	19,5	19	19	18,5	18,5	21
24	22,5	22	22	21	21,5	24
27	25,5	25	25	24	24,5	27
30	28,5	28	28	27	27,5	30
33	31,5	31	31	30	30,5	33
36	34,5	34	34	33	33,5	36

Nota: Para $Q \leq 50$ toneladas son grúas del primer grupo
Para $Q > 50$ toneladas son grúas del segundo grupo

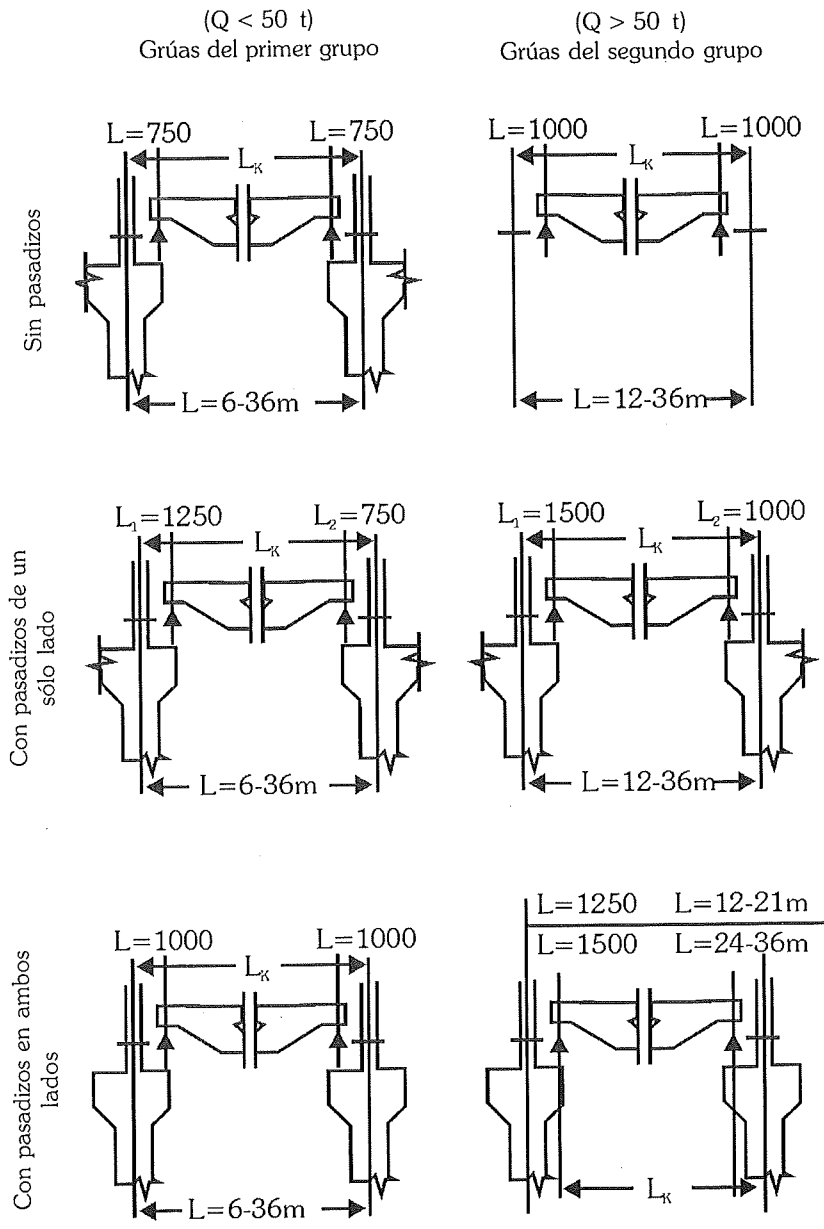


Figura 8.53 Esquema de la ubicación de las grúas con sus respectivos ejes

nismos principales y auxiliares de elevación, el mecanismo de transición, los aparatos eléctricos y de lubricación, están concentrados sobre la cercha 1. La cercha está compuesta de perfiles metálicos longitudinales y transversales. El mecanismo principal de elevación se compone de un motor eléctrico 2, de un engranaje reductor 3 y de una transmisión dentada 4. El motor eléctrico de una potencia de 26,5 kW está unido a un eje rápido del engranaje por medio del embrague 5. Al otro lado de este eje se instala una polea de frenado cuyo diámetro es de 300 mm para el freno 6.

El tambor 7 de diámetro igual a 1000 mm tiene muescas al lado derecho e izquierdo para los cables del sistema de poleas de elevación. En el mecanismo de elevación auxiliar se utiliza un motor eléctrico 8, cuya potencia es de 45 kW. Este motor está unido a dos engranajes horizontales 9, por medio del embrague 10. La polea para el freno 11 tiene un diámetro de 400 mm.

El carro de la grúa se apoya en cuatro ruedas de diámetro igual a 600 mm, instaladas sobre cojinetes (rodamiento). La presión sobre la rueda de translación alcanza 44 toneladas. El movimiento se transmite a las ruedas desde el motor eléctrico 12, a través del engranaje 13. El freno 14 del mecanismo de translación se instala en el eje del motor.

Un ejemplo de una disposición más compacta de los mecanismos se muestra en la (Figura 8.55). La capacidad de carga de esta grúa es de 50 toneladas. La elevación se realiza por medio de dos tambores unidos a un engranaje reductor común, lo cual da la posibilidad de disminuir un poco la longitud del carro y distribuir más uniformemente la carga en las ruedas. Sin embargo, el número de ejes se duplica, lo mismo que las transmisiones y embragues.

La altura del carro determina la cota de instalación de la grúa (además de otros factores principales) y por lo tanto influye en la altura de la casa de máquinas. Esto hace que la disminución de la altura de los carros sea una tendencia permanente en la construcción de puentegrúas.

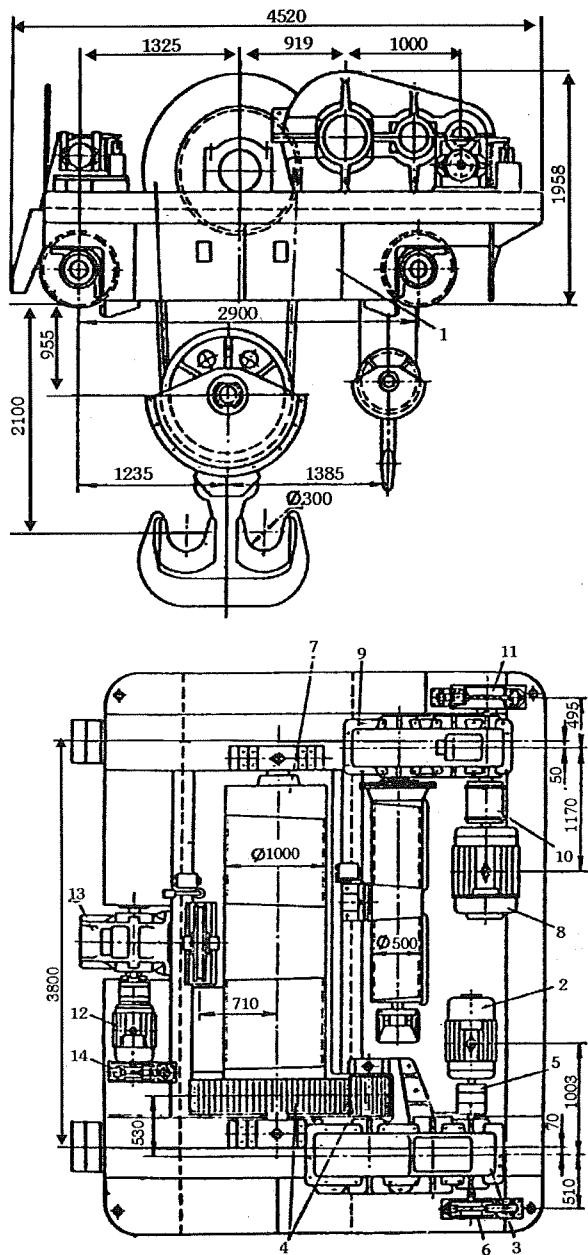


Figura 8.54 Carrete de una grúa de 125/20 t

- | | |
|-------------------------|-------------------------|
| 1. Cercha | 7. Tambor |
| 2., 12. Motor eléctrico | 8. Motor eléctrico |
| 3. Engranaje reductor | 9. Engranaje horizontal |
| 4. Transmisión dentada | 11. Freno |
| 5., 10. Embrague | 13. Engranaje |
| 6. Freno | 14. Freno |

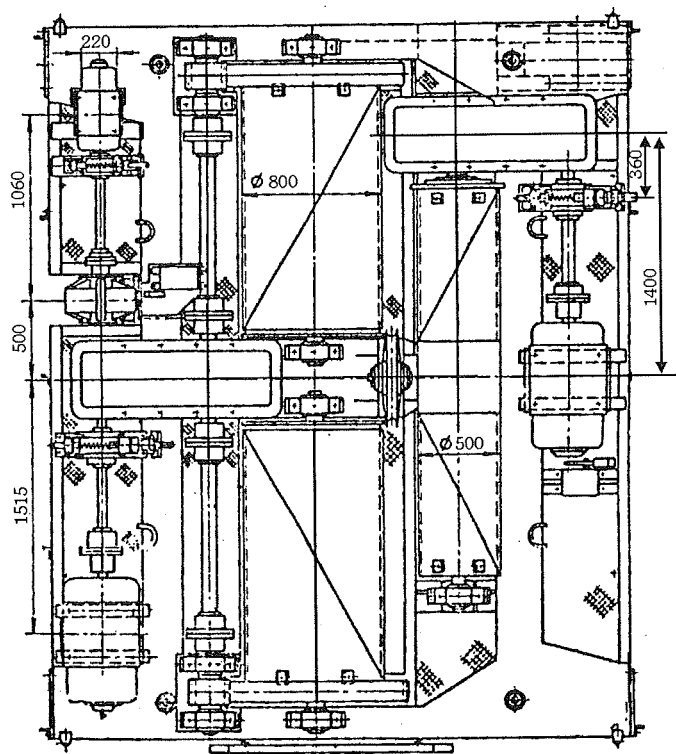
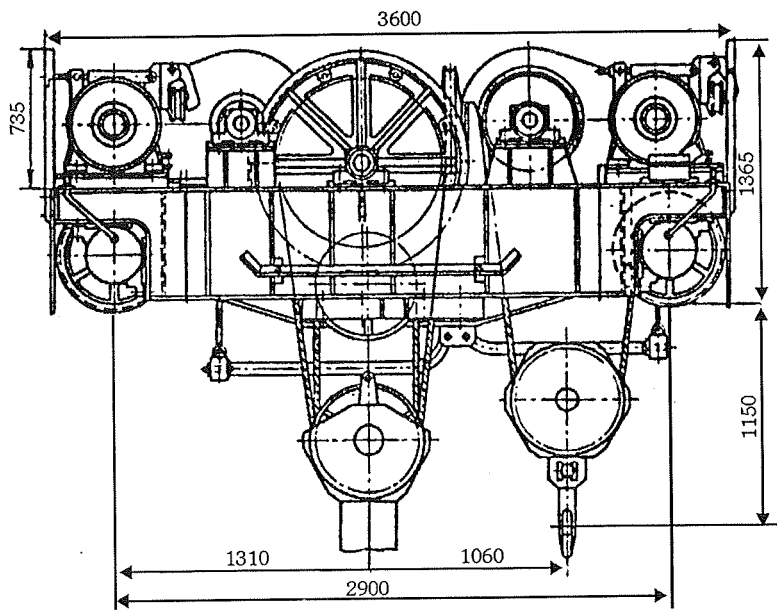


Figura 8.55 Carrete de un puentegrúa de 50/10 t

9 DISEÑO DE TURBINAS REACTIVAS

El diseño de una turbina reactiva de gran potencia para una central hidroeléctrica es, en cada caso, un problema particular y único y se resuelve de acuerdo con las características propias de cada proyecto; sin embargo, existen datos básicos y criterios de diseño generales aplicables en todos los casos, los cuales son una herramienta indispensable para el ingeniero proyectista, para el constructor y el interventor. Además, en cualquier cálculo, debe existir un orden lógico y una secuencia tal, que permita diseñar o dimensionar las diferentes partes de la turbina reactiva, de una manera racional, rápida, correcta y sencilla.

En esta parte, se exponen los datos básicos y criterios de diseño relacionados con la selección del número de unidades, elección del tipo de turbina, así como el cálculo y dimensionamiento de cada una de las partes de que se compone la turbina reactiva. En cada tema se propondrá una secuencia de cálculo y para mayor claridad del método, se realizará un ejemplo práctico. En todos los casos se incluirán las tablas, figuras, curvas y demás datos básicos necesarios en el proceso de cálculo.

9.1 SELECCIÓN DEL NÚMERO DE UNIDADES EN UNA CENTRAL HIDROELÉCTRICA

El número de unidades de una central hidroeléctrica y por tanto, su potencia unitaria, se escoge después de realizar una comparación técnico-económica de diferentes alternativas, que consideren las condiciones de operación de la central dentro del sistema interconectado, lo mismo que la unificación del equipo.

Conociendo el valor de la potencia instalada de la central (en este momento se considera como dato de partida ya conocido), se eligen dos o tres alternativas posibles del número de unidades y para cada una de ellas se determina la potencia de la unidad, de la turbina, del generador, lo mismo que las dimensiones y parámetros de la turbina y el generador; las dimensiones de la casa de máquinas; se calculan los volúmenes y cantidades de obra, las inversiones y costos anuales; se determina la producción de energía y se construyen las características de trabajo, no sólo de cada turbina, sino de la central operando con diferentes números de turbinas.

Para algunos tipos de turbinas, al utilizar diámetros standard y la capacidades de vertimiento total de la turbina, se obtienen diferentes potencias de la central, distintas del valor de partida. Esto es aceptable, ya que el valor final de la potencia instalada se define en el proceso de elección de las turbinas y generadores.

En ciertas etapas es difícil efectuar el cálculo económico, especialmente por falta de datos confiables de costos e incluso, por la incertidumbre de la planeación de la estructura eléctrica. En este caso, se deberá prescindir de tales cálculos, pero la comparación interna de dos o tres alternativas debe hacerse.

En la comparación interna de alternativas serán útiles las siguientes consideraciones:

- El costo de las turbinas, generadores y casa de máquinas, generalmente aumenta al incrementar el número de unidades para una misma potencia instalada.
- La eficiencia de la turbina y el generador aumentan al aumentar sus respectivas potencias.

Los factores anteriores fundamentan la conveniencia de minimizar el número de unidades; sin embargo, al aumentar estas, partiendo de un número pequeño, se mejora sustancialmente la configuración de la curva correspondiente a la característica de trabajo de la central.

Generalmente el número mínimo de unidades es dos. Una sola unidad se acepta sólo para centrales de muy baja potencia que operan dentro de un sistema grande y por lo tanto, la salida de servicio de la central no influye considerablemente en la operación del sistema y no conlleva a grandes pérdidas de la producción de energía. Dos unidades pueden producir una buena eficiencia de la central sólo cuando se utilizan turbinas con características de trabajo de curvatura suave.

Tres o cuatro unidades, generalmente dan soluciones económicas, tanto por los costos de las instalaciones como por la eficiencia de la central. El aumento del número de unidades arriba de cuatro se efectúa bajo las siguientes condiciones:

- Si las dimensiones de los rodets, rotores o estatores resultan difíciles de construir o incómodos y costosos para su transporte e instalación.
- Cuando una central grande se diseña para operar dentro de un sistema relativamente pequeño y por lo tanto, el aumento de las dimensiones de las unidades exige un aumento brusco de las reservas del sistema.
- En todos los casos, cuando esto sea económico y técnicamente fundamentado.

Para centrales superpotentes el número de unidades, por lo general se determina por el diámetro límite de la turbina y el generador. Este diámetro límite depende del nivel alcanzado por la fábrica productora de equipo en un momento determinado. Conociendo los diámetros límites de la turbina y del generador y la potencia máxima correspondiente a una unidad, tomando en cuenta la experiencia mundial en la fabricación de este mismo tipo de equipo se puede determinar el mínimo número de unidades así:

Al escoger el número de unidades para una central determinada, es importante efectuar un estudio de las vías y medios de transporte de las unidades, desde el puerto de llegada hasta el sitio de la casa de máquinas. De este estudio se pueden desprender importantes recomendaciones relacionadas con las dimensiones máximas de las piezas a transportar, lo mismo que su peso máximo, de acuerdo con las dimensiones de las vías existentes y ampliadas, de los gálibos y capacidad de los puentes, etc. En lo posible, es aconsejable utilizar al máximo las vías acuáticas.

Durante las oscilaciones de la carga sobre la unidad, especialmente para cargas pequeñas, se deben garantizar valores altos de la eficiencia de las turbinas. Con respecto a lo anterior, se debe tener en cuenta lo siguiente: cuando se opera con carga parcial muy baja, se tiene una eficiencia baja y se presentan problemas de vibraciones y cavitación, por lo tanto, se debe evitar operar con cargas parciales que produzcan eficiencias menores a 0,85 de la eficiencia máxima.

Es más fácil reemplazar una unidad pequeña de mantenimiento sobrecargando otras unidades, que reemplazan la capacidad de una gran unidad.

Teniendo en cuenta que la casa de máquinas se divide en bloques de acuerdo al número de unidades, lo mismo que por consideraciones de sencillez en los esquemas de conexiones eléctricas, es aconsejable elegir un número par de unidades.

Si se diseña una central con embalse de gran volumen, cuyo llenado puede durar varios años, se tratará de instalar unidades por etapas y antes de terminar la construcción de la presa, llenando el embalse, también por etapas. En este caso, se debe tener en cuenta que el valor temporal de la caída para el cual pueden trabajar las unidades, para turbinas Francis, no puede ser menor de 50% del valor óptimo de operación normal y en las turbinas Kaplan no puede ser menor del 35%.

En turbinas Francis, durante el período de construcción de la presa, con caídas bajas, es posible instalar rodetes temporales de gran velocidad.

El régimen de operación de las turbinas se puede representar en un plano de coordenadas cartesianas, colocando los valores de la caída en el eje de las ordenadas y la potencia (o el caudal) en el eje de las abscisas. Este gráfico debe ser cubierto por las características de operación de las turbinas, de tal manera que se garantice la operación de la central con un valor óptimo (máximo) de la eficiencia, determinado según la fórmula:

$$\bar{\eta} = \frac{\sum P_i \Delta t_i}{\sum P_i \Delta t_i / \eta_i}$$

Donde:

P_i es la potencia desarrollada por las turbinas

η_i son los valores de sus eficiencias, correspondientes a un período de tiempo

De lo anterior se desprende que en el diseño de centrales hidroeléctricas se debe considerar su régimen de operación dentro del sistema interconectado durante un período de tiempo $T = \sum t_i$ de duración suficientemente larga.

En la (Figura 9.1) se muestra la característica de operación de una central en coordenadas caudal-caída. En la figura se ve que tres turbinas cubren suficientemente el régimen de operación. La caída estática máxima (para $Q = 0$) es de 190 m. Al aumentar el caudal de la central hasta 560 m³/s, a causa de las pérdidas hidráulicas de cabeza en la conducción y tubería de presión, la caída en la turbina cae hasta un valor de 180 m.

La caída estática mínima es de 135 m y para un caudal $Q = 560 \text{ m}^3/\text{s}$ la caída en las turbinas sería de 125 m. Sin embargo, el máximo caudal de la central está limitado por el punto de intersección de las líneas que limitan las potencias de la turbina y el generador. (En el presente caso se tiene que $\cos \varphi = 0,9$). Este máximo caudal (limitado) es de $550 \text{ m}^3/\text{s}$, para una caída de 154 m, la cual es la caída nominal de cálculo, es decir, la mínima caída con la cual se garantiza la potencia instalada de la central (para un valor dado de $\cos \varphi$ en los generadores).

En la parte izquierda de la (Figura 9.1) se dibujó la línea que limita la operación de la central de acuerdo con la carga mínima permisible de la turbina. (Para cargas más bajas aparecen vibraciones, cavitación y una considerable disminución de la eficiencia).

En el presente caso el caudal mínimo de la central varía desde $100 \text{ m}^3/\text{s}$ para una caída estática máxima hasta de $82 \text{ m}^3/\text{s}$ para una caída estática mínima de 135 m.

Se debe tener en cuenta que en una central con tuberías de presión ramificadas (con bifurcaciones, trifurcaciones, etc.), las pérdidas hidráulicas de cabeza para un mismo caudal pueden diferenciarse notablemente para diferentes unidades, lo cual debe considerarse cuando se busca la distribución óptima de la carga entre las unidades. Esta distribución está caracterizada por el llamado incremento relativo de caudal por unidad de potencia, es decir, por la derivada parcial a_Q/a_P .

La igualdad de los incrementos relativos de todas las unidades corresponde a la distribución óptima entre ellas.

Con ayuda de la característica de operación (en coordenadas caudal - caída) de la central (Figura 9.1) se puede también elegir la cota del eje de rodetes, de acuerdo con la relación:

$$\square_{EJE} = \square_{aa} + H_s$$

Donde:

H_s es la sumergencia, determinada fundamentalmente por el coeficiente de cavitación o de Thoma

$\square_{aa}$ es la cota del nivel aguas abajo

Considerando la relación $\square_{aa} = f(Q)$ y las fórmulas para determinar la sumergencia, lo mismo que la característica universal de la turbina, se construyen las funciones $\square_{EJE} = f(Q)$ para diferentes caídas, teniendo en cuenta el número de unidades en operación. Se elige la mínima cota obtenida.

Al calcular los costos de las diferentes alternativas en comparación, será útil el empleo de los indicativos económicos de la central.

Si después de una comparación técnico - económica dos alternativas resultan aproximadamente equivalentes, se deberá escoger la que posea mayor potencia para cada unidad.

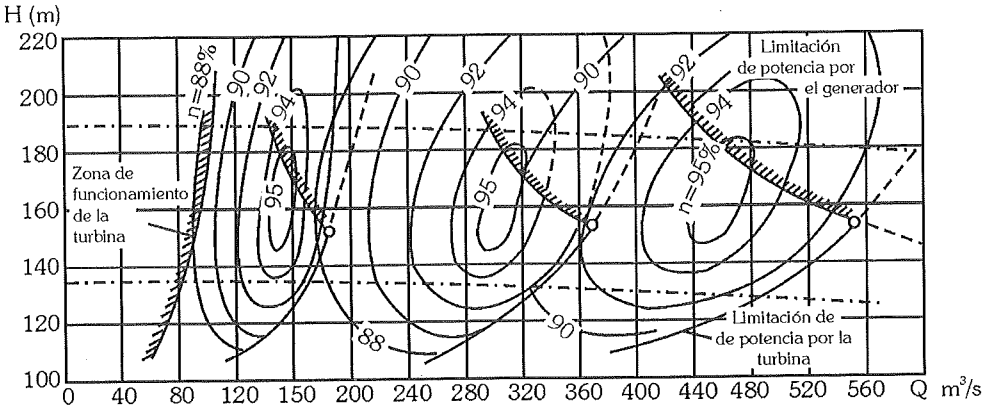


Figura 9.1 Característica de operación (caída-caudal) de las turbinas de una central hidroeléctrica

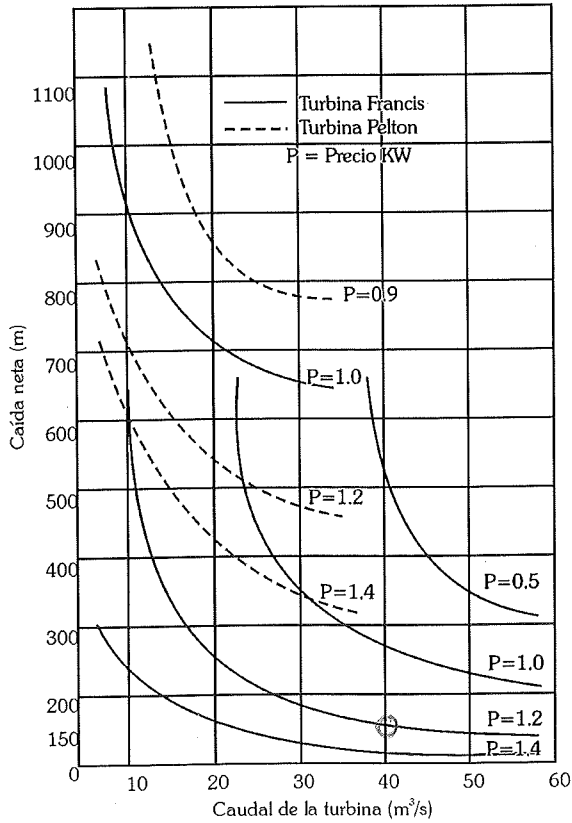


Figura 9.2 Diagrama para la determinación del indicativo del precio por kilovatio (P)

9.1.1 Criterios económicos para la selección del número de unidades

A continuación se presentan, en detalle, los criterios económicos a tener en cuenta en la selección del número de unidades para una planta hidroeléctrica según la revista Water Power and Dam Construction.

Se asume que para un proyecto particular bajo consideración, el máximo flujo, Q_t es conocido. Este será distribuido a un número P de máquinas.

$$Q_t = P * Q \quad (9.1)$$

Donde: *caudal*

Q flujo nominal por unidad que puede ser utilizado.

El punto decisivo de $Q_t = pQ$ no puede dar valores absolutos porque la función incorpora tres variables y los criterios no se dan para relacionar a uno de ellos con los otros. Por esto, se debe encontrar otra relación entre P y Q , los cuales, junto con la ecuación (9.1), harán posible diferenciar a Q_t . Luego Q_t es por definición un máximo, la primera y segunda diferencial de la ecuación se puede derivar y usar para encontrar los valores P y Q .

La relación mostrada entre P y Q está dada por el capital invertido y representa el criterio económico.

a. Costo total del proyecto. Básicamente el capital invertido es asignado a tres áreas mayores:

- El equipo turbo generador y los accesorios relacionados con el número de máquinas.
- Obras civiles necesarias para la utilización de los recursos hidráulicos.
- Trabajos generales dentro del proyecto.

Esto se puede expresar así:

C = costo del equipo + costo de obras hidráulicas + costos generales.

$$\begin{aligned} \checkmark C &= C_e + C_h + C_g \\ y \quad \checkmark C &= ap + bQ_t + C_g \end{aligned} \quad (9.2)$$

Donde:

- P número de turbinas
- $\checkmark a$ costo por unidad incluyendo la obra civil de la casa de máquinas (\$/unidad)
- b costo de las obras hidráulicas (\$/(m³/s))
- C_g costos generales (\$)
- C costos totales (\$)

b. Criterios económicos. Esta función no incluye la variable Q y se puede pensar en las siguientes transformaciones:

$$(C - C_g) = ap + bQ_t$$

$$D = (C - C_g)$$

La diferencia $(C - C_g)$ puede ser representada como D luego:

$$ap + bQ_t = D \quad (9.3)$$

Donde:

- ✓ a depende del número de unidades *(más unidades sucumben el proyecto)*
- ✓ b costos en \$/m³/s, es asumido constante
- ✓ D la diferencia entre el costo total y el costo general se conoce y varía de acuerdo con el sistema escogido *(es decir, según el número de unidades).*

Si en la ecuación (9.3) se considera Q en cambio de Q_t , D viene a ser d. La ecuación modificada será:

$$ap + bQ = d \quad (9.4)$$

En esta ecuación relacionando p y Q ^{los} el ^scoeficiente a y b se conoce pero d es una incógnita.

Las ecuaciones (9.1) y (9.4), las cuales representan un criterio económico, se combinan para eliminar a Q:

$$ap + b(Q_t/p) = d$$

o

$$Q_t = (1/b) (dp - ap^2) \quad \text{para}$$

Para encontrar el valor de p por el cual Q_t es un máximo, la expresión de abajo se deriva dos veces:

$$Q_t = (1/b) (d - 2ap)$$

$$Q_t = (1/b) (-2a)$$

Esta doble diferencial tiene una solución negativa, es decir, es menor a cero y de aquí que Q_t sea un máximo.

$$\text{Si } Q_t = 0, \quad \text{esto es, } (d - 2ap) = 0$$

$$p^* = d/2a \quad (9.5)$$

La ecuación (9.5) da el número de unidades. Reemplazando a p^* en (9.4):

$$ap^* + bQ^* = d, \text{ así: } a(d/2a) + bQ^* = d$$

$$Q^* = d/2b \quad (9.6)$$

Q^* es el caudal óptimo por unidad. Finalmente:

$$p^* \quad Q^* = Q_t = d^2 / 4ab \quad (9.7)$$

$$d = 2 \sqrt{(ab/Q_t)} \quad (9.8)$$

La ecuación (9.8) permite encontrar el valor de d y aplicarlo en la ecuación (9.5) y (9.6).

Ejemplo 9.1:

El proceso descrito anteriormente es ahora aplicado a un proyecto similar al de Agoyán en el Ecuador, el cual posee turbinas Francis. El proyecto fue tentativamente planeado para incluir tres unidades de capacidad de 50 MW, cada una. El máximo caudal es (Q_t). El detalle de la estimación de los costos es:

En este ejemplo:

$$C = \$15.000 \times 10^6$$

Presupuesto de la construcción (febrero de 2001)

	Cost. ($\$ \times 10^6$)
✓ 1. Rejilla y compuerta del canal	450
✓ 2. Túnel de presión	2.200
✓ 3. Almenara	450
✓ 4. Tubería de presión	304
✓ 5. Canal de fuga	150
✓ 6. Presa	2.150
✓ 7. Casa de máquinas	1.400
✓ 8. Túnel de acceso	150
✓ 9. Patio de conexiones	600
✓ 10. Equipo electromecánico	3.700
✓ 11. Camino de acceso	76
✓ 12. Líneas de transmisión	600
✓ 13. Campamentos y oficinas	150
✓ 14. Ingeniería y administración	1.250
✓ 15. Imprevistos	1.370
Total	15.000
✓ C_e costo del equipo (numerales 7, 9 y 10) = $\$5.700 \times 10^6$	
✓ C_h costo hidráulico (numerales 1, 2, 3, 4, 5 y 6) = $\$5.704 \times 10^6$	
✓ C_g costos generales (numerales 8, 11, 12, 13, 14 y 15) = $\$3.596 \times 10^6$	

- Cálculo de los coeficientes:

$$✓ a = C_e / 3 = 5.700 \times 10^6 / 3 = \$1.900 \times 10^6 / \text{unidad}$$

↳ para 3 unidades en este caso.

El plan considera el caso de tres unidades de 50 MW, cada una.

El costo unitario aumenta si se consideran dos unidades, como se indica:

✓ H = 150 m	H = 150 m ✓
✓ P = 2 unidades	P = 3 unidades ✓
✓ Q = 60 m ³ /s	Q = 40 m ³ /s ✓
✓ i = 1.2 R \$/kW	i = 1.32 R \$/kW ✓

Donde:

- i al multiplicarse por el número de kW/unidad se convierte en el costo unitario, los valores 1.2 y 1.32 se obtienen de la (Figura 9.2).

De acuerdo con esto, para tres unidades, $a_3 = 1.900/\text{unidad} = (1.32 \text{ R } \$/\text{kW}) (50000 \text{ kW/unidad})$

En este caso R permite hacer la comparación entre los precios unitarios para el caso de que se tengan dos unidades.

Entonces:

$$\begin{aligned} R &= (1.900) \times 10^6 / (1.32 \times 50.000) = 28.788 \\ a_2 &= (1.2 \text{ R } \$/\text{kW}) (75.000 \text{ kW/unidad}) = 2.591 \times 10^6 / \text{unidad} \\ a &= 0.5 (a_2 + a_3) = 2.245 \times 10^6 / \text{unidad} \end{aligned}$$

La selección, lógicamente, es entre dos y tres unidades, se estima que este valor promedio de a, permitirá tener una aproximación de dos o tres en el valor de p^* .

p - número de unidades.*

El valor de b se estima que es constante, el costo de las obras hidráulicas, prácticamente se refiere al caudal en m³/s.

Se puede asumir:

$$\begin{aligned} (C_h \cdot \$) &= (B\$/\text{m}/(\text{m}^3/\text{s})) (Q_t \text{ m}^3/\text{s}) (\text{Lm}) \\ C_h / Q_t &= BL = b\$/\text{m}^3/\text{s} \text{ y } b = C_h / Q_t, bQ_t = C_h \\ C_h &= \$5.704 \times 10^6 \end{aligned} \quad (9.9)$$

Esto es,

$$\begin{aligned} b &= 5.704 \times 10^6 / 120, b = \$47.53 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{s} \\ Q_t &= 120 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Solución:

$$a = \$2.245 \times 10^6 / \text{unidad}$$

Por esto:

$$d = D = 2 \sqrt{aC_h} \quad (9.10)$$

$$d = 2 \sqrt{[(2.245 \times 10^6) (5.704 \times 10^6)]} = 7.157 \times 10^6$$

$$d = 7.157 \times 10^6$$

$$\sqrt{a} = 2.245 \times 10^6 / \text{unidad}$$

Luego,

$$p^* d/2a = 7.157 \times 10^6 / 2 \times 2.245 \times 10^6 / \text{unidad}$$

$$p^* = 1.59 \text{ unidad}$$

$$b = 47.53 \times 10^6 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Así:

$$Q^* = d/2b = 7.157 \times 10^6 / 2 \times 47.53 \times 10^6 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$Q^* = 75.29 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$p^* Q^* = 1.59 \times 75.29 = 120 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Como se puede ver, p^* tiende más a dos que a tres, por esto es preferible tomar dos unidades con una caudal de $60 \text{ m}^3/\text{s}$ y una potencia de 75.000 kW cada una.

El valor de “d” es una función de valor unitario y del costo de las obras hidráulicas. Asumiendo la obra civil como constante, es lógico pensar que el costo total depende del costo del equipo. De la misma forma combinando las ecuaciones (9.5) y (9.10) se puede obtener:

$$p^* = \sqrt{C_h/a}$$

Esta última expresión muestra que en un proyecto en el cual el costo C_h permanece constante, el número óptimo de unidades varía con la raíz cuadrada del costo unitario.

9.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE TURBINA

Conociendo el valor de la caída y el caudal de una central hidroeléctrica, es posible seleccionar el tipo más adecuado de turbina que produzca los mejores beneficios.

Una turbina hidráulica debe ser seleccionada y diseñada para satisfacer el rango de condiciones específicas bajo las cuales opera, con el fin de lograr el máximo orden de eficiencia. Las posibles combinaciones de caída y capacidad son tan numerosos, que casi nunca una unidad puede ser utilizada en otro sitio. Como consecuencia, la selección de las turbinas estándar resultará en un diseño con bajas eficiencias y altos costos de operación.

Para una buena selección se requieren estudios cuidadosos de generación y de simulación de operación del embalse. La demanda de energía tiene poco efecto en el tipo de turbina o en la capacidad última de la planta.

Con base en la experiencia se ha comprobado que para unas características dadas, un tipo de turbina resultará más eficiente y económico que los otros. Así se tiene que las Pelton se emplean para caídas altas y valores bajos del caudal; las turbinas Kaplan para caídas bajas, del orden de 5 a 80 m y caudales grandes, mientras las turbinas Francis se utilizan para valores intermedios y un rango de caída entre 45 y 700 m. Para caídas menores de 20 m se recomienda instalar turbinas de Bulbo que son más económicas desde todo punto de vista.

Si en una central se presentan grandes variaciones de la carga y de la caída, se recomienda instalar turbinas Kaplan para caídas de 50 a 80 m. En estas condiciones las turbinas Francis presentan más bajas eficiencias medias de operación. En general una turbina Kaplan se recomienda instalar para valores de sumergencia inferiores a los 8 m. Es bueno tener en cuenta que existe un tipo de turbinas con características intermedias entre las Francis y las Kaplan, que pueden operar para caídas entre 40 y 200 m. Este tipo de turbinas se denominan diagonales. Ellas conservan valores altos de eficiencia durante variaciones fuertes de la carga y de la caída, poseen buenas características de cavitación y exigen sumergencias poco considerables. Para seleccionar el tipo de turbina a emplear en una central hidroeléctrica, se puede hacer uso de las siguientes figuras:

- La (Figura 9.3) relaciona los valores de la caída y el caudal e indirectamente la potencia, delimitando zonas de aplicación de las turbinas Francis, Kaplan y Pelton.

- El diagrama de la (Figura 9.4) relaciona los valores de la caída y de la velocidad específica tomada como $n_{gr} = n Q^{1/2} / H^{3/4}$ estableciéndose los límites de utilización de cada una de las turbinas.

- El diagrama de la (Figura 9.5) establece los límites de utilización de las turbinas Francis, Kaplan y Pelton, para diferentes caídas.

- La (Figura 9.6) relaciona los valores de la caída y de la potencia en kW de turbinas Francis, Kaplan, Pelton, Diagonales y Banqui.

Estos diagramas pueden ser útiles para formarse una idea rápida de los límites de utilización de los diferentes tipos de turbinas, de acuerdo con sus características y para la escogencia de un tipo determinado. De acuerdo con los datos que se tengan para una central específica, se entra en cualquiera de las figuras y se obtiene el tipo de turbina. Sin embargo, ya que los datos principales son la caída de diseño y la potencia nominal, se recomienda la (Figura 9.6).

En la selección del tipo de turbina que se debe instalar en una central será muy importante tener en cuenta que la actual construcción de turbinas se desarrolla de acuerdo con las siguientes tendencias:

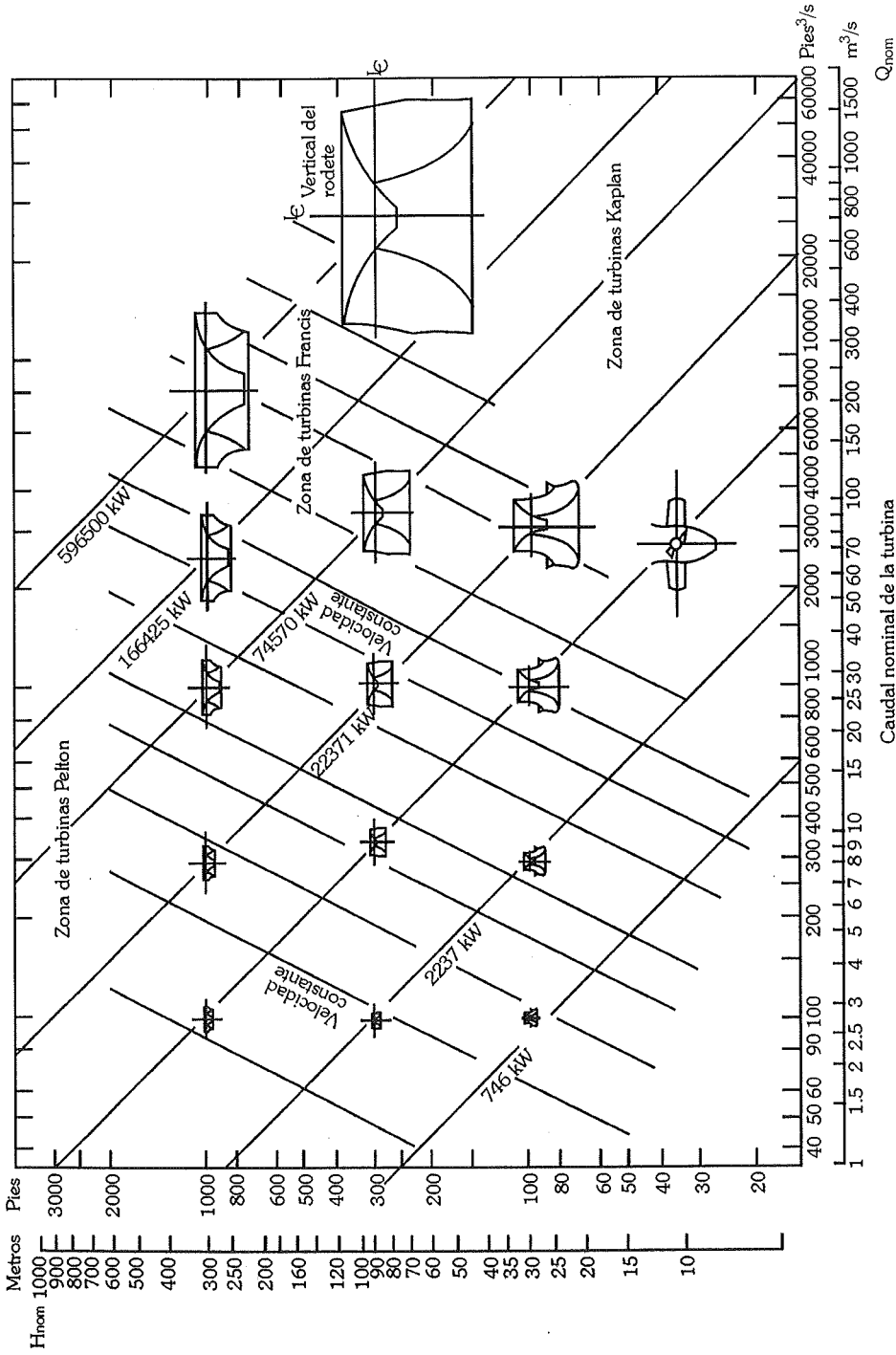


Figura 9.3 Diagrama para selección de turbinas hidráulicas

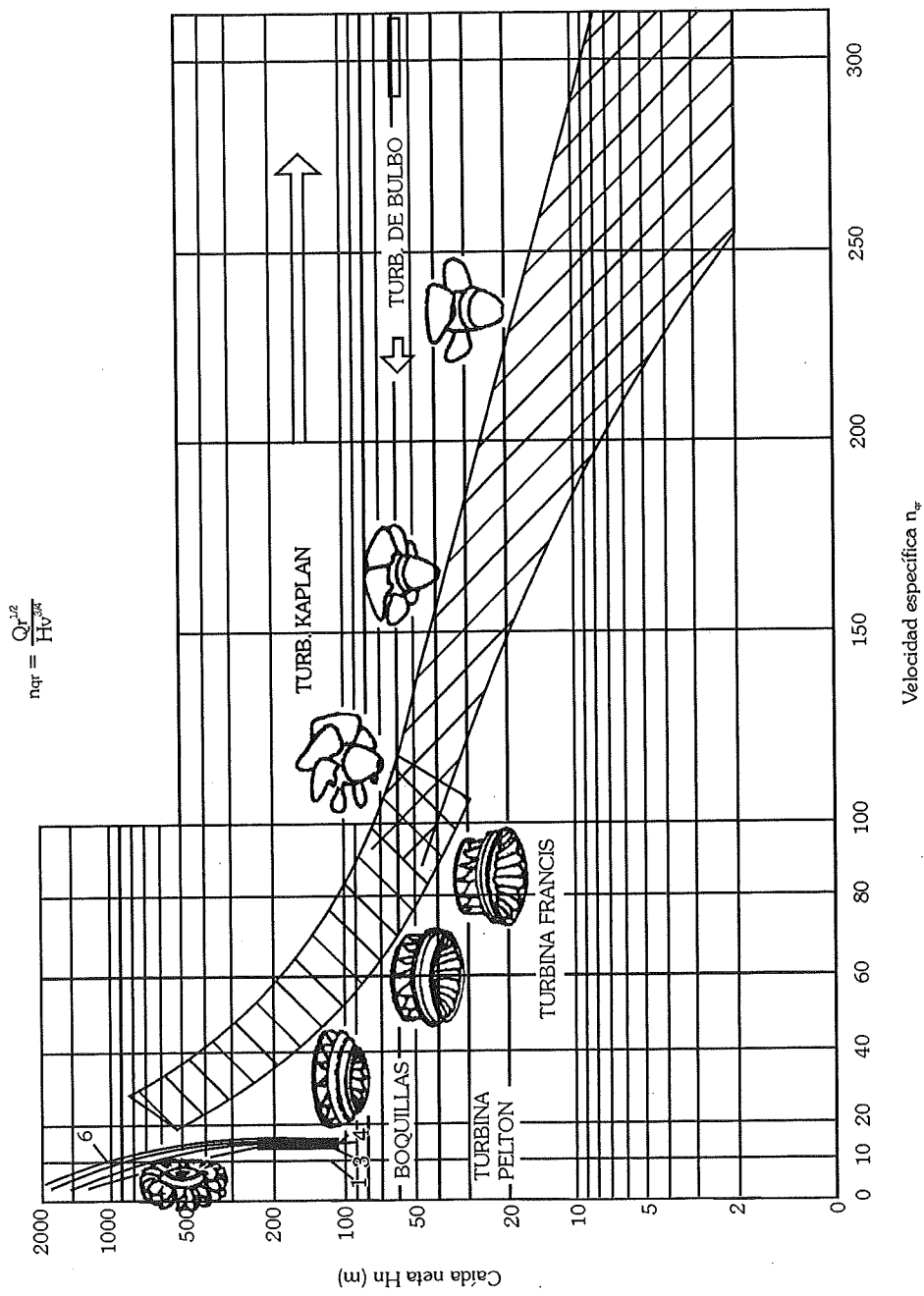


Figura 9.4 Aplicación de diferentes tipos de turbinas hidráulicas (Voith)

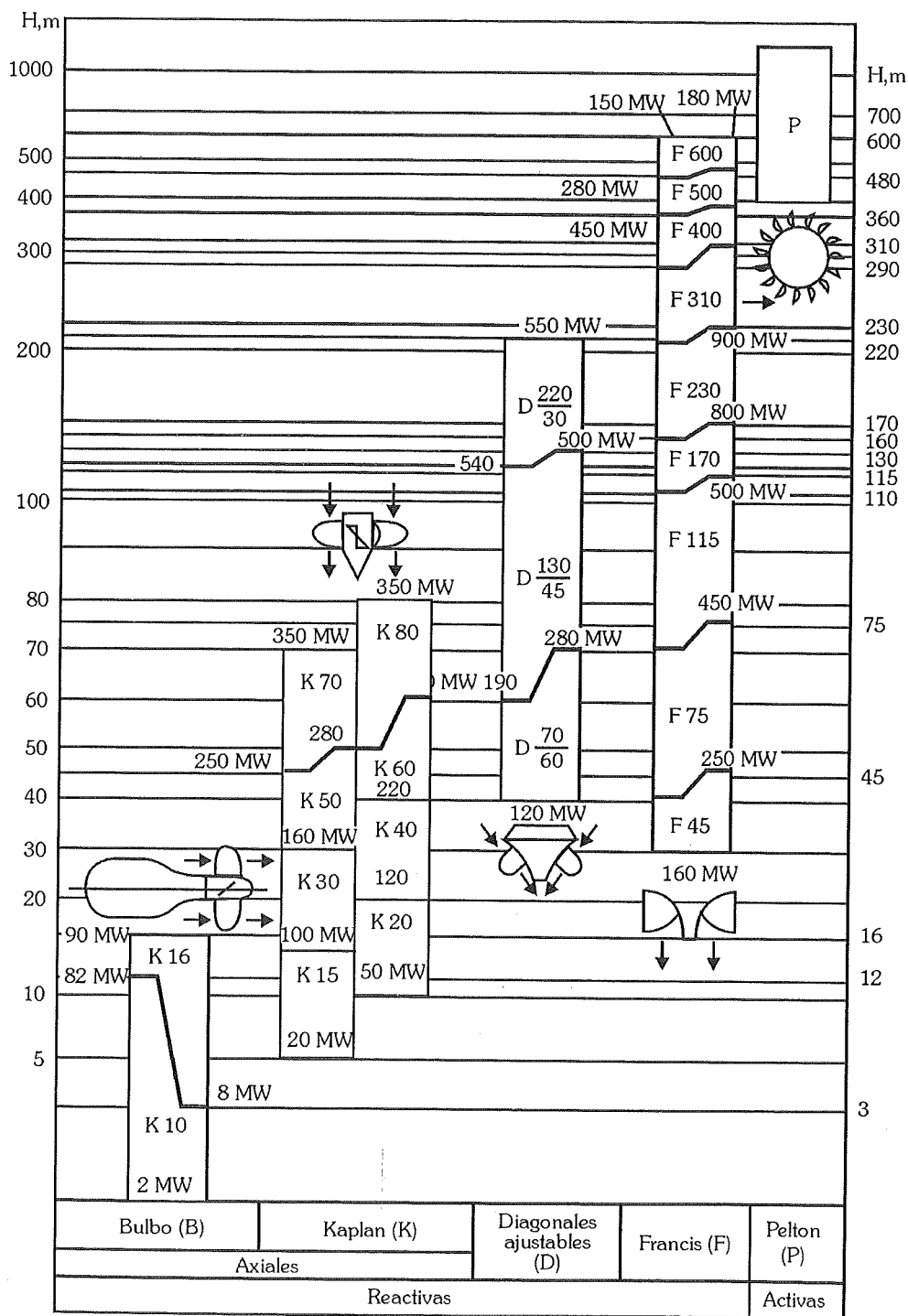


Figura 9.5 Campos de utilización de las diferentes turbinas

- Aumento en la economía y en la confiabilidad de operación.
- Aumento de la velocidad específica con el fin de garantizar la potencia exigida con menores dimensiones y pesos de las unidades, lo cual disminuirá el costo del equipo electromecánico y de la casa de máquinas.
- Optimización de las características energéticas de las turbinas y aumento de las eficiencias medias de las unidades al operar con cargas y caídas diferentes a las de diseño.
- Mejoramiento de las características de cavitación y disminución de la sumergencia, lo cual hace menos costosa la excavación para la casa de máquinas.
- Aumento de la potencia de la unidad, lo cual disminuye su número, aumenta su eficiencia y disminuye los costos del equipo electromecánico.

Las anteriores consideraciones son de gran utilidad, si se tiene en cuenta que los límites de utilización de los diferentes tipos de turbinas mostrados en las figuras anteriores, no son absolutamente rígidos, sino que son susceptibles de variación con el tiempo de acuerdo al avance de la técnica.

Existen zonas donde la determinación del tipo de turbina es clara, pero también hay zonas donde pueden instalarse dos turbinas diferentes. La decisión sobre la selección de uno de los dos tipos depende de una serie de factores entre los cuales los principales son: los costos de las turbinas, generadores y demás elementos del equipo electromecánico; las velocidades específicas y nominal de la turbina; el valor de la caída nominal y las variaciones durante su operación; los valores de la eficiencia y sus variaciones para diferentes regímenes de funcionamiento; la forma de las curvas correspondientes a las características de trabajo y operación; las dimensiones de los rodetes; el valor mínimo de la sumergencia; la densidad, tamaño y dureza de los sedimentos que pueden golpear los elementos de la turbina; el valor máximo del golpe de ariete que se puede producir en cada caso, etc.

Cuando se presenta un caso como el anteriormente expuesto, se deben dimensionar ambos tipos de turbina y determinar todas las características mencionadas para cada una de ellas y sólo después de una comparación, que en última instancia es de carácter económico, aunque considera las implicaciones técnicas, se escoge uno de los dos tipos de turbinas concurrentes.

En el caso de comparar una turbina Francis con una Pelton se debe tener en cuenta que una turbina Francis presenta las siguientes ventajas: menor costo para caídas por debajo de 650 m, menores dimensiones, altas velocidades específicas. Mientras que las Pelton tienen las siguientes ventajas: mejores eficiencias para grandes variaciones de la carga siendo más económicas cuando se espera erosión por causa de la arena en el agua, ya que son más fáciles de reparar.

Ejemplo 9.2:

La central hidroeléctrica de Chivor posee una caída máxima de 780 m, una caída mínima de 740 m y cada unidad tiene una potencia nominal de 125 MW. Elegir el tipo de turbina a instalar en la central.

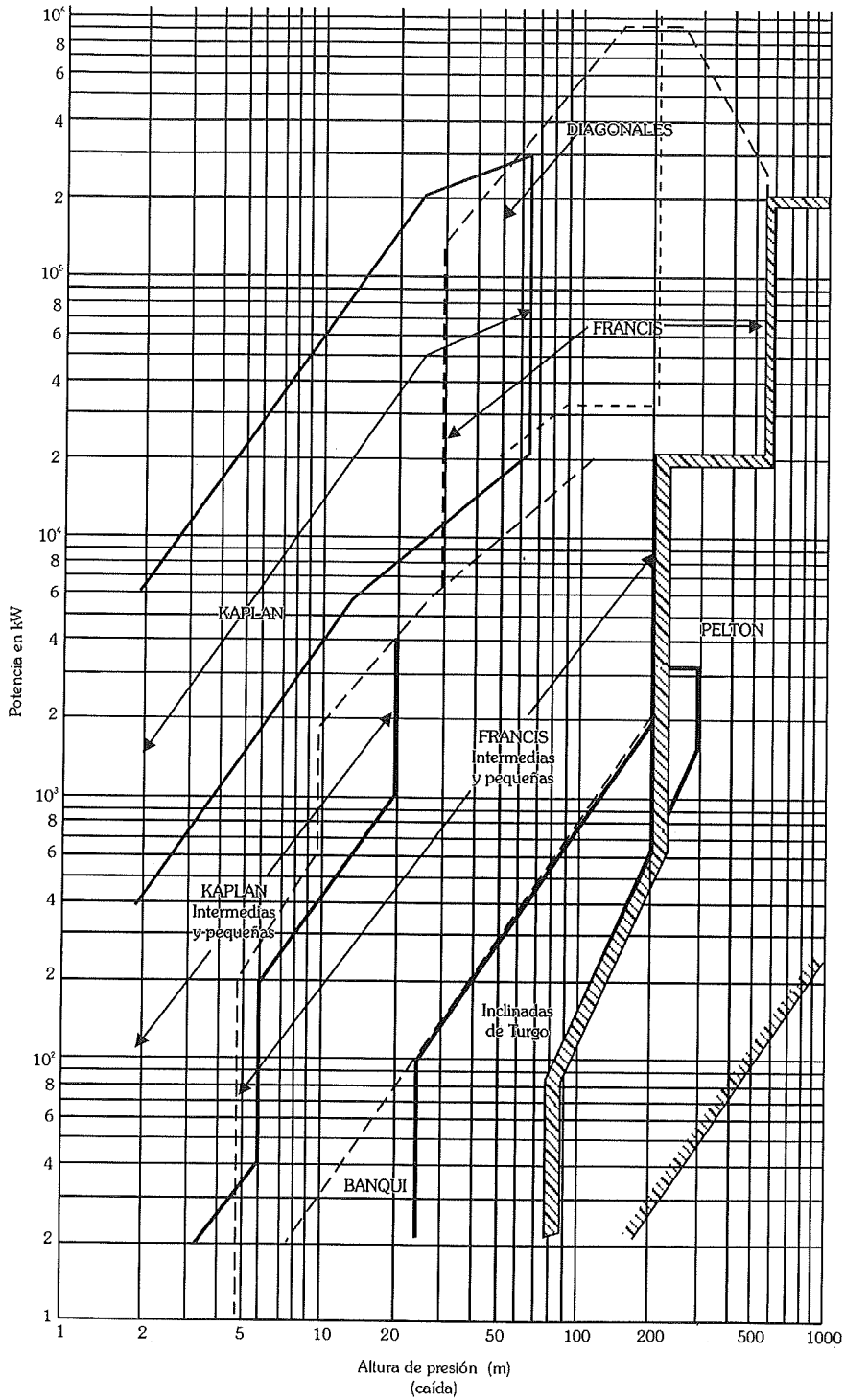


Figura 9.6 Diagrama para la selección de turbinas hidráulicas
Tomado de: "bombas e hidroturbinas". G.I. Crivchenko. Ed. Energía, Moscú, 1970.

Entrando con el valor de la caída máxima y la potencia de cada unidad en la (Figura 9.6) se ve que se trata de una turbina Pelton.

Ejemplo 9.3:

El proyecto Cañafisto posee una caída máxima de 99,2 m y una caída mínima de 64,2 m, la potencia nominal de cada unidad es de 136 MW. Determinar qué tipo de turbina se debe instalar en la central.

Entrando con el valor de la caída máxima y la potencia de la unidad en el diagrama de la (Figura 9.6) es claro que debe instalarse una turbina Francis.

Ejemplo 9.4:

El proyecto La Miel I posee una caída de diseño de 208 m y un caudal de diseño de 83,5 m³/s por unidad. Determinar el tipo de turbina que se debe instalar en la central.

Entrando con el valor de la caída y el caudal de diseño en la (Figura 9.3) se observa que el tipo de turbina a instalar es una Francis.

Ejemplo 9.5:

El proyecto Río Nechí alto, posee una caída máxima de 520 m, una caída mínima de 446 m y la potencia de la unidad es de 142 MW. Determinar qué tipo de turbina se debe instalar en la central.

Entrando con el valor de la caída máxima y la potencia nominal de la unidad en el diagrama de la (Figura 9.6) se ve que, en este caso, se puede instalar una turbina Francis o una Pelton. La selección de uno de los dos tipos depende de los factores anteriormente mencionados, con relación a la escogencia del tipo de turbina para los rangos en los cuales se puede utilizar dos clases diferentes. Con la secuencia propuesta se calculan los parámetros de cada una de ellas, pero la escogencia definitiva sólo se logrará después de la comparación económica.

9.3 DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE LAS TURBINAS REACTIVAS

La selección y cálculo de las características de trabajo, lo mismo que el dimensionamiento de las turbinas pequeñas es una labor relativamente sencilla, debido a que éstas se encuentran estandarizadas y sólo se requiere consultar las tablas y figuras suministradas por los fabricantes. Para el caso de las turbinas de gran capacidad, de manera que trabajen en las máximas condiciones de eficiencia, se requiere un diseño particular en cada caso.

En el presente trabajo se exponen dos metodologías para determinar los parámetros de las turbinas reactivas, que presentan ciertas diferencias secuenciales pero que obviamente conducen a resultados muy similares.

El primer método se basa en una serie de datos experimentales obtenidos a partir de la construcción de modelos. Las diferentes clases de turbinas se clasifican en este método en grupos, de acuerdo con la caída y para cada grupo se

tienen las características universales del modelo y los datos necesarios para calcular cada uno de los parámetros. Este método tiene la ventaja de asemejarse al procedimiento que se sigue en la realidad para el diseño definitivo de la turbina por parte de los fabricantes, ya que los parámetros de una turbina se encuentran con base a un modelo. Además, se presenta la forma de obtener las curvas de operación para una turbina de acuerdo con las variaciones de la caída.

El segundo método es el resultado de análisis estadísticos de una serie de datos obtenidos de turbinas ya construidas y se suele utilizar para estudios a nivel de prefactibilidad, factibilidad y en algunos casos, hasta diseño, ya que dan una idea de la magnitud de los parámetros. Tiene la ventaja de ser un método muy sencillo y rápido.

El procedimiento más habitual al determinar los parámetros y dimensiones de las turbinas de una central hidroeléctrica, siguiendo las etapas de prefactibilidad, factibilidad y diseño, es como sigue: la primera actividad consiste en calcular los valores de la potencia instalada, la caída de diseño, el caudal de diseño a partir de los estudios de generación y de la simulación de la operación del embalse, cuando éste se tiene. Estos datos se envían por correo a los diferentes fabricantes, quienes suministran los parámetros y características de las turbinas que ellos fabrican y que cumplen las condiciones dadas. El diseñador compara todos estos resultados y escoge el que le ofrezca mayores ventajas, técnicas y económicas.

En el momento en que se decida la construcción de la central y la instalación del equipo, se selecciona a uno de los fabricantes y después del respectivo contrato, este realizará ensayos sobre un modelo especialmente construido para la central y así obtendrá los parámetros definitivos de las turbinas que, en general, no se diferenciarán sustancialmente de los resultados previos.

Los métodos que aquí se proponen, corresponden aproximadamente a los estudios que realizan los diferentes fabricantes para enviar los resultados preliminares y son de gran ayuda al ingeniero proyectista, ya que al realizarlos se evita la espera a vuelta de correo de estos datos o, en todo caso, le sirven para comparar los datos de los diferentes fabricantes o en ausencia de ellos, para diseñar el equipo hasta el momento en que se realicen los respectivos modelos.

Los principales parámetros de una turbina reactiva son los siguientes: Potencia nominal P_T , potencia mínima P_{MIN} , diámetro del rodete D , velocidad nominal de giro, velocidad específica n_s , eficiencia de la turbina η , velocidad de embalaje n_g , dimensiones de la turbina, peso de los principales elementos de la turbina, sumergencia H_s , presión axial del agua, características de trabajo y características de operación.

Para calcular los parámetros ya se debe haber escogido el tipo de turbina que se va a instalar en la central y se deben tener los siguientes datos de partida:

- Potencia nominal de la unidad
- Potencia mínima de la unidad

- Caída máxima de la central
- Caída mínima de la central
- Caída de diseño de la central
- Caudal de diseño de la turbina
- Cota del nivel aguas arriba de la central
- Cota del nivel aguas abajo de la central

Estos datos se obtienen del estudio de generación y de la simulación de la operación del embalse. Sin embargo, para los estudios de prefactibilidad o en los casos en que se desconozca la caída de diseño, se recomienda emplear las siguientes ecuaciones:

$$H_d = H_{\min} + (H_{\max} - H_{\min}) 0.6 \quad (9.11)$$

$$H_d = H_{\min} + (H_{\max} - H_{\min}) 0.45 \quad (9.12)$$

Estas ecuaciones permiten que las turbinas Francis y Kaplan de álabes móviles, trabajen dentro de los rangos recomendados de eficiencia para las variaciones de las caídas máximas y mínimas (los rangos para estas turbinas permiten una variación de las caídas máxima y mínima de 125% y 65% respectivamente de la caída de diseño). La ecuación (9.11) se utiliza cuando se espera que el embalse trabaje en niveles altos de operación, lo que permite tener una caída de diseño mayor. La ecuación (9.12) se recomienda cuando se espera que el embalse trabaje la mayoría del tiempo en niveles bajos o cuando no se tiene una idea clara del comportamiento del embalse, ya que al obtener valores de la caída de diseño menores, representa un margen de seguridad. Con estas ecuaciones se pretende que la central esté en condiciones de suministrar la potencia instalada en la mayor parte del tiempo de utilización y además, con valores altos de eficiencia. Como ya se ha dicho, la potencia instalada se alcanza con la caída de diseño y por eso, cuando se tiene una caída menor que la potencia de la unidad se verá limitada por la turbina y será menor que la potencia instalada. Si por el contrario, se tiene una caída disponible mayor que la de diseño, la potencia de la unidad será la potencia instalada, ya que ésta se encuentra limitada por el generador y éste tiene una capacidad máxima constante.

Para el caso de las turbinas Kaplan de álabes fijos, los rangos de variación de las caídas máxima y mínima con respecto a la caída de diseño, se restringen al 110 y al 90%. Estas turbinas se utilizan cuando no se esperan grandes variaciones en los niveles y para calcular la caída de diseño se recomienda la ecuación (9.12).

Como se ha visto, la determinación de la caída de diseño es un paso fundamental en el diseño de una central y en la escogencia del tipo de turbina.

A continuación se presentará, en forma detallada, la secuencia de cálculo de los parámetros de una turbina reactiva para cada uno de los dos métodos enunciados, con su respectivo ejemplo:

9.3.1 Método I

Este método clasifica las turbinas de acuerdo con las caídas para determinar los parámetros básicos. Cada tipo de turbina resultante de la clasificación tiene sus propias características universales y los datos necesarios para calcular los parámetros se encuentran tabulados. En este método se estandarizan los diámetros y se utilizan los resultados de estudios con modelos hidráulicos. Para clasificar la turbina se debe disponer de los siguientes datos:

- Caída máxima de la central
- Caída mínima de la central
- Potencia correspondiente a cada unidad

✓ Se asumirá que de acuerdo con la caída máxima de operación, existen nueve tipos de turbinas Francis (que se denominarán F) y nueve tipos de turbinas Kaplan (que se denominarán K). Estos tipos de turbinas son:

F 45, F 75, F 115, F 170, F 230, F 310, F 400, F 500, F 600

K 10, K 15, K 20, K 30, K 40, K 50, K 60, K 70, K 80

La primera letra indica el tipo de turbina y el número después de las letras se refiere a la caída máxima para la cual puede operar eficientemente cada turbina.

Esta clasificación abarca todas las posibles caídas para las cuales normalmente operan estas turbinas. Esta no es una limitación en la escogencia del tipo de turbina sino, por el contrario, una manera de facilitar los cálculos relacionados con el dimensionamiento del equipo y la determinación de sus principales características.

Es importante resaltar que el diseño de turbinas grandes no se puede estandarizar, ya que resultarían equipos de bajas eficiencias y características inaceptables. Como se sabe, en estos casos cada turbina es única y sólo opera eficientemente para unas condiciones dadas. Sin embargo, la clasificación propuesta permite dimensionarlas en forma más cómoda y racional, antes de construir y ensayar el modelo correspondiente.

Después de determinar el tipo de turbina que se va a utilizar, si es Francis o Kaplan, se usará el cuadro 9.1 para determinar más exactamente la turbina que se debe instalar. Esta determinación se realiza en función de la caída máxima y de la caída mínima para las cuales debe operar la turbina, lo mismo que de la potencia de cada unidad.

Así como se hizo con las turbinas Francis y Kaplan, las turbinas Diagonales (que se denominarán D) se clasifican de la siguiente manera:

D 30 - 70, D 50 - 70, D 75 - 100, D 100 - 125, D 125 - 150

Ejemplo 9.6:

El proyecto Cañafisto tiene una caída máxima de 99,2 m, una caída mínima de 64,2 m y una potencia nominal de 136 MW. Seleccionar la turbina a instalar.

Antes se había visto que se debe instalar una Francis, ahora por medio del cuadro 9.1 se deduce que el tipo de turbina Francis debe ser F 115.

Para calcular los parámetros de las turbinas reactivas se recomienda seguir la siguiente secuencia:

✓ a. *Potencia nominal de la turbina.* La potencia nominal de la turbina se determina con la ecuación:

$$P_{nomT} = \frac{P_{nom.G}}{\eta_G} = \frac{P_{UN}}{\eta_G}$$

Donde:

$P_{nom.G}$ es la potencia nominal del generador, igual a la potencia nominal de cada unidad

η_G es la eficiencia del generador, que en cálculos de prefactibilidad y factibilidad se puede tomar $\eta_G = 0,96$ a $0,97$

✓ b. *Potencia mínima de la turbina.* La potencia mínima de la turbina es:

$$P_{min,T} = \frac{P_{UNmin}}{\eta_G}$$

Donde:

P_{UNmin} es la potencia mínima del generador, igual a la potencia mínima de cada unidad

Cuadro 9.1 Características de las turbinas modelos

$H_{min} - H_{max}$ (metros)	Tipo de turbinas	Números de álabes del rodete	Velocidad unitaria r.p.m.		Caudal unitario l.p.s.		Coeficiente de Thoma		Velocidad unitaria de embalaje n'le
			n' óptimo	n' de diseño	Q' máx	Q' min	Q' max	Q' min	
3-10	K 10	4	165	180	2250	2010	1,4	1,14	380
5-15	K 15	4	150	160	2130	1850	1,0	0,84	365
10-20	K 20	4	138	152	2040	1710	0,835	0,68	240
15-30	K 30	5	125	140	1940	1430	0,745	0,505	312
20-40	K 40	6	115	130	1700	1240	0,68	0,40	290
30-50	K 50	7	110	120	1400	1110	0,505	0,325	275
40-60	K 60	8	106	112	1240	1040	0,40	0,27	270
45-70	K 70	8	103	107	1150	940	0,36	0,23	265
50-80	K 80	8	100	105	1075	830	0,325	0,205	260
30-45	F 45	11-15	75	78	1400	1370	0,27	0,23	160
40-75	F 75	11-15	73	74	1370	1250	0,243	0,16	146
70-115	F 115	11-15	68	72	1250	1030	0,168	0,097	139
110-170	F 170	13-15	67	69	1030	650	0,10	0,06	130
160-230	F 230	13-17	62	67	650	420	0,065	0,047	110
220-310	F 310	13-19	60	65	420	280	0,048	0,04	104
290-400	F 400	13-19	58	62	280	200	0,042	0,035	98
380-500	F 500	15-19	57	60	200	150	0,036	0,03	95

K - Kaplan; F - Francis

Cuadro 9.4 Valores de las dimensiones de las turbinas Francis con relación al diámetro del rodete (Figura 9.7).

Tipo de turbina	D ₀	D ₃	b ₀	R	R ₁	R ₂	b' ₁	b' ₂	b ₁	b ₂	a ₁	a ₂
F 45	1.16-1.2	1,08	0,35	0,0435			0,055	0,165		0,02		
F 75	1.16-1.2	1,09	0,3	0,0435			0,055	0,190		0,03		
F 115	1.16-1.2	1,13	0,25	0,0435	0,275		0,055	0,190	0,275		0,765	
F 170	1.16-1.2	1,0343	0,224		0,4389		0,055	0,148	0,439		0,505	
F 230	1.2	0,642	0,104		0,4746	0,198				0,198		0,0129
F 310	1.2	0,705	0,08		0,375	0,1125				0,1065		0,0462

F - Francis

La potencia mínima del generador se determina partiendo del gráfico de demanda diaria de la central, que en general, depende del gráfico de demanda diaria (típico) del sistema interconectado. Basados en este gráfico se determina la carga sobre el generador para cada hora del día (suponiendo una demanda uniforme para todos los generadores de la central). De los valores encontrados se toma el mínimo.

Con el fin de construir más adelante el rombo para comprobar las eficiencias de operación de la turbina y si no se conoce la potencia mínima, se puede tomar un valor tentativo que esté cercano al 70% de la potencia nominal.

c. Diámetro del rodete de la turbina. El diámetro del rodete de la turbina se calcula con la fórmula:

$$D = \sqrt{\frac{Q_T}{Q'_1 \sqrt{H_{DIS}}}} = \sqrt{\frac{P_{nom. T}}{9,81 H_{DIS} \sqrt{H_{DIS}} Q'_1 \eta_T}} \quad (9.13)$$

Donde:

- Q_T es el caudal de diseño de la turbina, m³/s
- H_{DIS} es la caída de diseño, m
- Q'₁ es el caudal unitario, el cual se toma del cuadro 9.1 para la turbina elegida
- η_T es la eficiencia de la turbina, que en cálculos de prefactibilidad y factibilidad se puede tomar según el numeral 2.1.3b de acuerdo al tipo de turbina.

El diámetro D se muestra en las (Figuras 9.7 y 9.8).

Con el fin de simplificar los cálculos, pero conservando siempre una buena aproximación, los valores de las eficiencias de las turbinas obtenidas en el capítulo 6, se usarán en todos los casos sin variaciones, excepto en la construcción de las características de trabajo, en cuyo caso se utilizará como dato.

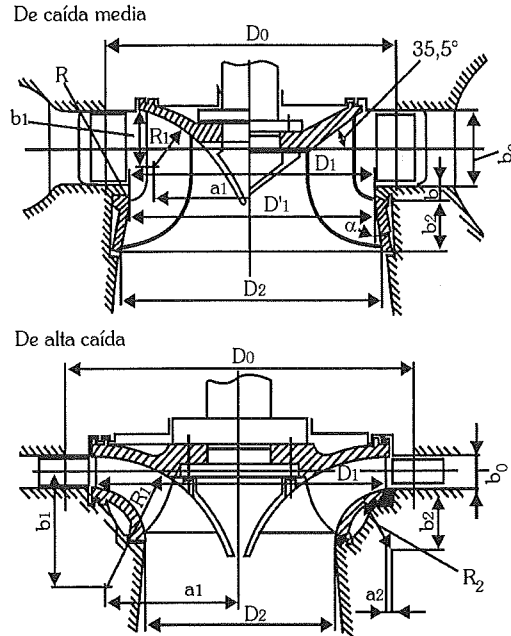


Figura 9.7 Dimensiones de las turbinas Francis

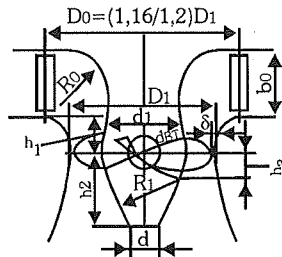


Figura 9.8 Dimensiones de las turbinas Kaplan

Para calcular el caudal de diseño se utiliza:

$$Q_T = \frac{P_{\text{nom. T}}}{9.81 H_{\text{DIS}} \eta_T} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

Para calcular la caída de diseño en el caso de que no se conozca se utiliza la ecuación que se recomendó anteriormente:

$$H_{\text{DIS}} = H_{\text{min}} + (H_{\text{max}} - H_{\text{min}}) \times 0.45 \text{ m.}$$

El valor obtenido del diámetro del rodete, de acuerdo con la ecuación (9.13), se redondea hasta el valor superior más cercano de la serie de diámetros estándar de rodetes de turbinas del cuadro 9.2. En caso de que exista un diámetro estándar inferior pero bastante cercano al calculado, se tomará el diámetro estándar inferior como diámetro de la turbina.

Nótese que al aumentar la caída de diseño, disminuye el valor del diámetro del rodete y al contrario.

d. *Velocidad nominal de giro.* La velocidad nominal de giro de una turbina se determina con la siguiente ecuación:

$$n_1 = \frac{n'_1 \sqrt{H_{\text{DIS}}}}{D} \quad \text{r.p.m.}$$

Donde:

H_{DIS} es la caída de diseño de la central

D es el diámetro estándar del rodete, calculado en el punto anterior

n'_1 es la velocidad unitaria, que se toma del cuadro 9.1 de acuerdo al tipo de turbina elegido.

e. *Velocidad sincrónica.* Una turbina debe girar con una velocidad igual a la del generador ya que se encuentran unidos por el mismo eje. Esta velocidad se llama sincrónica y debe ser lo más cercana posible a la velocidad nominal calculada en el numeral anterior. La velocidad sincrónica es:

$$n = \frac{60 f}{P} \quad \text{r.p.m.}$$

Donde:

f es la frecuencia de la corriente alterna

P es el número de pares de polos del rotor del generador

En todos los países europeos y en algunos países asiáticos, la frecuencia de la corriente eléctrica es $f = 50$ Hertz. Para tal frecuencia el valor de la velocidad sincrónica será:

$$n = \frac{3.000}{P} \quad \text{r.p.m.}$$

En los países del continente americano (incluida Colombia y excluyendo a Paraguay) y en Africa (exceptuando Egipto), lo mismo que en la mayoría de los países asiáticos y en Oceanía, la frecuencia es $f = 60$ Hertz.

En tales casos la velocidad sincrónica será:

$$n = \frac{3.600}{P} \quad \text{r.p.m.}$$

Es decir, en este caso, la velocidad es mayor en un 20% que la correspondiente a la frecuencia de 50 Hertz.

El número de pares de polos del rotor del generador p se toma del cuadro 9.3. La velocidad de rotación de los rotores de los generadores se encuentra entre 50 y 750 r.p.m.

Dado que la velocidad real de la turbina es la sincrónica y no la nominal, se debe recalcular el valor del diámetro del rodete D en función de la velocidad sincrónica, con la fórmula:

$$D = \frac{n'_1 \sqrt{H_{\text{DIS}}}}{n} \quad (\text{m})$$

Donde:

n'_1 es la velocidad unitaria, que se toma del cuadro 9.1

H_{DIS} es la caída de diseño de la central

n es la velocidad sincrónica r.p.m.

De nuevo, se toma el diámetro estándar más cercano, de acuerdo con el cuadro 9.2.

f. *Chequeo de las eficiencias de operación.* Antes de continuar adelante con la determinación de los principales parámetros de la turbina, se debe chequear en qué zona de eficiencias está operando la turbina con los parámetros ya determinados. Este chequeo se realiza con la ayuda de la característica universal de la turbina elegida o en estudio (curva colinar). Las características universales de las diferentes turbinas reactivas se presentan en las (Figuras 9.9 a 9.21).

La característica universal se encuentra dentro de un sistema de coordenadas cartesianas; en el eje de las abscisas aparece el caudal unitario Q'_1 y en el eje de las ordenadas la velocidad de rotación unitaria n'_1 . En el campo de estas coordenadas aparecen las líneas de igual eficiencia (isolíneas) correspondientes al modelo de ensayado de cada turbina η ; las líneas de iguales coeficientes de cavitación σ ; las líneas de igual abertura de los álabes a_0 y las líneas de iguales ángulos de giro de los álabes del rodete φ (para las turbinas Kaplan). De tal manera, la característica universal es el dato más completo e importante que se puede tener sobre una turbina. En otros textos la característica universal es llamada diagrama topográfico o colinar. El chequeo se efectúa para seis puntos y de la siguiente manera:

Con el diámetro estándar del rodete de la turbina obtenido D y con el valor de la velocidad sincrónica n se calculan los caudales unitarios Q'_1 y las velocidades unitarias n'_1 correspondientes a cuatro puntos extremos dentro del rango de operación de la turbina, así:

Cuadro 9.2 Tabla para seleccionar el diámetro estándar del rodete

D cm
180
200
225
250
280
320
360
400
450
500
550
600
650
700
750
800
850
900
950
1000
1050

Cuadro 9.3 Valores aconsejables para el número de pares de polos

P	P	P	P
6	28	56	96
8	(30)	60	100
10	32	64	104
12	36	68	108
14	(38)	72	112
(16)	40	(74)	116
(18)	44	(76)	120
20	46	80	128
22	48	(84)	136
24	(50)	88	144
(26)	52	92	150

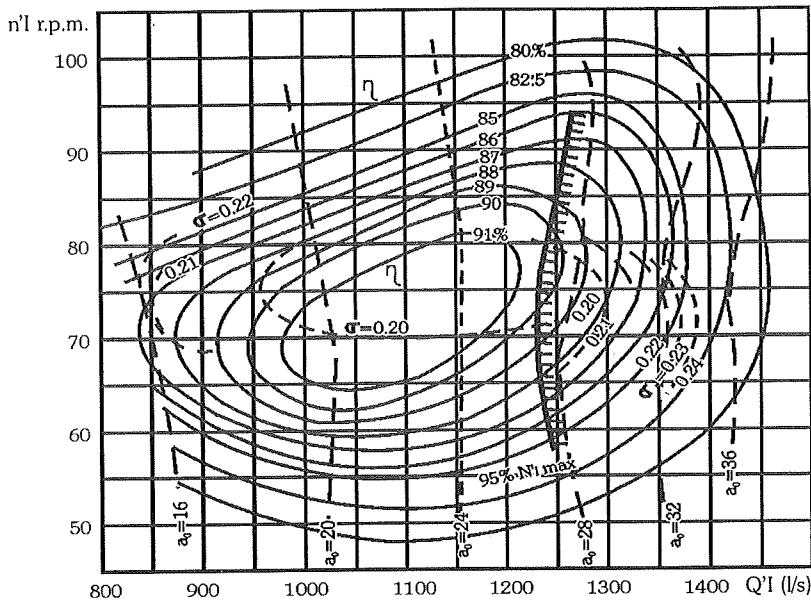


Figura 9.9 Característica universal de una turbina Francis F-45

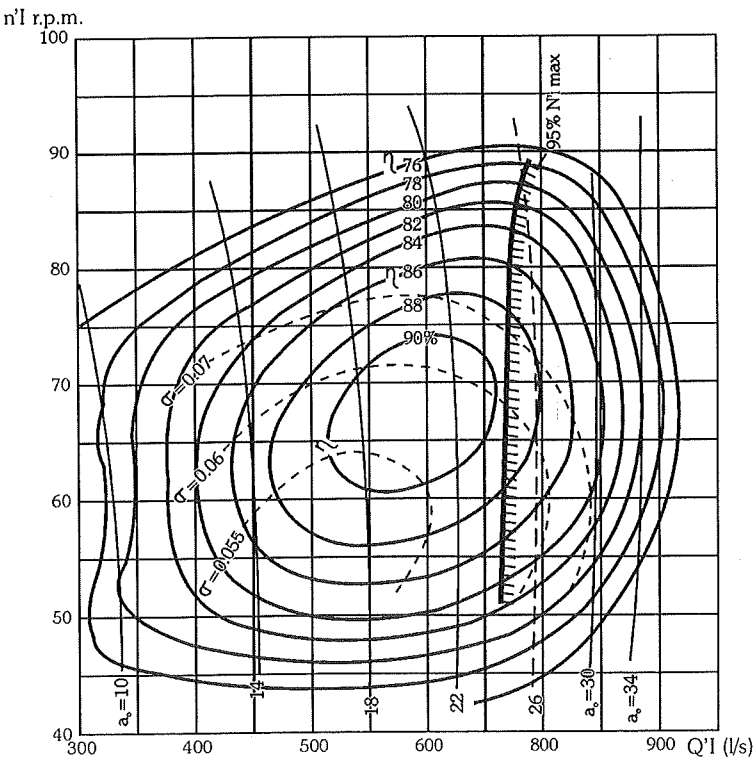


Figura 9.10 Característica universal de una turbina Francis F-75

$n'I$ r.p.m.

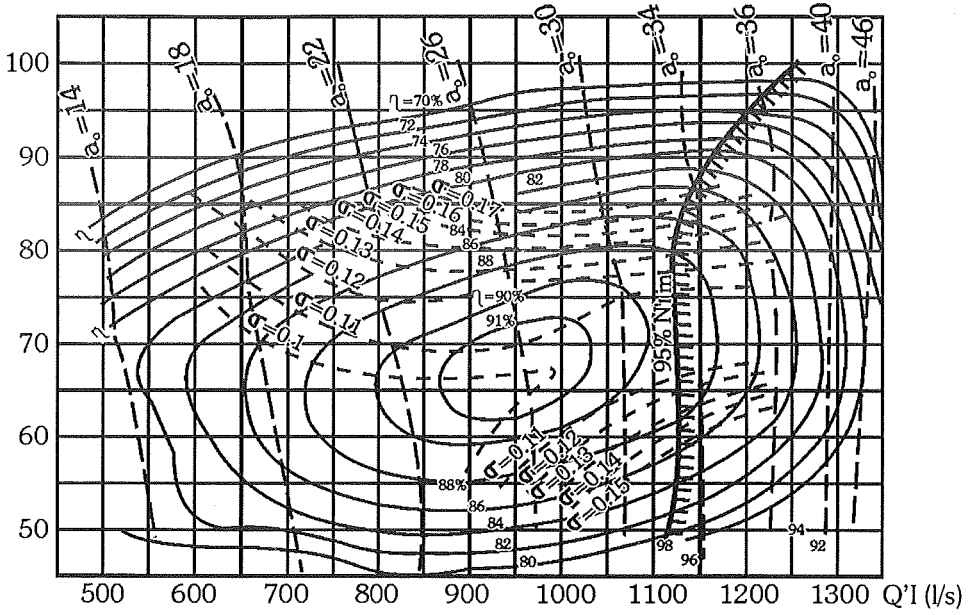


Figura 9.11 Característica universal de una turbina Francis F-115

$n'I$ r.p.m.

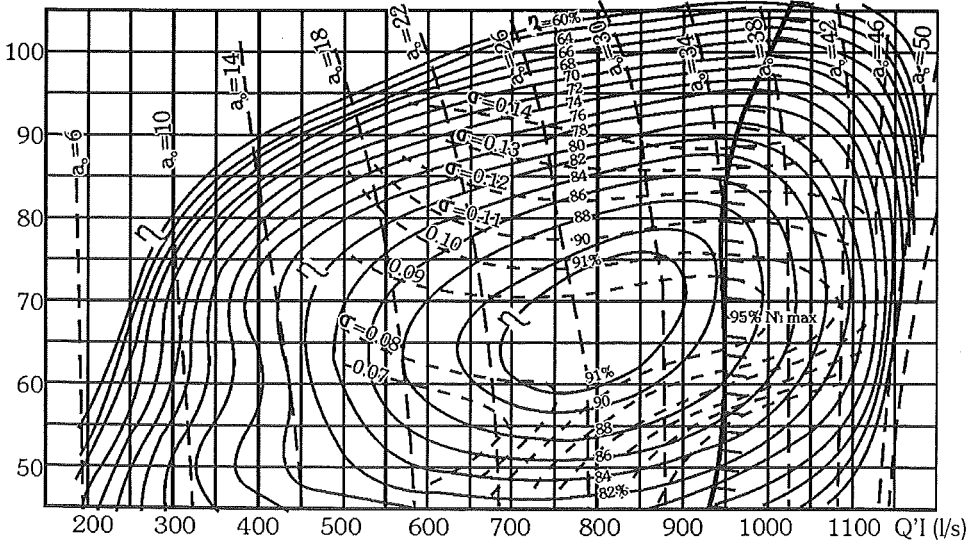


Figura 9.12 Característica universal de una turbina Francis F-170

n' r.p.m.

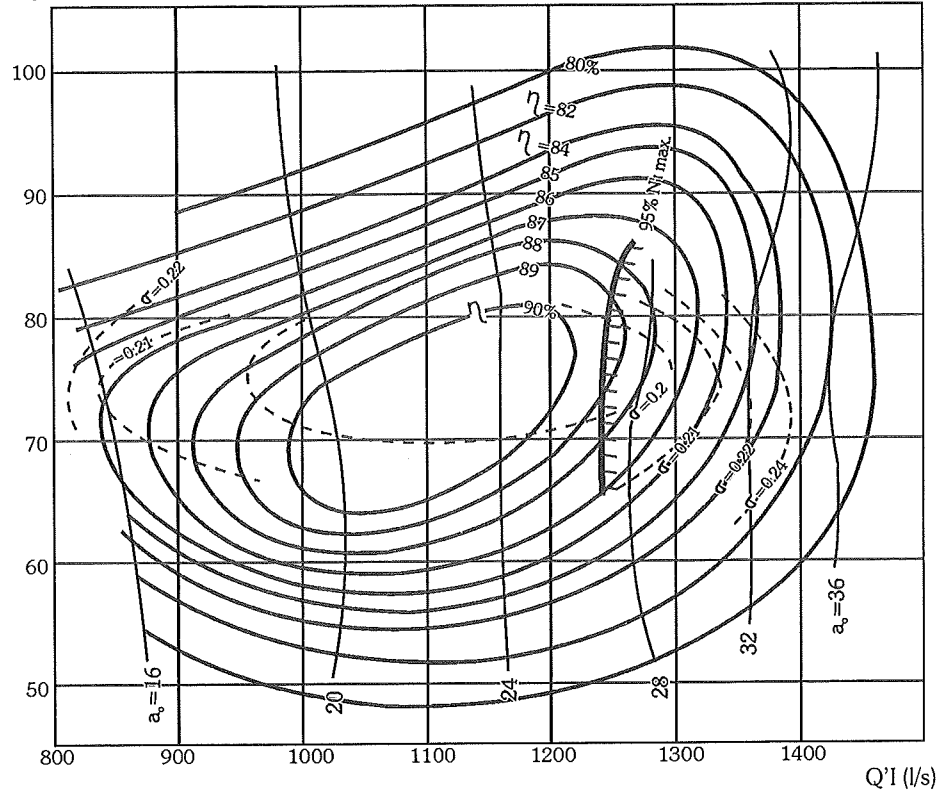


Figura 9.13 Característica universal de una turbina Francis F-230

n' r.p.m.

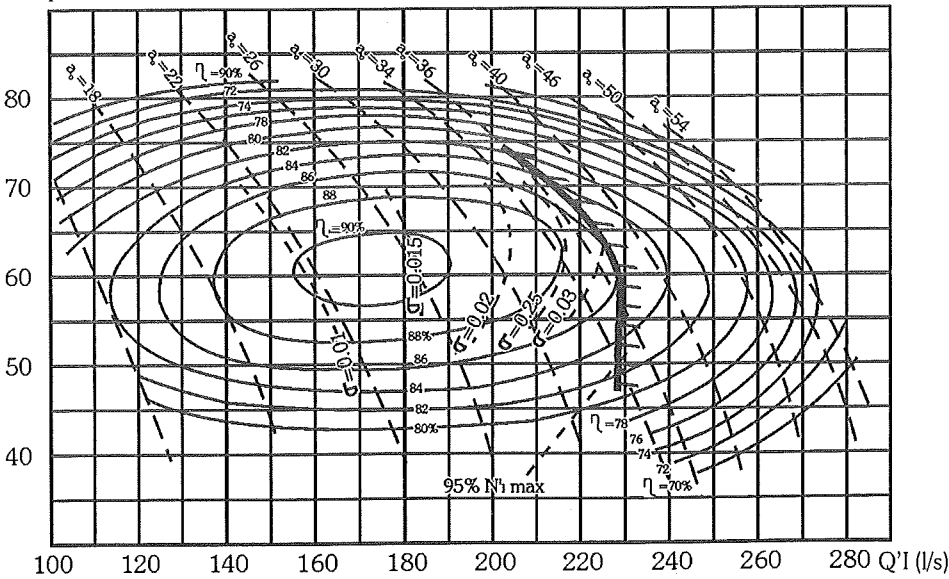


Figura 9.14 Característica universal de una turbina Francis F-400

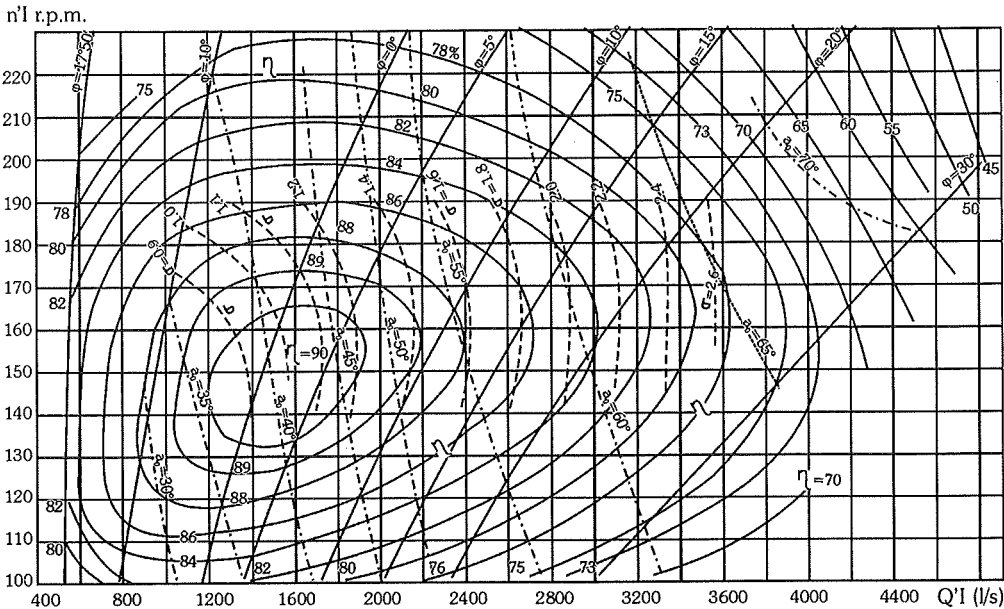


Figura 9.15 Característica universal de una turbina Kaplan K-10

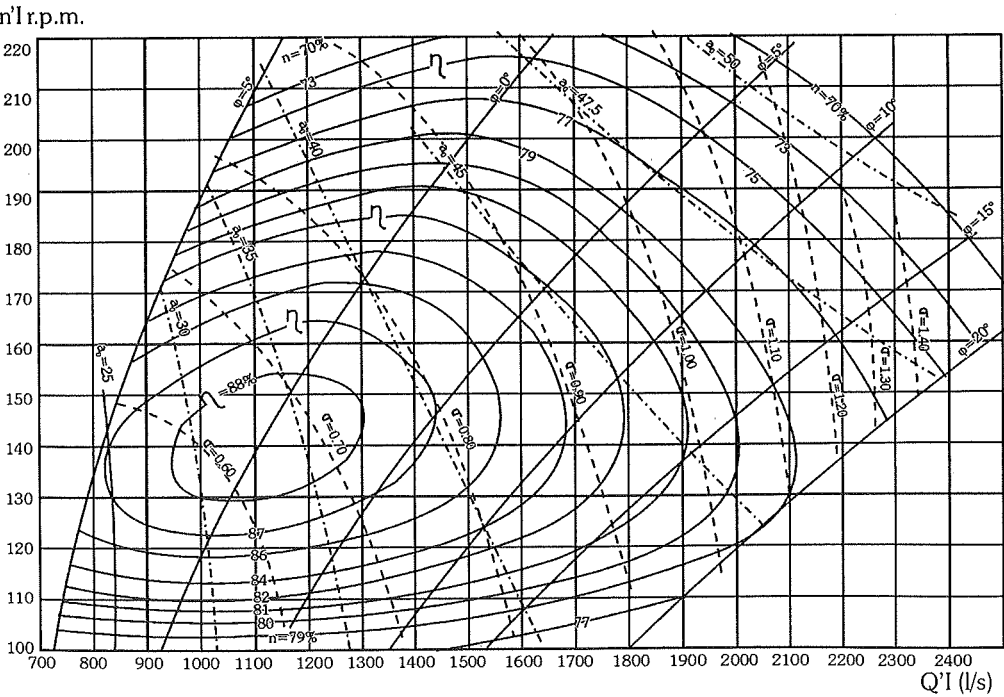


Figura 9.16 Característica universal de una turbina Kaplan K-15

n' r.p.m.

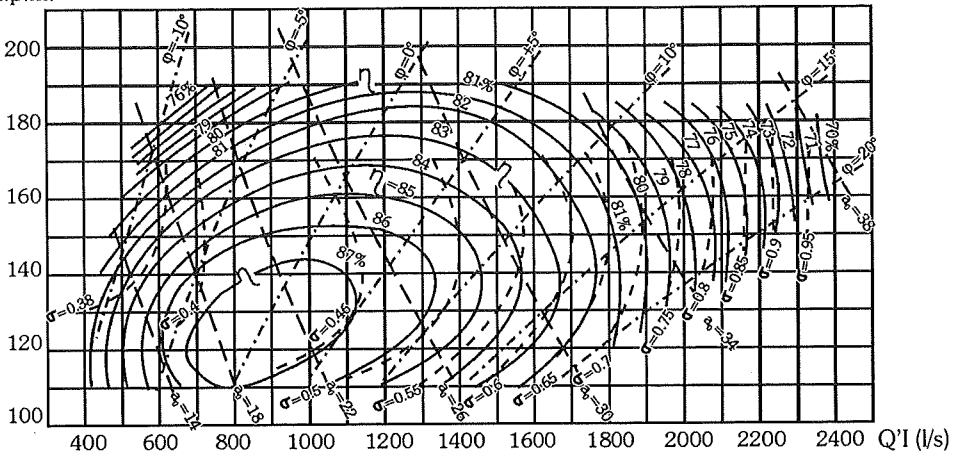


Figura 9.17 Característica universal de una turbina Kaplan K-20

n' r.p.m.

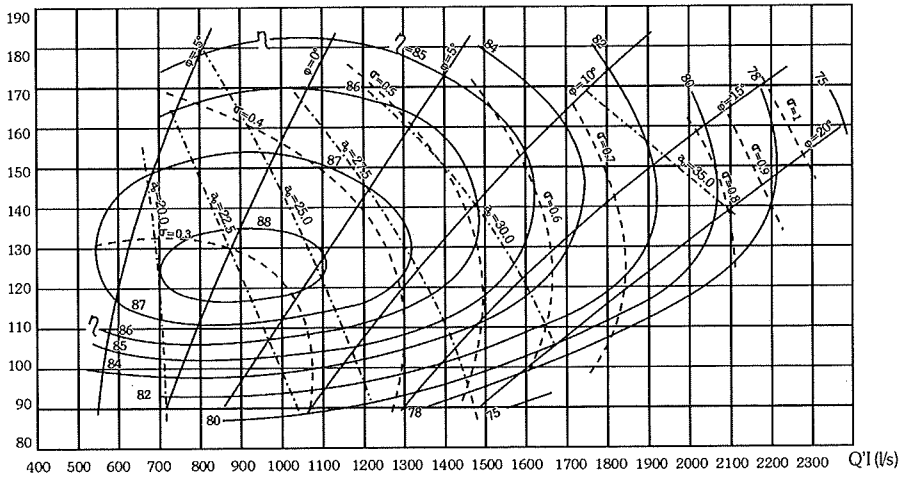


Figura 9.18 Característica universal de una turbina Kaplan K-30

n' r.p.m.

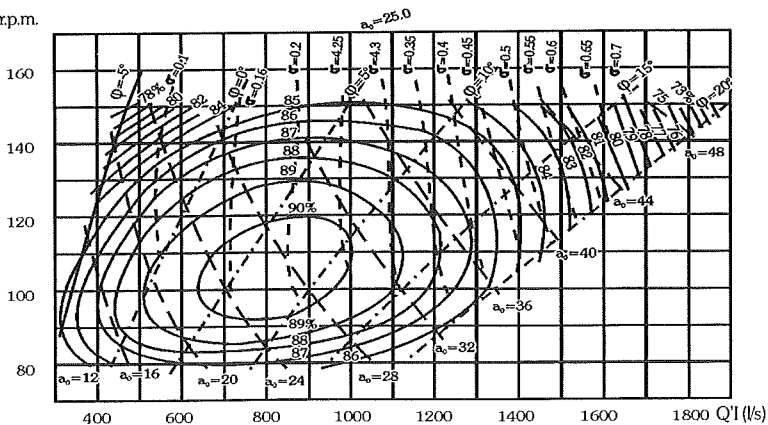


Figura 9.19 Característica universal de una turbina Kaplan K-50

n' l.r.p.m.

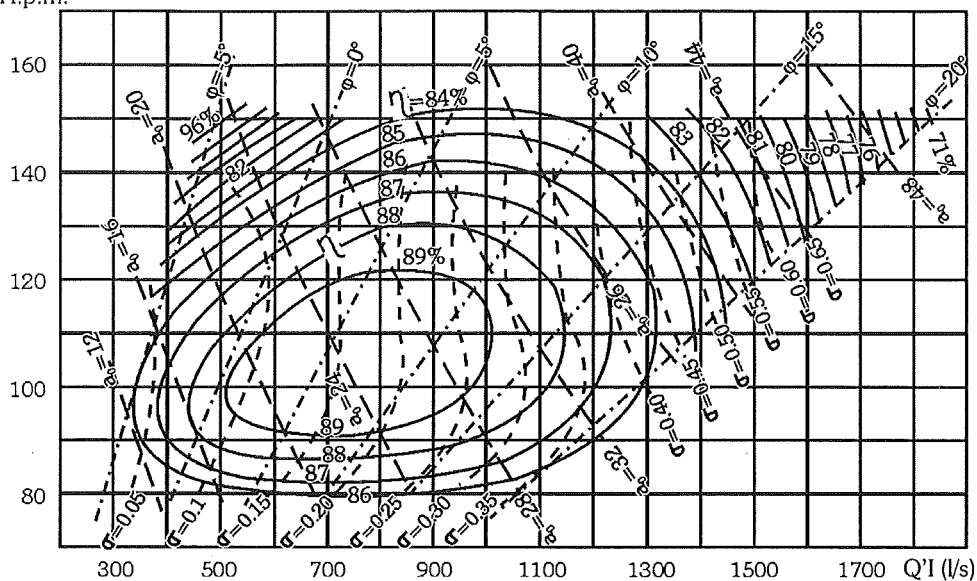


Figura 9.20 Característica universal de una turbina Kaplan K-60

n' l.r.p.m.

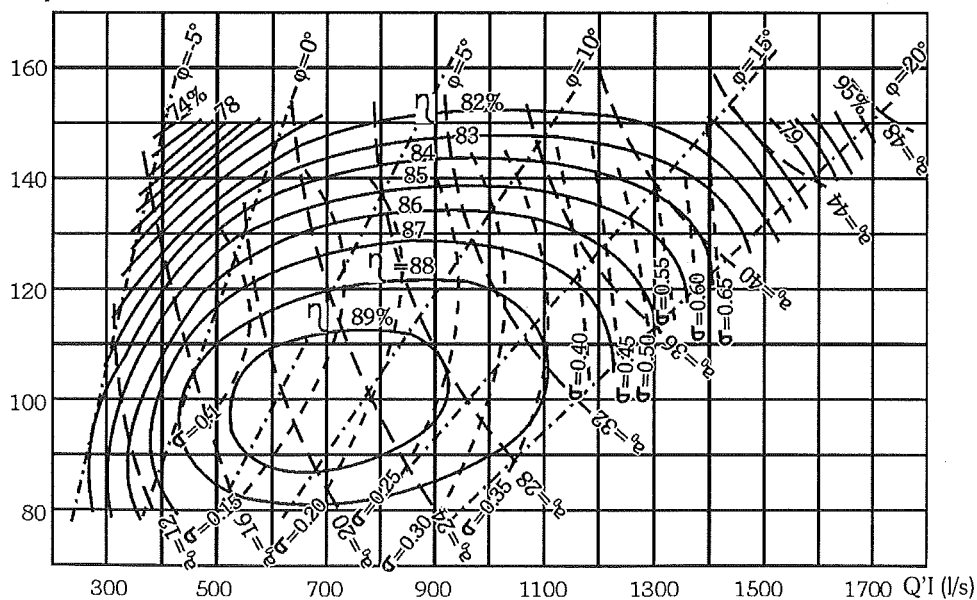


Figura 9.21 Característica universal de una turbina Kaplan K-80

1. Para P_{nom} , T y H_{max}

$$Q_T = \frac{P_{nom} T}{9.81 \times H_{max} \eta_T} \quad m^3/s$$

$$Q'_I = \frac{Q_T}{D^2 \sqrt{H_{max}}} \quad m^3/s$$

$$n'_I = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H_{max}}} \quad r.p.m.$$

2. Para P_{nom} , T y H_{DIS}

$$Q_T = \frac{P_{nom} T}{9.81 \times H_{DIS} \eta_T} \quad m^3/s$$

$$Q'_I = \frac{Q_T}{D^2 \sqrt{H_{DIS}}} \quad m^3/s$$

$$n'_I = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H_{DIS}}} \quad r.p.m.$$

3. Para P_{nom} , T y H_{min}

$$Q_T = \frac{P_{nom} T}{9.81 \times H_{min} \eta_T} \quad m^3/s$$

$$Q'_I = \frac{Q_T}{D^2 \sqrt{H_{min}}} \quad m^3/s$$

$$n'_I = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H_{min}}} \quad r.p.m.$$

4. Para P_{min} , T y H_{min}

$$Q_T = \frac{P_{min} T}{9.81 \times H_{min} \eta_T} \quad m^3/s$$

$$Q'_I = \frac{Q_T}{D^2 \sqrt{H_{min}}} \quad m^3/s$$

$$n'_I = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H_{min}}} \quad r.p.m.$$

5. Para $P_{\min}$, T y H_{DIS}

$$Q_T = \frac{P_{\min} T}{9.81 \times H_{DIS} \eta_T} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$Q'_1 = \frac{Q_T}{D^2 \sqrt{H_{DIS} T}} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$n'_1 = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H_{DIS}}} \quad \text{r.p.m.}$$

6. Para $P_{\min}$, T y $H_{\max}$

$$Q_T = \frac{P_{\min} T}{9.81 \times H_{\max} \eta_T} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$Q'_1 = \frac{Q_T}{D^2 \sqrt{H_{\max}}} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$n'_1 = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H_{\max}}} \quad \text{r.p.m.}$$

Los resultados se resumen en el siguiente formato:

Parámetros	P nominal turbina			P mínima turbina		
	$H_{\max}$	H_{DIS}	$H_{\min}$	$H_{\max}$	H_{DIS}	$H_{\min}$
Q_T						
Q'_1 l/s						
n'_1 r.p.m.						

De los seis puntos se escogen cuatro, que representen las condiciones que mejor caracterizan la central. Estos cuatro puntos se localizan en la característica universal correspondiente a la turbina en estudio y se unen con rectas formando un cuadrilátero que, generalmente, tiene forma de rombo. Si el rombo no se encuentra en las zonas de máximas eficiencias dentro de la característica universal, se debe repetir todo el proceso anterior (desde los puntos d y e anteriores), pero realizando los cálculos con otro valor del diámetro del rodete de la turbina D y un nuevo valor de la correspondiente velocidad sincrónica. Con el ejemplo correspondiente a la determinación de los parámetros de la turbina se aclarará lo expuesto.

✓ g. *Velocidad de embalaje.* Si se desconecta la unidad (generador y turbina) de la red eléctrica, sin cerrar los álabes del distribuidor, ésta empezará a elevar su velocidad de rotación, la cual, después de cierto tiempo, alcanzará su máximo valor llamado velocidad de embalaje.

El valor de la velocidad de embalaje de una unidad se debe conocer para calcular la resistencia de los elementos de la turbina en rotación o afectados por ella, lo mismo que los del generador. Este valor no se puede determinar teóricamente, por lo cual, se halla experimentalmente en los ensayos de modelos de turbinas. En estos ensayos, el modelo se lleva hasta la velocidad de embalaje y se construye una característica especial de embalaje en la cual se da la curva de la velocidad unitaria de embalaje $n'I_e$ en función de la abertura de los álabes del distribuidor.

La velocidad de embalaje de la turbina prototipo, se calcula por la fórmula:

$$n_e = n'I_e \frac{\sqrt{H_{\max}}}{D}$$

Donde:

$H_{\max}$ es la caída máxima de la central

D es el diámetro estándar del rodete de la turbina

$n'I_e$ es la velocidad unitaria de embalaje, la cual para la turbina dada, se toma del cuadro 9.1

✓ h. *Eficiencia de la turbina.* Debido a las grandes dimensiones y caídas de las turbinas prototipo en comparación con los modelos, los números de Reynolds de los flujos y las rugosidades relativas de las paredes interiores de la turbina prototipo y el modelo son diferentes. Por eso, las pérdidas hidráulicas relativas de fricción en regímenes equivalentes de operación en la turbina prototipo, son menores que en el modelo. El aumento de la eficiencia en la turbina prototipo para diferentes regímenes de operación se determina basándose en los resultados de los ensayos del correspondiente modelo, utilizando fórmulas de conversión.

Hasta el momento, la eficiencia de la turbina prototipo se calcula de acuerdo a fórmulas semi-empíricas, las cuales se presentan a continuación:

Para caídas inferiores a 150 metros:

$$\eta_T = 1 - (1 - \eta_M) \sqrt[5]{\frac{D_M}{D}}$$

Donde:

D es el diámetro del rodete de la turbina

D_M es el diámetro del rodete de la turbina modelo que en el presente caso es

$D = 0,46 \text{ m}$

η_M es el valor de la eficiencia máxima de la turbina modelo y cuyo valor se toma de la característica universal para la turbina dada

Para caídas superiores a 150 metros:

$$\eta_T = 1 - (1 - \eta_M) \sqrt[5]{\frac{D_M}{D}} \sqrt[20]{\frac{H_M}{H}}$$

Donde:

H es la caída de diseño de la turbina

H_M es la caída para la turbina modelo que en el presente caso es de $H_M = 100$ m.

El orden de cálculo de la eficiencia de las turbinas prototipo, se propone a continuación:

Tomando el valor de la máxima eficiencia de la característica universal de la turbina modelo, se determina la máxima eficiencia de la turbina prototipo η_T , aplicando la fórmula correspondiente a la caída nominal o de diseño. La diferencia $\Delta\eta = \eta_T - \eta_M$ se toma igual para todos los regímenes, incluyendo el de diseño. Entonces, la eficiencia de la turbina prototipo será $\eta_T = \eta_M + \Delta\eta$.

El valor de la eficiencia máxima de la turbina encontrada en este numeral, se utilizará solo en los cálculos correspondientes a la construcción de la característica de trabajo del punto n.

i. *Velocidad específica de la turbina.* La velocidad específica n_s es la velocidad de rotación de una turbina de tipo dado, la cual, operando bajo una caída de un (1) metro, desarrolla una potencia de un caballo de fuerza (0,736 kW).

Esta velocidad tiene un significado especial en la elección de la turbina, dado que ofrece la posibilidad de comparar todos los tipos y series de turbinas y clasificarlas de acuerdo con su velocidad de rotación y por su capacidad de dejar pasar un determinado caudal (de su capacidad hidráulica).

Dado que la velocidad específica depende de la potencia, de la velocidad nominal de rotación y de la caída y cambia su valor al variar estos parámetros, al comparar turbinas del mismo tipo de acuerdo con la velocidad específica, se debe hacer para regímenes de operación iguales. Generalmente, la velocidad específica se determina para la potencia nominal, la caída de diseño y la velocidad nominal de rotación. De tal manera, la velocidad específica será:

$$n_s = \frac{1,167n}{H_D} \frac{\sqrt{P_{\text{nom}, T}}}{\sqrt[4]{H_D}}$$

Donde:

n es la velocidad nominal (sincrónica) de rotación, r.p.m.

$P_{\text{nom}, T}$ es la potencia nominal de la turbina, kW

H_D es la caída de diseño de la central, m

De acuerdo con la velocidad específica encontrada, se clasifica la turbina según los datos del numeral 6.6.2 en rápida, normal o lenta.

Como ilustración importante, en la (Figura 6.14) se muestran las dimensiones y forma de los rodetes de turbinas de diferentes velocidades específicas que

operan con una caída de un (1) metro y un caballo vapor (0,736 kW) de potencia y adicionalmente, en el cuadro 9.4 se muestran las dimensiones relativas de turbinas de diferentes velocidades específicas.

La tendencia fundamental en la actual construcción de turbinas es el aumento de las velocidades específicas para cada una de ellas, con el fin de mejorar sus indicativos técnicos y económicos.

La clasificación de la turbina realizada en este punto, se utiliza en el dimensionamiento del rodete de la turbina y del distribuidor, tal como se verá más adelante en el dimensionamiento general de la turbina.

j. *Dimensiones de la turbina.* Las dimensiones de una turbina dependen del valor del diámetro del rodete D y, obviamente, del tipo de turbina escogido de acuerdo con la caída y la potencia.

La forma del rodete de la turbina y la altura del distribuidor, dependen sensiblemente del valor de la velocidad específica de la turbina, calculado en el numeral anterior y de su clasificación como lenta, normal o rápida.

De acuerdo con lo anterior, el orden que se debe seguir para determinar las dimensiones de una turbina dada es el siguiente:

1. Conociendo el valor del diámetro del rodete D , se determinan las demás dimensiones de la turbina en función de este valor, utilizando los datos del cuadro 9.4 si se trata de una turbina Francis. Las dimensiones de este cuadro corresponden a las mostradas en la (Figura 9.7). Si se trata de una turbina Kaplan, se utilizan los datos del cuadro 9.5. Las dimensiones de este cuadro corresponden a las mostradas en la (Figura 9.8).

2. Para calcular el número de álabes de las turbinas Francis se utiliza el cuadro 9.1.

3. Con el conjunto de dimensiones obtenidas se procede a efectuar el dibujo esquemático de la turbina de la siguiente manera:

El dibujo de la turbina se debe realizar de acuerdo al modelo de la (Figura 9.7) si se trata de una turbina Francis y a la (Figura 9.8) si la turbina es Kaplan.

Cuadro 9.5 Valores de las dimensiones de las turbinas Kaplan con respecto al diámetro del rodete (Figura 9.8)

Dimensiones	Tipos de turbina										
	K 10	K 15	K 20	K 30		K 40		K 50		K 60	K 80
Z	4	4	4	5	6	6	7	7	8	8	8
b ₀ /D	0,45	0,45	0,4	0,4	0,375	0,375	0,375	0,375	0,35	0,35	0,35
d _{BT} /D	0,33	0,35	0,37	0,41	0,43	0,45	0,47	0,49	0,51	0,54	0,6
d ₁ /D	0,28	0,3	0,32	0,36	0,38	0,4	0,42	0,44	0,46	0,49	0,55
R ₀ /D	0,36	0,35	0,34	0,32	0,31	0,3	0,29	0,28	0,27	0,25	0,22
K ₁ /D	0,31	0,33	0,35	0,4	0,42	0,44	0,46	0,48	0,5	0,54	0,6
K ₂ /D	0,087	0,09	0,093	0,098	0,10	0,103	0,105	0,108	0,11	0,113	0,12
R ₁ /D	0,315	0,338	0,360	0,406	0,430	0,453	0,477	0,500	0,520	0,560	0,635

$$h_1 = 0,2085D; d = 0,1D$$

Los esquemas deben efectuarse a una escala adecuada, que generalmente es 1:100 o 1:50.

Las dimensiones de la turbina son indispensables en el dimensionamiento de la casa de máquinas y además, deben tenerse muy en cuenta en las especificaciones de las vías de transporte y túneles de acceso, aunque en realidad, son más decisivas las dimensiones del generador.

✓ k. *Peso de la turbina y sus elementos.* Una turbina reactiva está compuesta de rodete, espiral, distribuidor, estator, tubo de succión, soportes, eje, regulador, poso, cojinetes guías, servomotores, receptor de aceite, escaleras y otros elementos auxiliares.

Cuando se habla del peso de una turbina se tienen en cuenta todos estos elementos.

El peso del equipo en la construcción de turbinas es uno de los índices técnico - económicos fundamentales. Con su ayuda se puede determinar el nivel de la técnica de construcción y su economía.

El peso de una turbina de tipo dado, depende de sus dimensiones (del diámetro del rodete), de la caída, de las presiones en cada una de sus piezas y de los esfuerzos que pueden soportar. Además, el terminado y las características propias de cada fábrica influyen en el peso de la turbina.

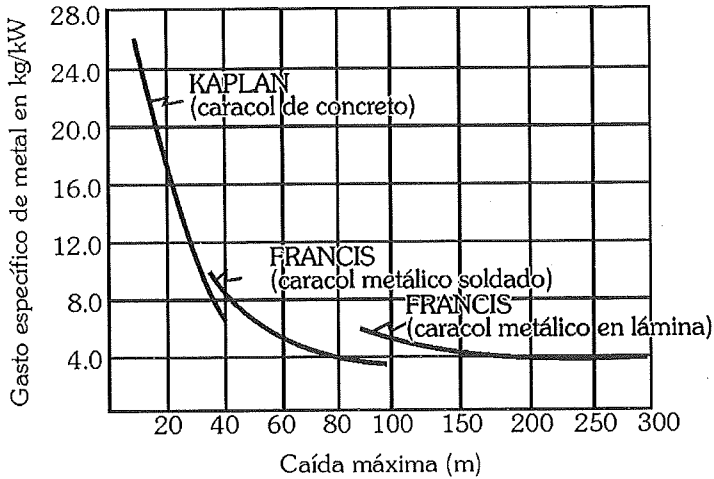
De lo anterior, se deduce que el verdadero peso de una turbina sólo se sabrá después de terminar su diseño definitivo.

Para la evaluación y comparación de turbinas de diferentes tipos y dimensiones y para diferentes caídas, se utilizan índices específicos en los cuales el valor del peso de las turbinas se relaciona con su potencia y se expresa en (kg/kW).

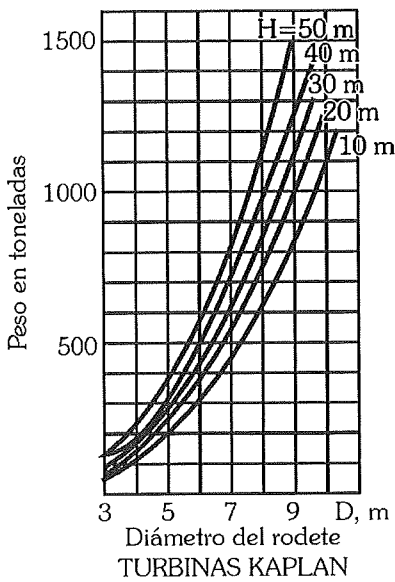
En la (Figura 9.22a) se dan los valores de los gastos (consumos) específicos de metal en las actuales turbinas verticales de diferentes tipos y para valores variables de la caída. Estas curvas se elaboraron después de analizar los datos de un gran número de turbinas construidas. De la figura se desprende que los valores de los pesos específicos de todas las turbinas dependen sensiblemente de la caída. Los valores mayores corresponden a las turbinas Kaplan de baja caída y los menores a las turbinas Francis de altas caídas. Con el aumento de la caída, los pesos específicos (kg/kW) disminuyen sensiblemente, en especial en el rango $30 < H < 60$ m.

Partiendo de la experiencia en la construcción de turbinas durante los últimos 30 años, se han construido curvas para determinar el peso teórico de las turbinas de acuerdo con su tipo y al valor de la caída. Estas curvas se muestran en las (Figuras 9.22 b, c).

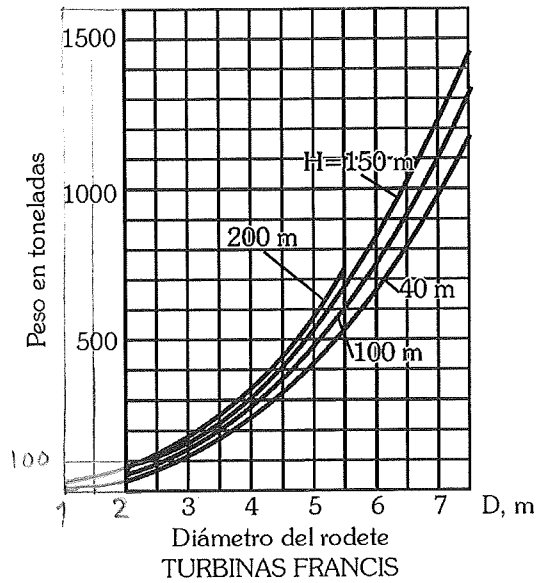
En estas figuras se muestran las curvas por medio de las cuales se puede determinar, en forma aproximada, el peso del rodete y del estator de una determinada turbina, en función del diámetro D y del valor de la caída de diseño. Estos datos son de especial importancia, ya que en gran medida, determinan el tipo de transporte y las especificaciones de las vías por donde se hará llegar el equipo a la casa de máquinas.



a)



b)



c)

Figura 9.22 Gráficos para determinar el peso total aproximado de la turbina

En este punto, es importante tener en cuenta que, para su transporte, el estator de la turbina puede ser dividido en dos, cuatro o seis partes iguales. Durante el montaje, las partes se unen y deben ser elevadas por la grúa completamente ensambladas en sus partes fundamentales.

El orden a seguir para determinar el peso de una turbina es el siguiente:

1. Con la caída máxima $H_{\max}$ de la central se entra en la curva de la (Figura 9.22a) y para el correspondiente tipo de turbina se determina el peso en kg por cada kW de potencia nominal. Este valor se multiplica por la potencia nominal de la turbina y se obtiene el valor del peso total de la turbina en kg.

2. Con el valor del diámetro del rodete D de la turbina, se entra en la correspondiente curva de la (Figura 9.22) y para el correspondiente valor de la caída máxima se determina el peso total de la turbina en toneladas.

3. Se calcula el promedio de los dos valores anteriores y se asume que ese valor es el peso total de la turbina en estudio.

1. Sumergencia de la turbina. Para que una turbina reactiva sufra un mínimo de erosión por concepto de cavitación, debe estar suficientemente sumergida con respecto al nivel mínimo aguas abajo de la casa de máquinas. El valor de esta sumergencia H_s se determina con la siguiente fórmula:

$$H_s = 10,0 - \frac{\nabla_{\min}}{900} - 1,15 (\sigma + \Delta\sigma) H$$

Donde:

$\nabla_{\min}$ es la cota mínima del nivel aguas abajo

σ es el coeficiente de cavitación o de Thoma

$\Delta\sigma$ es una corrección al pasar del modelo al prototipo y su valor se toma de la (Figura 9.23)

H es la caída, en metros.

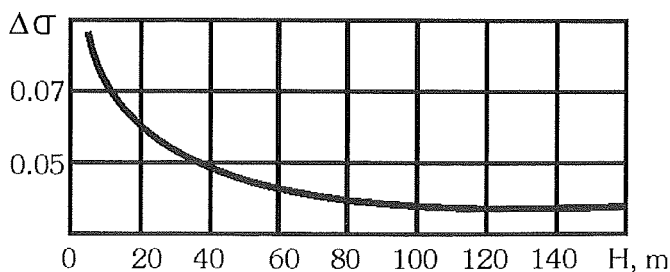


Figura 9.23 Curva para determinar la corrección del coeficiente de Thoma (σ) al pasar del modelo al prototipo.

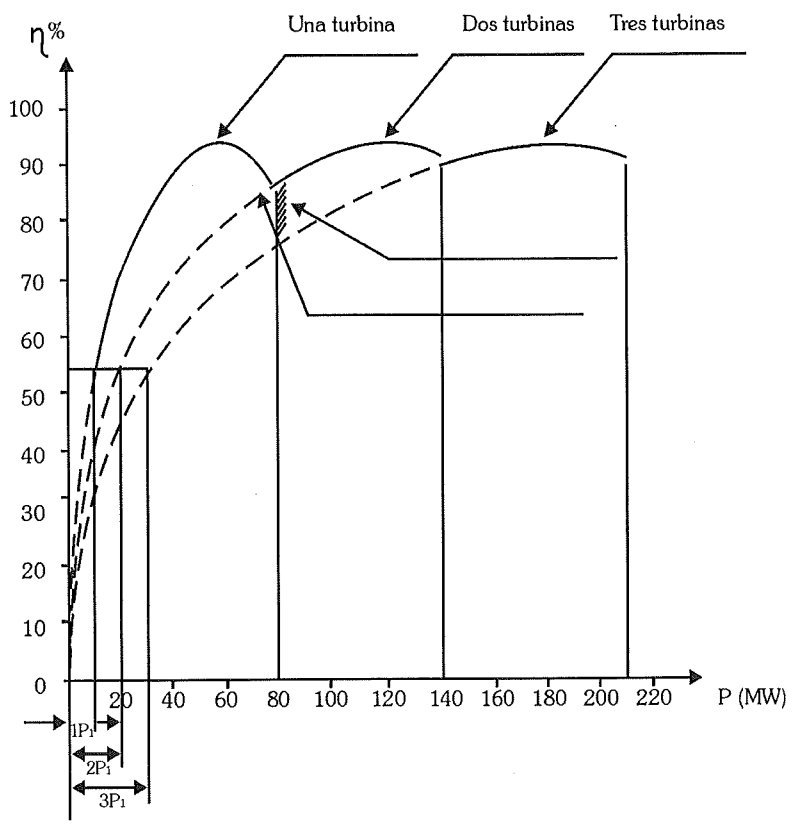


Figura 9.24 Característica de trabajo de una central con tres turbinas

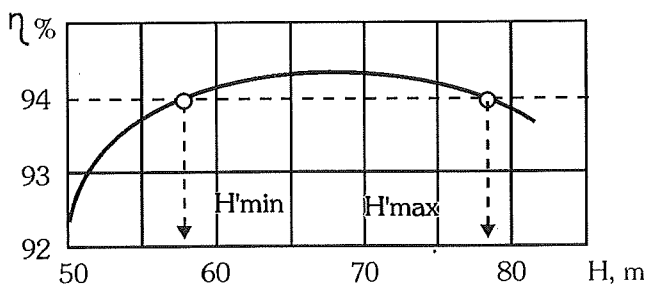


Figura 9.25 Curva auxiliar para determinar el cierre de las curvas de igual eficiencia

Generalmente, es suficiente calcular la sumergencia para los cuatro puntos extremos del rombo, correspondiente a la zona de operación de la turbina, dentro de la característica universal. Se asume que este rombo ya se ha construido de acuerdo con las instrucciones del presente capítulo.

Como se sabe, la característica universal de cada turbina contiene las curvas correspondientes a diferentes coeficientes de cavitación. Al calcular el valor de la sumergencia para cada punto extremo del rombo, se debe tomar el correspondiente valor del coeficiente de cavitación o sea, el perteneciente a la curva que pasa por dicho punto. En el ejemplo correspondiente se mostrará la manera apropiada de tomar este valor. El valor de la caída es también el correspondiente al punto considerado.

Así, de los cuatro valores calculados se toma el mínimo (o el más negativo) y este será el valor de la sumergencia de la turbina en estudio.

El valor de la sumergencia fija la cota del anillo inferior del distribuidor o del eje de giro del rodete, dependiendo del tipo de turbina. La sumergencia H_s para las turbinas Kaplan verticales se mide desde el eje de giro del rodete hasta el nivel mínimo aguas abajo (Figura 6.17a) y para las Francis desde la superficie del anillo inferior del distribuidor hasta el nivel mínimo aguas abajo (Figura 6.17c). En las turbinas horizontales de espiral y de bulbo, la sumergencia es la distancia vertical desde el punto superior del rodete hasta el nivel mínimo aguas abajo (Figura 6.17 b, d). La sumergencia se considera positiva si el nivel mínimo del agua se encuentra por debajo de los puntos o cotas de las turbinas arriba mencionados. Por el contrario, una sumergencia negativa indica que el rodete de la turbina está por debajo del nivel mínimo aguas abajo.

Se recomienda realizar el cálculo y tabular los datos y resultados de acuerdo al siguiente cuadro:

Caída H (m)	Coeficiente de cavitación σ	Corrección $\Delta \sigma$	Sumergencia H_s (m)

La sumergencia de una turbina reactiva depende principalmente de la carga y la caída. Las mayores sumergencias permisibles se obtienen para bajas caídas y la carga óptima de la turbina. Al aumentar la caída, el valor permisible de la sumergencia disminuye.

Prácticamente, en las grandes turbinas actuales, el coeficiente de cavitación σ varía entre los valores 0,2 y 1,4 para turbinas Kaplan y de 0,03 y 0,27 en las turbinas Francis.

Como se sabe, para evitar la cavitación en el diseño de centrales hidroeléctricas, se debe considerar que el coeficiente de cavitación de la turbina σ_T , debe ser algo menor que el correspondiente a la central. Esto se puede lograr usando turbinas con pequeños σ o aumentando el coeficiente de la central (σ_{cen}), para lo cual se debe disminuir el valor de la sumergencia H_s . Sin embargo, la disminución de la sumergencia H_s generalmente exige la profundización de la turbina lo cual produce grandes y costosas excavaciones. Para evitar esto, la tendencia es la de utilizar turbinas con valores pequeños de σ , es decir, con características óptimas por cavitación.

m. *Presión axial del agua.* Aproximadamente el valor de este esfuerzo se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$P_{AX} = k D^2 H_{max} \gamma, \text{ (kg)}$$

Donde:

D y H_{max} son el diámetro del rodete y la caída máxima en m

γ peso específico del agua

k coeficiente que depende del tipo de rodete. Se toma del cuadro 6.1

n. *Característica de trabajo.* Para detectar y evaluar los cambios de eficiencia en los diferentes regímenes de operación de la turbina en la central hidroeléctrica, se construye la característica de trabajo que muestra la variación de la eficiencia en función de la potencia de la turbina y se expresa por medio de la curva $\eta_T = f(P)$ para una caída constante y una velocidad de rotación η , (Figura 6.20).

La característica de trabajo se usa para comparar diferentes tipos de turbinas de acuerdo con su eficiencia y en una turbina dada, muestra las variaciones de la eficiencia para cualquier valor de la potencia que pueda desarrollar la turbina, teniendo la velocidad de rotación y la caída constante.

Cuando se están comparando dos o más tipos de turbinas, con el fin de elegir la más conveniente en una central hidroeléctrica determinada, la característica de trabajo puede jugar un papel importante.

El orden que se debe seguir en la construcción de la característica de trabajo de una turbina determinada es el siguiente:

1. Se determina el valor de la máxima eficiencia de la turbina. Este valor es el mismo calculado en el numeral h del presente párrafo, por lo cual, basta con tomarlo del mencionado numeral.

2. Se encuentra la corrección de la velocidad de rotación unitaria debida a la diferencia de eficiencias entre la turbina modelo y la prototipo $\Delta n'_1 = n'_1 - n'_{IM}$. Esta corrección se determina con la siguiente fórmula:

$$\Delta n'_1 = n'_{1o} \left(\sqrt{\frac{\eta_{T_{max}}}{\eta_{M_{max}}}} - 1 \right)$$

Donde:

$n'_{l.o}$ es la velocidad de rotación unitaria óptima de la turbina modelo y cuyo valor se toma del cuadro 9.1

η_{T}^{max} es la eficiencia máxima de la turbina del numeral anterior

η_M^{max} es la eficiencia máxima del modelo, cuyo valor se toma de la característica universal

3. Se calcula el valor de la velocidad de rotación unitaria de la turbina prototipo, correspondiente al valor deseado de la caída (o para varios valores de la caída) de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$n'_{l.p} = \frac{n D}{\sqrt{H}}$$

Donde:

n es la velocidad sincrónica de rotación de la turbina y determinada en el numeral e del presente parágrafo en r.p.m.

D es el diámetro del rodete, determinado en el numeral c en m

H es el valor de la caída para la cual se desea construir la característica de trabajo, en metros

4. Se determina el valor de la velocidad de rotación unitaria de la turbina modelo como la diferencia entre la velocidad unitaria de la turbina prototipo y la corrección de la velocidad de rotación unitaria, es decir, el valor del punto 3 menos el valor del punto 2.

5. En la característica universal correspondiente a la turbina dada, se traza una línea horizontal tal, que intercepte el eje de las ordenadas justo en el valor correspondiente a la velocidad de rotación unitaria de la turbina modelo, calculado en el punto anterior. En los puntos de intersección de esta horizontal con las líneas de eficiencia (en las turbinas Francis) o con las líneas de eficiencia η y φ (en las turbinas Kaplan) se leen los correspondientes valores de los caudales unitarios (Q') y se escriben en una tabla especial, cuyo formato se presenta más adelante. Las características universales de las diferentes turbinas reactivas se presentan en las (Figuras 9.9 a 9.21).

6. Utilizando el valor de la máxima eficiencia de la turbina del punto 1 y el valor de la eficiencia máxima del modelo tomado de la característica universal, se calcula la corrección de la eficiencia como la diferencia entre estos dos valores:

$$\Delta\eta = \eta_T - \eta_M$$

El valor de la corrección de la eficiencia se toma constante para todos los puntos de la característica universal.

7. Se calcula el valor de la eficiencia de la turbina para cada punto de intersección mencionado en el numeral 5, utilizando el mismo valor de la corrección de la eficiencia del numeral anterior, en todos los puntos de intersección. La fórmula de cálculo es:

$$\eta_T = \eta_M + \Delta\eta$$

Donde:

$\Delta\eta$ es el valor de la corrección de la eficiencia

η_M es el valor de la eficiencia del modelo en cada punto de intersección

8. Se determina el valor del caudal evacuado por la turbina correspondiente a cada caudal unitario y al valor deseado de la caída. Este valor se calcula con la fórmula:

$$Q = Q'_1 D^2 \sqrt{H}$$

Donde:

Q'_1 es el caudal unitario en cada punto de intersección, en l/s

D es el valor del diámetro del rodete de la turbina, en m

H es el valor de la caída para el cual se desea construir la característica de trabajo de la turbina

9. Finalmente, se calcula el valor de la potencia de la turbina para cada punto de intersección, utilizando la conocida fórmula:

$$P = 9,81 \times Q_T \times H \times \eta_T$$

Donde:

Q_T es el caudal que pasa por la turbina en cada caso, en m³/s

H es la caída para la cual se construye la característica de trabajo en m

η_T es el valor de la eficiencia de la turbina en cada caso

En el ejemplo correspondiente quedará más clara la forma de construir la característica de trabajo para lo cual, en el eje de las ordenadas se colocan los diferentes valores de las eficiencias y en el de las abscisas los correspondientes valores de las potencias.

En una central hidroeléctrica, generalmente se instala un grupo de turbinas del mismo tipo que, obviamente, tienen sus rodetes de un mismo diámetro. La característica de trabajo correspondiente a toda la central, se construye partiendo de la correspondiente a una turbina y para cada uno de ellos se determina la potencia, proporcional al número de turbinas. Para cada grupo de turbinas (1, 2, 3,...) se obtendrá un determinado número de puntos, que al unirlos con una línea continua, formarán la característica de trabajo de un grupo dado de turbinas.

La característica de trabajo de una central hidroeléctrica, permite determinar el número óptimo de turbinas que deben operar conjuntamente en función de la variación de la carga eléctrica de la central. Por ejemplo, para una potencia $P = 100$ MW (Figura 9.24) se debe operar con dos y no con tres turbinas, ya que en el primer caso la eficiencia es mayor.

o. *Características de operación.* A pesar de la utilidad mostrada en el numeral anterior, con la sola característica de trabajo es difícil obtener una idea sobre todos los regímenes de operación de la turbina; para cada caída se debe tener una curva individual; además, estas características de trabajo no muestran los parámetros de cavitación de la turbina. Así, usando la característica de trabajo se construye la característica universal de operación (Figura 6.21) en la cual, para una velocidad de rotación n constante en las coordenadas de caída H (eje de ordenadas) y de potencia (eje de las abscisas), se dibujan las líneas de igual eficiencia y las líneas de igual sumergencia. Además, se representan las líneas de limitación de potencia, establecidas para caídas menores que la de cálculo por los parámetros de la turbina y mayores que ésta por los parámetros del generador.

La característica universal de operación muestra la interrelación entre los parámetros fundamentales de la turbina y, especialmente, la eficiencia y la sumergencia de la turbina en función de la carga y la caída para una velocidad de rotación sincrónica normal. Esta característica tiene una importancia especial en la organización de la correcta operación del equipo electromecánico (energético) de la central hidroeléctrica.

1. Para construir las líneas de igual eficiencia de la característica de operación, se aconseja seguir el siguiente orden:

- Observando las instrucciones del numeral anterior, se construyen las características de trabajo para cuatro o cinco valores de la caída de la turbina. Entre estos valores debe figurar la caída mínima, la caída máxima, la media aritmética, la caída de diseño y otro valor intermedio, de tal manera que el rango de caídas quede, en lo posible, uniformemente distribuido.

- Las características de trabajo, construidas en el mismo papel, se cortan con líneas horizontales correspondientes a valores constantes de la eficiencia $\eta = \text{const}$, cuyo trazado puede hacerse con intervalos del 1%. Los puntos de iguales eficiencias de las curvas correspondientes a diferentes caídas, se trasladan de las curvas de las características de trabajo al campo de coordenadas cartesianas P vs. H y se unen con las líneas continuas que son, precisamente, las líneas de iguales eficiencias de la característica de operación.

Para determinar el valor de las caídas para los cuales tiene lugar el "cierre" de las curvas $\eta = \text{constante}$, se construye una curva auxiliar $\eta_{\text{max}} = f(H)$ (Figura 9.23) con ayuda de la cual se encuentran los valores H'_{max} y H'_{min} correspondientes al valor considerado de la eficiencia η en la (Figura 9.25). En calidad de ejemplo, se muestra la determinación de los valores H'_{max} y H'_{min} para $\eta = 94\%$. Trazando en el campo de coordenadas P vs. H las líneas horizontales correspon-

dientes a $H'_{\max}$ y $H'_{\min}$ y para la eficiencia dada, se “cierra” la curva de $\eta = \text{constante}$.

2. Para construir las curvas de iguales sumergencias $H_s = \text{constante}$ de la característica de operación se sugiere el siguiente orden:

- En los puntos de intersección de las líneas horizontales $n'_{\text{IM}} = \text{const.}$ con las curvas $\eta = \text{const.}$ de la característica universal de la turbina dada (en las turbinas Francis) o con las curvas $\varphi = \text{const.}$ (en las turbinas Kaplan), se determinan también los valores de coeficiente de cavitación o de Thoma σ , los cuales se escriben en una tabla especial de cálculo. Con los valores del coeficiente de cavitación σ ya conocidos, se calcula la sumergencia para una caída dada y diferentes regímenes. El valor de la sumergencia se calcula de acuerdo con las instrucciones del numeral n del presente párrafo. Basados en los valores obtenidos se construyen las curvas $H_s = f(P)$ para los valores de las caídas escogidas (Figura 9.26). Cortando las curvas $H_s = f(P)$ con líneas horizontales a intervalos de 1 metro se encuentran los valores de las potencias para diferentes caídas con las cuales $H_s = \text{const.}$ Los puntos obtenidos se trasladan al campo de coordenadas de la característica de operación y se construyen las curvas $H_s = \text{const.}$ El valor de la sumergencia correspondiente al régimen de diseño (P_d y H_d) determina la cota de instalación de la turbina.

3. Construcción de la línea de limitación de potencia de la turbina. La línea de limitación de potencia, está compuesta de dos tramos: uno vertical y otro inclinado (Figura 9.27). El tramo vertical AB que va de la caída de diseño hasta la máxima (punto A), es la limitación de potencia de la turbina de acuerdo con la potencia nominal elegida para el generador. El tramo inclinado que va de la caída de diseño a la mínima (punto C), es la limitación de potencia de la misma turbina. La forma de la línea de limitación depende del tipo de turbina y de las condiciones que exige una operación exenta de cavitación para diferentes cotas del flujo aguas abajo.

Turbinas Francis. La forma del tramo inclinado de la línea de limitación de potencia se determina por la curva de igual abertura de los álabes del distribuidor $Q_0 = \text{const.}$ que pasa a través del punto de cálculo o por la línea de limitación de potencia de la característica universal de la correspondiente turbina. La potencia desarrollada por la turbina con la caída mínima se calcula de la siguiente manera: se determina el valor $(n'_{\text{IH}})_{\max} = D_n / H_{\min}$ y luego $(n'_{\text{IM}})_{\max} = (n'_{\text{IM}})_{\max} - n'_1$ y el valor $Q' = \text{m}^3/\text{s}$ en el punto de intersección de la línea $(n'_{\text{IM}})_{\max} = \text{const.}$ con la línea $a_0 = \text{const.}$ o con la línea de limitación de potencia de la característica universal. Se calcula la potencia de la turbina prototipo con al caída mínima $H_{\min}$:

$$P = 9,81 D^2 Q'_1 H_{\min} \sqrt{H_{\min}} \eta_T \text{ (kW)}$$

Uniando los puntos (P_d, H_d) y ($P_{\min}, H_{\min}$) con una línea recta se obtiene el tramo BC de la línea de limitación de potencia de la turbina (Figura 9.28).

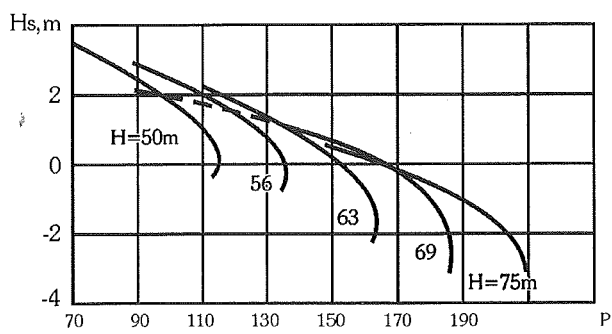


Figura 9.26 Gráficas para calcular curvas de igual sumergencia.

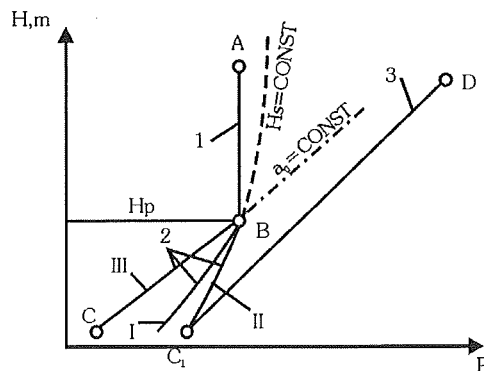


Figura 9.27 Gráfico para obtener la línea de delimitación de la potencia.

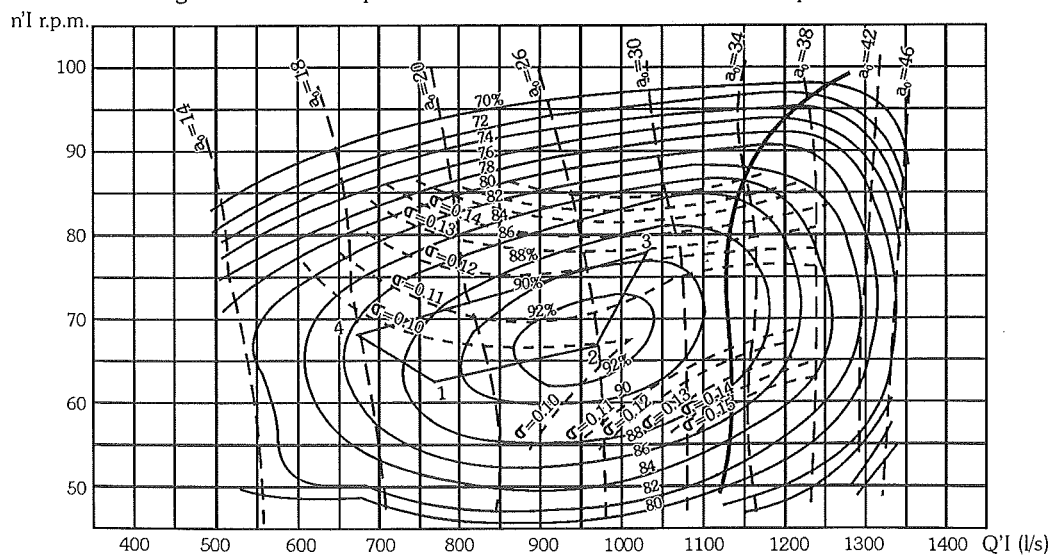


Figura 9.28 Rombo para verificar que la turbina opera en la zona de máxima eficiencia. Característica universal de una turbina F-115.

Turbinas Kaplan. La posición de los órganos de regulación de la turbina (la abertura de los álabes del regulador y la posición de los álabes del rodete de la turbina) y los principales parámetros de las instalaciones de aceite a presión, dependen de la elección del régimen de diseño.

El valor de la abertura de los álabes del distribuidor de la turbina prototipo para el punto de cálculo $a_{0\text{prot}} = a_{0M} D_{0P} / D_{0M} Z_{0M} / D_{0M}$ generalmente se conserva constante con la variación de la caída desde H_D hasta $H_{\min}$. De tal manera, el valor del caudal unitario para la caída mínima se determina en el punto de intersección de la línea horizontal $(n'_{IM})_{\max}$ r.p.m. y la línea $a_0 = \text{const.}$ que pasa a través del punto de cálculo. Con el valor encontrado Q'_1 m³/seg. se calcula la potencia para la caída mínima.

$$P = 9,81 D^2 Q'_1 H_{\min} \sqrt{H_{\min}} \eta_T$$

Es posible construir el tramo inclinado por otros métodos (Figura 9.27).

1. El nivel aguas abajo de la central hidroeléctrica es prácticamente constante. En este caso, la limitación de potencia de la turbina, está dictada por consideraciones que garanticen una operación exenta de cavitación para caídas menores a la de diseño. El tramo inclinado de la línea de limitación se determina por la forma de la curva de sumergencia $H_{S\text{PER}} = \text{const.}$ que pasa a través del punto correspondiente a la potencia de diseño permisible. En este caso, para todos los regímenes, la sumergencia no supera el valor real $H_{S\text{permisible}} > H_{S\text{real}}$.

2. El nivel aguas abajo de la central es el mínimo posible, la sumergencia y la cota de la turbina se han determinado partiendo de estas condiciones. Al elevarse el nivel aguas abajo, la sumergencia real disminuye en comparación con la admisible, lo cual permite aumentar la potencia de la turbina hasta el momento en que se presente la igualdad $H_{S\text{permisible}} = H_{S\text{real}}$ (curva II, Figura 9.27).

3. El nivel aguas abajo de la central es inferior al elegido como nivel de diseño y para el cual se ha determinado la cota de la turbina. Esto puede tener lugar, por ejemplo, en el período de llenado del embalse, cuando las evacuaciones del caudal hacia aguas abajo son mínimas. Para garantizar un régimen exento de cavitación, es decir, el cumplimiento de la condición $H_{S\text{real}} = H_{S\text{per}}$ se debe disminuir la potencia de la turbina (línea III).

Presentación de la característica de operación. La característica de operación incluye los siguientes datos: el tipo de turbina y el nombre de la central a la cual pertenece; la velocidad de rotación y el diámetro del rodete de la turbina; el tipo de espiral y del tubo de succión, sus dimensiones relativas; el número de la turbina y su característica universal de acuerdo con la nomenclatura anteriormente acordada; la cota de instalación y desde la cual se calcula la sumergencia.

El siguiente ejemplo, ilustrará en forma más clara la determinación de los parámetros de las turbinas reactivas.

Ejemplo 9.7:

Determinar todos los parámetros correspondientes a la turbina elegida en el ejemplo 9.6.

Solución. La turbina seleccionada en el ejemplo corresponde al proyecto Cañafito y se trata de una turbina Francis F 115.

Los datos de partida que se utilizarán al realizar los cálculos propuestos son:

- Potencia correspondiente a cada unidad: 136 MW
- Caída neta máxima de la central: 99,2 m.
- Caída neta mínima de la central: 64,2 m.
- Cota del nivel aguas abajo de la central: 400 m.s.n.m.

Los parámetros se determinan en el mismo orden anterior:

a. *Potencia nominal de la turbina.* El valor de la potencia nominal de la turbina es:

$$P_{ot \text{ nom. T}} = \frac{P_{nom} G}{\eta_G} = \frac{136.000}{0,96} = 141.667 \text{ kW}$$

Nota. El orden de cálculo y todos los datos necesarios, son tomados fielmente de las indicaciones dadas anteriormente.

b. *Potencia mínima de la turbina.* La potencia mínima se calcula de acuerdo con la siguiente fórmula, ya que no se tiene el dato exacto:

$$P_{minT} = 141.667 \times 0,70 = 99.167 \text{ kW}$$

c. *Diámetro del rodete de la turbina* (Figura 9.7). El diámetro de rodete de la turbina será:

$$D = \sqrt{\frac{Q_T}{Q'_1 \sqrt{H_{DIS}}}}$$

Donde:

$$H_{DIS} = H_{min} + (H_{max} - H_{min}) 0,6 = 64,2 + (99,2 - 64,2) 0,6 = 85,2 \text{ m.}$$

$$P_{nomT} = 9,81 \times Q_d \times H_{DIS} \times \eta_T ; Q_d = \frac{141.667}{9,81 \times 85,2 \times 0,95} = 178,42 \text{ m}^3/\text{s}$$

El valor Q'_1 se toma del cuadro 9.1 y es el correspondiente a la turbina F 115. Nótese que en el cuadro 9.1 para F 115 aparece, no un sólo valor, sino un intervalo dentro del cual se aconseja tomar un valor intermedio.

Así, para este caso:

$$Q'_1 = \frac{1.250 + 1.030}{2} = 1,14 \text{ m}^3/\text{s.} \quad (1.140 \text{ l/s})$$

De tal manera:

$$D = \sqrt{\frac{178,42}{1,14 \sqrt{85,2}}} = 4,12 \text{ m.}$$

De acuerdo con el cuadro 9.2 se redondea el valor del diámetro del rodete al valor estándar inmediatamente superior, entonces:

$$D = 4,50 \text{ m.}$$

d. *Velocidad nominal de giro.* Este valor será:

$$n_1 = \frac{n'_1 \sqrt{H_{\text{DIS}}}}{D} = \frac{70 \sqrt{85,2}}{4,50} = 143,58 \text{ r.p.m.}$$

El valor $n'_1 = 70$ se tomó del cuadro 9.1, calculando un promedio entre los dos valores dados.

e. *Velocidad sincrónica.* Para Colombia:

$$n = \frac{60 f}{p} ; \quad f = 60 \text{ Hertz.}$$

Aproximadamente:

$$N_p = \frac{60 \times 60}{143,58} = 25,07 \quad (\text{se toma } p = 26)$$

Para 26, tenemos:

$$n = \frac{60 \times 60}{26} = 138,5 \text{ r.p.m.}$$

De acuerdo con el cuadro 9.3 se tiene que este es un número par de polos aconsejable.

Así como la velocidad sincrónica se toma el valor 138,5 r.p.m. correspondiente a un número de par de polos de 26.

Dado que la velocidad real de la turbina es la sincrónica y no la nominal, se recalcula el valor del diámetro del rodete D en función de la velocidad sincrónica.

$$D = \frac{n'_1 \sqrt{H_d}}{n} = \frac{70 \sqrt{85,2}}{138,5} = 4,66 \text{ m.}$$

En este caso, se considera que el nuevo valor obtenido del diámetro del rodete es cercano al valor estándar adoptado anteriormente y por lo tanto no se varía.

$$D = 4,50 \text{ m.}$$

Si el nuevo valor encontrado se aleja suficientemente del adoptado, debe variarse y tomar el diámetro estándar superior más cercano.

f. *Chequeo de las eficiencias de operación.* Se calculan las coordenadas de cuatro puntos representativos de la característica universal, con el fin de comprobar si el rombo resultante de unir con rectas estos cuatro puntos, se encuentra en la zona de máximas eficiencias de la característica universal de la turbina F 115.

1. Para P_{nom} y H_{max}

$$\begin{aligned} Q_T &= \frac{141.667}{9,81 \times 99,2 \times 0,95} = 153,23 \text{ m}^3/\text{s} \\ Q'_I &= \frac{153,23}{4,5^2 \sqrt{99,2}} = 0,76 \text{ m}^3/\text{s} \\ n'_I &= \frac{138,5 \times 4,5}{\sqrt{99,2}} = 62,6 \text{ r.p.m.} \end{aligned}$$

2. Para P_{nom} y H_{DIS}

$$\begin{aligned} Q_T &= \frac{141.667}{9,81 \times 85,2 \times 0,95} = 178,417 \text{ m}^3/\text{s} \\ Q'_I &= \frac{178,417}{4,5^2 \sqrt{85,2}} = 0,9545 \text{ m}^3/\text{s} \\ n'_I &= \frac{138,5 \times 4,5}{\sqrt{85,2}} = 67,52 \text{ r.p.m.} \end{aligned}$$

3. Para P_{min} y H_{min}

$$Q_T = \frac{99.167}{9,81 \times 64,2 \times 0,95} = 165,74 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q'_1 = \frac{165,74}{4,5^2 \sqrt{64,2}} = 1,021 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n'_1 = \frac{138,5 \times 4,5}{\sqrt{64,2}} = 77,78 \text{ r.p.m.}$$

4. Para $P_{\min}$ y H_{DIS}

$$Q_T = \frac{99.167}{9,81 \times 0,95 \times 85,2} = 124,89 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q'_1 = \frac{124,89}{4,5^2 \sqrt{85,2}} = 0,668 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n'_1 = \frac{138,5 \times 4,5}{\sqrt{85,2}} = 67,52 \text{ r.p.m.}$$

Cuadro 9.6 Valores para el chequeo de la eficiencia de operación

Parámetro	$P_{\text{nominal}} T H_{\text{max}}$	$P_{\text{nominal}} T H_{\text{DIS}}$	$P_{\text{mínima}} T H_{\text{min}}$	$P_{\text{mínima}} T H_{\text{DIS}}$
Q_T	153.23	178.42	165.74	124.89
$Q'_1 \text{ l/s}$	760	954.5	1.021	668
$n'_1 \text{ r.p.m.}$	62.6	67.52	77.78	67.52

Como se ve en la (Figura 9.28) (correspondiente a la característica universal de la turbina F 115) el rombo construido con los cuatro puntos de la tabla anterior se encuentra en la zona de altas eficiencias de la característica universal. Sin embargo, sería deseable correrlo ligeramente a la derecha, lo cual se deja como ejercicio al lector.

g. *Velocidad de embalaje.* Se calcula así:

$$n_e = \frac{n'_{le} \sqrt{H_{\text{max}}}}{D} = \frac{139 \sqrt{99,2}}{4,5} = 307,65 \text{ r.p.m.}$$

el valor $n'_{le} = 139$ se tomó del cuadro 9.1 para la turbina F 115.

h. *Eficiencia de la turbina.* En este punto, se calcula la máxima eficiencia de la turbina prototipo que es la que se usa como dato en los cálculos correspondientes a la construcción de la característica de trabajo.

Para este caso, la caída de diseño es menor de 150 m., y por lo tanto se aplica la siguiente fórmula:

$$\eta_T = 1 - (1 - \eta_M) \sqrt[5]{\frac{D_M}{D}}$$

entonces:

$$\eta_T = 1 - (1 - 0,91) \sqrt[5]{\frac{0,46}{4,5}} = 0,943$$

i. *Velocidad específica de la turbina.* Su valor se calcula según la fórmula:

$$n_s = \frac{1,167 \times n (p_{nom})^{1/2}}{H_d^{5/4}} = \frac{1,167 \times 138,5 \times (141.667)^{1/2}}{85,2^{5/4}}$$

$$n_s = 235,02$$

Según el numeral 6.6.2 y de acuerdo con la velocidad específica, la turbina Francis del presente ejemplo se clasifica como normal.

Esta clasificación se utiliza en el dimensionamiento del rodete de la turbina y del distribuidor, como se verá más adelante, en el dimensionamiento general de la turbina.

j. *Dimensiones de la turbina.* Según el orden propuesto, las dimensiones de la turbina se determinan de la siguiente manera:

1. El valor del diámetro del rodete de la turbina del presente ejemplo es:

Para la turbina Francis se usa el cuadro 9.4: ($D = 4,5\text{m}$) (Figura 9.7)

D_0	=	$1,167 \times D$	=	$5,25 \text{ m}$
R	=	$0,0435 \times D$	=	$0,20 \text{ m}$
R_1	=	$0,275 \times D$	=	$1,24 \text{ m.}$
b'_1	=	$0,055 \times D$	=	$0,25 \text{ m.}$
b'_2	=	$0,190 \times D$	=	$0,90 \text{ m.}$
b_1	=	$0,275 \times D$	=	$1,24 \text{ m.}$
a_1	=	$0,765 \times D$	=	$3,44 \text{ m.}$
D_3	=	$1,13 \times D$	=	$5,08 \text{ m.}$
b_0	=	$0,25 \times D$	=	$1,125 \text{ m.}$

2. La velocidad específica de la turbina es 235,02 y se clasifica por este concepto como normal.

Utilizando el cuadro 9.1 se tiene:

$$Z = \text{No. de álabes} = 13$$

k. *Peso de la turbina y sus elementos.* La caída máxima de la central es 99,2 y el tipo de turbina es Francis. Entrando con el valor de $H_{\max}$ en la curva de la (Figura 9.22) encontramos que el gasto de metal por kW de potencia nominal de la turbina es 3,16 kg. La potencia nominal de la turbina es 141.667 kW y por lo tanto el peso total de la turbina será:

$$W_T = 3,16 \times 141.667 = 447,67 \text{ t}$$

El diámetro del rodete de la turbina es 4,5 m. Usando la correspondiente curva de la (Figura 9.22c) se encuentra que el peso total de la turbina será:

$$W_T = 375 \text{ t}$$

El promedio de los valores anteriores será:

$$W_T = \frac{447,67 + 375}{2} = 411 \text{ t}$$

Este valor se toma como definitivo.

1. *Sumergencia de la turbina.* De acuerdo con las instrucciones, se calcula el valor de la sumergencia para cada uno de los cuatro puntos del rombo construido en la característica universal de la turbina, encontrados en el numeral f y que se muestran en la (Figura 9.28). En esta figura se ve:

- Para el punto 1 la curva correspondiente al coeficiente de cavitación que pasa más cerca es la correspondiente a 0,09.
- Para el punto 2 la curva que pasa más cerca es la que corresponde a 0,10.
- Para el punto 3 es el 0,13
- Para el punto 4 es 0,095

De la (Figura 9.23) se ve que:

- Al punto 1 corresponde un $\Delta\sigma = 0,025$
- Al punto 2 corresponde un $\Delta\sigma = 0,025$
- Al punto 3 corresponde un $\Delta\sigma = 0,03$
- Al punto 4 corresponde un $\Delta\sigma = 0,025$

La cota mínima del nivel de aguas abajo es 400 m.s.n.m.

Así, para cada punto se calcula el valor de la sumergencia con la siguiente fórmula:

$$H_s = 10,00 - \frac{\nabla_{\min}}{900} - 1,15 (\sigma + \Delta\sigma) H$$

- Para el punto 1

$$H_s = 10,00 - \frac{400}{900} - 1,15 (0,09 + 0,025) 99,2 = -3,56 \text{ m.}$$

- Para el punto 2

$$H_s = 10,00 - \frac{400}{900} - 1,15 (0,10 + 0,025) 85,2 = -2,69 \text{ m.}$$

- Para el punto 3

$$H_s = 10,00 - \frac{400}{900} - 1,15 (0,13 + 0,03) 64,2 = -2,25 \text{ m.}$$

- Para el punto 4

$$H_s = 10,00 - \frac{400}{900} - 1,15 (0,095 + 0,025) 85,2 = -2,2 \text{ m.}$$

De los cuatro valores calculados se toma el mínimo (el más negativo), es decir, el valor de la sumergencia de la turbina es:

$$H_s = -3,56 \text{ m}$$

Como ilustración, los valores y los resultados se resumen en el siguiente cuadro:

Cuadro 9.7 Valores de la sumergencia para diferentes caídas

Caída H (m)	σ	$\Delta\sigma$	H_s (m)
99,2	0,09	0,25	-3,56
85,2	0,10	0,25	-2,69
64,2	0,13	0,03	-2,25
85,2	0,095	0,025	-2,2

Este valor fija la cota del anillo inferior del distribuidor o del eje de giro del rodete, según el tipo de turbina.

De acuerdo con el cuadro 6-17c se tiene que la cota del eje de giro del rodete será $400 \text{ m} - 3,56 = 396,44 \text{ m}$.

Así queda establecida la ubicación vertical de la turbina.

m. Presión axial del agua.

El diámetro del rodete es $D = 4,5 \text{ m}$.

La caída máxima es $H_{\max} = 99,2 \text{ m}$.

El valor del coeficiente k se encuentra en el cuadro 6.1 de acuerdo al tipo de turbina y a la velocidad específica. Esta velocidad, en este caso es 235,02. Entonces queda así:

$$P_{ax} = k D^2 \times H_{max} \times \gamma \text{ (kg)}$$

$$P_{ax} = 0,22 \times 4,5^2 \times 99,2 \times 1 = 441,94 \text{ kg}$$

n. Característica de trabajo. La construcción de la característica de trabajo se efectúa como sigue:

1. El valor de la máxima eficiencia de la turbina, de acuerdo al numeral *h* es:

$$\eta_{max} = 0,943$$

2. Se determina la corrección de la velocidad de rotación unitaria:

Del Cuadro 9.1 se toma: $n'_{lo} = 68$

De tal manera:

$$n'_i = 68 \left(\sqrt{\frac{0,943}{0,91}} - 1 \right) = + 1,22$$

3. Se calcula el valor de la velocidad de rotación unitaria de la turbina prototipo correspondiente al valor de la caída de diseño, de la caída máxima, de la caída mínima y de un valor intermedio $H = 75 \text{ m}$.

$$n'_{lp} = \frac{n D}{\sqrt{H}}$$

Los resultados se muestran en el cuadro 9.8

4. Se calcula el valor de la velocidad de rotación unitaria de la turbina modelo para cada una de las caídas seleccionadas en el punto anterior.

Con la corrección $\Delta n'_i = 1,22$ obtenida en el punto 2, se obtienen los valores del cuadro 9.8.

5. En la característica universal correspondiente a la turbina se traza, para cada valor de n'_{lm} obtenido en el punto anterior, una línea horizontal. En los puntos de intersección con las curvas $\eta = \text{const.}$ se obtienen los datos de Q'_i que se presentan en los cuadros 9.9, 9.10, 9.11 y 9.12. Para cada valor de la caída y su respectivo n'_{lm} se trabajará, de aquí en adelante, con una tabla individual con el fin de facilitar los cálculos.

6. Se determina la corrección de la eficiencia.

$$\Delta \eta = 0,943 - 0,91 = 0,033$$

Cuadro 9.8 Valores de n'_i para la turbina modelo

H	n	n'_{ip}	$\Delta n'_i$	n'_{im}
99,2	138,5	62,58	1,22	61,36
85,0	138,5	67,52	1,22	66,30
75,0	138,5	71,96	1,22	70,74
64,2	138,5	77,78	1,22	76,56

Cuadro 9.9 Cálculo de la característica de trabajo y de la sumergencia
Para $n'_{im} = 61,36$ y $H = 99,2$ m.

η_M	η_T	Q'_i	Q_T (m ³ /s)	P(MW)	σ	H_s
0,78	0,813	1,32	266,23	210,6	0,165	-12,11
0,80	0,833	1,28	258,16	209,3	0,165	-12,11
0,82	0,853	1,25	252,11	209,3	0,165	-12,11
0,84	0,873	1,22	246,06	209,0	0,16	-11,54
0,86	0,893	1,17	235,97	205,1	0,15	-10,41
0,88	0,913	1,13	227,91	202,5	0,14	-9,26
0,90	0,933	1,01	203,71	184,9	0,11	-5,84
0,91	0,943	0,92	185,55	170,3	0,096	-4,24
0,90	0,933	0,81	163,37	148,3	0,08	-2,42
0,88	0,913	0,73	147,23	130,8	0,078	-2,19
0,86	0,893	0,66	133,11	115,7	0,076	-1,96
0,84	0,873	0,61	123,03	104,5	0,074	-1,73
0,82	0,853	0,55	110,93	92,1	0,07	-1,28

Cuadro 9.10 Cálculo de la característica de trabajo y de la sumergencia
Para $n'_{im} = 66,3$ y $H = 85,2$ m.

η_M	η_T	Q'_i	Q_T (m ³ /s)	P (MW)	σ	H_s
0,78	0,813	1,33	248,60	168,9	0,13	-5,63
0,80	0,833	1,30	242,99	169,2	0,13	-5,63
0,82	0,853	1,28	239,25	170,6	0,13	-5,63
0,84	0,873	1,25	233,64	170,5	0,13	-5,63
0,86	0,893	1,21	226,17	168,8	0,125	-5,14
0,88	0,913	1,16	216,82	165,46	0,118	-4,45
0,90	0,933	1,07	200,00	155,9	0,108	-3,5
0,91	0,943	1,03	192,52	151,7	0,104	-3,10
0,91	0,943	0,86	160,75	126,7	0,10	-2,69
0,90	0,933	0,80	149,5	116,6	0,097	-2,39
0,88	0,913	0,73	136,45	104,1	0,094	-2,10
0,86	0,893	0,65	121,49	90,7	0,088	-1,51
0,84	0,873	0,60	112,15	81,8	0,084	-1,22
0,82	0,853	0,54	100,93	71,9	0,08	-0,73

Cuadro 9.11 Cálculo de las características de trabajo y de la sumergencia
Para $n'_{IM} = 70,75$ y $H = 75$ m.

η_M	η_T	Q'_I	Q_T (m ³ /s)	P (MW)	σ	H_s
0,78	0,813	1,34	235,00	140,6	0,11	-2,52
0,80	0,833	1,31	229,73	140,8	0,11	-2,52
0,82	0,853	1,28	224,47	140,9	0,11	-2,52
0,84	0,873	1,25	219,21	140,8	0,11	-2,52
0,86	0,893	1,22	213,95	140,6	0,11	-2,52
0,88	0,913	1,17	205,18	137,8	0,11	-2,52
0,90	0,933	1,09	191,15	131,2	0,11	-2,52
0,91	0,943	1,02	178,88	124,1	0,11	-2,52
0,91	0,943	0,86	150,82	104,6	0,111	-2,60
0,90	0,933	0,80	140,30	96,3	0,111	-2,60
0,88	0,913	0,73	128,02	86,0	0,108	-2,35
0,86	0,893	0,65	113,99	74,9	0,10	-1,65
0,84	0,873	0,60	105,22	67,6	0,095	-1,22
0,82	0,853	0,55	96,45	60,5	0,85	-0,36

Cuadro 9.12 Cálculo de la característica de trabajo y de la sumergencia
Para $n'_{IM} = 76,56$ y $H = 64,2$ m.

η_M	η_T	Q'_I	Q_T (m ³ /s)	P(MW)	σ	H_s
0,76	0,793	1,34	217,42	108,6	0,115	-0,78
0,78	0,813	1,33	215,79	110,5	0,115	-0,78
0,80	0,833	1,30	210,93	110,7	0,115	-0,78
0,82	0,853	1,27	206,06	110,7	0,115	-0,78
0,84	0,873	1,23	199,57	109,7	0,115	-0,78
0,86	0,893	1,20	194,70	109,5	0,113	-0,63
0,88	0,913	1,16	188,21	108,2	0,114	-0,71
0,90	0,933	1,05	170,36	100,1	0,12	-1,14
0,90	0,933	1,02	165,50	97,2	0,12	-1,14
0,88	0,913	0,83	134,67	77,4	0,126	-1,59
0,86	0,893	0,78	126,55	71,2	0,123	-1,37
0,84	0,873	0,71	115,20	63,3	0,117	-0,93
0,82	0,853	0,64	103,84	55,8	0,106	-0,12
0,80	0,833	0,57	92,48	48,5	0,095	+0,69
0,78	0,813	0,53	85,99	44,0	0,090	+1,06

Este valor se tomará igual en todos los puntos de la característica universal y por lo tanto será constante en los cuadros.

7. Se calcula el valor de la eficiencia de la turbina para cada punto de intersección usando el mismo valor de la corrección de la eficiencia, $\Delta\eta=0,033$.

Los resultados se presentan en los cuadros 9.9, 9.10, 9.11 y 9.12.

8. Para cada caudal unitario y la caída correspondiente se determina el caudal evacuado por la turbina, $Q_T = Q'_1 D^2 \sqrt{H}$

Los resultados se presentan en los cuadros 9.9, 9.10, 9.11 y 9.12.

9. Finalmente con los resultados obtenidos en cada uno de los cuadros se calcula la potencia de la turbina para cada punto de intersección, $P = 9,81 Q_T H \eta_T$.

Los datos resultantes se presentan en los mismos cuadros 9.9, 9.10, 9.11 y 9.12 y con estos datos se construye la característica de trabajo (Figura 9.29).

Nota. Se debe tener muy en cuenta que la característica de trabajo de las turbinas Francis (Figura 9.29), tiene en su parte superior derecha, una curvatura acentuada que forma como un "gancho" en cuyo tramo se presenta una disminución notable del valor de la potencia. Este fenómeno se debe a una fuerte disminución en los valores de la eficiencia de la turbina para los cuales un aumento del caudal no produce una elevación de la potencia. Por eso, en las características universales de las turbinas Francis (Figura 9.9 a 9.21) en la parte derecha se dibuja una línea que limita la operación de la turbina por las condiciones de disminución de la potencia mencionada. Para evitar errores, esta línea se dibuja para una potencia equivalente a $0,95 P_{\max}$ y se llama línea de 5% de reserva de la potencia.

De la misma manera, se pueden construir las características de trabajo correspondientes al grupo de turbinas de la central.

a. *Característica de operación.* Las líneas de igual eficiencia de la característica de operación se construyen de la siguiente manera:

1. De acuerdo con las instrucciones del numeral anterior se construyen las características de trabajo para los siguientes valores de la caída de la turbina: $H=99,2$, $H=85,2$, $H=75$ y $H=64,2$ m. Con estas curvas y las instrucciones dadas anteriormente, se construye la (Figura 9.30) de la característica de operación. Para el cierre de las curvas de eficiencia se construye la curva de la (Figura 9.31).

2. Se determina el coeficiente de Thoma para cada punto de intersección de las líneas horizontales trazadas en n'_{IM} con las curvas $\eta = \text{const.}$ en la característica universal.

3. Estos valores se llevan a los cuadros 9.9, 9.10, 9.11 y 9.12 y con el correspondiente a cada caída, se calcula H_s para cada punto. Los resultados se llevan a los cuadros.

4. Luego, con la ayuda de la (Figura 9.32), se calculan los puntos de igual sumergencia y se construyen las curvas $H_s = \text{const.}$ en la (Figura 9.30).

5. En la característica universal, (Figura 9.11) y con $n'_{IM} = 76,56$ para la caída mínima, cuadro 9.12, se encuentra el valor $Q'_1 = 1120$ l/s en el punto de

intersección con la línea de limitación de potencia. Calculando la potencia para este valor de Q'_1 , se obtiene el punto de limitación de la turbina en la caída mínima:

$$P_{\min} = 9,81 \times 1,120 \times 4,5^2 \times (64,2)^{3/2} \times 0,913 = 104 \text{ MW}$$

La eficiencia escogida corresponde al punto de intersección de n'_1 con la línea de limitación de la potencia en la característica universal. Como el punto H_{DIS} , P_{DIS} es conocido, se procede a construir la línea de limitación de potencia de la turbina en estudio, en la característica de operación.

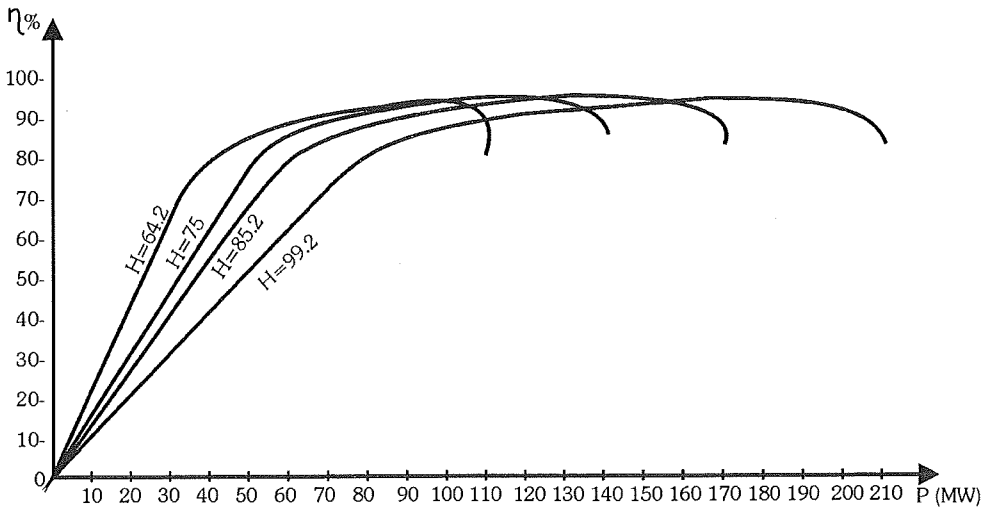


Figura 9.29 Característica de trabajo del ejemplo 9.7

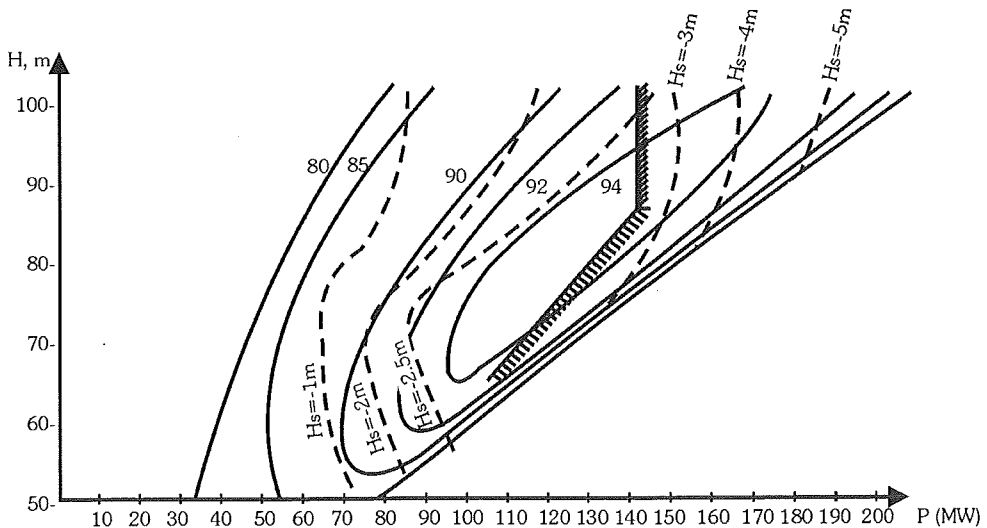


Figura 9.30 Característica de operación del ejemplo 9.7

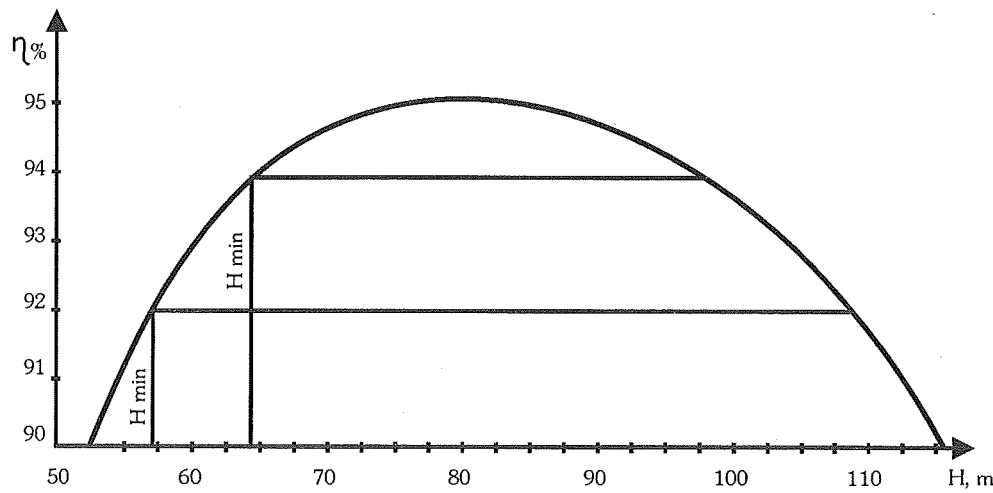


Figura 9.31 Curva auxiliar para determinar el cierre de las curvas de eficiencia en el ejemplo 9.7

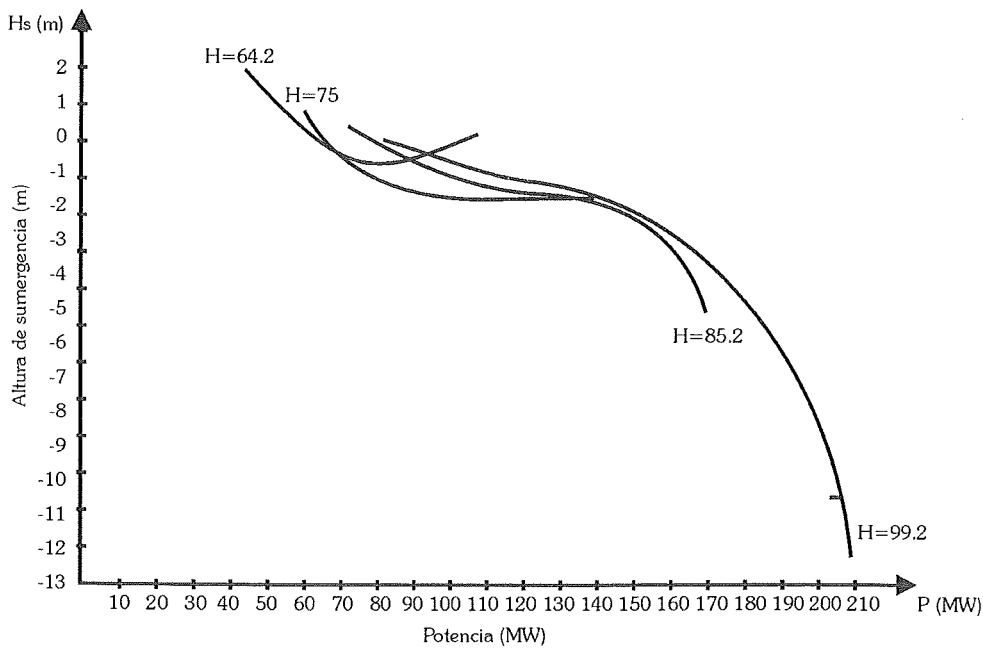


Figura 9.32 Curva para determinar $H_s = f(P)$ del ejemplo 9.7

9.3.2 Método II

A continuación se presenta, como complemento, otra forma sencilla para dimensionar y seleccionar los parámetros de las turbinas.

Este método se basa en artículos de la revista *Water Power* y del *Bureau of Reclamation* y se obtiene a partir de análisis estadísticos y de ecuaciones de similitud. El dato principal para esta metodología corresponde a la caída de diseño. Dentro de esta metodología se incluyen diferentes ecuaciones, tanto para las turbinas Francis, como para las turbinas Kaplan.

Para obtener los parámetros básicos de las turbinas reactivas de acuerdo con este método, se recomienda seguir los siguientes pasos:

a. *Potencia nominal de la turbina*: se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_{\text{nom T}} = \frac{P_{\text{nom}}}{\eta_G}$$

Donde:

P_{nom} es la potencia nominal de la unidad

η_G es la eficiencia del generador. Para cálculos se puede tomar un valor de 0,96 a 0,97

b. *Potencia mínima de la turbina*: la potencia mínima de la turbina es:

$$P_{\text{min T}} = \frac{P_{\text{UN min}}}{\eta_G}$$

Donde:

$P_{\text{UN min}}$ es la potencia mínima del generador, igual a la potencia mínima de la unidad.

La potencia mínima del generador se determina partiendo del gráfico de demanda diaria de la central, que en general, depende del gráfico de demanda diaria típico del sistema interconectado. Basados en este gráfico se determina la carga sobre el generador para cada hora del día (suponiendo una demanda uniforme para todos los generadores de la central). De los valores obtenidos se toma el mínimo.

Con el fin de poder tener un punto de comparación para la eficiencia y en el caso de que no se tenga este dato, se puede tomar un valor cercano al 70% de la potencia nominal.

c. *Velocidad específica de ensayo n'_s :*

1. Se obtiene de la (Figura 9.33) entrando con la caída de diseño. Sin embargo se recomienda trabajar con los máximos valores, ya que son más económicos y permiten menores dimensiones. En este caso:

$$n'_s = \frac{2.702}{\sqrt{H}} \text{ m (para turbinas Kaplan)}$$

$$n'_s = \frac{2.334}{\sqrt{H}} \text{ m (para turbinas Francis)}$$

Donde:

H es la caída de diseño

2. También se pueden utilizar las siguientes ecuaciones:

$$n'_s = 2.419 H^{-0.489} \text{ (para turbinas Kaplan)}$$

$$n'_s = 3.470 H^{-0.625} \text{ (para turbinas Francis)}$$

Que fueron deducidas de estudios estadísticos a partir de turbinas en operación en todo el mundo.

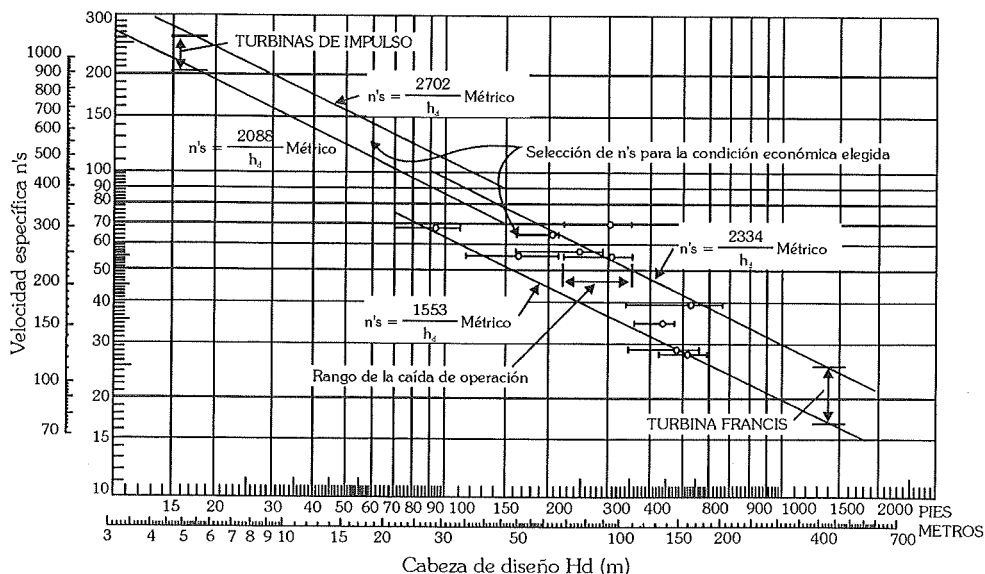


Figura 9.33 Curvas experimentales para determinar la velocidad específica de la turbina

d. *Velocidad nominal de ensayo n'* : Se calcula con la velocidad específica de ensayo obtenida en el punto anterior, mediante la ecuación:

$$n' = \frac{n'_s H^{5/4}}{1.167 P^{1/2}}$$

Donde:

H es la caída de diseño, m

P es la potencia nominal de la turbina en kW

e. *Número de pares de polos*: para el caso de Colombia, donde se trabaja con una frecuencia de 60 Hz se tiene que:

$$\text{No. de pares de polos} = \frac{60 f}{n} = \frac{3.600}{n}$$

Se recomienda tomar un número de polos que sea múltiplo de cuatro. Para grandes turbinas se debe tomar un mínimo de 54 y un máximo de 108 polos. Estos valores se pueden tomar del cuadro 9.3.

f. *Velocidad nominal ajustada*: con el número de pares de polos se tiene que:

$$n = \frac{3.600}{\text{No. de pares de polos}} \quad (\text{r.p.m.})$$

g. *Velocidad específica ajustada*: esta es la velocidad específica definitiva que se utilizará en el cálculo de los demás parámetros de la turbina; entonces:

$$n_s = \frac{1.167 n P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

De acuerdo con esta velocidad específica se toma la forma correspondiente de la turbina, de la (Figura 9.34).

Se puede tener una variación y es que la velocidad específica viene dada por:

$$n_q = \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Donde:

n_q : está definido para $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ y una caída de 1 m. Esta velocidad específica ha venido tomando auge en los últimos tiempos, pero la secuencia de diseño es igual a la aquí propuesta, sólo que la metodología para determinar los parámetros está dada con base en este nuevo concepto.

h. *Cálculo de las dimensiones*: para el cálculo de las dimensiones se utiliza el parámetro ϕ_3 , que es la relación entre las velocidades periféricas en D_3 y la velocidad del agua. Esta relación determina que para una velocidad nominal igual el coeficiente ϕ_3 permanece constante. El coeficiente ϕ_3 se obtiene de la siguiente ecuación, obtenida de las leyes de similitud:

$$\phi_3 = \frac{D_3 n}{60 \times 2 g H}$$

1. Con base al análisis estadístico se tiene:

$$\phi_3 = 0,0211 n_s^{2/3} \quad (\text{para turbinas Francis}) \text{ m.}$$

$$\phi_3 = 0,0233 n_s^{2/3} \quad (\text{para turbinas Kaplan}) \text{ m.}$$

En este caso las siguientes ecuaciones son válidas tanto para las turbinas Francis, como para las Kaplan. El diámetro D_3 , que es la base para calcular los demás diámetros se obtiene de:

$$D_3 = \frac{84,47 \phi_3 H^{1/2}}{n} \quad \text{m.}$$

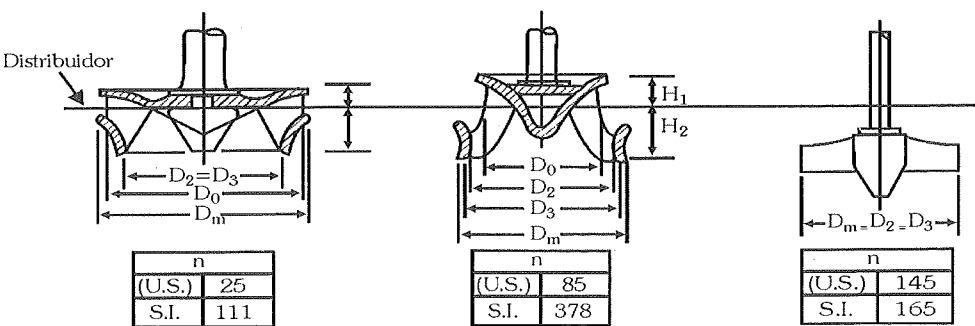
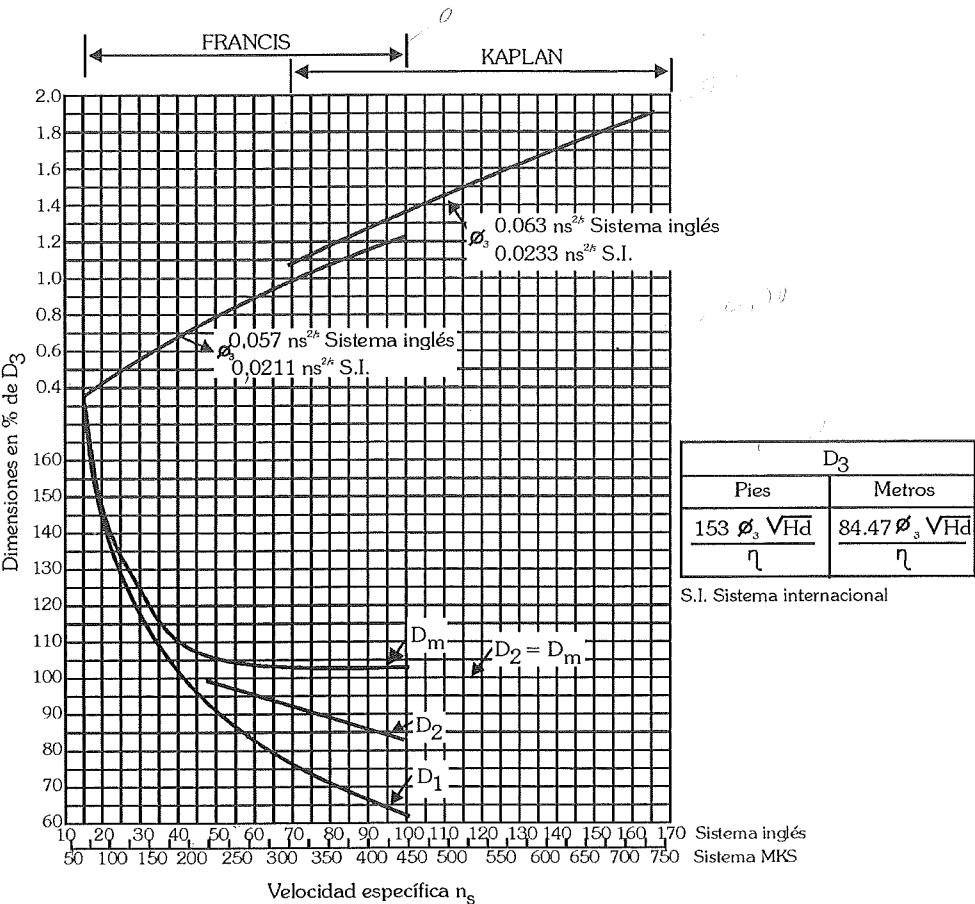
Las dimensiones D_1 , D_2 , D_M se obtienen de la (Figura 9.34) con base en la velocidad específica y se dan en % del diámetro D_3 . Estas dimensiones se muestren en la misma figura.

2. Se tiene que el diseño es diferente para los dos tipos de turbinas de estudio. Así, para las turbinas Francis se tiene:

$$\phi_3 = 0,31 + 2,5 \times 10^{-3} n_s$$

De aquí se obtienen las dimensiones de la turbina:

$$D_3 = \frac{84,5 H^{1/2}}{n} \quad \text{m.}$$



D_1 = Diámetro de entrada al rodete
 D_2 = Mínimo diámetro del rodete (m)
 D_3 = Diámetro descarga del rodete (m)
 D = Máximo diámetro del rodete (m)

Figura 9.34 Dimensiones básicas del rodete

Se pueden obtener las alturas del rodete además de los diámetros, con las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} D_1 / D_3 &= 0,4 + 94,5/n_s \\ D_2 / D_3 &= 1/(0,96 + 0,00038/n_s) \\ H_1 / D_3 &= 0,094 + 0,00025/n_s \\ H_2 / D_3 &= -0,05 + 42/n_s \quad (\text{para } 50 < n_s < 110) \\ H_2 / D_3 &= 1/(3,16 - 0,0013/n_s) \quad (\text{para } 110 < n_s < 350) \end{aligned}$$

Estas dimensiones se muestran en la (Figura 9.35).

Para las turbinas Kaplan se tiene que:

$$\varnothing_3 = 0,79 + 161 \times 10^{-3} n_s$$

Para el diámetro D_3 se utiliza la misma ecuación del caso anterior:

$$D_3 = \frac{84,5 H^{1/2}}{n} \quad \text{m.}$$

Este diámetro es igual para D_1 , D_2 , D_M .

Las demás dimensiones del rodete se obtienen con las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} D_m / D_3 &= 0,25 + 94,69/n_s \\ H_m / D_3 &= 6,94/n_s^{-0.403} \\ H_1 / D_3 &= 0,38 + 5,17 \times 10^{-5}/n_s \end{aligned}$$

Las dimensiones del rodete se muestran en la (Figura 9.36).

La primera forma de cálculo trabaja con las condiciones más económicas y por lo tanto las dimensiones serán menores, mientras que la segunda forma trabaja con valores promedios.

1. *Peso de la turbina:* el peso del rodete se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$\text{Peso del rodete} = 607 D_m^{2.75} \quad (\text{kg}) \quad (\text{para turbinas Francis})$$

$$\text{Peso del rodete} = 230 D_m^3 \quad (\text{kg}) \quad (\text{para turbinas Kaplan})$$

Para las Francis se tiene que el peso total de la turbina está dada por:

$$\text{Peso de la turbina} = 15,175 D_m^{2.33} \quad (\text{kg})$$

j. *Velocidad de embalaje:*

1. Para calcular la velocidad de embalaje se utilizan las siguientes ecuaciones obtenidas del análisis de modelos para diferentes velocidades específicas (Figura 9.33):

$$n_{er} = 0,63 n_s^{1/5n} \quad (\text{r.p.m.}) \quad n_{er} = 0,63 n_s^{1/5} \cdot n$$

$$n_e = \frac{n_{er} H_M^{1/2}}{H^{1/2}} \quad (\text{r.p.m.})$$

Donde:

H_M es la caída máxima

H es la caída de diseño

n_s es la velocidad específica

n es la velocidad de rotación

2. También se tiene que la velocidad de embalaje viene dada por:

$$n_e/n = 2,44 + 2,04 \times 10^{-4} n_s \quad (\text{para turbinas Kaplan})$$

$$n_e/n = 1,52 + 1,52 \times 10^{-3} n_s \quad (\text{para turbinas Francis})$$

k. *Sumergencia de la turbina:* de la (Figura 9.37) se tiene que:

$$H_s = h_s + b \quad (\text{m})$$

Donde:

$$h_s = H_b - \textcircled{h}$$

$H_b = (H_a - H_v)$; es la presión atmosférica menos la presión de vapor de agua en metros y se obtiene del cuadro 9.13.

b es la distancia vertical entre el eje del distribuidor y el diámetro mínimo del rodete de la (Figura 9.37)

σ es el coeficiente de Thoma y se obtiene de la (Figura 9.37) o de la ecuación:

$$\sigma = n_s^{1.64} / 50,327$$

El coeficiente de Thoma también se puede obtener de la ecuaciones:

$$\sigma = 6,410 \times 10^{-5} n_s^{1.46} \quad (\text{para turbinas Kaplan})$$

$$\sigma = 7,54 \times 10^{-5} n_s^{1.41} \quad (\text{para turbinas Francis})$$

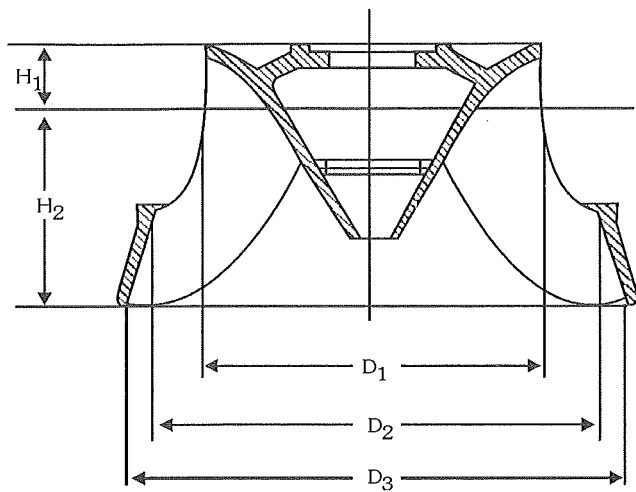


Figura 9.35 Dimensiones del rodete de una turbina Francis

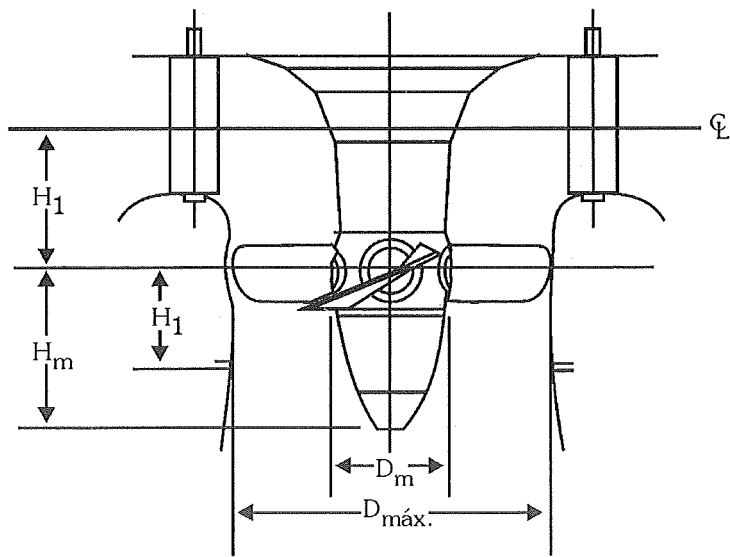
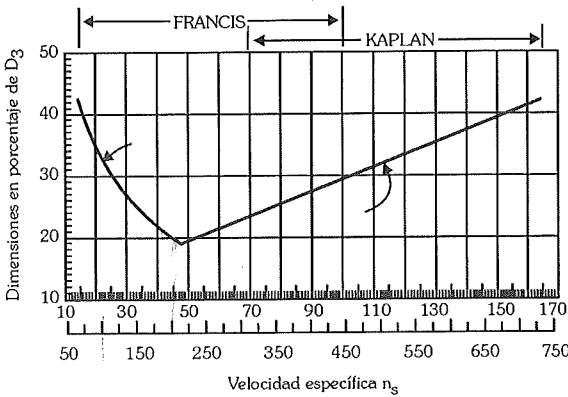
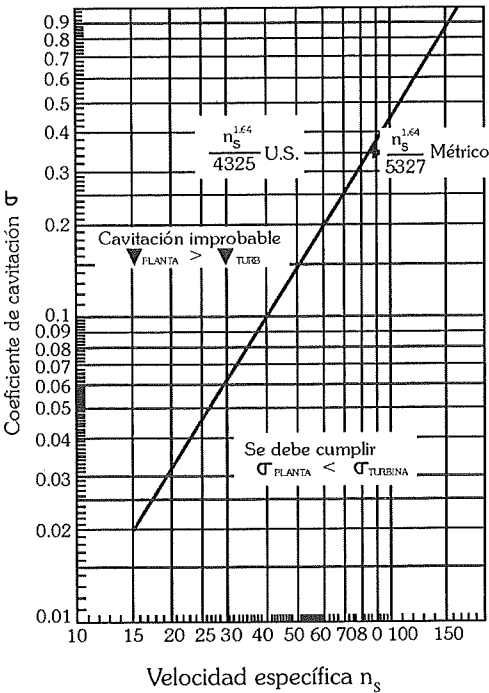


Figura 9.36 Dimensiones del rodete de una turbina Kaplan

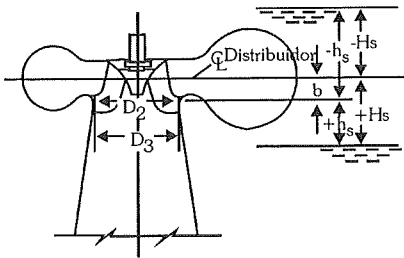
PRESIÓN ATMOSFÉRICA					
Altitud (pies)	Ha PSI	Ha p.c.a.	Altitud (m)	Ha mm de Hg	Ha m.c.a.
0	14.696	33.959	0	760.00	10.351
500	14.43	33.35	500	715.99	9.751
1.000	14.17	32.75	1.000	674.07	9.180
1.500	13.92	32.16	1.500	634.16	8.637
2.000	13.66	31.57	2.000	596.18	8.120
2.500	13.42	31.00	2.500	560.07	7.628
3.000	13.17	30.43	3.000	525.75	7.160
3.500	12.93	29.88	3.500	493.15	6.716
4.000	12.69	29.33	4.000	462.21	6.295
4.500	12.46	28.79	PROPIEDADES DEL AGUA		
5.000	12.23	28.25			
5.500	12.00	27.73	Temp °F	Hv Pies	Temp °C
6.000	11.78	27.21	40	0.28	5
6.500	11.56	26.70	50	0.41	10
7.000	11.34	26.20	60	0.59	15
7.500	11.12	25.71	70	0.84	20
8.000	10.91	25.22	80	0.17	25
8.500	10.71	24.74			
9.000	10.50	24.27			
9.500	10.30	23.81			
10.000	10.10	23.35			

Ha = presión atmosférica para una altura (m)
Hv = presión de vapor del agua (m)
Hb = Ha - Hv
p.c.a. = Pies de columna de agua
m.c.a. = Metros de columna de agua

Cuadro 9.13



D_3 = diámetro de descarga del rodete (m)
 D_2 = mínimo diámetro del rodete (m)
 b = Distancia de D_2 al Q_L del distribuidor (m)



h = caída
 h_s = distancia de D_2 al mínimo nivel del agua (con la unidad operando con la máxima abertura)
 $H_s = H_b - h$
 H_s = distancia del Q_L del distribuidor al mínimo nivel del agua.

Figura 9.37 Gráficas para determinar la cavitación

l. *Características de operación:* aquí se presentan unas curvas que más o menos determinan las características de operación para diferentes rangos de velocidad específica, con base al caudal y a la caída de diseño. Teniendo en cuenta la variación en porcentaje del caudal y de la caída de diseño se puede conocer el funcionamiento de la turbina en términos de eficiencia de una manera aproximada.

Las características de operación para diferentes rangos de velocidad específica vienen dadas en las (Figuras 9.38 a 9.46).

Ejemplo 9.8:

En el proyecto Cañafisto se tienen turbinas Francis con una caída máxima de 99,2 m y con una caída mínima de 64,2 m, la caída de diseño es de 85,2 m. La potencia nominal de la unidad es de 136 MW. Determinar los parámetros de las turbinas.

a. *Potencia nominal:* asumiendo una eficiencia de 96% se tiene que:

$$P_{\text{nom}} = \frac{136.000}{0.96} = 141.667 \text{ kW}$$

b. *Potencia mínima de la turbina:* con el fin de comparar eficiencias en las características de operación se asume como un 70% de la potencia nominal.

$$P_{\text{min}} = 0,70 \times 141.667 = 99,167 \text{ kW}$$

c. *Velocidad específica de ensayo n'_s :* para una turbina Francis y tomando el valor máximo se tiene que:

$$n'_s = \frac{2.334}{(85,2)^{1/2}} = 252,86$$

d. *Velocidad nominal de ensayo n' :* se tiene que:

$$n' = \frac{252,86 \times (85,2)^{5/4}}{1,167 \times (141.667)^{1/2}} = 149,01 \text{ r.p.m.}$$

e. *Número de pares de polos*

$$\text{No. de pares de polos} = \frac{3.600}{149,01} = 24,15 \text{ pares}$$

Tomando 24 pares se tiene un número de 48 polos que es un buen valor y es múltiplo de cuatro.

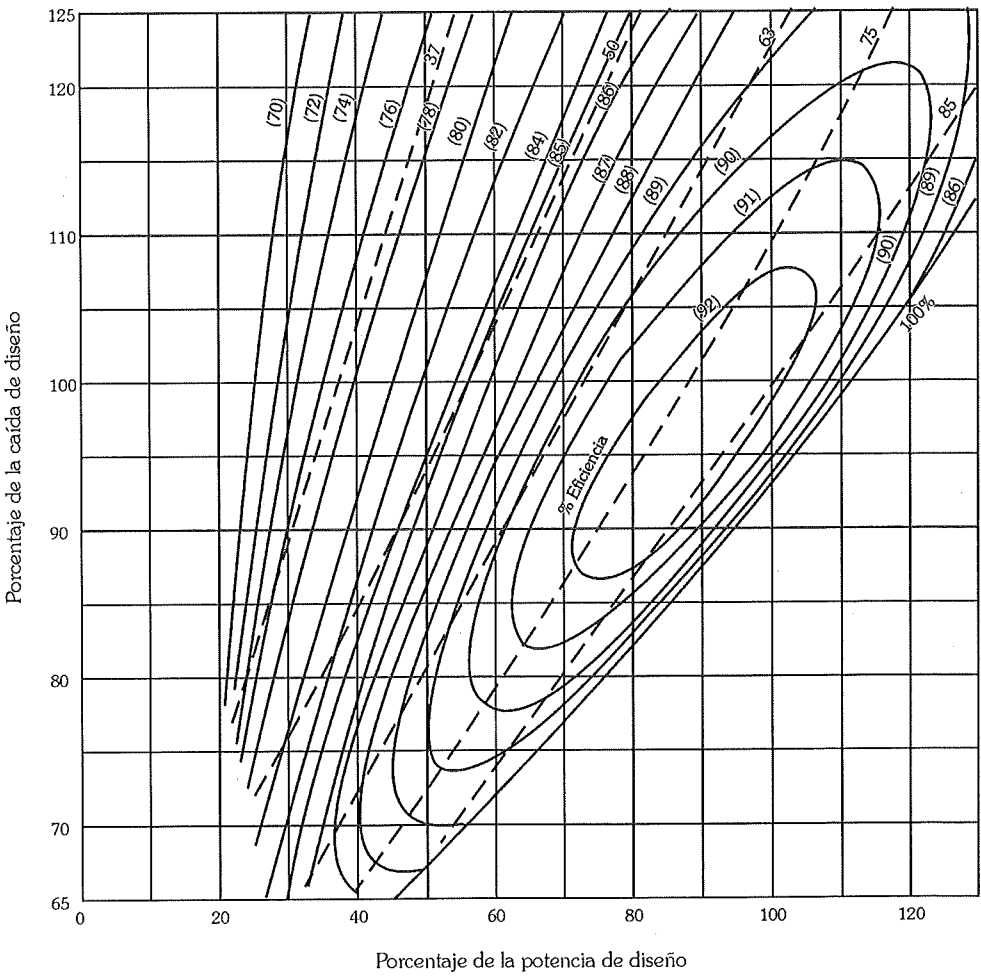


Figura 9.38 Comportamiento de una turbina Francis $n_s = 98$

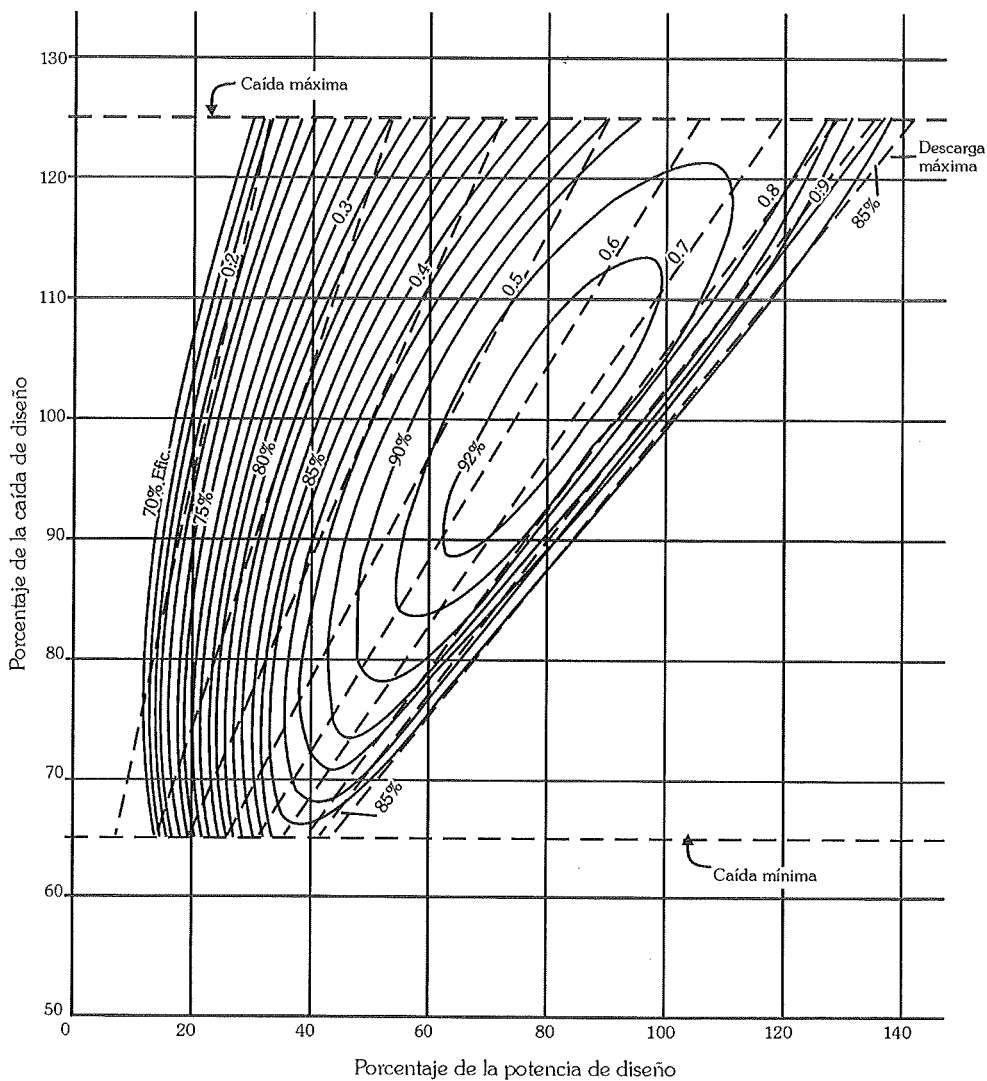


Figura 9.39 Comportamiento de una turbina Francis $n_s = 111$ a 178

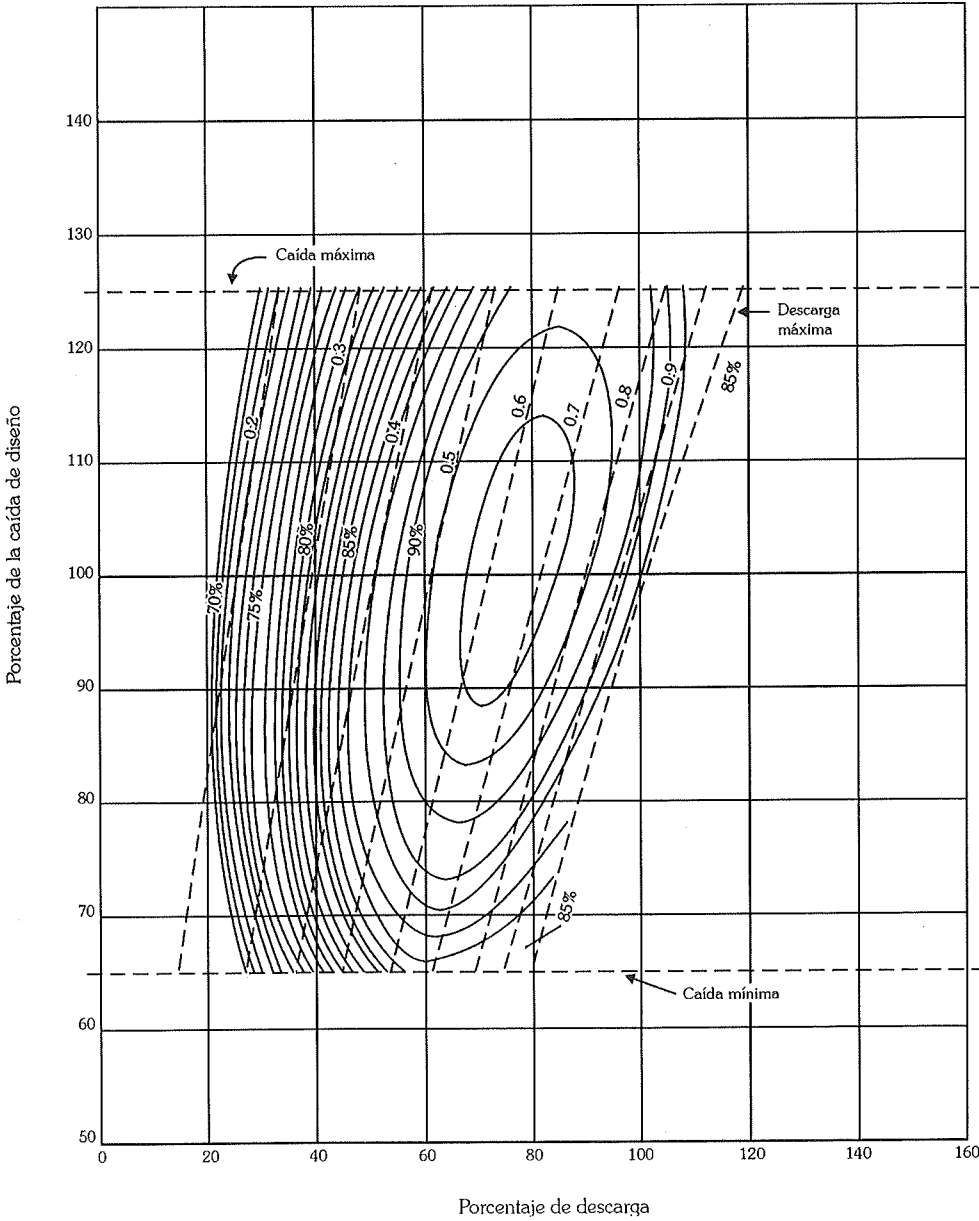


Figura 9.40 Comportamiento de una turbina Francis $n_s = 111$ a 178

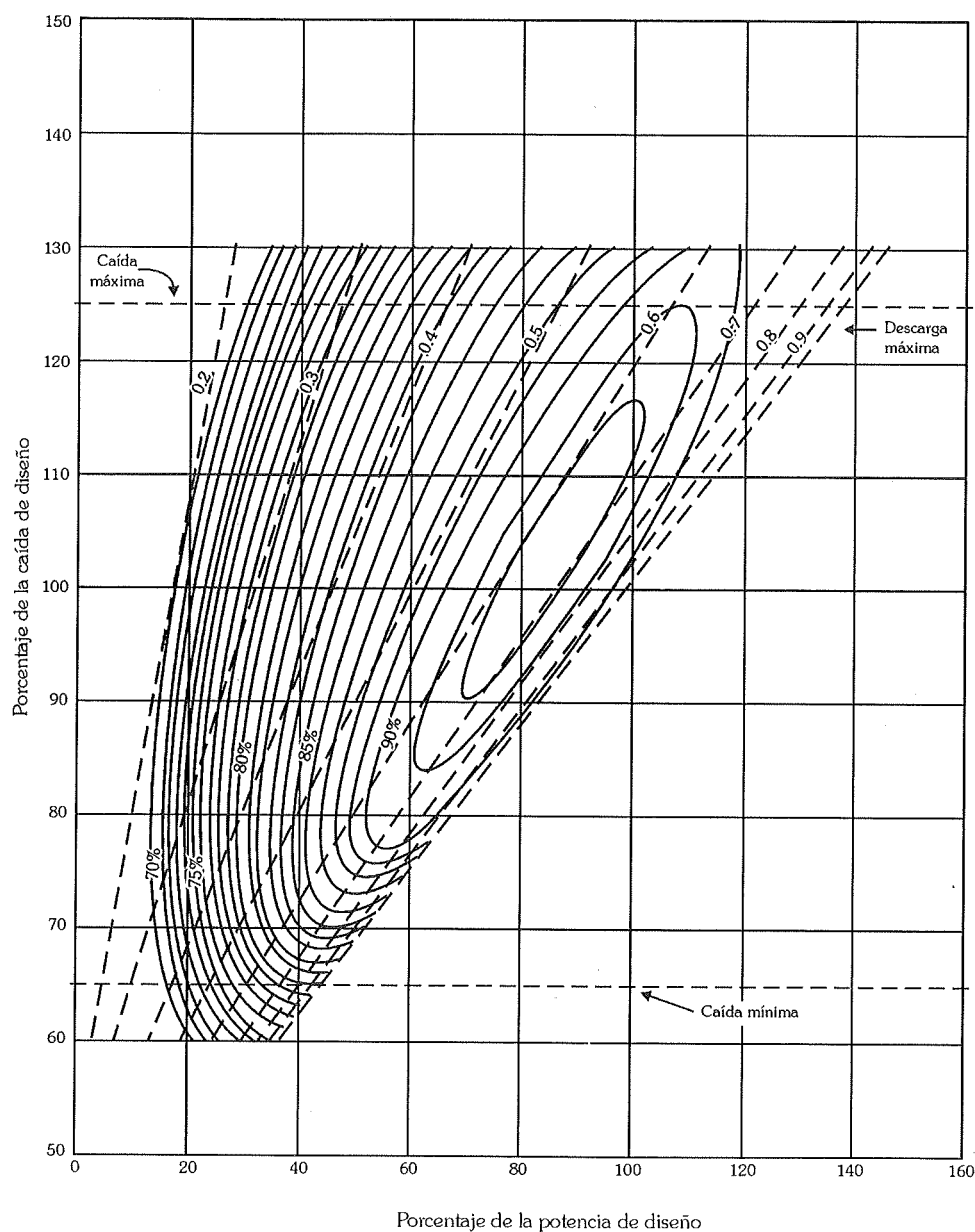


Figura 9.41 Comportamiento de una turbina Francis $n_s = 178$ a 214

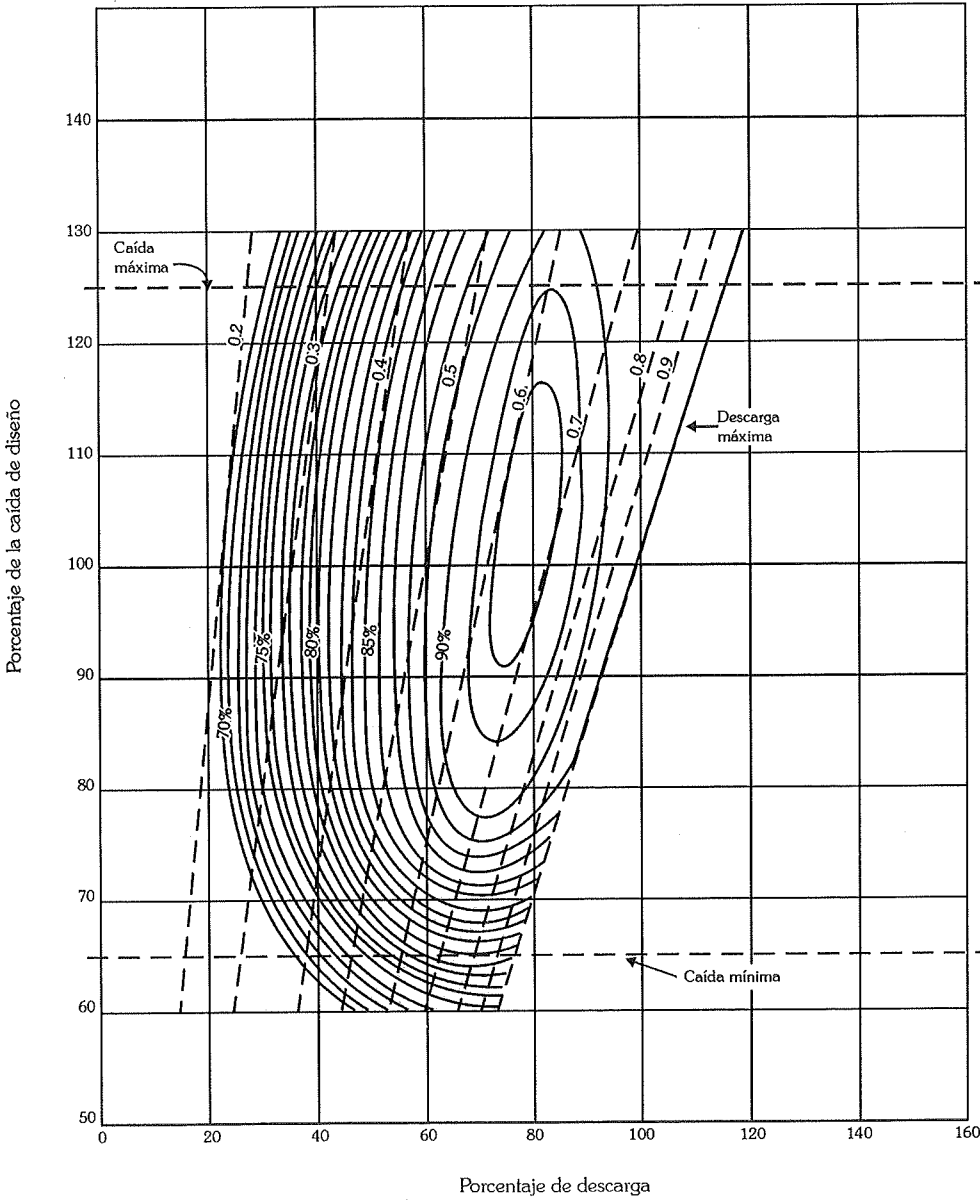


Figura 9.42 Comportamiento de una turbina Francis $n_s = 178$ a 214

CM) DAL .

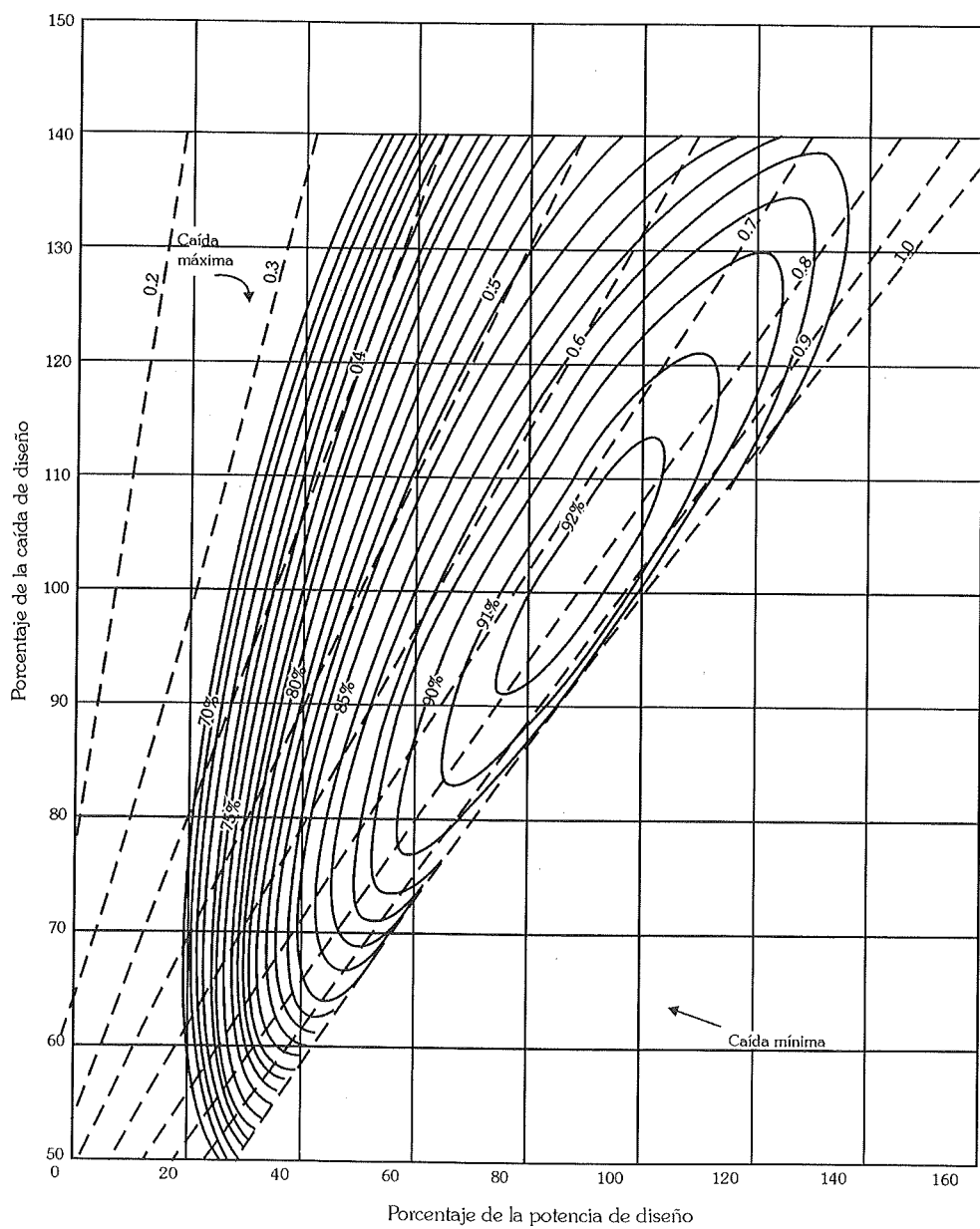


Figura 9.43 Comportamiento de una turbina horizontal $n_s = 214$ a 334

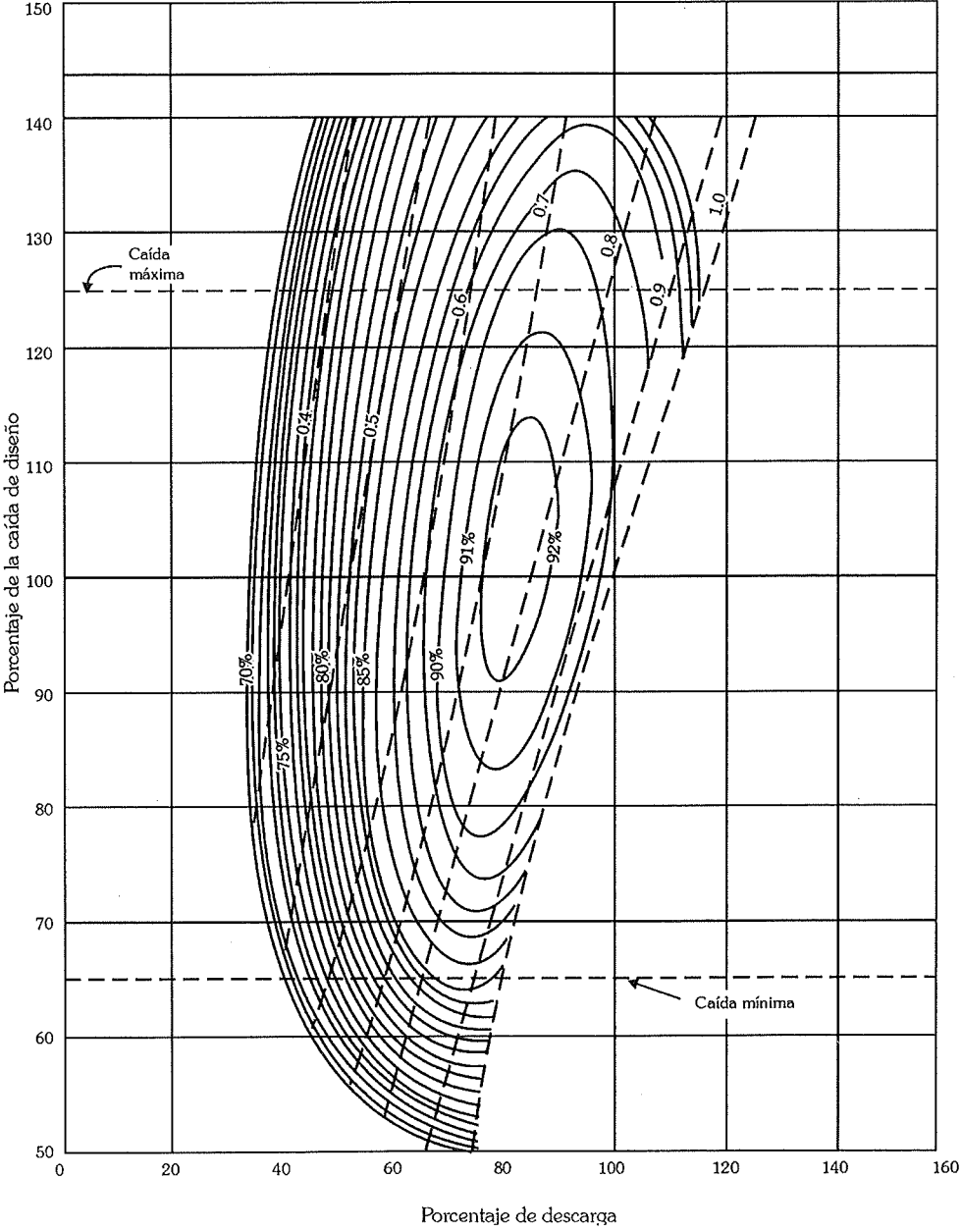


Figura 9.44 Comportamiento de una turbina Francis $n_s = 214$ a 334

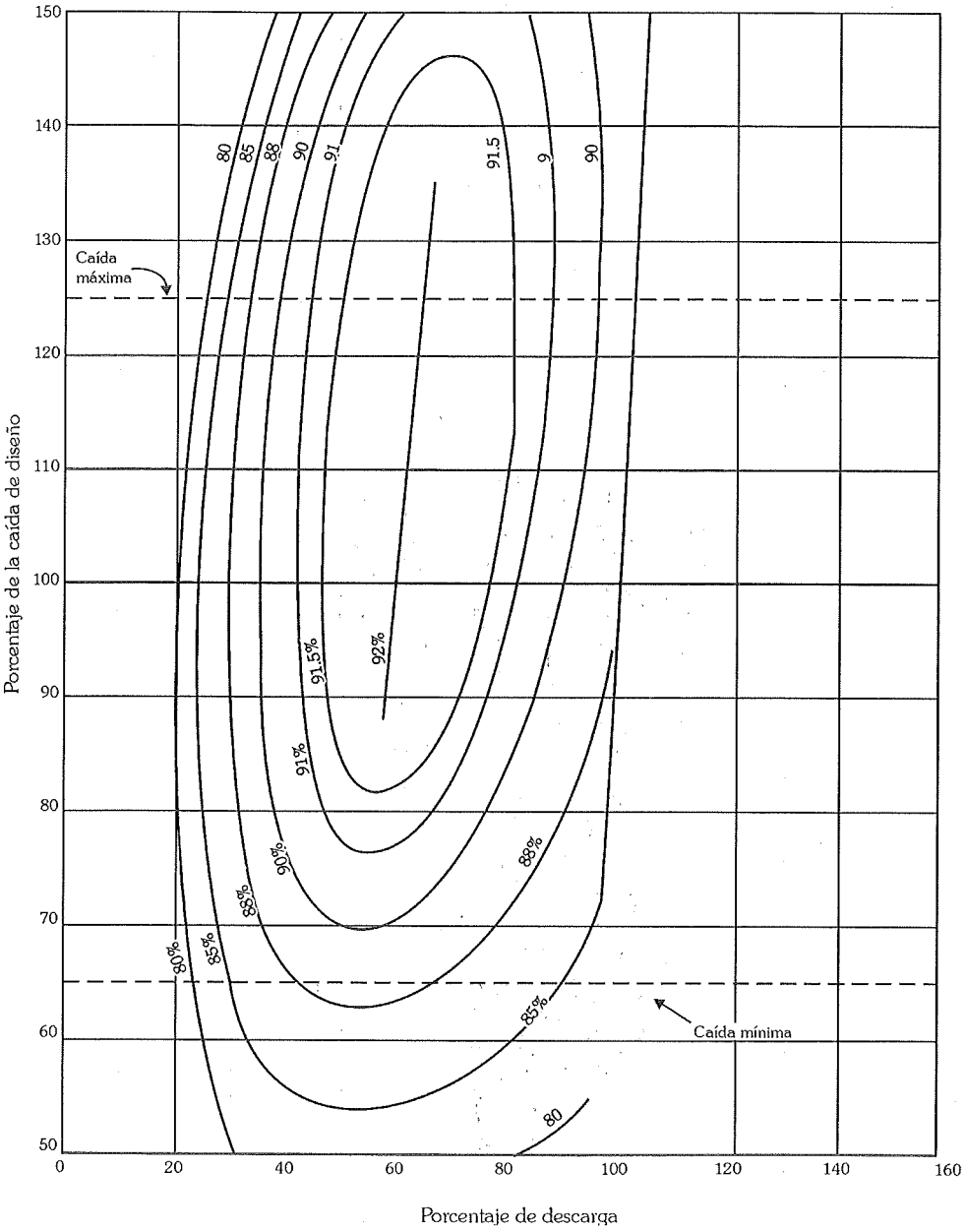


Figura 9.45 Comportamiento de una turbina de álabes ajustables $n_s = 632$

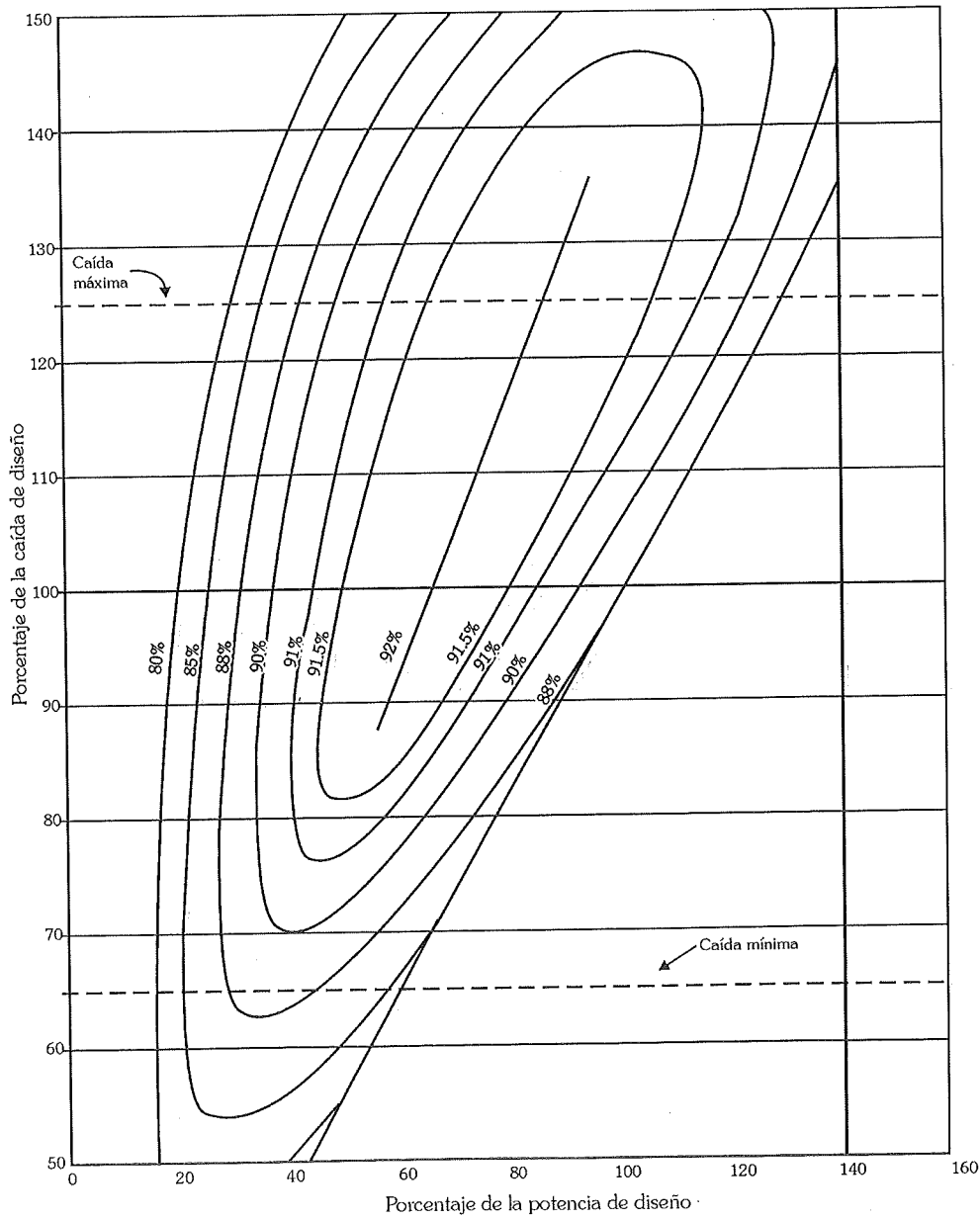


Figura 9.46 Comportamiento de una turbina de álabes ajustables $n_s = 632$

f. *Velocidad nominal ajustada*: con el número de pares de polos del punto anterior se tiene:

$$n = \frac{3.600}{24} = 150 \text{ r.p.m.}$$

g. *Velocidad específica ajustada*: la velocidad específica definitiva será:

$$n_s = \frac{1,167 \times 150 \times 141.667^{1/2}}{85,2^{5/4}} = 254,53$$

h. *Dimensiones*: para una turbina Francis:

$$\emptyset_3 = 0,0211 \times 254^{2/3} = 0,84745$$

El diámetro D_3 será:

$$D_3 = \frac{84,47 \times 0,84745 \times 85,2^{0,5}}{150} = 4,40 \text{ m.}$$

Entrando en la (Figura 9.34) y con el diámetro D_3 se tiene que:

$$D_1 = 0,86 \times D_3 = 3,78 \text{ m.}$$

$$D_2 = 0,97 \times D_3 = 4,27 \text{ m.}$$

$$D_M = 1,05 \times D_3 = 4,62 \text{ m.}$$

1. *Peso de la turbina*: para una turbina Francis:

$$\text{Peso de la turbina} = 15.175 (4,62)^{2,33} = 536,7 \text{ t}$$

El peso del rodete:

$$\text{Peso del rodete} = 607 (4,62)^{2,75} = 40,83 \text{ t}$$

j. *Velocidad de embalaje*: de acuerdo con las ecuaciones dadas anteriormente:

$$n_{er} = 0,63 \times (254,53)^{1/5} \times 150 = 286,14 \text{ r.p.m.}$$

$$n_e = 286,14 \times (99,2 / 85,2)^{1/2} = 308,7 \text{ r.p.m.}$$

h. *Cavitación*: para un nivel mínimo de aguas abajo de 400 m.s.n.m. se tiene que:

$$H_D = H_a - H_v = 9,8 - 0,324 = 9,476 \text{ m.}$$

De la (Figura 9.37)

$$b = 0,20 \times D_3 = 0,88 \text{ m.}$$

El coeficiente de Thoma:

$$\sigma = \frac{(254,53)^{1,64}}{50,327} = 0,175 \quad \checkmark$$

Entonces:

$$h_s = 9,476 - 0,175 \times \overset{H}{85,2} = -5,43 \text{ m.}$$

De aquí que:

$$H_s = \overset{h_s + b}{-5,43 + 0,88} = -4,55 \text{ m.} \quad \text{Suma cero}$$

Este valor indica que la cota del eje del distribuidor es:

$$400 - 4,55 = 395,45 \text{ m.s.n.m.}$$

l. *Características de operación*: Entrando en la (Figura 9.43) para una velocidad específica $n_s = 254$, se tiene que para la caída máxima, la turbina operará con una eficiencia $\eta = 91\%$, trabajando con la caída mínima, la eficiencia de la turbina será $\eta = 88\%$.

10 DISEÑO DEL ESPIRAL O CARACOL

10.1 CONSIDERACIONES GENERALES Y CRITERIOS DE DISEÑO

La cámara en espiral o caracol tiene la función de conducir el agua de la tubería de presión a los álabes del distribuidor, de los cuales llega directamente al rodete de la turbina.

El espiral debe garantizar las siguientes exigencias fundamentales:

- Una llegada uniforme del agua al distribuidor, conservando en lo posible, la mayor simetría con respecto a su eje longitudinal.
- Valores permisibles de las velocidades y ángulos de ataque en la entrada del estator y del distribuidor, para diferentes valores de abertura de los álabes de este último. Estos valores deben garantizar un mínimo de pérdidas de energía en el espiral y, especialmente, en los álabes del distribuidor.
- Un valor de la circulación del flujo cercano al de diseño.
- Unas dimensiones mínimas y una construcción sencilla.

Se ha establecido que las dimensiones y la forma del espiral influyen en las pérdidas de energía a lo largo de éste e incluso, en las subsiguientes partes de la turbina. Al aumentar las dimensiones de la cámara espiral, las características energéticas de la turbina se mejoran. Por otro lado, las dimensiones del espiral determinan el tamaño de los bloques de las unidades dentro de la casa de máquinas, lo cual influye en el costo de esta última. Por lo anterior, en el diseño de centrales hidroeléctricas, se realizan cálculos técnico - económicos para diferentes alternativas de espirales y casas de máquinas, tendientes a escoger las dimensiones óptimas de los bloques que contienen el espiral y la turbina. Actualmente, las dimensiones relativas de los espirales (el ancho en planta, la altura de la sección de entrada, etc) se escogen de acuerdo con los datos de diseño de turbinas y a la práctica de construcción de las casas de máquinas. La construcción del espiral debe garantizar una ubicación y distribución óptimas de las turbinas y del equipo auxiliar y cumplir con las normas de construcción.

10.2 GUÍA DE UTILIZACIÓN DE LOS DIFERENTES TIPOS DE ESPIRALES

En función del valor de la caída de diseño y de la potencia de la turbina, se utilizan diferentes tipos de espirales. Para caídas $3 < H < 10$ m y potencias pequeñas de las unidades, se utilizan cámaras abiertas. Para conducir de manera uniforme el agua al distribuidor y con un mínimo de pérdidas de energía, el ancho del espiral (y por lo tanto, del bloque de las unidades) debe ser suficientemente grande ($B \geq 4 D$).

Para mayores caídas, dimensiones y potencias de las unidades, se abandona el uso de cámaras abiertas para reemplazarlas por espirales cerradas, cuyas dimensiones en planta son considerablemente menores.

Para alturas $6 < H < 25$ m y turbinas de pequeña potencia, antiguamente se utilizaban cámaras con tapa o cárter.

Los espirales de concreto con ángulos de cobertura incompleta o abiertos y secciones transversales en forma de trapecio o "T", encontraron mayor utilización (Figura 10.1), para caídas pequeñas y medianas $3 < H < 45$ m. Los parámetros fundamentales recomendados son: ancho en planta $2,4 D < B < 3,5 D$; ángulo de cobertura $180^\circ < \varphi < 225^\circ$ módulo de velocidad en la sección de entrada $0,8 < \alpha = V_{ent} / \sqrt{H} < 1,1$.

El espiral en concreto se compone de una parte de entrada abierta y del canal en espiral, caracterizado por un ángulo φ . En el lugar de unión del canal en espiral con la pared derecha (en la dirección del flujo) de la parte exterior se coloca el "diente" del espiral. El ángulo de cobertura φ del espiral, va del diente hasta la sección de entrada. Los espirales con ángulos de cobertura incompletos se caracterizan por un valor de $\varphi < 360^\circ$. El ancho del espiral depende del tipo de turbina, del ángulo de cobertura, de la velocidad adoptada del agua en la sección de entrada y de su forma. El área de la sección de entrada se determina en función de la velocidad V_{ent} o del valor escogido del módulo de velocidad $0,2 < \alpha < 1,1$.

Los espirales metálicos de sección circular (Figura 10.2) se utilizan para caídas medianas y altas: $150 < H < 170$ m. Los parámetros recomendados son: $2,5 D < B < 4,0 D$; $345^\circ < \varphi < 360^\circ$; $0,5 < \alpha < 1$.

En los últimos años se han desarrollado nuevos tipos de espirales para turbinas de eje vertical:

Los espirales mixtos (de acero y concreto armado) que transmiten la carga al concreto para caídas de $200 < H < 300$ m. y las metálicas de doble entrada para caídas de $75 < H < 170$ (Figura 10.3). El espiral de doble entrada permite disminuir considerablemente el diámetro de la sección de entrada y el espesor de la lámina de los espirales soldados en el sitio, lo cual es especialmente importante en la fabricación de turbinas Francis de gran potencia y dimensiones. La construcción y operación de estos tipos de espiral es completamente confiable, tal como lo demuestra la experiencia, y en particular, la operación de la central Bujtarmínska cuya caída es de $H_d = 61$ m y una potencia $P_d = 77$ MW.

Los espirales y estatores de grandes turbinas generalmente se sueldan en el sitio. Sin embargo, el laminado de placas metálicas de espesor considerable presenta grandes dificultades técnicas. Con el fin de simplificar la construcción del espiral y disminuir los esfuerzos en los apoyos superior e inferior del estator, se ha desarrollado un nuevo diseño del espiral y el estator en forma de caja, lo cual, además, disminuye su peso. Los ensayos demostraron que las características hidráulicas de estos espirales de pared delgada son comparables con los de construcción corriente.

Las cámaras de las unidades de bulbo para caídas de $3 < H < 15$ m tienen forma de anillo con transición a sección cuadrada en la captación.

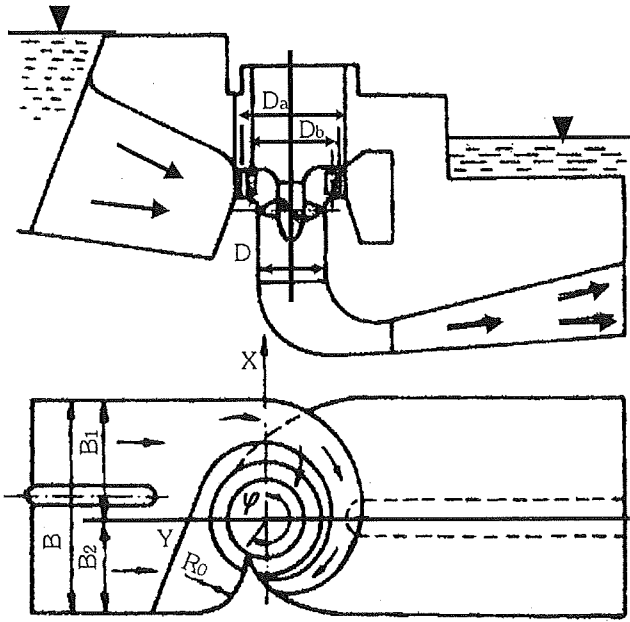


Figura 10.1 Espiral de concreto con ángulo de cobertura incompleto

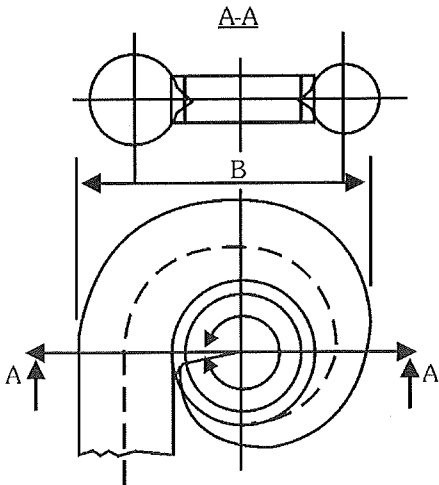


Figura 10.2 Espiral metálico

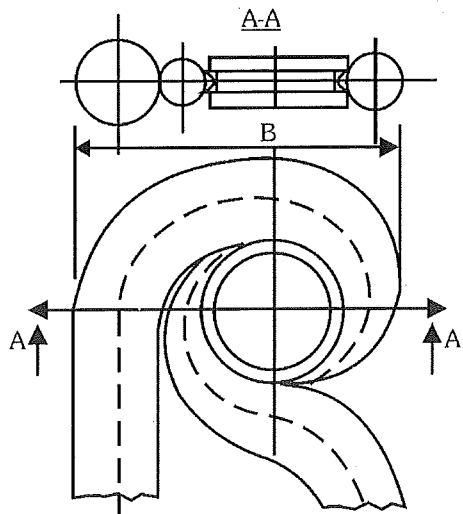


Figura 10.3 Espiral de doble entrada

La elección correcta del tipo de espiral que debe usarse en cada caso se realiza de acuerdo con la (Figura 10.4), en donde se muestran las zonas de utilización de los diferentes tipos de espiral en función de la caída y de la potencia de la turbina.

10.3 FORMA DEL FLUJO EN EL ESPIRAL Y MÉTODOS DE CÁLCULO UTILIZADOS

La estructura del flujo en el tramo de espiral de la cámara depende del ángulo de cobertura, de la forma de las secciones transversales y de la ley de distribución de velocidades a lo largo del espiral.

La velocidad en cualquier punto del flujo en el espiral es la suma de una componente meridional $V_m = \sqrt{Vr^2 + Vz^2}$ y una componente periférica V_{ur} .

Al considerar el movimiento de líquido en los cálculos correspondientes al espiral, generalmente se hacen las siguientes suposiciones:

- El flujo es permanente (estacionario) y simétrico con respecto al eje longitudinal:
- El caudal que pasa a través de cualquier sección del espiral, inclinada en planta en un ángulo φ_i : es:

$$Q_i = Q_d \frac{\varphi_i}{2\pi} \quad (10.1)$$

Donde:

Q_d es el caudal de diseño de la turbina

- El flujo en el espiral es potencial y el momento de velocidad V_{ur} es constante a lo largo de todo el espiral.

Como se dijo, el movimiento resultante en un espiral es la suma de una componente meridional y una circular alrededor del eje de la turbina. Estas componentes corresponden a flujos potenciales.

En la investigación del flujo en espirales se utiliza un modelo hidrodinámico, el cual imita el movimiento del líquido en la cámara, con ayuda de un hilo vórtice y un sistema de desagües localizados en el eje de la turbina. Se supone que el hilo de vórtice induce un movimiento potencial simétrico del líquido con una determinada velocidad de rotación alrededor del eje de la turbina. El sistema de desagües caracteriza el movimiento potencial simétrico que asegura un caudal dado a través de la turbina. El potencial de velocidad del flujo total ϕ está compuesto de un potencial de velocidades de movimiento ϕ_1 creado por el sistema de desagües y por un potencial de velocidades ϕ_2 creado por el hilo de vórtice:

$$\phi(r, z, \Theta) = \phi_1(r, z) + \phi_2(\Theta)$$

El potencial resultante del flujo total será:

$$W = \frac{i}{2\pi} C \ln r + \frac{\Theta}{2\pi} \ln z$$

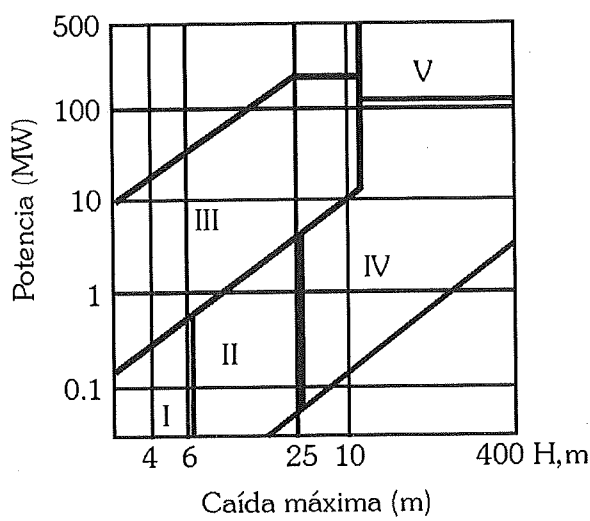


Figura 10.4 Cuadro de utilización de los diferentes tipos de espirales

- I. Abiertos
- II. De carcasa
- III. Espirales de concreto
- IV. Espirales metálicos
- V. Con transmisión parcial de las cargas al concreto

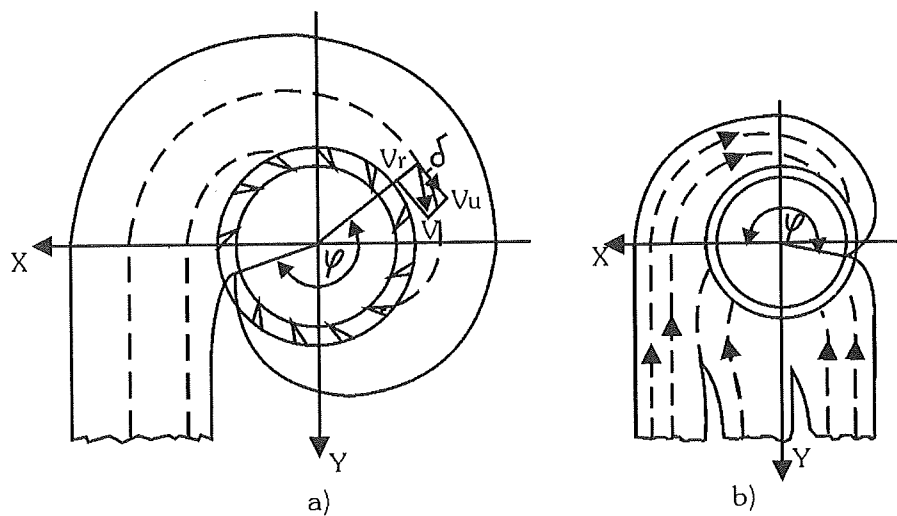


Figura 10.5 Formas de las líneas de corriente en el espiral

- a) Espiral circular con $\varphi = 345^\circ$
- b) Espiral trapezoidal con $\varphi = 192^\circ$

Donde:

$$Z = r \cdot e^{i\varphi}$$

La parte imaginaria del potencial complejo es una función de la corriente:

$$\psi = \frac{1}{2\pi} (C \ln Z + \varphi Q)$$

La ecuación de la línea de corriente en el espiral se escribe de la siguiente forma:

$$C \ln r + \varphi Q = \text{const.}$$

Teniendo en cuenta las suposiciones de cálculo aceptadas, las líneas de corriente son espirales logarítmicas. El ángulo formado por la espiral logarítmica con el radio vector que pasa por cualquier punto, es una cantidad constante:

$$\tan \delta = \frac{V_r}{V_u} = - \frac{Q}{C} = \text{const.} \quad (10.2)$$

La configuración en planta del espiral se logra reemplazando las líneas exteriores de la corriente por paredes sólidas (Figura 10.5 a, b). Al variar el régimen de operación de la turbina, los valores del caudal Q y de la circulación C varían, de tal manera que el ángulo δ del flujo conserva su valor (ver ecuación 10.2) y la forma de la línea de la corriente en el espiral no cambia.

El cálculo hidromecánico del espiral consiste en la determinación de las dimensiones de sus secciones transversales y su ubicación angular en planta. La elección del método de cálculo depende de los parámetros de diseño escogidos y del carácter de la distribución de las velocidades a lo largo del espiral. Se utilizan los siguientes métodos de cálculo del espiral:

1. Cálculo basado en la suposición de la invariabilidad del momento de velocidad en cualquier punto del flujo en el espiral

$$V_u r = \text{const.}$$

2. Diseño del espiral de acuerdo con la suposición de que la velocidad media del flujo es constante a lo largo del canal.

$$\bar{V}_u = \text{const.}$$

3. Cálculo del espiral partiendo de la condición de que la velocidad periférica media V_u disminuye a lo largo del canal.

4. Determinación de las dimensiones del espiral, partiendo de una variación dada de la dirección del flujo en la entrada a las columnas del estator y de los álabes del distribuidor.

En la práctica, el diseño y construcción de espirales se realiza utilizando los dos primeros métodos de cálculo. El método de acuerdo con la ley $V_u \cdot r = \text{const.}$ se emplea ampliamente en el cálculo de espirales con ángulos de cobertura $180^\circ < \varphi < 360^\circ$. En la parte inicial o de aducción al propio espiral, la simetría del flujo con respecto al eje longitudinal no se presenta y la condición $V_u \cdot r = \text{const.}$ no se cumple.

Tal como muestran los ensayos experimentales sobre flujos en espirales con ángulos de abarcamiento grandes, la distribución de velocidades en la sección de entrada y en las cercanas a ella se diferencia ligeramente de la condición $V_u \cdot r = \text{const.}$

La utilización del método $\bar{V}_u = \text{const.}$ con el consecuente diseño de las columnas del estator y la elección de su número, asegura valores altos de la eficiencia de la turbina. Sin embargo, las dimensiones en planta del espiral resultan algo mayores en comparación con las calculadas partiendo de la condición $V_u \cdot r = \text{constante.}$

El cálculo del espiral, de acuerdo con la variación de las velocidades en la llegada a las columnas del estator, garantiza unas dimensiones menores de la sección de entrada y de las cercanas a ella, lo cual no produce desmejoras en las características de la turbina. La disminución de las dimensiones del bloque, determinada por el tamaño del espiral, tiene especial importancia en el diseño de turbinas de alta potencia.

10.4 ELECCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DEL ESPIRAL Y SU FUNDAMENTACIÓN

Antes de iniciar el cálculo hidráulico del espiral, se debe adoptar una serie de datos de partida; las dimensiones en planta del espiral, el ángulo de cobertura, el valor de la velocidad en la sección de entrada y la misma forma de la sección transversal, se escogen basados en un análisis técnico - económico de una serie de alternativas de espirales. En la elección de la alternativa óptima se evalúan y comparan los indicativos energéticos del equipo de generación, las dimensiones y ubicación de la casa de máquinas, lo mismo que su costo.

10.4.1 Ángulo de cobertura y área de la sección de entrada al espiral

Tal como indican los resultados de ensayos en modelos de diferentes turbinas, las pérdidas de energía en el espiral, el estator y el distribuidor dependen (para un ancho del bloque dado), de la relación entre el área asumida de la sección de entrada A_{ent} y el ángulo de cobertura φ . Para unas dimensiones escogidas de la sección de entrada, el aumento del ángulo de cobertura, por un lado, produce un aumento en la uniformidad de flujo a lo largo del perímetro del

espiral, lo cual influye favorablemente en las características de la turbina. Por otro lado, se aumentan las velocidades en el canal del espiral y se crean las condiciones para la formación de vórtices, lo cual produce un aumento de las pérdidas de energía en el distribuidor. Para un ancho del bloque dado $B = B_1 + B_2$ (Figura 9.47) se debe llegar a una relación entre A_{ent} y φ tal, que la eficiencia de la turbina sea la máxima. La alternativa óptima del espiral se escoge partiendo de los resultados de ensayos en modelos del rodete elegido y de diferentes espirales.

Espirales con ángulo de cobertura $\varphi = 180^\circ$ garantizan un mínimo en el ancho del bloque de la unidad generadora. Por eso, en las casas de máquinas de río, se utilizan espirales con un ángulo de cobertura $180^\circ < \varphi < 192^\circ$, lo cual disminuye su costo. En los espirales con ángulo de cobertura incompletos ($180^\circ < \varphi < 192^\circ$) la pared longitudinal derecha debe encontrarse a una distancia $D < B_2 < 1,2 D$ del eje de la unidad (Figura 9.47). Valores menores correspondientes a B_2 , conllevan a una disminución de la eficiencia de la turbina.

Para turbinas de caídas medias y altas, instaladas en casas de máquinas pie de presa en centrales con derivación, los ángulos de cobertura del espiral se toman considerablemente mayores $270^\circ < \varphi < 360^\circ$.

Mientras mayor sea la caída de una turbina, mayor deberá ser el ángulo de cobertura del espiral, dado que al aumentar la caída la irregularidad en la distribución del caudal y las velocidades en el perímetro del distribuidor, causa pérdidas de energía adicionales y la inestabilidad del flujo en toda la parte sumergida de la turbina. Con el fin de lograr una unión más compacta entre la tubería de presión y el espiral, en centrales de caída media y alta, se debe utilizar, también, un ángulo de cobertura considerable.

Para caídas hasta de $H = 80$ m y ángulos de cobertura $270^\circ < \varphi < 315^\circ$ junto a los espirales de sección circular, se usan espirales con secciones transversales en forma de trapecio, rombo, etc. Los espirales metálicos ($345^\circ < \varphi < 360^\circ$) tienen secciones circulares con transición a formas elípticas en la zona del "diente".

En el cálculo de los espirales se utilizan ampliamente los resultados de las investigaciones experimentales en turbinas y la experiencia de diseño de centrales hidroeléctricas.

Los valores recomendados del ángulo de cobertura para diferentes tipos de espiral, se presentan en el cuadro 10.1.

El valor de la velocidad V_{ent} y del módulo de velocidad $\alpha = \frac{V_{ent}}{H}$ en la sección de entrada del espiral se toma en función de la caída máxima de la turbina y de acuerdo con las curvas de la (Figura 10.6).

Estos valores también se pueden tomar de acuerdo con el cuadro 10.2.

Partiendo del valor de la velocidad se calcula el área de la sección de entrada al espiral:

$$A_{ent} \frac{Q_{ent}}{V_{ent}} = \frac{Q_d \varphi}{360^\circ V_{ent}}$$

Cuadro 10.1 Ángulos de cobertura en las espirales de formas de diferentes tipos

Tipo de turbina	Rango de caudales m ³ /s <i>Q(m)</i>	Ángulo de cobertura del espiral
1. Turbinas Kaplan	3-30	180 - 200
2. Turbinas Kaplan y Francis	30-50	200 - 225
3. Turbinas Kaplan, Francis y Diagonales	50-75	200 - 225
4. Turbinas Francis y Diagonales	95-310	315 - 330
5. Turbinas Francis	310-700	345 - 360

La forma de la sección de entrada puede ser diversa y depende de las dimensiones del bloque de la unidad y de la ubicación de los mecanismos de la turbina. Generalmente, se utilizan secciones en forma de trapecio con la mayor simetría posible, cuya altura en este caso es:

$$b'_{ent} = b'_i + b_o + b''_i$$

En la elección de las dimensiones de la sección de entrada de un espiral de concreto, se utilizan las siguientes relaciones:

El radio de la sección de entrada se toma $R_{ent} \approx 1,6 D$; la altura de la sección de entrada es $1,8 D$; $a < b_{ent} < 2 a$ (Figura 10.7).

Como se ve en la (Figura 10.7), a diferentes ángulos de abarcamiento corresponden diferentes dimensiones del espiral en planta.

Los valores de los diámetros D_a y D_b de los perfiles de entrada y salida de las columnas del estator y las demás dimensiones de éste (Figura 10.8), se escogen en función del diámetro del rodete de la turbina D y del tipo del espiral, de acuerdo con los datos del cuadro 10.3.

El ancho en planta del espiral se escoge de acuerdo con las siguientes recomendaciones: para $\varphi = 180^\circ$, $R \geq R_{ent} + 0.95 D$; para $200^\circ < \varphi < 225^\circ$; $R \geq R_{ent} + 1,1 D$. Para un ángulo de cobertura $\varphi < 225^\circ$ la dimensión B se determina definitivamente en el transcurso del diseño de las partes componentes de la turbina.

10.4.2 Elección de la forma de las secciones transversales

En las turbinas Francis y Diagonales de caídas medias y bajas, se utilizan caracoles de forma trapezoidal y en las de alta caída ($50 < H < 80$ m.), de sección circular. La forma de las secciones de los caracoles depende también de las condiciones concretas creadas por el tipo de construcción de la casa de máquinas. Los espirales en forma de trapecio y para un mismo ángulo de cobertura, garantizan las menores dimensiones del bloque en planta y los de sección circular, las mayores.

Cuadro 10.2 Valores de la velocidad media Vent del flujo en la sección inicial del espiral (m/s)

Tipo de turbina	Caída en m							
	5	10	15	20	25	30	35	40
1. Kaplan Cámara de concreto Espiral metálico	2,25	2,8	3,3	3,8	4,25	4,55	5,0	5,25
2. Espiral metálico en turbinas Francis						5,0	5,3	5,6
								6,25
	50	60	70	80	100	150	200	250 300
1. Kaplan Cámara de concreto Espiral metálico	5,8							
2. Espiral metálico en turbinas Francis	6,25	6,6	7,0	7,3				
	6,70	7,2	7,5	7,8	8,7	9,7	10,75	10,4 10,5

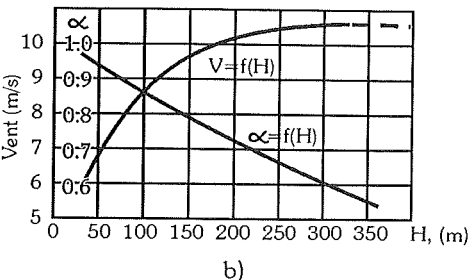
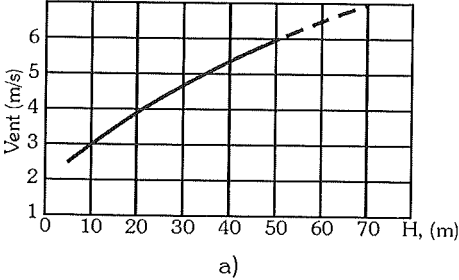


Figura 10.6 Valores recomendados de la velocidad y el coeficiente de velocidad en la sección de entrada del espiral.
a) Turbina Kaplan
b) Turbina Francis

Cuadro 10.3 Principales dimensiones del estator en función de los diámetros estandarizados de las turbinas (Figuras 10.7 y 10.8).

Diámetro del rodete	Parámetros del distribuidor		Dimensiones del estator en (mm)													
			Para cámara de concreto					Para cámara metálica								
			D ₀ (mm)	Z ₀	D _b	D _a	D ₄	R	h ₁	h ₂	D _b	D _a	D ₄	R	h ₁	
1800	2200	16														210
2000	2400	16														230
2250	2750	16														230
2500	2900	24			3400	3900	4000	280	320	230	3300	3900	4150	250	250	250
2800	3250	24			3820	4380	4480	300	350	250	3720	4380	4630	250	250	250
3200	3750	24			4370	5000	5100	300	400	300	4260	5000	5350	300	320	320
3600	4200	24			4350	5000	5700	350	400	300	4800	5550	5900	350	350	350
4000	4650	24			5420	6200	6300	350	450	350	5320	6150	6500	350	350	350
4500	5250	24			6100	7000	7100	400	450	350	6000	6950	7350	400	410	410
5000	5800	24			6750	7700	7800	400	500	400	6600	7650	8050	400	410	410
5500	6400	24			7450	8550	8050	500	500	400	7300	8450	8850	500	460	460
6000	7000	24			8150	9350	9450	500	550	450	8000	9250	9650	500	460	460
6500	7500	24			8850	10100	10200	600	550	450	8700	10000	10400	600	500	500
7000	8100	24			9200	10550	10650	600	550	500	9320	10750	11500	600	500	500
7500	8750	24			9850	11300	11400	600	550	500	10000	11500	12000	650	550	550
8000	9300	24			10450	11950	12050	600	550	500	10650	12300	12750	650	550	550
8500	9850	24			11150	12700	12800	600	550	500	11350	13100	13600	650	550	550
9000	10500	32			11800	13500	13600	600	600	550						
9500	11000	32			12450	14250	14350	600	600	550						
10000	11500	32			13100	15000	15150	600	600	550						
10500	12000	32			13750	15750	15850	600	600	550						

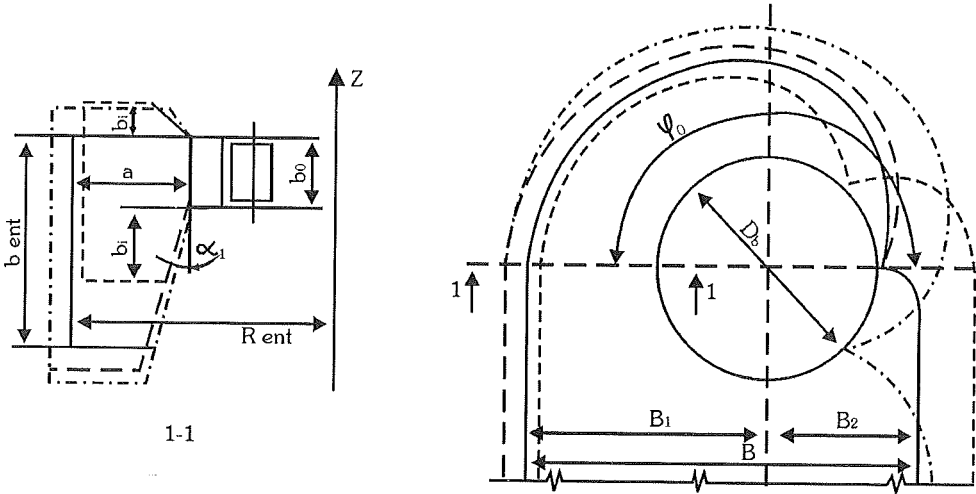


Figura 10.7 Formas utilizadas de los espirales en concreto

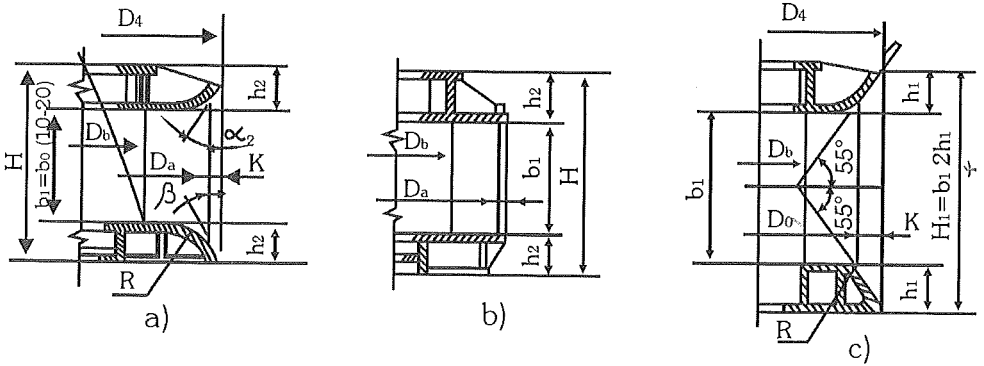


Figura 10.8 Forma estándar del estator de una turbina
a) Espiral en concreto con estator fundido
b) Espiral en concreto con estator de láminas soldadas
c) Espiral metálico con estator fundido

Las relaciones entre la altura y el ancho de la sección trapezoidal (Figura 10.7), se toman en función de la construcción del caracol, el cual se puede construir de las siguientes formas: con fondo o solera plana; con secciones simétricas o antisimétricas con respecto al eje del distribuidor; con techo plano.

Para un área conocida de la sección de entrada la relación de su altura b_{ent} a su ancho a_{ent} , se elige utilizando los datos de los fabricantes. Para espirales con solera o techo plano se toma: $1,5 < b_{ent} / a_{ent} < 1,85$ $\alpha_1 = 15^\circ$. Con el fin de disminuir el ancho del bloque, esta relación puede ser aumentada hasta 2 o 2.2. En este caso: $25^\circ < \alpha_1 < 35^\circ$. Un aumento mayor de la altura de la sección puede producir zona de agua estancada dentro del canal del caracol y el consiguiente empeoramiento de las características energéticas de la turbina. La variación de la altura de las secciones transversales a lo largo del espiral, se realiza de acuerdo con una función parabólica o lineal.

En la elección de la forma de la sección transversal del caracol y su ubicación con respecto al distribuidor se tienen en cuenta también la caída de la turbina, la ubicación de los vertederos, las condiciones geológicas, el valor de la sumergencia, la ubicación del equipo auxiliar y las salas de servicio. Así, por ejemplo, el uso de un espiral con techo plano permite una mejor ubicación de los servomotres del distribuidor y disminuye la longitud del eje de la unidad generadora. En este caso, se disminuye el volumen de concreto de la parte anterior de la casa de máquinas pero se rebaja la cota del piso de la entrada del caracol, lo cual, en las centrales de río, produce un aumento en el peso de las válvulas y compuertas y en la excavación.

A pesar de que los espirales de concreto con diferentes formas de sus secciones transversales se consideran competentes desde el punto de vista hidráulico, las más usadas son aquellas que poseen secciones simétricas.

En las turbinas Francis de alta caída, se usan caracoles metálicos de sección circular o elíptica; en las de baja caída ($30 < H < 60$ m) como ya se dijo, se usan secciones en forma de trapecio.

10.5 CÁLCULO DEL ESPIRAL SEGÚN LA CONDICIÓN DE LA CONSTANCIA DEL MOMENTO DE VELOCIDAD $V_{UR} = \text{const.}$

El problema de cálculo consiste en determinar las dimensiones del espiral correspondiente a una turbina ya elegida.

Datos de partida: caída de diseño, potencia instalada y caudal de diseño de la turbina.

Contenido del cálculo: tomando el valor de la velocidad del flujo en la sección de entrada de acuerdo con la curva de la (Figura 10.6) o al cuadro 10.2 y el valor del ángulo de cobertura del caracol según los datos del cuadro 10.1, se calcula el área de la sección. Con el fin de garantizar una llegada uniforme del agua a todo el perímetro del distribuidor, los valores del caudal en las diferentes secciones del espiral deben ser determinados de acuerdo con la relación (10.1).

Por otro lado, el caudal, a través de cualquier sección del caracol, puede ser determinado por la fórmula:

$$Q_i = \int_{r_0}^{R_i} V_u b(r) dr \quad (10.3)$$

Donde:

r_0 es el radio de ubicación de los bordes de entrada de los álabes del distribuidor

R_i es el radio externo de la i -ésima sección

La componente periférica de la velocidad media del flujo en cualquier sección es:

$$V_u = k/r \quad (10.4)$$

Donde:

k es la constante del espiral

Teniendo en cuenta las fórmulas (10.3) y (10.4), el caudal a través de la sección de entrada de las dimensiones escogidas es:

$$Q_{ent} = Q_d \frac{\varphi_{ent}}{2} = V_{ent} \cdot A_{ent} = k \int_{r_0}^{R_i} \frac{b(r)}{r} dr$$

La constante de la espiral se define como:

$$k = Q_{ent} / \int_{r_0}^{R_i} \frac{b(r)}{r} dr$$

Colocando en la ecuación (10.3) el valor Q ; de acuerdo con (10.1) y el de V_u de acuerdo con (10.4), se obtiene la expresión para calcular el ángulo de ubicación de cualquier sección en planta:

$$\varphi_i = \frac{2 \pi k}{Q_d} \int_{r_0}^{R_i} \frac{b(r)}{r} dr \quad (10.5)$$

El ángulo del flujo δ en el tramo en espiral de la cámara lo determina la componente de la velocidad absoluta del agua a la entrada al distribuidor:

$$V_{r0} = \frac{Q_d}{2 \pi r_0 b_1} \quad (10.6)$$

$$V_{u0} = \frac{k}{r_0} \quad (10.7)$$

Utilizando las ecuaciones (10.5) y (10.7) se obtiene:

$$\delta = \arctan \frac{V_{r0}}{V_{u0}} = \frac{Q_d}{2 \pi b_1 k} \quad (10.8)$$

El ángulo δ calculado se utiliza también en el diseño de las columnas del estator.

Después de reemplazar en la expresión (10.5) el valor de k tomado de la ecuación (10.8) se obtiene la relación:

$$\varphi_i = \frac{1}{b_1 \tan \delta} \int_{r_0}^{R_i} \frac{b(r)}{r} dr \quad (10.9)$$

que establece una relación entre las dimensiones de las secciones del espiral y el ángulo polar correspondiente a su posición en planta.

En el cálculo de espirales de sección trapezoidal se asume una relación $b(r)$ y utilizando la ecuación (10.9) se determina el ángulo de ubicación de cualquier sección en planta. Cuando se calculan espirales de sección circular se asume una serie de valores de ángulo φ_i y se calculan los valores de la integral y las dimensiones de las secciones transversales. El valor de las integrales se puede calcular por métodos grafoanalíticos o puramente analíticos. Cuando la forma de la sección es suficientemente sencilla (trapecio o circunferencia) es cómodo calcular la integral analíticamente.

10.5.1 Secuencia de cálculo del espiral de sección trapezoidal

a. Para el valor escogido del diámetro del rodete de la turbina se seleccionan las dimensiones del estator de la turbina de acuerdo al cuadro 10.3.

b. Utilizando la curva $V_{ent} = f(H)$ del gráfico (10.6) o los datos del cuadro 8.2, se toma la velocidad del flujo en la sección de entrada y se asume un valor para el ángulo de cobertura del espiral de acuerdo con las recomendaciones del cuadro 10.1.

c. Se calcula el área de la sección de entrada del espiral utilizando la ecuación $A_{ent} = Q_{ent} / V_{ent}$.

d. De acuerdo con las recomendaciones anteriormente enunciadas, se toman las relaciones geométricas de la sección de entrada (Figura 10.9) y se determina el ángulo δ según la relación (10.8).

e. Se calculan las dimensiones de las demás secciones transversales del caracol y se encuentra su ubicación angular en planta. Para esto, entre los radios R_{ent} y R_a con intervalos de 0,5 m - 1 m, se eligen de 6 a 8 secciones intermedias. La relación entre la altura de la sección y su radio se toma de acuerdo con la ecuación de una parábola cuadrática (es posible, también, asumir otro tipo de ecuación):

$$\begin{aligned} \text{para el piso del espiral} \quad x &= P Y^2 \\ \text{para el techo del espiral} \quad x &= P_1 Y_1^2 \end{aligned} \quad (10.10)$$

Los coeficientes P y P_1 se calculan utilizando las condiciones de frontera de la sección de entrada. Para $x = a$, $Y_1 = \ell$; $Y = L$.

Colocando los valores Y y Y_1 en la expresión (10.10), se obtiene:

$$P = a / L^2$$

$$P = a / \ell$$

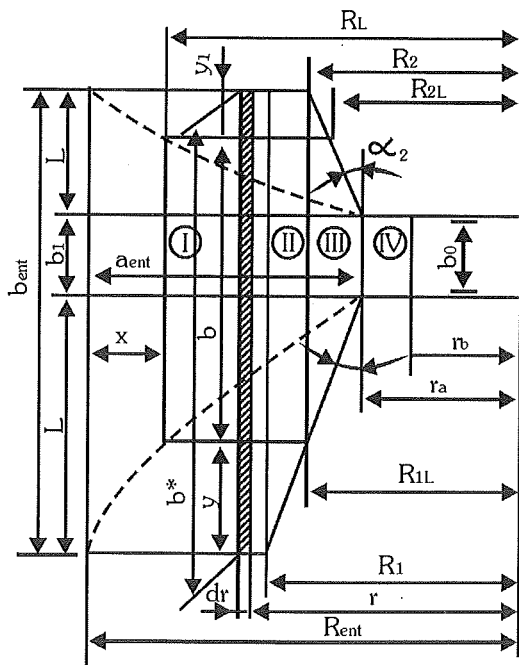


Figura 10.9 Relaciones geométricas de las espirales trapecoidales

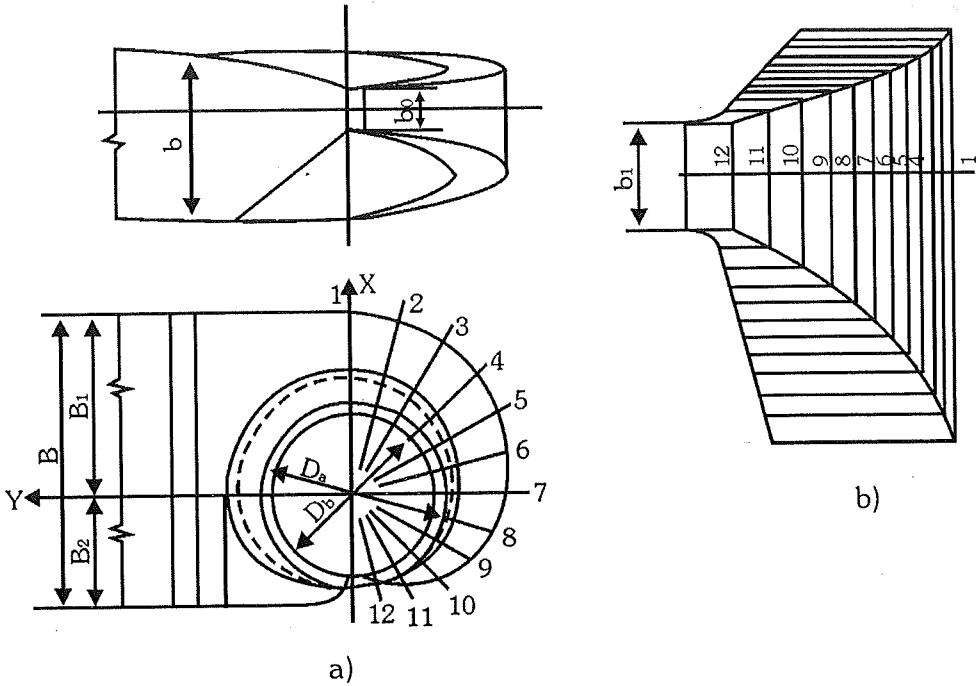


Figura 10.10 Dibujo teórico de una espiral en concreto
a) Proyección vertical y planta del espiral
b) Secciones radiales del espiral

La relación entre Y y Y_1 se encuentra en (8.10):

$$Y = \frac{P_1}{P} Y_1 \quad (10.11)$$

De la (Figura 10.9) se deduce que $b' = b + Y + Y_1$. Reemplazando el valor Y de (10.11), se obtiene:

$$b' = b + \frac{R}{P} Y_1 + Y_1 = b + Y_1 (P_1/P + 1)$$

De donde:

$$Y_1 = \frac{b' - b}{\sqrt{\frac{P_1}{P} - 1}}$$

Para las secciones de cálculo del espiral se cumplen las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned} R_i &= R_{ent} - x \\ R_{ii} &= R_1 - Y \tan \alpha_1 \\ R_{zi} &= R_2 - Y_1 \tan \alpha_2 \end{aligned}$$

Simultáneamente con el cálculo de los ángulos φ_1 bajo los cuales están ubicadas en planta las secciones de cálculo, se debe determinar cada vez el valor de la integral

$$I_i = \int_{r_0}^{R_i} \frac{b(r)}{r} dr$$

Con este fin, la sección de cálculo se divide en tramos I, II, III y IV, cuyas alturas pueden ser expresadas por una determinada relación (Figura 10.9).

$$\begin{aligned} b_i &= b = \text{const.} \quad b_{ii} = m + nr; \quad b_{iii} = m_1 + n_1 r; \\ b_{iv} &= b_i = b_0 + (10 - 20) nm \end{aligned}$$

Los coeficientes m, m_1, n, n_1 de las ecuaciones de las rectas se determinan para cada tramo con ayuda de las condiciones de frontera.

Tramo II ($R_1 > R_2$). Para $r = R_1$; $b_{ii} = b$; para $r = R_2$; $b_{ii} = b - (R_1 - R_2) \text{ctg } \alpha_2$. Colocando el valor b_{ii} en la ecuación $b_{ii} = m + nr$ se obtiene el sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned} b' &= m + n R_1 \\ b' &= (R_1 - R_2) \text{ctg } \alpha_2 = m + n R_2 \end{aligned}$$

con cuya solución se obtienen los valores de los coeficientes m y n . Si $R_1 < R_2$, entonces el sistema de ecuaciones adquiere el siguiente aspecto:

$$\begin{aligned} b' - (R_2 - R_1) \text{ctg } \alpha_1 &= m + n R_1 \\ b' - m + n R_2 & \end{aligned}$$

Tramo III. Para $r = R_2$; $b_{iii} = b^* - (R_1 - R_2) \text{ctg } \alpha_2$; para $r = r_a$; $b_{iii} = b_1$. Colocando los valores límite de b_{iii} en la relación se obtiene el sistema de ecuaciones: $b_{iii} = m_1 + n_1 r$

$$\begin{aligned} b' &= (R_1 - R_2) \text{ctg } \alpha_2 = m_1 + n_1 R_2 \\ b_0 &= m_1 + n_1 r_a \end{aligned}$$

Del cual se determinan los coeficientes m_1 y n_1 . Las integrales de las secciones I_1 se determinan con la expresión:

$$\int_{r_b}^{R_1} \frac{b(r)}{r} dr = \int_{r_1}^{R_1} \frac{b'}{r} dr + \int_{r_2}^{R_b} \frac{m + n r}{r} dr + \int_{r_a}^{R_1} \frac{m_1 \cdot n_1}{r} dr + \int_{r_b}^{r_a} \frac{b_1}{r} dr \quad (10.12)$$

Después de reemplazar los coeficientes en la expresión (10.12) se obtiene:

$$\begin{aligned} \int_{r_b}^{R_1} \frac{b(r)}{r} dr &= b' (\ln R_1 - \ln R_1) + m (\ln R_1 - \ln R_2) + n (R_1 - R_2) + \\ &+ m_1 (\ln R_2 - \ln R_a) + n_1 (R_2 - R_a) + b_1 \ln \frac{r_a}{r_b} = b' \ln R_1 + (m-b') \ln R_1 \\ &+ n R_1 + (m_1 + m) \ln R_2 + (n_1 - n) R_2 - m_1 \ln r_a - n_1 r_a + b_1 \ln \frac{r_a}{r_b} \end{aligned} \quad (10.13)$$

Utilizando la relación (10.13) se calculan las integrales de todas las secciones de cálculo y con ayuda de la expresión (10.9) se encuentran los ángulos φ_2 . Los cálculos se realizan de acuerdo al cuadro 10.4. Para chequear la continuidad y suavidad del canal del espiral, se construyen las curvas $R_1 = f_1(\varphi)$; $Y = f_2(\varphi)$; $Y_1 = f_3(\varphi)$, lo mismo que el gráfico de la variación de la velocidad media $V_i/V_{ent} = f_4(\varphi)$. Si en el diente la relación es $V_i/V_{ent} > 1,4$ o $1,5$ se aumentan las áreas de las secciones y se corrige el trazado del canal del espiral.

Tomando un determinado número de secciones, situadas a intervalos de $\Delta\varphi = 15$ a 30° , se determinan los valores R_1 , Y , Y_1 y se realiza el dibujo esquemático del espiral (Figura 10.10a, b).

El diente del espiral es una de las columnas del estator (Figura 10.1). El radio R_2 , que define la configuración del diente del lado del canal de aducción, se toma en función del ángulo de cobertura. Para $\varphi = 180^\circ$; $R_2 = 0,201$; $\varphi = 225^\circ$; $R_2 = 0,2 D$; $Y = 270^\circ$; $R_2 = 1,44 D$.

10.5.2 Cálculo del espiral de sección circular según la condición $V_{ur} = \text{const.}$

Para una turbina en diseño dada cuya potencia instalada P_d , velocidad de rotación n y caída del diseño H_1 son conocidas, se asume un ancho del bloque

y un ángulo de cobertura φ del espiral. El cálculo propiamente dicho del caracol o espiral se efectúa atendiendo el siguiente orden:

a. Se toma la velocidad del agua en la sección de entrada de acuerdo con la (Figura 10.6) o al cuadro 10.2.

b. Se calcula el valor del caudal en la sección de entrada de acuerdo con la expresión:

$$Q_{ent} = Q_d \frac{\varphi}{360^\circ}$$

c. Se determina el área de la sección de entrada y su radio con la fórmula:

$$A_{ent} = \frac{Q_{ent}}{V_{ent}}; \quad \rho_{ent} = \sqrt{\frac{A_{ent}}{\pi}}$$

d. El caudal a través de cualquier sección circular del espiral es (Figura 10.11):

$$\begin{aligned} Q \varphi_i &= \int_{r_b}^R b(r) V_u dr = k \int_{a-p}^{a+p} \frac{2 \sqrt{\rho^2 - (r-a)^2}}{r} dr = \\ &= 2 \pi k (a - \sqrt{a^2 - \rho^2}) \end{aligned} \quad (10.14)$$

Donde:

ρ es el radio de la sección que se está calculando

a es la distancia desde el centro de la sección hasta el eje de la turbina

Por otro lado y de acuerdo con (10.1)

$$Q \varphi_i = Q_0 \frac{\varphi_i}{360^\circ}$$

Igualando la parte derecha de las ecuaciones (10.1) y (10.14) y denominando:

$$Q_d / 2 \pi k = \frac{1}{E}; \quad \varphi_i / 360^\circ = \varphi$$

Se tiene la relación

$$\frac{1}{E} \varphi = a - \sqrt{a^2 - \rho^2}$$

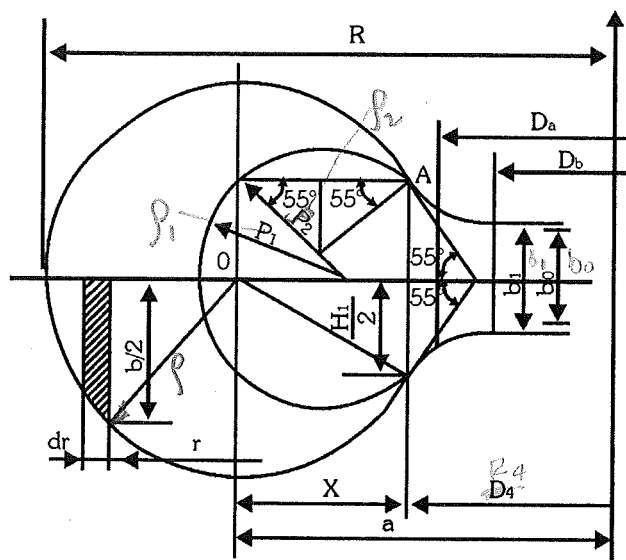


Figura 10.11 Relaciones geométricas de las secciones en espiral circular.

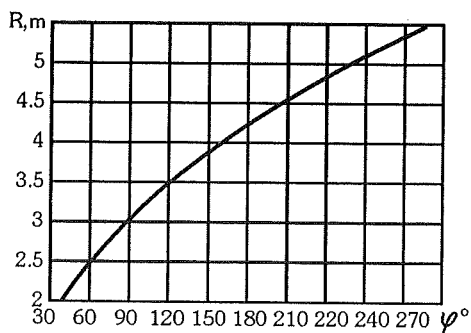


Figura 10.12 Variación del radio exterior del espiral $R = F(\varphi^\circ)$

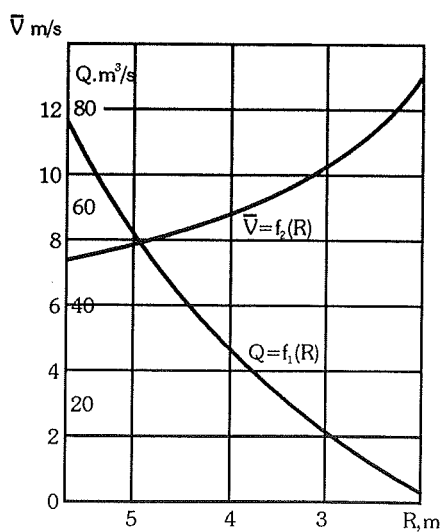


Figura 10.13 Variación de la velocidad media y del caudal en función del radio.

Para la sección de entrada del espiral (Figura 10.11):

$$a_{\text{ent}} = R_4 + \sqrt{\rho_{\text{ent}}^2 - (H_1/2)^2}$$

$$E = \frac{\phi_{\text{ent}}}{Q_{\text{ent}} - \sqrt{\rho_{\text{ent}}^2 - \rho_{\text{ent}}^2}} \quad (10.15)$$

$$E = \frac{\phi_{\text{ent}}}{a_{\text{ent}} - \sqrt{a_{\text{ent}}^2 - \rho_{\text{ent}}^2}}$$

$$k = \frac{Q_d E}{2\pi}$$

Donde:

ϕ_{ent} es el ángulo de ubicación de la sección de entrada, igual al ángulo de abarcamiento del espiral.

Colocando el valor a de (10.15) en la ecuación (10.14) y denominando:

$$\sqrt{\rho_{\text{ent}}^2 - (H_1/2)^2} = x$$

Se obtiene la ecuación que se debe resolver con respecto a x:

$$x = \frac{\phi}{E} + \sqrt{2 R_4 \frac{\rho}{E} - (H_1/2)^2}$$

Después de esto, se calcula la distancia hasta el centro de la sección de cálculo:

$$a = R_4 + x$$

e. El radio de cualquier sección es:

$$\rho_i = \sqrt{x_i^2 + (H_1/2)^2}$$

El radio exterior de la sección es:

$$R_i = a_i + \rho_i$$

Todos los cálculos se realizan de acuerdo al cuadro 10.5.

f. Para chequear la continuidad y suavidad en la variación de las secciones y de las velocidades medias del agua se construyen las curvas $R = f(\rho)$ y $V_i = f(R)$ (Figura 10.12 y 10.13). Para disminuir las velocidades del flujo en la región del diente, las áreas de las secciones en este tramo se aumentan ligeramente.

g. Para que las secciones de cálculo sean tangentes al estator en el punto dado A (Figura 10.11), parte de las secciones del espiral se diseñan en forma elíptica.

El radio mayor de la sección elíptica es:

$$\rho_1 = \frac{H_1}{2 \sin \alpha k} = \text{const.}$$

Donde:

$H_1/2$ y $\alpha k = 55^\circ$ son valores conocidos (Figura 10.11)

El valor calculado de ρ_1 se toma constante para todas las secciones elípticas.

h. El radio menor de la sección elíptica es:

$$\rho_2 = \frac{R - (R_4 + \rho_1 (1 - \cos \alpha k))}{2 \cos \alpha k}$$

Donde:

el valor R se toma del gráfico $R = f(Y)$

i. Se determina el ángulo δ del flujo en el espiral utilizando la ecuación (10.8).

j. Se realiza el dibujo esquemático del espiral (Figura 10.17).

10.6 INFLUENCIA DEL ESPIRAL EN LAS CARACTERÍSTICAS ENERGÉTICAS DE LAS TURBINAS

Las pérdidas de energía en el espiral, en el estator y en el distribuidor disminuyen la energía del flujo a la entrada al rodete y, por lo tanto, influyen en la eficiencia de la turbina. Las pérdidas fundamentales de energía en el espiral son las pérdidas por longitud (por fricción), las cuales se pueden calcular en forma aproximada con la fórmula de Darcy:

$$hf = f \frac{L}{4R} \times \frac{V^2}{2g}$$

Dado que en los espirales de las turbinas prototipo el movimiento del líquido es turbulento desde el punto de vista hidrodinámico y, además, en un medio rugoso, ($Re > 10^6$), el valor f no depende del número de Reynolds Re y las pérdidas de energía en el espiral están sometidas a una variación de tipo cuadrático:

$$hf = k \cdot \frac{V^2}{2g}$$

El coeficiente de pérdidas k generalmente se relaciona con el valor de la velocidad media del flujo V_{ent} en la sección de entrada del espiral:

$$V_{ent} = \alpha \sqrt{H} = \frac{Q'_i}{\frac{A_{ent}}{D^2} 360^\circ} \sqrt{H \phi}$$

Dividiendo las pérdidas por la caída de diseño de la turbina

$$\frac{hf}{H} = K \cdot \frac{V_{ent}^2}{2gH} \quad (10.16)$$

Y reemplazando el valor V_{ent} en (8.16), se tiene:

$$\frac{hf}{H} = \frac{K}{2g} \alpha^2 = \frac{K}{2g} (Q'_i \int / A_{ent} 360^\circ)^2$$

En el caso general, el coeficiente de pérdidas de energía depende del ángulo de cobertura del espiral, de las variaciones de la velocidad media a lo largo del caracol y de la forma de su sección transversal.

Las investigaciones teóricas y prácticas muestran que el valor de la cabeza de velocidad relativa en el espiral no es considerable $2\% < V_{ent} / 2gH < 4\%$ y las pérdidas de energía en él son pequeñas. De acuerdo con los resultados de los experimentos para un espiral de forma trapezoidal con un ángulo de cobertura $\phi = 180^\circ$; $0,07 < k < 0,09$ y para espirales con sección en forma de rombo para $\phi = 345^\circ$; $0,22 < k < 0,24$.

Las pérdidas relativas de energía en los espirales de turbinas Kaplan operando con la potencia nominal se pueden tomar del 26% (para $\alpha = 0,8$) hasta 41% (para $\alpha = 1$) dependiendo de las dimensiones del caracol y del valor de la caída de diseño.

En las turbinas Francis las pérdidas relativas de energía en el espiral para $\phi = 345^\circ$ están entre el 0,22% y 0,25% ($400 < H < 500$) y de 0,6% a 0,67% $H = 45$ m.

Los espirales de diferente forma y dimensiones, forman distintos tipos de flujo en la entrada del estator y del distribuidor, influyendo en el valor de las pérdidas de energía y en la eficiencia de la turbina. Los ángulos del flujo en diferentes espirales se diferencian significativamente entre sí ($25^\circ < \delta < 45^\circ$) y como resultado los álabes del distribuidor son embebidos por el agua bajo diferentes ángulos de ataque. Por este motivo, los álabes del distribuidor se deben diseñar de acuerdo al tipo de espiral usado.

El espiral conduce el agua con una determinada circulación cuyo valor $C = 2 \pi R_{ent} V_{ent}$ depende del área de la sección de entrada y del ángulo de

cobertura. Al aumentar el área de entrada y disminuir el ángulo de cobertura, la circulación inducida por el caracol, disminuye y el flujo se torna más radial (mayores ángulos de flujo δ a la entrada del estator y del distribuidor). Como resultado, las pérdidas mínimas en el distribuidor tienen lugar para grandes aberturas y el régimen óptimo de la turbina se encuentra en la zona de los caudales altos (Figura 10.14). La disminución del área de la sección de entrada del espiral diseñado de acuerdo con la condición $V_{ur} = \text{const.}$ por lo general, conlleva a la disminución de la eficiencia de la turbina en un valor $\Delta\eta$ (Figura 10.15) y la disminución del ángulo de cobertura simultáneamente empeora las características de pulsación de la turbina.

El aumento de las dimensiones del espiral, por un lado, conlleva a un encarecimiento de la casa de máquinas y por otro lado, garantiza un aumento de la eficiencia de la turbina, de su potencia y de su producción de energía. Por lo tanto, su escogencia debe estar acompañada de una comparación u optimización económica.

Ejemplo 10.1:

Escoger el tipo de espiral correspondiente a la turbina del Ejemplo 9.7. Calcular sus dimensiones y principales características.

Solución

La turbina en mención es la correspondiente al proyecto Cañafisto y se trata de una turbina Francis F 115. Sus principales parámetros son los siguientes:

Potencia nominal	=	141.667 kW
Caída de diseño	=	85,2 m
Caída máxima	=	99,2 m
Diámetro del rodete	=	4,5 m
Velocidad sincrónica	=	138,5 r.p.m.
Caudal de diseño	=	178,42 m ³ /s

a. En el cuadro 9.4 se ve que en la turbina F 115 la relación entre la altura del distribuidor y el diámetro del rodete es:

$$b_o = 0,25 \times 4,5 = 1,125 \text{ m}$$

Y por lo tanto, la altura del distribuidor es 1,125 m

b. Teniendo en cuenta que la caída máxima es de 99,2 m y la potencia de la turbina es 141.667 kW, se escoge un espiral metálico circular, de acuerdo con lo indicado en la (Figura 10.4).

c. Utilizando los datos del Cuadro 10.3 se escogen las dimensiones fundamentales del estator de la turbina. Estas dimensiones se muestran en la (Figura 10.8).

La altura del estator es $0,275 \times 4,5 = 1,24 \text{ m} = b_i$. Las siguientes dimensiones son:

$$C_{000} = 0,9 \cdot d$$

$$\begin{aligned}
 D_b &= 6000 \text{ mm} = 6 \text{ m} \\
 D_a &= 6,95 \text{ m} \\
 D_4 &= 7,35 \text{ m} \\
 R &= 0,4 \text{ m} \\
 h_1 &= 0,41 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 H_1 &= b_1 + h_1 \\
 h_1 &= D_b + D_0
 \end{aligned}$$

De tal manera, la altura total del estator es (Figura 10.8).

$$H_1 = b_1 + 2h_1 = 1,24 + 2 \times 0,41 = 2,06 \text{ m}$$

d. Se toma la velocidad del agua en la sección de entrada de acuerdo con la (Figura 10.6) o al cuadro 10.2. Para una caída de diseño 85,2 m esta velocidad es de $V_{ent} = 8,03 \text{ m/s}$.

e. Se obtiene el valor del ángulo de cobertura con base al cuadro 10.1 teniendo como dato base el tipo de turbina.

$$\varphi = 320,82^\circ \approx 320^\circ$$

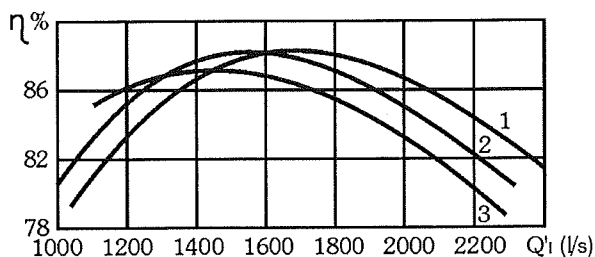


Figura 10.14 Influencia de las dimensiones de la sección de entrada y del ángulo de cobertura del espiral de concreto sobre la eficiencia de la turbina.

- | | |
|--------------------------|----------------|
| 1. $\varphi = 180^\circ$ | $\alpha = 0,7$ |
| 2. $\varphi = 180^\circ$ | $\alpha = 1,2$ |
| 3. $\varphi = 135^\circ$ | $\alpha = 1,0$ |

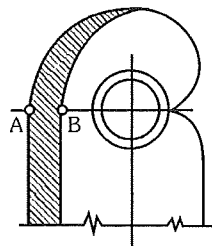
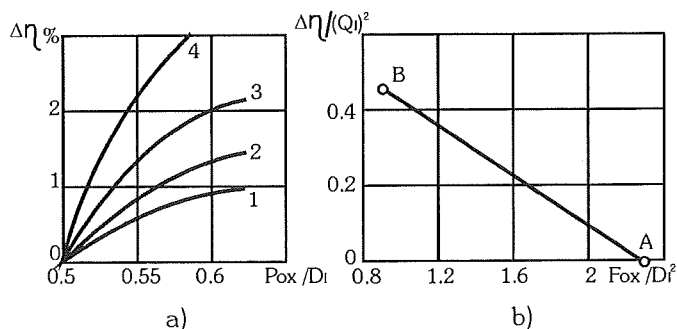


Figura 10.15 Influencia del área de la sección de entrada del espiral en la eficiencia de la turbina.

f. Se calcula el valor del caudal en la sección de entrada de acuerdo con la expresión:

$$Q_{\text{ent}} = Q_{\text{dis}} \frac{\varphi}{360} = 178,42 \frac{320}{360} = 158,60 \text{ m}^3/\text{s}$$

g. El área en la sección de entrada es:

$$A_{\text{ent}} = \frac{158,60 \text{ m}^3/\text{s}}{8,03 \text{ m/s}} = 19,75 \text{ m}^2$$

h. Se determina el valor del radio en la sección de entrada:

$$r = \sqrt{\frac{A_{\text{ent}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{19,75}{\pi}} = 2,51 \text{ m}$$

i. La distancia del eje de la turbina hasta el centro de la sección de entrada es:

$$a = R_4 + \sqrt{r_{\text{ent}}^2 - (H_1/2)^2} = \frac{7,35 \text{ m}}{2} + \sqrt{2,51^2 - \frac{(2,06)^2}{2}} = 5,72 \text{ m.}$$

j. El radio externo de la sección de entrada es:

$$R_{\text{ent}} = a + r = 5,72 + 2,51 = 8,23 \text{ m.}$$

k. El valor $\frac{\varphi}{E}$ correspondiente a la sección de entrada se define como:

$$\sqrt{(\varphi/E)_{\text{ent}}} = a - \sqrt{a^2 - r^2} = 5,72 - \sqrt{5,72^2 - 2,51^2} = 0,58$$

Para el valor elegido:

$$\varphi_{\text{ent}} = \frac{320}{360} = 0,888$$

$$\frac{1}{E} = \frac{0,55}{0,88} = 0,625$$

2776
10-02

l. Consecutivamente, dándose una serie de valores para los ángulos con intervalos $\Delta\varphi_i = 20^\circ$, se calculan todas las secciones del espiral. Estos cálculos y sus resultados se muestran en el cuadro 10.5.

m. Se determinan las dimensiones de las secciones elípticas del espiral. Estas secciones elípticas se eligieron desde un valor $\varphi_i = \varphi - 180^\circ$.

$$\varphi_i = 320^\circ - 180^\circ = 140^\circ$$

$$f_1 = \frac{H_1 / 2}{\sin \alpha_k} = \frac{2,06/2}{\sin 55^\circ} = 1,2574 \text{ m} = 1257,4 \text{ mm.}$$

(El valor f_1 se conserva constante para todas las secciones elípticas).

(El valor f_2 es variable y depende del radio R del contorno externo del espiral, Figura 10.11).

$$\begin{aligned} f_2 &= \frac{R - (R_4 + f_1 (1 - \cos \alpha_k))}{2 \cos \alpha_k} = \frac{R - (3,675 + 1,574 (1 - \cos 55^\circ))}{2 \cos 55^\circ} = \\ &= \frac{R - 4,35}{1,147} \end{aligned}$$

Para calcular los diferentes R se construye la curva de la (Figura 10.16). Las dimensiones de las secciones elípticas se muestran en el cuadro 10.6.

n. Se calcula el ángulo del flujo en el espiral (a la entrada de las columnas del estator).

$$\begin{aligned} \delta \text{ arc tgn} &= \frac{V_r}{V_u} = \frac{Q/2 \pi r_0 b_1}{k/r_0} = \frac{Q_0}{k_2 \pi b_1} = \frac{178,42}{49,12 \times 2 \times 3,1416 \times 1,24} = 0,4662 \\ \delta &= 24^\circ 59' \end{aligned}$$

El valor de k se obtiene del punto siguiente.

o. La constante del espiral se determina con la fórmula:

$$k = \frac{Q_0}{2 \pi_1/E} = \frac{178,42}{2 \pi \times 0,5787} = 49,12 \text{ m}^2/\text{s}$$

p. El dibujo esquemático del espiral anteriormente calculado, se muestra en la (Figuras 10.17 y 10.18), teniendo en cuenta las dimensiones correspondientes.

$\frac{1}{2} = 0,517$
 $(\frac{1}{2})^2 = 0,259$

Cuadro 10.5 Cálculo del espiral de sección circular del ejemplo

Sección	φ 1	$\varphi/360$ 2	φ/ϵ 3	$2R_4 \varphi / \epsilon 4 (H_1/2)^2$ 4	$\sqrt{5}$ 5	$x=6+3$ 6	x^2 7	$f^2=x^2+(H_1/2)^2$ 8	$f=\sqrt{g}$ 9	$a=R_4+x$ 10	$R=f+a$ 11	$R=f+a$ 12
1	320	0,888	0,514	3,781	2,72	1,649	2,164	4,681	5,742	2,396	5,839	8,235
2	300	0,833	0,428	3,545	2,484	1,576	2,06	4,236	5,297	2,302	5,733	8,034
3	280	0,777	0,450	3,308	2,247	1,499	1,949	3,799	4,860	2,204	5,624	7,829
4	260	0,722	0,418	3,071	2,011	1,418	1,836	3,371	4,432	2,105	5,511	7,616
5	240	0,667	0,386	2,836	1,775	1,332	1,718	2,951	4,012	2,003	5,393	7,396
6	220	0,611	0,354	2,593	1,538	1,240	1,594	2,541	3,602	1,898	5,269	7,167
7	200	0,555	0,321	2,363	1,302	1,141	1,463	2,139	3,200	1,789	5,138	6,926
8	180	0,50	0,289	2,127	1,066	1,032	1,322	1,747	2,808	1,676	4,997	6,672
9	160	0,44	0,257	1,890	0,829	0,911	1,168	1,364	2,425	1,557	4,843	6,400
10	140	0,388	0,225	1,654	0,593	0,770	0,996	0,990	2,051	1,432	4,670	6,102

Cuadro 10.6 Tabla de cálculo para la sección elíptica

Sección	φ	f_1 (mm)	R (mm)	f_2 (mm)
11	120	1,257	5,800	1,386
12	100	1,257	5,500	1,125
13	80	1,257	5,200	836
14	60	1,257	4,850	558
15	40	1,257	4,500	253
16	20	1,257	4,130	

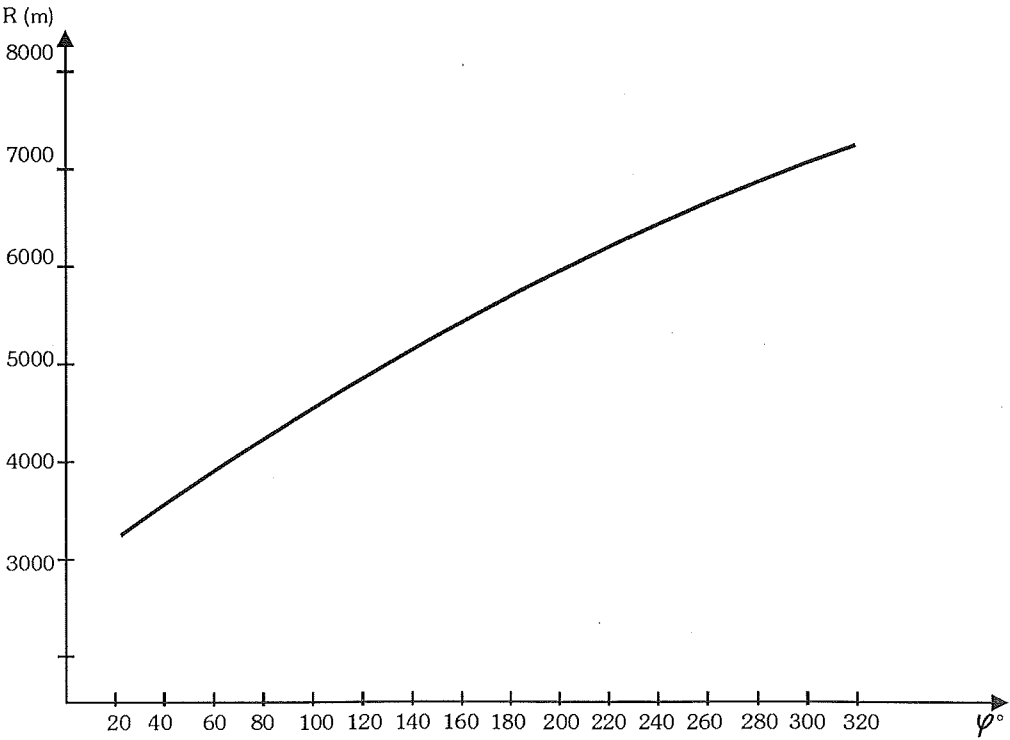


Figura 10.16 Curva para chequear la suavidad en la variación de las secciones del espiral.

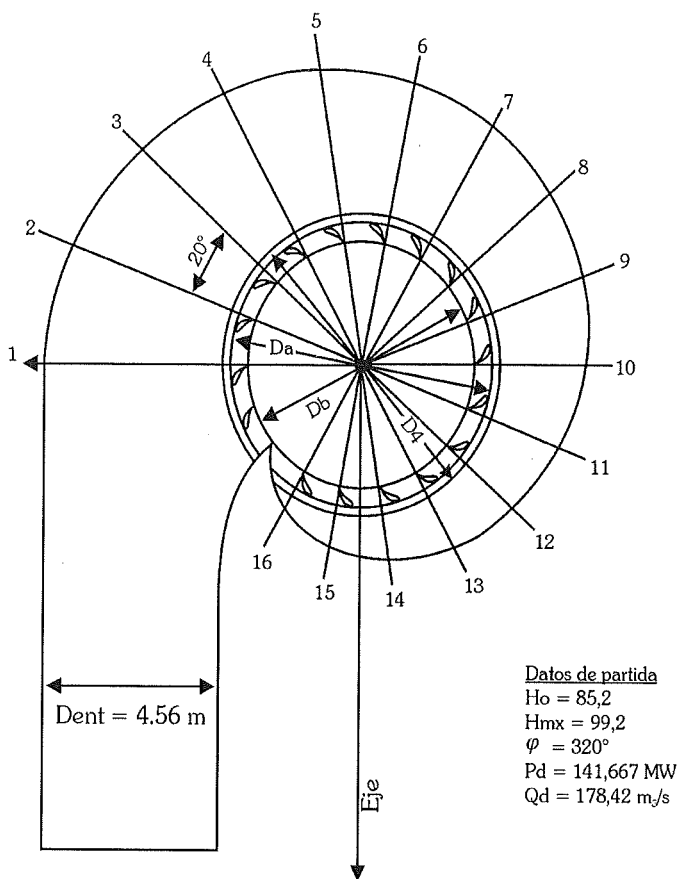


Figura 10.17 Vista en planta del espiral

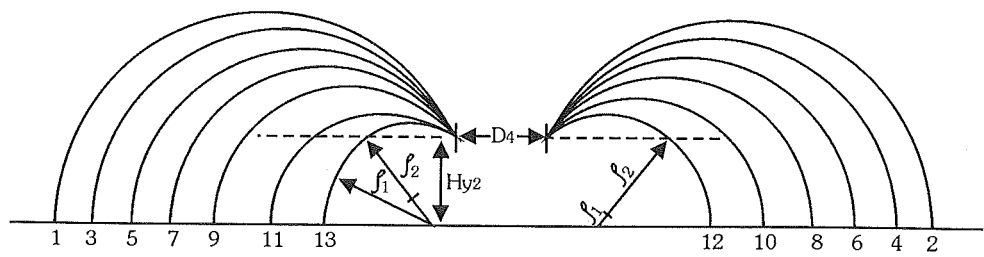


Figura 10.18 Vista en corte del espiral

10.7 MÉTODOS ESTADÍSTICOS PARA EL CÁLCULO DEL ESPIRAL

Con el fin de que este trabajo sea lo más completo posible, se presentarán otras formas de dimensionar el espiral.

La (Figura 10.19), en donde por medio de curvas se obtienen las dimensiones del espiral, permite dimensionar los espirales circulares. Para trabajar con esta figura se hace lo siguiente: en el dibujo se encuentran marcadas con letras las secciones de la turbina que pueden ser dimensionadas, luego entrando en la curva con la velocidad específica de la turbina en estudio, se encuentran cada una de las dimensiones en porcentaje del diámetro D_3 .

El diagrama anterior representa proporciones típicas de los espirales. Las dimensiones de los espirales también se pueden obtener mediante las siguientes ecuaciones.

Para turbinas Francis y utilizando la (Figura 10.21) se tiene que:

A/D_3	=	1,2	-	$19,56/n_s$
B/D_3	=	1,1	+	$54,8/n_s$
C/D_3	=	1,32	+	$49,25/n_s$
D/D_3	=	1,50	+	$48,8/n_s$
E/D_3	=	0,98	+	$63,60/n_s$
F/D_3	=	1	+	$131,4/n_s$
G/D_3	=	0,89	+	$96,5/n_s$
H/D_3	=	0,79	+	$81,75/n_s$
I/D_3	=	0,1	+	$0,00065/n_s$
L/D_3	=	0,88	+	$0,00049/n_s$
M/D_3	=	0,60	+	$0,000015/n_s$

Como se ve en las (Figuras 10.19 y 10.21), la nomenclatura de la dimensiones no son iguales.

Para turbinas Kaplan se tienen dos ecuaciones, teniendo en cuenta si se trata de espirales circulares o trapezoidales. Las secciones de los espirales se muestra en la (Figura 10.20).

El DM es el diámetro del rodete tal como se vio en la (Figura 9.36).

	Sección Circular
A_1/D_M	= $0,40 n_s^{0.20}$
B_1/D_M	= $1,26 + 3,79 \times 10^{-4} n_s$
C_1/D_M	= $1,46 + 3,24 \times 10^{-4} n_s$
D_1/D_M	= $1,59 + 5,74 \times 10^{-4} n_s$
E_1/D_M	= $1,21 + 2,71 \times 10^{-4} n_s$
F_1/D_M	= $1,45 + 72,17/n_s$
G_1/D_M	= $1,29 + 41,63/n_s$
H_1/D_M	= $1,13 + 31,86/n_s$
I_1/D_M	= $0,45 + 31,80/n_s$
L_1/D_M	= $0,74 + 8,7 \times 10^{-4} n_s$
M_1/D_M	= $1/(2,06 - 1,20 \times 10^{-3} n_s)$

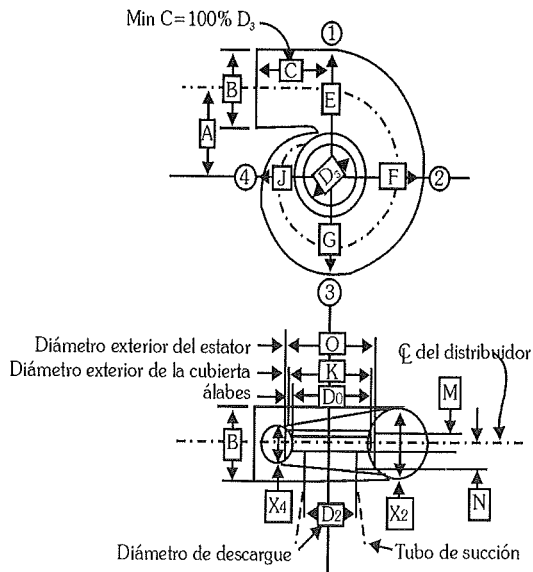
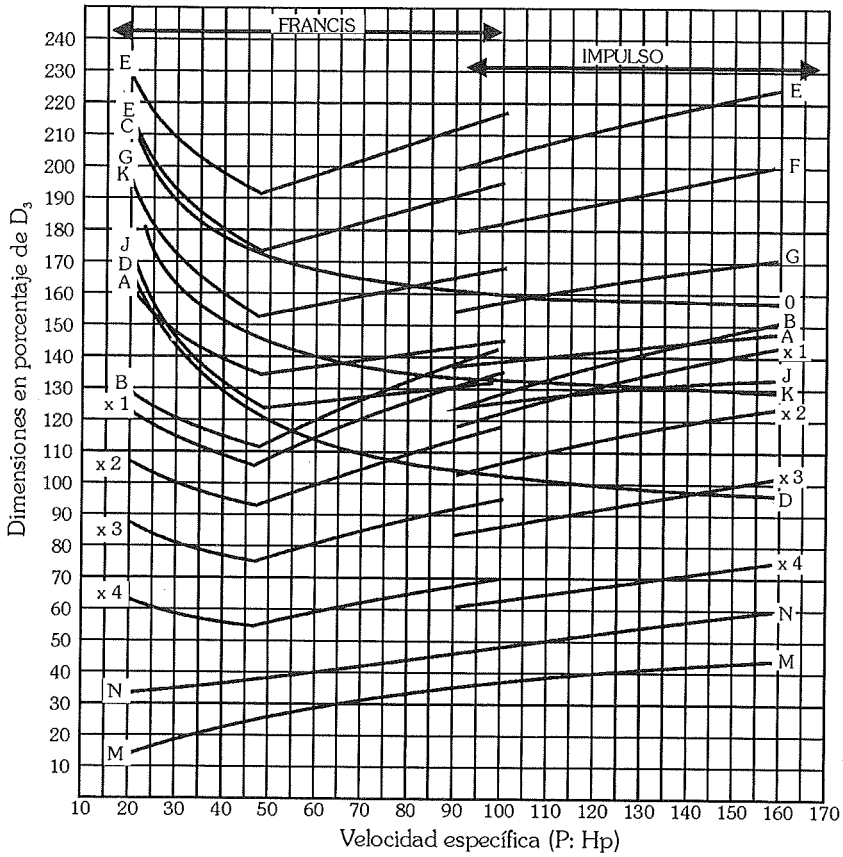


Figura 10.19 Dimensiones aproximadas del espiral de turbinas reactivas

Sección trapezoidal

B_2/D_M	$=$	$1/(0,76 + 8,92 \times 10^{-5} n_s)$
C_2/D_M	$=$	$1/(0,55 + 1,48 \times 10^{-5} n_s)$
D_2/D_M	$=$	$(1,58 - 9,05 \times 10^{-5} n_s)$
E_2/D_M	$=$	$(1,48 - 2,11 \times 10^{-5} n_s)$
F_2/D_M	$=$	$1,62 - 3,18 \times 10^{-5} n_s$
G_2/D_M	$=$	$1,36 + 7,79/n_s$
H_2/D_M	$=$	$1,19 + 4,69/n_s$
I_2/D_M	$=$	$0,44 - 21,47/n_s$
L_2/D_M	$=$	$1,44 + 105,29/n_s$
M_2/D_M	$=$	$1,03 + 136,28/n_s$

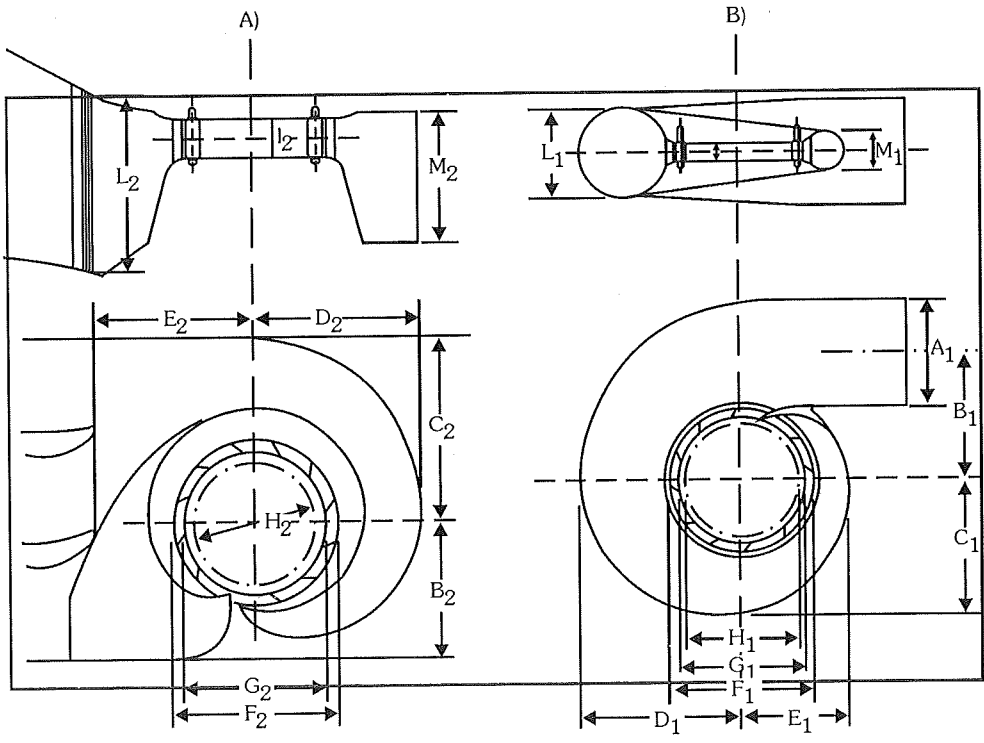


Figura 10.20 Principales dimensiones de la espiral de una turbina Kaplan

- A) Espiral de concreto
- B) Espiral metálica

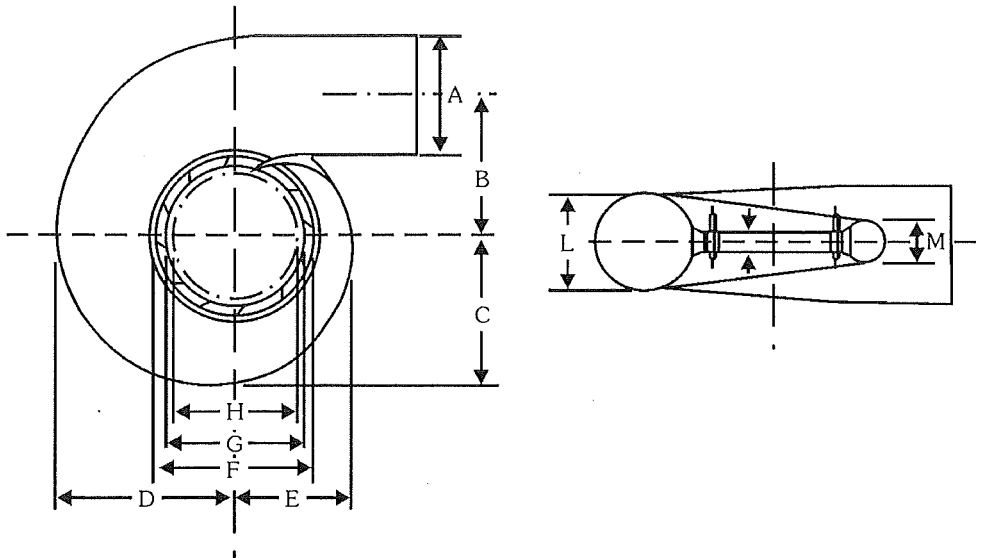


Figura 10.21 Principales dimensiones de la espiral de una turbina Francis.

Ejemplo 10.2:

Se resolverá la espiral de la turbina del Ejemplo 10.1. De aquí los datos que se necesitan son los siguientes: se trata de una turbina Francis con espiral circular, el diámetro D_3 es 5,08 m y la velocidad específica es de 235.

Entrando en la (Figura 10.19) y con $D_3 = 5,08$ se tiene que:

M	=	1,42 m
N	=	1,93 m
X_4	=	2,90 m
X_3	=	3,93 m
X_2	=	4,88 m
X_1	=	5,59 m
B	=	5,84 m
A	=	7,01 m
J	=	6,09 m
D_s	=	6,96 m
K	=	7,42 m
G	=	7,92 m
O	=	8,79 m
F	=	9,04 m
E	=	9,91 m

11 DISEÑO DEL DISTRIBUIDOR

11.1 CONSIDERACIONES GENERALES Y CRITERIOS DE DISEÑO

En las turbinas reactivas, el distribuidor cumple las siguientes funciones:

- Regula el caudal que pasa a través de la turbina y crea la necesaria circulación a la llegada al rodete en correspondencia con la carga en la unidad.
- Cierra herméticamente la entrada de agua al rodete, parando así totalmente a la turbina.
- Defiende la unidad de embalajes nocivos al presentarse descargas en ésta, o desconexiones de la red eléctrica.

El distribuidor se compone de las siguientes partes fundamentales: (Figura 11.1)

- Anillos superior e inferior con cojinetes para los pivotes de los álabes.
- Los álabes, dispuestos uniformemente a lo largo del perímetro del distribuidor a la entrada al rodete de la turbina.
- El mecanismo de giro de los álabes.

El giro de los álabes se realiza por medio de los servomotores del distribuidor que hacen girar el anillo regulador (Figura 6.39), las palancas y émbolos unidos a los pivotes de los álabes.

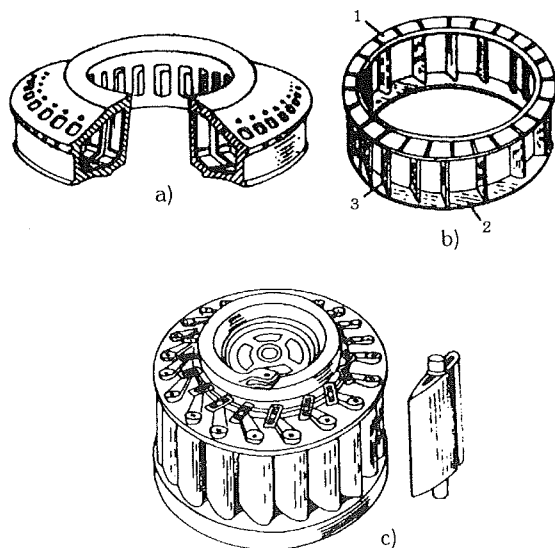


Figura 11.1 Distribuidor y sus partes

- | | |
|-----------------|--------------------|
| a) Tapa | 1. Anillo superior |
| b) Estator | 2. Anillo inferior |
| c) Distribuidor | 3. Pilas |

Se utilizan los siguientes tipos de distribuidores:

- Radial o cilíndrico (Figura 11.2a). Los ejes de los álabes son paralelos al eje de la turbina.
- Cónico (Figura 11.2b). Los ejes de los álabes forman cierto ángulo con el eje de la turbina.
- Axial (Figura 11.2c). Los ejes de los álabes son perpendiculares al eje de la turbina.

El distribuidor radial (cilíndrico) se utiliza en turbinas Francis, Kaplan verticales y diagonales. El cónico es generalmente usado en turbinas de bulbo (o de cápsula) cuyo eje es horizontal. El distribuidor axial es usado en turbinas de eje horizontal.

La construcción del distribuidor debe cumplir con una serie de exigencias, entre las cuales las principales son:

- La máxima abertura de los álabes del distribuidor debe garantizar el paso del caudal de diseño de la turbina, con un factor de seguridad no menor del 5%, con la potencia nominal.
- El cierre total y hermético de la turbina, con un mínimo de escapes a través de las uniones.
- En el mecanismo de giro de los álabes se debe contar con elementos que eviten la rotura de estos en caso de que entre ellos se vean atrapados cuerpos extraños.

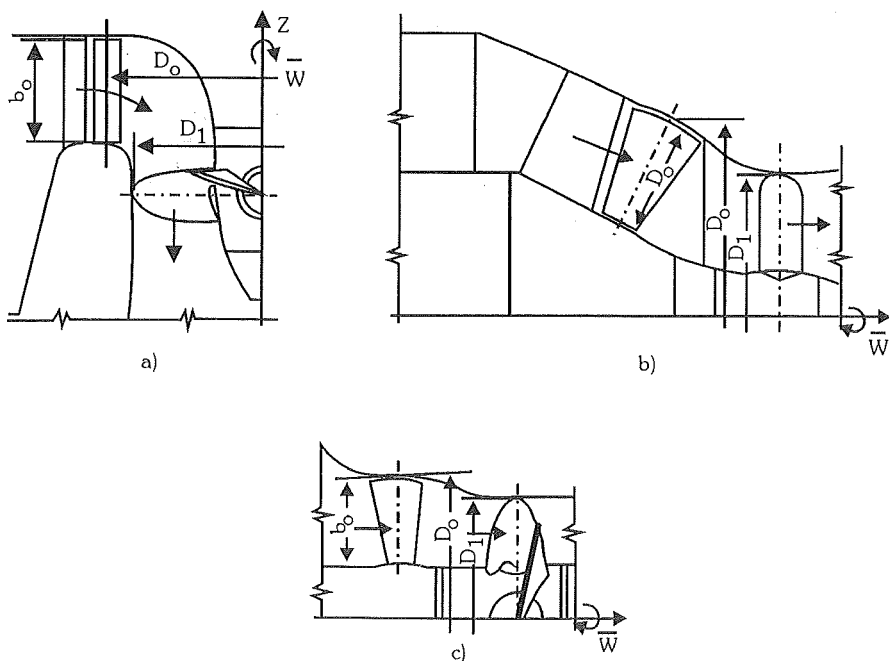


Figura 11.2 Tipos de distribuidores

- a) Radial o cilíndrico
- b) Cónico
- c) Axial

- En caso de que se pierda el control de estos elementos sobre los álabes, estos no deben girar sobre su eje bajo la acción del flujo.

11.2 PARÁMETROS CONSTRUCTIVOS E HIDRÁULICOS FUNDAMENTALES

Las características hidráulicas y dinámicas del distribuidor se determinan con los siguientes parámetros (Figura 11.3):

- La altura del distribuidor b_0 o el valor relativo b_0/D .
- El diámetro de la circunferencia donde se encuentran los ejes de los álabes D_0 , o el valor relativo D_0/D .
- El número de álabes Z_0 .
- La longitud de la cuerda del perfil del álabe L y la densidad de la malla $L/t = Z_0 L / \pi D_0$.
- La forma de los álabes.
- La abertura del distribuidor Q_0 .
- La excentricidad relativa $N = (L_1 - L_2) / 2 (L_1 + L_2)$

$$N = \frac{(L_1 - L_2)}{2 (L_1 + L_2)}$$

La malla circular tiene una gran densidad cuando $(L/t > 1,0)$ y por eso se puede asumir que en el rango de posibles aberturas de operación normal, la dirección del flujo a la salida del distribuidor radial no depende del ángulo de entrada del flujo a los álabes sino del ángulo de salida.

Para regular el caudal que pasa a través de la turbina se varía la posición de los álabes haciéndolos girar alrededor de su eje. El valor de la abertura a_0 depende de la posición angular de los álabes, de las dimensiones de la turbina (D_0) y del número de álabes (Figura 11.3). En la investigación de las propiedades de las turbinas se utiliza también el valor adimensional denominado abertura relativa:

$$\bar{a}_0 = \frac{a_0 Z_0}{\pi D_0}$$

La abertura relativa Q_0 se expresa en porcentaje de su valor máximo Q_0 max. cuando los álabes se encuentran en posición radial:

$$a_0 \text{ max.} = \frac{\pi D_{\text{sal}}}{Z_0} = \frac{\pi D}{Z_0}$$

Donde:

D_{sal} es el diámetro de los puntos que unen los vértices de los álabes a la salida del agua de éstos (Figura 11.3).

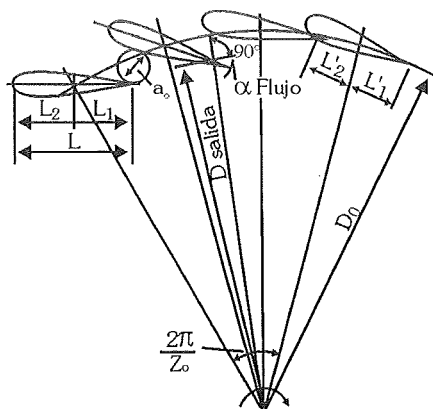


Figura 11.3 Parámetros del distribuidor

En las turbinas de eje vertical con distribuidor radial se utilizan álabes estandarizados, simétricos, asimétricos de curvatura positiva (la concavidad del álabe está dirigida hacia el eje de la turbina) o asimétricos de curvatura negativa (Figura 11.4). En la (Figura 11.5) se muestran las dimensiones de álabes estandarizados con ayuda de los cuales se puede construir el álabe del distribuidor de una turbina dada (conociendo el valor del diámetro del rodete D).

El valor del caudal que pasa a través de la turbina depende, no solamente de la abertura del distribuidor, sino de la forma de los álabes. En la expresión para determinar el caudal a través de la turbina se incluye el ángulo del flujo (ver más adelante) el caudal es aproximadamente igual al ángulo del elemento de salida del álabe. Para una misma abertura a_0 y diferentes formas de los álabes, el ángulo del flujo a la salida del distribuidor es diferente: $\alpha' \text{ flujo} < \alpha \text{ flujo} < \alpha'' \text{ flujo}$ (Figura 11.4).

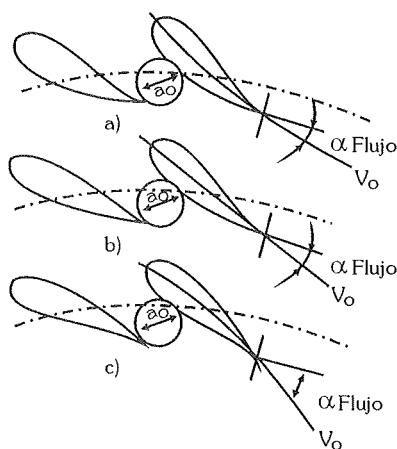


Figura 11.4 Formas utilizadas de los álabes del distribuidor

- a) Alabes asimétricos de curvatura negativa
- b) Alabes simétricos
- c) Alabes asimétricos de curvatura positiva

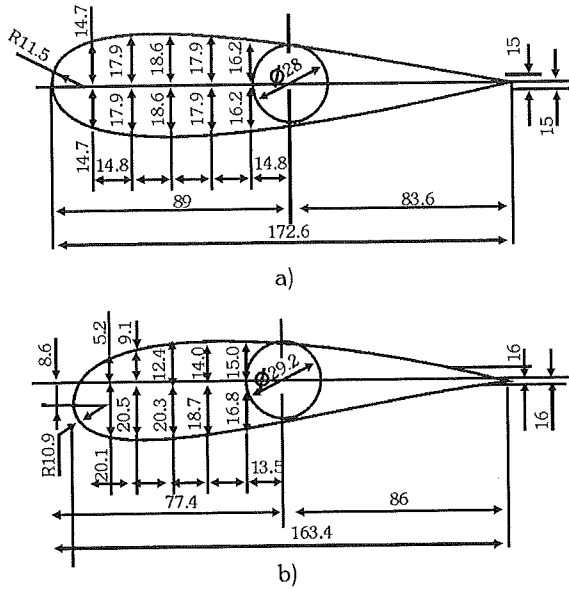


Figura 11.5 Formas estandarizadas de los álabes del distribuidor
a) Simétrica b) Asimétrica
Las dimensiones se dan para $D = 1000$ mm y $Z = 24$

El mayor caudal a través de la turbina tiene lugar al instalar álabes asimétricos de curvatura positiva que dirigen el flujo al llegar al rodete de la turbina con la mayor componente radial de la velocidad absoluta (Figura 11.6).

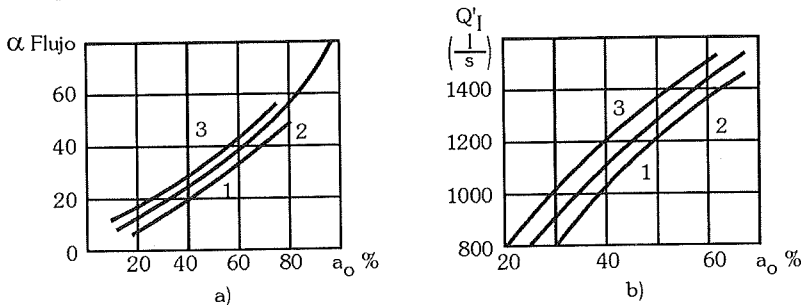


Figura 11.6 Influencia de la forma de los álabes del distribuidor sobre el caudal en la turbina
a) Relación $\text{flujo} = f(Q_0)$ b) $Q'_1 = f(a_0)$
1. Álabes de curvatura negativa
2. Álabes simétricos
3. Álabes de curvatura positiva

Los parámetros del distribuidor b_0 / D ; D_0 / D ; Z_0 están estandarizados y se eligen en función de la caída nominal y de las dimensiones de la turbina. Al aumentar los valores de b_0 y D se disminuyen las velocidades medias y las pérdidas en el distribuidor; se hace más uniforme el flujo en la entrada al rodete y como resultado se aumenta la eficiencia η_T de la turbina. Sin embargo, se debe tener en cuenta que los esfuerzos en los álabes no deben superar los valores permitidos.

La velocidad específica de la turbina depende de la caída a la cual está sometida. Por otra parte, la velocidad específica se determina en función de sus valores unitarios. Las turbinas hidráulicas de pequeñas y grandes velocidades específicas, se diferencian radicalmente por su capacidad de flujo, la cual, en particular, se determina por la altura del distribuidor y los esfuerzos permisibles en los álabes, que se obtienen al escoger los valores óptimos de b_0 / D y $a_0 / 2$. Las turbinas rápidas tienen valores altos de b_0 / D y $a_0 / 2$ en relación con las lentas (Figura 11.7).

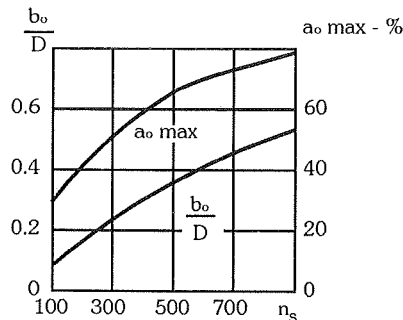


Figura 11.7 Valores de b_0 / D y de $a_0 \text{ max}$ en función de la velocidad específica de la turbina

La relación entre la capacidad de vertimiento (caudal) de la turbina y los parámetros del distribuidor, se obtiene colocando en la ecuación de Euler (para el caso $(V_u r)_1 = (Q / 2 \pi b_0) \times \text{ctg } \alpha \text{ flujo}$):

$$\frac{\eta_G \quad g \quad H}{W} = \frac{Q}{2 \pi b_0} \quad \text{ctg } \alpha \text{ flujo}$$

y realizando las correspondientes transformaciones:

$$\frac{\eta_G \quad g \quad 30}{n'_1 \quad D} = (\text{ctg } \alpha \text{ flujo } Q'_1) / 2 b_0$$

Se determina el valor de caudal unitario:

$$Q'_1 = \frac{b_0 \tan \alpha \text{ flujo } 60 \eta_G \quad g}{D \times n'_1} \quad (11.1)$$

Así, la capacidad de vertimiento de la turbina y la circulación en la entrada al rodete, depende de b_0 , $\tan \alpha \text{ flujo}$ y n'_1 . Para turbinas lentas se toma $0,08 b_0 / D < 0,12$. La potencia nominal de la turbina se garantiza con una abertura igual a $0,3 a_0 \text{ max.} < a_0 < 0,5 a_0 \text{ max.}$ En las turbinas rápidas la altura relativa del distribuidor es $0,3 < b_0 / D < 0,5$ y la abertura de diseño es:

$$0,7 a_0 \text{ max.} < a_0 < 0,8 a_0 \text{ max.}$$

11.3 TIPOS DE DISTRIBUIDORES Y SU UTILIZACIÓN

Como han mostrado las investigaciones experimentales, las turbinas de eje vertical poseen un determinado gradiente del momento de velocidad a la entrada y la salida del rodete, lo cual es resultado de la distribución irregular de las velocidades en la salida del distribuidor con álabes no debidamente enrollados.

El flujo formado por distribuidores radiales no es potencial, ya que a su salida, el momento de velocidad varía con la altura. La irregularidad en la distribución de las velocidades ocasiona un aumento de las pérdidas de energía en el distribuidor, en el rodete y especialmente en el tubo de succión, donde la energía del flujo en circulación prácticamente no se recupera. Las pérdidas de energía en el tubo de succión, producidas por el agua en circulación, aumenta considerablemente en los regímenes que involucran grandes caudales unitarios. Por lo tanto, una de las maneras de mejorar la característica energética de las turbinas hidráulicas en el futuro es la disminución del número de revoluciones del agua en la parte sumergida de la turbina.

En la práctica se utilizan los siguientes tipos de turbinas con diferentes distribuidores:

- Turbinas de eje vertical con distribuidores radiales y rodets Francis, Kaplan o Diagonales.
- Turbinas de eje vertical con distribuidores cónicos y rodets diagonales.
- Turbinas de eje horizontal tipo bulbo con distribuidores cónicos.
- Turbinas de eje horizontal convencionales con distribuidores axiales.

Con el fin de que las pérdidas de energía en la parte sumergida de la turbina y especialmente en el tubo de succión sean mínimas, el agua se debe llevar al rodete con una circulación constante y una mínima irregularidad de su velocidad. Un flujo de tales características es muy cercano a un flujo potencial.

En el caso general, los valores del momento de velocidad para los puntos extremos A y B a la salida del álabe del distribuidor (Figura 11.8), depende de la geometría del distribuidor y de la forma de los álabes:

$$\begin{aligned}(V_u r)_A &= r_A V_{\text{enr}} \operatorname{ctg} \alpha_A \\ (V_u r)_B &= r_B V_{\text{enr}} \operatorname{ctg} \alpha_B\end{aligned}$$

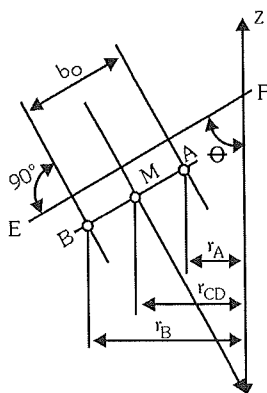


Figura 11.8 Parámetros geométricos de un distribuidor cónico

Donde:

α_A y α_B son los ángulos de salida del flujo en los puntos A y B.

Para garantizar la unidad de los momentos de velocidad $(V_u r)_A = (V_u r)_B$ en los puntos extremos de la parte final de los álabes se debe cumplir la condición:

$$\frac{\operatorname{ctg} \alpha_A}{\operatorname{ctg} \alpha_B} = \frac{r_B V_{m b}}{r_A V_{m a}} = \frac{r_B}{r_A} k \quad (11.2)$$

La estructura del flujo y el coeficiente k de irregularidad de la velocidad meridional a la salida del distribuidor, dependen del tipo de éste y del régimen de operación de la turbina.

11.3.1 Distribuidor radial ($\Theta = 0^\circ$; $r_A = r_B$)

En este caso, la ecuación (9.1) toma la siguiente forma:

$$\frac{\operatorname{ctg} \alpha_A}{\operatorname{ctg} \alpha_B} = k \quad (11.3)$$

El valor del coeficiente k depende de la velocidad específica de la turbina y del régimen de operación. Para una turbina vertical rápida $k \leq 3$. Con el fin de que el flujo a la salida de un distribuidor radial sea potencial, es decir, para que se cumpla la condición $(V_u r)_0 = f(b_0) = \text{cte}$ se deben utilizar álabes retorcidos con un ángulo de cierre $\Delta \alpha = \alpha_B - \alpha_A$. Sin embargo, una construcción de tal tipo es mucho más complicada y en general, no se usa.

11.3.2 Distribuidor axial ($\Theta = 90^\circ$; $r_B > r_A$; $V_B \approx V_A$)

El flujo es prácticamente uniforme en cuanto a la distribución de las velocidades. (El flujo sigue prácticamente una línea recta, dado que no existe el caracol o espiral y el tubo de succión es recto).

En este caso:

$$\frac{\operatorname{ctg} \alpha_A}{\operatorname{ctg} \alpha_B} = \frac{r_B}{r_A}$$

Para que el flujo a la salida del distribuidor axial tenga una velocidad constante (V_u) , a lo largo del radio, sus álabes deben ser retorcidos. El grado de torción depende de la relación de los radios r_B y r_A .

11.3.3 Distribuidor cónico ($r_A \neq r_B$; $k \neq 1$)

A medida que aumenta el ángulo Θ , aumenta también la relación r_B / r_A pero simultáneamente, gracias a la disminución en la uniformidad del flujo meridional, disminuye el valor del coeficiente k . En un distribuidor cónico de una turbina de bulbo ($\Theta = 60^\circ$) el flujo meridional es uniforme en cuanto a la distribución de las velocidades, pero para garantizar un momento de velocidad constante el ángulo del álabe debe variar verticalmente (Figura 11.9).

Mientras más retorcidos sean los álbes, más difícil es garantizar un cierre compacto del distribuidor. Por lo anterior, la tendencia es la de retorcer los álbes lo menos posible.

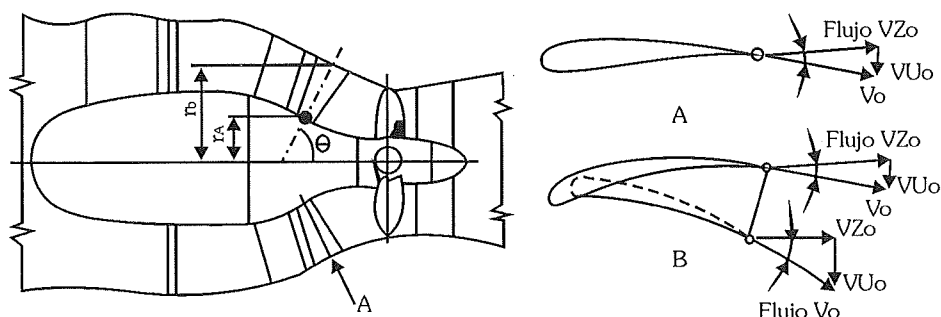


Figura 11.9 Distribuidor cónico de álbes de diferentes formas

- a) Álabe sin redondear
- b) Álabe redondeado

11.4 PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN EL DISTRIBUIDOR RADIAL

En la elección de los parámetros fundamentales del distribuidor y en la investigación de la forma de los álbes y su influencia en los indicadores de la turbina se deben, por lo menos aproximadamente, evaluar las pérdidas de energía en él.

La fórmula que aquí se recomienda utilizar es la siguiente:

$$K_{dis} = \frac{h_F}{h_D} = \frac{1}{2 \pi^2 g} \times C_x \frac{L / t}{\left(\frac{D_0}{D}\right)^2 \frac{D_0}{D} \sin^3 \beta_{instalación}} * (Q'_1)^2 \quad (11.4)$$

Donde:

C_x es el factor de resistencia del álabe.

β_{inst} es el ángulo de instalación del álabe determinado por el grado de apertura del álabe.

L/t es la densidad de la malla en un distribuidor cilíndrico.

b_0 es la altura del distribuidor.

H_D es el valor de la caída de diseño.

D es el diámetro del rodete de la turbina.

D_0 es el diámetro hasta el eje del distribuidor.

Q'_1 es el valor del caudal unitario tomado de la característica universal.

Como se ve, en el distribuidor las pérdidas de energía dependen de las relaciones geométricas D_0/D y b_0/D , de la densidad de la malla L/t , de la forma del álabe C_x y del régimen de operación de la turbina (β_{inst} , Q'_1).

Para disminuir las pérdidas se deben aumentar los valores D_0/D y b_0/D y utilizar álabes cuya forma esté de acuerdo con el flujo formado por el espiral. La función de las pérdidas con respecto a la apertura es compleja: al aumentar el ángulo de instalación de los álabes β_{inst} y en este caso las pérdidas al principio disminuyen y luego comienzan a aumentar (Figura 11.10). Las pérdidas de energía tienen su valor mínimo para Q_0 óptimo y aumentan tanto al abrir como al cerrar el distribuidor.

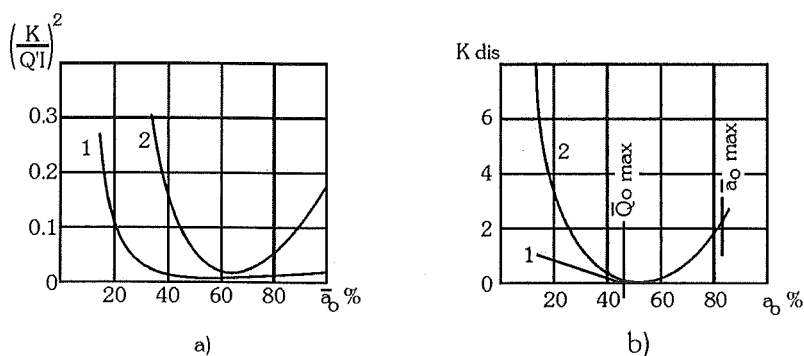


Figura 11.10 Pérdidas de energía en el distribuidor

a) Variación de las pérdidas relativas

b) Valor de pérdidas relativas

1. Turbina rápida

2. Turbina lenta

Las pérdidas de energía en distribuidores de turbinas lentas son varias veces mayores que en turbinas rápidas, lo cual se explica por las grandes velocidades en el distribuidor cuya altura es 5 a 6 veces menor que el distribuidor de una turbina rápida. (En turbinas rápidas $b_0/D \leq 0,4$ y en turbinas lentas $b_0/D < 0,1$).

Si en una turbina Kaplan rápida, con aberturas correspondientes a la mitad de la potencia nominal y mayores, las pérdidas en el distribuidor son apenas una fracción muy pequeña, en las Francis lentas éstas alcanzan valores del 3 a

5%. Por lo tanto, se debe prestar especial atención al mejoramiento de los distribuidores en turbinas rápidas.

La forma de los álabes influye considerablemente en el valor de las pérdidas en el distribuidor. Los polares de los álabes asimétricos, es decir, las relaciones $C_y = f(C_x)$ (Figura 11.11) están desplazados a lo largo del eje de las ordenadas y por eso el valor mínimo de C_x tiene lugar para cierto valor C_y (se toma como positiva la dirección de la fuerza de elevación del álabe que tiene hacia el eje de la turbina). La comparación de diferentes álabes se realiza para un mismo tipo de espiral e iguales valores de C_y . De la (Figura 11.11) se desprende que para grandes valores positivos de C_y y pequeñas aberturas del distribuidor, el perfil asimétrico de curvatura negativa 3 posee el valor mínimo de C_x . En estas condiciones el perfil de curvatura positiva 1 tiene un valor grande de C_x . En espirales estrechos y grandes aberturas del distribuidor el coeficiente C_y es negativo y el perfil de curvatura positiva tiene el menor valor de C_x . En los espirales de las turbinas $25^\circ < \delta < 45^\circ$, por lo cual el rango de aberturas es un factor preponderante que influye en la llegada del agua a los álabes y en la pérdida de energía en el distribuidor.

Basados en las consideraciones anteriores se puede realizar la selección y utilización de álabes para turbinas de diferentes velocidades.

Las turbinas Kaplan rápidas ($H \leq 40$ m) tienen un ángulo incompleto de cobertura del espiral y funcionan con grandes aberturas. Para garantizar un mínimo de pérdidas en la parte del distribuidor a la cual llega el flujo del canal del espiral, es deseable utilizar álabes de curvatura positiva. En la parte abierta del espiral, en donde el flujo tiene una dirección cercana a la radial, los álabes de curvatura negativa tienen menores valores de C_x y por eso, la utilización de estos álabes es más aconsejable. Dado que la instalación de álabes de diferente forma en un mismo distribuidor es inaceptable, en turbinas Francis rápidas y de eje vertical, se utilizan perfiles simétricos que por sus características hidráulicas son ligeramente inferiores a los álabes antisimétricos.

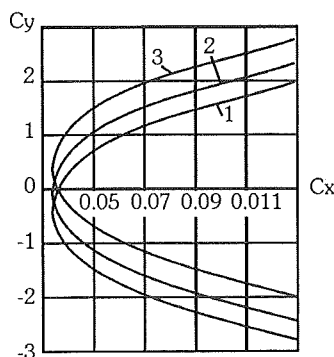


Figura 11.11 Valores de $C_x = f(C_y)$ para los álabes estandarizados

1. Álabes de curvatura positiva
2. Álabes simétricos
3. Álabes de curvatura negativa

Las turbinas Francis rápidas y semirápidas ($45 < H < 170$ m) y las turbinas Kaplan de alta caída ($40 < H < 80$ m) tienen espirales con un ángulo de cobertura $\varphi \leq 345^\circ$ y operan con aberturas suficientemente grandes del distribuidor. Las dimensiones de los espirales de tales turbinas pueden ser limitadas en planta. En estas condiciones es más efectivo el uso de álabes de curvatura positiva que tienen un valor mínimo de C_x y que disminuyen la formación de vórtices a la llegada al rodete.

Las turbinas Francis lentas ($230 < H < 750$ m) operan con pequeñas aberturas del distribuidor. En función de los parámetros del espiral y del tipo de rodete, tanto el álabe de curvatura positiva como el de curvatura negativa, pueden ser óptimos. Para espirales amplios y aberturas pequeñas es mejor el álabe de curvatura negativa que, a su vez, posee mejores características dinámicas. El distribuidor con álabes de curvatura negativa aumenta la circulación del flujo a la llegada al rodete hasta su valor de diseño.

11.5 DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS FUNDAMENTALES DEL DISTRIBUIDOR

La configuración de los distribuidores en las turbinas modernas se ha estandarizado. Con base a esta estandarización se realizó el esquema de fuerzas (esquema dinámico) (Figura 6.30) en el cual, para gobernar los álabes se requieren unas dimensiones mínimas de los servomotores del distribuidor. La selección de las dimensiones del mecanismo de giro se realiza de acuerdo al cuadro 11.1 y en función del diámetro del rodete de la turbina. La capacidad de operación y la efectividad de la construcción elegida se debe fundamentar con los correspondientes cálculos y con investigaciones especiales.

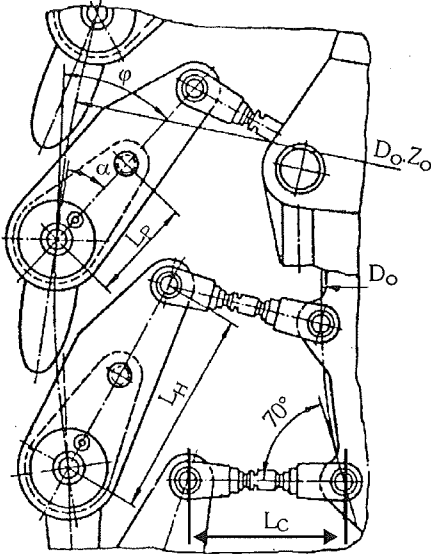
Con el fin de establecer las dimensiones fundamentales de los servomotores se debe contar con las características dinámicas (el esquema de fuerzas) del distribuidor, que se determinan por medio de modelos. Estos datos también se utilizan para el cálculo de la resistencia de los álabes y del mecanismo de giro del distribuidor.

El valor de la fuerza hidráulica y del momento actuante sobre el álabe del lado del flujo depende del tipo de espiral, de la forma del perfil del álabe, de la ubicación del eje de giro del álabe y de la abertura del distribuidor. Los resultados de los ensayos se presentan en forma de relaciones de las fuerzas y momentos unitarios en las cuales se tienen en cuenta los coeficientes C_p , C_m . Estas relaciones se dan en función de la abertura para cada uno de los álabes estandarizados:

$$P_G = C_p \frac{Q^2}{D^2} = C_p D^2 (Q'_1)^2 H$$

$$P'_{IG} = \frac{P_G}{D H} = C_p \int (Q'_1)^2 \quad (11.5)$$

Cuadro 11.1 Dimensiones estandarizadas del mecanismo de giro del distribuidor



D (mm)	Número de álabes	D_0 (mm)	ϕ	D_c (mm)	L_H (mm)	L_p (mm)	L_c (mm)
1800	16	2200	22°	1500	240	130	297
2000		2400		1600	270	145	342
2250		2750		1800	300	160	410
2500	24	2900	42°	2000	330	165	266
2800		3250		2250	370	185	294
3200		3750		2550	430	215	361
3600		4200		2900	480	240	383
4000		4650		3200	540	270	424
4500		5250		3600	600	300	491
5000		5800		4000	670	335	527
5500		6400		4400	740	370	588
6000		7000		4800	800	400	655
6500		7500		5200	870	435	665
7000		8100		5600	940	470	727
7500		8750		6000	1000	500	839
8000	32	9300	42°	6400	1050	525	865
8500		9850		6800	1100	550	912
9000		10500		7200	1100	440	1036
9500		11000		7600	1180	470	1041
10000		11500		8000	1250	500	1051
10500		12000		8400	1350	540	1045

$$M_G = C_m \frac{Q^2}{D} \times C_m D^3 (Q'_1)^2 H$$

$$M'_{IG} = \frac{M_G}{D^3 H} = C_m \int (Q'_1)^2 \quad (11.6)$$

Donde:

P_G, M_G es la fuerza y el momento actuantes en el álabe del lado del flujo
 P'_{IG}, M'_{IG} es la fuerza y el momento unitarios, iguales para la serie de turbinas semejantes (para $D = 1$ y $H = 1$ m)

$$C_p = \frac{P'_{IG}}{\int Q'^2_1} \quad - \quad \text{coeficiente de fuerza}$$

$$C_m = \frac{M'_{IG}}{\int Q'^2_1} \quad - \quad \text{coeficiente de momentos}$$

11.5.1 Determinación del diámetro de los servomotores

Los servomotores del distribuidor hacen girar los álabes desde un cierre completo hasta un cierre de diseño. El momento de tracción de los servomotores ubicados simétricamente con respecto al anillo regulador, debe superar los momentos hidráulicos M_{GH} actuantes en el álabe y los momentos de fricción M_{FR} actuantes en sus apoyos. En posición cerrada se debe garantizar un momento de compresión de los álabes M_Y .

En el distribuidor cerrado el valor del momento de tracción de los servomotores actuantes sobre el álabe es:

$$M_{T0} \geq M_G + M_{fr} + M_Y \quad (11.7)$$

El esfuerzo de tracción del servomotor en cada abertura debe superar el momento hidráulico y el momento de fricción y garantizar la necesaria velocidad de movimiento de los álabes:

$$M_{T0} \pm M_G + M_{fr} \quad (11.8)$$

Si el momento hidráulico facilita la abertura de los álabes, se considera positivo. El valor de M_G se considera negativo cuando el momento hidráulico tiende a cerrar los álabes del distribuidor.

Después de determinar el valor de las cantidades de la fórmula (11.7) se calcula el momento de tracción que se debe aplicar en cada álabe. Conociendo el momento de tracción se escoge el esquema del mecanismo de giro y se en-

cuentra el valor del diámetro del servomotor asumiendo una presión de aceite en él, mínima.

Para determinar el diámetro del servomotor se puede, también utilizar una fórmula aproximada, útil para construcciones estandarizadas del distribuidor y que se presenta a continuación:

$$d \text{ servomotor} = \lambda D \sqrt{\bar{b}_0} \quad H \text{ max.} \quad (11.9)$$

Donde:

$\bar{b}_0 / D = b_0$ es la altura relativa del distribuidor

λ es un coeficiente que depende del número de álabes (Cuadro 11.2).

Cuadro 11.2 coeficiente λ en función del número de álabes

Número de álabes Z_0	16	24	32
Coeficiente λ	0,034	0,03	0,028

El valor obtenido de d servomotor se redondea tomando el valor estándar más cercano (d servomotor = 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 900, 1000 mm).

Ejemplo 11.1:

Determinar todas las dimensiones del distribuidor correspondientes a la turbina del Ejemplo 9.7.

Solución:

Los datos de partida que se emplean durante el dimensionamiento de la turbina son los siguientes:

- El diámetro del rodete D que se calculó en el Ejemplo 9.7

$$D = 4,5 \text{ m}$$

- La altura del distribuidor (b_0): $b_0 = 1,125 \text{ m}$ este dato se obtuvo durante el dimensionamiento del espiral con ayuda del cuadro 9.4.

- El diámetro (D_0)

$D_0 = 5.250 \text{ mm.} = 5,25 \text{ m}$; este dato se obtuvo del dimensionamiento de la turbina teniendo como dato base el diámetro del rodete (cuadro 9.4 o 11.1)

- Número de álabes del distribuidor (Z_0): $Z_0 = 24$ se obtiene con base al diámetro del rodete (D) empleando el cuadro 11.1.

Teniendo como base estos datos, se calcula cada una de las dimensiones del distribuidor por medio del siguiente procedimiento:

- Teniendo en cuenta la recomendación según la cual para turbinas Francis de velocidad media con una cabeza entre 45 y 170 m se aconseja utilizar álabes asimétricos de curvatura positiva.

Teniendo ya determinado el tipo de álabe a emplear, se procede a hacer un gráfico a escala de éste, teniendo como base la figura estandarizada que aparece en la (Figura 11.5). Esta figura está hecha para un diámetro del rodete de 1,0 m y un número de álbes del distribuidor de $24 = Z_0$, las dimensiones para este caso se obtienen partiendo del hecho de que las dimensiones de la (Figura 11.5) están dadas en relación al diámetro del rodete D. El esquema correspondiente a este ejemplo se muestra en la (Figura 11.12).

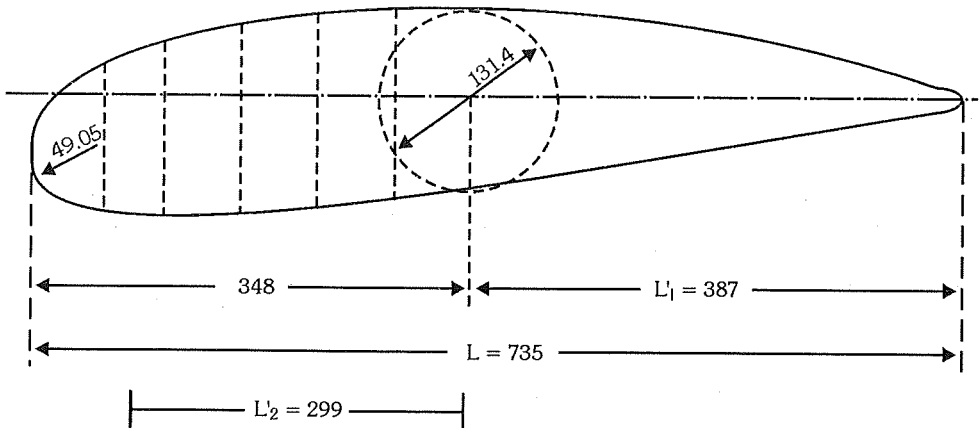


Figura 11.12 Vista en planta del álabe del distribuidor
Álabe asimétrico de curvatura positiva

b. Se obtiene el valor de la longitud de la cuerda del perfil (L) del álabe a partir de la (Figura 11.5)

$$L = 163,4 \times 4,5 = 735 \text{ mm.}$$

c. Ahora se calcula el valor de la densidad de la malla (L/t) por medio de la siguiente expresión:

$$L/t = Z_0 \quad L/\pi D_0 = \frac{24 \times 735}{\pi \times 5.250} = 1,07$$

d. Se obtiene el valor de la abertura máxima mediante la aplicación de la siguiente ecuación, teniendo como datos de partida D y Z_0 , obtenidos anteriormente:

$$Q_0 \text{ max} = \pi D / Z_0 = \pi \cdot 4,5 / 24 = 0,589 \text{ m}$$

Ahora se obtiene el valor de la abertura del distribuidor teniendo como guía los siguientes rangos para turbinas Francis, según las cuales se puede garantizar la potencia nominal. Para este caso se ha escogido 0,5 de la abertura máxima.

f. Se calcula el valor de la excentricidad relativa partiendo de los datos obtenidos en la (Figura 11.5).

$$L_1 = 387 \quad L_2 = 298,95$$

$$N = (L_1 - L_2) / 2 (L_1 + L_2)$$

$$N = (387 - 298,95) / [2 (387 + 298,95)] = 0,064$$

$$N = 0,064$$

g. Se obtiene el valor del caudal unitario (Q'_1), empleando la (Figura 11.6), teniendo como dato de entrada a_0 en porcentaje de a_2 máximo, se tiene que:

$$Q'_1 = 1.350 \text{ l/s}$$

Otra manera de obtener Q'_1 es por medio de la ecuación (11.1) pero antes se tiene que calcular el valor del ángulo del flujo (α flujo) de la (Figura 11.6).

$$\alpha \text{ flujo} = 35^\circ$$

Utilizando la ecuación (11.1) se tiene que:

$$Q'_1 = \frac{1,125 \cdot \tan 35^\circ \cdot 60 \cdot 0,93 \cdot 9,8}{4,5 \cdot 70} = 1,367 \text{ m}^3/\text{s}$$

h. Ahora se obtiene el valor de las pérdidas con base en la Figura (11.10), teniendo como dato de entrada $\bar{a}_0$ y tomando la curva correspondiente a una turbina rápida, se tiene:

$$\frac{K_{dis}}{(Q'_1)^2} = 0,01$$

$$K_{dis} = 0,01 (Q'_1)^2 = 0,01 (1,367)^2 = 0,01367$$

Entonces:

$$h_F = H \quad K_{dis} = 0,0137 \cdot 85,2 = 1,16 \text{ m}$$

i. Se obtiene el diámetro del servomotor, empleando la ecuación (11.9) y el cuadro 11.2:

$$d \text{ servomotor} = 0,03 \times 4,5 \sqrt{\frac{1,125}{4,5} \cdot 99,2} = 0,67 \text{ m.}$$

12 DIMENSIONAMIENTO DEL TUBO DE SUCCIÓN

12.1 FUNCIONES Y TIPOS UTILIZADOS

En las turbinas reactivas el tubo de succi3n cumple las siguientes funciones:

- Evacu3a el agua del rodete de la turbina y la dirige aguas abajo, con las m3nimas p3rdidas de energ3a.
- Utiliza parte de la ca3da de la turbina (de la cabeza geom3trica) si el rodete est3 ubicado sobre el nivel del agua.
- Convierte la energ3a cin3tica del flujo que sale del rodete en energ3a de presi3n.

El valor de la energ3a cin3tica del flujo a la salida del rodete depende del tipo de turbina y su r3gimen de operaci3n. Como producto de investigaciones experimentales y te3ricas, se ha establecido que 3sta es bastante diferente en turbinas Francis y Kaplan. Estos resultados se muestran en el cuadro 12.1.

Cuando no se instala el tubo de succi3n, la energ3a del flujo a la salida del rodete se pierde y la eficiencia de la turbina disminuye. Al instalar el tubo de succi3n (que es un difusor recto o c3nico, de determinadas dimensiones), la energ3a cin3tica del agua, despu3s de pasar por el rodete se transforma en energ3a de presi3n. Como resultado, bajo el rodete se crea una transformaci3n adicional a causa de la cual la cabeza utilizada por la turbina aumenta. Es especialmente considerable el papel del tubo de succi3n en la operaci3n de las turbinas Kaplan r3pidas, en la cual la energ3a cin3tica del flujo bajo el rodete puede alcanzar el 50% de la ca3da total de la turbina. La energ3a cin3tica real del agua a la salida del rodete es algo mayor que la te3rica, ya que la energ3a del flujo a la entrada al tubo de succi3n est3 distribuida en forma no uniforme.

Cuadro 12.1 Valores de la energ3a cin3tica del flujo 3 $V_3/2gH$ aguas abajo del rodete para turbinas de diferente velocidad

Tipo de Turbina	Velocidad espec3fica	$V_3/2gH$ 100%
Turbina Francis	70 a 125	2 a 4
	125 a 200	4 a 6
	200 a 300	6 a 10
Turbina Diagonal	300 a 450	10 a 14
Turbinas Kaplan verticales	450 a 600	16 a 27
	600 a 800	27 a 34
	800 a 1000	34 a 50
Turbinas Kaplan de bulbo	800 a 1400	M3s de 50

Las dimensiones y el tipo de tubo de succión influyen también sobre las características de pulsación y cavitación de la turbina y sobre las dimensiones y el costo de la parte sumergida de la casa de máquinas. De esta manera, al escoger el tipo y dimensiones del tubo de succión, es necesario analizar muy atentamente su influencia sobre las características de la turbina y sobre el costo de la casa de máquinas y por medio de los cálculos técnico - económicos escoger la alternativa óptima.

Para ilustrar la influencia del tubo de succión sobre el proceso de trabajo de la turbina, se calculará la presión por debajo del rodete y la caída utilizada por la turbina para los siguientes casos:

- Turbina sin tubo de succión, (Figura 12.1a).
- Turbina con tubo de succión cilíndrico (sin ensanchamientos del flujo) (Figura 12.1b).
- Turbina con tubo de succión normal, cuya sección transversal aumenta a lo largo del flujo, (Figura 12.1c).

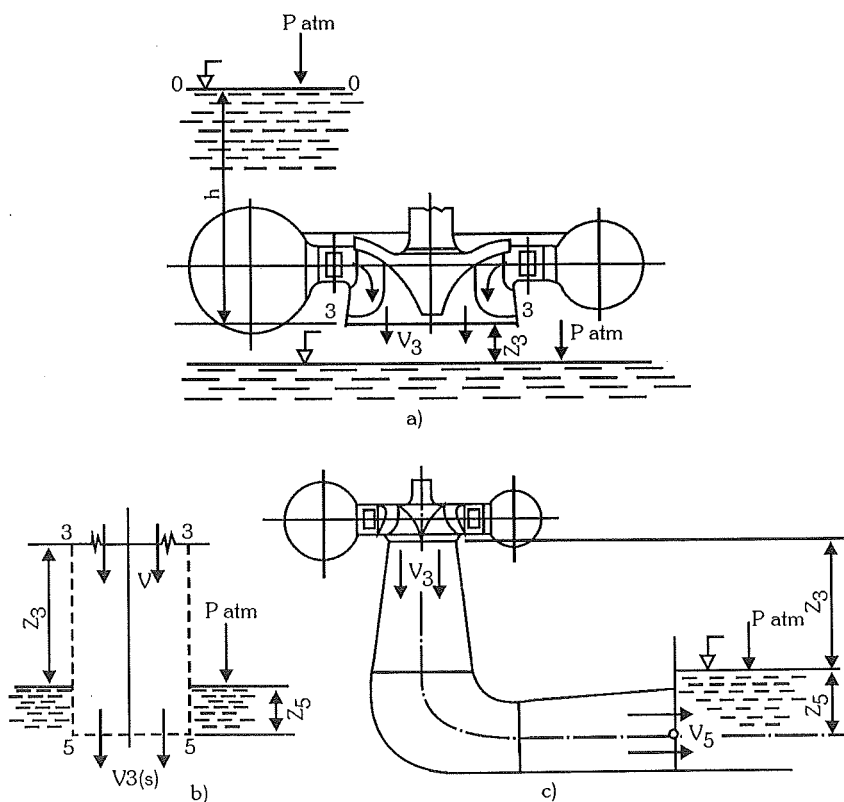


Figura 12.1 Esquema de la parte sumergida de una turbina

a) Sin tubo de succión

b) Con tubo cilíndrico

c) Con tubo curvo

12.1.1 Turbina hidráulica sin tubo de succión

Despreciando las pérdidas de energía en el mecanismo de conducción, se encuentra la caída utilizada por la turbina:

$$H = E_0 - E_{sal} \quad (12.1)$$

Donde:

$$E_0 = \frac{P_{atm}}{\gamma} + h + Z_3 \quad \text{es la energía específica aguas arriba (superficie de comparación 0-0).}$$

$$E_{sal} = \frac{P_{atm}}{\gamma} + Z_3 + \frac{V_3^2}{2g} \quad \text{energía específica del flujo a la salida del rodete.}$$

Reemplazando el valor de E_0 y E_{sal} en la ecuación (10.1) se encuentra:

$$H = h - \frac{V_3^2}{2g} \quad (12.2)$$

Pero como el agua sale directamente a la atmósfera la presión bajo el rodete será:

$$P_3 = P_{atm} \quad (12.3)$$

De esta manera, en caso de ausencia del tubo de succión, la energía cinética del flujo $V_3^2 / 2g$ y parte de la caída Z_3 no son utilizadas por la turbina y así mismo la eficiencia de la turbina baja sustancialmente.

12.1.2 Turbina con tubo de succión cilíndrico

El agua del rodete es desalojada por debajo del nivel de aguas abajo con ayuda de un tubo cilíndrico.

La energía del flujo a la entrada de la turbina (sin contar las pérdidas en la conducción) es:

$$E_0 = \frac{P_{atm}}{\gamma} + h + Z_3$$

La energía del flujo a la salida del rodete:

$$E_{sal} = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + Z_3 = \frac{P_5}{\gamma} + \frac{V_5^2}{2g} - Z_5 + \Sigma h_{3-5}$$

Donde:

Σh_{3-5} pérdida de energía en el tubo de succión.

De acuerdo con la ecuación (10.1) la caída utilizada en este caso teniendo en cuenta que $V_3 = V_5$; $P_5 / \gamma = P_{atm} / \gamma + Z_5$ se calcula con la fórmula:

$$H = (P_{atm} / \gamma + h + Z_3) - (P_{atm} / \gamma + Z_5 + V_3^2 / 2g - Z_5 + \Sigma h_{3-5}) = h + Z_3 - (V_3^2 / 2g + \Sigma h_{3-5}) \quad (12.4)$$

De esta manera, ubicando el rodete por debajo del nivel de aguas abajo y colocando un tubo de succión de sección constante, permiten utilizar adicionalmente parte de la caída Z_3 . No obstante, como en el caso anterior, se pierde totalmente la energía cinética del flujo $V_3^2 / 2g$ a la salida del rodete; además, aparecen pérdidas de energía en el tubo de succión Σh_{3-5} .

Para calcular la presión bajo el rodete se utiliza la ecuación de la energía para las secciones 3-3 y 5-5:

$$\begin{aligned} P_3 / \gamma + V_3^2 / 2g + Z_3 &= P_5 / \gamma + V_5^2 / 2g - Z_5 + \Sigma h_{3-5} = \\ &= P_{atm} / \gamma + V_3^2 / 2g + \Sigma h_{3-5} \\ P_3 / \gamma &= P_{atm} / \gamma - Z_3 + \Sigma h_{3-5} \end{aligned} \quad (12.5)$$

De la expresión (12.1) se deduce que la presión bajo el rodete puede ser menor que la atmosférica.

12.1.3 Turbina con tubo de succión normal (curvo)

El valor de la energía específica del flujo a la entrada a la turbina y a la salida del rodete se calcula con las fórmulas:

$$\begin{aligned} E_0 &= P_{atm} / \gamma + h + Z_3 \\ E_{sal} &= P_3 / \gamma + Z_3 + V_3^2 / 2g = P_5 / \gamma - Z_5 + V_5^2 / 2g + \\ &+ \Sigma h_{3-5} \end{aligned}$$

En este caso, la velocidad del flujo a la salida V_5 del tubo de succión es significativamente menor que a la entrada V_3 .

La presión a la salida del tubo de succión es:

$$P_5 / \gamma = P_{atm} / \gamma + Z_5$$

La caída utilizada por la turbina con tubo de succión es:

$$H = E_0 - E_{sal} = h + Z_3 - (V_5^2 / 2g + \Sigma h_{3-5}) \quad (12.6)$$

El valor de la presión absoluta bajo el rodete se calcula con la ecuación de energía escrita para las secciones 3 - 3 y 5 - 5:

$$P_3 / \gamma + V_3^2 / 2g + Z_3 = P_5 / \gamma - Z_5 + V_5^2 / 2g + \Sigma h_{3-5} \quad (12.7)$$

Sustituyendo $P_5 / \gamma = P_{atm} / \gamma + Z_5$ se tiene:

$$P_3 / \gamma = P_{atm} - Z_3 - (V_3^2 - V_5^2 / 2g - \Sigma h_{3-5}) \quad (12.8)$$

Examinando las ecuaciones (12.6) y (12.8) se deduce que utilizando un tubo de succión normal se aumenta la caída útil que es utilizada por la turbina.

Como resultado, la energía cinética del flujo $V_5^2 / 2g$ a la salida de la turbina es relativamente baja. Las pérdidas de energía en el tubo de succión Σh_{3-5} dependen de su tipo y dimensiones así como del régimen de trabajo de la turbina.

El valor de la caída de recuperación $(V_3^2 - V_5^2 / 2g - \Sigma h_{3-5})$ aumenta al disminuir la velocidad de salida del flujo y las pérdidas internas en el tubo de succión. La presión bajo el rodete será tanto menor como menor sea $V_5^2 / 2g$ y Σh_{3-5} .

La transformación total bajo el rodete la constituyen las caídas estática Z_3 y dinámica $V_3^2 - V_5^2 / 2g - \Sigma h_{3-5}$.

La transformación real bajo el rodete se diferencia un poco de su valor teórico porque la distribución de la energía no es homogénea a la salida del tubo de succión. De esta manera, el tubo de succión de la turbina debe asegurar la mínima pérdida de energía al convertir la energía cinética en energía de presión y optimizar económicamente sus dimensiones.

En la actualidad, en las turbinas reactivas se utilizan los siguientes tipos de tubo de succión: tubos curvos en las turbinas reactivas verticales, tubos rectos en las turbinas de bulbo (cónicos o de forma especial) (Figura 12.2 a, b, c).

Los tubos de succión curvos de diferentes tipos, son los que han tenido la más amplia utilización. El tubo de succión curvo, es más complicado por su forma que el recto y está constituido por los siguientes elementos (Figura 12.2a) difusor de entrada 1, codo 2, difusor 3. Sus medidas y forma deben ser escogidas de tal forma que aseguren la menor pérdida de energía en él. Los parámetros principales del tubo de succión curvo son: la altura del tubo h (o su valor relativo h/D) considerada desde la superficie del anillo inferior del distribuidor hasta la base del tubo; el ángulo de divergencia del difusor de entrada Θ ; el tipo de codo; la longitud del tubo L o su longitud relativa L/D_1 , la distancia desde el eje de la turbina hasta la sección de salida del tubo de succión. Para los tubos de succión rectos, los parámetros fundamentales son: la longitud del tubo L y el ángulo de divergencia Θ .

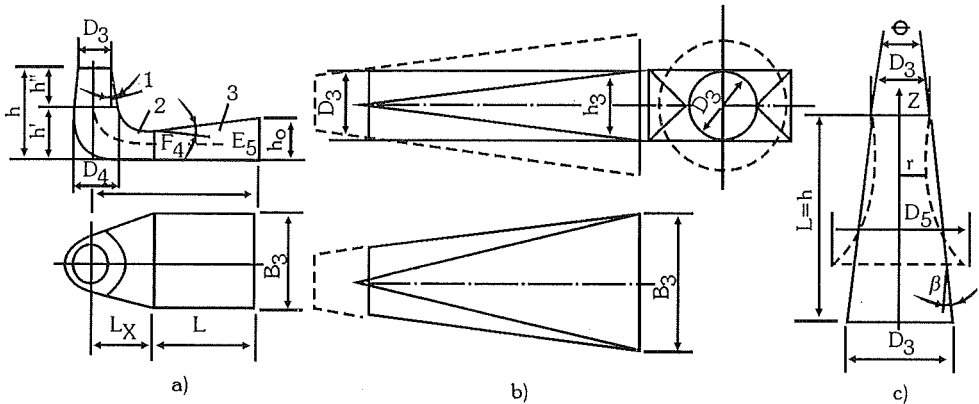


Figura 12.2 Tipos de tubos de aspiración
a) Curvo (1. Difusor de entrada, 2. Codo, 3. Difusor de salida)
b) Recto de forma especial y cónica
c) Cónico recto y divergente

12.2 COEFICIENTE DE RECUPERACIÓN Y PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN EL TUBO DE SUCCIÓN

Para caracterizar la calidad del tubo de succión se utiliza el coeficiente de recuperación, que a veces se llama eficiencia del tubo de succión. El coeficiente de recuperación caracteriza la relación entre la cabeza dinámica real que tiene el tubo de succión bajo el rodete y su valor teórico:

$$\eta_{\text{suc}} = \frac{\frac{\alpha_3}{2g} \frac{V_3^2}{2} - \left(\alpha_5 \frac{V_5^2}{2g} + \sum h_{3-5} \right)}{\alpha_3 \frac{V_3^2}{2g}} =$$

$$= 1 - \frac{V_5^2 + \sum h_{3-5}}{V_3^2} \quad (12.9)$$

Para mejorar el coeficiente de recuperación es necesario tender a la disminución de la velocidad de salida V_5 o el aumento de la sección de salida del tubo de succión A_5 .

Investigaciones experimentales demuestran que el flujo a la salida del rodete y en el tubo de succión es uniforme, especialmente en la sección de salida de los tubos curvos porque en ellos el flujo influye adicionalmente sobre el codo. A mayor irregularidad en la distribución de la velocidad en las secciones transversales del tubo de succión, más pérdidas de energía habrá en él.

El nivel de irregularidad en la distribución de velocidades, se caracteriza por el coeficiente de Coriolis (α), que es igual a la relación existente entre la energía específica de dicha sección y la energía específica calculada con base en la velocidad media para esta misma sección, es decir:

$$\alpha = \frac{\int_{A_5} V_5^2 V_z dA}{\bar{V}_5^2 Q} \quad (12.10)$$

El valor del coeficiente de Coriolis para los distintos tipos de tubo de succión se muestra en el cuadro 12.2.

En el dimensionamiento del tubo de succión es necesario empezar asumiendo una velocidad de salida V_5 (o de pérdidas relativas $\alpha_5 V_5^2 / 2gH$) en dependencia de la caída de la turbina.

Conociendo el flujo a través de la turbina y dando la velocidad V_5 (Figura 12.3), se halla el área de la sección de salida del tubo de succión. Así por ejemplo, para turbinas Francis el valor de las pérdidas de salida toma $0,02 < h_5 < 0,4\%$ y para las turbinas Kaplan $h_5 \leq 2\%$.

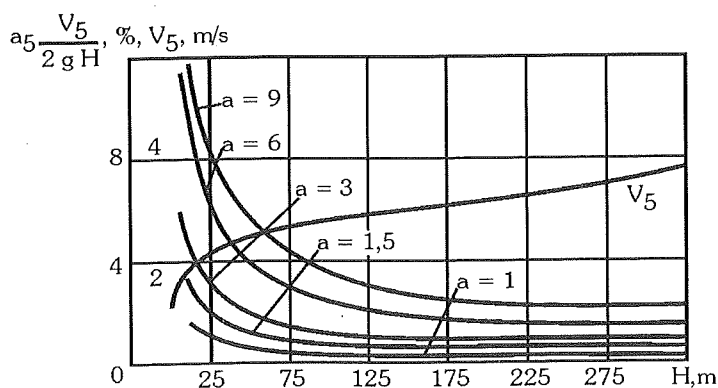


Figura 12.3 Valores permisibles de la velocidad de salida y de las pérdidas relativas a la salida del tubo de succión en función de la caída de la turbina.

Cuadro 12.2 Valores del coeficiente de Coriolis para diferentes tipos de tubo de succión

Tipo de tubo de succión	α_5
Tubo recto cónico	1,2 a 1,5
Tubo curvo para un régimen óptimo de la turbina	1,5 a 2,5
Tubo curvo para un régimen no óptimo de la turbina	2 a 7

12.2.1 Pérdidas de energía en el difusor de entrada

La transformación de la energía cinética del flujo en potencia se produce en su parte más importante en el cono de entrada del tubo de succión, por esto la correcta elección de sus medidas tiene gran importancia para las características energéticas de las turbinas rápidas.

Se conoce que las pérdidas de energía en el difusor dependen de su ángulo de divergencia total Θ y de su longitud relativa L / D_3 , así como del nivel de ensanchamiento del flujo (Figura 12.4).

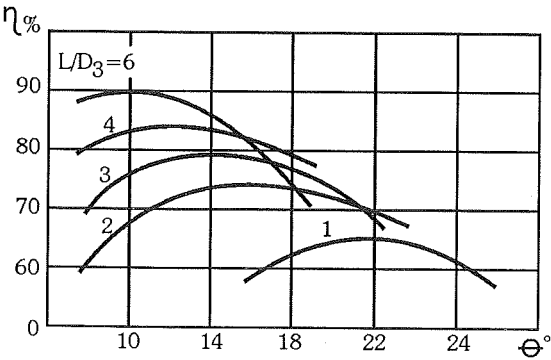


Figura 12.4 Longitud relativa óptima del difusor en función del ángulo de divergencia Θ .

La correcta elección de las medidas del difusor no sólo asegura que habrá pérdidas mínimas en el difusor de entrada, sino que influye también en las pérdidas en el codo y en el difusor de salida.

Las fuentes principales de pérdidas en el difusor, son la fricción del líquido contra sus paredes y el ensanchamiento del flujo el cual, si no tiene un correcto ángulo de divergencia Θ y con una desfavorable distribución de velocidades a la entrada del tubo, lleva al desmesurado crecimiento de su capa límite, a la separación del flujo y a la formación de vórtices. Como se sabe, bajo el rodete el flujo forma vórtices, caracterizados por el ángulo medio del flujo $\overline{\alpha}_2$, y por lo

tanto, como ángulo óptimo de divergencia del difusor de entrada se toma $\Theta > 14^\circ$ con $h / D_3 = 0,4$.

Los experimentos han demostrado, que a cada uno de los tipos de rodete, le corresponde una estructura óptima del tubo de succión con sus correspondientes valores de Θ y L / D_3 con los cuales el coeficiente de pérdidas es menor y la eficiencia $\eta_{\text{suc}} = 1 - k^*$ del tubo es la mayor. El ángulo óptimo aumenta con la disminución de L / D_3 (Figura 12.4).

12.2.2 Pérdidas de energía en el codo

El valor de la pérdida de energía en el codo es mayor en comparación con las pérdidas de energía en el difusor de entrada y en el difusor de salida y depende de la estructura del flujo a la entrada del codo y de su forma. Con base en investigaciones experimentales se pueden recomendar los siguientes valores para los radios de curvatura $R_7 \geq 0,66 D$; $R_6 \geq 1,0 D$ (cuadro 12.3). El segundo factor que influye en la pérdida de energía en el codo es la relación entre el área de salida y el área de entrada y el carácter del cambio de áreas a lo largo del codo.

Para definir la ley óptima del cambio de área del codo, en el laboratorio de turbinas hidráulicas de la fábrica de metales de Leningrado (San Petersburgo), fueron hechas unas investigaciones experimentales especiales. Se investigaron tres tipos de codo: Con continuo aumento del área de las secciones transversales del codo, con el área constante y con continuo aumento del área de la sección transversal, pero con una disminución de esta en la zona de curvatura del flujo. Este último dio resultados óptimos y fue tomado para este estudio.

12.2.3 Pérdidas de energía en el difusor de salida

En el difusor de salida del tubo de succión se realizan las transformaciones posteriores de energía cinética en energía potencial; sin embargo, la transformación fundamental se realiza en el difusor de entrada. La forma de la sección transversal del difusor de salida se toma por lo general rectangular. El ensanchamiento del flujo sucede principalmente por el elevamiento del techo del difusor en un ángulo $10 < \alpha < 13^\circ$ aunque es posible también un ensanchamiento en planta (Figura 12.2a).

El difusor de entrada posee un ángulo de divergencia óptimo, con el cual la pérdida de energía en él es mínima. Este ángulo aumenta con la disminución de la longitud del tubo. Para definir el ángulo de divergencia total de un difusor rectangular y escoger su valor óptimo, es necesario calcular el ángulo equivalente, que se iguala al ángulo del difusor de sección circular:

$$\tan (\Theta / 2)_{\text{Equi}} = \frac{\frac{1}{\sqrt{n}} - 1}{2 L_{\text{dif}} / D_{\text{Equi}}} \quad (12.11)$$

Cuadro 12.3 Dimensiones fundamentales de los codos para turbinas Francis con $D = 1$ m.

Tipo de codo	D_4	h_4	B_4	L_k	h_6	a	R_6	a_1	R_7	a_2	R_8
4 A	1,1	1,1	2,2	1,417	0,55	0,305	0,94	1,205	0,66	0,087	0,637
4 H	1,352	1,352	2,74	1,75	0,67	0,487	1,16	1,478	0,875	0,107	0,782
2 O	1,04	1,04	2,17	1,41	0,51	0,369	0,879	1,135	0,84	0,0803	0,59

Cuadro 12.4 Dimensiones fundamentales de los tubos de succión curvos de turbinas Kaplan

Tipo de codo	h/D	D	h	L	B_5	D_4	h_4	h_6	L_k	h_5	
4A	1,915	1,000	1,915	3,500	2,200	1,100	1,100	0,550	1,417	1,000	K 30
4D	2,500	1,000	2,500	4,500	2,500	1,230	1,230	0,617	1,590	1,200	K 10

Donde:

$n = A_4 / A_5$ el grado de divergencia del flujo en el difusor de salida

$D_{\text{Equi}} = \sqrt{\frac{4 A_4}{\pi}}$ diámetro equivalente de la sección de entrada del difusor

El valor recomendado $10 < \Theta_{\text{Equi}} < 12^\circ$ para el difusor rectangular se toma un tanto menor que para el difusor de sección circular. El total de pérdidas en el tubo de succión es igual a la suma de las pérdidas internas más las pérdidas de salida:

$$\Sigma h = K_{\text{int}} \frac{V_3^2}{2g} + \alpha_5 \frac{V_5^2}{2g} \quad (12.12)$$

12.3 DIMENSIONAMIENTO DE TUBOS DE SUCCIÓN CÓNICOS RECTOS

El más sencillo de los tubos de succión por su forma, es el tubo de succión cónico recto (Figura 12.5). En la actualidad estos tubos se utilizan sólo para las turbinas horizontales y para las turbinas verticales de poca dimensión, porque si se considera la longitud necesaria para el tubo de succión cónico recto como: $3D < L < 5D$ se necesita una profundización de las unidades, lo que no es económico al construir una gran central hidroeléctrica. Para las grandes centrales se utilizan los tubos de succión curvos que tienen una altura $h \leq 2,5 D$.

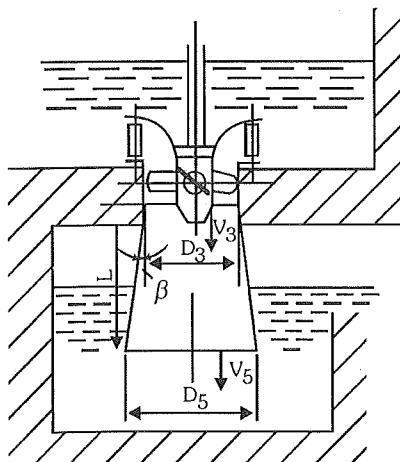


Figura 12.5 Esquema de una turbina Kaplan con tubo de succión recto

En la (Figura 12.6) se muestran las curvas de velocidad media y de energía específica en la sección de salida de los tubos de succión en dependencia de la caída; estos datos sirven de guía, por lo general, al elegir las dimensiones de la sección de salida. Conociendo el área de la sección de salida del tubo de suc-

ción A_5 y el diámetro de salida del rodete D_3 , se puede definir la longitud del tubo de succión recto, dando el ángulo de divergencia β .

Los valores máximos del coeficiente de recuperación y los ángulos óptimos para los tubos de succión cónicos de diferente longitud relativa se muestran en la (Figura 12.7).

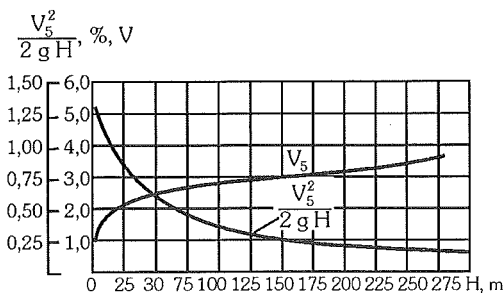


Figura 12.6 Velocidad media y energía específica en la sección de salida de los tubos de succión en función de la caída

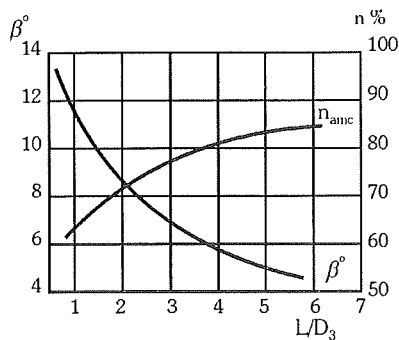


Figura 12.7 Valores máximos del coeficiente de recuperación y ángulos óptimos de conos de divergencia para tubos de succión cónicos

Para el tubo de succión cónico con $L = 3 D_3$, el ángulo de divergencia es $\beta = 7^\circ$ y el coeficiente de recuperación es $\eta_{\text{SUC}} = 77\%$. En un tubo más corto, $L = 1.5 D_3$ el ángulo óptimo es $\beta = 9^\circ$ y el coeficiente de recuperación se disminuye hasta $\eta_{\text{SUC}} = 68\%$. Si se aumenta la longitud del tubo a $L = 5 D_3$, entonces esto da el aumento del coeficiente de recuperación hasta $\eta_{\text{SUC}} = 82\%$.

El tubo cónico de la (Figura 12.5) debe establecerse en el canal de salida con una distancia permisible de las paredes laterales y del fondo del canal y tener la necesaria profundidad bajo el nivel de la superficie de aguas abajo.

Estas medidas es práctico tomarlas así: $b \geq 0.6 D_3$, $h \geq 0.8 D_3$

12.4 SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE TUBOS DE SUCCIÓN CURVOS

Como se anotaba, el tubo de succión curvo (Figura 12.8) está constituido por un cono de entrada, un codo y un difusor de salida. El área de la sección de entrada A_3 se define por las medidas y la configuración de la cavidad del rodete; la sección de salida del tubo de succión A_5 se calcula conociendo el flujo a través de la turbina y dando la velocidad de salida V_5 (Figura 12.3). De esta manera, el grado de ensanchamiento del flujo $n = A_3 / A_5$ en el tubo de succión se conoce. Dando el valor del ángulo equivalente Θ_{Equi} de divergencia, se calcula la longitud total L_{SUC} a lo largo de su eje (ecuación 12.11). Con los valores conocidos A_3 - A_5 - L_{SUC} es necesario tomar: la relación h / L_{SUC} entre la altura del tubo de succión y su longitud; la relación entre la altura del difusor y el codo en función de h / L_{SUC} ; la ley de distribución de las áreas a lo largo del eje del tubo de

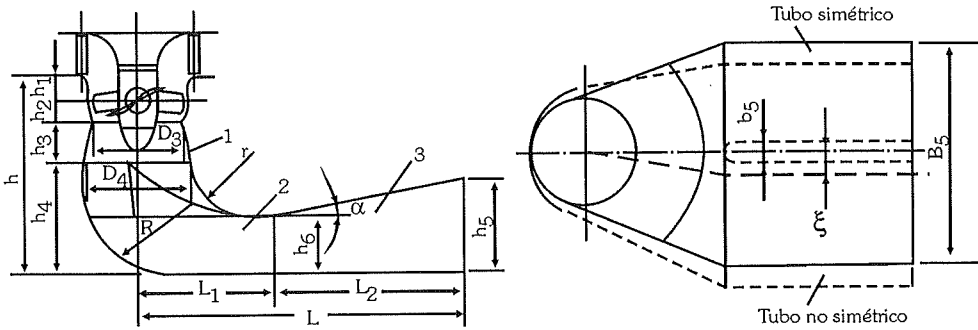


Figura 12.8 Tubo de succión curvo de una turbina Kaplan

succión. Si la altura y el tipo de codo son dados, la altura del cono de entrada y su ángulo se definen en forma única.

En algunos países al determinar las dimensiones de los tubos de succión, se seleccionan construcciones más o menos estandarizadas, en función del tipo de turbina, lo cual facilita el cálculo de sus componentes, tales como la altura, la longitud y el tipo de codo, el ángulo de entrada del cono, el ángulo de divergencia equivalente, etc. Los tipos de codo que se utilizan en este trabajo (Figura 12.9) tienen unas dimensiones geométricas características según el cuadro 12.3, lo mismo que una determinada ley de distribución de las áreas a lo largo del eje. Las formas de los codos han sido elaboradas como resultado de un gran número de investigaciones sobre modelos de turbinas hidráulicas.

La elección de la altura del tubo de succión es conveniente hacerla, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones: de un lado, el aumento de la altura conduce al mejoramiento de las características de la turbina (Figura 12.10) de otro lado, se eleva el costo de la construcción del edificio de la central.

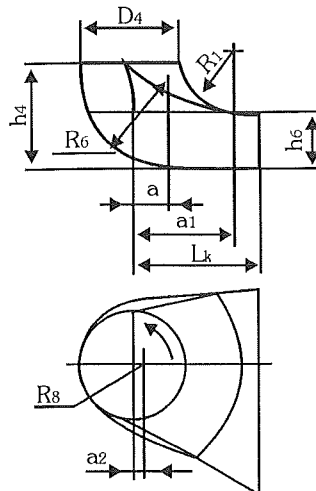


Figura 12.9 Dimensiones estandar del codo

Por esto, las dimensiones del tubo de succión se hacen en base a cálculos técnico-económicos. Por lo general, para las turbinas con álabes móviles $h \leq 2,6 D$. En casos especiales, con el fin de disminuir el costo del edificio de la central, la altura del tubo de succión se puede tomar menor; para las turbinas con álabes móviles $h = 1,915 D$, para las turbinas tipo Francis, $h = 2,3$ (cuadros 12.4 y 12.5). En las instalaciones de las centrales subterráneas, la altura se toma no menor a $3,5 D$.

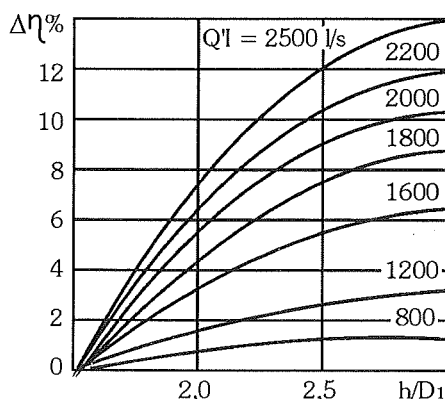


Figura 12.10 Influencia de la altura del tubo de aspiración en la eficiencia de la turbina

Cuadro 12.5 Dimensiones fundamentales de los tubos de succión curvos de turbinas Francis

Tipo de codo	h/D	D	h	L	B_5	D_4	h_4	h_6	L_k	h_5	
2O	2,3	1,000	2,300	3,500	2,170	1,040	1,040	0,510	1,410	0,937	F 230 F 110
4H	2,5	1,000	2,500	4,500	2,740	1,352	1,352	0,670	1,750	1,310	F 45

La longitud del tubo de succión se recomienda tomar: para las turbinas con álabes móviles $L \geq (4,0 \approx 4,5) D$; para las turbinas tipo Francis $L \geq (4,0 \text{ a } 5,0) D$.

El ancho del tubo en el plano: para turbinas con álabes móviles $B_5 \geq (2,5 \text{ a } 2,7)D$, para las turbinas tipo Francis $B_5 \geq (2,7 \text{ a } 3,3) D$

El ángulo de divergencia del difusor de entrada hacia un lado: para las turbinas con álabes móviles $\beta = 8 \text{ a } 10$; para las turbinas tipo Francis $\beta \leq 8 \text{ a } 9^\circ$.

Las dimensiones del tubo de succión, el tipo de codo y sus medidas, se escogen en correspondencia con el tipo de turbina (cuadros 12.3, 12.4 y 12.5).

Se recomienda la altura del codo $h_4 = D_4$ con un ángulo de apertura en el plano de $\alpha = 34^\circ, 56'$. El diámetro de la sección de entrada al codo si $h_4 = D_4$ y escogidas la altura del tubo de succión h y el ángulo β° se define con la fórmula:

$$D_4 = \frac{D_3 + (h - s) 2 \tan \beta}{1 + 2 \tan \beta}$$

Donde:

S distancia desde la superficie inferior del distribuidor hasta el difusor de entrada con $h_4 \neq D_4$

$$D_4 = 2 \tan \beta (h - h_4 - s) + D_4$$

La longitud del codo se encuentra igual $1,3 D_4 \leq L_k \leq 1,6 D_4$; para las turbinas con caídas de más de 200 metros se usan tubos de succión de forma sencilla, que aseguran menor amplitud en planta. El codo de los tubos de succión de las turbinas con caídas ($230 < H < 700$ m) por lo general se construyen de sección circular y diámetro constante.

La longitud del difusor de salida depende de la longitud tomada para el tubo de succión y del tipo de codo, las dimensiones de sus secciones de entrada y de salida conocidas (la sección de entrada se define por las medidas del codo y la de salida por la velocidad V_g a la salida del tubo de succión).

El ángulo equivalente de ensanchamiento del flujo en el difusor de salida se toma 10 a 14° . Si las paredes laterales del difusor son paralelas y su base es horizontal, el ángulo de elevación del techo del difusor es igual al ángulo equivalente de ensanchamiento.

En caso de que la base del difusor sea inclinada, el ángulo de elevación del techo del difusor se toma no mayor de 12° .

Ejemplo 12.1:

Seleccionar y dimensionar el tubo de succión de la turbina del Ejemplo 9.6.

Solución:

La turbina mencionada, corresponde al proyecto de Cañafisto y se trata de una turbina Francis F 115. Sus principales parámetros son los siguientes:

Potencia nominal	=	141.667 kW
Caída de diseño	=	85,2 m
Diámetro del rodete	=	4,5 m
Caudal de diseño	=	178,42 m ³ /s
Caída máxima de la central	=	99,2 m
Caída mínima de la central	=	64,2 m

La selección del tipo de tubo de succión se basa en el hecho de que se trata de una turbina Francis de gran tamaño, lo cual indica que el tubo de succión que más se ajusta para esta condición es el de tipo curvo.

Una vez determinado el tipo de tubo de succión a utilizar, se pasa a obtener las dimensiones de cada una de las partes de que se compone.

Entrando al cuadro 12.3 para una turbina F 115, se obtienen las siguientes dimensiones del codo, las cuales aparecen ilustradas en la (Figura 12.9).

B_4	=	$4,5 * 2,24$	=	10,08 m
a	=	$4,5 * 0,487$	=	2,19 m
R_6	=	$4,5 * 1,16$	=	5,22 m
a_1	=	$4,5 * 1,478$	=	6,65 m
R_7	=	$4,5 * 0,875$	=	3,94 m
a_2	=	$4,5 * 0,107$	=	0,48 m
R_8	=	$4,5 * 0,782$	=	3,52 m

Ahora se pasa a obtener las dimensiones fundamentales del tubo de succión con la ayuda del cuadro 12.5, teniendo como dato de entrada el tipo de turbina seleccionado, o sea, una F 115. Cada una de las dimensiones obtenidas a continuación aparecen ilustradas en la (Figura 12.2).

h	=	$4,5 * 2,50$	=	11,25 m
L	=	$4,5 * 4,5$	=	20,25 m
B_5	=	$4,5 * 2,74$	=	12,33 m
D_4	=	$4,5 * 1,352$	=	6,08 m
h_4	=	$4,5 * 1,352$	=	6,08 m
h_6	=	$4,5 * 0,670$	=	3,02 m
L_k	=	$4,5 * 1,750$	=	7,88 m
h	=	$4,5 * 1,310$	=	5,90 m

En la (Figura 12.17) se muestra el esquema correspondiente al ejemplo.

12.5 MÉTODOS ESTADÍSTICOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL TUBO DE SUCCIÓN

A continuación se presentan otros métodos sencillos para el dimensionamiento de tubos de succión, obtenidos con base en estudios estadísticos de turbinas ya instaladas.

Para el dimensionamiento del tubo de succión de turbinas Francis, se presenta a continuación una serie de relaciones que incluyen el diámetro de descarga del rodete (D_3) y la relación específica de la turbina. Cada una de las dimensiones que aparecen expresadas a continuación, está ilustrada en la (Figura 12.11).

N/D_3	=	1,54	+	$203,5/n_s$
D/D_3	=	0,83	+	$140,7/n_s$
P/D_3	=	1,37	+	$0,00056 * n_s$
Q/D_3	=	0,58	+	$22,6/n_s$
R/D_3	=	1,6	+	$0,0013/n_s$

$$\begin{aligned}
 S/D_3 &= n_s/(-9,28 + 0,25 n_s) \\
 T/D_3 &= 1,50 + 0,00019 n_s \\
 U/D_3 &= 0,51 + 0,0007 n_s \\
 V/D_3 &= 1,10 + 53,7/n_s \\
 Z/D_3 &= 2,63 + 33,8/n_s
 \end{aligned}$$

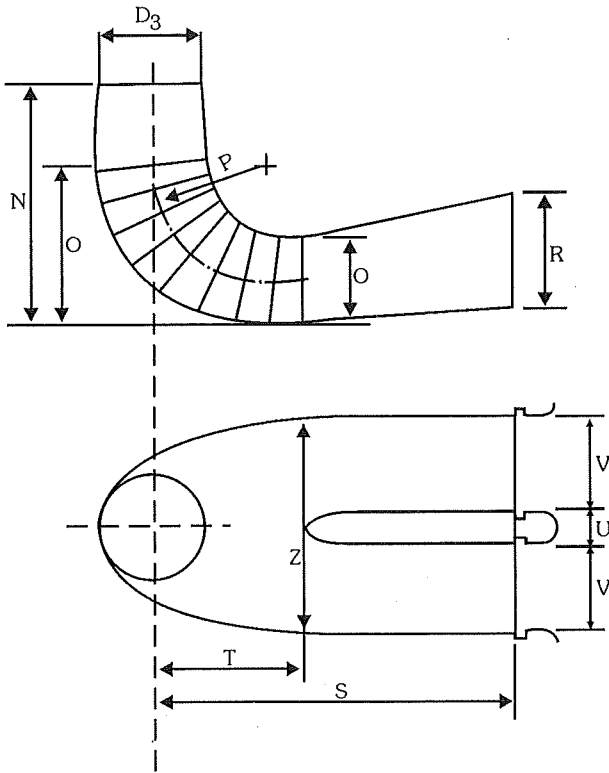


Figura 12.11 Dimensiones principales del tubo de succión de una turbina Francis, (método estadístico)

Para el dimensionamiento del tubo de succión de turbinas Kaplan se tienen las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned}
 Ht/D_3 &= 0,24 + 7,82 * 10^{-5} * n_s \\
 N/D_3 &= 2,00 - 2,14 * 10^{-6} * n_s \\
 O/D_3 &= 1,40 - 1,67 * 10^{-5} * n_s \\
 P/D_3 &= 1,26 - 16,35/n_s \\
 Q/D_3 &= 0,66 - 18,40/n_s \\
 R/D_3 &= 1,25 - 7,98 * 10^{-5} / n_s \\
 S/D_3 &= 4,26 + 201,51 / n_s \\
 T/D_3 &= 1,20 + 5,12 * 10^{-4} * n_s \\
 Z/D_3 &= 2,58 + 102,66 / n_s
 \end{aligned}$$

Cada una de estas dimensiones aparecen ilustradas en la (Figura 12.12).

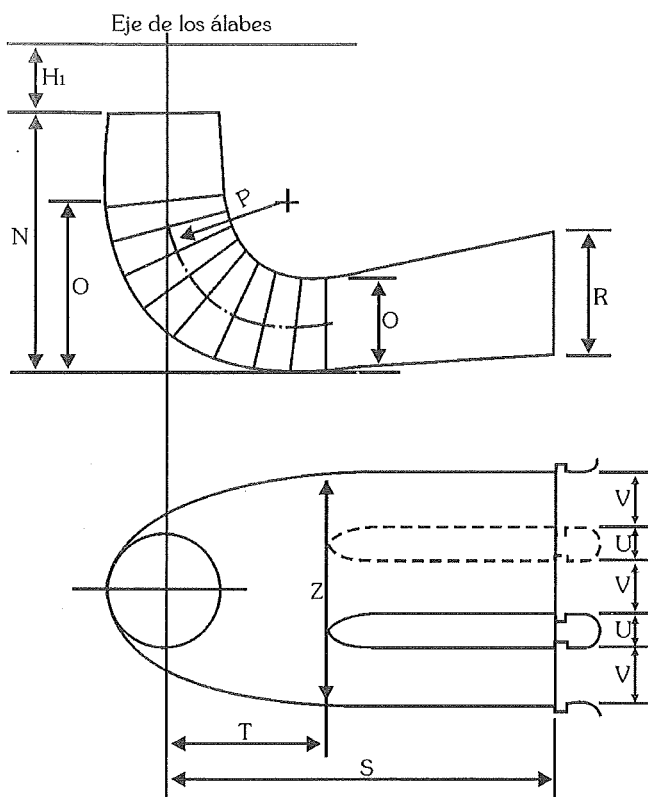
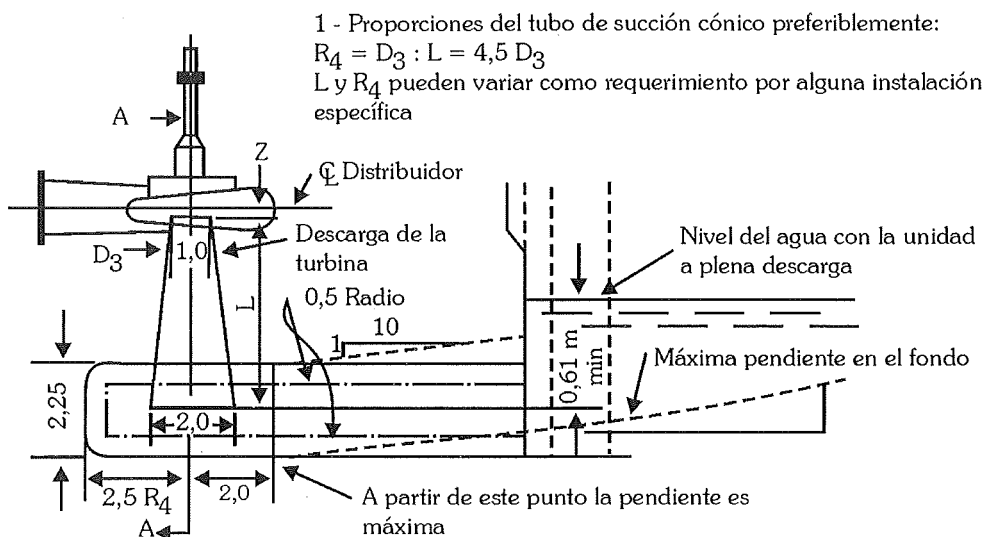


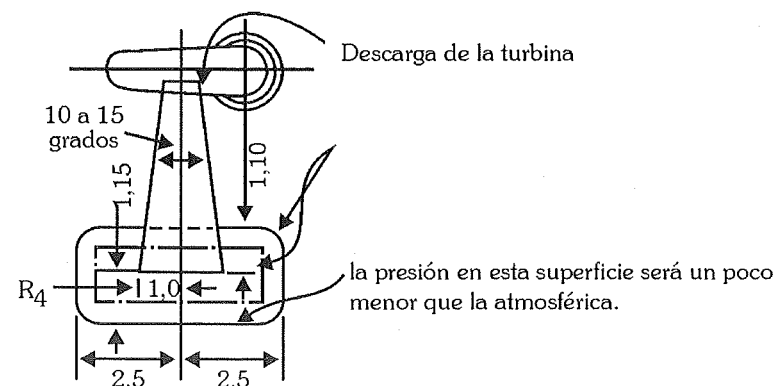
Figura 12.12 Dimensiones principales del tubo de succión de una turbina Kaplan (método estadístico)

Como se ve, en los tubos de succión para turbinas Francis se asume una pila, pero esto no quiere decir que puedan ser dos o que no tengan ninguna; sino que esta situación representa una condición muy común. En las turbinas Kaplan por las mismas condiciones anteriores, se han previsto dos pilas; sin embargo, en la realidad la decisión final sobre el número de pilas a colocar, se toma con base en análisis estructurales.

Además de las ecuaciones anteriores, también se pueden obtener las dimensiones básicas de un tubo de succión en una forma aproximada con ayuda de las (Figuras 12.13 a 12.16). En ellas se dan unas dimensiones típicas para casos en los cuales se tenga una pila, dos pilas o para tubos de succión cónicos. Las dimensiones del tubo de succión se obtienen después de multiplicar cada una de las constantes que aparecen en la gráfica por el diámetro de descarga (D_3) para las (Figuras 12.15 y 12.16). Para el tubo de succión cónico las dimensiones en el canal de descarga, se toman con base al R_4 que aparece indicado en la (Figura 12.14).



VISTA FRONTAL



VISTA EN CORTE

Todas las dimensiones de la descarga son proporcionales a R_4

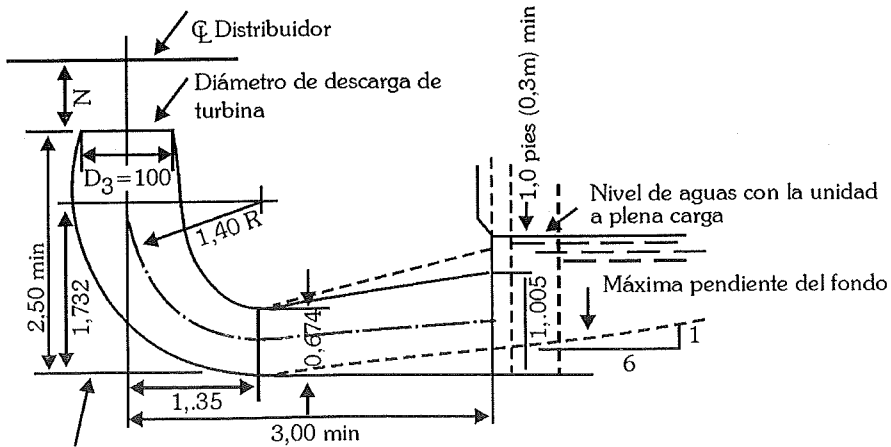
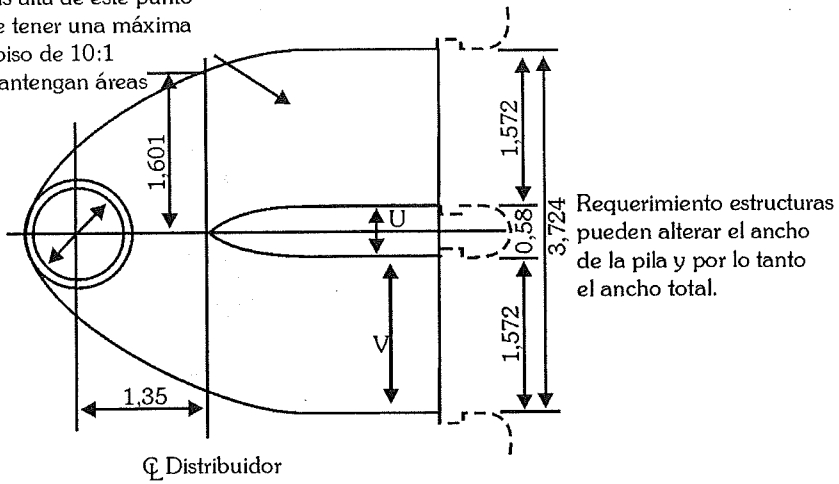
R_4 = Radio de la descarga del tubo cónico

D_3 = 0,61 m o menos. Si el tubo de succión requiere mucha excavación, si no

D_3 = 1,22 m o menos.

Figura 12.14 Tubo de succión cónico

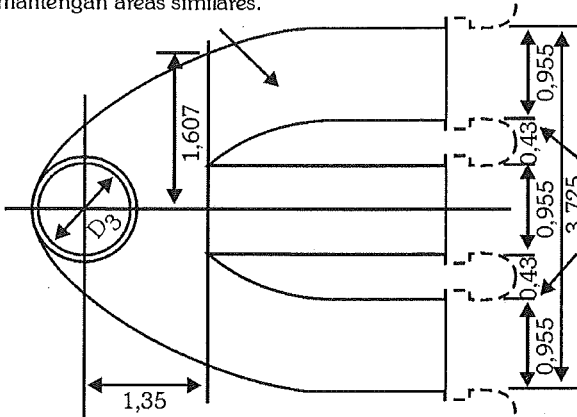
La sección más alta de este punto del techo debe tener una máxima deflexión del piso de 10:1 mientras se mantengan áreas similares.



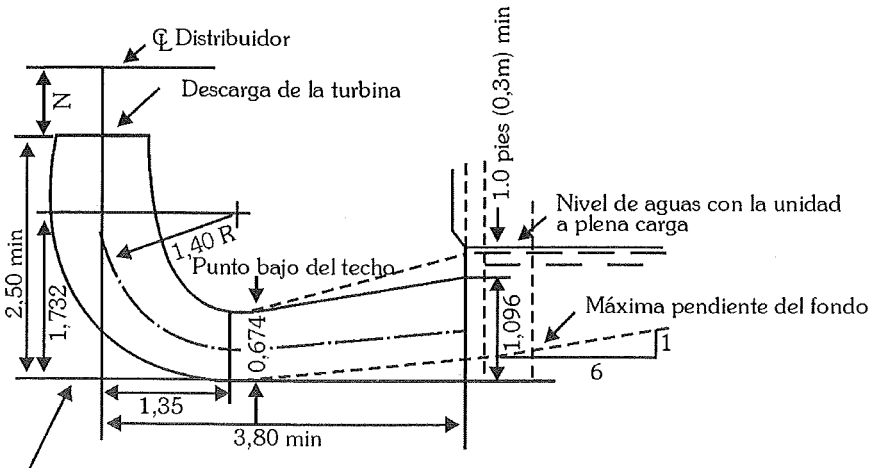
Las dimensiones son proporcionales a D_3

Figura 12.15 Tubo de succión con una pila

La sección más alta de este punto del techo debe tener una máxima deflexión del piso de 10:1 mientras se mantengan áreas similares.



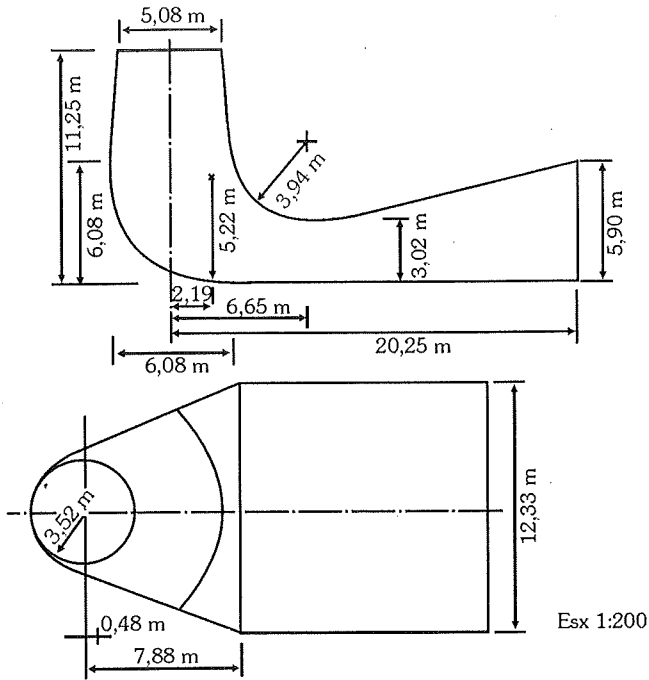
Requerimientos estructurales pueden alterar el ancho de la pila y por lo tanto el ancho total.



La elevación se ajusta al próximo valor entero que esté por debajo (en pies).

Todas las dimensiones son proporcionales a D_3
 $D_3 = 2,13$ o más

Figura 12.16 Tubo de succión con dos pilas.



12.17 Dimensiones del tubo de succión del ejemplo 12.1

Ejemplo 12.2:

Dimensionar el tubo de succión del ejemplo 12.1 por el método estadístico.

Solución:

Se utilizarán las ecuaciones que se presentaron para dimensionar el tubo de succión de las turbinas Francis; los datos de partida son:

Diámetro de descarga D_3 = 5,08 m.
Velocidad específica n_s = 235

Reemplazando estos datos en las ecuaciones respectivas se obtienen los siguientes resultados:

N = 12,22 m.
O = 7,25 m.
P = 6,29 m.
Q = 3,43 m.
R = 8,13 m.
S = 24,13 m.
T = 7,84 m.
U = 1,75 m.
V = 6,75 m.
Z = 14,09 m.

13 TURBINAS PELTON

Las turbinas Pelton son las que mejor se acomodan a la utilización de saltos de agua con caídas considerables y caudales relativamente pequeños. Estas turbinas tienen la peculiaridad de aprovechar solamente la energía cinética del fluido, es decir, que el grado de reacción de la turbina es cero. En la turbina Pelton la energía cinética del agua, en forma de chorro libre, se aprovecha en una tobera colocada al final de la tubería de presión. La tobera está provista de una aguja de cierre para regular el caudal, constituyendo en su conjunto el órgano de alimentación y regulación de la turbina.

Utilizando las (Figuras 13.1 y 13.2) en las cuales se observa una turbina Pelton en corte, se pueden describir las diferentes partes que la componen y para ésto se analizará la trayectoria que el agua sigue desde el sitio de captación.

Una vez que el agua ha sido captada y conducida por la tubería de presión (1) es distribuida por medio de una tubería de distribución (2) a las toberas (3), en las cuales la energía de presión del agua es convertida, casi sin pérdidas, en energía cinética. Las toberas tienen una sección circular y en su parte interna se encuentra una válvula de aguja (4) la cual sirve para regular. Este sistema de regulación es complementado por un deflector (5) cuya misión es desviar el chorro fuera de la rueda impidiendo la acción sobre ésta.

En la tobera se forma un chorro de sección circular que es lanzado tangencialmente a la turbina para luego chocar con los cangilones o cucharas (6), efecto por el cual se produce giro en la turbina. Los cangilones están dispuestos en el contorno del rodete (7), en el cual debe emplazarse con seguridad por encima del nivel máximo de aguas abajo, de modo tal que no resulte nunca una inmersión, siendo por ello frenado el rodete, es necesario por consiguiente, una determinada altura libre entre la turbina y el nivel inferior que debe aceptarse como una pequeña pérdida de caída.

Una vez que el agua ha sido turbinada, ésta abandona la unidad por medio de un canal que se encuentra en la parte inferior de la turbina y el cual es el encargado de conducir de nuevo el agua a su cauce original. Es importante anotar que este canal opera a presión atmosférica durante todo su recorrido.

La turbina es sostenida mediante su eje (8) el cual está apoyado en dos cojinetes de deslizamiento (9), lubricados por aceite y ampliamente dimensionados; estos cojinetes pueden estar equipados con un sistema de refrigeración en caso de necesidad. Por último, el eje de la turbina está unido al eje del generador por medio de un acoplamiento especial.

La clasificación más general que puede hacerse de las turbinas de impulso o Pelton es de acuerdo con su disposición o colocación y se dividen en dos grandes grupos, los cuales se presentan a continuación, nombrando para cada uno sus ventajas y desventajas: las de eje horizontal y las de eje vertical.

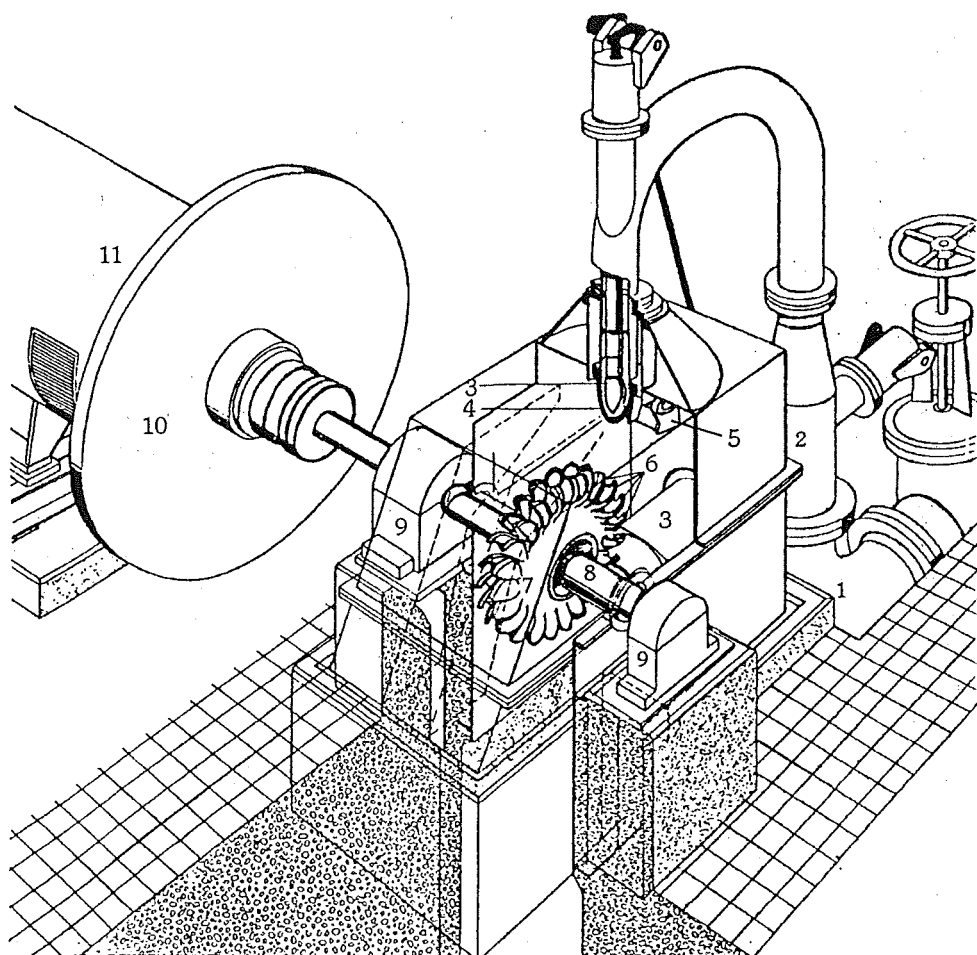


Figura 13.1 Vista de una unidad Pelton de eje horizontal con dos toberas

1. Tubería de presión
2. Tubería de distribución
3. Toberas
4. Válvula de aguja
5. Deflector
6. Cangilones o cucharas
7. Rodete
8. Eje de la turbina
9. Cojinetes de deslizamiento
10. Volante
11. Generador

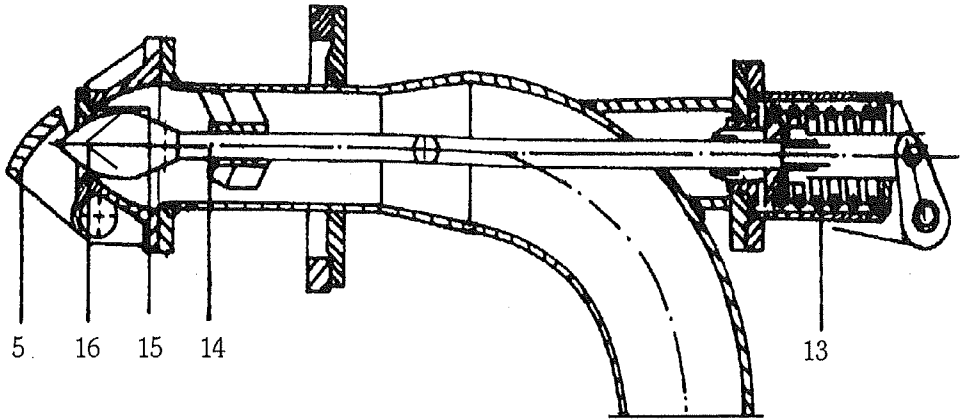


Figura 13.2 Sección a través de una tobera Pelton

- 5. Deflector
- 13. Muelle de compensación de fuerzas
- 14. Volante
- 15. Boquilla de la tobera
- 16. Punta de la aguja

13.1 TURBINAS DE EJE HORIZONTAL

El rodete de la turbina es perpendicular a la dirección del eje, es decir, que éste se coloca en un plano vertical; las tuberías de alimentación y las agujas de inyección se deberán ubicar en el mismo plano; con esta disposición se reduce el número de toberas pero se puede incrementar el número de rodets para un mismo eje. Se han adoptado grupos de dos ruedas fijas en voladizo y en las extremidades de un eje horizontal, el rotor del alternador es suspendido entre dos cojinetes simétricos; con esta disposición se logra una gran potencia con un sólo regulador para las dos turbinas, esto se puede observar de una forma más clara en la (Figura 13.6).

Ventajas:

- Facilidad en el mantenimiento, ya que la rueda queda 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.
- Con el eje horizontal se hace posible instalar turbinas gemelas para un sólo generador, colocado entre ambas, contrarrestando empujes axiales.
- La casa de máquinas requiere menor profundidad y altura.
- Tiene menor número de impactos.

Desventajas:

- Las chumaceras de soporte deben diseñarse para resistir el empuje de los chorros.
- El eje debe diseñarse para resistir todo el peso de las ruedas y del rotor del generador.
- No se pueden instalar más de dos chorros por rueda, debido a que resulta muy complicada la instalación de las tuberías de alimentación y las agujas de inyección.
- Se emplean para potencias menores de 100 MW.

13.2 TURBINAS DE EJE VERTICAL

La evacuación del agua se facilita de esta forma ya que el rodete de la turbina está ubicado en un plano horizontal y, como es lógico, el distribuidor también debe estar incluido dentro de este plano; razón por la cual se facilita la ubicación del sistema de alimentación lo que permite aumentar el número de chorros por rueda. La solución clásica se compone de cuatro inyectores puestos a 90°; el ducto de llegada toma forma de espiral de diámetro progresivamente decreciente. Un pivote es necesario en este caso para soportar la parte móvil, estando en apoyo sobre el estator del alternador ubicado encima de la turbina (Figura 6.47)

Ventajas:

- Se facilita la colocación del sistema de alimentación en un plano horizontal, que permite aumentar el número de chorros por rueda (hasta seis); se puede incrementar el caudal y así obtener mayor potencia por unidad.
- Se acorta la longitud del eje turbina-generador.
- Se puede disminuir el diámetro de la rueda y aumentar la velocidad de giro; se reduce el peso de la turbina por unidad de potencia.
- Distancia entre unidades más pequeña, por consiguiente el área requerida para la casa de máquinas será menor.
- Se pueden utilizar tanto para potencias pequeñas como para potencias superiores a los 100 MW.

Desventajas:

- La inspección y reparación se hacen difíciles, por lo que conviene reservar esta disposición para aquellos casos en que se tengan aguas limpias.
- Los álabes tienen un mayor número de impactos, al existir un mayor número de chorros por rueda.
- La casa de máquinas requiere mayor profundidad y altura.

13.3 CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN

- La turbina Pelton encuentra una buena aplicación en aquellos aprovechamientos hidráulicos donde la proporción de carga es importante respecto al caudal, la velocidad específica es baja, oscilando entre 10 y 60 en el sistema

métrico, siendo preferible valores promedios entre estos límites por razones de rendimiento.

- Las turbinas Pelton se emplean en saltos comprendidos entre 60 m y 2000 m consiguiéndose eficiencias que alcanzan hasta el 90%.

- Las turbinas Pelton con una boquilla, son más eficaces si su velocidad específica se encuentra en un rango 10 a 30, estando en kW, H en m y n en r.p.m., mientras que unidades con varias boquillas se diseñan en un rango de velocidades específicas comprendido entre 30 y 60.

- Las turbinas Pelton pueden funcionar por su desarrollo plano del rendimiento sin problemas entre el 10% de la potencias máxima. Incluso bajo una carga parcial extrema las máquinas funcionan suavemente y sin peligro de cavitación (Figura 13.3).

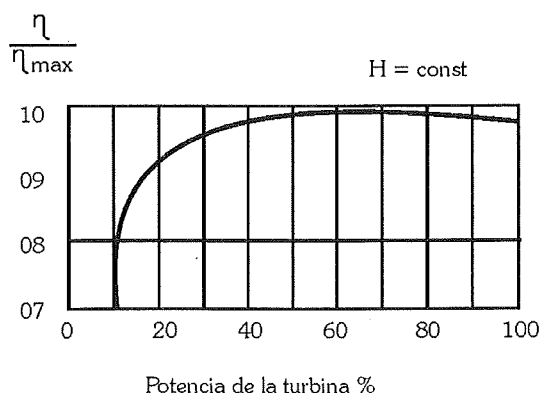


Figura 13.3 Característica del rendimiento de las turbinas Pelton

13.4 CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS

El elemento constructivo más importante de las ruedas Pelton es el álabe en forma de doble cuchara (Figura 6.9 y 6.40), que recibe el chorro exactamente en la arista media, donde se divide en dos, circulando por la cavidad de la paleta en filetes de pequeña sección que recorren, cada uno, un arco casi de 180 grados contrarrestando mutuamente los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.

El recorte dado a los álaves que se ve bien claro en la (Figura 6.40), tiene por objeto la colocación de las boquillas muy próximas a los primeros y permite que el chorro alcance a los álaves en la dirección más conveniente.

En las pequeñas ruedas se funden los álaves en una pieza consiguiéndose con este procedimiento mayor rigidez y solidez, así como uniformidad en la resistencia y montaje rápido; aunque la fundición por separado de disco y álaves ha sido la forma más tradicional, ya que no sólo se facilita la construcción, (fundición, maquinado y pulido de piezas), sino que también se hace posible la reposición de cucharas averiadas por erosión.

El material de los álabes debe resistir la fatiga, la erosión y la corrosión. 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 aleado 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 rodete es de acero fundido forjado.

La variación de la cantidad de agua para regulación de potencia se consigue actualmente, sin excepción, por medio de una aguja o punzón de forma especial, cuyo accionamiento puede estrangular la sección de la boquilla. En las (Figuras 13.2 y 13.4), se muestra una boquilla o inyector donde se observa la forma de la aguja de cierre. La posición de la aguja determina el grado de apertura de la boquilla y en consecuencia el caudal. También se observa en la (Figura 13.2) el deflector, cuya misión es desviar el chorro fuera de la rueda, impidiendo la acción sobre ésta. El deflector del chorro es accionado por un regulador automático y evita el aumento de presión en la tubería, ya que el caudal que pasa por ésta, continúa siendo el mismo; únicamente cuando el desviador funciona con cierta permanencia deberá accionarse la aguja a fin de no desperdiciar agua.

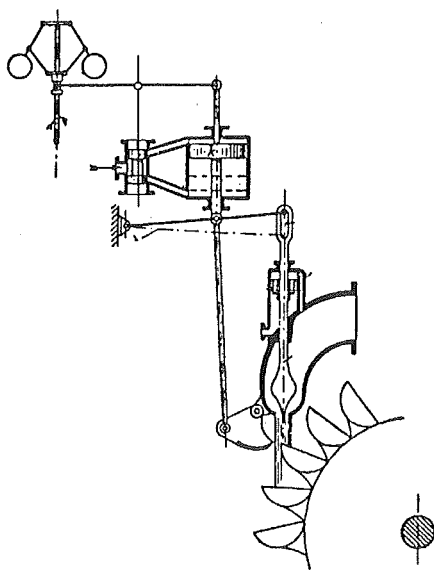


Figura 13.4 Esquema de un sistema de regulación automático compuesto por una válvula de aguja y un desviador.

13.4.1 Número de chorros por rueda

Ya en la parte donde se habló de cada una de las ventajas y desventajas que se tenían con la forma de colocación de la turbina, 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 verticales se colocaban de cuatro a seis. Además de estas condiciones hay que tener en cuenta que el número de chorros puede estar limitado por:

- La fatiga del metal de los álabes.
- Limitación de espacio para la evacuación del agua que sale por la parte superior del rodete.

- La velocidad específica de la turbina.

A continuación se presenta una serie de figuras y diagramas que pueden servir como guía para la selección del número de chorros por rueda, así como la posición más conveniente de la turbina.

- De acuerdo con las (Figuras 13.5 y 13.6), se puede seleccionar la disposición más conveniente de la turbina (eje vertical o eje horizontal), así como el número de chorros por rueda; lo cual está dado en función de la carga y la potencia.

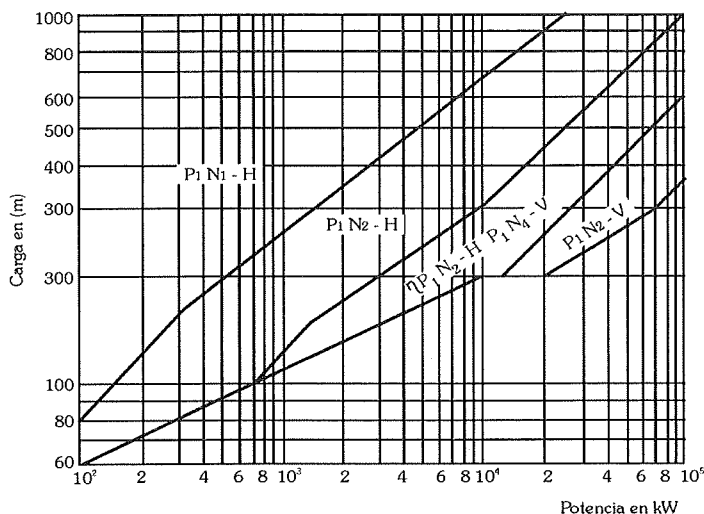


Figura 13.5 Diagrama para la selección de la disposición más conveniente de una turbina Pelton en función de la caída y la potencia.

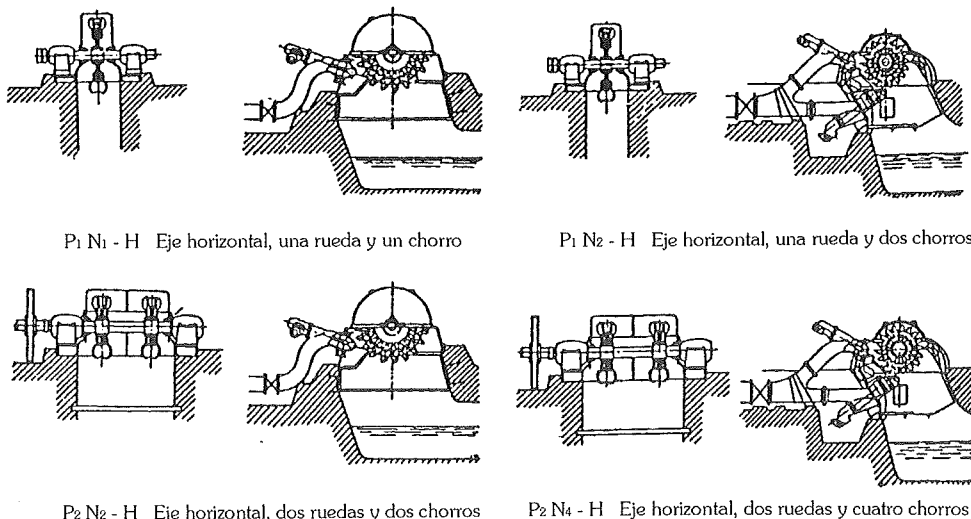


Figura 13.6 Disposiciones de turbinas Pelton de eje horizontal.

- En la (Figura 13.7a), se precisa el número máximo de impactos por minuto sobre los álabes en función de la carga neta; con este dato, se puede despejar el número máximo de chorros por turbina.
- En la (Figura 13.8), se señala la velocidad específica máxima por chorro que debe admitirse en función de la carga. Con base en este dato y empleando la expresión que determina la velocidad específica de la turbina, se puede despejar el número máximo de chorros por rueda.
- De la (Figura 13.9), se puede obtener el número de chorros por rueda en relación con la carga y la velocidad específica de la turbina.

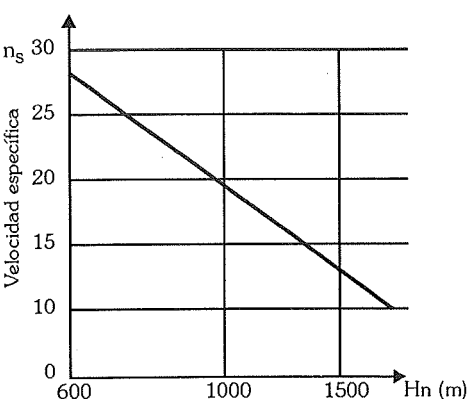


Figura 13.7 Limitación de la velocidad específica por chorro en función de la carga.

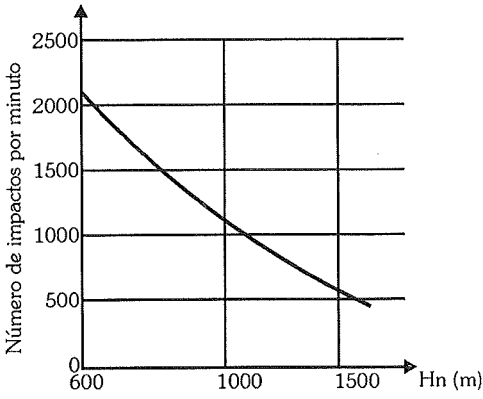


Figura 13.8 Limitación del número de impactos en función de la carga.

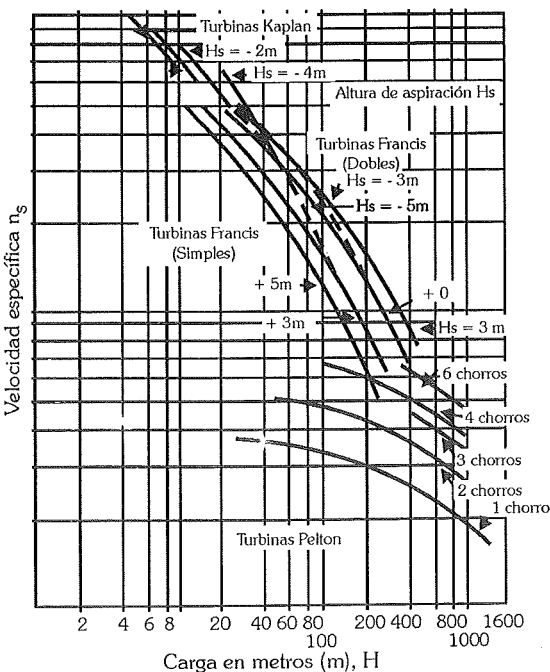


Figura 13.9 Límites de la velocidad específica (métrica) en función de la carga para turbinas Kaplan, Pelton, Francis.

13.4.2 Número de cangilones por rueda

Se ha demostrado que resulta favorable un número alto de cangilones, pero esto tiene su límite en la manera de sujetar los álabes al rodete, que es un asunto de gran importancia en estos tipos de turbinas. Por otra parte, no se pondrán álabes tan separados que permitan que se pierda el agua y por lo tanto, cuando ésta abandona a un álabe debe encontrarse con el otro. Una forma de examinar esto es por medio del siguiente procedimiento, teniendo como guía la (Figura 13.10).

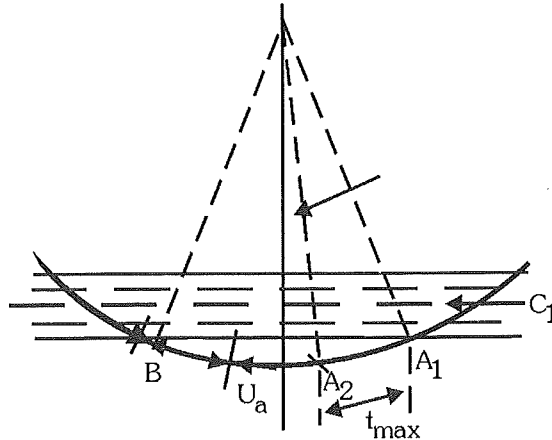


Figura 13.10 Determinación gráfica de la separación máxima entre cangilones

Para que el filete líquido extremo que no es recogido por el álabe A sea utilizado, debe alcanzar a la paleta anterior A_2 , separada de la A_1 por el paso t , y para ello el caso más desfavorable puede encontrarse en el punto B; para que suceda esto, que corresponde a un valor máximo de t , el chorro que lleva la velocidad C_1 necesita recorrer el espacio $A_1 B$ mientras que el álabe A_2 , que se mueve con velocidad periférica U_a debe recorrer el arco $A_2 B$. Así pues, en el caso límite de que el chorro venga a encontrarse al álabe en el punto B, el tiempo empleado en recorrer dichos espacios será el mismo, resultando:

$$\frac{A_1 B}{C_1} = \frac{A_2 B}{U_a}$$

En la construcción de las ruedas habrá que buscar que en lo posible se cumpla que:

$$\frac{A_1 B}{C_1} = \frac{A_2 B}{U_a}$$

lo cual debe ser comprobado.

En general el número de cangilones por rueda suele estar entre 17 a 26, dependiendo de la velocidad específica de la turbina. Para altas velocidades específicas el número de cangilones será menor.

13.5 DIMENSIONAMIENTO DE UNA TURBINA PELTON

Las partes principales de una tubería Pelton son: el rodete, los álabes o cangilones, los deflectores y el caracol o distribuidor con sus toberas. A continuación se presenta una alternativa para el dimensionamiento de cada una de las partes de la turbina.

El método, es el resultado de una extensa investigación estadística hecha a una gran cantidad de datos tomados de turbinas Pelton manufacturadas ya en todo el mundo. En este método, se le da más importancia a las unidades de eje vertical, debido a su mayor aplicación en las centrales de gran capacidad; la información acumulada muestra una tendencia al uso de unidades con capacidad de 300 MW o más.

Para su aplicación, se parte del hecho de que ya se conoce la disposición de la turbina así como el número de chorros que ésta va a tener; teniendo como base la información suministrada en numerales anteriores. Esta información es una guía con el fin de tener un dato de partida; pero a nivel de diseño es necesario realizar una serie de combinaciones en cuanto al número de unidades y número de chorros por unidad, con el fin de obtener las condiciones técnico-económicas óptimas.

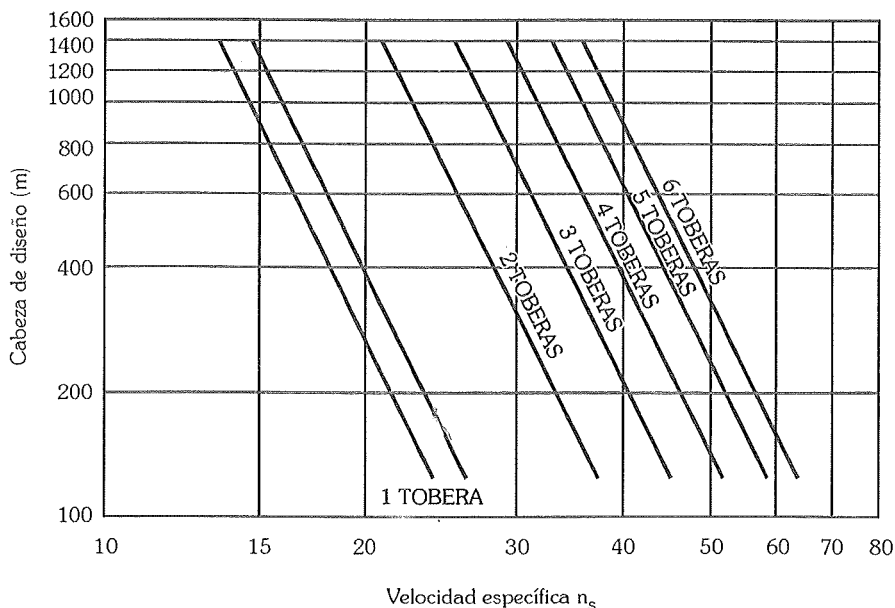


Figura 13.11 Determinación de la velocidad específica y el número de toberas en función de la cabeza de diseño.

El procedimiento a seguir es:

1. A partir de la (Figura 13.11), se puede obtener la velocidad específica de la turbina en función de la cabeza de diseño y un número de chorros ya determinado, de la siguiente forma:

$$n_s = n \sqrt{P_t} H_d^{-1.25} \times 1,167 \quad (13.1)$$

Donde:

n velocidad nominal (r.p.m.).

n_s velocidad específica de la turbina.

P_t potencia nominal de la turbina (kW).

H_d cabeza neta de diseño (m).

Otra manera de obtener la velocidad específica de la turbina es por medio de la siguiente ecuación:

$$n_s = n_{sc} \times \sqrt{i} \times \sqrt{\text{No. de rodets}} \quad (13.2)$$

Donde:

n_s velocidad específica de la turbina.

i número de chorros por rueda.

H_d cabeza neta de diseño (m).

n_{sc} velocidad específica por chorro.

El número de rodets se refiere al hecho de que una sola unidad, eventualmente, puede estar equipada con dos o más rodets unidos a un mismo eje. La velocidad específica por chorro se puede determinar a partir de la (Figura 13.12), teniendo como dato base el salto o cabeza neta de diseño. Con el valor escogido de la velocidad específica por chorro se puede obtener la velocidad específica de la turbina con diferentes número de chorros. Por lo general se escoge la condición que dé como resultado la turbina más rápida posible, que lógicamente es la de menor costo. Es importante tener en cuenta durante la selección que el límite superior de la velocidad nominal es de 514 r.p.m., puesto que para una velocidad mayor la velocidad de embalamiento resulta muy alta.

2. Se obtiene la velocidad nominal a partir de la siguiente ecuación:

$$n = n_s / (P_t^{0.5} \times H_d^{-1.25} \times 1,167) \quad (13.3)$$

Donde:

n velocidad nominal (r.p.m.)

n_s velocidad específica de la turbina.

H_d cabeza neta de diseño (m).

P_t potencia en kW.

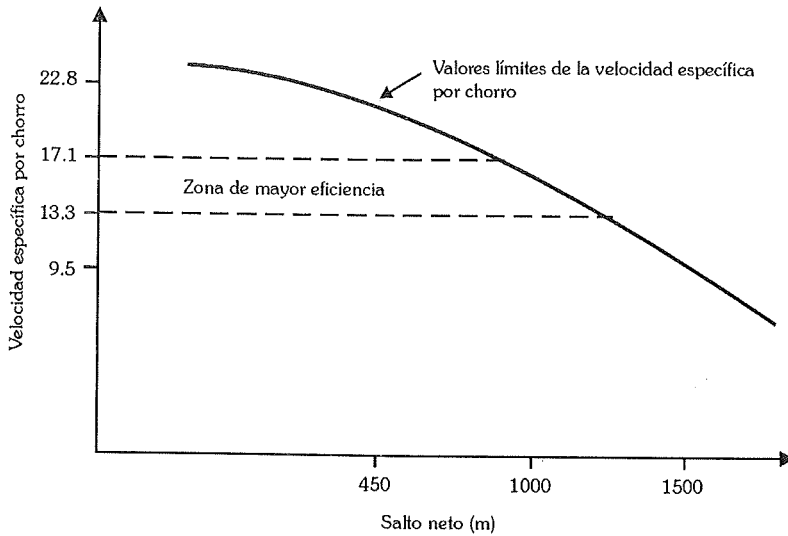


Figura 13.12 Curva para determinar la velocidad por chorro en función del salto neto.

Aquí se debe tener en cuenta que el máximo valor para la velocidad nominal es de 514 r.p.m., según lo expuesto en el paso 1.

3. Se ajusta la velocidad nominal a la velocidad sincrónica más próxima, con base al número de polos escogidos.

$$\text{No. par de polos} = 60 f/n \quad (13.4)$$

Donde:

f frecuencia (Hz).

n velocidad nominal (r.p.m.).

La frecuencia para Colombia es de 60 Hz. Reemplazando este valor en la ecuación anterior se obtiene:

$$\text{Número par de polos} = \frac{3.600}{n} \quad (13.5)$$

El resultado obtenido para el número par de polos, se aproxima al número par más cercano para luego determinar la velocidad nominal ajustada.

$$n \text{ ajustada} = \frac{3.600}{\text{No. par de polos}} \quad (13.6)$$

4. Se obtiene la velocidad específica de la turbina ajustada a una función de la velocidad nominal corregida.

$$n_s = n_{AS} P_t^{0.5} H_d^{-1.25} \times 1,167 \quad (13.7)$$

5. Se determina el valor de la velocidad específica por chorro empleando la siguiente expresión, la cual es el resultado de un análisis estadístico con la aplicación de la teoría de regresión lineal:

$$n_{sc} = 85,49 * H_d^{-0.243} \quad (13.8)$$

Otra ecuación que llevaría a obtener resultados muy simples es la siguiente:

$$n_{sc} = n (P_t / i)^{0.5} H_d^{-1.25} \times 1,167 \quad (13.9)$$

Donde:

n_{sc} velocidad específica del chorro.

P_t potencia nominal de la turbina (kW).

i número de chorros.

n velocidad nominal (r.p.m.).

H_d cabeza neta de diseño (m).

El valor obtenido de la velocidad específica por chorro no debe de exceder a los valores límites dados en la (Figura 13.12), empleado en el numeral 2 como paso intermedio para obtener la velocidad específica de la turbina.

Diámetro del rodete y la tobera

6. Se determina el valor del coeficiente de velocidad periférica ($\emptyset$) por medio de la siguiente expresión, teniendo como dato de partida la velocidad específica por chorro.

$$\emptyset = 0,5445 - 0,0039 n_{sc} \quad (13.10)$$

7. Una vez obtenido el valor del coeficiente de la velocidad periférica ($\emptyset$), se pasa a obtener el diámetro medio del rodete (D_2) empleando la siguiente ecuación (Figura 13.13).

$$D_2 = \emptyset \times (60 \times \sqrt{2g H_d}) / (\pi n) \text{ (m)} \quad (13.11)$$

El valor D_2 también es posible obtenerlo a partir de los siguientes expresiones las cuales están en función de la velocidad periférica de la rueda y la velocidad nominal de la turbina.

$$D_2 = \frac{60}{\pi} \times \frac{V_u}{n} \quad (13.12)$$

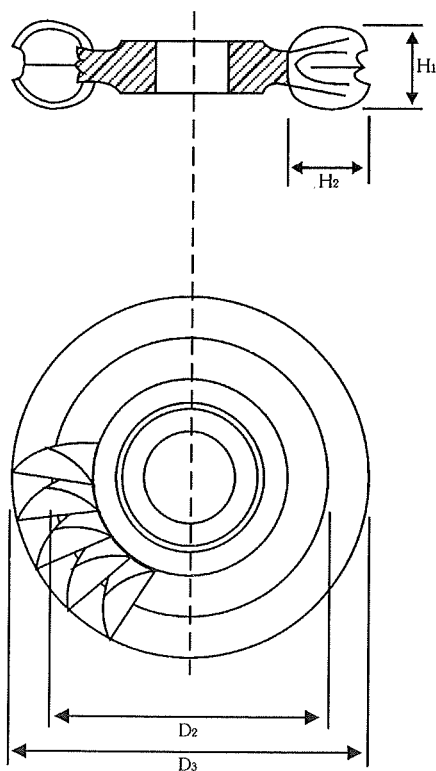


Figura 13.13 Dimensiones principales de la rueda y los cangilones

Donde:

U velocidad periférica de la rueda.

n velocidad nominal de la rueda.

Para determinar la magnitud de la velocidad periférica se puede emplear la (Figura 13.14) para obtener el valor del coeficiente de velocidad periférica, el cual está definido por la siguiente expresión.

$$\phi = \frac{\text{velocidad periférica de la rueda}}{\text{velocidad teórica del chorro}}$$

$$\phi = \frac{V_u}{\sqrt{2gH}} \quad (3.13)$$

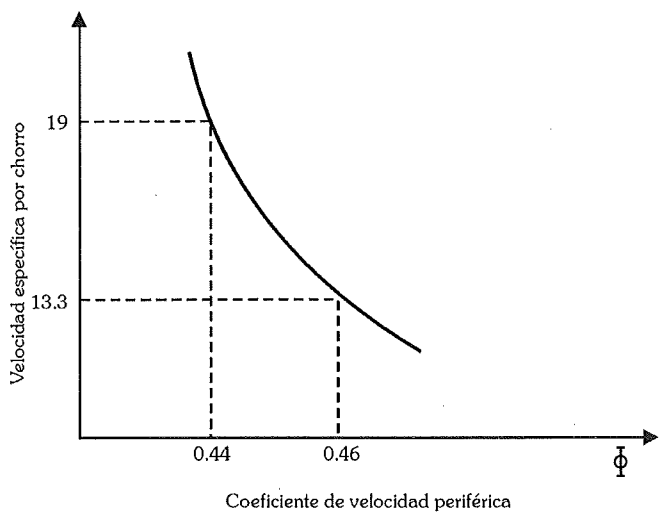


Figura 13.14 Curva para determinar el coeficiente de velocidad periférica en función de la velocidad específica por chorro.

Una vez determinado el valor de V_u se puede pasar a calcular la magnitud del parámetro D_2 . Se debe tratar de tener un valor de (Φ), que esté comprendido entre 0,44 y 0,46 ya que dentro de este rango se tienen las mejores eficiencias por parte de las turbinas Pelton. Esto se puede observar de forma clara en la (Figura 13.15).

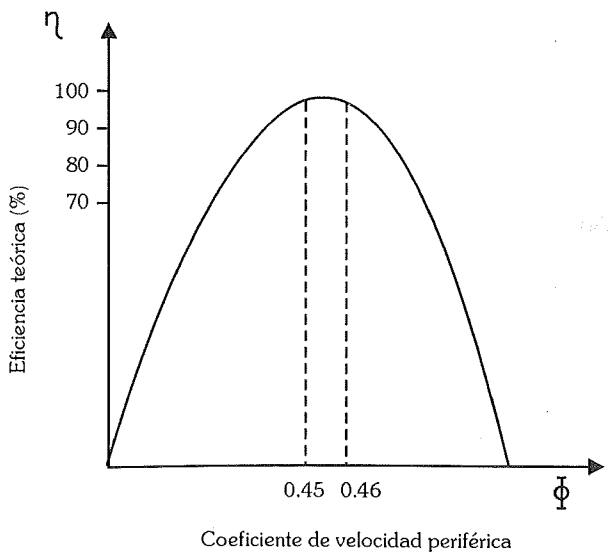


Figura 13.15 Variación de la eficiencia en función del coeficiente de velocidad periférica.

8. Se obtiene el valor del diámetro del chorro definido por la siguiente fórmula:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{q_c}{C}} \quad (13.14)$$

Donde:

q_c caudal por chorro.

C velocidad del chorro.

d diámetro del chorro.

Dimensiones principales de los cangilones.

9. Las dimensiones principales de los cangilones están dadas en función del diámetro del chorro por medio de las siguientes fórmulas estadísticas (Figura 13.13).

$$\begin{aligned} H_1 &= 3,20 \times d^{0.96} \quad \text{m.} \\ H_2 &= 3,23 \times d^{1.02} \quad \text{m.} \end{aligned} \quad (13.15)$$

10. Teniendo ya calculado el largo del cangilón se puede determinar de una forma aproximada el diámetro extremo de la rueda, así:

$$D_3 = D_2 + H_2 \quad (\text{m}) \quad (13.16)$$

También se puede obtener D_3 por medio de la siguiente fórmula, la cual viene dada en función de la velocidad específica del chorro y el diámetro medio del rodete.

$$D_3 = D_2 \times (1,028 + 0,0137 \times n_{sc}) \quad (13.17)$$

Los resultados obtenidos con estas fórmulas deben ser muy similares entre sí, aunque es lógico que exista cierta diferencia ya que para la deducción de cada una de estas expresiones se siguieron procedimientos diferentes.

11. Se obtiene H_s que es la distancia entre el eje de la rueda y el máximo nivel del agua dentro de la cubierta en condiciones estables.

$$H_s = 1,87 + 2,24 \times (Q / n_s) \quad (13.18)$$

Donde:

H_s distancia entre el eje de la rueda y el nivel máximo del agua dentro de la cubierta.

Q caudal de diseño de la turbina (m^3/s).

n_s velocidad específica de la turbina.

Número de cangilones o cucharas

12. El número de cucharas o cangilones se puede determinar por medio del procedimiento explicado en la parte inicial de este capítulo; pero a continuación se presenta una forma más ágil para calcular este valor. La única información que se requiere es la velocidad específica por chorro; con este dato se entra a la (Figura 13.16) y se obtiene el número aproximado de cangilones.

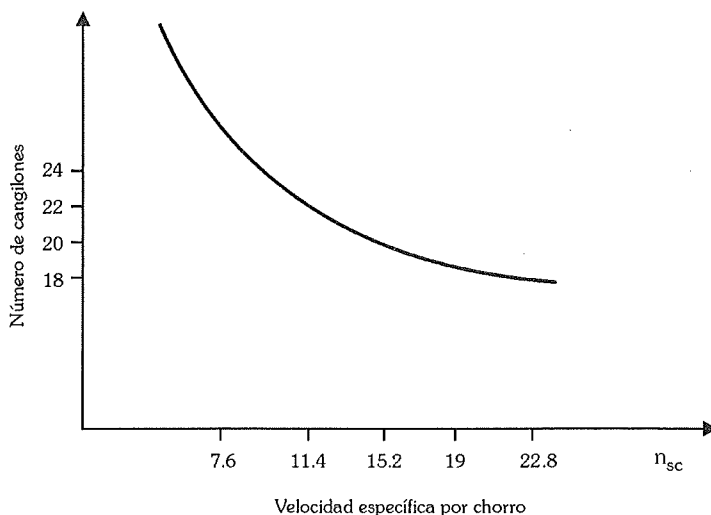


Figura: 13.16 Determinación del número de cangilones en función de la velocidad específica por chorro.

Dimensiones de la cubierta

13. El blindaje o cubierta del rodete sirve primordialmente para conducir el agua al pozo de descarga y para soportar las toberas. En el lugar en que el rodete recibe el derrame de chorros el blindaje debe ser de gran ancho, para permitir que el rodete pueda descargar su agua con libertad.

La cubierta debe tener ventilación adecuada para permitir la entrada del aire necesario que reemplace al arrastrado por el agua descargada.

Las cubiertas en turbinas de eje vertical, pueden ser de sección circular o poligonal y su escogencia radica únicamente en la facilidad de transporte y montaje que presentan las de sección poligonal con relación a las de sección circular; ésto solamente, cuando sus dimensiones son demasiado grandes.

Las dimensiones principales de la cubierta se obtienen con la aplicación de una serie de fórmulas obtenidas con base en un estudio estadístico. Estas expresiones se encuentran definidas en función del diámetro externo de la turbina; el procedimiento es el siguiente:

Se obtiene L que es la variable que da el tamaño planeado de la cubierta:

$$L = 0,78 + 2,06 D_3 \quad (13.19)$$

luego se determina el valor de G definido por la siguiente ecuación:

$$G = 0,196 + 0,376 D_3 \quad (13.20)$$

posteriormente se determina F

$$F = 1,09 + 0,71 \times L \quad (13.21)$$

Y como última dimensión de la cubierta se obtiene I , H .

$$I = 1,28 + 0,37 L \quad (13.22)$$

$$H = 0,62 + 0,513 L$$

Cada una de estas dimensiones aparecen indicadas en la Figura (13.17).

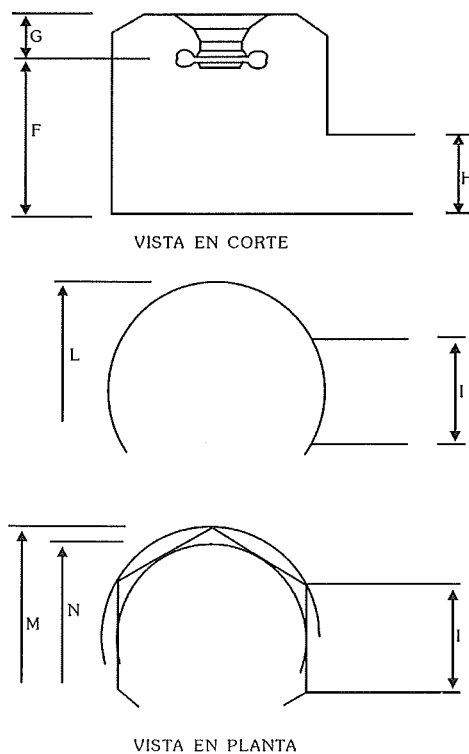


Figura 13.17 Dimensiones principales de la cubierta o carcasa.

Tamaño del espiral.

14. Las principales dimensiones del conducto en forma de espiral están definidas mediante las siguientes expresiones:

$$B = 0,595 + 0,69 L \quad (13.23)$$

$$C = 0,362 + 0,68 L \quad (13.24)$$

$$D = 0,7 L - 0,219 \quad (13.25)$$

$$E = 0,43 + 0,70 L \quad (13.26)$$

Cada una de estas dimensiones aparece indicada en la (Figura 13.18), la cual se refiere a una turbina Pelton con cuatro boquillas; las dimensiones C y D para máquinas de dos y tres boquillas se derivan de los valores indicados en las figuras de acuerdo con la disposición de las boquillas dentro de la cubierta de la turbina; si el número de boquillas es de cuatro, cinco o seis no tiene una influencia apreciable en las dimensiones del conducto.

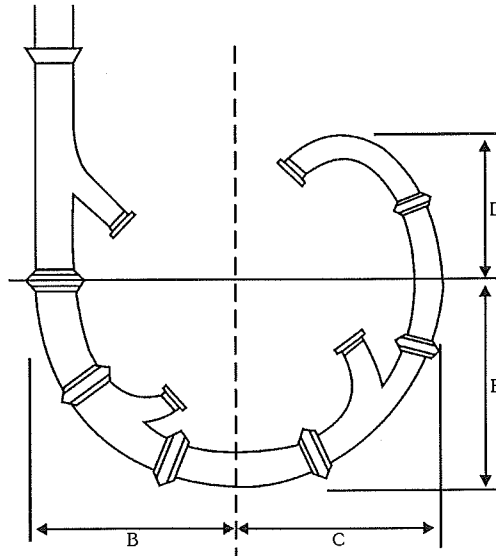


Figura 13.18 Principales dimensiones del distribuidor de una turbina Pelton.

Ejemplo 13.1:

En un aprovechamiento hidráulico se dispone de un caudal de $18,74 \text{ m}^3/\text{s}$ y una caída neta de 764 m . Determinar qué tipo de turbina presenta las mejores condiciones y obtener las dimensiones principales para la máquina escogida.

1. A partir de los datos de caudal y caída neta se puede seleccionar el tipo de turbina a emplear para este aprovechamiento hidroeléctrico. Entrando con estos datos a la (Figura 9.3), se observa que la turbina que más se ajusta a estas condiciones es una turbina Pelton.

2. Se determina la disposición más conveniente de la turbina, así como el número de chorros por rueda empleando la (Figura 13.5), en la cual se necesita, como datos de entrada, la cabeza neta y la potencia de la unidad.

$$P_t = \gamma \eta Q H = 0,89 \times 18,74 \times 9,810 \times 76,4$$

$$P_t = 125 \text{ MW} = 125.000 \text{ kW}$$

De las (Figuras 13.5 y 13.6) se obtiene que la disposición más conveniente para estas condiciones, es una rueda de eje vertical con cuatro chorros; esto se observa de una manera más clara en la (Figura 6.47).

3. Se obtiene el valor de la velocidad específica, empleando para ello la (Figura 13.11) teniendo como datos de entrada la cabeza neta de diseño y el número de chorros por rueda.

$$n_s = 37,7$$

Otra forma para obtener el valor de la velocidad específica de la turbina, es mediante el empleo de la siguiente expresión.

$$n_s = n_{sc} \sqrt{i} \sqrt{\text{No. rodets}}$$

i número de chorros

El valor de la velocidad específica por chorro se puede determinar con ayuda de la (Figura 13.12) teniendo como dato de entrada el salto o cabeza de diseño.

$$n_{sc} = 18,3 \text{ (sistema métrico)}$$

Entonces el valor de la velocidad específica de la turbina se obtiene reemplazando el valor obtenido de la velocidad específica por chorro en la ecuación anterior, así:

$$n_s = 18,3 \times \sqrt{4} \sqrt{1} = 36,60 \text{ (sistema métrico)}$$

Se puede decir que el empleo de cualquiera de los dos procedimientos es indiferente ya que los resultados obtenidos son bastantes similares; sin embargo para este ejemplo, se toma como velocidad específica de diseño el promedio de ambos resultados.

$$n_s = 37,16$$

4. Se obtiene el valor de la velocidad nominal a partir de la siguiente ecuación:

$$n = n_s / (P_t^{0.5} \times H_n^{-1.25} \times 1,167)$$

$$n = 37,16 / (125.000^{0.5} \times 764^{-1.25} \times 1,167)$$

$$n = 361,76 \text{ r.p.m.}$$

Es importante anotar que el valor obtenido es menor al valor límite dado en la teoría.

5. Se ajusta la velocidad nominal a la velocidad sincrónica más aproximada, con base en el número de polos escogido.

$$\begin{aligned}\text{No. par de polos} &= \frac{3.600}{n} \\ \text{No. par de polos} &= \frac{3.600}{361,75} = 9,96 \approx 10 \\ \text{No. par de polos} &= 10\end{aligned}$$

Teniendo ya determinado el número par de polos se pasa a calcular la velocidad nominal ajustada.

$$n_{\text{ajustada}} = \frac{3.600}{\text{No. par de polos}} = \frac{3.600}{10} = 360 \text{ r.p.m.}$$

6. Se obtiene el valor definitivo de la velocidad específica en función de la velocidad nominal ajustada.

$$\begin{aligned}n_s &= n_{AJ} P_t^{0.5} H_d^{-1.25} \times 1,167 \\ n_s &= 360 \times 25.000^{0.5} \times 764^{-1.25} \times 1,167 \\ n_s &= 16,54\end{aligned}$$

7. Se determina el valor de la velocidad específica por chorro, empleando la siguiente expresión. Es importante aclarar que n_{SC} ya se determinó en el paso (3) como un dato intermedio para obtener la velocidad específica de la turbina. Se realiza este paso con el fin de comparar los resultados y observar su similitud.

$$\begin{aligned}n_{SC} &= 85,49 \times H_n^{-0.243} \\ n_{SC} &= 85,49 \times 764^{-0.243} \\ n_{SC} &= 17,03\end{aligned}$$

Otra ecuación que conduciría a obtener resultados muy similares es la siguiente:

$$n_{SC} = n \times (P_t / i)^{0.5} \times H_d^{-1.25} \times 1,167$$

$$n_{sc} = 360 \times (125.000/4)^{0.5} \times 764^{-1.25} \times 1,167$$

$$n_{sc} = 18,49$$

Como se observa, los tres resultados obtenidos son muy similares, por lo cual se puede emplear cualquiera de las tres expresiones para determinar este valor; para este caso y aprovechando que se obtuvieron los tres valores se puede tomar un promedio como valor de diseño.

$$n_{sc} = 17,94 \approx 18$$

Diámetro del rodete y la tobera

8. Se determina el valor del coeficiente de velocidad periférica (ϕ) por medio de la siguiente expresión, teniendo como dato de partida la velocidad específica por chorro.

$$\phi = 0,5445 - 0,0039 n_{sc}$$

$$\phi = 0,4743$$

Este valor está muy próximo a la zona de mayor eficiencia, pero se encuentra de todas formas por fuera de ésta.

9. Una vez obtenido el valor del coeficiente de la velocidad periférica (ϕ) se pasa a obtener el diámetro medio del rodete (D_2) empleando la siguiente ecuación.

$$D_2 = \phi * (60 * \sqrt{2 g H d} / (\pi n))$$

$$D_2 = 3,07 \text{ m} \approx 3 \text{ m}$$

El valor de D_2 también es posible de obtener a partir de la Figura 13.14. El valor allí obtenido sirve para calcular la velocidad periférica del rodete:

$$\phi = \frac{V_u}{\sqrt{2 g H}}$$

Entonces ϕ se obtiene de la (Figura 13.14) teniendo como dato de entrada la velocidad específica por chorro.

$$\phi = 0,45 = \frac{V_u}{\sqrt{2 \times 9.8 \times 764}}$$

Es importante anotar que el valor de ϕ se encuentra dentro del rango para el cual la turbina Pelton presenta las mejores eficiencias.

$$V_u = 0,45 \times \sqrt{2 \times 9,8 \times 764} = 55,09$$

Una vez determinado se pasa a despejar el valor de D_2 mediante el empleo de la siguiente ecuación.

$$D_2 = \frac{60}{\pi} \times \frac{V_u}{n} = \frac{60}{\pi} \times \frac{55,09}{360} = 2,92 \text{ m.} \approx 2,95 \text{ m.}$$

Se observa que los valores obtenidos son muy similares, pero se aconseja tomar el segundo valor, debido a que el valor del coeficiente de velocidad periférica para este caso se encontraba dentro del rango para el cual la turbina Pelton presenta las mejores condiciones de trabajo, entonces el valor definitivo será:

$$D_2 = 2,95 \text{ m.}$$

10. Se determina el valor del diámetro del chorro el cual está definido por la siguiente fórmula:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{q_c}{C}}$$

Se obtienen primero que todo los valores de q_c y C por medio de las siguientes expresiones:

$$q_c = Q / i = 18,74 / 4 = 4,7 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$C = 0,98 \sqrt{2 g H_d} = 0,98 \times \sqrt{2 \times 9,8 \times 764} = 119,98 \text{ m/s}$$

Es importante mencionar que la constante 0,98 que aparece en la ecuación para determinar la velocidad del chorro, corresponde a la eficiencia de la boquilla.

Una vez determinados los valores de caudal por chorro y la velocidad del chorro, los reemplazamos en la ecuación inicial para así obtener el diámetro del chorro:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{4,7}{119,98}} = 0,223 \text{ m} = 22,3 \text{ cm} \approx 23 \text{ cm}$$

Otra manera de obtener el valor del diámetro del chorro es mediante la siguiente ecuación:

$$d = D_2 \times [n_{sc} / (250,74 - 1,796 \times n_{sc})]$$

$$d = 2,95 \times [18 / (250,74 - 1,79 \times 18)]$$

$$d = 0,243 \text{ m} = 24,3 \text{ cm} \approx 24 \text{ cm}$$

Se toma como valor definitivo el obtenido en la primera ecuación aunque es importante resaltar que los resultados son muy similares entre sí, razón por la cual se puede tomar cualquiera de los dos procedimientos como método de diseño.

Dimensiones principales de los cangilones

11. Las dimensiones principales de los cangilones están dadas en función del diámetro del chorro por medio de las siguientes fórmulas:

$$\text{Ancho del cangilón} = H_1 = 3,20 \times d^{0,96}$$

$$H_1 = 3,20 \times 0,24^{0,96} = 0,81 \text{ m} = 81 \text{ cm}$$

$$\text{Longitud del cangilón} = H_2 = 3,23 \times d^{1,02}$$

$$H_2 = 3,23 \times 0,24^{1,02} = 0,75 \text{ m} = 75 \text{ cm}$$

Teniendo ya calculada la longitud del cangilón se puede obtener en una forma aproximada el diámetro externo de la rueda así:

$$D_3 = D_2 + (H_2) = 2,95 + 0,75 = 3,70 \text{ m}$$

Otra forma de obtener esta dimensión es por medio de la siguiente expresión, la cual viene dada en función de la velocidad específica del chorro y el diámetro medio del rodete:

$$D_3 = D_2 \times (1,028 + 0,0137 \times n_{sc})$$

$$D_3 = 2,95 \times (1,028 + 0,0137 \times 18)$$

$$D_3 = 3,76 \text{ m}$$

12. Se obtiene la distancia entre el eje de la rueda y el máximo nivel de agua dentro de la cubierta en condiciones estables.

$$H_s = 1,87 \times 2,24 \times Q / n_s)$$

$$H_s = 1,87 + 2,24 (18,74 / 37,16)$$

$$H_s = 2,99 \approx 3 \text{ m}$$

13. Ahora se pasa a determinar el número de cangilones que debe tener la rueda Pelton, para esto, existen dos métodos explicados en la parte inicial de este capítulo; para este caso se emplea el procedimiento más ágil en el cual se requiere, como única información, la velocidad específica por chorro; con este dato entramos a la (Figura 13.16) y se obtiene el número aproximado de cangilones así:

$$\text{Número de cangilones} = 19,6 \approx 20$$

Dimensiones de la cubierta

14. Las principales dimensiones de la cubierta se obtienen con la aplicación de las siguientes expresiones. Cada uno de los valores que se determinan a continuación están indicadas en la (Figura 13.17).

L	=	0,78	+	$2,06 \times D_3$		
L	=	0,78	+	$2,06 \times 3,76$	=	8,52 m
G	=	0,196	+	$0,376 \times D_s$		
G	=	0,196	+	$0,376 \times 3,76$	=	1,61 m
F	=	1,09	+	$0,71 \times L$		
F	=	1,09	+	$0,71 \times 8,52$	=	7,14 m
I	=	1,28	+	$0,37 \times L$		
I	=	1,28	+	$0,37 \times 8,52$	=	4,4 m
H	=	0,62	+	$0,513 \times L$		
H	=	0,62	+	$0,513 \times 3,52$	=	2,43 m

Tamaño del espiral

15. Las principales dimensiones del conducto en forma de espiral están definidas mediante las siguientes expresiones estadísticas.

B	=	0,595	+	$0,69 \times L$		
B	=	0,595	+	$0,69 \times 8,52$	=	6,47 m
C	=	0,362	+	$0,68 \times L$		
C	=	0,362	+	$0,68 \times 8,52$	=	6,15 m
D	=	0,7	x	$L - 0,219$		
D	=	0,7	x	$8,52 - 0,219$	=	5,81 m
E	=	0,43	+	$0,7 \times L$		
E	=	0,43	+	$0,7 \times 8,52$	=	6,39 m

Cada una de estas dimensiones aparecen indicadas en la (Figura 13.18).

14 SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS GENERADORES

El generador convierte la energía mecánica de rotación de la turbina en energía eléctrica. Generalmente se diseña sincrónico y de corriente trifásica. Los generadores más comunes son verticales.

La potencia y la velocidad de rotación deben coincidir con la potencia y la velocidad de la turbina. El estabilizador del generador debe sostener la velocidad normal del conjunto durante las variaciones de la carga y también garantizar los valores permisibles de la variación de la velocidad de rotación al cerrar los álabes durante una descarga inesperada.

Los polos en el generador sincrónico están dispuestos alrededor del rotor, al embobinado del rotor se induce una corriente continua de excitación. La energía se toma de la parte estática del generador, es decir, del estator, el cual tiene un embobinado. El núcleo del estator y del rotor forma un sistema magnético.

14.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE GENERADOR

Para la selección del tipo de generador se tienen las siguientes recomendaciones dependiendo de su disposición, velocidad y ubicación de los cojinetes.

14.1.1 Según su disposición

Pueden ser horizontales o verticales. Los horizontales tienen una relación L_c/D_g bastante alta. Para grandes potencias se utilizan los generadores de tipo vertical. Los generadores verticales están impulsados por turbinas Kaplan, Francis y Pelton mientras que los horizontales están impulsados, por lo general, por turbinas Pelton.

Los generadores de tipo vertical son más lentos que los de tipo horizontal.

14.1.2 Según el número de polos

Para grandes potencias se usan generadores que pueden llegar a tener hasta 90 polos, aproximadamente.

14.1.3 Según la disposición de los cojinetes

En los generadores verticales el rotor está soportado en apoyos especiales llamados quisioneras o cojinetes de empuje, a los cuales se transmite toda la carga de la turbina y el generador. Si los apoyos se sitúan abajo del rotor, el generador será de tipo sombrilla, si están encima, entonces será de tipo colgante o suspendido.

Los generadores tipo sombrilla se utilizan para velocidades de rotación menores ($n \leq 75 - 100$ r.p.m.). Tales generadores se diseñan con diámetros considerables y el número de polos es mayor. El diámetro de los generadores potentes alcanza 15 m, con una altura relativamente pequeña (1,2 a 2,0 m) lo cual permite disminuir la altura de la sala de máquinas.

Un criterio más exacto para utilizar generadores de tipo sombrilla es: $L_c/D_g < 0.35$ (L_c = longitud del rotor, D_g = diámetro del rotor).

Los generadores de tipo colgante se usan cuando las velocidades de rotación son grandes $n > 150$ r.p.m. Para velocidades entre 100 y 150 r.p.m. es posible la utilización de cualquiera de los dos tipos de generadores.

14.2 DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS BÁSICOS DEL GENERADOR

Los parámetros básicos del generador son: potencia, tensión, velocidad de rotación, factor de potencia, eficiencia.

14.2.1 Potencia

La potencia entregada por el eje de la turbina será:

$$P_T = P \eta_T$$

$$P_T = 9.81 H Q \eta_T \quad (\text{kW})$$

La potencia activa está relacionada con la potencia de la turbina así:

$$P_{GA} = P_T \eta_G \quad (\text{kW})$$

La potencia activa es la potencia nominal del generador. La potencia total determina las dimensiones del generador y está relacionada con la potencia activa así:

$$P_{GA} = P_{GT} \cos \varphi$$

14.2.2 Factor de potencia $\cos \varphi$

El factor de potencia caracteriza el desfase de la corriente alterna con respecto a la tensión. El valor $\cos \varphi$ generalmente se toma de 0.8 a 0.9 y depende de la potencia del generador y de las condiciones de operación dentro del sistema interconectado. Se puede tomar $\cos \varphi = 0.8$ para $P_{GT} < 60$ MVA y $\cos \varphi = 0.9$ para $P_{GT} > 200$ MVA.

14.2.3 Tensión nominal

La tensión nominal del generador es función de su potencia. Estos valores se pueden tomar de la siguiente tabla (cuadro 14.1).

Cuadro 14.1 Tensión de los generadores

Potencia nominal del generador MW	Tensión kV
Hasta 20	6,3
20 a 70	10,5
70 a 175	13,88
más de 175	15,75 y más

14.2.4 Eficiencia del generador

La eficiencia del generador η_G es de aproximadamente 0,96 a 0,98. Los generadores alcanzan su máxima eficiencia con la potencia nominal. Para una carga $0,75 P_{nom}$, η_G se reduce en un 0,5% y para $0,5 P_{nom}$, η_G se reduce en un 1,0 a 1,5%. Para generadores de igual potencia, los más rápidos tienen una mayor eficiencia.

14.2.5 Velocidad de rotación

La velocidad de rotación viene dada por:

$$n = \frac{n_s H^{5/4}}{1,167 \sqrt{P}} \text{ r.p.m.}$$

Para el cálculo de la velocidad de rotación se recomienda estudiar el capítulo correspondiente al diseño de turbinas.

14.3 CÁLCULO DE LAS CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE LOS GENERADORES

Se puede seguir el siguiente orden:

14.3.1 Torque en el eje

La turbina, por intermedio del eje, transmite al generador un momento rotatorio M , que es directamente proporcional a su potencia P_T e inversamente proporcional a su velocidad de rotación:

$$M = \frac{9,55 P_T}{n}$$

Donde:

P_T es la potencia de salida de la turbina en kW.

Se tiene que para cualquier cantidad de agua que entre a la turbina, la velocidad de rotación debe permanecer constante. En consecuencia, si disminuye la cantidad de agua, se tendrá menos torque, ya que la potencia de la turbina es menor.

14.3.2 Velocidad de embalaje

Depende de las características de embalaje de las turbinas, para las cuales:

$$n_{emb} = (1,8 \text{ a } 2,5) n$$

Partiendo el valor n_{emb} se efectúa el cálculo de la resistencia mecánica del generador.

14.3.3 Efecto de volante

El efecto de volante WD^2 del generador caracteriza sus propiedades de inercia y se determina básicamente por el momento de masas del rotor del generador. Puede ser calculado aproximadamente de las siguientes formas:

$$a. \quad WR^2 = 15.000 (P_G n T / n^{3/2})^{5/4} \quad (\text{kg m}^2) \quad (14.1)$$

Donde:

$$4 WR^2 = WD^2$$

$P_G n T$ es la potencia total del generador en kVA.

$$b. \quad WD^2 = 310.000 (P_{GT} / n^{3/2})^{5/4} \quad (\text{t m}^2) \quad (14.2)$$

Donde:

P_{GT} está en MVA.

$$c. \quad WD^2 = 54,5 \frac{P_{\text{nominal}}}{n^2} \sqrt[4]{P_{\text{nominal}} \times n} \quad (\text{t m}^2) \quad (14.3)$$

Donde:

P_{nominal} es la potencia activa del generador en kW.

Para garantizar el efecto del volante exigido se eligen convenientemente las dimensiones del diámetro del rotor y la longitud.

14.4 DIMENSIONAMIENTO DE LOS GENERADORES

El diámetro del rotor D_g y su altura L_c son los parámetros básicos del generador. En función de ellos se determina la altura del generador, longitud del eje, las dimensiones y el peso. Para los generadores construidos en serie estos parámetros se pueden encontrar en los respectivos catálogos. Si en una central se instalan generadores no estandarizados, es necesario calcular sus dimensiones.

El diámetro del rotor se encuentra con las siguientes expresiones, que dan un valor máximo y uno mínimo para un número determinado de polos. Estas expresiones sólo sirven para generadores de más de 35 MVA y tensiones entre 11,0 y 18 kV.

$$D_g \text{ max} = \frac{\text{No. polos}}{600 \pi} \left(\frac{32,5}{\sqrt{\text{No. polos} + 9}} \right) \times 10^3 \times 0,0254 \text{ (m)} \quad (14.4)$$

$$D_g \text{ min} = \frac{\text{No. polos}}{600 \pi} \left(\frac{32,5}{\sqrt{\text{No. polos} + 5}} \right) \times 10^3 \times 0,0254 \text{ (m)} \quad (14.4)$$

Donde:

No. polos es el número de polos.

También se tiene que:

$$D_g = K_1 \frac{P_{GT}^{0.2}}{n^{0.8}} \quad (m) \quad (14.6)$$

Donde:

para $n \leq 300$ r.p.m.; $K_1 = 38$ a 41 . P_{GT} está en kVA.

El valor máximo de D_g se puede también determinar a partir de la velocidad periférica del rotor V_U con la ecuación:

$$D_g \leq \frac{V_U \times 60}{\pi n_{emb}} \quad (m) \quad (14.7)$$

Donde:

$V_U \leq 120$ m/s para generadores medianos y potentes.

$V_U \leq 175$ m/s para generadores superpotentes.

La longitud del rotor L_c se encuentra entre los siguientes valores una vez obtenido el diámetro del rotor, así; para generaciones de más de 35 MVA y tensiones entre 11,0 y 18,0 kV:

$$L_c \text{ max} = 12,57 (D_g / \text{No. polos}) \quad (m) \quad (14.8)$$

$$L_c \text{ min} = 5,5 (D_g / \text{No. polos}) \quad (m) \quad (14.9)$$

Donde:

D_g está en metros.

También se puede usar la siguiente ecuación:

$$L_c = \beta D_g 10^{-2} \quad (m) \quad (14.10)$$

Donde:

β se toma del cuadro 7.1

Las dimensiones anteriores y las siguientes se encuentran señaladas en la (Figura 14.1).

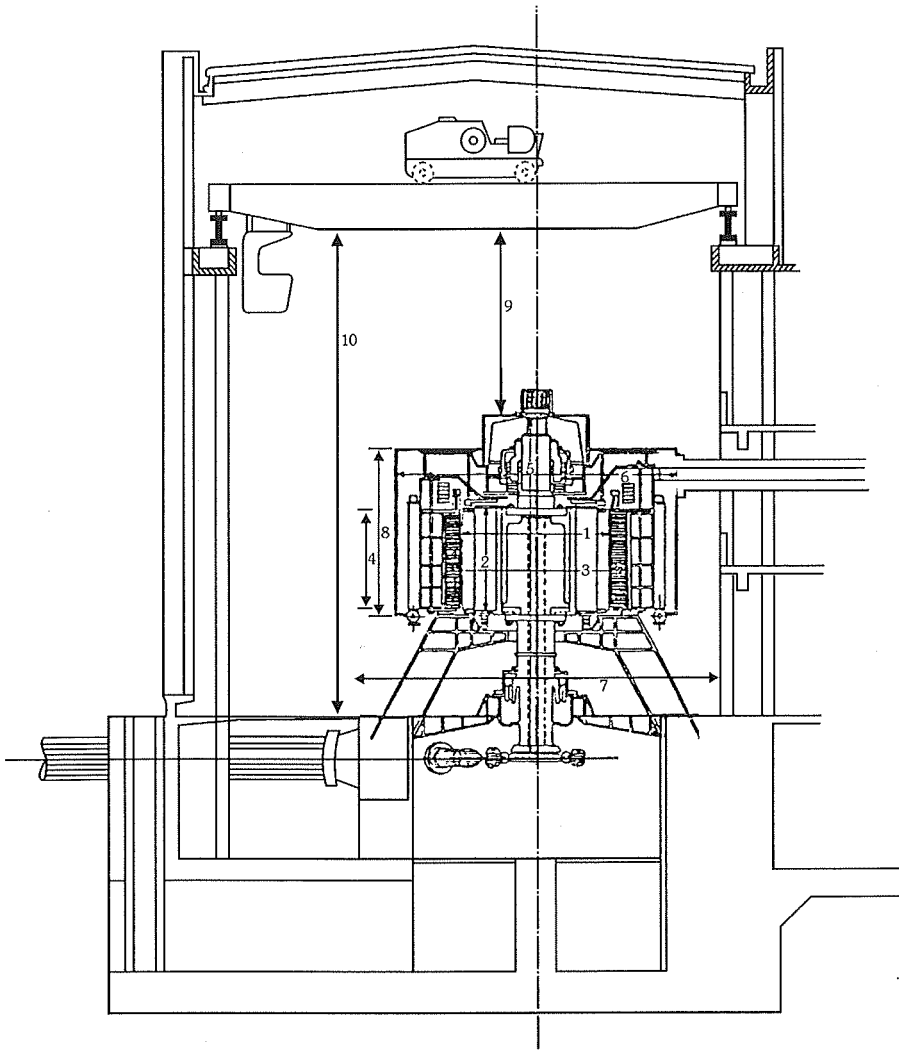


Figura 14.1 Dimensiones principales de un generador vertical típico.

1. Diámetro del rotor (D_g).
2. Longitud del rotor (L_c).
3. Diámetro exterior del estator (D_c).
4. Longitud del estator y terminales del devanado (L_e).
5. Longitud total de eje (L_t).
6. Diámetro de la carcasa más radiadores (D_{f-c}).
7. Diámetro del foso (D_p).
8. Altura de la carcasa (L).
9. Distancia libre entre el puente grúa y el generador (H_f).
10. Altura total del puente grúa (H).

Las demás dimensiones básicas del generador se pueden tomar según las siguientes relaciones:

- Diámetro externo del estator: $D_c = D_g + (1,10) \text{ m.}$
- Diámetro exterior de la carcasa: $D_f = D_g + 2,10 \text{ m.}$
- Diámetro exterior de la carcasa más radiadores: $D_f + c = D_g + 3,10 \text{ m.}$
- Diámetro del foso: $D_p = D_g + 4,10 \text{ m.}$
- Diámetro del excitador de = $0,35 D_g \text{ m.}$
- Distancia recomendada entre ejes de unidades: Se toma la mayor de las

siguientes relaciones:

$$S = D_g + 8,30 \text{ m.}$$

$$S = D_s + 4,15 \text{ m.}$$

Donde:

D_s es el diámetro exterior del caracol de la turbina

- Altura de la carcasa: $L = L_c + 2,30 \text{ m.}$
- Longitud del estator: $L_e = L_c + 0,45 \text{ m.}$
- Longitud del excitador: $h_b = 0,45 L_c \text{ m.}$
- Longitud total del eje: $L_T = L_c + 5 \text{ m.}$

El peso del generador se puede calcular aproximadamente con las siguientes ecuaciones:

$$W_G = A D_g L_c (t) \quad (14.11)$$

Donde:

A 35 a 45 t/m^2

$$W_G = 25 (P_{GT} / n)^{0.5} - 85(t) \quad (14.12)$$

Esta ecuación sólo sirve para generadores de más de 90 r.p.m.

Donde:

P_{GT} es la potencia total en kVA.

El peso del rotor del generador es aproximadamente:

$$W_R = (0,45 \text{ a } 0,5) W_G \quad (14.13)$$

A continuación se realizará un ejemplo con esta metodología de forma que quede más clara la secuencia de diseño.

Ejemplo 14.1:

Seleccionar y dimensionar el generador para la turbina diseñada en el capítulo 9. Los datos para el ejemplo son los siguientes:

$n = 138,5$ r.p.m.

número de polos = 52

potencia correspondiente a cada unidad = 136 MW

velocidad específica = 235

potencia nominal de la turbina = 141.667 kW

Con estos datos se procede a resolver el ejemplo.

1. Selección del tipo de generador: por ser un generador para una turbina Francis vertical, lógicamente su disposición también será vertical. De acuerdo con la velocidad de rotación se tiene que se pueden usar generadores de tipo sombrilla o de suspensión. Como la velocidad sincrónica ya se tiene en el diseño de la turbina, se empieza por la selección del tipo de generador. En caso de que estos datos no se tengan, se tendrían que calcular primero estos parámetros.

2. Determinación de los parámetros básicos de un generador:

- *Potencia:* Se tiene que la potencia nominal de la turbina es de 141.667 kW, asumiendo una eficiencia del generador de 0,96. De aquí resulta que la potencia nominal del generador será:

$$P_{GT} = \frac{P_{GA}}{\cos \varphi} = \frac{136}{0,85} = 160 \text{ MVA}$$

- *Factor de potencia:* de acuerdo a las recomendaciones se toma $\cos \varphi = 0,85$.

- *Tensión nominal:* de acuerdo con el cuadro 14.1 se puede tomar un valor de 13,88 kV.

- *Eficiencia del generador:* de acuerdo al numeral se toma un valor de 0,96 que es la misma eficiencia que se tomó en el diseño de la turbina.

- *Velocidad de rotación:* de acuerdo al ejemplo 9.7, la velocidad de rotación es de 138,5 r.p.m.

3. Cálculo de las características mecánicas de los generadores.

- *Torque en el eje:* el momento giratorio M será.

$$M = \frac{9,55 \times 141.667}{138,5} = 9.768 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M = \frac{9.768 \text{ KN.m}}{9,81} = 995 \text{ t} \cdot \text{m}$$

- *Velocidad de embalaje*: como depende de las características de embalaje de la turbina se tiene que:

$$n_{\text{emb}} = \frac{307,65}{138,5} = 2,2 \text{ n}$$

Este resultado concuerda con lo expuesto en el numeral 14.3.2.

- *Efecto de volante*: las ecuaciones expresadas en el numeral 14.3.3, presentan resultados similares; escogiendo una de ellas se tiene que:

$$WD^2 = 54,5 \frac{P_{\text{nominal}}}{n^2} \sqrt[4]{P_{\text{nominal}} \times n}$$

$$WD^2 = 54,5 \times \frac{136.000}{(138,5)^2} \sqrt[4]{136.000 \times 138,5} = 25.455 \text{ t} \cdot \text{m}^2$$

Si se quiere, se puede tomar un promedio con los resultados de las ecuaciones presentadas.

4. Dimensionamiento de los generadores

- *Diámetro del rotor*: para el diámetro del rotor y como el generador es de más de 35 MVA y la tensión es de 13.88 kV, se tiene:

$$Dg \text{ max} = \frac{52}{600 \pi} \left(\frac{32,5}{\sqrt{52} + 9} \right) \times 10^3 \times 0,0254 = 9,46 \text{ m}$$

$$Dg \text{ min} = \frac{52}{600 \pi} \left(\frac{32,5}{\sqrt{52} + 5} \right) \times 10^3 \times 0,0254 = 6,66 \text{ m}$$

Para encontrar un valor intermedio se puede usar la ecuación 14.6.

$$Dg = K_1 \frac{P_{\text{GT}}^{0.2}}{n^{0.8}} = 40 \times \frac{(160.000)^{0.2}}{(138,5)^{0.8}} = 8,5 \text{ m.}$$

Para esta dimensión y las siguientes se tiene como referencia la (Figura 14.1).

- *Longitud del rotor*: para hallar la longitud del rotor se tiene:

$$Lc \text{ max} = 12,57 \frac{8,5}{52} = 2,05 \text{ m.}$$

$$Lc \text{ min} = 5,5 \frac{8,5}{52} = 0,90 \text{ m.}$$

Para obtener un valor intermedio se puede usar la ecuación 14.10:

$$L_c = \beta D_g 10^{-2}$$

Del cuadro 7.1 se tiene que $\beta = 17$ entonces:

$$L_c = 17 \times 8,5 \times 10^{-2} = 1,45 \approx 1,50 \text{ m.}$$

- Diámetro externo del estator.

$$D_c = 8,5 + 1,10 = 9,6 \text{ m.}$$

- Diámetro exterior de la carcasa.

$$D_f = 8,5 + 2,10 = 10,6 \text{ m.}$$

- Diámetro exterior de la carcasa más radiadores.

$$D_f + c = 8,5 + 3,10 = 11,6 \text{ m.}$$

- Diámetro del foso.

$$D_p = 8,5 + 4,10 = 12,6 \text{ m.}$$

- Diámetro del excitador.

$$d_e = 0,35 \times 8,5 = 2,98 \approx 3,0 \text{ m.}$$

- Distancia entre los ejes de las unidades.

$$S = 8,5 + 8,30 = 16,8 \text{ m.}$$

$$S = 14,5 + 4,15 = 18,65 \text{ m.}$$

De se obtuvo del ejemplo del diseño del caracol de la turbina. Como se toma la mayor; la distancia entre ejes de las unidades es de 18,65 m.

- Altura de la carcasa.

$$L = 1,50 + 2,30 = 3,8 \text{ m.}$$

- Longitud del estator.

$$L_e = 1,50 + 0,45 = 1,95 \text{ m.}$$

- Longitud del excitador.

$$h_b = 0,45 \times 1,50 = 0,68 \text{ m.}$$

- Longitud total del eje.

$$L_T = 1,5 + 5 = 6,5 \text{ m.}$$

- *Peso del generador:* de acuerdo con la ecuación 14.12, como se tiene un generador de más de 90 r.p.m.:

$$W_G = 25 (160.000 / 138,5)^{0,5} - 85 = 764 \text{ t}$$

- Peso del rotor.

$$W_R = 0,45 \times 764 = 344 \text{ t}$$

15 SELECCIÓN Y CÁLCULO DEL EQUIPO MECANICO AUXILIAR

En este capítulo se presentarán algunos métodos para determinar las características principales del equipo mecánico de una central hidroeléctrica.

15.1 VÁLVULAS DE ADMISIÓN

Para seleccionar el tipo de válvula más conveniente dependiendo del diámetro y de la presión, se puede hacer uso de la (Figura 15.1). La presión se encuentra en bares, pero se puede transformar fácilmente en unidades más prácticas:

$$\begin{array}{ll} 1 \text{ kg/cm}^2 & 1 \text{ bar} \\ 1 \text{ N/cm}^2 & 0,1 \text{ bares} \end{array}$$

En la (Figura 15.1) se aprecia que las válvulas de mayor diámetro son las de mariposa, mientras que las mayores presiones corresponden a las válvulas esféricas.

En los cuadros 15.1 a 15.4, se muestran las dimensiones básicas para válvulas con diferentes regímenes de operación. En estos cuadros se pueden conocer las dimensiones típicas y el peso de las válvulas esféricas y mariposa para diferentes diámetros, caudales y caídas. Las dimensiones de los cuadros 15.2 y 15.4 corresponden a las (Figuras 15.2 y 15.3). Como se ve, los datos corresponden a válvulas reales y se muestran sólo como una guía que debe ser utilizada con un criterio personal. El diámetro nominal de la válvula mariposa se selecciona de tal manera que se obtenga una igualdad de velocidades en la válvula y la tubería. Considerando la contracción del flujo con la lenteja, el diámetro nominal se toma un poco mayor que el diámetro de la tubería.

El diámetro de la válvula esférica es igual al diámetro de la tubería y se determina en función de ésta.

Cuadro 15.1 Parámetros fundamentales de algunas válvulas mariposa

No.	Diámetro Nominal mm.	Caída de diseño m.	Caudal de diseño m ³ /s	Servomotor		Peso de la válvula, t
				Diámetro mm	Número	
1	1200	25	1,8		3	2,7
2	1300	35	3,8	254	1	5,75
3	1300	120	13	350	1	5,4
4	1600	55	18	500	1	5,5
5	1600	95	9	350	1	7,6
6	1600	120	5,5	400	1	7,6
7	1600	120	7	400	1	7,7
8	2200	65	32	350	2	13
9	2200	75	10	350	1	11,5
10	2400	60	44	700	1	17,1
11	2600	120	29	600	1	20,5
12	3200	80	32,5	500	2	33
13	6000	120	180	800	2	160

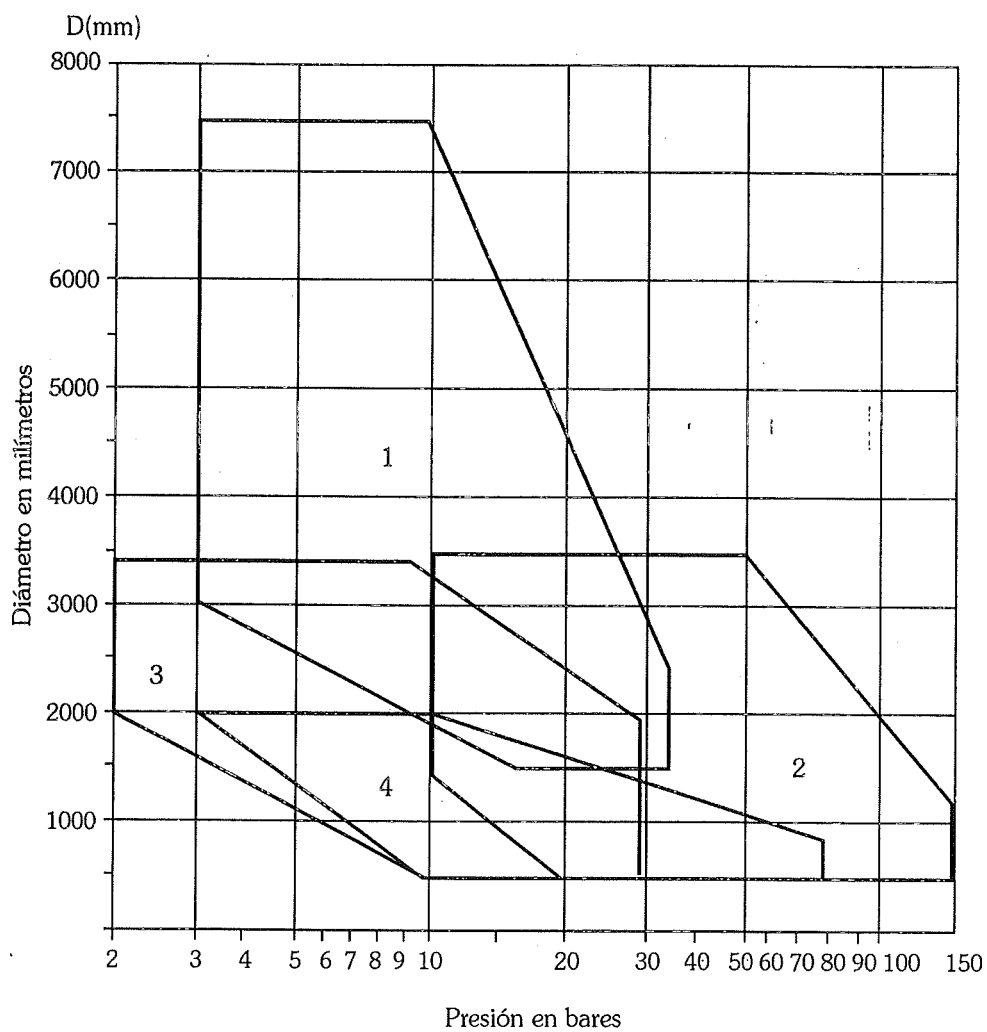


Figura 15.1 Diagrama para la selección del tipo de válvula

1. Válvula mariposa.
2. Válvula esférica.
3. Válvula de dispersión.
4. Válvula reductora de presión.

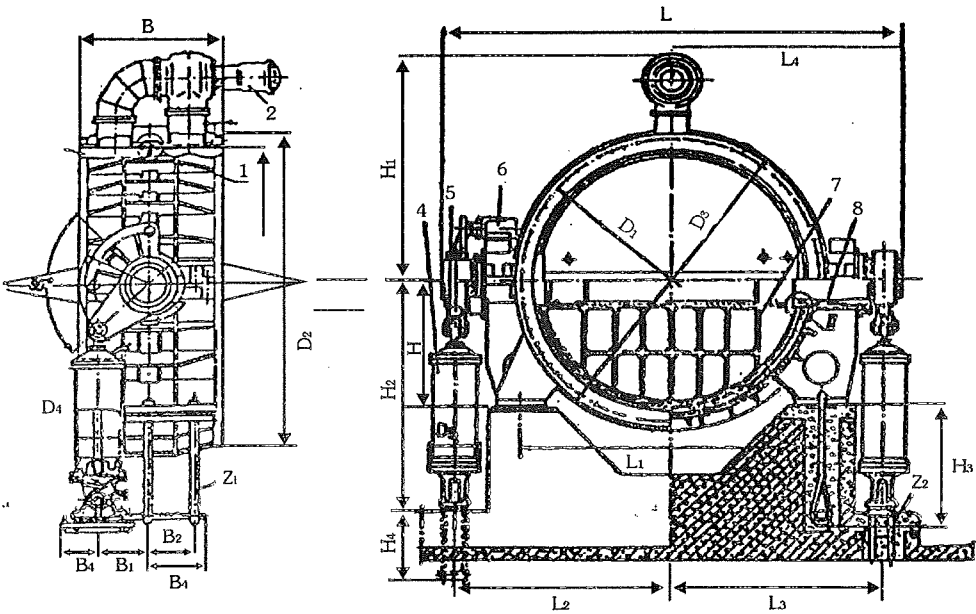
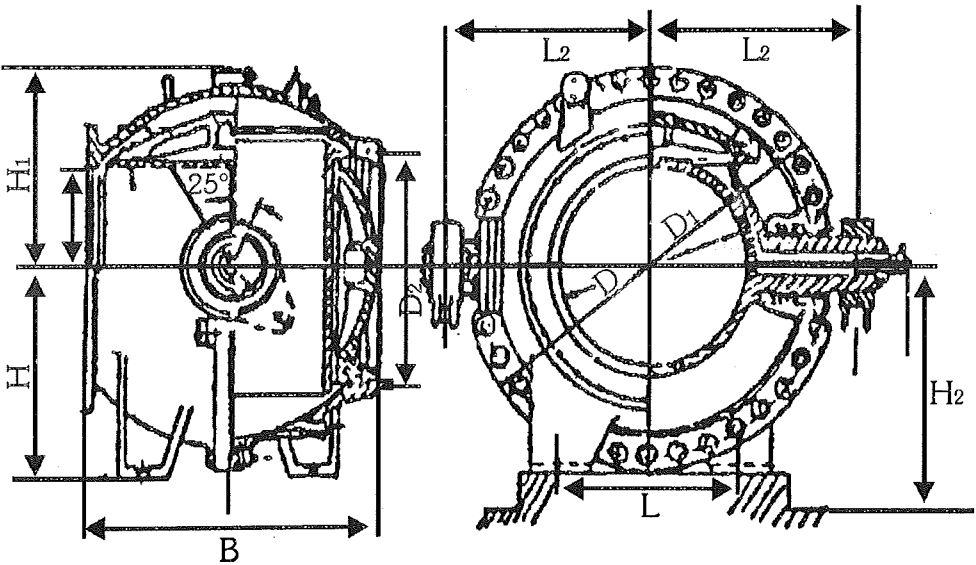


Figura 15.2 Dimensiones principales de las válvulas mariposa



15.3 Dimensiones principales de las válvulas esféricas

Cuadro 15.2 Dimensiones principales de las válvulas mariposa en mm.

Nº	D	D ₁	D ₄	D ₅	H	H ₁	H ₂	H ₃	Z ₁	H ₄	Z ₂	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	B	B ₂
1	1200	1320										2270		1200		800	500	
2	1300	1470	254	540	700		2040	740	4	630	4	2260	1300	1150		1295	700	225
3	1300	1535	350	470	650	2260	1800	910	4	665	6	2250	1450	1200		945	900	250
4	1600	1760	500	670	910	1370	2755	780	4	608	6	2615	1600	1340		1080	1000	335
5	1600	1820	350	470	800	2325	1800	910	4	665	6	2815	1720	1425		1610	900	325
6	1600	1820	400	520	800	2540	1920	990	4	465	6	2815	1720		1425	1130	900	325
7	1600	1820	400	520	800	2540	1920	990	4	465	6	2815	1720		1425	1130	900	325
8	2200	2390	350	500	1000	2895	1900	785	4	665	6	4020	2350	1800	1800		1100	375
9	2200	2420	350	470	1000	2975	1795	775	4	665	6	3560	2350	1800	1800	1550	1100	375
10	2400	2600	700	920	1100	3105	2555	980	6	890	6	4135	2470	2064		1780	1200	400
11	2600	2800	600	790	1200	3300	3050	795	4	950	6	4170	2600		2470	2360	1200	415
12	3200	3450	500	620	1400		2870	1460	6	760	6	5370	3500	2500	2500		1500	480
13	6000	6380	800	1100	2800	3600	5380	3010	6	1340	6	8380	6000	4410	4410		2200	700

Cuadro 15.3 Principales parámetros de válvulas esféricas

No.	Diámetro mm.	Caída de diseño m	Caudal de diseño m³/s	Servomotor		Tiempo en s		Peso, t
				Diámetro	Número	Cierre	Abertura	
1	1300	950	41.5	400	2	60	60	43
2	1800	375		500	2	120	120	64
3	4000 ?	550	90	800	2	120	120	270
4	4200	400	150	1100	2	120	120	570

Cuadro 15.4 Dimensiones en mm de las válvulas esféricas

No.	D	D ₁	D ₂	H	H ₁	H ₂	L	L ₁	L ₂	B
1	1300	2780	1680	1540	2230	2500	1200	1615	1615	2445
2	1800	3700	2100	1900		2655	2000	2100	2100	2700
3	3000 ?	5220	3490	2700	3125	4880	3240	3500	3500	4140
4	4200	7750	4700	3900	4165	6340	4000	4500	4500	5600

15.2 REJILLAS

La distancia entre las platinas de rejillas verticales para turbinas Kaplan se toma igual a $0,05 D$ pero menor a 20 cm y para turbinas Francis igual a $0,03 D$ pero no más de 10 cm.

Las velocidades máximas del agua en las rejillas se puede tomar de acuerdo con las siguientes indicaciones: hasta de 1 m/s para ríos limpios y hasta de 0,8 m/s para ríos contaminados. Para rejillas profundas que no permiten limpiezas periódicas la velocidad máxima permisible estará entre 0,3 y 0,4 m/s.

15.2.1 Cálculo del área de la rejilla

Teniendo en cuenta las recomendaciones anteriores, el área de la rejilla se puede obtener de la siguiente manera:

El área bruta es igual a:

$$A_B = B \times L = (a + b) B \times N \quad (15.1)$$

Donde:

B es el ancho de la rejilla

L es la longitud de la rejilla

a es la separación entre platinas

b es el ancho de la platina

N es el número de orificios

El área neta es igual a:

$$A_n = a B \times N$$

De acuerdo con lo anterior, se tiene que la relación entre las áreas es igual a:

$$\frac{A_n}{A_B} = \frac{a}{a + b}$$

Tomando valores típicos para una central hidroeléctrica se tiene que esta relación es aproximadamente:

$$\frac{A_n}{A_B} = \frac{0,64}{0,64 + 10} = 0,06$$

Donde:

$$a = 1/4'' = 0,64 \text{ cm}$$

$$B = 10 \text{ cm}$$

El caudal Q que pasa por la rejilla es igual a:

$$Q = K \times A_n \times V = K \times A_B \times \frac{a}{a + b} \times V \quad (15.2)$$

Donde:

K es el coeficiente de pérdidas y se calcula de acuerdo con la forma de la platina con las expresiones vistas en el numeral 8.3.

V es la velocidad del agua.

Por lo general se asume el ancho B , la separación de las platinas, el diámetro de las platinas y se escoge la velocidad del agua más conveniente. Con esto y teniendo que el caudal Q es un dato que se tiene con antelación, se obtiene la siguiente ecuación para definir la longitud de la rejilla:

$$L = \frac{Q}{K \times V \times B \times a / (a + b)} \quad (15.3)$$

El número de orificios N se obtiene de:

$$L = Nb + (N + 1) a$$

Por último, se debe comprobar que el número de orificios sea igual o mayor al que se obtiene con el siguiente caudal:

$$Q = C \times A \times \sqrt{2 gH} \quad (15.4)$$

Donde:

A es el diámetro de cada orificio.

C es un coeficiente y su valor es aproximadamente 0,60.

H es la cabeza del agua.

De esta forma el número de orificios es de:

$$N = \frac{Q \text{ Total}}{Q \text{ Orificio}}$$

15.3 COMPUERTAS

Las compuertas se pueden usar en las siguientes estructuras:

- En las estructuras de regulación de niveles y caudales en canales.
- En los vertederos.

- En los túneles de desviación y de descarga de fondo.
- En las captaciones.
- En el túnel de fuga, inmediatamente aguas abajo del tubo de succión.

En todas estas estructuras se utilizan todo tipo de compuertas, pero especialmente compuertas planas y radiales.

15.3.1 Selección del tipo de compuerta

En general puede decirse que las compuertas planas cubren orificios de menor área y soportan menores presiones que las compuertas radiales.

Las compuertas planas cubren orificios hasta de 40 m de ancho. Este es un tipo de compuerta mucho más sencillo y muy usado como compuerta superficial y se usa en canales, en los vertederos de ladera y en las captaciones. Se usan como compuertas principales y como compuertas de guarda y también como compuertas de construcción. Las compuertas planas requieren guías cuya profundidad varía entre $1/20$ y $1/8$ del ancho del orificio.

En la (Figura 15.4) se muestran las dimensiones de orificios que pueden ser cubiertos con diferentes tipos de compuertas planas.

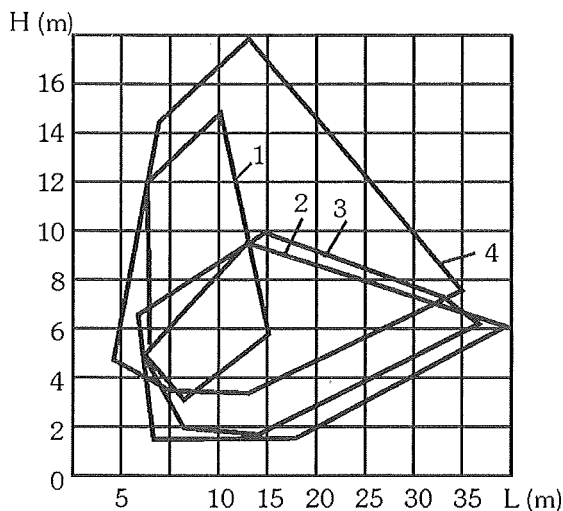


Figura 15.4 Dimensiones de los orificios cubiertos por compuertas planas.

1. De una sola lámina.
2. De una lámina y dos vigas.
3. Con entramado de vigas.
4. De doble lámina

Las compuertas radiales cubren orificios hasta de 50 m de ancho. Después de las compuertas planas, las compuertas radiales son las más usadas y se utilizan sólo como compuertas principales. En la (Figura 15.5) se dan los valores límites de H y L de compuertas radiales para orificios de hasta 300 m².

Las compuertas radiales con respecto a las planas tienen las siguientes ventajas:

- Mayor velocidad de maniobra.
- Menor peso y mayor confiabilidad.
- Mayor rigidez.
- Menor altura de las pilas y eliminación de las guías.

Tienen las siguientes desventajas:

- Se requieren pilas de mayor longitud.
- En algunos casos se requieren pilas más gruesas.
- La imposibilidad de trasladar la compuerta de un sitio a otro.

15.3.2 Garantía de maniobra de las compuertas

La garantía de maniobra de las compuertas es la relación entre el esfuerzo del mecanismo de elevación y todas las otras fuerzas actuantes sobre la compuerta y que garantizan una operación confiable. Estas relaciones se han obtenido como producto de la solución de las ecuaciones de equilibrio para un movimiento uniforme de las compuertas. Para las compuertas que poseen un movimiento de traslación, se opera con la ecuación de equilibrio de las fuerzas proyectadas en la dirección del movimiento. Para las compuertas de movimiento giratorio (radiales) se resuelven las ecuaciones de equilibrio de los momentos con respecto al eje de giro.

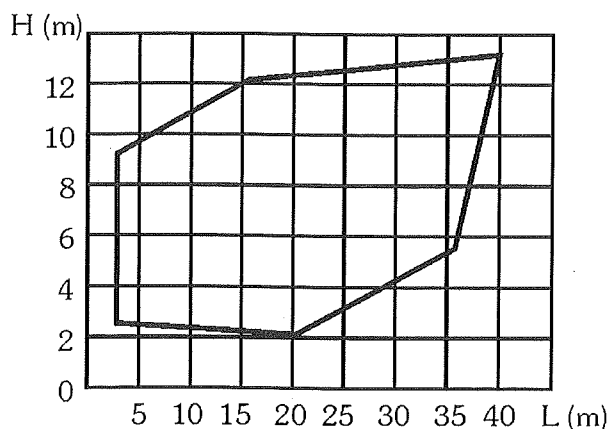


Figura 15.5 Dimensiones de orificios cubiertos con compuertas radiales.

En las ecuaciones se utilizan las siguientes variables

Q y M_q :

- Son la proyección y el momento de la fuerza de tracción del mecanismo de elevación actuante sobre el soporte de la compuerta.

G_c , M_{Gc} y G_L , M_{GL} :

- Son la proyección y el momento del peso propio de la compuerta y del lastre en el agua.

G'_c , M'_{Gc} y G'_L , M'_{GL} :

- Son la proyección y el momento del peso propio de la compuerta y del lastre en el agua.

P_s y M_{Ps} :

- Las proyecciones y los momentos de las fuerzas hidráulicas en toda la superficie de la compuerta.

F y M_F :

- Las proyecciones y el momento de las fuerzas de fricción en los elementos de apoyo y de deslizamiento.

F_s y M_{Fs} :

- La proyección y el momento de las fuerzas de fricción en los sellos.

El chequeo de la garantía de la maniobra se realiza para los siguientes cuatro casos:

a. *Elevación de la compuerta*: es un movimiento para el cual la acción de las fuerzas o de los elementos, por peso y por fricción tienen igual sentido. En la elevación se deben observar las siguientes condiciones:

$$n''_G (G_c + G_L) + n_T (F + F_s) + P_s \leq Q \quad (15.5)$$

$$n''_G (M_{Gc} + M_{GL}) + n_T (M_F + M_{Fs}) + M_{Ps} \leq M_Q \quad (15.6)$$

Donde:

n''_G es un factor de seguridad que se toma igual a 1.1 y considera un posible aumento del peso de los elementos.

n_T es un factor de seguridad que considera las posibles variaciones de la fricción y se toma igual a 1.2.

La fuerza de fricción en los mecanismos de apoyo y traslación de las compuertas depende de la fuerza hidráulica sobre ellas y de la construcción de estos mecanismos, que pueden ser de ruedas, deslizantes o de rodillos.

Para los mecanismos deslizantes, la fuerza de fricción en esta zona será:

$$F = F_{x1} + F_{x2} = N_1 f_1 + N_2 f_2 \quad (15.7)$$

Donde:

f_1 y f_2 son los coeficientes de rozamiento en los patines guías superior e inferior.

Los valores de los coeficientes de rozamiento para los materiales más utilizados en los mecanismos de soporte y traslación de las compuertas, se muestran en el cuadro 15.5. Las fuerzas N_1 y N_2 se determinan por el valor y las coordenadas de la presión hidrostática P sobre la compuerta. Para el esquema mostrado en la (Figura 15.6), las fuerzas N_1 y N_2 se determinan por medio de las fórmulas.

$$N_1 = \frac{P h_2}{h_1 + h_2}$$

$$N_2 = \frac{P h_1}{h_1 + h_2}$$

Las fórmulas para determinar los valores y ordenadas de la resultante de la presión hidrostática P sobre compuertas planas verticales, se muestran en el cuadro 15.6. L_c es el ancho de la compuerta.

La determinación de la fuerza de succión P_s , que se forma en la compuerta por una mala construcción, se explicará en el numeral 15.3.3 b.

b. *Cierre normal de la compuerta*: es un movimiento contrario al de la abertura, con la condición de que el mecanismo que maniobra la compuerta se encuentre tensionado. En el cierre normal se deben observar las siguientes condiciones:

$$n'_G (G'_C + G'_L) - n_T (F + F_S) + P_s \geq 0 \quad (15.8)$$

$$n'_G (M'_{Gc} + M'_{GL}) - n_T (M_F + M_{FS}) + M_{PS} \geq 0 \quad (15.9)$$

Donde:

n'_G es un factor de seguridad igual a 0,9, que considera la posible disminución del peso y tiene el mismo sentido de n''_G .

Cuadro 15.5 Coeficientes de rozamiento para diversos materiales bajo diferentes condiciones de trabajo.

Materiales y condiciones de operación	Coeficiente de rozamiento	
	En reposo (el mayor valor)	En movimiento (el menor valor)
Acero sobre acero	0,50	0,15
Acero sobre madera	0,45 a 0,55	0,20
Plástico sobre acero en presencia de agua	0,5	-
Caucho sobre acero	0,7 a 0,90	0,10

Cuadro 15.6 Fórmulas para determinar la presión hidrostática en compuertas planas verticales.

Valores	Compuertas superficiales		Compuertas de fondo	
Resultante de las fuerzas de presión (P)	$0,5\gamma H^2 Lc$	$0,5\gamma(H^2 - H_n^2) Lc$	$0,5\gamma(2H - H_{cp}) H_{cp} Lc$	$\gamma(H - H_n) Lc H_{cp}$
Ordenada de la resultante	$(2/3) H$	$1/3 \left(2H - \frac{H_n^2}{H + H_n} \right)$	$H - \frac{H_{cp}}{3} \times \frac{3H - 2H_{cp}}{2H - H_{cp}}$	$H - 0,5 H_n$

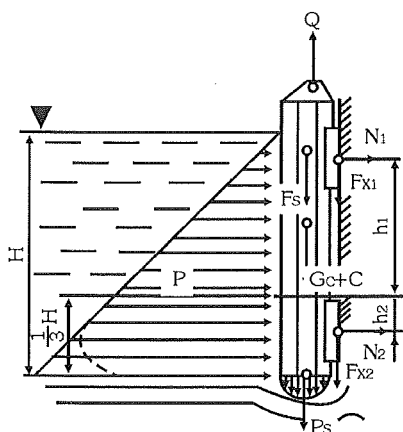


Figura 15.6 Esquema para determinar los esfuerzos de elevación de las compuertas.

Algunas veces se introduce un factor de seguridad por cierre K , que es la relación de la suma de las fuerzas o momentos que se oponen a él. Por ejemplo, para una compuerta plana se tiene que:

$$K = \frac{n'_G (G'_c + G'_L)}{n_T (F + (F_s) + P_s)} \quad \text{ó} \quad K = \frac{n'_G (G'_c + G'_L) + P_s}{n_T (F + F_s)}$$

La utilización de una de las dos ecuaciones depende del signo de P_s , dependiendo si coincide con el peso o con la fricción. En forma análoga se puede definir el factor de seguridad para las compuertas radiales.

c. *Cierre forzado*: es un movimiento contrario al de la elevación pero con la condición de que el mecanismo de maniobra se encuentre sometido a compresión. En el cierre forzado se tienen las siguientes relaciones:

Donde:

γ es un coef
valor dep
ecuacione

Los cálcu
guiente:

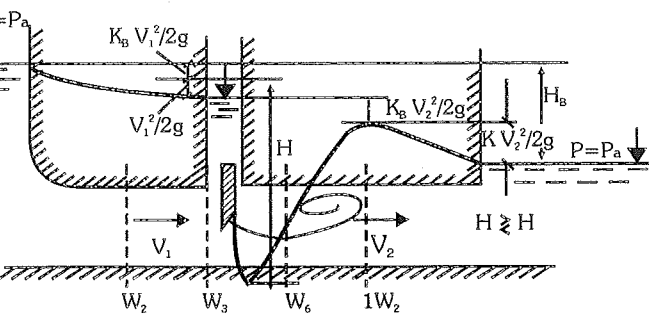
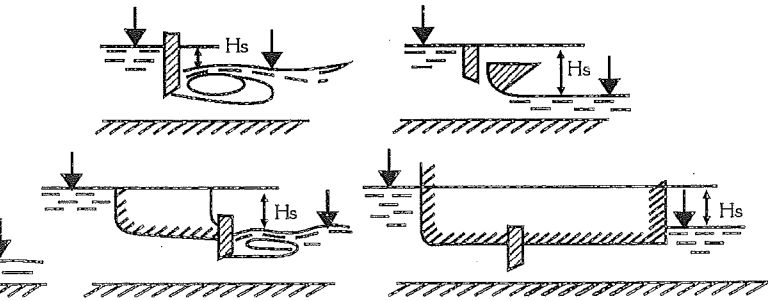
- Para fl
supera a la ca
en los cálculos
ño nunca es n
- Con fl
vacío conside
del orificio de
minuyendo e
antieconómica

Cuadro 15.7

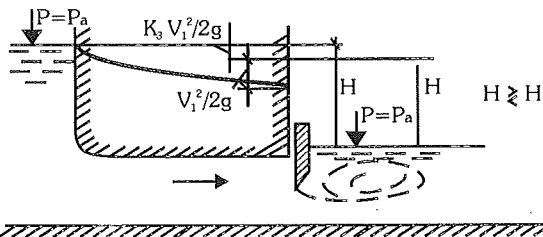
Caracte deter
Caída de dis
Compuerta a caída máxim

Cuadro 15.7

Caracte vel
Velocidades grúas en pr Velocidades Grúa en Grúa en Grúa en



c)



15.7 Determinación de la caída en el diseño de las compuertas.

a. Esquema para determinar H

b. Líneas piezométricas y determinación de H, caída de diseño.

Cuadro 15.6 Fórmulas para determinar la presión hidrostática en compuertas planas verticales.

Valores	Compuertas superficiales		Compuertas de fondo	
Resultante de las fuerzas de presión (P)	$0,5\gamma H^2 Lc$	$0,5\gamma(H^2 - H_n^2) Lc$	$0,5\gamma(2H - H_{cp}) H_{cp} Lc$	$\gamma(H - H_n) Lc H_{cp}$
Ordenada de la resultante	$(2/3) H$	$1/3 \left(2H - \frac{H_n^2}{H+H_n} \right) H$	$H - \frac{H_{cp}}{3} \times \frac{3H - 2H_{cp}}{2H - H_{cp}}$	$H - 0,5 H_n$

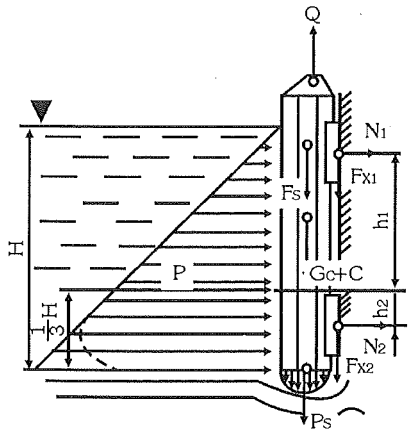


Figura 15.6 Esquema para determinar los esfuerzos de elevación de las compuertas.

Algunas veces se introduce un factor de seguridad por cierre K, que es la relación de la suma de las fuerzas o momentos que se oponen a él. Por ejemplo, para una compuerta plana se tiene que:

$$K = \frac{n'_G (G'_c + G'_L)}{n_T (F + (F_s) + P_s)} \quad \text{ó} \quad K = \frac{n'_G (G'_c + G'_L) + P_s}{n_T (F + F_s)}$$

La utilización de una de las dos ecuaciones depende del signo de P_s , dependiendo si coincide con el peso o con la fricción. En forma análoga se puede definir el factor de seguridad para las compuertas radiales.

c. *Cierre forzado*: es un movimiento contrario al de la elevación pero con la condición de que el mecanismo de maniobra se encuentre sometido a compresión. En el cierre forzado se tienen las siguientes relaciones:

$$n'_G (G'_C + G'_L) - n_T (F + F_S) + P_S \leq Q \quad (15.10)$$

$$n'_G (M'_{GC} + M'_{GL}) - n_T (M_F + M_{FS}) + M_{PS} \leq M_Q \quad (15.11)$$

d. *Suspensión de la compuerta*: es el cierre de la compuerta con un mínimo de resistencia al movimiento. En este caso se deben observar las siguientes relaciones.

$$n''_G (G_C + G_L) - (F + F_S) + P_S \leq Q \quad (15.12)$$

$$n''_G (M_{GC} + M_{GL}) - (M_F + M_{FS}) + P_S \leq M_Q \quad (15.13)$$

En los cálculos de maniobrabilidad inicialmente se toma la compuerta sin lastre ($G_L = 0$, $M_{GL} = 0$), utilizando éste último solamente cuando no es posible otra solución mejor.

El chequeo de la garantía en la maniobra se realiza para todas las posibles posiciones de la compuerta, es decir para aberturas parciales.

15.3.3 Fuerzas actuantes sobre las compuertas

Al maniobrar las compuertas en una corriente se deben realizar cálculos algo más complejos para determinar la caída de diseño en aberturas parciales. Las cargas hidráulicas se determinan en función de esta caída de diseño y de las características constructivas de la compuerta.

a. *Determinación de la cabeza de diseño sobre la compuerta durante su maniobra*: la cabeza de diseño de una compuerta H es la diferencia de la energía específica del flujo (presión piezométrica + cabeza de velocidad) aguas arriba de la compuerta y la energía piezométrica aguas abajo. La ubicación de las secciones de diseño y el esquema para determinar el valor de H se dan en la (Figura 15.7). El valor de H puede ser calculado y en los casos complejos se determina experimentalmente.

Los datos de partida en el cálculo son:

1. Datos sobre el carácter del régimen hidráulico.
2. El valor de la cabeza actuante o variable en función de la abertura de la compuerta (se trata de la cabeza estática sin pérdidas; es la diferencia de niveles aguas arriba y aguas abajo).

3. Datos sobre la construcción y dimensiones del orificio de la conducción o de la compuerta y en particular de los valores U y U_0 , que son los coeficientes de caudal correspondiente al conducto o del orificio con compuertas (con ésta totalmente abierta) y de la propia compuerta sin considerar el orificio. En general para compuertas planas y radiales, U y U_0 se refiere a la sección W_3 del orificio de cierre de la compuerta. La abertura de la compuerta se caracteriza en los cálculos con el parámetro:

$$S = \frac{W_C}{W_3} \approx (\sqrt{\Psi + 1})^{-1}$$

Donde:

γ es un coeficiente de resistencia de la compuerta en un flujo a presión y cuyo valor depende del grado de abertura. Los cálculos se realizan con las ecuaciones dadas en el cuadro 15.7.

Los cálculos, los experimentos y el análisis de las fórmulas muestran lo siguiente:

- Para flujo a presión aguas abajo de la compuerta, la cabeza de diseño supera a la cabeza estática (a veces hasta 1.8) lo cual es necesario considerar en los cálculos; para flujo libre aguas abajo de la compuerta, la cabeza de diseño nunca es mayor que la estática.
- Con flujo a presión aguas abajo de la compuerta puede aparecer un vacío considerable. Contra esto es posible aumentar el grado de ahogamiento del orificio desde aguas abajo, aumentando la resistencia de la compuerta y disminuyendo el coeficiente U. Todas estas medidas generalmente resultan antieconómicas, por lo cual se permite que se presente el máximo valor del vacío.

Cuadro 15.7 Fórmulas fundamentales para el cálculo hidráulico de las compuertas con flujo bajo ellas.

Característica a determinar	Fórmulas fundamentales para el cálculo hidráulico con flujo bajo compuerta	
	Flujo a presión	Flujo libre
Caída de diseño	$H = H_s [(1-2sr^2 \mu_0^2 + s^2 \mu_0^2 r^2) + s^2 (\mu_0/\mu)^2]^{-1}$	$H = H_s [(1- s^2 \mu_0^2 + s^2 (\mu_0/\mu)^2]^{-1}$
Compuerta abierta con la caída máxima de diseño	$s_m = \mu^2 r^2 (1 + \mu^2 r^2)^{-1}$	$s_m = 0$

Cuadro 15.10 Velocidades normativas en metros por minuto de los mecanismos principales de las grúas de pórtico.

Características de las velocidades	Mecanismos		
	De elevación principal	De traslación del rodete	De traslación de la grúa
Velocidades normativas para grúas en presas	1,5 a 2,5	3 a 8	15 a 25
Velocidades de diseño			
Grúa en sala de máquinas	0,3 a 1,0	4 a 5	15 a 40
Grúa en presas de C.H.E.	0,9 a 5,0	6 a 12	19 a 40
Grúa en presas vertederas	2,8 a 4,0	5 a 10	19 a 40

b. *Determinación de las cargas medias hidráulicas sobre la compuerta:* en la parte inferior de las compuertas, las presiones se distribuyen de acuerdo con una ley hidrostática (Figura 15.8). Como se ve, la diferencia de la distribución real con respecto a la hidrostática, no es muy grande, especialmente desde el lado de aguas abajo. La disminución de la presión con respecto a la hidrostática, es causada por una transformación de parte de la energía potencial del flujo en energía cinética, al aumentar la velocidad cerca del orificio. La influencia de esta disminución en el diagrama de velocidades se caracteriza por el valor φ_a , que es la relación entre el área real de la figura de presiones S_1 , para una altura igual a h_3 - a con respecto al área de la presión hidrostática y se determina de la siguiente forma (cuadro 15.8).

Cuadro 15.8 Relaciones de a/h_3 respecto a φ_a

a/h_3	0	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
φ_a	1	0.96	0.935	0.915	0.9	0.9	0.9	0.9	0.88	0.84	0.74

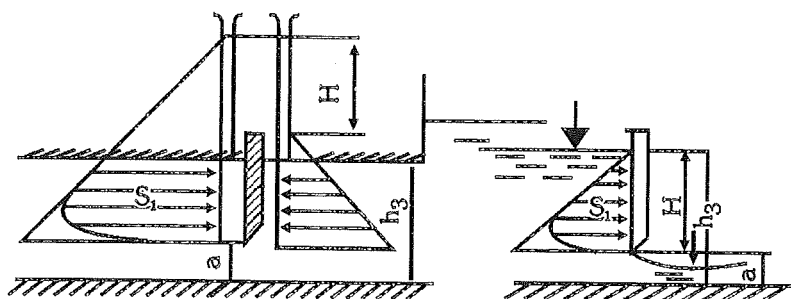


Figura 15.8 Presiones sobre las compuertas

La pequeña diferencia de la forma de los diagramas de presiones, permite determinar los valores medios sobre las superficies aguas arriba y aguas abajo de la compuerta planas y radiales, lo mismo que en las vigas superiores de las compuertas planas de fondo, de acuerdo con las leyes normales de la hidrostática pero con las siguientes dos complementaciones:

1. El cálculo se realiza no de acuerdo con la cabeza estática, sino de acuerdo con la cabeza de diseño, que varía en relación a como se abre la compuerta.
2. La carga sobre la parte de la compuerta de fondo que se encuentra dentro del orificio, se multiplica por φ_a después de haber sido calculada con las leyes de la hidrostática.

En la zona inferior de la compuerta, correspondiente a la viga inferior, se forma un desprendimiento de la lámina (Figura 15.9). En este sitio aparece una carga hacia abajo que se debe considerar en los cálculos.

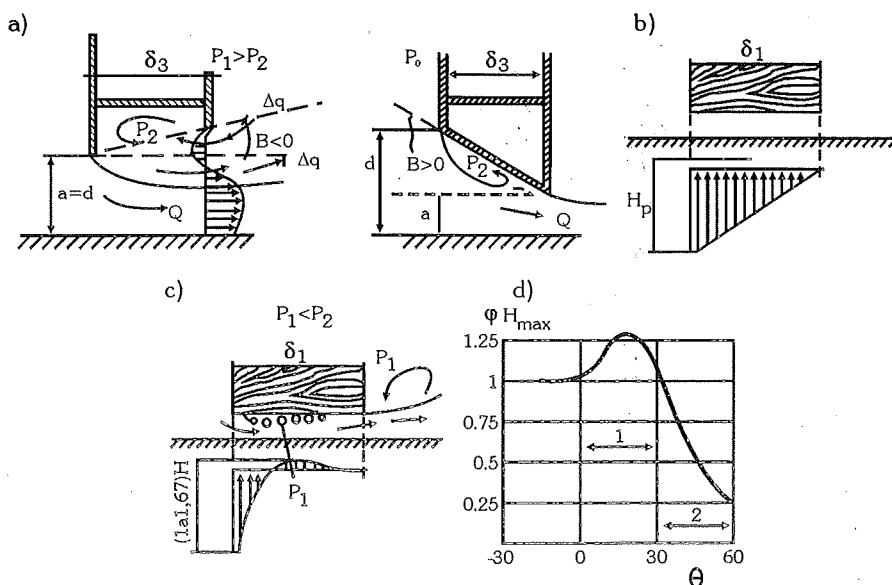


Figura 15.9 Presión del flujo sobre la viga inferior de la compuerta

Sin embargo la fuerza total actuante sobre esta viga está dirigida hacia arriba. La carga sobre esta viga por metro de ancho, se determina de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$P_s = \gamma H_D \delta_3 (1 - \varphi_H) \quad (15.14)$$

Donde:

δ_3 espesor de la compuerta

φ_H coeficiente del desprendimiento que se toma de la (Figura 15.9)

γ peso específico del agua

H_D carga de diseño

P_s fuerza vertical

Un valor positivo de P_s corresponde a una fuerza hacia arriba y un valor negativo significa lo contrario.

En las compuertas, aún cerradas, se presentan escapes y se produce una fuerza que se denomina de infiltración, que produce un diagrama de presiones triangular, como se muestra en la (Figura 15.9), por metro de ancho. Esta fuerza se calcula de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$P_s = 0.5 \gamma H_D \delta_y$$

Donde:

δ_y es el ancho del sello

Para disminuir esta presión se debe disminuir en lo posible el ancho de los sellos, imprimiéndoles una configuración racional.

c. *Determinación de las cargas al maniobrar las compuertas radiales:* la solución de la ecuación (Figura 15.6), de acuerdo con la (Figura 15.10), de lo siguiente:

$$n_G G_C R_G + n_T M_F + n_T F_S R_y - P_S R_S = Q R_Q \tag{15.15}$$

Donde:

P_S es la carga sobre la viga inferior, que en este caso está dirigida hacia arriba.

El momento de fricción en la articulación es:

$$M_F = W \cdot r_{art} \cdot f_{art} \tag{15.16}$$

Donde:

W es la resultante de las fuerzas en la articulación.

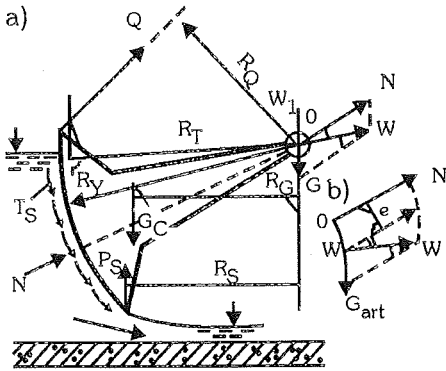


Figura 15.10 Fuerzas sobre compuertas radiales

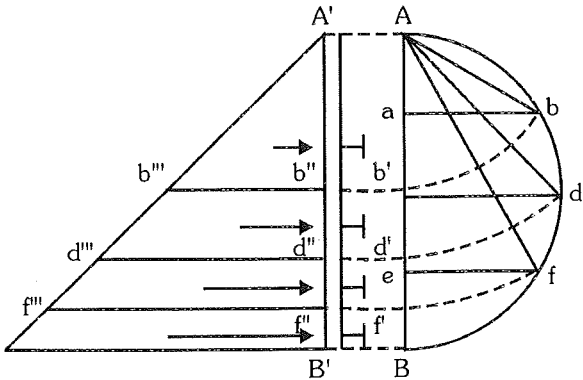


Figura 15.11 Diseño de compuertas para que cada viga asuma igual carga

Se compone de la carga principal N y de la componente del peso de la compuerta correspondiente a la articulación:

$$G_{\text{art}} = G_C (1 - R_G / R_T) \quad (15.17)$$

r_{art} es el radio de la articulación, f_{art} es el coeficiente de fricción de la articulación. Si para simplificar, se considera que $[W] \approx N$, entonces se obtiene:

$$Q \approx n_G G_C \frac{R_G}{R_Q} + n_T N \frac{r_{\text{art}}}{R_Q} f_{\text{art}} + n_T F_S \frac{R_y}{R_Q} - P_S \frac{R_S}{R_Q} \quad (15.18)$$

Cuando el eje de curvatura de la compuerta está corrido con respecto al eje de la articulación en una excentricidad e , (Figura 15.10), se debe considerar el momento de la carga principal con respecto al eje de giro de la compuerta, de la siguiente forma:

$$Q \approx n_G G_C \frac{R_G}{R_Q} + n_T N \frac{r_{\text{art}}}{R_Q} f_{\text{art}} + n_T F_S \frac{R_y}{R_Q} - P_S \frac{R_S}{R_Q} - N \frac{e}{R_Q} \quad (15.18)$$

De la misma forma, de las ecuaciones 15.9, 15.11 y 15.13 se pueden obtener los valores del factor de seguridad del cierre normal, el cierre forzado y la suspensión para una compuerta radial. Las cargas hidráulicas y las fuerzas de fricción se determinan igual que en las compuertas planas.

Con el fin de establecer una comparación, se determinará el esfuerzo de elevación Q , para una compuerta plana que, por ejemplo, tiene los mismos valores G_C , N , F_S , f_{art} y P_S :

$$Q = n_G G_C + n_T N f_{\text{art}} + n_T F_S - P_S \quad (15.20)$$

Comparando las ecuaciones 15.20 y 15.18 y teniendo en cuenta que $R_G / R_Q < 1$; $r_{\text{art}} / R_Q \ll 1$; $R_y / R_Q \approx 1$ y $R_S / R_Q < 1$, es fácil establecer que la compuerta radial requiere un menor esfuerzo de elevación que una compuerta plana, para las mismas condiciones, fundamentalmente a causa del giro de la compuerta radial alrededor de la articulación con un diámetro pequeño de giro.

Al girar la compuerta radial pueden variar significativamente los brazos de las fuerzas y la dirección del esfuerzo y por lo tanto, los cálculos de los esfuerzos se deben realizar para todas las posibles aberturas de la compuerta, incluso cuando la caída de diseño, al abrir la compuerta, varía un poco.

15.3.4 Determinación del peso de las compuertas

El peso de una compuerta incluye todos sus elementos y se determina de acuerdo al esquema de cada una de ellas. Sin embargo, para cálculos aproximados se pueden utilizar fórmulas empíricas de origen estadístico.

Existen varias ecuaciones; aquí se darán algunas de ellas. Para determinar al peso de las compuertas planas y radiales se puede usar la siguiente ecuación:

$$G = (p L a^{-1})^b \quad (t)$$

Donde:

P es la carga convencional sobre la compuerta en toneladas, igual al producto de la cabeza por el área del orificio

L es el ancho de la compuerta en m

a y b son coeficientes que se toman del cuadro 15.9

Cuadro 15.9 Coeficientes para obtener el peso de las compuertas

Tipo de Compuerta	a	b
Planas		
- Superficiales		
Con ruedas	20	0,71
Deslizantes	27	0,7
- Profundas (de fondo)		
Con ruedas	39	0,73
Deslizantes	49	0,7
- Radiales superficiales		
Con brazos rectos	25	0,69
Con brazos inclinados	15	0,7

Otras ecuaciones que sirven para calcular los pesos de las compuertas son:

Para compuertas radiales tipo Taintor:

- Superficiales:

$$G = 0,698 (W^2 h H)^{0,673} \quad (kN)$$

- De fondo:

$$G = 3,688 (W^2 h H)^{0,521} \quad (kN)$$

Donde:

W es el ancho de la compuerta

h es la altura de la compuerta

H es la cabeza en la solera

Para compuertas de ruedas:

$$- W^2 h H > 2000 \text{ m}^4$$

$$G = 0.706 (W^2 h H)^{0.7}$$

$$- W^2 h H < 2000 \text{ m}^4$$

$$G = 0.888 (W^2 h H)^{0.659}$$

15.3.5 Diseño de compuertas

Las compuertas de madera se calculan por lo general, según la presión hidrostática en su borde inferior. Los tablones se calculan como vigas con apoyo simple en las guías.

Para la luz de la compuerta, tomada entre los centros de las guías y para una faja de 1 cm de altura, el momento flector vale:

$$M = \frac{P L^2 100^2}{8} = 125 H L^2 \text{ (kg. cm)}$$

El momento resistente de una faja de compuertas de 1 cm de altura y 1 cm. de espesor es:

$$M = \frac{d^2}{6} \text{ (cm}^3\text{)}$$

Por lo tanto con σ en kg/cm^2

$$M = \sigma W$$

El espesor necesario d será:

$$d = 27,4 L \sqrt{\frac{H}{\sigma}} \text{ (cm)}$$

Donde:

L y H están en m.

Las compuertas de acero planas están reforzadas por vigas horizontales que transmiten el empuje del agua a las guías y éstas a los pilares. Por razones constructivas las vigas se eligen de igual sección. Para que todas reciban la misma carga, cada viga se encuentra en el centro de presión de cada una de las fajas del triángulo de presión; cada frente tiene la misma área. Una manera fácil de lograr esto es trazando semicírculos como se muestra en la (Figura 15.11).

Después de trazar el semicírculo A B, en el punto A, se coloca el compás y se traza un semicírculo desde el punto d con un radio que se obtiene al trazar la línea c - d en la mitad de A - B. Luego se hace lo mismo para A - c y B - c y el triángulo de presiones queda dividido en cuatro franjas de igual área.

15.4 CÁLCULO DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN DE LAS GRÚAS DE PÓRTICO

Las particularidades del funcionamiento de los mecanismos de elevación de las grúas pórtico en las centrales hidroeléctricas son:

- Tiempo de funcionamiento considerablemente largo. Por ejemplo, la elevación del rotor de un generador puede demorarse media hora.
- La necesidad de mantener en suspensión grandes cargas durante lapsos de tiempo considerables (hasta dos horas), lo cual exige de frenos bastante seguros.

Para el cálculo del mecanismo de elevación en calidad de datos de partida deben ser dados o determinados los siguientes parámetros: la capacidad de carga, la velocidad de elevación de la carga, la altura a la cual debe elevarse, el régimen de operación del mecanismo, el tiempo de funcionamiento del motor, el esquema del mecanismo de elevación, el tipo de corriente y de voltaje.

15.4.1 Determinación de los esfuerzos de elevación (capacidad de carga)

Este cálculo es diferente para grúas instaladas en salas de máquinas y para grúas instaladas en estructuras de captación. En el primer caso, la capacidad de carga de la grúa se determina por el peso de la mayor pieza a elevar, que en la gran mayoría de los casos es el rotor del generador.

El peso del gancho portacarga, de la viga de suspensión y demás elementos de elevación es también considerado. En el segundo caso, la capacidad de carga de la grúa se determina por la resistencia a la elevación que presentan las compuertas, sobre esta resistencia se hablará más adelante.

Generalmente la capacidad de carga de las grúas es dada por el cliente; además, los constructores (durante su fabricación) y los mecánicos (durante su mantenimiento), deben conocer la fundamentación física y las características de las principales resistencias que se presentan al elevar las compuertas y las rejillas.

Como se vió en el capítulo correspondiente, la principal diferencia entre las compuertas de reparación y las de emergencia, consiste en que las primeras se sumergen en agua quieta mientras que las segundas se sumergen en un flujo cuya velocidad puede ser importante, lo cual determina la fuerza necesaria para operar la compuerta. La determinación de los esfuerzos de elevación en compuertas se trata en el numeral 15.3.2

15.4.2 Determinación de las tensiones en los cables de acero y su elección

La máxima tensión en un paquete de cables al elevar una carga con dos malacates es:

$$T = \frac{Q_1 + G_1 + G_2}{2 \cdot z \cdot m \cdot \eta_{APA}} \quad (15.21)$$

Donde:

Q_1 es el máximo peso de la carga a elevar.

G_2 es el peso de los elementos portacarga.

G_1 es el peso de los elementos de agarre.

z es el número de aparejos en el tambor.

m es la multiplicación del aparejo.

η_{APA} es la eficiencia del aparejo.

La máxima tensión en un paquete de cables al elevar una compuerta es:

$$TC = \frac{W_C + G_v + G_2}{2 \cdot Z \cdot m \cdot \eta_{APA}} ; \eta_{APA} = \frac{\eta_P (1 - \eta_m)}{m (1 - \eta_p)}$$

Donde:

η_P es la eficiencia de la poleas. Para poleas en apoyos deslizantes. $\eta_P = 0,95$.

Para poleas en rodamientos (cojinetes) $\eta_P = 0,98$.

W_C es la máxima resistencia a la elevación de la compuerta.

G_v es el peso de la viga (travesaño) de suspensión.

G_2 es el peso del gancho y dispositivos auxiliares.

De acuerdo al valor obtenido de la máxima tensión T ó T_C se eligen los cables de acero.

El factor de seguridad del cable con respecto a su resistencia es:

$$K = \frac{P_{UTL}}{T} \geq (K)$$

Donde:

P_{UTL} es el esfuerzo último del cable (carga crítica).

Se recomienda tomar $(K) = 5$, teniendo en cuenta el régimen de operación de estas grúas.

15.4.3 Cálculo de la potencia del motor del mecanismo de elevación

La potencia de diseño del motor del mecanismo de elevación se determina considerando las resistencias estáticas a la elevación de la carga o el máximo esfuerzo de elevación de la compuerta.

En el primer caso:

$$P_{\text{MOT}} = \frac{(Q_1 + G_1 + G_2) V_{\text{el}}}{6120 \eta_{\text{el}}} \quad (15.22)$$

En el segundo caso:

$$P'_{\text{MOT}} = \frac{(W_c + G_v + G_2) V_{\text{el}}}{6120 \eta_{\text{el}}} \quad (15.23)$$

Donde:

η_{el} es la eficiencia del mecanismo de elevación en el tramo entre el mecanismo y el rotor.

En los cuadros 15.10 y 15.11 se dan los valores recomendados de las velocidades y aceleraciones durante el arranque de los principales mecanismos de las grúas.

15.4.4 Cálculo de los frenos

El momento estático de la carga y los soportes transmitidos al eje de los frenos (del motor) es:

$$M_{\text{ST}} = \frac{(Q_1 + G_2 + G_1) D_T}{2 \cdot m \cdot i} \eta'_{\text{el}} \quad (15.24)$$

Donde:

D_T es el diámetro del tambor del malacate.

i es el número de transmisión del mecanismo de elevación.

m es la relación entre las velocidades entre el mecanismo que transmite y el que recibe.

η'_{el} es la eficiencia del mecanismo de elevación durante el frenado.

Los valores de η'_{el} se determinan por la fórmula:

$$\eta'_{\text{el}} = \frac{1 + \eta_{\text{el}}}{2}$$

Donde:

η_{el} es la eficiencia del mecanismo en el tramo entre los soportes y el motor.

Cuadro 15.11 Aceleraciones normativas de cálculo y reales en (m/s²) durante el embalaje y frenado de los mecanismos principales de las grúas de pórtico

Tipo de aceleración	Peso de la Grúa	Aceleración en los Mecanismos			Frenado en los mecanismos		
		Mecanismo principal de elevación	Mecanismo de traslación del rodete	Mecanismo de traslación de la grúa	Mecanismo principal de elevación	Mecanismo de traslación del rodete	Mecanismos de traslación de la grúa
Normativas de cálculo en las siguientes grúas. 2 x 225 / 32 + 10 2 x 150 / 30 400 / 100 + 2 x 10 400 / 32 / 3.2			0,12	0,12		0,20	0,20
	727		0,014 0,035	0,037 a 0,06		0,52	0,24
	448	0,038	0,104	0,124	0,105	0,28	0,30
	565	0,023	0,058	0,162	0,055	0,42	0,30
	350	0,012	0,032	0,04	0,034	0,23	0,23
2 x 125 / 2 x 25 / 2 x 10	649	0,018	0,046	0,22	0,045	0,30	0,47
Reales en los siguientes 2 x 150 / 30 2 x 125 / 2 x 25 / 2 x 10							
	448 649		0,30 a 0,13	0,085 a 0,06 0,13 a 0,05		0,29 a 0,22	0,11 a 0,04 0,165

El número de transmisión del mecanismo es:

$$i = \frac{n_M}{n_T} = \frac{\pi D_T n_T}{V_{eL} \cdot m}$$

Donde:

n_M y n_T son las velocidades de giro del motor y el tambor.

El momento necesario en los frenos es:

$$M_F = K_F M_{ST}$$

Donde:

K_F es el factor de seguridad durante el frenado.

Cuando en el mecanismo de elevación se tiene un freno, se recomienda tomar $K_F = 1,5$.

Cuando se tienen dos o más frenos, cada freno debe ser diseñado de tal manera que sostenga la carga total con un factor de seguridad que se tomará según las siguientes indicaciones:

- Para mecanismo de elevación con uno o varios tambores de una transmisión y con la instalación de dos frenos.
- Para mecanismo de elevación con dos o más tambores con doble transmisión:

Con un freno instalado con cada transmisión	1,25
Con dos frenos instalados en cada transmisión	1,10

15.4.5 Estabilidad de las grúas de pórtico

En las grúas de pórtico, instaladas en centrales hidroeléctricas, la distancia (luz) entre los apoyos es relativamente pequeña mientras que su altura es considerable. Esta particularidad hace que en estas grúas se presenten fenómenos de inestabilidad. Sin embargo, es apenas elemental que se les exija una estabilidad óptima, propia en las estructuras de este tipo. En las grúas de pórtico que no poseen voladizos, generalmente esta estabilidad se logra con el propio peso de su estructura. En los casos en que la grúa está provista de voladizo o flechas, el momento creado por el peso de la estructura es insuficiente para garantizar su estabilidad y entonces se utilizan contrapesos (Figura 8.37).

La estabilidad de las grúas de pórtico instaladas en centrales hidroeléctricas se chequea en dos planos: en el plano perpendicular a los rieles de la grúa y en el plano paralelo a ellos.

En el primer caso se pueden presentar las siguientes situaciones críticas (Figura 15.12).

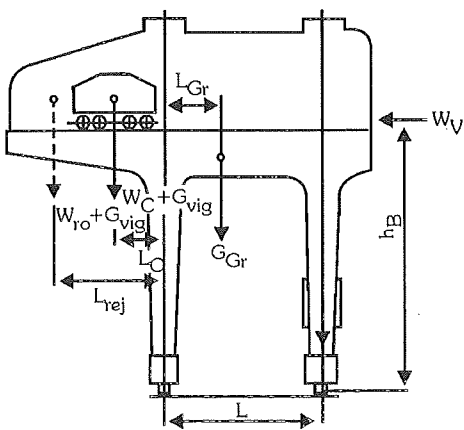


Figura 15.12 Esquema de las fuerzas actuantes sobre la grúa para determinar la estabilidad en sentido perpendicular a los rieles.

1. Cuando se están elevando las compuertas de fondo. En este caso se presenta el mayor esfuerzo de tracción y un brazo pequeño de la carga.
2. Cuando se eleva la rejilla. En este caso se presentan esfuerzos medios de tracción y un gran voladizo (brazo) de la carga.

En ambos casos existe un momento de volteo complementario causado por la fuerza del viento.

El grado de estabilidad de la grúa se expresa a través de un factor de seguridad que es la relación entre el momento de las fuerzas que sostienen la grúa y momento de las fuerzas que tienden a voltearla, es decir:

$$K = \frac{M_{SOST}}{M_{VOLT}}$$

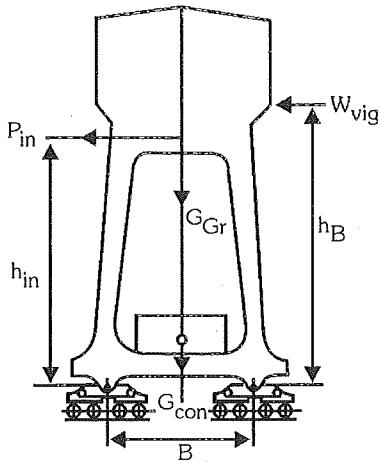


Figura 15.13 Esquema de las fuerzas que actúan sobre la grúa para determinar la estabilidad a lo largo de los rieles.

El factor de seguridad de la grúa para el peso de la estructura y del contrapeso, o la masa del contrapeso para un factor de seguridad dado, se determina por medio de la ecuación del momento de las fuerzas con respecto al eje de giro.

La suma de los momentos de las fuerzas con respecto al apoyo de la grúa aguas arriba, al elevar las compuertas de fondo es (Figura 15.12):

$$(W_C + G_{car}) l_C + W_V h b - G_{Gr} \cdot l_{Gr} - G_{con} \cdot L = 0 \quad (15.25)$$

Donde:

W_C es la mayor resistencia a la elevación de la compuerta.

G_{car} es el peso del carro de la grúa.

G_{Gr} es el peso de la grúa.

G_{con} es la masa del contrapeso.

De aquí, el factor de seguridad al volteo de la grúa en el plano perpendicular a los rieles es:

$$K = \frac{G_{Gr} \cdot l_{Gr} + G_{con} \cdot L}{(W_C + G_{viG}) l_C + W_V \cdot h b} \geq 1,15$$

El factor de seguridad al volteo en el mismo plano, al elevar la rejilla es:

$$K' = \frac{G_{Gr} \cdot L_{Gr} + G_{con} \cdot L}{(W_{REJ} + G_{viG}) l_{REJ} + W_V \cdot h b} \geq 1,15$$

Donde:

W_{REJ} es la mayor resistencia a la elevación de la rejilla.

G_{viG} es el peso de la viga travesaño.

El momento que tiende a voltear la grúa en un plano paralelo a los rieles se crea por las siguientes fuerzas (Figura 15.13):

1. Por la acción de la fuerza del viento W_V .
2. Por la acción de la fuerza de inercia que se presenta cuando la grúa inicia su movimiento o cuando frena Pin.

El caso más crítico con relación a la estabilidad de la grúa se presenta durante se translación sin carga. Este es el caso que se debe considerar en su cálculo y diseño. De tal manera, el factor de seguridad de la grúa a lo largo de los rieles se determina por la fórmula:

$$K = \frac{(G_{Gr} + G_{con})B/2}{Pin \sin + W_V \cdot h b} \geq 1,15$$

Es también indispensable efectuar el chequeo de la estabilidad de la grúa bajo la acción de la fuerza del viento cuando está funcionando (para $Pin = 0$).

15.5 Selección y dimensionamiento de los puentegrúas

La selección de puente grúas se realiza de acuerdo con tres parámetros fundamentales: la capacidad de carga Q , la luz de la grúa y la altura de elevación de los ganchos. La capacidad de carga se determina de acuerdo al elemento más pesado de la unidad que debe ser transportado. En la gran mayoría de los casos, éste elemento es el rotor del generador; que es llevado desde la sala de montaje hasta el sitio de operación.

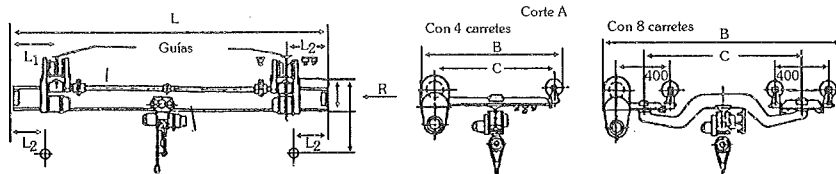
La luz de la grúa se determina en función del ancho de la casa de máquinas. La altura de elevación en la sala de máquinas se determina de tal manera que sea posible transportar el elemento más alto de la unidad que puede ser el rotor del generador o el rodete de la turbina.

Se utilizan puentegrúas estandarizados con dos ganchos (principal y auxiliar) con capacidad de carga entre 15/3 hasta 250/30 t y grúas no estandarizadas con las siguientes capacidades de carga 300/30, 350/40, 400/40, 450/50, 450/100, 500/50, 500/125. El gancho principal se usa para elevar y transportar los elementos más pesados. El gancho auxiliar se usa para el descargue del equipo y para la elevación de elementos livianos.

Los parámetros fundamentales de los puente-grúas estandarizados se muestran en los cuadros 15.12 a 15.20.

En estos cuadros aparecen clasificados los puente-grúas según su capacidad, así como también se encuentran sus dimensiones fundamentales y características principales. Cada cuadro está acompañado con sus respectivas figuras.

Es necesario aclarar que la convención que aparece en forma de fraccionario tiene el siguiente significado: la cifra que aparece en el numerador indica la capacidad del gancho principal, mientras que el denominador indica la capacidad del gancho auxiliar.

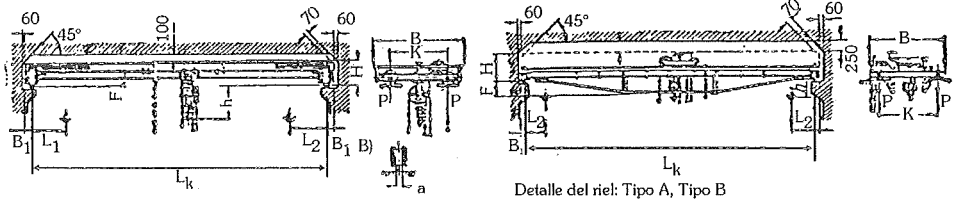


Cuadro 15.13 Grúas con capacidad de 0,25 a 5 t

Q	L	Dimensiones fundam. (mm)				Posiciones ext. del gancho (mm.)		Perfil del riel	Número de carretes			Presión del carrete sobre el riel (Kg.)				Peso del puente-grúa (kg)	L	
		L1 y L2		C	B				H	Total		Carretes de mando	Tipo ED		Tipo ET			
		Máx.	Min.			Tipo ED	Tipo ET			P.máx.	P.mín.		P.máx.	P.mín.				
0.25	3	600	150	1000	1500	500	1300	400	14-24ª	4	4	2	145	30	145	30	450	3
	4	700											155	45	155	45	550	4
	5	800											160	50	160	50	600	5
	6	1000											170	60	170	60	650	6
	8	1100											190	70	190	70	800	8
	10	1500											230	110	230	110	1100	10
	12	2000											275	150	-	-	1450	12
0.5	3	600	150	1000	1500	500	1300	400	16-30ª	4	4	2	215	25	215	25	450	3
	4	700											230	30	230	30	550	4
	5	800											240	35	240	35	600	5
	6	1000											255	60	255	60	750	6
	8	1100											320	130	320	130	1300	8
	10	1500											375	175	375	175	1700	10
	12	2000											430	220	-	-	2100	12
1.0	3	600	200	1000	1650	550	1650	400	20ª-36ª	4	4	2	465	35	465	35	1000	3
	4	700											480	45	480	45	1100	4
	5	800											500	60	500	60	1250	5
	6	900											520	80	520	80	1400	6
	8	1000											555	120	555	120	1700	8
	10	1400											610	165	-	-	2100	10
	12	1600											675	225	-	-	2600	12
2.0	3	600	200	1000	1700	600	1800	400	24ª-40ª	4	8	2	775	35	390	15	1250	3
	4	700											800	50	400	25	1400	4
	5	700											815	60	410	30	1500	5
	6	700											835	75	420	35	1650	6
	8	1000											845	95	-	-	1750	8
	10	1400											950	175	-	-	2500	10
	12	1600											1000	250	-	-	2990	12
3.0	3	600	300	1000	1800	600	2300	500	30ª-55ª	4	-	2	1150	90	-	-	1950	3
	4	700											1185	90	-	-	2100	4
	5	700											1195	130	-	-	2300	5
	6	700											1210	165	-	-	2500	6
	8	800											1275	225	-	-	3000	8
	10	1400											1425	250	-	-	3700	10
	12	1600											1500	2300	750	1950	500	30ª-55ª
5.0	3	900	300	1500	2900	650	2500	800	36ª-55ª	8	-	2	910	40	-	-	2600	4
	4	950											925	55	-	-	2850	5
	5	1000											980	60	-	-	3300	6
	6	1200											1015	105	-	-	3950	8
	8	1300											1060	165	-	-	4800	10
	10	1400											1060	165	-	-	4800	10

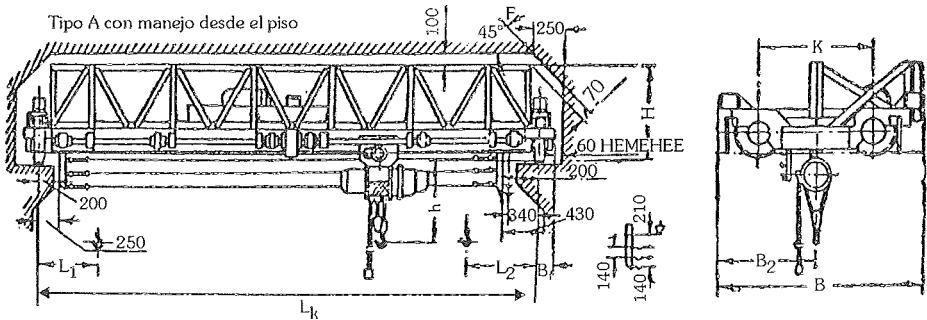
Tipo ED:	Tiene un viga de carga de perfil en Z.
Tipo D:	Tiene una viga de carga de perfil en T.

Tipo ET:	Tiene una viga de carga de perfil en T.
Tipo T:	Tiene una viga de carga de perfil en T.

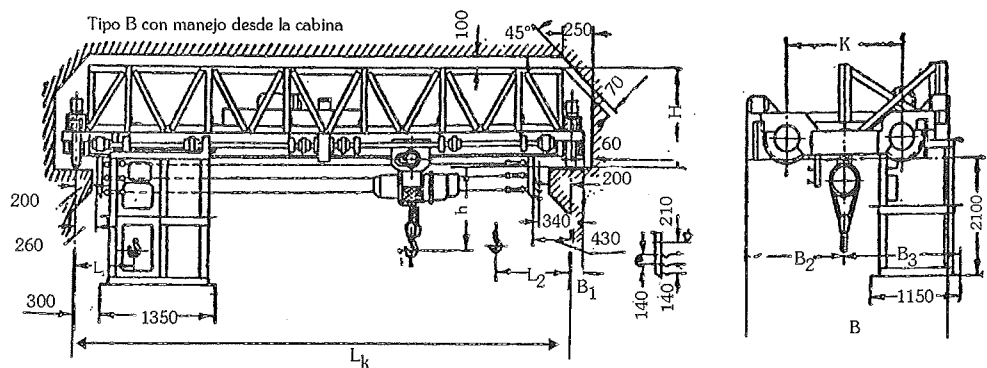


Cuadro 15.14 Puente-grúas manuales

Tipo	Q	L	Dimensiones fundam. (mm)					Posiciones ext. del gancho (mm.)			Ancho del riel	Presión del carrete (T)		Peso del puente-grúa (T)	Lk (m.)
			B	K	H	B ₁	F	h	L ₁	L ₂		Pmx.	P. mn.		
A	1	5	1900	1200		125	-100	450			40	0,8	0,15	0,9	5
		8										0,9	0,15	1,1	8
		11	2300	1600	500	150	-150	400	500	500		1,0	0,25	1,5	11
		14										1,1	0,30	1,8	14
	3	5	1900	1200	500						50	1,8	0,25	1,1	5
		8			550	160	-175	650	550	550		1,9	0,25	1,3	8
A		11	2300	1600	650						50	2,1	0,35	1,9	11
		14													
	5	5			550		-150	950	550	550	50	2,8	0,35	1,3	5
		8	2300	1600		180						3,0	0,30	1,6	8
		11			650		-175	900				3,2	0,35	2,1	11
		14	3000	2100	1000	170	600	150	450	750		3,8	0,75	4,1	14
B	10	17					800				50	4,0	1,00	5,0	17
		5										5,3	0,70	2,0	5
		8	2450	1800	600	180	-200	1300	700	700		5,7	0,55	2,5	8
		11										6,0	0,60	3,2	11
	15	14	3000	2100	1200	200	600	450	550	950	50	6,7	0,85	5,1	14
		17					850					7,0	1,05	6,1	17
		8					-100				60	8,8	1,75	6,1	8
		11	4500	3500	1400	200	500	500	1200	1400		9,4	1,60	7,0	11
		14					600					10,0	1,70	8,4	14
		17					800					10,4	1,70	9,2	17
	20	10,5					400				60	11,8	1,80	7,2	10,5
		13,5	4500	3500	1400	200	650	550	1200	1400		12,4	1,95	8,7	13,5
		16,5					850					13,0	1,95	9,9	16,5

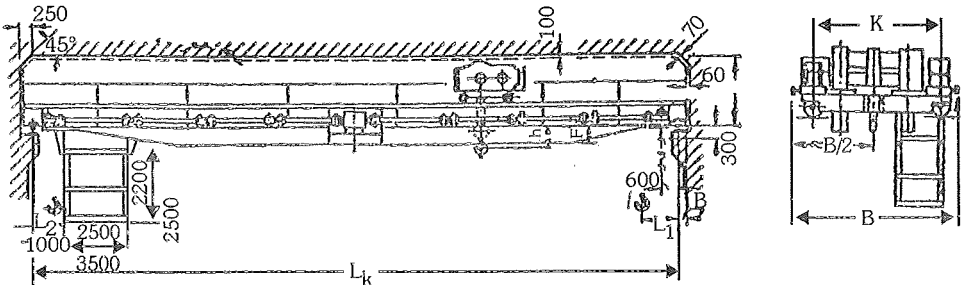


(Figura referida al cuadro 15.15)



Cuadro 15.15 Puente-grúas con malacate eléctrico
(ver también figura página anterior)

Q	Lk (m)	Dimensiones fundam. (mm)						Posiciones ext. del gancho (mm.)			Presión del carrete sobre el riel (T)				Peso en (T) puentegrúa		Lk (m.)		
		B	K	H	B ₁	B ₂	B ₃	h	L ₁	L ₂	Tipo A		Tipo B		Tipo A	Tipo B			
											P. mx.	P. mn.	P. mx.	P. mn.					
1	5	2300	1500	1000	180	1050	1700	1100	1050	1200	1,25	0,40	1,45	0,35	2,30	2,55	5		
	8	2600	2000			1300	1700				1,35	0,45	1,55	0,40	2,60	2,90	8		
	11	3100	2500			1550	1850				1,65	0,45	1,85	0,40	3,20	3,50	11		
	14					2000	2200				1,85	0,60	2,05	0,55	3,85	4,15	14		
	17	4300	3200	1300	2000	2200	2,55	0,60	2,75	0,55	5,25	5,60	17						
2	5	2300	1500	1000	180	1050	1700	1250	1050	1200	1,75	0,40	1,95	0,35	2,35	2,60	5		
	8	2600	2000			1300	1700				1,90	0,50	2,10	0,40	2,75	3,00	8		
	11	3100	2500			1550	1850				2,10	0,50	2,30	0,45	3,25	3,50	11		
	14					2000	2200				2,40	0,55	2,60	0,45	3,90	4,15	14		
	17	4300	3200	1300	2000	2200	3,20	0,55	3,45	0,45	5,45	5,80	17						
3	5	2300	1500	1000	180	1050	1700	1750	1150	1400	2,45	0,40	2,65	0,35	2,70	3,00	5		
	8	2600	2000			1300	1700				2,60	0,50	2,80	0,40	3,10	3,40	8		
	11	3100	2500			1550	1850				2,85	0,50	3,05	0,45	3,70	4,00	11		
	14					2000	2200				3,00	0,55	3,20	0,50	4,10	4,40	14		
	17	4300	3200	1300	2000	2200	4,00	0,45	4,25	0,40	5,85	6,25	17						
5	5	2600	2000	1000	180	1300	1700	1950	1350	1500	3,15	0,90	3,35	0,85	3,10	3,40	5		
	8					1300	1700				3,40	0,95	3,60	0,90	3,70	4,00	8		
	11					3100	2500				1550	1850	3,95	0,70	4,15	0,65	4,30	4,60	11
	14										2000	2200	4,10	1,00	4,30	0,95	6,20	5,50	14
	17	4300	3200	1300	2000	2200	4,90	0,80	5,10	0,75	6,40	6,70	17						
5	5	2600	2000	1000	180	1300	1700	1950	1350	1500	3,15	0,90	3,35	0,85	3,10	3,40	5		
	8					1300	1700				3,40	0,95	3,60	0,90	3,70	4,00	8		
	11					3100	2500				1550	1850	3,95	0,70	4,15	0,65	4,30	4,60	11
	14										2000	2200	4,10	1,00	4,30	0,95	6,20	5,50	14
	17	4300	3200	1300	2000	2200	4,90	0,80	5,10	0,75	6,40	6,70	17						



Cuadro 15.16 Puente grúas eléctricos de 5 - 15 t con un gancho y regimen suave de operación.

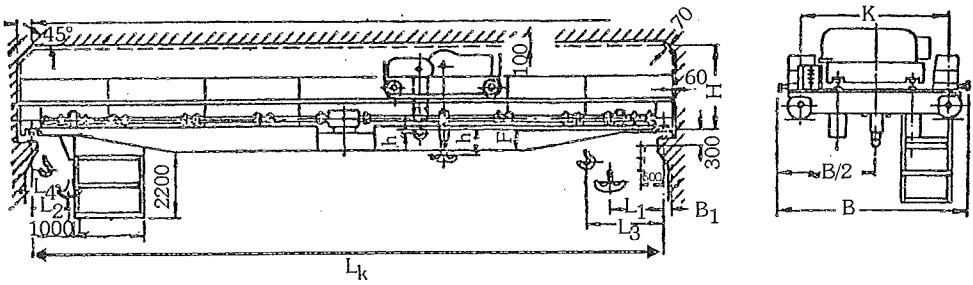
Q	Lk (m)	Dimensiones fundam. (mm)					Posiciones ext. del gancho (mm.)			Presión del carrete sobre el riel (T)				Peso en (T)		Lk (m.)
		B	K	H	B ₁	F	h	L ₁	L ₂	P. máx.	P. mín.	T	T ^{np}	Carr.	Grúa	
5	11	5000	3500	1650	230	250	50	1100	800	6,8	2,3	0,18	0,68	2,0	13,2	11
	14					250				7,3	2,7		0,73		15,0	14
	17					250				8,0	3,4		0,80		17,7	17
	20					350				8,7	4,0		0,87		20,4	20
	23	6500	5000		450	10,0				4,9	1,00		24,8		23	
	26				550	10,5				5,8	1,05		27,7		26	
	29				650	11,3				7,3	1,13		31,0		29	
	32				750	12,0				7,0	1,20		33,0		32	
10	11	6300	4400	1900	260	250	500	1200	1100	11,5	2,0	0,34	1,15	3,8	17,0	11
	14					250				12,0	2,5		1,20		19,0	14
	17					300				12,5	2,8		1,25		20,5	17
	20					300				13,5	3,2		1,35		23,5	20
	23	5000	5000		600	14,5				3,8	1,45		26,5		23	
	26				600	15,5				4,2	1,55		29,5		26	
	29				900	17,0				5,2	1,70		34,5		29	
	32				900	18,0				6,8	1,80		39,5		32	
15	11	6300	4400	2300	260	250	600	1300	1100	14,5	2,8	0,5	1,45	5,2	19,5	11
	14					250				15,5	2,8		1,55		21,5	14
	17					250				16,5	3,2		1,65		24,5	17
	20					250				17,5	3,8		1,75		27,5	20
	23	5000	5000		450	18,5				4,2	1,85		30,5		23	
	26				450	19,5				4,8	1,95		33,5		26	
	29				750	21,0				6,8	2,10		40,5		29	
	32				750	22,0				7,5	2,20		44,0		32	

Régimen suave de operación: $K_r = 0,5$ a $1,0$ K_r = Número de días de utilización en el año / 365.

$K_c = 0,33$ a $1,0$ K_c = No. de horas utilizado en el día / 24

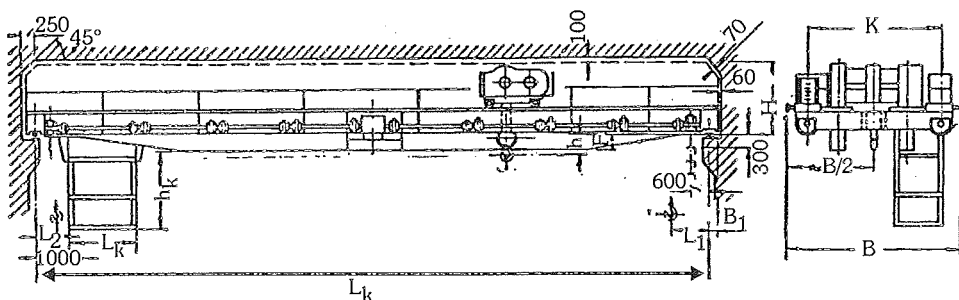
$T = 0,05 (Q - g) / n$ g: peso del carrete n: Número de ruedas a cada lado de la grúa

$T^{np} = 0,05 \Sigma P$ P: sumatoria de las presiones debida a todas las ruedas durante el frenado.



Cuadro 15.17 Puentegrúas eléctricas de 20 a 50 t con dos ganchos y régimen suave de operación

Q	Lk (m)	Dimensiones fundam. (mm)					Posiciones ext. del gancho (mm.)							Presión del carrete sobre el riel (T)			Peso en (T)		Lk (m.)
		B	K	H	B ₁	F	h	h ₁	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	max.	min.	T	T ^{np}	Carr.	Grúa	
20/5	10,5	6300	4400	2400	260	250	450	50	1150	2050	1950	1250	17,5	4,0	0,71	1,75	23,0	10,5	3,4
	13,5					250							18,5	4,0		1,85	25,0	13,5	
	16,5					250							19,5	4,5		1,95	28,0	16,5	
	19,5					250							21,0	5,0		2,10	32,0	19,5	
	22,5	5000				450							22,0	5,8		2,20	35,5	22,5	
	25,5					450							23,5	6,8		2,35	40,5	25,5	
	28,5					750							25,5	7,5		2,55	46,0	28,5	
	31,5					850							26,5	8,8		2,65	50,5	31,5	
30.5	10,5	6300	5100	2750	300	150	400	300	1600	1910	2560	950	25,0	6,8	1,03	2,50	33,5	10,5	11,2
	13,5					150							26,5	7,2		2,65	37,5	13,5	
	16,5					250							27,5	8,0		2,75	41,0	16,5	
	19,5					250							29,5	8,5		2,95	46,0	19,5	
	22,5	5000				500							31,0	9,2		3,10	50,5	22,5	
	25,5					500							32,5	10,0		3,25	55,0	25,5	
	28,5					850							34,0	11,2		3,40	60,5	28,5	
	31,5					850							35,5	12,5		3,55	66,0	31,5	
50.10	10,5	6650	5250	3150	300	150	650	300	1800	2360	2960	1200	36,0	11,8	1,69	3,60	45,5	10,5	17,5
	13,5					150							39,5	10,5		3,95	50,0	13,5	
	16,5					250							42,0	10,5		4,20	55,0	16,5	
	19,5					250							44,5	10,5		4,45	60,0	19,5	
	22,5	5000				500							46,0	11,5		4,60	65,0	22,5	
	26,5					500							47,5	12,8		4,75	70,5	25,5	
	28,5					650							48,5	14,2		4,85	75,5	28,5	
	31,5					650							51,0	15,2		5,10	82,5	31,5	



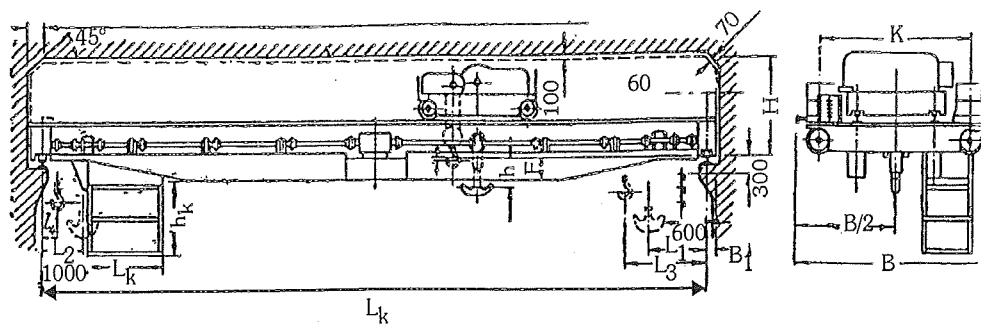
Cuadro 15.18 Puente grúas eléctricas de 5 - 15 t con un gancho con régimen medio y pesado de operación.

Q	Lk (m)	Dimensiones fundam. (mm)					Posiciones ext. del Gancho (mm.)			Presión del carrete sobre el riel (T)				Peso en (T)		Lk (m.)
		B	K	H	B ₁	F	h	L ₁	L ₂	P. mx.	P. mn.	T	T ^{ap}	Car.	Grúa	
5	11	5000	3500	1650	230	250	50	1100	800	7,0	2,3	0,18	0,70	2,2	13,6	11
	14					250				7,5	2,7		0,75		15,4	14
	17					250				8,2	3,4		0,82		18,1	17
	20					350				8,9	4,0		0,89		20,8	20
	23	6500	5000			450				10,1	4,9		1,01		25,0	23
	26					550				10,7	5,8		1,07		28,0	26
	29					650				11,5	6,6		1,15		31,2	29
	32					750				12,2	7,0		1,22		30,3	32
10	11	6300	4400	1900	260	250	500	1200	1100	11,5	2,2	0,35	1,15	4,0	17,5	11
	14					250				12,0	2,8		1,20		19,5	14
	17					300				12,5	3,0		1,25		21,0	17
	20					300				13,5	3,5		1,35		24,0	20
	23		5000			600				14,5	4,0		1,45		27,0	23
	26					600				15,5	4,5		1,55		30,0	26
	29					900				17,0	5,4		1,70		34,8	29
	32					900				18,0	7,0		1,80		40,0	32
15	11	6300	4400	2300	260	250	600	1300	1100	14,5	3,0	0,51	1,45	5,3	20,0	11
	14					250				15,5	3,0		1,55		22,0	14
	17					250				16,5	3,5		1,65		25,0	17
	20					250				17,5	4,0		1,75		28,0	20
	23		5000			450				18,5	4,5		1,85		31,0	23
	26					450				19,5	5,0		1,95		34,0	26
	29					750				21,0	7,0		2,10		41,0	29
	32					750				22,0	8,0		2,20		45,0	32

Q	Lk (m)	Dimensiones fundam. (mm)					Posiciones ext. del Gancho (mm.)			Presión del carrete sobre el riel (T)				Peso en (T)		Lk (m.)
		B	K	H	B ₁	F	h	L ₁	L ₂	P. mx.	P. mn.	T	T ^{np}	Carr.	Grúa	
5	11	5000	3500	1750	230	250	50	1100	800	7,6	2,2	0,20	0,76	3,0	14,6	11
	14					250				8,1	2,6		0,81		16,4	14
	17					250				8,8	3,3		0,88		19,1	17
	20					350				9,5	3,9		0,95		21,8	20
	23	6500	5000		450	10,7				4,8	1,07		26,0		23	
	26				550	11,3				5,7	1,13		29,0		26	
	29				650	12,1				6,5	1,21		32,2		29	
	32				750	12,8				6,8	1,28		34,3		32	
10	11	6300	4400	2100	260	250	500	1200	1100	12,5	2,0	0,39	2,25	5,6	19,0	11
	14					250				13,0	2,5		1,30		21,0	14
	17					300				13,5	3,0		1,35		23,0	17
	20					300				14,5	3,5		1,45		26,0	20
	23					600				15,0	4,0		1,50		28,0	23
	26					600				16,0	4,5		1,60		31,0	26
	29		5000			900				17,5	5,9		1,75		36,8	29
	32					900				18,5	7,2		1,85		41,5	32
15	11	6300	4400	2300	260	250	600	1300	1100	15,0	3,8	0,52	1,50	6,0	22,5	11
	14					250				16,0	3,8		1,60		24,5	14
	17					250				16,5	4,8		1,65		27,5	17
	20					250				17,5	5,8		1,75		31,5	20
	23					450				18,5	6,5		1,85		35,0	23
	26					450				19,5	7,2		1,95		38,5	26
	29		5000			750				21,5	8,2		2,15		44,5	29
	32					750				22,5	9,2		2,25		48,5	32

Régimen medio de operación
Régimen pesado de operación

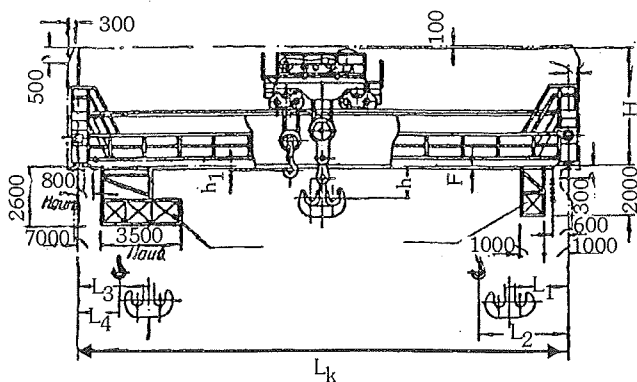
Kr = 0,75 - 1 Kc = 0,33 - 1,0
Kr = 1,0 Kc = 1,0



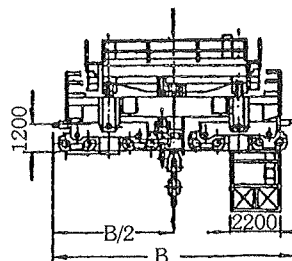
Cuadro 15.19 Puentegrúas eléctricas de 15 a 50 t con ganchos y para régimen medio y pesado
(ver figura en la página anterior)

Q	Lk (m)	Dimensiones fundam. (mm)					Posiciones ext. del gancho (mm.)						Presión del carrete sobre el riel (T)				Peso en (T)		Lk (m.)
		B	K	H	B ₁	F	h	h ₁	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	max.	min.	T	T _{np}	Carr.	Grúa	
15/3	11	6300	4400	2300	260	250	600	100	1300	1950	2250	1000	15,5	3,2	0,55	1,55	7,0	22,5	11
	14					250							16,5	3,2		1,65		24,5	14
	17					250							17,5	3,2		1,75		26,5	17
	20					250							18,5	4,2		1,85		30,5	20
	23	5000				450							19,0	5,5		1,90		34,0	23
	26					450							20,0	5,8		2,00		36,5	26
	29					750							22,0	7,2		2,20		43,5	29
	32					750							23,0	8,2		2,30		47,5	32
20/5	10,5	6300	4400	2400	260	250	450	50	1150	2050	1950	1250	17,5	4,2	0,71	1,75	8,5	23,5	10,5
	13,5					250							18,5	4,2		1,85		25,5	13,5
	16,5					250							19,5	4,8		1,95		28,5	16,5
	19,5					250							21,0	5,2		2,10		32,5	19,5
	22,5	5000				450							22,0	6,0		2,20		36,0	22,5
	25,5					450							23,5	7,0		2,35		41,0	25,5
	28,5					750							25,5	7,8		2,55		46,5	28,5
	31,5					850							26,5	8,5		2,65		50,0	31,5
30/5	10,5	6300	5100	2750	300	250	400	300	1600	1910	2560	950	25,5	7,0	1,05	2,55	12,0	35,0	10,5
	13,5					250							27,0	7,5		2,70		39,0	13,5
	16,5					250							28,0	8,2		2,80		42,5	16,5
	19,5					250							30,0	8,8		3,00		47,5	19,5
	22,5	5100				500							31,5	9,5		3,15		52,0	22,5
	25,5					500							33,0	10,2		3,30		56,5	25,5
	28,5					850							34,5	11,5		3,45		62,0	28,5
	31,5					850							36,0	12,8		3,60		67,5	31,5
50/10	10,5	6650	5250	3150	300	250	650	300	1800	2360	2960	1200	36,5	12,0	1,7	3,65	18,0	47,0	10,5
	13,5					250							40,0	10,8		4,00		51,5	13,5
	16,5					250							42,5	10,8		4,25		56,5	16,5
	19,5					250							45,0	10,8		4,50		61,5	19,5
	22,5	5250				500							46,5	11,8		4,65		66,5	22,5
	26,5					500							48,0	13,0		4,80		72,0	25,5
	28,5					650							49,0	14,5		4,90		77,0	28,5
	31,5					650							51,5	15,5		5,15		84,0	31,5
15/3	11	6300	4400	2300	260	250	600	250	1300	1950	2250	1000	16,0	4,5	0,57	1,60	7,8	26,0	11
	14					250							17,0	4,5		1,70		28,0	14
	17					250							18,0	4,5		1,80		30,0	17
	20					250							19,0	5,5		1,90		34,0	20
	23					450							20,0	6,0		2,00		34,0	23
	26					450							21,0	6,5		2,10		40,0	26
	29					750							23,0	8,0		2,30		47,0	29

Q	Lk (m)	Dimensiones fundam. (mm)					Posiciones ext. del gancho (mm.)							Presión del carrete sobre el riel (T)				Peso en (T)		Lk (m.)
		B	K	H	B ₁	F	h	h ₁	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	max.	min.	T	T ^{np}	Carr.	Grúa		
	32		5000			750						24,0	9,0		2,40		51,0	32		
20,5	10,5	6300	4400	2400	260	250	450	50	1150	2050	1950	1250	18,5	4,0	0,73	1,85	9,3	25,0	10,5	
	13,5					250							19,5	4,0		1,95		27,0	13,5	
	16,5					250							20,5	4,5		2,05		30,0	16,5	
	19,5					250							22,0	4,8		2,20		33,5	19,5	
	22,5					450							23,0	5,5		2,30		37,0	22,5	
	25,5					450							24,5	6,0		2,45		41,0	25,5	
	28,5		5000			750							26,0	7,2		2,60		46,5	28,5	
	31,5					850							27,0	8,5		2,70		51,0	31,5	
30/5	10,5	6300	5100	2750	300	250	400	300	1600	1910	2560	950	25,5	7,8	1,06	2,55	12,5	36,5	10,5	
	13,5					250							27,5	7,8		2,75		40,0	13,5	
	16,5					250							29,5	7,8		2,95		44,5	16,5	
	19,5					250							31,0	9,0		3,10		50,0	19,5	
	22,5					500							32,5	9,8		3,25		54,5	22,5	
	25,5					500							33,5	11,0		3,35		59,0	25,5	
	28,5					850							35,5	12,0		3,55		65,0	28,5	
	31,5					850							36,5	13,5		3,65		70,0	31,5	
50/10	10,5	6650	5250	3150	300	250	650	300	1800	2360	2960	1200	37,5	12,0	1,71	3,75	18,5	49,0	10,5	
	13,5					250							40,5	11,0		4,04		53,0	13,5	
	16,5					250							43,0	11,2		4,30		58,5	16,5	
	19,5					250							45,0	12,2		4,50		64,5	19,5	
	22,5					500							47,0	12,5		4,70		69,0	22,5	
	26,5					500							49,0	13,0		4,90		74,0	25,5	
	28,5					650							50,5	14,2		5,05		79,5	28,5	
	31,5					650							52,5	15,5		5,25		86,0	31,5	



(ver cuadro 15.20)



Continuación cuadro 15.20

Q	Lk (m)	Altura de Elevación (m.)		Dimensiones fundam. (mm)						Posiciones extremas del gancho (mm.)						Presión del carrete sobre el riel (T)						Peso en (T)		Lk (m.)
		Princ.	Aux.	B	K	H	B ₁	F	h	h ₁	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	b	P ₁ max.	P ₁ min.	P ₂ max.	P ₂ min.	T	T ^{NP}	Carr.	Grúa	
75/20	10,5															28 (29)	11 (12)	29 (30)	12 (12)		5,7 (5,9)		85 (90)	10,5
	13,5															30 (31)	11 (12)	31 (32)	12 (12)		6,1 (6,3)		90 (95)	13,5
	16,5															32 (33)	11 (12)	33 (34)	12 (12)		6,5 (6,7)		95 (100)	16,5
	13,5	20 (30)	22 (32)	8800 (10000)												33 (34)	11 (12)	34 (35)	12 (12)	1,41 (1,46)	6,7 (6,9)	38 (42)	105 (110)	19,5
	22,5				4560 (5760)											35 (36)	12 (12)	36 (37)	12 (13)		7,1 (7,3)		115 (120)	22,5
	25,5															36 (37)	13 (13)	37 (38)	13 (14)		7,3 (7,5)		125 (130)	25,5
	28,5															38 (39)	14 (14)	39 (40)	14 (14)		7,7 (7,9)		135 (140)	28,5
	31,5															39 (40)	14 (14)	40 (41)	14 (15)		7,9 (8,1)		140 (145)	31,5
100/20	13															37 (37)	11 (12)	38 (38)	11 (13)		7,5 (7,5)		95 (100)	13
	16															39 (39)	12 (13)	40 (40)	12 (14)		7,9 (7,9)		105 (110)	16
	19															41 (41)	12 (14)	42 (42)	13 (15)	1,77 (1,81)	8,3 (8,3)	42 (45)	115 (120)	19
	22	20 (30)	22 (32)	8800 (10000)												42 (42)	13 (15)	43 (43)	14 (15)		8,5 (8,5)		125 (130)	22
	25				4560 (5760)											44 (44)	14 (15)	45 (45)	14 (16)		8,9 (8,9)		135 (140)	25
	28															46 (46)	15 (16)	47 (47)	15 (16)		9,3 (9,3)		145 (150)	28
	31															48 (48)	15 (16)	49 (49)	16 (17)		9,7 (9,7)		155 (160)	31
																43 (44)	14 (14)	44 (45)	14 (14)		8,7 (8,9)		105 (110)	13
125/20	16															45 (46)	14 (15)	46 (47)	15 (15)		9,1 (9,3)		115 (120)	16
	19															47 (48)	15 (15)	48 (49)	15 (15)	2,10 (2,14)	9,5 (9,7)	43 (46)	125 (130)	19
	22	20 (30)	22 (32)	8800 (10000)												49 (50)	15 (16)	50 (51)	16 (16)		9,9 (10,1)		135 (140)	22
	25				4560 (5760)											51 (52)	16 (16)	52 (53)	16 (16)		10,3 (10,5)		145 (150)	25
	28															53 (54)	16 (17)	54 (55)	17 (17)		10,7 (10,9)		155 (160)	28
	31															55 (56)	17 (17)	56 (57)	17 (18)		11,1 (11,3)		165 (167)	31
																51 (54)	18 (22)	52 (55)	19 (22)	2,69 (2,97)	10,3 (10,9)	65 (88)	130 (155)	13
																54 (57)	18 (21)	55 (58)	19 (21)		10,9 (11,5)		140 (165)	16
150/30	19															29 (32)	9 (11)	30 (33)	9 (11)	1,34 (1,49)	12,0 (13,0)		165 (195)	19
	22	24 (32)	26 (34)	9900 (11100)												30 (33)	10 (11)	31 (34)	10 (11)		12,2 (13,4)		175 (205)	22
	25				5660 (6860)											31 (34)	10 (11)	32 (35)	11 (11)		12,6 (13,8)		185 (215)	25
	28															32 (35)	11 (11)	33 (36)	11 (12)		13,0 (14,2)		135 (225)	28
	31															33 (36)	11 (12)	34 (37)	12 (13)		13,4 (14,6)		210 (240)	31
																33 (34)	11 (14)	34 (35)	11 (14)	1,70 (1,85)	13,4 (13,8)	72 (96)	160 (190)	13
																35 (36)	11 (13)	36 (37)	11 (14)		14,2 (14,6)		170 (200)	16
																36 (38)	11 (13)	37 (39)	11 (13)		14,6 (15,4)		180 (210)	19
200/30	19															38 (40)	11 (13)	39 (41)	11 (13)		15,4 (16,2)		190 (220)	22
	22	19 (32)	21 (34)	10400 (11600)												39 (41)	11 (13)	40 (42)	11 (13)	1,70 (1,85)	15,8 (16,6)		205 (230)	25
	25															40 (42)	12 (13)	41 (43)	12 (13)		16,2 (17,0)		220 (245)	28
	28															41 (44)	12 (13)	42 (45)	11 (13)		16,6 (17,8)		235 (260)	31
	31															42 (43)	12 (15)	43 (44)	13 (15)	2,03 (2,19)	17,0 (17,4)	75 (100)	190 (220)	16
																44 (45)	13 (16)	45 (46)	13 (16)		17,8 (18,2)		210 (240)	19
																46 (47)	13 (16)	47 (48)	14 (16)		18,6 (19,0)		230 (260)	22
																47 (49)	14 (16)	48 (50)	14 (16)		19,0 (19,8)		240 (270)	25
250/30	28															48 (51)	14 (16)	49 (52)	14 (16)		19,4 (20,6)		255 (285)	28
	31															50 (53)	14 (16)	51 (54)	15 (16)		20,2 (21,4)		270 (300)	31

T = Carga horizontal de frenado en los grupos eléctricos en sentido transversal = $0,05 (Q + g) / n$

g: peso del carrete. n: número de ruedas a cada lado de la grúa.

T^{NP} = Carga horizontal de frenado en sentido longitudinal = $0,5 \Sigma P$

P: sumatoria de las presiones debida a todas las ruedas durante el frenado.

Para grúas con 4 ruedas: $P_{min} = 0,5 (P + G) - P_{max}$. G = peso total de la grúa. Q = capacidad de carga.

Para grúas de 8 a 16 ruedas: $P_{1min} / P_{2min} = P_{1max} / P_{2max}$ $P_{1min} = P_{1max} ((Q + G / \Sigma P_{max}) - 1)$

BIBLIOGRAFÍA

A discussion of Pelton turbines versus Francis turbines for high head plants. Joint symposium on desing and operation of fluid machinery. Colorado State University for Collins. Colorado, U.S.A. Junio de 1978.

BAHAMONDE, R., **Economic criterio in selecting the number of units for a hydro plant.** Water power and dam construction. Pág. 43-45, julio, 1981.

BARLIT KIEV, V.V., **Turbinas hidráulicas.** Editorial Escuela Superior, 1977.

Centrales eléctricas. Enciclopedia Ceal de la electricidad. Quinta edición. Barcelona, septiembre, 1982.

DE SIERVO, F. and LUGARESI, A., **Moderm trends in selecting and designing Pelton turbines.** Water power and dam construction. Pág. 40, diciembre, 1978.

DE SIERVO, F. and DE LEVA, F., **Modern trends in selecting and designing Francis turbines.** Water power and dam construction. Pág. 28-35, agosto, 1976.

DE SIERVO, F. and DE LEVA, F., **Modern trends in selecting and designing Kaplan turbines.** Water power and dam construction. Pág. 51-56 y 52-58, diciembre, 1977 - enero, 1978.

EDEL, IU. V., **Turbinas Pelton.** Editorial Construcción de máquinas. Leningrado, 1980.

ERBISTE, P.C., **Estimating gate weights.** Water power and dam construction. Pág. 18-23, mayo, 1984.

GORDON, J.I., **Estimating hydro power house crane capacity.** Water power and dam construction. Pág. 25-26, noviembre, 1978.

GRISHIN, M.M., **Estructuras hidráulicas.** Universidad de Leningrado, 1979.

GUBIN, F. F., **Centrales hidroeléctricas.** Moscú, Editorial Energía, 1980.

ILINI, I.I., **Centrales hidroeléctricas.** Editorial Energética. Moscú, 1982.

Instalación de unidades de generación en centrales hidroeléctricas. Energomachexport. U.R.S.S., Moscú.

Kaplan turbines. Voith. Reprint t2536d+e.

KASATKIN, A.S., **Fundamentos de electrotecnia.** Editorial Mir., Moscú, 1980.

KOS, P.I., NESHERETNI, P.M. **Grúas pórtico**. Editorial Construcción de máquinas, Moscú, 1972.

KOVALIEV, N.N., **Diseño de turbinas**. Editorial Construcción de máquinas. Leningrado, 1974.

LLERAS, Guillermo. **Turbinas hidráulicas Pelton**. Injétec. Bogotá, julio, 1978.

MACHADO, Eduardo, VASQUEZ, Luz Helena, GONZÁLEZ, Germán. **Análisis del desarrollo de la hidroenergía en Colombia**. Tesis Universidad Nacional de Colombia, 1997.

Normas para el manejo de materiales de la MHI, normas MCCA, especificación No. 70 y otras.

OCHOA, Tomás, RIAÑO, Ricardo, BERRÍO, Carlos Mario. **Guía para la elección, cálculo y diseño del equipo electromecánico de una central hidroeléctrica**. Tesis Universidad Santo Tomás, 1986.

POLO ENCINAS, Manuel. **Turbo máquinas hidráulicas**. Editorial Limusa, México, 1976.

PRADA, Marco A. **Dimensionamiento de generadores**. Ingetec. Bogotá, julio, 1978.

Preliminary selection of hydraulic turbines and powerhouse dimensions. Tennessee valley authority division of water control plannin, march, 1950.

PROSMIN, A.S., **Grúas de montaje en centrales hidroeléctricas**. Editorial Construcción de máquinas, Moscú, 1973.

REYES AGUIRRE, Miguel. **Curso de máquinas hidráulicas**. Facultad Ingeniería U.M.A.M. Representaciones y servicios de ingeniería s.a. México, 1965.

ROZANOV, N.P., **Estructuras hidráulicas**. Editorial Construcción. Moscú, 1978.

Selecting hydraulic reaction turbinas. United States Departament of the Interior. Bureau of reclamation. Engineering Monograph No. 20.1976.

SANTO POTES, E. **Centrales eléctricas**. Editorial Gustavo Gili, Barcelona, 1971.

SHABELIEV, **Utilización de la energía hidráulica**. Editorial Energía, Moscú, 1976.

SCHOKLISCH, A., **Construcciones hidráulicas**. Editorial Gustavo Gili S.A. Tercera edición. Barcelona, 1968.

SCHWEIGER, F. and GREGORI, J., **Developments in Francis turbinas**. Water power and dam construction. Pág. 17-21, agosto, 1985.

SHELDON, L.H. **Cost analysis of hidraulic turbines.** Water power and dam construction. Pág. 24-28, junio, 1981.

STREETER, **Mecánica de flúidos.** Editorial Mc Graw Hill, Celi Colombia, Sexta edición, 1975.

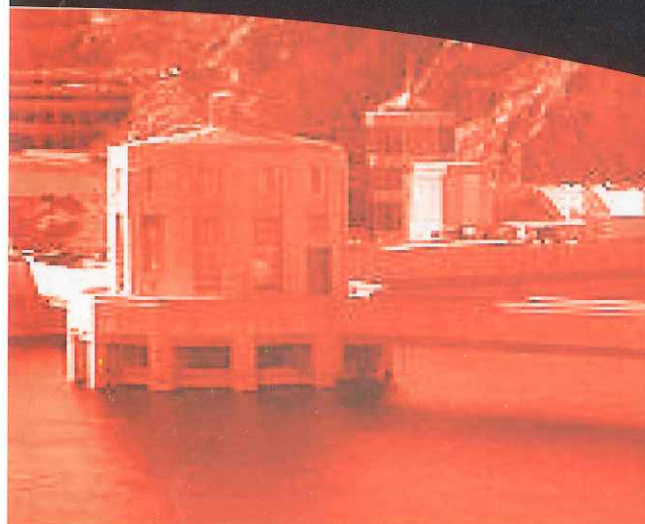
ULITH , Peter and VOITH, J.M., **Selecao e dimensionamiento de turbinas Francis.** Primer Seminario de Ingeniería Hidromecánica, Sao Paulo, agosto, 1976.

VOITH, **Turbinas Pelton en tamaños constructivos estandarizados.** Reprint t2517 s.p.

WALKER, J.H. **Project date for hydroelétric generators.** Water power, marzo - abril, 1966.

ZEMANSKY, Siars, **Física general.** Aguilar s.a., Ediciones Madrid, Quinta edición, 1979.

ZOPPETTI, G., **Centrales hidroelétricas.** Editorial Gustavo Gili, S.A. Cuarta edición. Barcelona, 1979.



El libro **Centrales hidroeléctricas** está orientado a cubrir un vacío bibliográfico, en lengua española, sobre los cálculos de generación de centrales pertenecientes al Sistema Interconectado Nacional, tanto en sus aspectos conceptuales como metodológicos y en la selección y dimensionamiento del equipo de generación con todos sus componentes. Además, presenta los fundamentos de diseño de las estructuras de captación en este tipo de proyectos.

Contiene una breve historia del sector eléctrico colombiano y comentario de sus fases de desarrollo y particularidades significativas; su estructura institucional actual y la relación de los proyectos colombianos en operación con la potencia instalada total, hasta la fecha.

Incluye los fundamentos concernientes a la producción de energía aprovechando las corrientes naturales, describiendo los tipos de proyectos asociados a esta actividad y las estructuras que hacen parte de cada uno de ellos con sus posibles combinaciones.

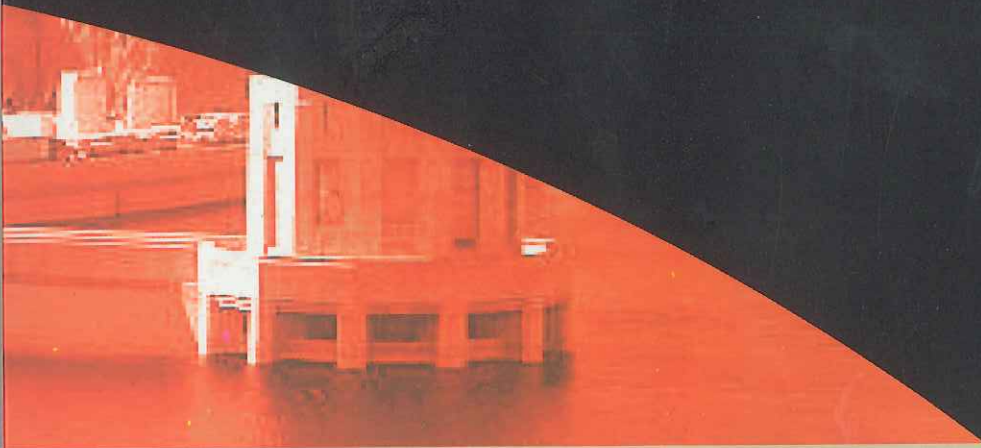
Los estudios de generación se inician con un glosario extenso de los términos y conceptos utilizados en el diseño y operación de centrales hidroeléctricas, lo mismo que en los conceptos básicos de electricidad con aporte de una metodología completa de cálculo y planificación.

La parte dedicada a los equipos de generación está dividida en unos capítulos iniciales de presentación teórica, terminando con la selección y dimensionamiento de cada uno de ellos.

Todos los temas tratados están acompañados de ejemplos resueltos de aplicación práctica.

El libro se presenta en dos tomos para mayor comodidad en su manejo: el primer tomo se dedica a los estudios de generación y demás tópicos de carácter general. El segundo tomo comprende lo relacionado con los equipos de generación en su parte de diseño.

La presente obra está dirigida a ingenieros civiles, mecánicos, eléctricos e industriales y puede ser utilizada como texto en cursos de pregrado y postgrado de las diferentes universidades dedicadas a la enseñanza e investigación de estas disciplinas.



ediciones



grancolombianas

ISBN 958-9441-15-7



9 789589 441152